

TUGAS AKHIR
ANALISA TINGKAT VIBRASI ISO 10816-3 PADA MESIN
TURBIN UAP AKIBAT BEBAN DAN KECEPATAN
OPERASIONAL

*Diajukan Untuk Memenuhi Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik Mesin Pada Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun Oleh:

IRVAN EVENDI
2107230140



UMSU
Unggul | Cerdas | Terpercaya

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2026

HALAMAN PENGESAHAN

Proposal penelitian Tugas Akhir ini diajukan oleh:

Nama : Irvan Evendi
NPM : 2107230140
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Tugas Akhir : Analisa Tingkat Vibrasi 10816-3 Pada Mesin Turbin Uap Akibat Beban Dan Kecepatan Operasional
Bidang ilmu : Konversi Energi

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai penelitian tugas akhir untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 03 Februari 2026

Mengetahui dan menyetujui:

Dosen Penguji I



Ahmad Marabdi Siregar, S.T., M.T

Dosen Penguji II



Arya Rudi Nasution, S.T., M.T

Dosen Penguji III



Chandra A Siregar, S.T., M.T

Program Studi Teknik Mesin

Ketua,



Chandra A Siregar, S.T., M.T

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Lengkap : Irvan Evendi
Tempat /Tanggal Lahir : Padang, 23 Oktober 2001
NPM : 2107230140
Fakultas : Teknik
Program Studi : Teknik Mesin

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Akhir saya yang berjudul:

“Analisa Tingkat Vibrasi 10816-3 Pada Mesin Turbin Uap Akibat Beban Dan Kecepatan Operasional”

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material dan non-material, ataupun segala kemungkinan lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Akhir saya secara orisinil dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidaksesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh Tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian Surat Pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 03 Februari 2026

Saya yang menyatakan,



Irvan Evendi

ABSTRAK

Turbin uap adalah salah satu jenis turbin, Dimana Turbin uap termasuk dalam kelompok pesawat-pesawat konversi energy potensial uap menjadi energy mekanik pada poros turbin uap. Poros turbin uap langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis tingkat vibrasi pada mesin turbin uap berdasarkan standar ISO 10816-3 serta mengidentifikasi pengaruh variasi beban operasional terhadap nilai vibrasi. Pengukuran dilakukan pada empat titik bearing, yaitu bearing pinion 1, bearing pinion 2, bearing bull gear 1, dan *bearing bull gear 2* pada posisi vertikal dan *horizontal*. Metode yang digunakan adalah pengukuran langsung menggunakan alat vibration meter serta pengolahan data log sheet operator selama turbin beroperasi pada berbagai beban. Parameter yang diamati adalah nilai kecepatan getaran (*velocity RMS*) dalam satuan mm/s. Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai vibrasi pada seluruh titik pengukuran masih berada dalam batas aman menurut standar ISO 10816-3 untuk mesin kategori Group 1 dengan pondasi *rigid*. Nilai vibrasi tertinggi ditemukan pada bearing pinion 2, namun masih berada pada zona operasi normal. Selain itu, peningkatan beban operasional menunjukkan kecenderungan peningkatan nilai vibrasi, meskipun tidak signifikan terhadap kondisi keseluruhan mesin. Dengan demikian, monitoring vibrasi secara berkala sangat penting untuk menjaga keandalan turbin dan mencegah terjadinya kerusakan dini pada komponen mesin.

Kata kunci: Vibrasi turbin uap, ISO 10816-3, bearing, beban operasional

ABSTRAC

Steam turbine is one type of turbine, where the steam turbine is included in the group of steam potential energy conversion machines into mechanical energy on the steam turbine shaft. The steam turbine shaft is directly or with the help of reduction gears connected to the driven mechanism. This study aims to analyze the vibration level in a steam turbine engine based on the ISO 10816-3 standard and identify the effect of operational load variations on vibration values. Measurements were carried out at four bearing points, namely pinion bearing 1, pinion bearing 2, bull gear bearing 1, and bull gear bearing 2 in vertical and horizontal positions. The method used is direct measurement using a vibration meter and processing of operator log sheet data during turbine operation at various loads. The observed parameter is the vibration velocity value (RMS) in mm/s. The results of the study show that the vibration value at all measurement points is still within the safe limit according to the ISO 10816-3 standard for Group 1 category machines with rigid foundations. The highest vibration value was found at pinion bearing 2, but was still in the normal operating zone. Furthermore, increasing operational loads indicate a tendency for increased vibration values, although this is not significant for the overall condition of the machine. Therefore, regular vibration monitoring is crucial for maintaining turbine reliability and preventing premature damage to machine components.

Keywords: Steam turbine vibration, ISO 10816-3, bearings, load

KATA PENGANTAR

Dengan nama Allah Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang. Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadirat Allah SWT yang telah memberikan karunia dan nikmat yang terkira. Salah satu dari nikmat tersebut adalah keberhasilan penulis dalam menyelesaikan Proposal Tugas Akhir yang berjudul: “Analisa Tingkat Vibrasi 10816-3 Pada Mesin Turbin Uap Akibat Beban Dan Kecepatan Operasional” sebagai syarat untuk meraih gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara (UMSU), Medan. Oleh karena itu, dalam kesempatan ini penulis juga ingin mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Chandra A Siregar, S.T., M.T selaku Dosen Pembimbing Proposal Tugas Akhir dan selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
2. Bapak Assoc.Prof.Ir. Ade Faisal, S.T., M.Sc., Ph.D, selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
3. Bapak Dr. Khairul Ummurani, S.T., M.T selaku Wakil Dekan I Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
4. Bapak Ahmad Marabdi Siregar, S.T., M.T selaku Sekretaris Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
5. Bapak/Ibu Staf Administrasi di Biro Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
6. Teristimewa selaku orang tua yang selama ini telah banyak memberikan dorongan moril, materi serta do'a dan kasih sayangnya kepada penulis.
7. Sahabat-sahabat penulis: Abangda, Andi Sanjaya S.T, Archam Harahap S.T, Genta Dwi Cahyo Kurniawan S.T, dan lainnya yang tidak mungkin namanya disebut satu persatu.

Tugas Akhir ini tentunya masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis berharap kritik dan masukan yang konstruktif untuk menjadi bahan pembelajaran berkesinambungan penulis di masa depan. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pengembangan ilmu keteknik-mesinan

Medan, 03 Februari 2026

Irvan Evendi

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	I
SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR	II
ABSTRAK	III
ABSTRAC	IV
KATA PENGANTAR	V
DAFTAR ISI	VI
DAFTAR TABEL	VIII
DAFTAR GAMBAR	IX
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Ruang Lingkup	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Turbin Uap	4
2.1.1 Prinsip Kerja Turbin Uap	5
2.1.2 Komponen Turbin Uap	6
2.1.3 Prinsip Kerja Turbin Uap	6
2.1.4 Klasifikasi Turbin Uap	7
2.2 <i>Journal Bearing</i>	10
2.3 Vibrasi	11
2.3.1 <i>Vibrasi Reclinear</i>	12
2.3.2 <i>Vibrasi Rotasional</i>	12
2.3.3 <i>Analisa Vibrasi (Detection Mode)</i>	14
2.3.4 <i>Manfaat dan Keuntungan</i>	15
2.4 Klarifikasi Getaran	16
2.5 Batas Vibrasi dan Standard Vibrasi	18
2.5.1 <i>Standar Vibrasi ISO 10816-3</i>	18
2.6 Penyebab Vibrasi Pada Mesin	19
2.6.1 <i>Unbalance (ketidakseimbangan)</i>	19
2.6.2 <i>Kerusakan Bearing</i>	21
2.6.3 <i>Misalignment</i>	23
2.7 Parameter Getaran	24
2.8 <i>Predictive Maintenance</i>	26
2.8.1 <i>Manfaat Dan Tujuan Predictive Maintenance</i>	27
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	29
3.1. Tempat Dan Waktu Pelaksanaan	29
3.1.1 Tempat	29
3.1.2 Waktu	29
3.2 Bahan Dan Alat	30
3.2.1 Bahan	30
3.2.2 Alat	30
3.3 Diagram Alir	32
3.4 Rancangan Alat Penelitian	33

3.5	Prosedur Penelitian	33
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN	37
4.1	Analisa Data	37
4.2	Analisa Data Berdasarkan Standar ISO 10816-3	40
4.3	Analisis Hubungan Beban Operasional terhadap Vibrasi	45
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN	47
5.1	Kesimpulan	47
5.2	Saran	47
	DAFTAR PUSTAKA	49
	Lampiran 1. Dokumentasi Penelitian	
	Lampiran 2. Berita Acara Seminar Hasil Penelitian	
	Lampiran 3. Lembar Asistensi	
	Lampiran 4. SK Pembimbing	
	Lampiran 5. Daftar Riwayat Hidup	

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Jadwal dan kegiatan saat melakukan penelitian	29
Tabel 3. 2 Data Skunder <i>log sheet</i> Vibrasi Operator	36
Tabel 4. 1 Data Vibrasi Velocity	41
Tabel 4. 2 Data Skunder <i>log sheet</i> Vibrasi Operator	45

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Turbin uap(Izzati, 2022).	4
Gambar 2. 2 Prinsip kerja turbin uap (Hadi, 2021)	6
Gambar 2. 3 <i>Journal Bearing</i> (Partogi et al., 2022)	11
Gambar 2. 4 Gerak osilasi dari suatu sistem pegas massa (Hamid, 2012)	12
Gambar 2. 5 Gerak osilasi dari suatu sistem pegas massa <i>dashpot</i> (Agif, 2022)	12
Gambar 2. 6 Model Getaran (Agif, 2022)	13
Gambar 2. 7 Model Getaran Aksial (Agif, 2022)	14
Gambar 2. 8 Model Geteran Torsional (Agif, 2022)	14
Gambar 2. 9 Getaran Bebas Teredam(Rarianto, 2016)	17
Gambar 2. 10 Batas vibrasi menurut ISO 10816 (Romahadi et al., 2019)	19
Gambar 2. 11 <i>Static, Couple, and Dynamic Unbalance</i> (Fadli, 2017)	21
Gambar 2. 12 <i>Misalignment</i> (Fadli, 2017)	24
Gambar 2. 13 Bentuk Gelombang Persegi (Hamid, 2012)	25
Gambar 2. 14 Fase Diantara Dua Gelombang yang Identik (Fadli, 2017)	26
Gambar 3. 1 Turbin Uap	30
Gambar 3. 2 Panel Paramenetr Turbin	31
Gambar 3. 3 <i>Vibration Meter</i>	31
Gambar 3. 4 Pengamatan Vibrasi	33
Gambar 4. 1 Titik dan posisi pengukuran vibrasi vertical dan horizontal pada turbin	37
Gambar 4. 2 Hasil Pengukuran Vibrasi <i>bearing pinion 1</i> pada shaft depan 0,26mm/s dan 0,30mm/s	38
Gambar 4. 3 Hasil Pengukuran Vibrasi <i>bearing pinion 2</i> pada shaft belakang 0.43mm/s dan 0.33mm/s	38
Gambar 4. 4 Hasil Pengukuran Vibrasi <i>bearing bull gear 1</i> pada shaft depan 0,20mm/s dan 0,14mm/s	39
Gambar 4. 5 Hasil Pengukuran Vibrasi <i>bearing bull gear 2</i> pada shaft belakang 0,27 mm/s dan 0,13mm/s	39
Gambar 4. 6 Grafik perbandingan rata-rata terhadap beban	43
Gambar 4. 7 Grafik Perbandingan Rata-rata terhadap waktu	44
Gambar 4. 8 Grafik Perbandingan Tekanan Terhadap Waktu	45

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi sangat dibutuhkan untuk kehidupan manusia, salah satu energi yang diperlukan untuk menunjang kehidupan manusia yaitu energi listrik. Energi listrik diperlukan manusia untuk berbagai keperluan baik itu untuk kepentingan rumah tangga, industri, dan prasarana lainnya. Energi listrik yang besar serta penggunaannya yang terus menerus tidak dapat tersedia secara alami. Oleh sebab itu dibutuhkan pembangkit listrik yang handal. (Apriandi, 2016).

Turbin uap adalah salah satu jenis turbin, Dimana Turbin uap termasuk dalam kelompok pesawat-pesawat konversi energy potensial uap menjadi energy mekanik pada poros turbin uap. Poros turbin uap langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, transportasi, penerangan lampu, serta untuk pembangkit bertenaga listrik (Zakaria, 2018)

Turbin dituntut harus mempunyai kemampuan untuk beroperasi dengan kestabilan yang cukup dalam jangka waktu yang luas dari keadaan tanpa beban hingga ke beban penuh. Karena adanya hubungan langsung antara daya yang dihasilkan turbin dengan aliran massa uap melalui turbin tersebut, maka setiap variasi beban pada terminal generator akan langsung mempengaruhi laju aliran uap, bertambah atau berkurang tergantung pada apakah beban tersebut bertambah besar atau mengecil. Pada kondisi beban yang konstan ada hubungan yang tetap antara momen putar yang dibangkitkan oleh sudu-sudu gerak dengan jumlah uap yang mengalir melalui turbin. Jika beban berubah hubungan ini tidak dapat lagi dipenuhi karena momen putar yang dibangkitkan tidak lagi sesuai dengan beban yang dipikul, sehingga akan terjadi kenaikan atau penurunan putaran poros turbin yang sebenarnya tidak dikehendaki (Setyawan & Suryadi, 2018).

Vibrasi atau getaran dapat disebabkan berbagai macam sumber. Vibrasi pada sebuah mesin tidak bisa dihilangkan tapi memiliki batasan standar yang sudah ditetapkan. Apabila terjadi kenaikan vibrasi maka perlu dilakukannya inspeksi mencari sumber dari vibrasi tersebut. Salah satu inspeksi vibrasi yaitu pengukuran secara langsung menggunakan alat *vibration analyzer*.

