

Desain dan Perancangan *Shaker Table Vibration Testing Machine* 3-Axis dengan *Mechanical Exciter Slider Crank Mechanism*

Mohammad Wira Yuda¹, Ferly Isnomo Abdi^{2*}, Diah Wulandari³, Dewi Puspitasari⁴

^{1,3,4} Teknik Mesin, Fakultas Vokasi, Universitas Negeri Surabaya, Indonesia 60231

^{2*} Teknologi Rekayasa Otomotif, Fakultas Vokasi, Universitas Negeri Surabaya, Indonesia 60231

E-mail: ferlyabdi@unesa.ac.id

Abstrak: Pengujian getaran dengan menggunakan alat *shaker table vibration tester* digunakan untuk mengetahui karakteristik dinamik serta ketahanan dari struktur atau benda terhadap getaran atau guncangan. Penambahan sumbu gerak (X, Y, Z) pada *shaker table* dengan menggunakan eksiter jenis batang penghubung atau *connecting link rod* bertujuan untuk menghasilkan simpangan eksiter yang lebih besar serta menambah varian gerakan getaran dari *shaker table* agar didapatkannya hasil pengujian yang lebih kompleks dan variatif. Penelitian ini menggunakan metode R&D (*Research and Development*) dengan membuat *shaker table vibration testing machine* 3-axis. Menggunakan *mechanical exciter slider crank* dengan *connecting link rod* sebagai mekanismenya, serta memvariasikan nilai jarak pemasangan *connecting link rod* pada disk pengatur simpangan sebesar 5 mm, 10 mm, 15 mm, dan 20 mm dari *center point* guna memvariasi besar amplitudo pada *shaker table*. Hasil uji fungsi mesin didapatkan nilai getaran rangka dengan satuan rms mm/s saat mesin beroperasi dengan benda uji pada simpangan 5 mm yaitu sebesar 16,017 rms mm/s pada X axis, 17,237 rms mm/s pada Y axis, dan 13,844 rms mm/s pada Z axis, sedangkan pada simpangan 10 mm didapatkan nilai getaran rangka sebesar 7,192 rms mm/s pada X axis, 28,224 rms mm/s pada Y axis, dan 22,334 rms mm/s pada Z axis. Dari data tersebut maka dapat diidentifikasi bahwa getaran pada rangka masuk dalam kategori tidak aman sesuai standar ISO 2372.

Kata kunci: 3-axis, Pengujian getaran, *Shaker table*, *Slider crank*

Abstract: *Vibration testing using a shaker table vibration tester aims to determine the dynamic characteristics and the structural endurance of a test object under vibrational or shock loads. The addition of motion axes (X, Y, Z) to the shaker table through the use of a connecting link rod-type exciter allows for greater displacement of the exciter, thereby expanding the variety of vibrational movements produced by the shaker table. This configuration enables more complex and varied testing conditions, leading to more comprehensive and representative test results. This research uses the Research and Development method by making a 3-axis shaker table vibration testing machine. Using a mechanical exciter slider crank with a connecting link rod as the mechanism, and varying the value of the connecting link rod installation distance on the deviation adjustment disk by 5, 10, 15, and 20 mm from the center point to vary the amplitude of the shaker table. The results of the machine function test obtained the vibration value of the frame when the machine operates with the test object at a deviation of 5 mm, which is 16.017 rms mm/s on the X axis, 17.237 rms mm/s on the Y axis, and 13.844 rms mm/s on the Z axis, while at a deviation of 10 mm the vibration value of the frame is 7.192 rms mm/s on the X axis, 28.224 rms mm/s on the Y axis, and 22.334 rms mm/s on the Z axis. From these data, it can be identified that the vibration of the frame falls into the unsafe category according to ISO 2372 standards.*

Keywords: 3-axis, *Vibration testing*, *Shaker table*, *Slider crank*

© 2025, JRM (Jurnal Rekayasa Mesin) dipublikasikan oleh ejournal Teknik Mesin Fakultas Vokasi UNESA.

PENDAHULUAN

Dalam era industri modern yang didorong oleh inovasi teknologi, keandalan dan kinerja pada struktur ataupun mesin menjadi faktor utama dalam suatu perusahaan. Ketahanan struktur ataupun mesin terhadap berbagai kondisi termasuk getaran dan guncangan merupakan hal penting yang harus diperhatikan. Hal tersebut dikarenakan getaran yang muncul dapat mengganggu kenyamanan, menimbulkan ketidakpresisian, serta menurunkan kualitas kerja pada produk atau mesin (Sumbawa, 2022). Maka dari itu, diperlukan standar ketahanan untuk memastikan bahwa produk siap untuk

dipasarkan. Penelitian (Anekar dkk., 2014) menyatakan, analisis getaran diagnostik perlu untuk dilakukan pada mesin dan struktur yang dalam operasionalnya akan dimungkinkan mengalami getaran berlebih. Analisis getaran tersebut sebagai pencegahan terjadinya indikasi kegagalan atau kerusakan yang terjadi pada beberapa komponen. Analisis getaran digunakan untuk mengidentifikasi kondisi atau kerusakan pada struktur. Untuk mengetahui karakteristik dinamik dari struktur atau benda diperlukan yaitu sebuah pengujian getaran.

Pengujian getaran diperlukan untuk mengidentifikasi daya tahan dari suatu struktur ketika dikenai getaran berulang dalam jangka waktu tertentu.

Alat uji getar atau *vibration tester* menjadi instrumen yang mampu digunakan sebagai pengembangan, simulasi, produksi dan mempelajari efek getaran untuk mengevaluasi sifat fisik bahan dan struktur (Utomo, 2018). Dengan dilakukannya pengujian getaran ini, dapat mengidentifikasi dan mengatasi potensi-potensi kelemahan yang mungkin akan muncul baik dari desain maupun material struktur.

Penelitian yang dilakukan oleh (Afnal, 2020) melakukan rancang bangun pengujian getaran sederhana atau *shaker table*. *Shaker table* tersebut menggunakan eksiter mekanis jenis *rotating unbalance mass* yang dapat menghasilkan gerak getaran horizontal satu sumbu atau *X axis*. Selain itu, dengan menggunakan eksiter *rotating unbalance mass* alat tersebut hanya dapat menghasilkan gerakan simpangan atau amplitudo yang relatif kecil. Dari alat tersebut dirasa perlu untuk melakukan pengembangan yaitu penambahan sumbu gerak dengan menggunakan eksiter jenis batang penghubung atau *connecting link rod* sehingga mampu bergerak secara *3-axis* serta gerakan simpangan yang lebih besar. Pengembangan menjadi *3-axis* tersebut dilakukan untuk menambah varian gerakan getaran dari *shaker table* agar didapatkannya proses atau hasil pengujian yang lebih kompleks dan variatif. Mengingat getaran atau gerakan eksitasi yang dialami struktur bisa saja terjadi tidak hanya pada satu sumbu gerak (horizontal atau *X & Y axis*) melainkan terdapat juga gerakan eksitasi dari sumbu vertikal atau *Z axis*.