Analisis vibrasi digunakan untuk mengetahui kondisi mekanis peralatan dan pengoperasian peratan. Salah satu keuntungan utama dari analisis getaran adalah bahwa itu dapat menemukan perkembangan masalah sebelum menjadi sangat serius dan menyebabkan waktu yang tidak terjadwal. Ini dapat dicapai dengan memantau getaran mesin secara konsisten atau pada interval tertentu. Analisis getaran rutin dapat menemukan bantal yang tidak sempurna atau cacat. Selain itu, analisis getaran dapat menemukan misalignment dan ketidakseimbangan (*unbalance*) sebelum kondisi ini dapat menyebabkan kerusakan pada bantalan atau poros (Hamid, 2012)

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, rumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana standar ISO 10816-3 digunakan untuk menganalisis getaran pada mesin turbin uap
2. Bagaimana hubungan antara variasi beban operasional dan tingkat getaran pada mesin turbin uap

1.3 Ruang Lingkup

Adapun ruang lingkup dalam pengujian ini yaitu

1. Pengukuran vibrasi *velocity* RMS (*root mean square*) pada *bearing housing* pada mesin turbin uap
2. Metode yang digunakan berupa metode analisis vibrasi
3. Menggunakan alat *portable vibration analyzer* sebagai alat pengukuran vibrasi

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini ialah:

1. Untuk menganalisis tingkat vibrasi pada mesin turbin uap pada standar ISO 10816-3
2. Untuk mengidentifikasi pengaruh variasi beban operasional terhadap nilai vibrasi turbin uap

1.5 Manfaat

Manfaat dari penelitian ini ialah:

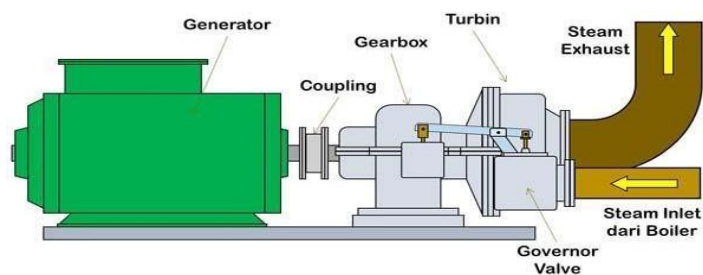
1. Memberikan acuan untuk menentukan batas toleransi vibrasi yang aman dan optimal selama pengoperasian turbin uap
2. Dapat mengetahui risiko kerusakan mesin akibat vibrasi yang berlebihan yang dapat mengakibatkan biaya pemeliharaan yang tinggi dan waktu yang lama

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Turbin Uap

Turbin uap adalah mesin konversi energi dengan mengkonversikan energi kalor menjadi energi mekanik, dan energi mekanik menjadi energi listrik pada generator. (Apriandi & Mursadin, 2016). Sudu adalah bagian dari turbin, dimana konversi energi terjadi sudu terdiri dari bagian akar sudu badan sudu dan ujung sudu kemudian di rangkai sehingga membentuk satu lingkaran penuh (Umurani et al., 2020).

Dimana komponen tersebut merupakan komponen vital yang berfungsi merubah secara langsung energi panas yang terkandung dalam uap menjadi gerak putar pada poros. Poros turbin ini di kopel dengan poros generator sehingga generator dapat menghasilkan listrik. Ketika turbin berputar maka akan terjadi gesekan antara poros turbin dengan bantalan atau bearing, hal ini akan menimbulkan panas yang apabila berlebihan dapat mengakibatkan kerusakan material. Untuk menguranginya maka diperlukan sistem pelumasan pada turbin uap. Sistem pelumasan pada turbin uap ini tidak hanya berfungsi untuk mengurangi gesekan saja, namun juga berfungsi untuk memindahkan panas, memindahkan kotoran, dan mendinginkan bantalan turbin dan generator (Izzati, 2022). Gambar 2.1 Sebagai berikut

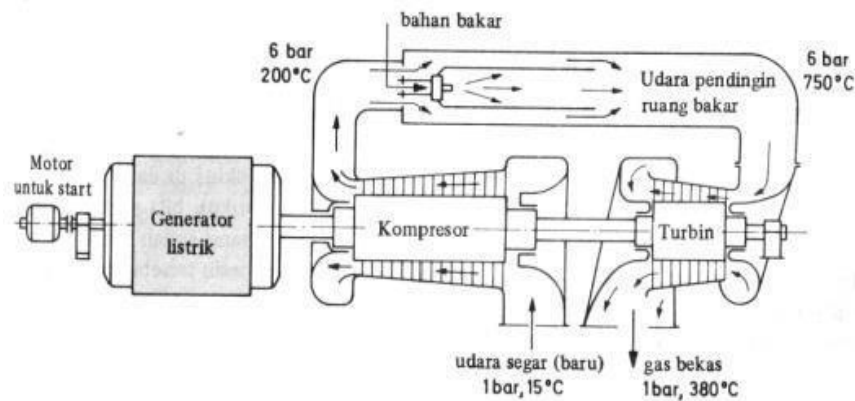


Gambar 2. 1 Turbin uap(Izzati, 2022).

2.1.1 Prinsip Kerja Turbin Uap

(Hadi, 2021) Menegaskan prinsip kerja turbin uap adalah sebagai berikut:

1. Jika uap masih mempunyai kecepatan saat keluar dari sudu turbin, artinya sudu yang sedang bekerja hanya menyerap sebagian energi kinetik uap, sehingga digunakan sisa energi kinetik pada saat keluar sudu turbin, sehingga turbin dilengkapi dengan beberapa baris sudu yang bergerak. Sebelum memasuki baris kedua dari sudu-sudu penggerak, sederet sudu tetap (sudu-sudu pemandu) dipasang antara baris pertama dan baris kedua untuk mengubah arah kecepatan uap sehingga uap dapat memasuki baris kedua dengan arah yang benar.
2. Tekanan dari uap dirubah menjadi energi kinetis. Tekanan uap pada saat keluar dari *nozzel* lebih kecil dari pada masuk ke dalam *nozzel*, akan tetapi sebaliknya kecepatan uap keluar *nozzel* lebih besar dari pada saat masuk kedalam *nozzel*. Uap yang memancar keluar dari *nozzel* diarahkan ke sudu- sudu turbin yang berbentuk lengkungan dan dipasang disekeliling roda turbin. Uap yang mengalir melalui celah-celah antara sudu turbin itu dibelokkan kearah mengikuti lengkungan dari sudu turbin, perubahan kecepatan uap ini menimbulkan gaya yang mendorong dan kemudian memutar roda dan poros turbin,
3. Kecepatan uap saat meninggalkan baris sudu gerak yang terakhir harus dapat dibuat sekecil mungkin, agar energi kinetis yang digunakan untuk mendorong sudu turbin dapat dimanfaatkan secara optimal. Dengan demikian efisiensi turbin menjadi lebih tinggi dikarenakan energi yang tidak termanfaatkan. Seperti yang terlihat pada Gambar 2.2. Sebagai berikut.



Gambar 2. 2 Prinsip kerja turbin uap (Hadi, 2021)

2.1.2 Komponen Turbin Uap

Secara umum komponen-komponen utama pada turbin uap adalah sebagai berikut:

1. *Nozzel*, sebagai media untuk merubah energi potensial menjadi energi kinetik.
2. Sudu, alat yang menerima gaya dari energi kinetik uap melalui *nozzel*.
3. Cakram, tempat sudu-sudu dipasang secara radial pada poros.
4. Poros, sebagai komponen utama tempat cakram diletakkan/dipasangkan.
5. Kopling, sebagai penghubung antara mekanisme turbin dengan mekanisme yang digerakkan.
6. *Bearing*, bagian yang berfungsi untuk menyokong kedua ujung poros serta menerima pembebanan.

2.1.3 Prinsip Kerja Turbin Uap

(Wahyudi, 2019) Pada intinya prinsip kerja turbin uap adalah menerima energi kinetik dari *superheated vapor* (uap kering) yang dikeluarkan oleh nosel sehingga sudu-sudu turbin terdorong secara *angular* atau bergerak memutar. Secara singkat prinsip kerja turbin uap adalah sebagai berikut :

1. Uap masuk kedalam turbin melalui nosel. Didalam nosel energi panas dari uap dirubah menjadi energi kinetis dan uap mengalami pengembangan. Tekanan uap pada saat keluar dari nosel lebih kecil dari pada saat masuk ke dalam nosel, akan tetapi sebaliknya kecepatan uap keluar nosel lebih besar dari pada saat masuk ke dalam nosel. Uap yang

memancar keluar dari nosel diarahkan ke sudu-sudu turbin yang berbentuk lengkungan dan dipasang disekeliling roda turbin. Uap yang mengalir melalui celah-celah antara sudu turbin itu dibelokkan kearah mengikuti lengkungan dari sudu turbin, perubahan kecepatan uap ini menimbulkan gaya yang mendorong dan kemudian memutar roda dan poros turbin.

2. Jika uap masih mempunyai kecepatan saat meninggalkan sudu turbin berarti hanya sebagian yang energi kinetis dari uap yang diambil oleh sudu-sudu turbin yang berjalan, supaya energi kinetis yang tersisa saat meninggalkan sudu turbin dimanfaatkan maka pada turbin dipasang lebih dari satu baris sudu gerak. Sebelum memasuki baris kedua sudu gerak, maka antara baris pertama dan baris kedua sudu gerak dipasang satu baris sudu tetap (*guideblade*) yang berguna untuk mengubah arah kecepatan uap, supaya uap dapat masuk ke baris kedua sudu gerak dengan arah tepat.
3. Kecepatan uap saat meninggalkan sudu gerak yang terakhir harus dapat dibuat sekecil mungkin, agar energi kinetis yang tersedia dapat dimanfaatkan sebanyak mungkin. Dengan demikian efisiensi turbin menjadi lebih tinggi karena kehilangan energi relatif kecil.

2.1.4 Klasifikasi Turbin Uap

(Area, 2021) Berdasarkan struktur, prinsip kerja, dan proses penurunan tekanan uapnya, turbin uap dapat dibagi menjadi beberapa

a. Turbin Impuls

Turbin impuls atau turbin tahapan impuls adalah turbin sederhana berotor satu atau banyak (gabungan) yang mempunyai sudu-sudu pada rotor itu. Sudu biasanya simetris dan mempunyai sudut masuk dan sudut keluar. Turbin impuls memiliki beberapa bagian komponen sebagai berikut :

1) Rumah turbin impuls Berfungsi

Berfungsi sebagai rumah kedudukan komponen-komponen dari turbin.

2) Sudu sudu Berfungsi untuk menerima beban pancaran yang disemprotkan oleh *Nozzel*.

3) Poros (Rotor)

Berfungsi untuk meneruskan aliran tenaga yang berupa gerak putar.

4) Pipa pengarah /*Nozzel*

Berfungsi untuk meneruskan aliran fluida sehingga tekanan dan kecepatan aliran fluida yang digunakan didalam system besar.

5) Bantalan turbin *impuls*

Berfungsi sebagai perapat-perapat komponen-komponen dengan tujuan agar tidak mengalami kebocoran pada system.

Kecepatan uap naik karena nosel berfungsi menaikkan kecepatan uap, kemudian uap mengalir ke dalam baris sudu gerak pada tekanan konstan. Tetapi kecepatan absolutnya turun karena energi kinetik uap diubah menjadi kerja memutar roda turbin. Uap yang keluar turbin masih berkecepatan tinggi, sehingga masih mengandung energi tinggi atau kerugian energi masih terlalu besar.

Untuk mencegah kerugian energi yang terlalu besar, uap diekspansikan secara bertahap didalam turbin bertingkat ganda. Dengan turbin bertingkat ganda, diharapkan proses penyerapan energi (proses pengubahan energi termal menjadi kerja mekanik) dapat berlangsung efisien. Perubahan tekanan dan kecepatan absolut dari uap didalam turbin impuls kecepatan bertingkat (turbin Curtis).

Uap hanya diekspansikan di dalam nosel (baris sudu tetap pertama) dan selanjutnya tekanannya konstan. Akan tetapi turbin tersebut masih dalam golongan turbin impuls karena didalam baris sudu Gerak tidak terjadi ekspansi (penurunan tekanan). Meskipun tekanan uap didalam sudu gerak konstan, kecepatan absolut turun karena sebagian dari energi uap diubah menjadi kerja memutar roda turbin. Kecepatan uap didalam sudu tetap berikutnya tidak naik karena tekanannya konstan.

Turbin impuls terdiri dari 3 bagian sebagai berikut :

1. Turbin impuls gabungan.
2. Turbin satu tahap.
3. Turbin impuls gabungan kecepatan.

Ciri-ciri dari turbin impuls antara lain:

1. Akibat tekanan dalam turbin sama sehingga disebut dengan tekanan rata.
2. Proses pengembangan uap / penurunan tekanan seluruhnya terjadi pada sudu diam /nosel.

b. Turbin Reaksi

Turbin reaksi adalah turbin dengan proses ekspansi (penurunan tekanan) yang terjadi baik di dalam baris sudu tetap maupun sudu gerak, energi termal uap diubah menjadi energi kinetik di sudu-sudu penghantar dan sudu-sudu jalan, dan kemudian gaya reaksi dari uap akan mendorong sudu-sudu untuk berputar.

Turbin reaksi disebut juga turbin Parsons sesuai dengan nama pembuat turbin pertama, yaitu Sir Charles Parsons.

Turbin reaksi mempunyai tiga tahap, yaitu masing-masingnya terdiri dari baris sudu tetap dan dua baris sudu gerak. Sudu bergerak turbin reaksi dapat dibedakan dengan mudah dari sudu impuls karena tidak simetris, karena berfungsi sebagai nosel bentuknya sama dengan sudu tetap walaupun arah lengkungnya berlawanan.

Ciri-ciri turbin ini adalah :

1. Penurunan tekanan uap sebagian terjadi di Nosel dan sudu gerak.
2. Adanya perbedaan tekanan didalam turbin sehingga disebut tekanan bertingkat.

Klasifikasi turbin uap berdasarkan pada tingkat penurunan tekanan dalam turbin.

1. Turbin Tunggal (*Single Stage*) dengan kecepatan satu tingkat atau lebih turbin ini cocok untuk daya kecil, misalnya penggerak kompresor, blower,dll.
2. Turbin Bertingkat (Aksi dan Reaksi) disini sudu-sudu turbin dibuat bertingkat, biasanya cocok untuk daya besar. Pada turbin bertingkat terdapat deretan sudu 2 atau lebih. Sehingga turbin tersebut terjadi distribusi kecepatan /tekanan.

Klasifikasi Menurut Kondisi Uap Masuk Turbin

1. Turbin tekanan rendah yang memakai uap dengan tekanan 1,2 sampai 2 atm.
2. Turbin tekanan menengah yang memakai uap sampai tekanan 40 atm.
3. Turbin tekanan tinggi yang memakai uap pada tekanan di atas 40 atm.
4. Turbin tekanan sangat tinggi, memakai uap pada tekanan 170 atm atau lebih dari temperatur diatas 550 ° C.
5. Turbin tekanan super kritis yang memakai uap dengan tekanan 225 atm atau lebih.