Oleh karena itu, peneliti bertujuan untuk membuat dan merancang alat *shaker table vibration tester* yang memiliki 3 sumbu arah gerak atau *3-axis* dengan menggunakan penggerak mekanis (*mechanical exciter*) *slider crank* dengan batang penghubung (*connecting link rod*) sebagai mekanismenya. Pada *shaker table vibration tester 3-axis* terdapat sensor *accelerometer* MPU6050 untuk mengetahui besarnya nilai percepatan yang terjadi pada *shaker table* dan benda uji. Sensor MPU6050 disambungkan pada mikrokontroler arduino UNO sehingga dapat diprogram untuk menjalankan berbagai instruksi. Pemrograman pada arduino UNO dilakukan pada *software* Arduino IDE yang kemudian data hasil pengujian disambungkan pada *microsoft excel* untuk menampilkan nilai hasil pembacaan getaran (m/s^2) dari sensor secara *real time*. Dalam penelitian ini akan dihasilkan alat uji berupa *Shaker Table Vibration Testing Machine* yang dapat bergerak secara *3-axis*.

DASAR TEORI

A. Pengujian Getaran

Pengujian getaran yang digunakan untuk mengetahui respon dari suatu struktur biasanya terdiri dari penggerak berupa motor ataupun aktuator hidrolis serta terdapat juga suatu meja getar (Utomo, 2018). Tujuan utama dari pengujian getaran pada mesin yaitu untuk mengetahui dan mendapatkan data dari kondisi mesin yang sebenarnya dengan cara pemantulan sinyal getaran secara berkala. Data yang didapatkan tersebut

sebagai sumber informasi yang digunakan untuk mengetahui kelainan ataupun kerusakan pada mesin yang diuji beserta spektrum getarannya. Selanjutnya, hasil pengujian dapat dimanfaatkan menjadi evaluasi untuk dilakukannya pembenahan pada mesin dengan mengubah spesifikasi rancangan untuk menaikkan tingkat keandalan pada mesin (Amrullah, 2019).

B. Shaker Table

Meja uji getar (*shaker table*) merupakan sebuah perangkat uji getaran yang digunakan untuk melakukan analisis getaran dan mendiagnosis kegagalan pada benda uji seperti struktur yang mengalami getaran secara berlebihan.

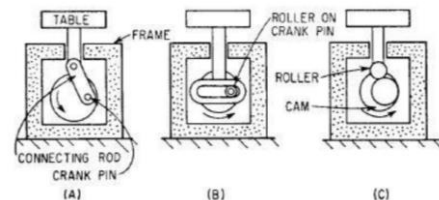
Berdasarkan jenisnya, *shaker table* dapat dibagi menjadi 3: *electrodynamic exciter*, *hydraulic exciter*, dan *mechanical exciter* (Utomo, 2018). Pada jenis penggerak mekanis, *shaker table* memiliki beberapa macam penggerak antara lain (Anekar dkk., 2014):

- Batang penghubung/pendorong (*connecting link*)
- Scotch yoke*
- Cam and follower*
- Putaran massa eksentris (*rotating unbalance mass*)

C. Mechanical Exciter

Dalam eksitasi mekanis, *shaker table* dapat bergerak karena adanya gaya inersia dan menghasilkan gaya yang bersifat sinusoidal dan dibatasi oleh kekuatan dari kerangka getar (Utomo, 2018). Keuntungan utama dari eksiter mekanis yaitu biaya yang relatif lebih murah dibandingkan jenis eksiter lainnya. Kelemahan dari eksiter mekanis ini tidak mampu untuk menghasilkan getaran yang kompleks atau acak dan pengujian gaya konstan. Serta hanya memiliki rentang frekuensi, kecepatan, dan akselerasi yang lebih rendah dibandingkan jenis eksiter lainnya (Hameed dkk., 2018).

Terdapat dua tipe *mechanical vibration machine* berdasarkan tipe penggerakannya, yaitu *direct-drive mechanical vibration machines* dan *reaction-type mechanical vibration machine*. Tipe *direct-drive* sendiri dibagi menjadi tiga jenis berdasarkan sumber penggerakannya yaitu *eccentric and connecting link*, *scotch yoke*, dan *cam and follower*. Sedangkan pada tipe *reaction-type* terdapat penggerak *rotating unbalance mass*.

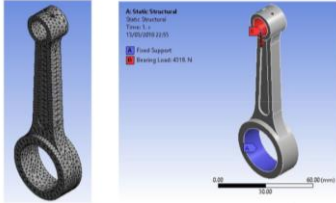


Gambar 1. (a) *Eccentric and connecting link* (b) *Scotch yoke* (c) *Cam and follower* (Utomo, 2018)

D. Connecting Link Rod

Batang penghubung (*connecting link rod*) merupakan komponen mekanis yang bersifat *reciprocating* (bergerak maju mundur dalam garis lurus) menopang beban dan menghubungkan dua

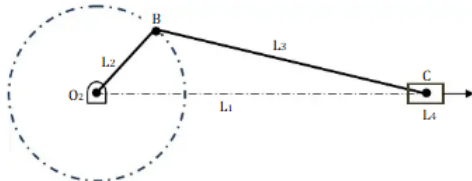
bagian mekanis lainnya, seperti piston dan poros engkol. Batang penghubung ini dapat juga sebagai transfer gerak atau gaya yang meneruskan gerakan dari satu bagian ke bagian yang lain (Ghiasvand & Abdollahi, 2023). Memiliki bentuk silinder dengan ujung membulat dan dirancang untuk menahan tekanan dan gaya yang diberikan selama pengoperasian.



Gambar 2. Connecting link rod (Chumbre dkk., 2018)

F. Mekanisme Slider Crank

Mekanisme slider crank umumnya seperti yang terjadi pada poros engkol. Poros engkol merupakan salah satu bagian yang terdapat pada mesin untuk menciptakan gerakan rotasi (putaran) dari hasil gerak bolak-balik vertikal atau horizontal. Mekanisme slider crank merupakan jenis mekanisme gerak bolak-balik pada piston. Mekanisme ini digunakan untuk mendapatkan gaya yang bekerja dan hubungan antara panjang batang penghubung (connecting link rod), putaran motor dan kecepatan shaker table (Cahyaningrum, 2017).



Gambar 3. Mekanisme slider crank (Rindang, 2009)

Untuk perhitungan pada slider crank yaitu menggunakan berbagai persamaan berikut (Rindang, 2009).

a. Jarak ujung lengan L₂ dengan ujung lengan L₃
 $L_1 = R \cdot \cos \Theta + L_3 \dots\dots\dots (1)$

Keterangan :

L₁ = Jarak ujung lengan L₂ dengan ujung lengan L₃ (cm)

R = Panjang lengan engkol 1 (cm)

Θ = Sudut antara L₁ dan L₂ (°)

L₃ = Panjang lengan L₃ (cm)

b. kecepatan sudut pergerakan L₂.

$V_c^x = -R \cdot \omega_2 \left(\sin \Theta + \frac{1}{2n} \cdot \sin 2\Theta \right) \dots\dots\dots (2)$

$\omega_2 = \frac{V_c^x}{R \cdot \left(\sin \Theta + \frac{1}{2n} \cdot \sin 2\Theta \right)} \dots\dots\dots (3)$

rad/s = n (rpm) $\frac{2\pi}{60} \dots\dots\dots (4)$

Keterangan :

V_c^x = Kecepatan pergerakan slider batang penghubung (cm/s)

R = Panjang lengan engkol 1 (cm)

ω₂ = Kecepatan sudut L₂ (rad/s)

Θ = Sudut antara L₁ dan L₂ (°)

n = Rasio perbandingan L dan R

c. Perpindahan sudut batang penghubung L₃

$\Phi = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \Theta}{n} \right) \dots\dots\dots (5)$

Keterangan :

Φ = Perpindahan sudut L₃ (°)

Θ = Sudut antara L₁ dan L₂ (°)

n = Rasio perbandingan L dan R

d. Persamaan kecepatan sudut dari batang penghubung L₃

$\omega_3 = \frac{\omega_2 \sqrt{1 - \sin^2 \Theta}}{\sqrt{n^2 - \sin^2 \Theta}} \dots\dots\dots (6)$

Keterangan :

ω₃ = Kecepatan sudut L₃ (rad/s)

ω₂ = Kecepatan sudut L₂ (rad/s)

Θ = Perpindahan sudut batang penghubung (°)

n = Rasio perbandingan L dan R

e. Persamaan untuk mengetahui daya yang dibutuhkan pada slider crank

$P = F \cdot r \cdot \left(\frac{\pi n}{30} \right) \text{ rad/s} \dots\dots\dots (7)$

Keterangan :

P = Daya yang dibutuhkan (watt)

F = Gaya yang bekerja (N)

r = Panjang lengan L₂ (m)

n = Kecepatan sudut L₂ (rpm)

G. Poros

Poros memiliki fungsi yang sangat penting, oleh karena itu diperlukan perencanaan yang tepat sehingga dapat meminimalisir resiko terjadinya kesalahan pada mesin. Beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam merencanakan poros antara lain:

1. Kekuatan poros
2. Kekakuan poros
3. Kemampuan puntir
4. Ketahanan terhadap korosi

Poros pada penelitian ini berfungsi sebagai penopang shaker table sekaligus sebagai sliding shaft atau poros lintasan. Poros ini dalam penggunaannya menerima beban lentur murni.

H. Linear Bearing

Linear bearing merupakan salah satu elemen mesin yang fungsinya sebagai penumpu poros berbeban sehingga dengan adanya komponen ini gerak putaran atau gerak bolak balik dapat berlangsung lebih halus dan aman. Pada kinerja linear bearing pasti mengalami gaya gesekan antar bearing dengan poros, sehingga hal tersebut memerlukan pelumas agar gesekan antar kedua komponen lebih halus serta dapat meredam suara gesekan (Siagian, 2023).



Gambar 4. Linear bearing SC20UU (Datasheet Misumi Mexico, 2023)

I. Motor Listrik

Motor listrik merupakan salah satu perangkat elektromagnetis yang menghasilkan energi mekanik dari energi listrik berupa gerakan putar poros pada motor listrik tersebut. Motor listrik yang umumnya digunakan yaitu jenis motor listrik AC dan DC. Motor listrik AC merupakan motor listrik yang menggunakan arus bolak balik untuk menghasilkan gerakan putar. Daya motor listrik adalah besarnya jumlah energi yang dihasilkan dalam satuan waktu. Untuk dapat menggerakkan sistem mekanis daya motor listrik harus sesuai agar motor listrik dapat menghasilkan energi sebagai penggerak. Perhitungan pada perencanaan torsi dan daya menggunakan persamaan berikut (Utomo & Rosyidah, 2017).

a. Torsi

$$T = F \cdot r \cdot \sin(\Theta + \phi) \dots \dots \dots (8)$$

Keterangan:

T = Torsi (N.m)

F = Gaya beban (N)

r = Jarak gaya ke poros (m)

b. Daya

$$P = T \cdot \left(\frac{\pi n(rpm)}{30}\right) rad/s \dots \dots \dots (9)$$

Keterangan:

P = Daya motor yang ditransmisikan (Watt, W)

T = Torsi (N.m)

n = Putaran motor (rpm)

c. Daya rencana

$$P_d = F_c P \dots \dots \dots (10)$$

Keterangan:

P_d = Daya Rencana

F_c = Faktor koreksi

Faktor koreksi dapat dilihat seperti pada Tabel I.

Tabel I. Faktor koreksi daya (Situmorang, 2022)

Daya yang akan ditransmisikan	Faktor koreksi
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8-1,2
Daya normal	1,0-1,5

d. Daya terpasang

$$P = P_d \frac{1}{\eta_{motor}} \times \frac{1}{\eta_{transmisi}} \dots \dots \dots (11)$$

Keterangan:

P_d = Daya Rencana

η = efisiensi

J. Accelerometer MPU6050

Sensor MPU6050 merupakan sebuah modul *accelerometer* dengan 6 axis *Motion Processing Unit* serta terdapat regulator tegangan. Modul ini memiliki *interface* I2C yang dapat disambungkan langsung ke MCU (*Microcontroller Units*) yang memiliki fasilitas I2C. Sensor MPU-6050 berisi sebuah *Micro Electro Mechanical Systems* (MEMS) *Accelerometer* dan sebuah MEMS Gyro yang saling terintegrasi. Modul sensor ini memiliki *interface* I2C sehingga dapat

langsung disambungkan dengan unit mikrokontroler (MCU). Sensor ini memiliki keakuratan yang cukup tinggi dikarenakan memiliki *hardware* internal sebesar 16 bit ADC pada tiap kanalnya serta dapat membaca nilai kanal 3-axis X, Y, Z secara bersamaan dalam satu waktu (Ruwandi, 2022).



Gambar 5. Accelerometer MPU6050 (Ruwandi, 2022)

Tabel II. Spesifikasi sensor *accelerometer* MPU6050 (Anggraeni, 2018)

Indikator	Spesifikasi
Tegangan	2,375 – 3,46 V
Derajat kebebasan (DoF)	6 DoF terdiri dari 3 sumbu MEMS <i>gyroscope</i> dan MEMS <i>accelerometer</i>
MEMS <i>accelerometer</i>	1. <i>Output</i> digital dengan bentang skala ±2g, ±4g, ±8g, dan ±16g 2. 16 bit ADC 3. Arus operasi 500µA
MEMS <i>gyroscope</i>	1. <i>Output</i> digital dengan bentang skala ±250, ±500, ±1000, dan ±2000 °/detik 2. Arus operasi 3,6 mA 3. Arus siaga 5 µA

K. Arduino Uno R3

Arduino Uno R3 merupakan mikrokontroler yang dikontrol oleh mikroprosesor. Arduino Uno dilengkapi dengan 14 pin digital untuk *input/output* (I/O), dimana 14 pin tersebut dapat berfungsi sebagai output PWM, yaitu dari pin 0-13. Terdapat 6 pin untuk input analog, pin A0 sampai A5 menggunakan *crystal* 16 MHz, *jack* untuk daya, koneksi USB, *header* ICSP, dan tombol *reset* (Juanda, 2018). Semua *part* tersebut diperlukan untuk mendukung rangkaian pada mikrokontroler. Spesifikasi Arduino Uno R3 dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel III. Spesifikasi Arduino Uno R3 (Juanda, 2018)

Indikator	Spesifikasi
Mikrokontroler	ATmega328
Operasi Tegangan	5 Volt
Input Tegangan	7 – 12 Volt
Pin I/O Digital	14
Pin Analog	6
Arus DC tiap pin I/O	50 mA
Arud DC ketika 3.3V	50 mA
Memori <i>Flash</i>	32 KB
Kecepatan <i>Clock</i>	16 MHz
EEPROM	1 KB
SRAM	2 KB

L. Standar Getaran ISO 2372

Pada penelitian ini, peneliti menggunakan standar getaran ISO 2372 sebagai pembanding apakah *vibration velocity* pada rangka mesin berada pada kategori aman atau tidak pada saat mesin dalam kondisi beroperasi. Sehingga dengan membandingkan dengan ISO 2372, resiko kerusakan akibat getaran pada mesin dapat didiagnosis sejak dini.