2.2 *Journal Bearing*

Journal bearing adalah jenis bantalan selain bantalan gelinding/*rolling bearing*, digunakan secara luas pada poros mesin putar. (Lubis et al., 2021) menjelaskan besarnya pembebanan pada gerakan komponen mesin pada *bearing* akan menyebabkan efisiensi penggunaan daya yang digunakan untuk menggerakkan komponen tersebut. Pembebanan ini juga menyebabkan terjadinya perubahan temperatur pada permukaan bearing (Partogi et al., 2022)

a) *Clearance* tidak sesuai standar

Yakni jarak (*gap*) antara bearing dengan poros rotor memiliki nilai dan toleransi yang tidak boleh diabaikan. Hal ini sangat berpengaruh terhadap besarnya vibrasi (getaran) pada bearing saat operasi. Pengukuran dan pengaturan *clearance* dilakukan pada saat *bearing* diangkat keluar atau dilepas dari poros turbin. Sedangkan untuk vibrasi (getaran) tinggi, selain dikarenakan oleh *clearance* yang tidak sesuai, bisa juga disebabkan oleh kelendutan rotor. Kelendutan pada rotor dapat mengakibatkan putaran rotor tidak pada sumbu horisontalnya. Sehingga dapat mengakibatkan gesekan yang tidak normal antara poros rotor dengan bearing yang menyebabkan sensor vibrasi pada bearing menunjukkan nilai yang tinggi. Jika nilai vibrasi melebihi batas yang diijinkan, maka unit menjadi trip.

b) Kegagalan sistem pelumasan

Kegagalan sistem pelumasan juga dapat mengakibatkan temperatur *bearing* menjadi tinggi. Sistem pelumasan pada *bearing* dipengaruhi oleh beberapa hal. Diantaranya, kualitas minyak pelumas, suhu minyak pelumas, tekanan dan aliran minyak pelumas.

Salah satu indikator baik tidaknya sistem pelumasan adalah perbedaan temperatur minyak pelumas yang masuk dan keluar *bearing*. Semakin besar perbedaan temperaturnya berarti semakin baik kemampuan heat transfer (perpindahan panas). Kemampuan perpindahan panas juga dipengaruhi oleh besar kecilnya tekanan dan aliran minyak pelumas.

Hal ini dikarenakan adanya fenomena gesekan yang terjadi saat mesin tersebut bergerak. Selain penggunaan pelumas pada bearing, upaya lain yang dilakukan untuk mengatasi permasalahan tersebut ialah dengan menambahkan

tekstur atau alur pada permukaan *bearing*. Beberapa penelitian dan eksperimen menunjukkan bahwasanya penambahan tekstur buatan pada *bearing* akan mempengaruhi bentuk kekasaran buatan pada permukaan *bearing*, sehingga memiliki potensi untuk meningkatkan performa pada *bearing*. Istilah part *journal bearing* digunakan seperti terlihat pada gambar 2.3.



Gambar 2. 3 *Journal Bearing* (Partogi et al., 2022)

2.3 Vibrasi

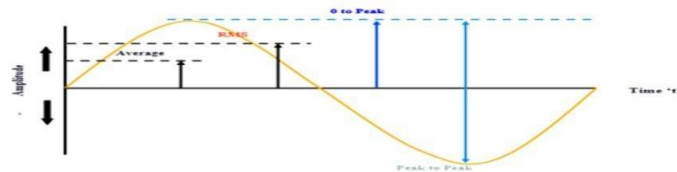
Menurut (FADLI, 2017) Getaran mesin dapat disebabkan oleh variasi sistem penggerak menjadi gaya dengan harga berubah-ubah atau gaya dengan resultan tidak sama dengan nol. Jika semua gaya Mereka memiliki harga dan arah yang dapat dihitung secara akurat, sehingga Keseimbangan mesin tersebut akan terjadi, yang berarti mesin tersebut tidak akan menghasilkan getaran.

Getaran mesin dapat berasal dari gaya putar atau torsi yang tidak seimbang, yang berarti gaya tidak memiliki harga yang tetap; perubahan tekanan pada torak, dan perubahan dalam gaya kelembaman atau momen lentur dalam semua pergerakan benda

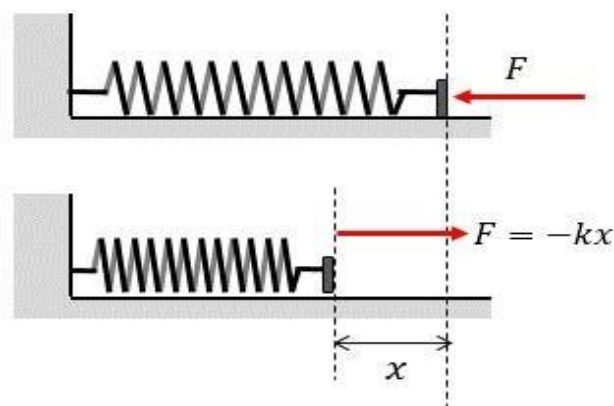
(Hamid, 2012) menegaskan vibrasi adalah gerak bolak-balik atau gerak osilasi dari suatu benda yang mempunyai massa dan mempunyai elastisitas seperti sistem pegas massa pada gambar 2.4. Berdasarkan gerakanya vibrasi terbagi menjadi dua yaitu Vibrasi *Reclinear* dan Vibrasi Rotasional;

2.3.1 Vibrasi *Reclinear*

(Hamid, 2012) menjelaskan Vibrasi *Reclinear* terlihat pada gambar 2.4 suatu sistem pegas massa yang bergerak naik turun atau bolak-balik seperti sistem pada gambar 2.5.



Gambar 2. 4 Gerak osilasi dari suatu sistem pegas massa (Hamid, 2012)



Gambar 2. 5 Gerak osilasi dari suatu sistem pegas massa *dashpot* (Agif, 2022)

2.3.2 Vibrasi Rotasional

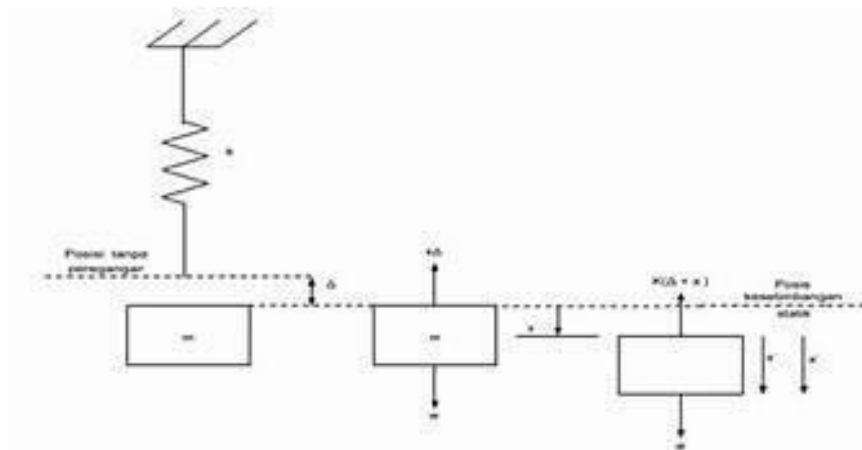
(Hamid, 2012) menjelaskan sejauh ini, kita telah menguraikan sistem gerak *rectilinear*. Untuk sitem dengan gerak rotational maka elemen-elemennya adalah:

1. Momen inersial massa dari massa (J)
2. Torsi pegas dengan konstanta pegas (K_t)
3. Redaman torsi dengan koefisien Damping torsi (C_t)
4. Displasemen sudut θ analog dengan displasemen linear x dan torsi eksitasi $T(t)$.

Menurut (Agif, 2022) getaran dibagi menjadi tiga, getaran lateral getaran aksial, dan getaran torsional.

a) Getaran Lateral

Getaran lateral merupakan getaran yang terjadi pada bidang yang tegak lurus terhadap sumbu longitudinal dari poros posisi tanpa perengangan. Getaran lateral menyebabkan bending pada poros posisi tidak kesetimbangan statik. Model sederhana dari getaran lateral pada suatu poros yang berputar diperlihatkan pada Gambar 2.6.



Gambar 2. 6 Model Getaran (Agif, 2022)

Persamaan kesetimbangan gaya untuk sistem getaran sederhana yang digambarkan pada Gambar 2.6 adalah sebagai berikut:

$$mx + cx + kx = f(t) \tag{2.1}$$

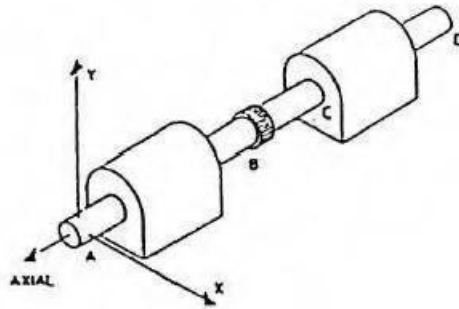
Dimana:

mx adalah gaya inersia cx adalah gaya peredaman kx adalah gaya pegas $f(t)$ adalah gaya eksitasi luar Persamaan Gambar (2.6) di atas adalah persamaan gerak difrensial lineat orde dua dengan koefisien yang konstan. Terdapat empat parameter dinamik yang digunakan untuk menganalisis getaran lateral, yaitu gaya, massa, redaman lateral dan kekakuan lateral.

b) Getaran Aksial

Getaran aksial merupakan getaran yang terjadi arah x, y, maupun z. Getaran aksial terjadi pada bidang yang arahnya searah dengan sumbu longitudinal poros seperti dijelaskan pada Gambar 2.7.

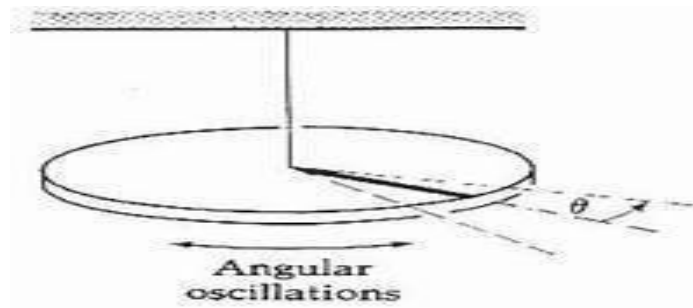
Getaran aksial biasanya terjadi pada mesin freis, bor, dan mesin- mesin turning dan milling.



Gambar 2. 7 Model Getaran Aksial (Agif, 2022)

c) Getaran Torsional

Getaran torsional terjadi jika suatu poros terpuntir terhadap sumbu putarnya kemudian dilepas. Hal ini akan menyebabkan terjadinya fluktuasi kecepatan putar dari poros. Model sederhana dari sistem getaran torsional.



Gambar 2. 8 Model Geteran Torsional (Agif, 2022)

Persamaan kesetimbangan torsi untuk sistem getaran yang digambarkan pada Gambar 2.8 adalah sebagai berikut :

$$T = j\dot{\theta} + Cc\dot{\theta} + Kc\theta \quad (2.2)$$

J adalah momen inersia c adalah konstanta redaman k adalah kekakuan pegas θ adalah perubahan sudut, T adalah torsi

2.3.3 Analisa Vibrasi (*Detection Mode*)

(Hamid, 2012) menjelaskan analisa vibrasi digunakan untuk mengetahui kondisi mekanis peralatan dan pengoperasian peratan. Salah satu keuntungan utama dari analisa getaran adalah bahwa itu dapat menemukan perkembangan

masalah sebelum menjadi sangat serius dan menyebabkan waktu yang tidak terjadwal. Ini dapat dicapai dengan memantau getaran mesin secara konsisten atau pada interval tertentu. Analisis getaran rutin dapat menemukan bantal yang tidak sempurna atau cacat. Selain itu, analisis getaran dapat menemukan *misalignment* dan ketidakseimbangan (*unbalance*) sebelum kondisi ini dapat menyebabkan kerusakan pada bantalan atau poros.

Analisa getaran digunakan terutama pada peralatan yang berputar seperti turbin uap dan turbin gas, pompa, motor, kompresor, mesin kertas, *rolling mills*, peralatan mesin dan *gearbox*.

Sistem analisa getaran pada umumnya terdiri dari empat bagian utama;

1. Sinyal *pickup* (s) juga disebut *transducer*
2. Sinyal *analyzer*.
3. Komputer untuk analisis dan menyimpan data.

Bagian utama ini dapat dikonfigurasi untuk membentuk sebuah indikator online terus-menerus, sistem analisis periodik dengan menggunakan peralatan indikator, atau sebuah indikator *multiplexing* yang membuat satu rangkaian *transducer* pada interval waktu yang telah ditentukan.

Ketika bantalan dilepas dari sebuah poros atau rumah (*housing*) *bearing*, maka kerusakan pada *bearing* tersebut dapat dianalisis dengan lebih mudah. Kasus kerusakan *bearing* yang dapat diidentifikasi secara visual antara lain, akibat beban berlebih, kelebihan panas, kesalahan ketika pemasangan, kontaminasi, kesalahan pelumas dan lain-lainnya. Kesalahan tersebut saat ini dapat dianalisis oleh teknologi yang mutakhir. Sebuah uji yang dilakukan untuk mengukur getaran pada *bearing*. Pengujian uji *bump test* merupakan salah satu jenis *vibration test* yang cepat dan ekonomis yang dirancang untuk mode getaran dan struktur mesin. Tes "benturan" (atau tabrakan) adalah cara terbaik untuk memastikan bahwa getaran *end-wall* yang merusak tidak terjadi pada *engine* baru, dan biasanya dilakukan pada generator turbin.

2.3.4 Manfaat dan Keuntungan

(Hamid, 2012) menegaskan analisa vibrasi dapat mengidentifikasi perawatan yang salah atau praktik/pekerjaan perbaikan yang tidak benar. Ini dapat termasuk instalasi dan penggantian bantalan yang tidak benar, *alignment*

poros yang tidak akurat atau balancing rotor yang tidak tepat. Seperti masalah umum pada *rotating equipment*, yaitu indikasi 80% terkait dengan *misalignment* dan ketidakseimbangan, analisis vibrasi merupakan perangkat yang penting yang dapat digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan berulang kembalinya masalah permesinan.

Pada akhirnya, analisa vibrasi dapat digunakan sebagai bagian dari program keseluruhan secara signifikan dalam meningkatkan kehandalan peralatan. Hal ini dapat mencakup alignment dan balancing yang lebih tepat, kualitas, instalasi dan perbaikan yang lebih baik, dan secara kontiniu menurunkan level rata-rata vibrasi peralatan di pabrik. Lebih jauh, masing masing bagian yang berputar (*rotating part*) yang terdiri dari komponen komponen sederhana seperti stator (*volute*), rotor, seals, bearing, coupling, gear dan belts.

Dengan sedikit pengecualian, kerusakan mekanis pada mesin akan menyebabkan tingginya tingkat getaran. Pada umumnya nya kerusakan yang disebabkan tingkat getaran yang tinggi dalam mesin adalah ketidakseimbangan (*unbalance*), *miss alignment* dari kopling dan bantalan *bent shaft*, roda gigi dan bantalan yang cacat atau rusak, sabuk dan rantai yang berputar tidak sempurna, torque yang bervariasi, adanya kelonggaran (*looseness*), ada saling bergerak (*rubbing*), resonansi.