Ranges of Vibration Severity		Examples of Quality Judgement for separate classes of machines			
in/s peak	mm/s rms	CLASS I	CLASS II	CLASS III	CLASS IV
0.015	0.28	A	B	C	D
0.025	0.45	A	B	C	D
0.039	0.71	A	B	C	D
0.062	1.12	A	B	C	D
0.099	1.80	A	B	C	D
0.154	2.80	A	B	C	D
0.248	4.50	A	B	C	D
0.392	7.10	A	B	C	D
0.617	11.2	A	B	C	D
0.993	18.0	A	B	C	D
1.54	28.0	A	B	C	D
2.48	45.0	A	B	C	D
3.94	71.0	A	B	C	D

A – Good
 B – Acceptable
 C – Still Acceptable
 D – Not Acceptable

Gambar 6. Standar ISO 2372 untuk getaran (Manurung, 2022)

Dari Gambar 6 dapat dilihat bahwa terdapat empat zona yang menandakan kategori ukuran kelas mesin dan tingkat izin kecepatan getaran mesin pada standar ISO 2372 yaitu:

- Kelas I : mesin bertenaga <15 kW atau <20 HP.
- Kelas II : mesin bertenaga 15-75 kW atau 20-100 HP.
- Kelas III : mesin bertenaga >75 kW atau >100 HP.
- Kelas IV : mesin bertenaga >75 kW atau >100 HP seperti mesin turbo pada turbin, kompresor, dll.

METODE

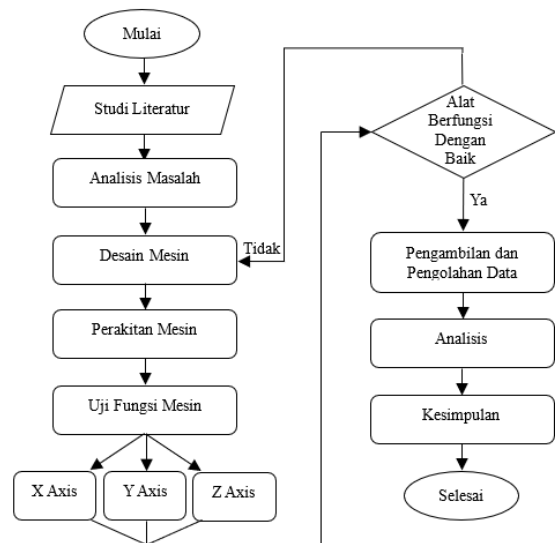
Jenis penelitian yang dilakukan dalam penelitian ini merupakan jenis penelitian pengembangan atau R&D (*Research and Development*), yang bertujuan untuk mengembangkan suatu produk baru atau menyempurnakan produk yang telah ada. R&D merupakan metode penelitian yang menghasilkan produk tertentu, dan melakukan uji keefektifan pada produk tersebut. Salah satu model dari R&D adalah model pengembangan ADDIE yang dikembangkan oleh Dick and Carry (Kurniawan & Yuniarti, 2018). Model ADDIE menggunakan lima tahap pengembangan, yaitu:

1. *Analysis*
2. *Design*
3. *Development*
4. *Implementatio*
5. *Evaluatio*

Diagram Alir Penelitian

Diagram alir metode penelitian dibuat dengan mengonsep seluruh alur penelitian sesuai tahapan penelitian sehingga analisis penelitian dapat dijelaskan

dengan jelas berdasarkan alur penelitian. Diagram alir dijelaskan pada Gambar 7.



Gambar 7. Diagram alir penelitian

Prosedur Penelitian

1. Menyiapkan studi literatur

Tujuan dari Studi literatur adalah mendapatkan informasi sebanyak-banyaknya mengenai penelitian terdahulu terkait perancangan *shaker table vibration testing machine 3-axis*.

2. Melakukan analisis masalah

Tahap kedua adalah melakukan analisis masalah terhadap perancangan *shaker table vibration testing machine 3-axis*. Hal ini bertujuan untuk memahami secara mendalam masalah seputar *shaker table vibration testing machine 3-axis* agar penelitian ini dapat memberikan solusi pada permasalahan yang ada dan juga bisa menghasilkan inovasi pada alat pengujian getaran.

3. Desain mesin

Desain mesin dilakukan setelah mendapat data dan acuan yang spesifik dari perencanaan mesin yang akan dibuat. Desain nantinya dibuat dengan ukuran yang sedetail mungkin untuk mempermudah proses perancangan, pengadaan bahan, perakitan hingga pengarsipan agar pembuatan produk berjalan lancar.

4. Perancangan dan Perakitan mesin

Setelah melakukan perencanaan dan desain, langkah selanjutnya yaitu perhitungan dan perakitan mesin. Proses perakitan dilakukan sesuai dengan perencanaan dan desain *shaker table vibration testing machine 3-axis*. Proses dimulai dengan pembuatan setiap bagian atau komponen dari mesin, selanjutnya melakukan *assembly* hingga menjadi bentuk yang diinginkan.

5. Pengujian fungsi mesin

Tahap berikutnya adalah melakukan uji fungsi pada mesin yang telah dibuat. Uji fungsi dilakukan untuk memastikan mesin yang telah dirakit berfungsi dengan baik sesuai dengan yang direncanakan.

6. Revisi hasil uji fungsi

Revisi didasarkan pada pengamatan dari hasil uji coba mesin dan/atau masukkan dari dosen pembimbing. Revisi dilakukan untuk perbaikan pada bagian-bagian pada mesin yang belum berfungsi maksimal. Setelah dilakukan revisi, maka mesin siap untuk dilakukan uji coba tahap kedua untuk memastikan kembali kelayakan mesin yang dibuat.

7. Pengambilan dan pengolahan data

Tahap selanjutnya adalah mengambil data hasil uji yang dilakukan. Setelah data mentah didapatkan dari simpangan yang divariasikan, kemudian data diolah menjadi informasi yang berguna dan mudah dibaca.

8. Analisis

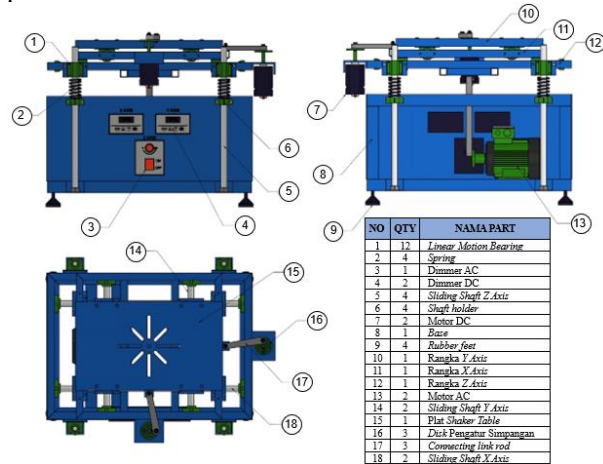
Data yang diperoleh dan diolah kemudian dijadikan dasar proses analisis. Data dari analisis dapat membantu lebih memahami hasil pengujian. Kemudian membuat laporan analisis data untuk dimasukkan ke dalam laporan hasil penelitian.