Tingkat keparahan vibrasi dapat menyebabkan ketidaknyamanan, bising, keausan, *stress*, juga dapat mengurangi masa pakai komponen. Vibrasi yang makin meningkat disebabkan oleh kerusakan yang terjadi pada frekuensi getaran yang spesifik, yang merupakan karakteristik dari komponen, karakteristik pengoperasiannya, karakteristik perakitannya, dan karakteristik kausannya.

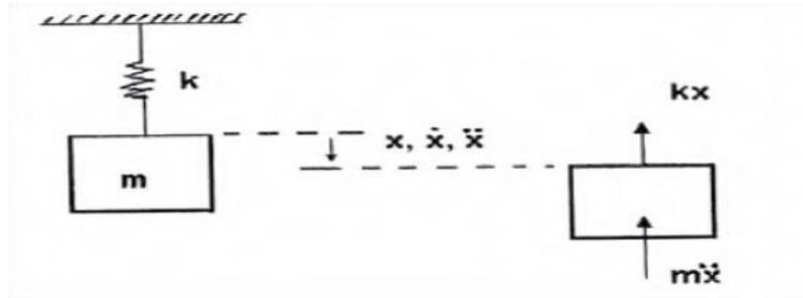
2.4 Klarifikasi Getaran

(Rianto, 2016) menjelaskan berdasarkan gangguan yang bekerja getaran dapat dibagi menjadi 2 yaitu getaran bebas dan getaran paksa.

1. Getaran Bebas

Getaran bebas adalah gerak sistem getaran tanpa adanya gangguan dari luar. gerakan ini terjadi karena kondisi awal saja. bila sistem tidak memiliki redaman, maka getaran yang terjadi akan berlangsung terus menerus tiada

hentinya, namun kondisi ini tidak pernah dijumpai dalam praktek karena system getaran selalu memiliki redaman. adanya redaman akan menyebabkan amplitudo getaran semakin lama semakin kecil sehingga akhirnya berhenti.



Gambar 2.9 Getaran bebas tidak teredam (Rarianto, 2016)

Dari Gambar diatas, maka persamaan gerak benda dapat diturunkan sebagai berikut: $m\ddot{x} + kx = 0 \dots$

Dimana : $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ rad / s (2.3)

$$\omega_n = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (2.4)$$

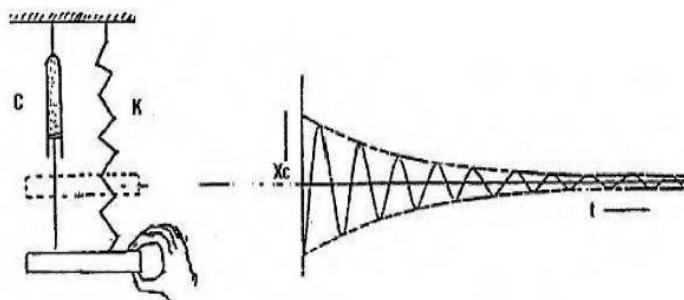
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ Hz} \quad (2.5)$$

Dimana : ω_n : frekuensi pribadi (rad/s)

f_n : frekuensi pribadi (hz)

T : periode getaran

Bila suatu system yang memiliki redaman $C < C_c$ diberi simpangan kemudian dilepas, sistem tersebut akan bergetar pada ωd .



Gambar 2. 9 Getaran Bebas Teredam(Rarianto, 2016)

Getaran yang diganggu atau dirangsang oleh gaya luar disebut getaran

paksa. Frekuensi rangsangan akan mempengaruhi sistem jika rangsangan tersebut terisolasi. Jika frekuensi natural sama dengan frekuensi rangsangan, maka akan terjadi resonansi, yang dapat menyebabkan osilasi yang signifikan.

2. Getaran paksa

Getaran paksa adalah getaran yang mendapat gangguan/rangsangan dari gaya luar. Jika rangsangan tersebut berisolasi, maka system akan terpengaruh oleh frekuensi rangsangan. Jika frekuensi natural sama dengan frekuensi rangsangan maka akan terjadi resonansi dan akan mengakibatkan osilasi yang besar dan berbahaya.

2.5 Batas Vibrasi dan Standard Vibrasi

(Hamid, 2012) menjelaskan seperti disebut di atas, indikator vibrasi (perpindahan, kecepatan, atau percepatan) adalah sebuah ukuran tingkat keparahan atau kerusakan pada sebuah mesin. Dilema umum bagi analisis vibrasi adalah dalam menentukan apakah vibrasi dapat diterima untuk memungkinkan pengoperasian peratan permesinan lebih lanjut dengan cara yang aman. Untuk mengatasi indicator ini, yang penting untuk diingat adalah bahwa tujuannya haruslah melaksanakan pemeriksaan monitoring vibrasi secara teratur untuk mendeteksi kerusakan pada tingkat awal. Tujuannya bukanlah untuk menentukan berapa besar vibrasi suatu peralatan permesinan akan bertahan sebelum peralatan permesinan tersebut mengalami kerusakan. Tujuannya haruslah memperoleh tren/ kecenderungan karakteristik vibrasi yang dapat memperingatkan akan terjadinya masalah sehingga dapat dilakukan sesuatu tindakan terhadap masalah tersebut sebelum kerusakan itu terjadi. Untuk mencegah "*breakdown*".

2.5.1 Standar Vibrasi ISO 10816-3

Nilai efektif kecepatan getaran digunakan untuk menilai kondisi mesin. Standar Vibrasi ISO 10816-3 digunakan sebagai referensi untuk menentukan level vibrasi mesin (Setyawan & Suryadi, 2018). Gambar 2.11 menunjukkan jenis ISO memberikan standar untuk pengukuran yang dilakukan di lokasi mengenai tingkat getaran. Set standar berlaku untuk mesin yang memiliki kapasitas lebih dari 15 kW dan kecepatan operasi di tengah 120 RPM dan 15000 RPM (Romahadi et al., 2019)

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816					
Machine		Class I small machines	Class II medium machines	Class III large rigid foundation	Class IV large soft foundation
in/s	mm/s				
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71		good	
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80		satisfactory	
	0.18	4.50			
	0.28	7.10		unsatisfactory	
	0.44	11.2			
	0.70	18.0			
	0.71	28.0		unacceptable	
	1.10	45.0			

Gambar 2. 10 Batas vibrasi menurut ISO 10816 (Romahadi et al., 2019)

2.5.1 IRD *Machanalysis* Standar Vibrasi

(Hamid, 2012) menjelaskan diagram umum bagan kelayakan permesinan terlihat pada gambar 2.12 yang menggabungkan pengukuran kecepatan vibrasi bersama dengan pengukuran displasemen yang familier, bila pembacaan amplitude dibaca dalam suatu indica (*indica peak-peak* atau *mm/s-peak*). Bagan *chart* tersebut dikembangkan dari berbagai peralatan permesinan.

Bila akan menggunakan pengukuran *displasement* maka hanya pembacaan displasemen yang telah tersaring (untuk frekuensi tertentu) saja yang seharusnya ditetapkan pada tabel tersebut.

Kecepatan vibrasi keseluruhan dapat diterapkan karena garis yang membagi wilayah kelayakan adalah sebenarnya garis kecepatan konstan. Bagan *chart* digunakan untuk vibrasi *casing* dan tidak dimaksudkan untuk vibrasi poros.

2.6 Penyebab Vibrasi Pada Mesin

(Fadli, 2017) menegaskan kesalahan atau penyebab terjadinya vibrasi pada rotor sering diakibatkan oleh ketidakseimbangan (*unbalance*), kerusakan pada *bearing* (bantalan), dan *misaligamen* poros bengkok

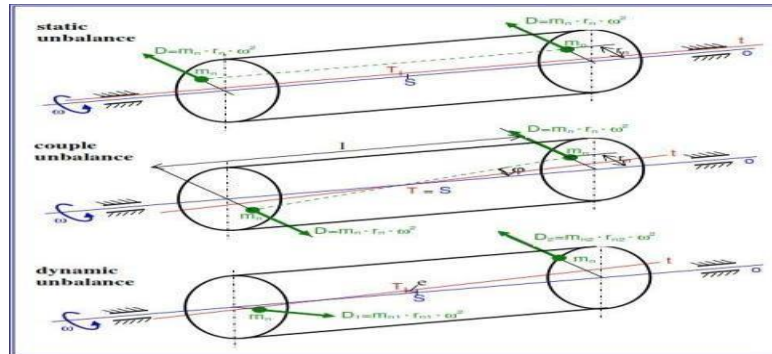
2.6.1 *Unbalance* (ketidakseimbangan)

Menurut (ilkam, 2022) Sebelumnya kita efinisikan ketidakseimbangan sebagai distribusi berat yang tidak sama pada komponen terhadap sumbu porosnya. Ketidakseimbangan dapat juga didefinisikan sebagai suatu kondisi

yang terjadi jika sumbu poros dan pusat sumbu inersia dari rotor tidak sama (Fadli. 2017) menjelaskan pengertian *unbalance* adalah suatu kondisi dimana pusat massa rotor tidak berimpit dengan pusat massa poros, sehingga ketika elemen ini berputar akan menimbulkan gaya sentrifugal. Gaya sentrifugal mengeksitasi sistem selama sistem berputar, sehingga menimbulkan getaran. *Unbalance* bisa disebabkan oleh penyebaran massa rotor yang tidak merata atau pemasangan poros yang tidak tepat pada pesatnya, Pada rotor turbin, *unbalance* juga bisa disebabkan oleh sudu-sudunya yang terkikis akibat pengikisan oleh fluida. fenomena ini sering terjadi pada mesin-mesin berputar, yang merupakan salah satu penyebab utama terjadinya getaran. Analisa sinyal getaran untuk gejala *unbalance* dapat dengan mudah diamati pada domain frekuensinya, yaitu biasanya ciri getarannya ditandai dengan adanya frekuensi dan pada 1x rpm. Rpm adalah tingkatan/modus frekuensi yang terjadi pada jumlah putaran/menit, dan biasanya didapat dari benda/mesin yang berputar.

Sebuah rotor adalah statis tidak seimbang ketika sumbu utama inersia 1 (merah) adalah sejajar dengan sumbu rotasi 0 bira (Gambar 2.14), *unbalance* statis dapat dipahami sebagai dua massa yang sama *unbalance* mn, Ditempatkan simetris dalam kaitannya dengan bidang tegak lurus ke sumbu rotasi dan melewati pusat gravitasi. Ketidakseimbangan ini disebut statis karena memanifestasikan dirinya bahkan ketika rotor tidak berputar, rotor cenderung mengambil sisa posisi dengan pusat gravitasi dibawah sumbu rotasi. Untuk menghilangkan *unbalance* statis, massa harus hanya ditambahkan atau dihapus dalam bidang tunggal, sehingga pusat gravitasi bergeser kembali ke sumbu rotasi. Perlu diperhatikan bahwa ketidakseimbangan statis ditunjukkan pada Gambar 2.14 merupakan kasus teoritis. Untuk menghapusnya dengan menempatkan massa keseimbangan tunggal, massa ini harus dimasukkan ke bidang tegak lurus terhadap sumbu rotasi dan melewati pusat gravitasi, Pada prakteknya, ketidakseimbangan dianggap sebagai statis ketika poros diameter jauh lebih besar dari panjang 1 nya (rasio $d/2l > 10/1$ -disebut poros pendek) atau ketika satu ditempatkan pada poros panjang. Kemudian, hasil ketidakseimbangan terutama dari disk ini dan keseimbangan massa ditambahkan juga ke disk ini. Dalam kasus lain, ketidakseimbangan poros hampir selalu dinamis ditempatkan pada poros panjang. Kemudian, hasil

ketidakseimbangan terutama dari disk ini dan keseimbangan massa ditambahkan juga ke disk ini. Dalam kasus lain, ketidakseimbangan poros hampir selalu dinamis



Gambar 2. 11 *Static, Couple, and Dynamic Unbalance* (Fadli, 2017)

Pasangan *unbalance* berarti bahwa pusat gravitasi rotor pada sumbu rotasi dan sumbu utama inersia yang berpotongan dengan sumbu rotasi. *Unbalance* ini dapat dipahami sebagai dua massa m_n sama ditempatkan pada radius ditempatkan simetris. Jika rotor ketidakseimbangan beristirahat, maka Ketidakseimbangan tidak memiliki efek dan rotor akan tetap diam dalam posisi apapun. *Couple unbalance* tidak akan memanifestasikan dirinya kecuali rotor berputar, sebagai kekuatan sentrifugal dari massa yang tidak seimbang membuat pasangan yang mengalihkan sumbu utama inersia.

Ketidakeimbangan dinamis adalah jenis yang paling umum dari ketidakseimbangan dan pada dasarnya adalah kombinasi statis dan beberapa ketidakseimbangan. Hal ini terjadi ketika sumbu utama inersia dan sumbu rotasi adalah garis miring, unbalance ini dapat dipahami sebagai dua massa berbeda $M_n 1$ dan $M_n 2$, ditempatkan sembarangan pada rotor. Dua kekuatan sentrifugal D_1 dan D_2 timbul karena massa tersebut selama rotasi, efeknya dapat dikompensasikan dengan dua bobot yang ditambahkan atau dihapus di bidang tunggal. Ukuran dan posisi beban *balancing* pada rotor ditentukan oleh prosedur *balancing*.

2.6.2 Kerusakan *Bearing*

(Pramono & Maksus, 2016) menjelaskan bearing adalah sebuah elemen mesin yang berfungsi untuk membatasi gerak relatif antara dua atau lebih komponen mesin agar selalu bergerak pada arah yang diinginkan. *Bearing*

menjaga poros agar selalu berputar terhadap sumbu porosnya, atau juga menjaga suatu komponen yang bergerak linier agar selalu berada pada jalurnya.

Menurut (RARIANTO, 2016) *Bearing* umumnya terbuat dari bahan dengan titik leleh rendah, sehingga bila *bearing* beroperasi pada temperatur tinggi maka mengakibatkan kerusakan. Temperatur bearing dimonitor melalui pengukuran temperatur oil pelumas dan temperatur bearing metal. *Thermocouple* yang tertanam di *bearing* metal, selanjutnya akan mengirim signal ke *recorder* yang sebanding dengan temperatur *bearing*. namun temperatur *bearing* selalu lebih tinggi dibanding temperatur minyak pelumas. Temperatur *bearing* yang melebihi batas normal mengindikasikan terjadinya kerusakan pada *bearing* sebagai akibat: pembebanan yang berlebihan pada bearing, *clearance* yang tidak cukup, atau *misalignment*. Pada waktu operasi temperatur *bearing* akan meningkat dan hal ini harus didinginkan oleh sistem pelumasan *bearing* yang bersirkulasi melewati *heat exchanger*.

Bearing dapat diklasifikasikan berdasarkan gerakan yang diijinkan oleh desain *bearing* itu sendiri, berdasarkan prinsip kerjanya, dan juga berdasarkan gaya atau jenis beban yang dapat ia tahan. Berikut adalah macam-macam *bearing* dilihat dari berbagai aspek:

1. Jika berdasarkan gesekan yang terjadi pada *bearing*, maka *bearing* terbagi menjadi dua jenis yakni:
 - a. *Anti-friction bearing* yaitu bearing yang tidak akan menimbulkan gesekan. Contoh: *roller dan ball bearing*.
 - b. *Friction bearing* yakni bearing kerjanya dapat menimbulkan gesekan. Contoh: *bush dan plain bearing*.
2. Jika dilihat dari beban yang ditahan oleh bearing, maka berikut adalah jenis-jenisnya:
 - a. *Journal Bearing* adalah *bearing* yang didesain untuk menahan beban yang tegak lurus terhadap sumbu *shaft* horizontal.
 - b. *Foot step* atau *pivot bearing*: adalah *bearing* yang didesain pada poros vertikal untuk menahan beban yang paralel terhadap sumbu poros tersebut.

- c. *Thrust bearing*: adalah *bearing* yang didesain untuk menahan beban horizontal yang paralel dengan sumbu poros horizontal.

2.6.3 *Misalignment*

(Fadli, 2017) menjelaskan *misalignment* adalah suatu kondisi pada sistem poros kopling ketika dua sumbu poros yang terhubung tidak berada dalam satu garis sumbu. *Misalignment* merupakan penyebab utama terjadinya getaran selain dari *unbalance*. *Misalignment* bisa terjadi pada bantalan maupun pada komponen yang saling berhubungan seperti pada kopling.

Misalignment dibagi menjadi dua jenis yaitu *misalignment* paralel dan sudut (*angular*), namun kebanyakan kasus yang terjadi adalah gabungan dari keduanya. Pada suatu unit kompresor, *misalignment* sering terjadi pada sambungan (kopling) antara *power turbine shaft* dan *compressor shaft*. Sama seperti halnya dengan *unbalance*, gejala *misalignment* dapat dengan mudah diamati pada domain frekuensi getarannya, biasanya ciri getarannya ditandai dengan adanya frekuensi dominan pada 2x rpm bahkan pada 3x rpm.

Berikut ini akan digambarkan kemungkinan-kemungkinan yang timbul akibat *misalignment* terhadap kondisi idealnya, untuk mengetahui kasus-kasus *misalignment* yang terjadi diantara dua *shaft* mesin., dilakukan dengan mempertimbangkan empat termin dasar parameter *alignment* yaitu:

- a. *Vertikal Offset Misalignment* adalah ketidaksejajaran yang terjadi pada dua *shaft* pada posisi vertikal mesin, dimana terdapat perbedaan antara tinggi pada kedua poros, atau pada posisi sumbu z.
- b. *Vertikal Angularity Misalignment* adalah ketidaksejajaran yang terjadi pada dua poros pada posisi vertikal mesin, dimana terdapat perbedaan antara tinggi pada kedua poros, tetapi membentuk nilai sudut antara kedua poros.
- c. *Horizontal Offset Misalignment* adalah ketidaksejajaran yang terjadi pada dua poros pada posisi horizontal mesin, dimana terdapat perbedaan posisi pada posisi sumbu y.
- d. *Horizontal Angularity Misalignment* adalah ketidaksejajaran yang terjadi pada dua shafi pada posisi horizontal mesin, dimana terdapat perbedaan posisi pada posisi y, dengan membentuk suatu nilai sudut.

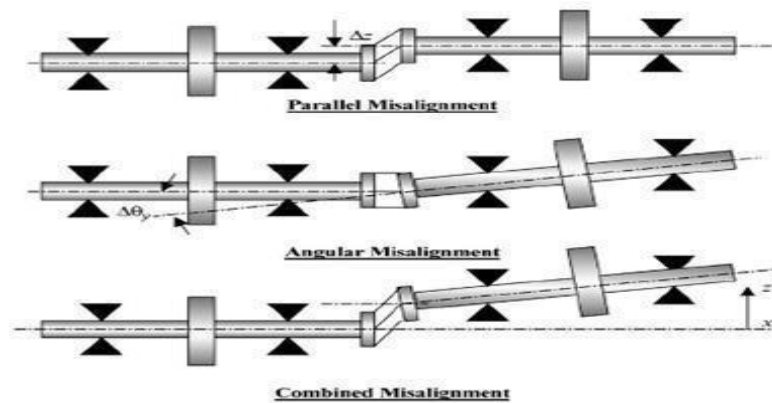


Fig. 2. Schematic of rotor with misalignment at a coupling.

Gambar 2. 12 Misalignment (Fadli, 2017)

2.7 Parameter Getaran

(YASIR, 2022) menjelaskan vibrasi atau getaran mempunyai tiga parameter yang dapat dijadikan sebagai tolak ukur pengamatan yaitu:

1. Amplitudo

Amplitudo adalah ukuran atau besarnya sinyal vibrasi yang dihasilkan. Semakin tinggi amplitudo yang ditunjukkan, akan menunjukkan makin besarnya gangguan yang terjadi besarnya amplitude akan tergantung pada tipe mesin yang ada

2. Frekuensi

Frekuensi adalah banyaknya periode getaran yang terjadi dalam satu putaran waktu. Besarnya frekuensi yang timbul saat terjadinya vibrasi dapat mengindikasikan jenis-jenis gangguan yang terjadi.

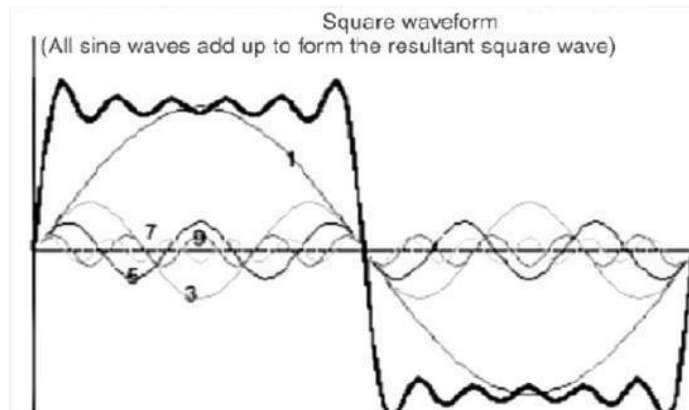
Frekuensi biasanya ditunjukkan dalam bentuk *cycle* per menit (CPM) yang biasanya disebut dengan istilah *Hertz* (HZ).

Frequency = 0,25 cycles/s (cps)

(0) = 0,25 x60 cycles/min 15 cycles/min (cpm)

(1) Fase 0 90 270 450 degree

Waktu 1 2 4 6 second



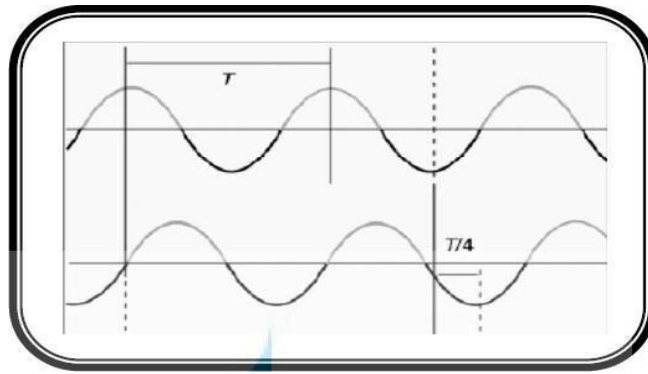
Gambar 2. 13 Bentuk Gelombang Persegi (Hamid, 2012)

Keterangan Gambar 2.13 nomor yang tertera menunjukkan nomor dari gelombang sinusnya. Penjelasan dari gambar diatas sebagai berikut:

- a. Gelombang pertama yang harus kita amati adalah gelombang (1), gelombang 1 adalah gelombang dengan satu siklus. Karena skala waktunya adalah 1 detik, maka frekuensi dari gelombang 1 adalah 1 Hz.
- b. Gelombang berikutnya adalah gelombang (3) dengan priode yang sama dengan gelombang 1, dengan jumlah siklus adalah 3, maka frekuensinya adalah 3 Hz.
- c. Ketiga adalah gelombang (5) memiliki 5 siklus. Sehingga pada priode yang sama yaitu 1 detik, gelombang 5 mempunyai frekuensi 5 Hz.
- d. Berikutnya adalah gelombang (7) mempunyai 7 siklus selama priode 1 detik. Sehingga gelombang ini mempunyai frekuensi sebesar 7 Hz.
- e. Kemudian dengan cara yang sama gelombang (9) mempunyai frekuensi sebesar 9 Hz.

3. *Phase* vibrasi

Phase adalah penggambaran akhir dari karakteristik suatu getaran atau vibrasi yang terjadi pada suatu mesin. *Phase* adalah perpindahan atau perubahan posisi pada bagian-bagian yang bergetar secara relatif untuk menentukan titik referensi atau titik awal pada bagian lain yang bergetar.



Gambar 2. 14 Fase Diantara Dua Gelombang yang Identik (Fadli, 2017)

4. Perpindahan, Kecepatan, dan Percepatan

Perpindahan (*displacement*), kecepatan (*velocity*), dan percepatan (*acceleration*) suatu getaran diukur untuk mengetahui seberapa besar dan kerasnya getaran tersebut. Pengukuran amplitudo getaran biasanya digunakan untuk menunjukkannya. Gerakan suatu titik dari satu tempat ke tempat lain yang menunjukkan suatu titik tertentu yang tidak bergerak atau tetap disebut perpindahan. jarak perpindahan puncak ke puncak-juga dikenal sebagai jarak perpindahan yang digunakan sebagai standar untuk mengukur getaran mesin. Perpindahan poros sebagai akibat dari gerak putarnya adalah contohnya. Bantalan akan rusak jika perpindahan poros melebihi batas "*clearance*" bantalan. Kecepatan gerak mesin selalu diwakili dalam kecepatan puncak atau peak *velocity*. Kecepatan adalah perubahan jarak per satuan waktu. Simpul gelombang mengalami puncak kecepatan gerakan. Kecepatan adalah parameter penting dan efektif dalam getaran karena dapat menentukan tingkat getaran dengan data kecepatan.

2.8 Predictive Maintenance

(RARIANTO, 2016) menegaskan *Predictive maintenance* bukanlah metode yang ampuh untuk semua faktor faktor yang menyebabkan kerusakan dari suatu peralatan di pabrik. Bahkan tidak dapat secara langsung mempengaruhi kinerja dari suatu pabrik. Perawatan prediktif pada dasarnya merupakan filosofi atau perilaku yang menggunakan kondisi operasi sesungguhnya dari peralatan untuk mengoptimalkan operasi pabrik.

Output dari perawatan dari program prediktif adalah data, perawatan ini termasuk jenis "*condition-based maintenance*" dimana perubahan kondisi mesin atau peralatan dapat dideteksi sehingga tindakan yang bersifat proaktif dapat segera dilakukan sebelum terjadinya kerusakan mesin. Pengembangan pola pemeliharaan prediktif, memanfaatkan berbagai peralatan *test*, peralatan monitoring yang telah dimiliki dan mengikuti berbagai metoda analisis yang dapat diterapkan dalam meningkatkan kualitas pemeliharaan maupun keandalan operasi pembangkit serta efektifitas dalam penggunaan biaya pemeliharaan itu sendiri. Penggunaan dari teknologi *predictive maintenance* memungkinkan kinerja dari departemen perawatan dapat meningkat karena kondisi permesinan dapat diketahui dengan baik tanpa menghentikan jalannya mesin.

Perawatan prediktif menunjukkan penyimpangan dari kondisi normal kerja mesin dan dengan cara ini dapat memberikan cara yang lebih handal untuk mengetahui kerusakan yang sedang dan akan terjadi, dengan menunjukkan komponen yang rusak maka pihak manajemen dapat menyiapkan komponen sesuai kebutuhan yang diinginkan. Kunci utama perawatan prediktif adalah mendeteksi adanya kerusakan atau kesukaran yang akan terjadi atau impending trouble dan segera menyelesaikan masalah tersebut sebelum terjadinya kerusakan mesin atau *machine breakdown*.

Perawatan prediktif bekerja berdasarkan proses monitoring condition yang dilakukan terhadap peralatan yang diinginkan. Hasil dari proses ini adalah data data hasil pengukuran atau pengujian yang selanjutnya data data tersebut dibandingkan dengan data-data acuan yang sudah diketahui sebelumnya (*known engineering limit*) untuk menentukan kondisi operasi dari peralatan tersebut. Teknik pemantauan yang umumnya digunakan dalam perawatan prediktif meliputi monitoring vibrasi, proses parameter, tribologi, metode *thermography*, inspeksi visual dan metode *non-destructive testing* seperti metode ultrasonic.

2.8.1 Manfaat Dan Tujuan *Predictive Maintenance*

Manfaat dari *predictive maintenance* adalah;

1. Memperpanjang umur mesin karena perawatan prediksi bergantung pada hasil pengamatan kondisi Kita dapat mengetahui kondisi mesin dan memperbaikinya secepat mungkin jika ada masalah yang tidak biasa,

sehingga kita dapat memperpanjang umur mesin dengan perawatan prediktif.

2. Memperbaiki efisiensi dan kinerja mesin: Dengan mengetahui keadaan mesin, kita dapat memperbaikinya jika kondisinya tidak sesuai dengan standar. Setelah diperbaiki, mesin tersebut akan lebih efisien dan berkinerja.
3. Digunakan untuk manajemen perawatan setelah kami mendapatkan data *predictive maintenance*, Manajemen perawatan akan mengurangi biaya perawatan dan mengurangi proses breakdown yang tidak terjadwal.
4. *Predictive maintenance* membantu peralatan tetap handal dan tangguh saat digunakan.
5. Memberi data hasil pengukuran yang dapat digunakan untuk menilai, mengubah dan memperbaiki peralatan di kemudian hari. Dengan mengetahui data dari *predictive maintenance*, kita bisa menjadwalkan perawatan pencegahan dan mengevaluasi peralatan, baik baru maupun lama.
6. Karena keandalan mesin yang lebih baik, perawatan prediktif meningkatkan kesiapan peralatan pabrik. Kemungkinan kerusakan mesin di masa depan dapat diantisipasi, sehingga aktivitas perawatan yang direncanakan akan sesuai dengan jadwal *shutdown* peralatan. Menurunnya biaya peralatan dan gaji karyawan merupakan keuntungan tambahan. Mesin yang rusak selama operasi akan lebih mahal untuk diperbaiki daripada mesin yang diperbaiki tepat waktu. Kerusakan mesin setelah *startup* sering terjadi karena kesalahan pemasangan. Ada kemungkinan bahwa teknik perawatan prediktif dapat digunakan untuk memastikan *alignment* (RARIANTO, 2016)

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Tempat Dan Waktu Pelaksanaan

3.1.1 Tempat

Tempat penelitian dilaksanakan di PT.Adibrata Unggul Jaya, Jl. Patriot No.66, Lalang, Kec. Medan Sunggal, Kota Medan, Sumatera Utara.