9. Kesimpulan

Setelah mesin dibuat dan bebas dari kesalahan, selanjutnya yaitu pembuatan laporan yang berisikan kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan. Laporan dibuat berdasarkan sistem yang ada. Laporan yang telah selesai selanjutnya diserahkan kepada dosen pembimbing untuk ditinjau dan direvisi.

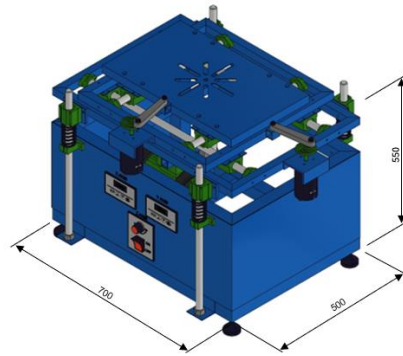
Desain Mesin

Desain 2D merupakan media informasi yang memungkinkan pembaca untuk dapat mempelajari mengenai sesuatu yang sedang dikerjakan. Desain 2D harus detail mengenai bagian-bagian yang harus ada pada mesin yang diproduksi. Desain 2D ditunjukkan pada Gambar 8.



Gambar 8. Desain 2D shaker table vibration testing machine 3-axis

Desain 3D dirancang berdasarkan proses pengembangan dari desain 2D yang telah dibuat mewakili matematis seluruh aspek 3D. Penggunaan desain 3D ditujukan untuk memvisualisasikan secara jelas mesin yang akan dirancang.



Gambar 9. Desain 3D shaker table vibration testing machine 3-axis

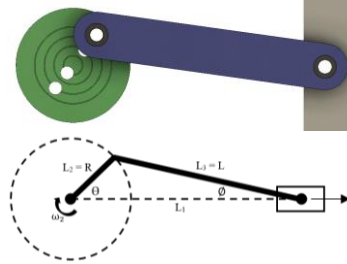
HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil dan pembahasan penelitian ini dimulai dari perhitungan komponen, proses produksi alat, prosedur pengambilan data dan hasil uji fungsi shaker table vibration testing machine 3-axis.

Perhitungan Komponen

Adapun beberapa perhitungan yang dilakukan dalam perancangan shaker table vibration testing machine 3-axis yaitu sebagai berikut.

Untuk perhitungan rancangan pada slider crank yaitu menggunakan berbagai persamaan berikut.



Gambar 10. Pemodelan slider crank

Tabel IV. Parameter slider crank

Keterangan	Simbol	Nilai	Satuan				
Panjang lengan engkol = $L_2 = R$	R_1	0,5	cm				
	R_2	1					
	R_3	1,5					
	R_4	2					
Panjang connecting link rod = $L_3 = L$	$L_{xy \text{ axis}}$	12	cm				
	$L_{z \text{ axis}}$	28					
Sudut antara $L_2 - L_1$	θ	45	derajat ($^\circ$)				
	Rasio perbandingan L dan R	$n_{xy \text{ axis}}$		$12/0,5$	-		
				$= 24$			
				$12/1,5 = 8$			
				$12/2 = 6$			
				$n_{z \text{ axis}}$		$28/0,5$	-
						$= 56$	
Putaran sudut L_2	ω_2	$350 \text{ rpm} = 36,65$	rad/s				
		rad/s					
Massa shaker tiap axis	X axis	7	kg				
	Y axis	15,5					
	Z axis	28					

1. Jarak ujung engkol (L2) ke ujung connecting link rod (L3)

$$L_1 = R \cdot \cos \Theta + L_{xy}$$

$$L_1 = 0,5 \text{ cm} \cdot \cos 45^\circ + 12 \text{ cm}$$

$$L_1 = 12,35 \text{ cm}$$

Tabel V. Hasil perhitungan panjang L_{1xy} axis

L_1 (0,5 cm)	L_1 (1 cm)	L_1 (1,5 cm)	L_1 (2 cm)
12,35 cm	12,71 cm	13,06 cm	13,41 cm

$$L_1 = R \cdot \cos \Theta + L_z$$

$$L_1 = 0,5 \text{ cm} \cdot \cos 45^\circ + 28 \text{ cm}$$

$$L_1 = 28,35 \text{ cm}$$

Tabel VI. Hasil perhitungan panjang L_{1z} axis

L_1 (0,5 cm)	L_1 (1 cm)	L_1 (1,5 cm)	L_1 (2 cm)
28,35 cm	28,71 cm	29,06 cm	29,41 cm

2. Kecepatan sudut pergerakan batang penghubung L2

$$\omega_2 = \frac{V_c^x}{R \cdot \left(\sin \Theta + \frac{1}{2n} \cdot \sin 2\Theta \right)}$$

$$36,65 = \frac{V_c^x}{2 \cdot \left(\sin 45^\circ + \frac{1}{2 \cdot 24} \cdot \sin 2 \cdot 45^\circ \right)}$$

$$36,65 = \frac{V_c^x}{1,48}$$

$$V_c^x = 54,24 \text{ cm/s}$$

$$V_c^x = 0,542 \text{ m/s}$$

Tabel VII. Hasil perhitungan kecepatan sudut pergerakan batang penghubung L_2

V_c^x Rasio 24	V_c^x Rasio 12	V_c^x Rasio 8	V_c^x Rasio 6
0,542 m/s	0,566 m/s	0,590 m/s	0,614 m/s
V_c^x Rasio 56	V_c^x Rasio 28	V_c^x Rasio 18,6	V_c^x Rasio 14
0,528 m/s	0,539 m/s	0,549 m/s	0,559 m/s

3. Sudut batang penghubung L3 terhadap L1

$$\phi = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \Theta}{n} \right)$$

$$\phi = \sin^{-1} \left(\frac{\sin 45^\circ}{24} \right)$$

$$\phi = 1,69^\circ$$

Tabel VIII. Hasil perhitungan sudut batang penghubung L_3 terhadap L_1

ϕ Rasio 24	ϕ Rasio 12	ϕ Rasio 8	ϕ Rasio 6
1,69°	3,38°	5,07°	6,77°
ϕ Rasio 56	ϕ Rasio 28	ϕ Rasio 18,6	ϕ Rasio 14
0,72°	1,45°	2,18°	2,89°

4. Kecepatan putaran sudut dari batang penghubung L3

$$\omega_3 = \frac{\omega_2 \sqrt{(1 - \sin^2 \Theta)}}{\sqrt{(n^2 - \sin^2 \Theta)}}$$

$$\omega_3 = \frac{36,65 \sqrt{(1 - \sin^2 45^\circ)}}{\sqrt{((24)^2 - \sin^2 45^\circ)}}$$

$$\omega_3 = \frac{25,91}{23,99}$$

$$\omega_3 = 1,08 \text{ rad/s}$$

Tabel IX. Hasil perhitungan kecepatan putaran sudut dari batang penghubung L_3

ω_3 Rasio 24	ω_3 Rasio 12	ω_3 Rasio 8	ω_3 Rasio 6
1,08 rad/s	2,16 rad/s	3,25 rad/s	4,35 rad/s
ω_3 Rasio 56	ω_3 Rasio 28	ω_3 Rasio 18,6	ω_3 Rasio 14
0,46 rad/s	0,92 rad/s	1,39 rad/s	1,85 rad/s