3.1.2 Waktu

Waktu Pelaksanaan penelitian dan kegiatan pengujian ini dilakukan mulai dari tanggal disahkannya usulan judul oleh program studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara seperti yang tertera pada tabel 3.1 di bawah ini.

Tabel 3. 1 Jadwal dan kegiatan saat melakukan penelitian

No	Kegiatan	Waktu(Bulan)				
		1	2	3	4	5
1	Pengajuan judul					
2	Studi literatur					
3	Penulisan proposal					
4	Pengujian pengambilan data					
5	Seminar hasil					
6	Sidang Sarjana					

3.2 Bahan Dan Alat

3.2.1 Bahan

Bahan yang digunakan dalam proses penelitian ini antara lain adalah:

- a. Data sekunder yang digunakan adalah *log sheet* operator data vibrasi turbin
- b. Data primer yang digunakan adalah wawancara dan dokumentasi penelitian secara experimental dengan cara pengukuran langsung pada turbin uap

3.2.2 Alat

Adapun alat yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Turbin Uap



Gambar 3. 1 Turbin Uap

2. Panel Parameter Turbin

Panel parameter turbin yang berfungsi sebagai acuan saat pengukuran vibrasi turbin dengan melihat acuan daya atau beban pada panel.



Gambar 3. 2 Panel Paramenetr Turbin

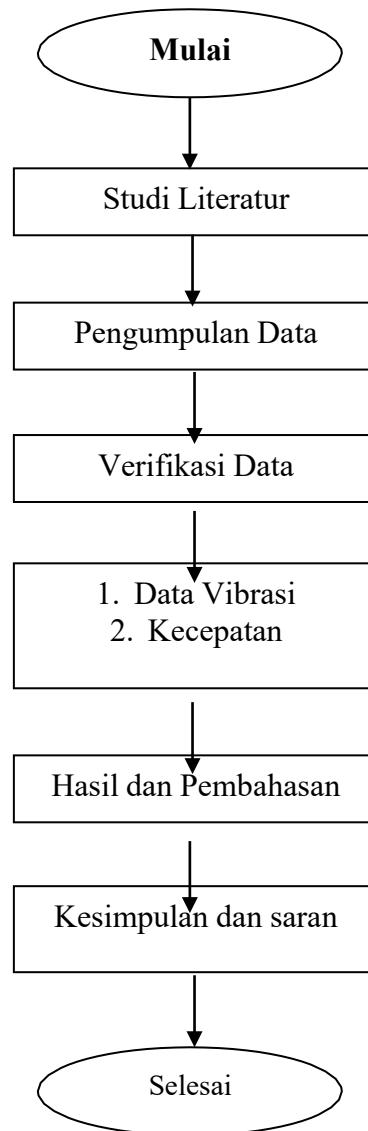
3. *Vibration* Meter

Vibration meter adalah sebuah alat ukur yang berfungsi untuk mengukur sebuah getaran pada turbin uap



Gambar 3. 3 *Vibration* Meter

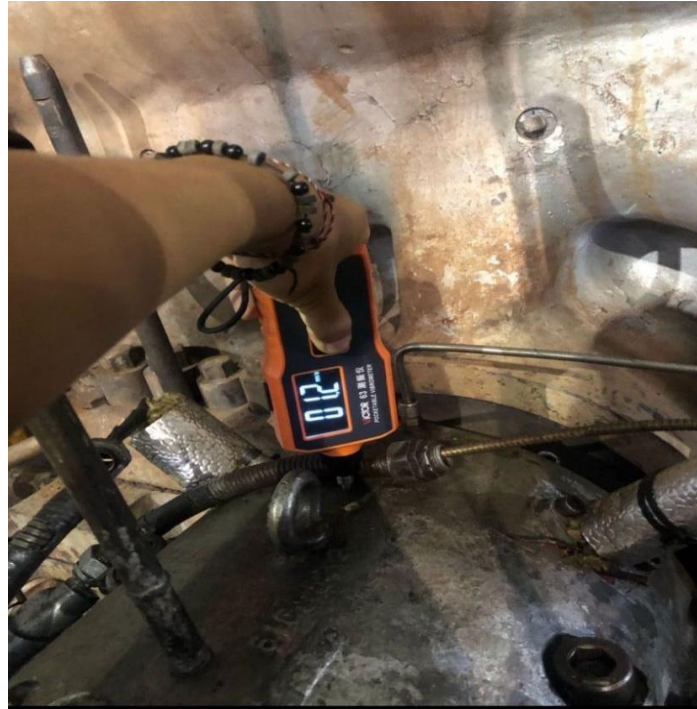
3.3 Diagram Alir



Gambar 3. 4 Diagram Alir

3.4 Rancangan Alat Penelitian

Adapun penelitian ini menggunakan metode deskriptif dengan cara mengamati, merangkum dan mencatat data vibration pada *bearing house* pada turbin uap



Gambar 3. 4 Pengamatan Vibrasi

3.5 Prosedur Penelitian

Dalam proses melaksanakan penelitian, dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Mencatat data primer dan data sekunder berupa pengambilan data vibration secara langsung dan *log sheet* operator
2. Melakukan wawancara dengan operator serta pembimbing lapangan yang khusus nya turbin uap
3. Melakukan pengukuran vibrasi pada titik 6 (enam) bagi bearing yaitu:
 - a) *Bearing* pinion 1 pada shaft depan
 - b) *Bearing* pinion 2 pada shaft belakang
 - c) *bearing bull gear 1* pada shaft depan
 - d) *bearing bull gear 2* pada shaft belakang

4. Melakukan pengolahan data vibrasi pada bearing turbin uap hasil dari pengukuran secara langsung untuk menentukan nilai yang efektif dengan standar vibrasi ISO 10816-3 sebagai referensi untuk menentukan vibrasi pada turbin uap
5. Mengidentifikasi tingkat vibrasi pada turbin uap akibat beban dan kecepatan operasional beban operasional pada turbin uap di setiap pengukuran

Berikut rangkuman *long sheet* operator data skunder dan data primer merupakan dan hasil penelitian secara langsung di PT Adibrata Unggul Jaya

Tabel 3. 2 Data Skunder *log sheet* Vibrasi Operator

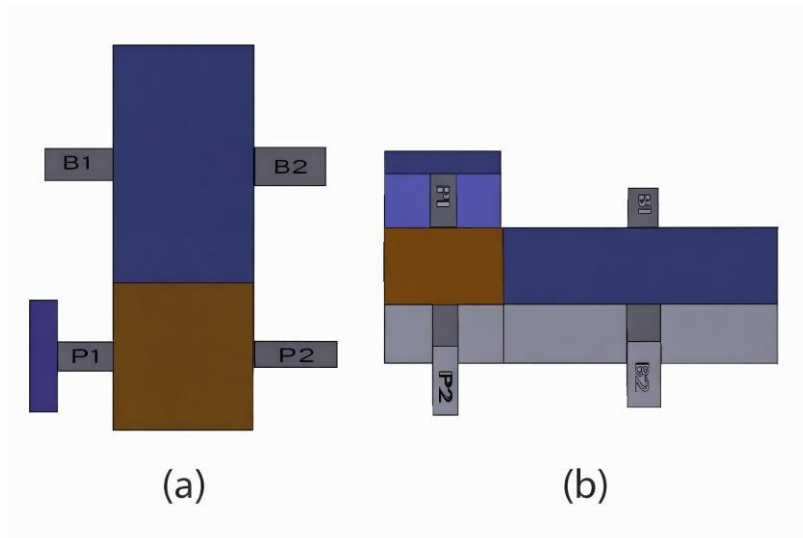
Jam	Steam Bar	Beban kw	Tekanan bpv	P1 mm/ s	P1 mm/ s	P2 mm/ s	P2 mm/ s	B1 mm/ s	B1 mm/ s	B2 mm/ s	B2 mm/ s
11:00	20	958	1,7	0,15	0,43	0,16	0,11	0,10	0,16	0,11	0,12
12:00	20	1137	3,1	0,27	0,43	0,14	0,13	0,10	0,10	0,10	0,11
13:00	20	1030	3,0	0,17	0,33	0,14	0,11	0,10	0,10	0,09	0,10
14:00	20	1091	2,4	0,12	0,36	0,17	0,09	0,12	0,13	0,10	0,10
15:00	20	1091	2,4	0,12	0,36	0,17	0,09	0,12	0,13	0,10	0,10
16:00	20	1070	3,0	0,12	0,28	0,17	0,10	0,12	0,09	0,08	0,10
17:00	20	1140	2,2	0,13	0,34	0,14	0,11	0,09	0,09	0,08	0,11
18:00	20	1120	3,0	0,13	0,34	0,12	0,10	0,09	0,09	0,09	0,10
19:00	19	1116	3,1	0,13	0,31	0,12	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09
20:00	20	1109	2,4	0,12	0,31	0,12	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Data

Monitoring vibrasi sangat penting untuk pengamanan turbin uap. Monitoring vibrasi bertujuan untuk mengamati perubahan vibrasi yang terjadi pada bearing apabila melewati batasan yang ditentukan akan menyebabkan vibrasi yang begitu tinggi sehingga menyebabkan turbin uap *trip/breakdown*.

Pengambilan data ini dilakukan untuk mengetahui kerusakan pada bearing, data tersebut digunakan untuk mengidentifikasi kerusakan terhadap beberapa faktor yang dapat dijadikan sebagai acuan untuk mengetahui beberapa tingkat vibrasi yang dihasilkan pada 4 (empat) bearing yang terdapat pada shaft turbin uap.



Gambar 4. 1 Titik dan posisi pengukuran vibrasi vertical (a) dan horizontal (b) pada turbin uap



Gambar 4. 2 Hasil Pengukuran Vibrasi *bearing* pinion 1 pada shaft depan 0,26mm/s dan 0,30mm/s



Gambar 4. 3 Hasil Pengukuran Vibrasi *bearing* pinion 2 pada shaft belakang 0.43mm/s dan 0.33mm/s



Gambar 4. 4 Hasil Pengukuran Vibrasi *bearing bull gear 1* pada shaft depan 0,20mm/s dan 0,14mm/s



Gambar 4. 5 Hasil Pengukuran Vibrasi *bearing bull gear 2* pada shaft belakang 0,27 mm/s dan 0,13mm/s

4.2 Analisa Data Berdasarkan Standar ISO 10816-3

Hasil pengukuran vibrasi pada mesin turbin uap dianalisis menggunakan standar ISO 10816-3 yang mengklasifikasikan kondisi mesin berdasarkan nilai kecepatan getaran (*velocity RMS*).

Nilai efektif kecepatan getaran digunakan untuk menilai kondisi turbin uap. Standar Vibrasi ISO 10816-3 digunakan sebagai referensi untuk menentukan level vibrasi turbin uap. Standard Vibrasi ISO 10816-3 dapat dilihat pada Gambar 2.12. Karena turbin uap yang digunakan untuk menggerakkan generator yang memiliki daya output 840 KW dengan *base plate* tipe *rigid*, sehingga standard vibrasi ISO 10816-3 masuk dalam kategori Group 1. Penelitian dilakukan secara experimental dengan cara pengukuran secara langsung pada turbin uap yang sedang beroperasi, hasil pengukuran ditampilkan pada tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Data Vibrasi Velocity

TABEL ANALISIS VIBRASI TURBIN ISO 10816-3 (DATA LENGKAP)												
Waktu	Beban	Kecepatan	P1-1	P1-2	P2-1	P2-2	B1-1	B1-2	B2-1	B2-2	Rata-rata	Zona
11:00	958	3000	0,15	0,43	0,16	0,11	0,1	0,16	0,11	0,12	0,168	A
12:00	1137	3000	0,27	0,43	0,14	0,13	0,1	0,1	0,1	0,11	0,173	A
13:00	1030	3000	0,17	0,33	0,14	0,11	0,1	0,1	0,09	0,1	0,143	A
14:00	1091	3000	0,12	0,36	0,17	0,09	0,12	0,13	0,1	0,1	0,149	A
15:00	1091	3000	0,12	0,36	0,17	0,09	0,12	0,13	0,1	0,1	0,149	A
16:00	1070	3000	0,12	0,28	0,17	0,1	0,12	0,09	0,08	0,1	0,133	A
17:00	1140	3000	0,13	0,34	0,14	0,11	0,09	0,09	0,08	0,11	0,136	A
18:00	1120	3000	0,13	0,34	0,12	0,1	0,09	0,09	0,09	0,1	0,133	A
19:00	1116	3000	0,13	0,31	0,12	0,1	0,09	0,09	0,09	0,09	0,128	A
20:00	1109	3000	0,12	0,31	0,12	0,1	0,09	0,09	0,09	0,09	0,126	A

Zona	Rentang (mm/s)	Kondisi
A	0.01-0.28	Sangat Baik
B	0.28 -0.71	Cukup
C	0.71 -18.0	Buruk
D	18.0- 45.0	Sangat Buruk

Berdasarkan hasil pengukuran vibrasi pada mesin turbin uap yang ditunjukkan pada Tabel pengujian, diperoleh nilai vibrasi pada beberapa titik pengamatan yaitu P1V, P1H, P2V, P2H, B1V, B1H, B2V, dan B2H dengan satuan mm/s.

Nilai vibrasi yang terukur berada pada rentang 0,04 mm/s hingga 0,43 mm/s. Jika dibandingkan dengan standar ISO 10816-3, nilai tersebut masih berada jauh di bawah batas maksimum yang diizinkan, yaitu 2,8 mm/s untuk kondisi baik (*good condition*) dan bahkan masih di bawah ambang batas indikasi awal kerusakan sebesar 0,70 mm/s.

Berdasarkan klasifikasi warna pada tabel, sebagian besar data pengukuran berada pada kategori hijau, yang menunjukkan kondisi mesin sangat baik atau mendekati kondisi mesin baru ($\leq 0,10$ mm/s). Sementara itu, beberapa titik pengukuran berada pada kategori kuning, yang menunjukkan bahwa mesin masih dalam kondisi operasi yang diizinkan untuk jangka panjang tanpa adanya indikasi kerusakan serius.

Nilai vibrasi tertinggi tercatat pada titik P2V sebesar 0,43 mm/s, namun nilai ini masih tergolong sangat rendah dan jauh dari batas kritis, sehingga tidak menunjukkan adanya gangguan signifikan seperti *unbalance*, *misalignment*, maupun kerusakan bearing.