5. Mencari nilai torsi

Torsi pada X axis

$$T = F \cdot r \cdot \sin(\Theta + \phi)$$

$$T = (7 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2) \cdot 0,02 \text{ m} \cdot \sin(45^\circ + 6,77^\circ)$$

$$T = 1,08 \text{ N.m}$$

Torsi pada Y axis

$$T = F \cdot r \cdot \sin(\Theta + \phi)$$

$$T = (15,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2) \cdot 0,02 \text{ m} \cdot \sin(45^\circ + 6,77^\circ)$$

$$T = 2,39 \text{ N.m}$$

Torsi pada Z axis

$$T = F \cdot r \cdot \sin(\Theta + \phi)$$

$$T = (28 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2) \cdot 0,02 \text{ m} \cdot \sin(45^\circ + 2,89^\circ)$$

$$T = 4,31 \text{ N.m}$$

6. Daya yang dibutuhkan pada slider crank

$$P = T \cdot \left(\frac{\pi n (\text{rpm})}{30} \right) \text{ rad/s}$$

$$P = 1,08 \text{ N.m} \left(\frac{\pi \cdot 350}{30} \right) \text{ rad/s}$$

$$P = 1,08 \text{ N.m} \times 36,65 \text{ rad/s}$$

$$P = 39,58 \text{ watt}$$

Tabel X. Hasil perhitungan daya nominal

X axis = 1,08 N.m	Y axis = 2,39 N.m	Z axis = 4,31 N.m
39,58 watt	87,60 watt	157,97 watt

7. Daya rencana

$$P_d = F_c P$$

Nilai F_c menggunakan faktor koreksi daya maksimum yaitu 1,2

$$P_d = 1,2 \times 39,58 \text{ watt}$$

$$P_d = 47,50 \text{ watt}$$

Tabel XI. Hasil perhitungan daya rencana

X axis	Y axis	Z axis
47,50 watt	105,12 watt	189,56 watt

8. Daya terpasang

$$P = P_d \frac{1}{\eta_{\text{motor}}} \times \frac{1}{\eta_{\text{slider crank}}}$$

Nilai efisiensi motor menggunakan 80%

Nilai efisiensi slider crank menggunakan 90%

$$P = 47,50 \text{ watt} \frac{1}{80\%} \times \frac{1}{90\%}$$

$$P = 65,97 \text{ watt}$$

Tabel XII. Hasil perhitungan daya terpasang

X axis	Y axis	Z axis
65,97 watt	146 watt	281,10 watt

Jadi minimal daya motor yang diperlukan pada shaker table vibration testing machine 3-axis sebesar 65,97 watt, 146 watt, dan 281,10 watt.

Proses Produksi Alat

Berikut tahapan-tahapan proses perakitan *shaker table vibration testing machine 3-axis*.

1. Mempersiapkan alat dan bahan yang akan digunakan
2. Melakukan pemotongan besi *hollow* sebagai rangka mesin
 - a. 40 mm x 40 mm x 700 mm : 4 buah
 - b. 40 mm x 40 mm x 500 mm : 4 buah
 - c. 40 mm x 40 mm x 420 mm : 2 buah
 - d. 25 mm x 25 mm x 700 mm : 2 buah
 - e. 25 mm x 25 mm x 500 mm : 10 buah
 - f. 25 mm x 25 mm x 300 mm : 2 buah
 - g. 25 mm x 25 mm x 200 mm : 1 buah
3. Menyatukan potongan besi *hollow* dengan menggunakan las SMAW sehingga terbentuk rangka bawah/*base*, rangka *X axis*, rangka *Y axis*, rangka *Z axis*.
4. Melakukan pemotongan menggunakan gerinda tangan pada besi as *hard chrome* sebagai *sliding shaft* pada masing-masing *axis* dengan ukuran sebagai berikut.
 - a. Ø20 mm x 450 mm : 2 buah (*X axis*)
 - b. Ø20 mm x 650 mm : 2 buah (*Y axis*)
 - c. Ø20 mm x 700 mm : 4 buah (*Z axis*)
5. Melubangi rangka menggunakan bor tangan dengan mata bor Ø8 mm sebagai dudukan baut pada letak-letak yang telah ditentukan.
6. Membuat *bracket linear bearing* menggunakan material plat besi ketebalan 3 mm dengan ukuran 94 mm x 50 mm sebanyak 12 buah. *Bracket* dilubangi masing-masing 4 buah lubang dengan lokasi lubang disesuaikan dengan lubang baut yang ada pada *linear bearing*.
7. Memasang *linear bearing* pada *bracket* dengan baut M6
8. Memasang *linear bearing* yang sudah terpasang pada *bracket* pada lubang-lubang rangka sebagai dudukan *sliding shaft* menggunakan baut M6 dilengkapi dengan mur dan ring.
9. Memasang *sliding shaft X axis* dan *Y Axis* dengan bantuan *shaft holder* sebagai penyangga dan dibaut pada rangka yang telah dilubangi.
10. Menyatukan ketiga *axis* meja getar dipasangkan pada rangka bawah/*base*.
11. Memasang plat 500 mm x 300 mm x 2 mm dibautkan pada rangka *X axis* sebagai dudukan spesimen atau benda uji.
12. Memasang motor listrik pada masing-masing *axis* dengan bantuan *bracket* dan dibautkan pada rangka.
13. Memasang *disk* pengatur simpangan pada as motor listrik tiap masing-masing *axis*.
14. Memasang *connecting link rod* di antara *disk* pengatur simpangan dengan meja getar tiap masing-masing *axis*.
15. Melakukan percobaan awal mesin untuk mengetahui sudah tepat atau belumnya kinerja mesin sesuai yang diinginkan.

16. Pengecatan rangka dan komponen (*finishing*) *shaker table vibration testing machine 3-axis* dan mesin siap untuk diuji fungsi



Gambar 11. *Shaker table vibration testing machine 3-axis*

Prosedur Pengambilan Data

Prosedur pengambilan data penelitian ini terdapat dua pengukuran, yaitu pengukuran kecepatan getaran rangka mesin, serta pengukuran percepatan pada meja getar dan benda uji saat proses pengujian getaran. Untuk melakukan pengambilan data standar getaran rangka mesin, sensor *accelerometer* diletakkan pada rangka mesin ketika eksiter mesin sedang dalam kondisi menyala serta menerima beban spesimen yang sudah ditetapkan. Sensor *accelerometer* akan menangkap nilai percepatan pada rangka mesin dengan satuan m/s^2 .

Pengukuran ini dilakukan sebanyak tiga kali percobaan pada tiap masing-masing sumbu gerak *X*, *Y*, *Z* dengan putaran eksiter sebesar 350 rpm atau 5,8 Hz. Nilai putaran eksiter tersebut merujuk pada penelitian oleh (Pathak dkk., 2010) yang menyebutkan frekuensi *shaker table* untuk simulasi gempa bumi menggunakan rentang frekuensi berkisar 1-10 Hz pada meja getar yang digerakkan oleh mekanisme eksiter *slider crank*. Dari ketiga hasil pengujian selanjutnya dapat diambil nilai rata-rata percepatan kemudian dikonversi menjadi nilai kecepatan getaran dengan satuan rms mm/s. Hasil kecepatan getaran rangka dari pengukuran tersebut selanjutnya dibandingkan dengan harga standar getaran ISO 2372, apakah mesin beroperasi pada tingkat getaran yang diizinkan (aman) atau tidak.

Sedangkan, saat proses pengujian getaran respon spesimen, sensor *accelerometer* diletakkan pada meja getar dan benda uji dengan besar eksitasi 350 rpm atau 5,8 Hz. Selanjutnya dapat diambil nilai rata-rata percepatan. Hasil dari sensor tersebut akan dibaca dan ditampilkan pada *microsoft excel* sehingga peneliti dapat mengetahui bagaimana respon benda uji ketika dikenai getaran oleh meja getar.

Uji Standar Getaran Rangka (rms mm/s)

Tabel XIII. Nilai RMS pada rangka dan perbandingan standar ISO 2372

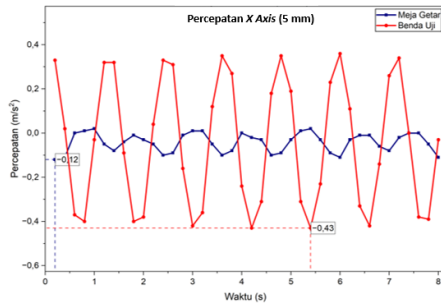
Besarnya Simpangan	Nilai RMS			Menurut ISO 2372
	X Axis	Y Axis	Z Axis	
5 mm	16,017	17,237	13,844	Tidak aman
10 mm	7,192	28,224	22,334	Tidak aman

Tabel XIII menunjukkan perbandingan nilai RMS dari getaran pada rangka *vibration testing machine* tiga sumbu. Nilai ini kemudian dibandingkan dengan standar ISO 2372. Daya motor penggerak pada mesin dalam penelitian ini sebesar 400 watt (0,4 kW), sehingga termasuk dalam kategori *zona 1*, yaitu mesin kecil dengan daya <15 kW atau <20 HP. Oleh karena itu, batas kecepatan getaran yang diperbolehkan untuk rangka mesin berada pada kisaran 0,28–4,50 rms mm/s. Berdasarkan Tabel XIII, nilai RMS getaran pada rangka berkisar antara 7,192 rms mm/s hingga 28,224 rms mm/s. Nilai ini melebihi batas yang ditetapkan dalam standar ISO 2372, sehingga dapat disimpulkan bahwa tingkat getaran pada rangka tergolong tidak aman menurut standar tersebut.

Uji Respon Percepatan (m/s²) Shaker Table & Spesimen

a. Respon percepatan *shaker table* dan spesimen pada X axis

Gambar 12 menunjukkan data pengujian spesimen pada X axis dengan simpangan 5 mm selama delapan detik. Dilakukan tiga kali percobaan sehingga didapatkan hasil berupa nilai percepatan (m/s²). Kemudian dari ketiga percobaan diambil nilai rata-rata untuk selanjutnya dapat dilihat respon getarannya melalui grafik berikut.

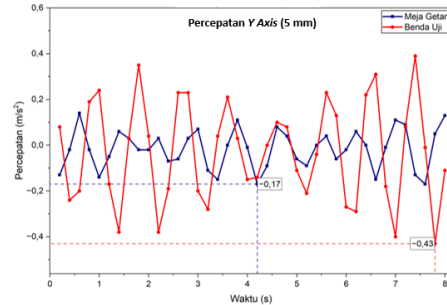


Gambar 12. Grafik respon percepatan pada meja getar dan benda uji pada X axis dengan jarak simpangan 5 mm

Gambar 12 menunjukkan nilai percepatan maksimum pada meja getar sebesar -0,12 m/s² sedangkan percepatan pada benda uji sebesar -0,43 m/s². Dari grafik tersebut terlihat bahwa percepatan meja getar memiliki bentuk gelombang sinusoidal yang lebih kecil daripada benda uji. Hal ini sesuai karena percepatan pada benda uji menunjukkan respon yang berbeda, bentuk gelombang benda uji jauh lebih besar karena interaksi antara gaya eksitasi dari meja getar dengan karakteristik mekanis benda uji, seperti massa, kekakuan struktur, dan redaman. Ketika benda uji diletakkan di atas meja getar, benda uji dapat memiliki frekuensi natural yang berbeda dari frekuensi eksitasi meja getar. Jika frekuensi eksitasi (5,8 Hz) mendekati frekuensi natural benda uji, maka akan terjadi resonansi. Pada kondisi resonansi, amplitudo getaran benda uji dapat mengalami peningkatan, sehingga percepatan yang dialami oleh benda uji menjadi lebih besar daripada percepatan meja getar, fenomena ini sesuai dengan penelitian yang telah dilakukan oleh (Utomo, 2018).

b. Respon percepatan *shaker table* dan spesimen pada Y axis

Hasil uji fungsi respon percepatan pada meja getar dan spesimen pada Y axis dapat dilihat pada Gambar 13, menunjukkan data pengujian spesimen pada Y axis dengan simpangan 5 mm selama delapan detik.



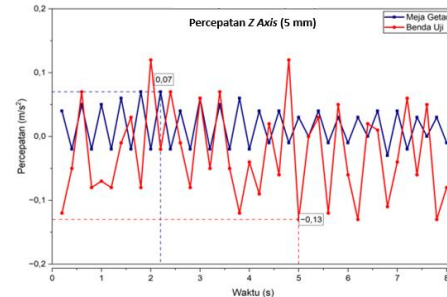
Gambar 13. Grafik respon percepatan pada meja getar dan benda uji pada Y axis dengan jarak simpangan 5 mm

Grafik menunjukkan bahwa percepatan pada benda uji sering lebih besar daripada percepatan pada meja getar dengan nilai percepatan maksimum pada meja getar sebesar -0,17 m/s² sedangkan pada benda uji sebesar -0,43 m/s². Grafik menunjukkan bahwa guncangan yang dialami pada benda uji sering kali lebih besar dari meja getar, namun pada waktu tertentu keduanya mengalami gerakan simpangan yang seirama yaitu pada detik 4,20 sampai detik 5,40.

Percepatan meja getar pada grafik menunjukkan bentuk gelombang yang relatif kecil dan teratur. Sebaliknya, percepatan benda uji terlihat lebih besar dan lonjakan pada beberapa titik waktu tertentu. Hal ini kemungkinan dapat disebabkan ketika meja mulai beroperasi pada frekuensi yang mendekati frekuensi natural dari benda uji, resonansi dapat terjadi. Pada kondisi ini, getaran yang ditransfer dari meja getar ke benda uji menjadi maksimal, sehingga pada waktu tertentu percepatan yang dialami keduanya dapat menjadi sama dan seirama sesuai dengan teori pada penelitian oleh (Ruwandi, 2022).

c. Respon percepatan *shaker table* dan spesimen pada Z axis

Hasil uji fungsi respon percepatan pada meja getar dan spesimen pada Z axis dapat dilihat pada Gambar 14, menunjukkan data pengujian spesimen pada Z axis dengan simpangan 5 mm selama delapan detik.



Gambar 14. Grafik respon percepatan pada meja getar dan benda uji pada Z axis dengan jarak simpangan 5 mm

Gambar 14 menunjukkan respon getaran pada meja getar dan benda uji pada *Z axis* dengan simpangan 5 mm. Grafik menunjukkan nilai percepatan yang sedikit tidak beraturan pada benda uji, besar percepatan pada benda uji lebih besar daripada percepatan pada meja getar dengan nilai percepatan maksimum pada meja getar sebesar $0,07 \text{ m/s}^2$ sedangkan pada benda uji juga sebesar $-0,13 \text{ m/s}^2$. Pola respon getaran pada benda uji yang tidak teratur dan menyebar secara acak mengindikasikan adanya vibrasi yang bersifat tidak harmonik. Hal ini kemungkinan besar disebabkan oleh adanya gerakan distribusi getaran benda uji ke arah sumbu lain (*X axis* atau *Z axis*) karena adanya ketidakseimbangan struktural atau faktor redaman pada dasar benda uji sesuai dengan teori pada penelitian (Ruwandi, 2022). Fenomena ini mengindikasikan bahwa meskipun eksitasi diberikan pada satu *axis*, respon getaran yang terjadi pada benda uji dapat menjadi lebih

SIMPULAN

Berdasarkan hasil rancang bangun dan uji fungsi, *shaker table vibration testing machine* tiga sumbu berhasil dibuat menggunakan mekanisme *slider crank* sebagai *mechanical exciter*, dengan dimensi $700 \times 500 \times 550 \text{ mm}$, motor AC berdaya 400 watt, serta motor DC 120 watt. Sistem ini memungkinkan pengaturan frekuensi dan simpangan getaran (5, 10, 15, dan 20 mm) melalui *speed controller* dan disk pengatur simpangan.

Hasil pengujian menunjukkan bahwa nilai RMS getaran pada rangka berkisar antara 7,192 rms mm/s hingga 28,224 rms mm/s. Nilai ini melebihi batas yang ditetapkan dalam standar ISO 2372, sehingga dapat disimpulkan bahwa tingkat getaran pada rangka tergolong tidak aman menurut standar tersebut.

Uji respon percepatan benda uji menunjukkan nilai percepatan yang umumnya lebih tinggi dibandingkan meja getar, terutama pada *X* dan *Y axis*, yang mengindikasikan adanya distribusi energi getaran dan potensi resonansi akibat perbedaan frekuensi alami. Selain itu, pola percepatan pada sumbu *Z* menunjukkan ketidakteraturan setelah detik ke-5, yang menandakan kemungkinan ketidakstabilan dinamis pada kondisi simpangan tertentu.

REFERENSI

Afinal, R. (2020). *Rancang Bangun Table Shaker Vibration Testing*. Universitas Negeri Surabaya.

Amrullah, A. M. K. (2019). *Pengukuran Serta Analisa Getaran Dan Kebisingan Pada Spindle Mesin Bubut Run Master Model No. Run-330x1000rr Dengan Serial No. 08210810081*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Anekar, N., Ruiwale, V. V., Nimbalkar, S., & Rao, P. (2014). Design And Testing Of Unbalanced Mass Mechanical Vibration Design And Testing Of Unbalanced Mass Mechanical Vibration Exciter. *Ijret: International Journal Of Research In Engineering And Technology*, 03(08), 107–112.

Anggraeni, S. (2018). Analisa Perhitungan Teoritis Rancang

Bangun Mesin Pres Baglog Jamur Sistem Pneumatik | Jurnal Rekayasa Mesin. *Jurnal Rekayasa Mesin*, 4(03).

Cahyaningrum, T. A. (2017). *Pemodelan Dan Analisis Simulator Gempa Penghasil Gerak Translasi*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Chumbre, V., Kallannavar, V., Shirahatti, A., Patil, R., & Kerur, S. M. (2018). Design And Comparative Analysis Of Connectingrod Using Finite Element Analysis. *International Journal For Research In Applied Science & Engineering Technology (Ijrasnet)*, 6(4).

Datasheet Misumi Mexico. (2023). *Linear Ball Bushings - Bearing Type, Wide Block. Sc Series. (Sc20uu)*.

Ghiasvand, A., & Abdollahi, S. A. (2023). Designing A Connecting Rod For An Internal Combustion Engine. *7th International Conference On Applied Researches In Science And Engineering Institution Of Engineering And Technology Of London*.

Hameed D, L., Nasrat K, M., Ihasan J, K., & Tebin F, A. (2018). Construction And Evaluation Of A Uniaxial Mechanical Actuated Vibration Shaker. *Al-Khwarizmi Engineering Journal*, 14, 90–98.

Juanda, A. R. (2018). *Sistem Instrumentasi Elektronik Untuk Mengukur Tekanan Pada Lapisan Tanah Menggunakan Sensor Earth Pressure Cell*. Universitas Hasanuddin Makassar.

Kurniawan, B., & Yuniarti, N. (2018). Pengembangan Modul Pekerjaan Dasar Elektromekanik. *Jurnal Pendidikan Teknik Elektro*, 8.

Manurung, B. R. (2022). *Analisa Perbandingan Getaran Pada Mesin Pemipih Kolang Kaling Dengan Menggunakan Motor Listrik Dan Motor Bensin* [Universitas Hkbp Nommensen].

Pathak, S., Dalvi, R., & Katdare, A. (2010). Earthquake Induced Liquefaction Using Shake Table Test. *Engineering, Environmental Science*.

Rindang, A. (2009). *Perancangan Mekanisme Crank-Slider Pada Alat Pemotongkentang Bentuk French Fries*.

Ruwandi, R. (2022). *Analisis Sudut Dan Percepatan Sudut Menggunakan Sensor Gyroscope Mpu6050 Untuk Deteksi Kejatuhan Pada Manusia*. Universitas Lampung.

Siagian, T. (2023). Perencanaan Bantalan Yang Dipakai Untuk Menumpu Sebuah Poros. *Jurnal Laminar*, 5(1), 23–32.

Situmorang, T. T. (2022). Analisa Getaran Pada Pemakaian Bantalan Gelinding Dan Bantalan Lubcur Pada Mesin Pencacah Rumput Pakan Ternak Multi Fungsi Berdasarkan Time Domain Arah Horizontal, Vertikal Dan Langitudinal Dengan Menggunakan Motor Bensin Pada Putaran 1500 Rpm Dan 1550 Rp. *Repository Universitas Hkbp Nommensen*.

Sumbawa, A. M. T. S. (2022). Analisa Getaran Dengan Variasi Material Uji Pada Alat Table Shaker Dengan Sensor Adxl 345. *Jurnal Teknik Mesin Unesa*, 10(02), 47–52.

Utomo, N. S., & Rosyidah, A. (2017). *Rancang Bangun Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Utomo, W. C. (2018). *Rancang Bangun Translational Shaking Table (Tst) Dan Analisis Pengaruh Massa Unbalance, Jarak Eksentris, Dan Frekuensi Terhadap Respon Dinamis Pada Translational Shaking Table*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.