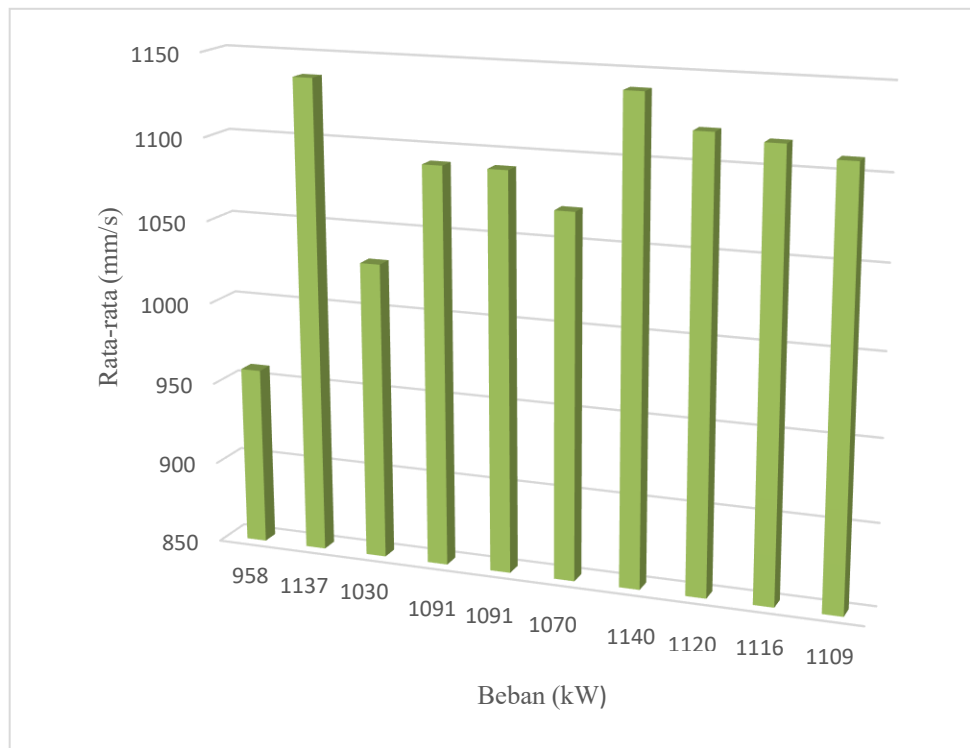
Secara keseluruhan, hasil pengukuran menunjukkan bahwa kondisi mesin turbin uap masih dalam keadaan normal, stabil, dan aman untuk dioperasikan secara kontinu. Tidak ditemukan nilai vibrasi yang masuk dalam kategori berbahaya maupun yang mendekati batas kerusakan.

Dengan demikian, berdasarkan analisis menggunakan standar ISO 10816-3, dapat disimpulkan bahwa performa mesin masih optimal dan tidak memerlukan tindakan perbaikan, namun tetap disarankan dilakukan pemantauan secara berkala untuk menjaga keandalan mesin.

Keterangan pengukuran :

1. P1 itu adalah bagian dalam pengukuran *bearing* pinion 1 dibagian depan, menjelaskan data yang di peroleh minimum 0,11mm/s dan maksimum 0,33mm/s
2. P2 itu adalah bagian dalam pengukuran *bearing* pinion 2 dibagian belakang, menjelaskan data yang di peroleh minimum 0,09mm/s dan

maksimum 0,43mm/s B1 itu adalah bagian dalam pengukuran *bearing bull gear* 1 dibagian depan, menjelaskan data yang di peroleh minimum 0,04mm/s dan maksimum 0,20mm/s B2 itu adalah bagian dalam pengukuran *bearing bull gear* 2 dibagian belakang, menjelaskan data yang di peroleh minimum 0,09mm/s dan maksimum 0,13mm/s

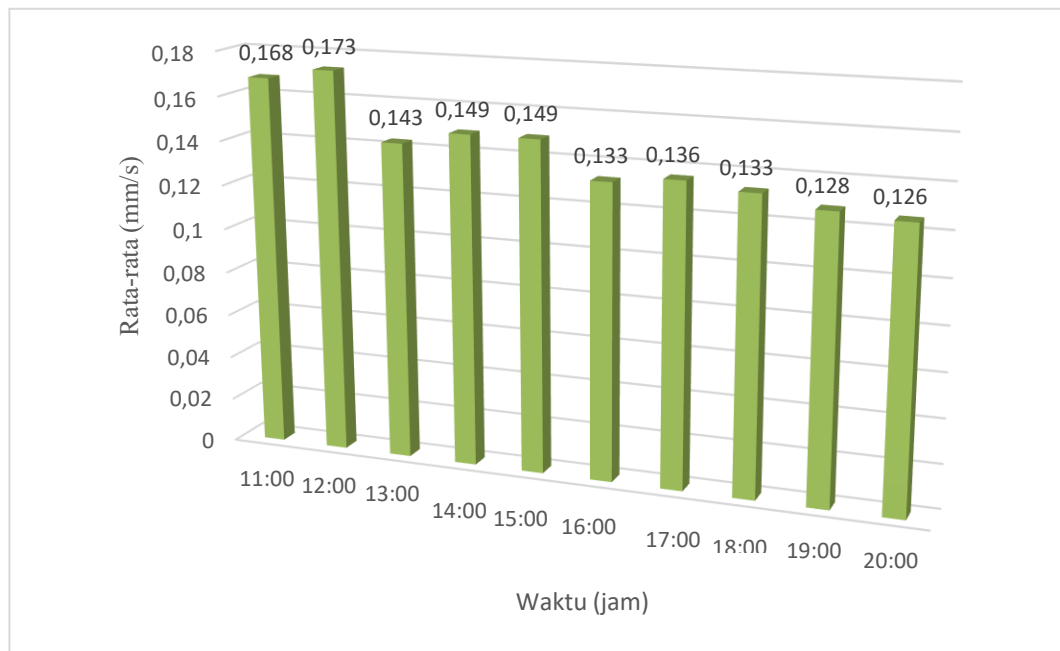


Gambar 4. 6 Grafik perbandingan rata-rata terhadap beban

Grafik menunjukkan perbandingan nilai rata-rata terhadap beban yang diamati. Secara umum, nilai rata-rata mengalami fluktuasi seiring dengan perubahan beban. Pada beban 958, nilai rata-rata berada pada titik terendah yaitu sekitar 950. Selanjutnya, terjadi peningkatan signifikan pada beban 1137 dengan nilai rata-rata mencapai sekitar 1130. Pada beban 1030, nilai rata-rata menurun menjadi sekitar 1020, kemudian kembali meningkat pada beban 1091 dengan nilai rata-rata sekitar 1080–1090 dan relatif stabil pada beban yang sama berikutnya. Pada beban 1070, nilai rata-rata kembali mengalami sedikit penurunan menjadi sekitar 1050. Peningkatan kembali terlihat pada beban 1140 dengan nilai rata-rata mencapai sekitar 1130, yang merupakan salah satu nilai tertinggi dalam grafik. Setelah itu, nilai rata-rata sedikit menurun pada beban 1120, 1116, dan 1109,

namun tetap berada pada kisaran di atas 1090.

Berdasarkan grafik tersebut, dapat disimpulkan bahwa nilai rata-rata cenderung meningkat pada beban yang lebih tinggi, meskipun tidak bersifat linier dan tetap mengalami fluktuasi pada beberapa titik. Hal ini menunjukkan adanya hubungan antara beban dan nilai rata-rata, di mana kenaikan beban umumnya diikuti oleh peningkatan nilai rata-rata



Gambar 4. 7 Grafik Perbandingan Rata-rata terhadap waktu

Grafik menunjukkan perbandingan nilai rata-rata berdasarkan waktu pengamatan dari pukul 11.00 hingga 20.00. Secara umum, nilai rata-rata mengalami kecenderungan menurun meskipun terdapat beberapa fluktuasi pada interval waktu tertentu. Pada pukul 11.00, nilai rata-rata berada pada angka sekitar 0,168 dan meningkat pada pukul 12.00 menjadi nilai tertinggi, yaitu sekitar 0,173. Setelah itu, pada pukul 13.00 terjadi penurunan yang cukup signifikan menjadi sekitar 0,143. Nilai rata-rata kemudian sedikit meningkat dan relatif stabil pada pukul 14.00 dan 15.00 dengan nilai sekitar 0,149. Selanjutnya, pada pukul 16.00 nilai rata-rata kembali menurun menjadi sekitar 0,133. Pada pukul 17.00 terjadi sedikit peningkatan menjadi sekitar 0,136, namun kembali menurun pada pukul 18.00 menjadi sekitar 0,133. Tren penurunan berlanjut hingga pukul 19.00 dan 20.00, dengan nilai masing-masing sekitar 0,128 dan 0,126, yang merupakan nilai terendah pada grafik. Berdasarkan grafik tersebut, dapat disimpulkan bahwa nilai

rata-rata cenderung lebih tinggi pada waktu siang hari (sekitar pukul 11.00–12.00) dan secara bertahap menurun hingga malam hari. Hal ini menunjukkan adanya pengaruh waktu terhadap perubahan nilai rata-rata selama periode pengamatan.

4.3 Analisis Hubungan Beban Operasional terhadap Vibrasi

Untuk menganalisis pengaruh beban operasional terhadap tingkat vibrasi pada mesin turbin uap, dilakukan pengumpulan data pengukuran pada beberapa kondisi operasi dalam rentang waktu tertentu. Parameter yang diamati meliputi tekanan uap (steam), beban (kW), tekanan (bpv), serta nilai vibrasi pada beberapa titik pengukuran yaitu P1, P2, B1, dan B2 baik pada arah vertikal maupun horizontal.

Pengambilan data dilakukan secara bertahap pada interval waktu tertentu guna memperoleh variasi kondisi beban yang terjadi selama mesin beroperasi. Dengan adanya variasi tersebut, dapat dianalisis kecenderungan perubahan nilai vibrasi terhadap perubahan beban operasional mesin.

Grafik menunjukkan perbandingan nilai rata-rata berdasarkan waktu pengamatan dari pukul 11.00 hingga 20.00. Secara umum, nilai rata-rata mengalami kecenderungan menurun meskipun terdapat beberapa fluktuasi pada interval waktu tertentu. Pada pukul 11.00, nilai rata-rata berada pada angka sekitar 0,168 dan meningkat pada pukul 12.00 menjadi nilai tertinggi, yaitu sekitar 0,173. Setelah itu, pada pukul 13.00 terjadi penurunan yang cukup signifikan menjadi sekitar 0,143. Nilai rata-rata kemudian sedikit meningkat dan relatif stabil pada pukul 14.00 dan 15.00 dengan nilai sekitar 0,149. Selanjutnya, pada pukul 16.00 nilai rata-rata kembali menurun menjadi sekitar 0,133. Pada pukul 17.00 terjadi sedikit peningkatan menjadi sekitar 0,136, namun kembali menurun pada pukul 18.00 menjadi sekitar 0,133. Tren penurunan berlanjut hingga pukul 19.00 dan 20.00, dengan nilai masing-masing sekitar 0,128 dan 0,126, yang merupakan nilai terendah pada grafik. Berdasarkan grafik tersebut, dapat disimpulkan bahwa nilai rata-rata cenderung lebih tinggi pada waktu siang hari (sekitar pukul 11.00–12.00) dan secara bertahap menurun hingga malam hari. Hal ini menunjukkan adanya pengaruh waktu terhadap perubahan nilai rata-rata selama periode pengamatan.

Tabel 4. 2 Data Skunder *log sheet* Vibrasi Operator

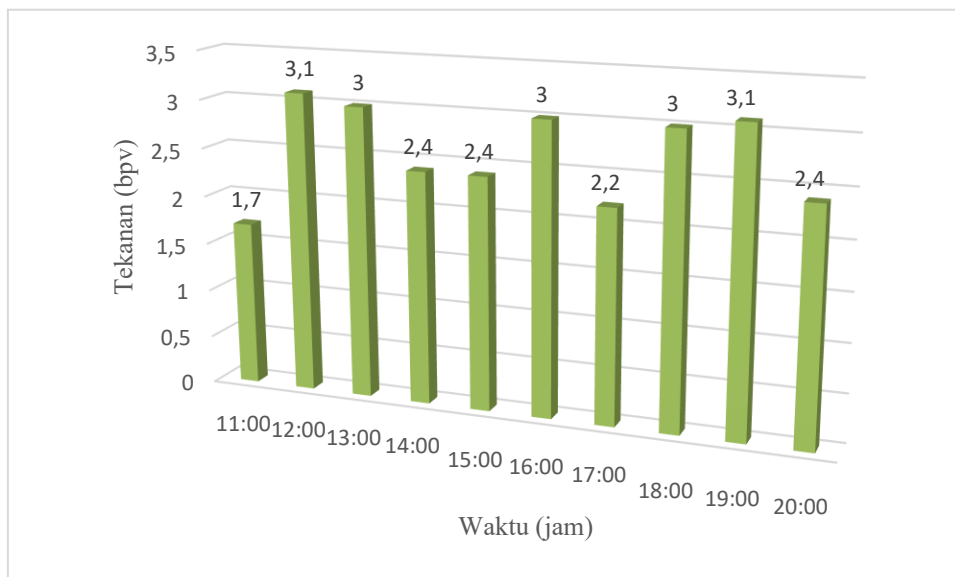
Jam	Steam Bar	Beban kw	Tekanan bpv	P1 mm/ s	P1 mm/ s	P2 mm/ s	P2 mm/ s	B1 mm/ s	B1 mm/ s	B2 mm/ s	B2 mm/ s
11:00	20	958	1,7	0,15	0,43	0,16	0,11	0,10	0,16	0,11	0,12
12:00	20	1137	3,1	0,27	0,43	0,14	0,13	0,10	0,10	0,10	0,11
13:00	20	1030	3,0	0,17	0,33	0,14	0,11	0,10	0,10	0,09	0,10
14:00	20	1091	2,4	0,12	0,36	0,17	0,09	0,12	0,13	0,10	0,10
15:00	20	1091	2,4	0,12	0,36	0,17	0,09	0,12	0,13	0,10	0,10
16:00	20	1070	3,0	0,12	0,28	0,17	0,10	0,12	0,09	0,08	0,10
17:00	20	1140	2,2	0,13	0,34	0,14	0,11	0,09	0,09	0,08	0,11
18:00	20	1120	3,0	0,13	0,34	0,12	0,10	0,09	0,09	0,09	0,10
19:00	19	1116	3,1	0,13	0,31	0,12	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09
20:00	20	1109	2,4	0,12	0,31	0,12	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09

Berdasarkan data pada tabel, terlihat bahwa nilai beban operasional berkisar antara 958 kW hingga 1140 kW dengan tekanan uap relatif stabil pada kisaran 19–20 bar. Variasi beban ini memberikan pengaruh terhadap perubahan nilai vibrasi pada beberapa titik pengukuran.

Pada komponen pinion, khususnya pada titik P2V, terlihat adanya peningkatan nilai vibrasi yang cukup signifikan, dimana nilai maksimum mencapai 0,43 mm/s dan nilai minimum sebesar 0,12 mm/s. Peningkatan ini menunjukkan bahwa komponen *pinion* lebih sensitif terhadap perubahan beban operasional.

Selain itu, pada titik P1H, nilai vibrasi berada pada rentang 0,25 mm/s hingga 0,33 mm/s, yang menunjukkan adanya fluktuasi akibat variasi beban. Arah horizontal cenderung menunjukkan respon getaran yang lebih besar dibandingkan arah vertikal, yang merupakan karakteristik umum pada mesin berputar akibat dominasi gaya radial.

Sementara itu, pada komponen *bull gear* (B1 dan B2), nilai vibrasi cenderung lebih rendah dan stabil. Sebagai contoh, pada titik B1H, nilai vibrasi berkisar antara 0,04 mm/s hingga 0,16 mm/s, sedangkan pada titik B2H berada pada rentang 0,09 mm/s hingga 0,13 mm/s. Hal ini menunjukkan bahwa komponen bull gear memiliki ketahanan yang lebih baik terhadap perubahan beban dibandingkan dengan *pinion*.



Gambar 4. 8 Grafik Perbandingan Tekanan Terhadap Waktu

Grafik menunjukkan hubungan antara tekanan dan waktu pengamatan dari pukul 11.00 hingga 20.00. Secara umum, tekanan mengalami fluktuasi sepanjang periode tersebut. Pada pukul 11.00, tekanan berada pada nilai sekitar 1,7, kemudian meningkat cukup tajam pada pukul 12.00 hingga mencapai sekitar 3,1 dan sedikit menurun pada pukul 13.00 menjadi 3,0. Pada pukul 14.00 dan 15.00, tekanan cenderung stabil pada kisaran 2,4. Selanjutnya, pada pukul 16.00 tekanan kembali meningkat hingga sekitar 3,0, namun menurun pada pukul 17.00 menjadi sekitar 2,2. Setelah itu, tekanan kembali naik pada pukul 18.00 hingga 3,0 dan mencapai nilai tertinggi sekitar 3,1 pada pukul 19.00, sebelum akhirnya menurun kembali menjadi sekitar 2,4 pada pukul 20.00. Berdasarkan grafik tersebut, dapat disimpulkan bahwa tekanan tidak bersifat konstan, melainkan mengalami kenaikan dan penurunan pada waktu-waktu tertentu. Nilai tekanan tertinggi terjadi pada pukul 12.00 dan 19.00, sedangkan nilai terendah terjadi pada pukul 11.00. Hal ini menunjukkan adanya variasi tekanan yang dipengaruhi oleh perubahan waktu selama periode pengamatan.

Secara keseluruhan, dapat disimpulkan bahwa terdapat hubungan antara beban operasional dengan tingkat vibrasi, dimana peningkatan beban cenderung diikuti oleh peningkatan nilai vibrasi. Hal ini disebabkan oleh bertambahnya gaya dinamis yang bekerja pada komponen berputar seperti poros, *bearing*, dan sistem transmisi.

Namun demikian, peningkatan nilai vibrasi yang terjadi masih tergolong kecil dan tidak signifikan. Seluruh nilai vibrasi yang terukur masih berada jauh di bawah batas standar ISO 10816-3, yaitu sebesar 2,8 mm/s untuk kategori kondisi baik, serta tidak mendekati batas indikasi kerusakan sebesar 0,70 mm/s.

Dengan demikian, meskipun terdapat pengaruh beban terhadap vibrasi, kondisi mesin turbin uap secara keseluruhan masih dalam keadaan stabil, aman, dan layak untuk dioperasikan secara kontinu, serta tidak menunjukkan adanya indikasi kerusakan mekanis yang signifikan.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa vibrasi yang telah dilakukan penelitian, dapat menyimpulkan sebagai berikut;

1. Berdasarkan analisis menggunakan standar ISO 10816-3, nilai vibrasi pada mesin turbin uap berada pada rentang 0,04 mm/s hingga 0,43 mm/s, yang masih jauh di bawah batas 2,8 mm/s, sehingga kondisi mesin termasuk dalam kategori baik (*good condition*), aman, dan layak untuk dioperasikan secara kontinu tanpa indikasi kerusakan mekanis yang signifikan.
2. Variasi beban operasional berpengaruh terhadap nilai vibrasi mesin, dimana terdapat kecenderungan peningkatan nilai vibrasi seiring dengan bertambahnya beban, terutama pada komponen pinion. Namun, pengaruh tersebut tidak signifikan karena seluruh nilai vibrasi masih berada dalam batas aman sesuai standar ISO 10816-3.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil analisis tingkat vibrasi pada mesin turbin uap yang telah dilakukan, maka beberapa saran yang dapat diberikan adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan pemantauan vibrasi secara berkala pada setiap titik pengukuran bearing, khususnya pada komponen *pinion*, karena komponen tersebut menunjukkan kecenderungan peningkatan nilai vibrasi seiring bertambahnya beban operasional.
2. Disarankan untuk menerapkan sistem *predictive maintenance* guna mendeteksi dini kemungkinan kerusakan pada komponen mesin, sehingga dapat mencegah terjadinya kerusakan yang lebih besar dan mengurangi risiko *downtime* mesin. Hal ini penting karena analisis vibrasi dapat digunakan untuk mengetahui kondisi mekanis peralatan sebelum terjadi kerusakan serius.
3. Pengambilan data vibrasi sebaiknya dilakukan dalam rentang waktu yang lebih lama dan dengan variasi beban yang lebih beragam, agar diperoleh

data yang lebih akurat dan dapat menggambarkan kondisi operasi turbin secara menyeluruh.

DAFTAR PUSTAKA

- Agif, D. (2022). Perilaku Keseimbangan Roda Mobil Pada Proses Balancing.
- Izzati, S. A. N. (2022). *Politeknik Negeri Jakarta. Politeknik Negeri Jakarta*
- Rarianto, E. (2016). *Kerusakan Pada Turbin Uap Ubb Vibration Analisis To Detection The Failure Of Steam Turbine Ubb Victory Iii At Pt. Petrokimia Gresik.*
- Dr. Abdul Hamid, B.Eng. M. E. (2012). *Praktikal Vibrasi Mekanik.*
- Hadi, I. (2021). Analisis Pengaruh Unjuk Kerja Air Priheater Skripsi Oleh: Syah Rinal Efendi Fakultas Teknik Universitas Medan Area Medan Skripsi Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas M
- Hadi, L. (2021). *Analisis Efisiensi Turbin Uap Sebagai Penggerak Generator Pada Pabrik Kelapa Sawit. Universitas Medan Area-Medan*
- Apriandi, R., & Mursadin, A. (2016). *Analisa Kinerja Turbin Uap Berdasarkan Performance Test Pitu Pt. Indocement P-12 Tarjun. Scientific Journal Of Mechanical Engineering Kinematika, [https://doi.org/10.20527/SjmeKinematika.V1i1.261\(1\).37-46](https://doi.org/10.20527/SjmeKinematika.V1i1.261(1).37-46).*
- Khairul Fadli. (2017). *Analisa Pengontrolan Vibrasi Pada Turbin Pt. Pupuk Iskandar Muda. In Fakultas Teknik Program Studi Teknik Elektro Universitas Muhammadiyah Sumatra Utara Medan (Vol. 87, Issue 1,2).*
- Lubis, F., Pane, R., Lubis, S., Siregar, M. A., & Kusuma, B. S. (2021). *Analisa Kekuatan Bearing Pada Prototype Belt Conveyor. Jurnal Mesil (Mesin Elektro Sipil), 2(2), 51-57. <https://doi.org/10.53695/Jm.V2i2.584>*
- Muhammad Ilham. (2022). *Studi Experimental Pengaruh Proses Balancing Roda Terhadap Getaran Setir Pada Kecepatan 10, 20, 30,40, 50, 60, 70, 80, 90, Dan 100 Km/Jam Skripsi. Universitas Sumatra Utara.*
- Pramono, T. J., & Maksus, A. (2016). *Studi Analisis Sistem Monitoring Temperatur Ruang Bearing.*
- Partogi. A., Tauviqirrahman, M., & Muchammad. (2022). *Analisa Pengaruh Kekasaran Permukaan Pada Hydrodynamic Journal Bearing Dengan Pelumas. Non-Newtonlan Dengan Perangkat Lunak Cfd. Teknik Mesin, 10(1), 43-48.*
- Romahadi, D., Xiong, H., & Pranoto, H. (2019). *Intelligent System For Gearbox*

Fault Detection & Diagnosis Based On Vibration Analysis Using Bayesian Networks, IOP Conference Series: Materials Science And Engineering, 694(1), <https://doi.org/10.1088/1757-899x/694/1/012001>

Salamone, D. J. (1984). *Journal Bearing Design Types And Their Applications To Turbomachinery. 179-190*

Setyawan, H. P., & Suryadi, D. (2018). *Analisis Karakteristik Vibrasi Pada Paper Dryer Machine Untuk Deteksi Dini Kerusakan Spherical Roller Bearing. Rotasi, 20(2), 110 <http://doi.org/10.147/Rotasi.20.2.110-117>*

Yasir, I. (2022). *Studi Eksperimental Pengaruh Dimensi Roda Dengan Ring 14, Ring 15, Ring 16 Terhadap Perilaku Keseimbangan Roda Mobil Pada Proses Balancing. Universitas Sumatera Utara.*

Umurani, K., Siregar, A. M., & Al-Amin, S. (2020). *Pengaruh Jumlah sudu Prototype Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro Tipe Whirlpool Terhadap Kinerja. Jurnal Rekayasa Material, Manufaktur Dan Energi, 3(2), 103-111.*

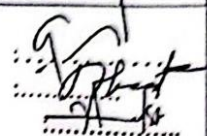





**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK – UMSU
TAHUN AKADEMIK 2025 – 2026**

Peserta seminar

Nama : Irvan Evendi

NPM : 2107230140

Judul Tugas Akhir : Analisa Tingkat Vibrasi Iso 10816 -3 Pada Mesin Turbin Uap
Beban Akibat Kecepatan Operasional.

DAFTAR HADIR			TANDA TANGAN
Pembimbing - : Chandra A Siregar ST.MT			
Pembanding -I : Ahmad Marabdi Siregar ST.MT			
Pembanding II : Arya Rudi NST ST.MT			
1			
No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1907236077	MHD. WAHYU ROZALY T.	
2	1907230101	FRANS WIJAY S	
3	2207230142	KHAIRUL FAHMI PURBA	
4	2207270102	ABOUL FAKRIL	
5	2107230160	ANISA PRIWANDANA	
6			
7			
8			
9			
10			

Medan 21 Syawal 1447 H
10 April 2026 M

Ketua Prodi. T Mesin



Chandra A Siregar, ST, MT

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

Nama : Irvan Evendi
NPM : 2107230140
Judul Tugas Akhir : Analisa Tingkat Vibrasi Iso 10816 -3 Pada Mesin Turbin Uap
Beban Akibat Kecepatan Operasional.

Dosen Pembanding - I : Alunad Marabdi Siregar ST.MT
Dosen Pembanding - II : Arya Rudi NST ST.MT
Dosen Pembimbing - : Chandra A Siregar ST.MT

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

.....*berdasarkan terasama kesediaan*.....
.....*perbaikan data sesudah*.....
.....*setelah penguluran*.....

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

.....
.....
.....
.....

Medan, 21 Swawal 1447 H
10 April 2026 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T. Mesin

Dosen Pembanding- I



Chandra A Siregar, ST, MT



Alunad Marabdi Siregar ST.MT



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI PENELITIAN & PENGEMBANGAN PIMPINAN PUSAT MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK

UMSU Terakreditasi Unggul Berdasarkan Keputusan Badan Akreditasi Nasional Perguruan Tinggi No. 1745/WJ/BAN-PT/16A/PgP/PT/10/2024
Pusat Administrasi: Jalan Mukhtar Basri No. 3 Medan 20238 Telp. (061) 6622400 - 66224667 Fax. (061) 6625474 - 6631903
<https://fatek.umsu.ac.id> fatek@umsu.ac.id [umsu.medan](#) [umsu.medan](#) [umsu.medan](#) [umsu.medan](#)

**PENENTUAN TUGAS AKHIR DAN PENGHUJUKAN
DOSEN PEMBIMBING**

Nomor : 206/11.3AU/UMSU-07/P/2025

Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara, berdasarkan rekomendasi Atas Nama Ketua Program Studi Teknik Mesin Pada Tanggal 31 Januari 2025 dengan ini Menetapkan :

Nama : IRVAN EVENDI
Npm : 21072300140
Program Studi : TEKNIK MESIN
Semester : 7 (Tujuh)
Judul Tugas Akhir : ANALISA TINGKAT VIBRASI ISO 10816-3 PADA MESIN
TURBIN UAP AKIBAT BEBAN DAN KECEPATAN

OPERASIONAL .

Pembimbing : CHANDRA A SIREGAR ST.MT

Dengan demikian diizinkan untuk menulis tugas akhir dengan ketentuan :

1. Bila judul Tugas Akhir kurang sesuai dapat diganti oleh Dosen Pembimbing setelah mendapat persetujuan dari Program Studi Teknik Mesin .
2. Menulis Tugas Akhir dinyatakan batal setelah 1 (satu) Tahun dan tanggal yang telah ditetapkan.

Demikian surat penunjukan dosen Pembimbing dan menetapkan Judul Tugas Akhir ini dibuat untuk dapat dilaksanakan sebagaimana mestinya

Medan, 05 Syaban 1446 H
04 Februari 2025 M

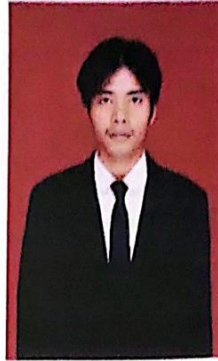
Dekan



Munawar Mansury Siregar, ST.,MT
NIDN: 0104017202



DAFTAR RIWAYAT HIDUP



DATA PRIBADI

Nama : Irvan Evendi
Tempat, Tanggal Lahir : Padang, 23 Oktober 2001
Jenis Kelamin : Laki-Laki
Agama : Islam
Alamat : Tomok Parsaoran, Samosir
Nomor Telepon : +62852-6152-4995
Email : irvanevendipiliang@gmail.com

PENDIDIKAN FORMAL

Tahun 2009-2015 : SDN 9 Tomok
Tahun 2015-2018 : SMPN 3 Simanindo
Tahun 2018-2021 : SMAN 1 Simanindo
Tahun 2021-2026 : Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara