KAJI EKSPERIMENTAL PENGAYAK GETAR DENGAN SUMBER GANGGUAN MASSA TAK SEIMBANG (STUDI KASUS PGSP PRO-2)

(Experimental Analysis of Vibrating Screen with Excitation Source Unbalance Mass)

Mulyadi Bur; Yosfikar Andri; Johan Samudra
Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Universitas Andalas.

ABSTRACT

The prototype of vibrating screen, which was made in PT Semen Padang and called PGSP PRO-2, use some unbalance mass to excite vibration. It was tested at several unbalance mass rotation, declination of the deck, capacity and gradation of bulk material. In this experiment, bulk material was divided into 3 parts, that is bigger than screen mesh size (w), between w/2 and w, and smaller than w/2. For testing to Silica Sand with capacity 5.4 t/h and percentage of each size of bulk material 33.33 %, it was shown that the optimum performance can be obtained at declination of the deck about 13.5 ° to 16 °, and unbalance mass rotation about 903 rpm to 986 rpm. The efficiency of the prototype of vibrating screen at optimum condition is about 90 % to 92 %. It was also shown that by decreasing capacity and by increasing percentage of bulk material which is smaller than w/2, the higher screening efficiency can be obtained.

1 PENDAHULUAN

Pengayak getar digunakan untuk pemisahan material secara kontinu dan umumnya digunakan dalam skala industri. Material dimasukkan secara terus menerus ke permukaan ayakan (screen) yang dilubangi secara seragam. Mesh ayakan bertindak sebagai alat ukur go & not go. Idealnya, partikel yang lebih besar dari mesh akan tertahan di atas ayakan dan jatuh pada bagian keluaran pengayak, sedangkan partikel yang lebih kecil akan

jatuh sebelum mencapai bagian keluaran pengayak. Material yang tertahan pada permukaan ayakan adalah material plus atau oversize, material yang lolos adalah material minus atau undersize, dan material yang jatuh dari satu permukaan ayakan dan tertahan pada permukaan selanjutnya disebut material intermediate.

2 PARAMETER DINAMIK PENGAYAK GETAR

Pertimbangan utama dalam perancangan pengayak getar adalah bahaya yang ditimbulkan akibat terjadinya resonansi pada frekuensi pribadi sistem pengayak getar. Berdasarkan pertimbangan ini, dalam perancangan pengayak getar harus dipilih daerah operasi sistem (frekuensi gangguan) sedemikian rupa sehingga pengayak getar beroperasi tidak pada frekuensi pribadi sistem. Frekuensi pribadi sistem sangat tergantung kepada parameter-parameter dinamik yang akan dijelaskan berikut ini.

2.1 Massa, Momen Inersia Massa dan Titik Berat Rangka Pengayak

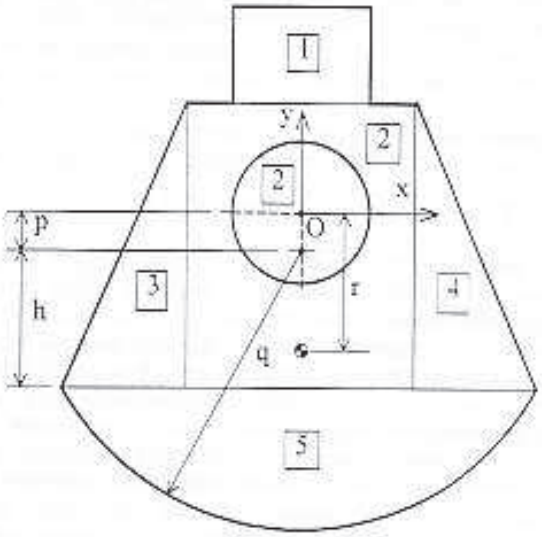
Prototipe pengayak getar dioperasikan pada frekuensi di atas frekuensi pribadinya, sehingga amplitudo respon mengecil secara eksponensial terhadap kenaikan massa rangka pengayak. Dengan demikian, untuk memperbesar amplitudo respon maka rangka pengayak harus dirancang seringan mungkin. Jika massa rangka pengayak kecil maka gaya eksitasi getaran yang dibutuhkan kecil, sehingga daya yang dibutuhkan juga kecil. Tetapi pengurangan massa rangka pengayak dibatasi oleh material yang digunakan dan pertimbangan kekakuan struktur.

Massa rangka pengayak dihitung dengan menggunakan persamaan $M_R = \rho \cdot V$, dengan M_R adalah massa rangka pengayak (kg), ρ adalah massa jenis dari material rangka pengayak (kg/m^3), dan V adalah volume rangka pengayak (m^3). Bentuk rangka dibuat simetri, sehingga untuk menentukan posisi titik berat rangka, dapat ditentukan dari satu sisi saja (tampak samping) seperti terlihat pada Gbr. 2.1. Titik U_R adalah pusat perputaran massa tak seimbang. Posisi titik berat rangka terhadap titik pusat perputaran massa tak seimbang (sebagai titik referensi) dihitung dengan persamaan $x' = \frac{\Sigma(x \cdot A)}{\Sigma A}$ dan $y' = \frac{\Sigma(y \cdot A)}{\Sigma A}$, dimana x menyatakan titik berat komponen searah sumbu x (mm), y titik berat komponen searah sumbu y (mm), x' titik berat rangka pengayak searah

Massa dan momen inersia massa dari rangka prototipe pengayak getar dihitung per komponen secara teoritik berdasarkan gambar rancangan. Dari perhitungan tersebut diperoleh; massa rangka, M_R = 113.19 kg, posisi titik berat rangka terhadap pusat perputaran massa tak seimbang x = -3.58 mm (sumbu horizontal) dan y = -58.24 mm (sumbu vertikal), sedangkan momen inersia rangka terhadap titik berat, $J_G = I = 6633360.67$ kg.mm^2. Selanjutnya massa beban ditentukan dengan menggunakan persamaan $Q = A \cdot q \cdot \frac{\rho}{1.6} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7$, dimana Q menyatakan aliran material input (t/h), A luas permukaan ayakan, q aliran spesifik material (t/h/m^2), ρ massa jenis material curah (t/m^3), K_1faktor koreksi untuk persentase ukuran partikel material yang besar dari w, K_2 faktor koreksi untuk persentase ukuran partikel material yang kecil dari w/2, K_3 faktor koreksi untuk efisiensi ayakan yang dibutuhkan, K_4 faktor koreksi untuk rasio luas screen efektif dengan yang tersedia, K_5 faktor koreksi yang memperhitungkan kandungan kelembaban permukaan material, dan tidak hanya tergantung pada apakah material basah, kering, atau dalam bentuk gumpalan, tetapi pada sifat material, khususnya partikel dengan ukuran di bawah 25 mm, K_6 faktor koreksi yang memperhitungkan bentuk partikel material, K_7 faktor koreksi untuk bentuk dan ukuran mesh ayakan. Dengan memasukkan harga faktor-faktor yang sesuai dengan perancangan, diperoleh kapasitas perancangan Q = 6.08 t/h.

2.2 Massa Tak Seimbang

Untuk menggetarkan sistem pengayak getar, digunakan gaya sentrifugal yang dihasilkan dari putaran massa tak seimbang. Besarnya gaya sentrifugal ditentukan $F_s = m \cdot r \cdot \omega^2$ dengan m adalah massa dari massa tak seimbang (unbalance wheel mass, kg), r adalah jarak titik berat massa tak seimbang terhadap pusat perputarannya (m) dan ω adalah kecepatan sudut massa tak seimbang (rad/s). Penambahan massa tak seimbang dibatasi oleh kekuatan poros penggetar dan ruang yang tersedia untuk penempatan massa tak seimbang tersebut. Semakin besar putaran massa tak seimbang, maka semakin besar gaya sentrifugal yang dihasilkan. Tetapi jika putaran tersebut terlalu jauh dari frekuensi pribadi pengayak, maka amplitudo respon akan semakin kecil (berdasarkan fungsi transfer sistem). Parameter dinamik massa tak seimbang dihitung berdasarkan gambar rancangan seperti terlihat pada Gbr. 2.3, di mana massa tak seimbang tersebut dibagi dalam beberapa bagian. Berdasarkan perhitungan diperoleh massa m=10.88 kg dan terletak sejauh r=31.19 mm dari pusat poros.



Gambar 2.3 Massa tak seimbang.

2.3 Kekakuan Pegas dan Frekuensi Pribadi

Besar dan bentuk lintasan respon getaran pengayak getar juga dipengaruhi oleh kekakuan pegas yang digunakan. Kekakuan pegas ditentukan berdasarkan besar respon dari pengayak yang diinginkan. Sedangkan respon tersebut dianalisis berdasarkan pemodelan dari sistem pengayak getar yang dalam hal ini dimodelkan sebagai sistem dengan dua derajat kebebasan seperti terlihat pada Gbr. 2.4. Dengan asumsi titik pusat perputaran terletak pada titik berat sistem, maka persamaan diferensial gerak dari sistem dapat dituliskan sebagai

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_G \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix}+\begin{bmatrix} (k_1+k_2) & (ak_1-bk_2) \\ (ak_1-bk_2) & (a^2k_1+b^2k_2) \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} f \\ cf \end{Bmatrix} \qquad \ldots (2.1)$$

Jika jawab sistem merupakan jawab harmonik, maka persamaan gerak sistem sebagai fungsi frekuensi dapat dinyatakan sebagai

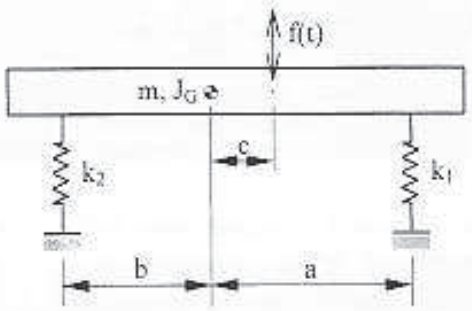
$$\begin{bmatrix} (k_1+k_2)-m\Omega^2 & ak_1-bk_2 \\ ak_1-bk_2 & (a^2k_1+b^2k_2)-J_G\Omega^2 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} X \\ \theta \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} F \\ cF \end{Bmatrix} \qquad \ldots (2.2)$$

dan dengan bantuan aturan Cramer, dapat ditentukan besar amplitudo translasi dan amplitudo rotasi sistem, yaitu

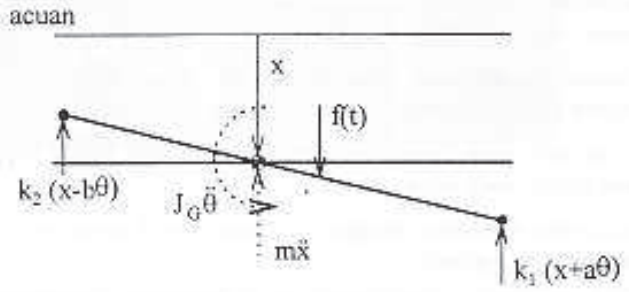
$$X = \frac{\{(a^2 + b^2 - ac + bc)k - J_G\Omega^2\}F}{(2k - m\Omega^2)((a^2 + b^2)k - J_G\Omega^2) - (a - b)^2k^2} \quad \ldots (2.3)$$

dan

$$\theta = \frac{\{(-a + b + 2c)k - mc\Omega^2\}F}{(2k - m\Omega^2)((a^2 + b^2)k - J_G\Omega^2) - (a - b)^2k^2}. \quad \ldots (2.4)$$



Gambar 2.4 a. Model sistem



Gambar 2.4 b. Diagram benda bebas sistem

Pemilihan kekakuan pegas dapat ditentukan berdasarkan Pers. (2.3) dengan menetapkan besar amplitudo translasi (X) yang diinginkan. Untuk penelitian ini kekakuan pegas diperoleh sebesar 8300 N/m untuk setiap pegas (pegas dipasang pada 4 posisi, masing-masing posisi 2 buah pegas), diperoleh harga X sebesar 3.27 mm. Sedangkan frekuensi pribadi sistem dihitung berdasarkan determinan dari bagian sebelah kiri Pers. (2.2), dimana bagian kanan dari persamaan tersebut dibuat sama dengan nol dan $k_1 = k_2 = k$ serta Ω diganti dengan ω. Dengan demikian diperoleh frekuensi pribadi sistem, yaitu ω_1 = 23.01 rad/s (219.75 rpm) dan ω_2 = 28.43 rad/s (271.5 rpm).

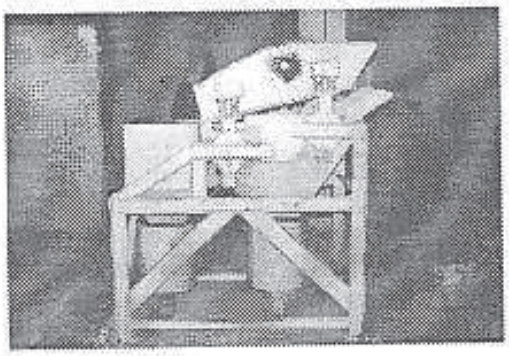
3 PENGUJIAN PROTOTIPE PENGAYAK GETAR

Berdasarkan hasil perancangan, maka difabrikasi prototipe PGSP Pro-2 yang hasilnya seperti terlihat pada Gbr. 3.1. Kemudian prototipe tersebut diuji dan untuk melakukan pengujian digunakan peralatan sebagai berikut;

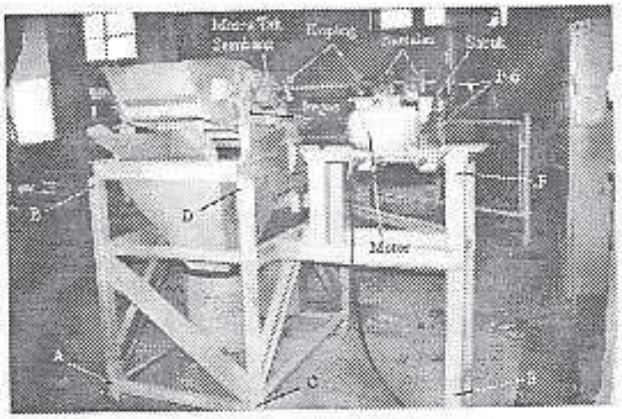
1. Converter, yaitu alat untuk mengubah besar frekuensi jala-jala listrik yang akan diteruskan ke motor.
2. Waterpas, yaitu alat yang digunakan untuk mengukur kemiringan deck pengayak getar.
3. Stopwatch, adalah alat yang digunakan untuk menentukan lama waktu penuangan. Waktu penuangan adalah waktu yang diambil sejak material mulai dicurahkan dari ember penuang sampai material terakhir yang jatuh dari ember penuang tersebut.
4. Tachometer, yang digunakan untuk mengukur kecepatan putar poros massa tak seimbang.
5. Vibrotip, adalah alat yang digunakan untuk mengukur kecepatan getaran dalam satuan mm/s.
6. Timbangan, yang digunakan untuk menentukan massa material yang akan diayak pada pengayak getar.
7. Tools, yang digunakan sebagai alat bantu untuk mengubah kemiringan deck pengayak getar.
8. Ember penuang, adalah ember yang digunakan untuk menuangkan material curah yang telah dicampur menurut persentase yang diinginkan ke ayakan.

9. Pengayak pasir manual, yang digunakan untuk memisahkan material sesuai dengan ukuran yang diinginkan. Pengayak yang digunakan adalah dengan ukuran mesh 2.5 mm dan 5 mm.

10. Drum penampung material keluar dari pengayak getar, yaitu untuk menampung material minus dan material plus.



Gambar 3.4 a. Prototipe PGSP Pro-2



Gambar 3.4 b. Titik-titik Pengujian

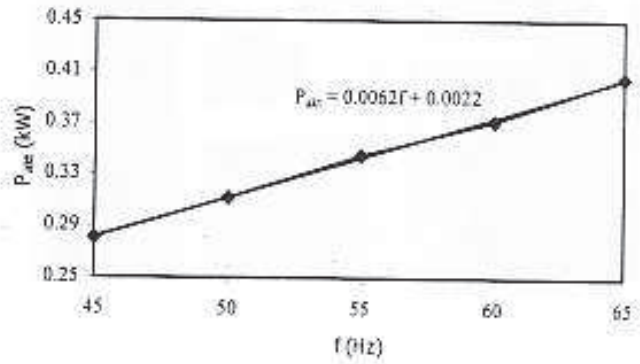
Pengujian dilakukan dengan cara menjalankan motor dan kecepatannya diatur melalui pengaturan frekuensi jala-jala dengan memakai frekuensi konverter. Ukur kecepatan putar poros massa tak seimbang dengan tachometer. Kemudian material uji (pasir silika) dimasukan secara manual dan dihitung lamanya material di atas deck dengan memakai stop watch.

Bersamaan dengan itu diukur respon struktur (kecepatan) pada berbagai titik uji dengan menggunakan vibrometer. Hasil pemisahan material ditimbang dan dibandingkan dengan kondisi awal. Percobaan dilakukan berulang-ulang untuk berbagai frekuensi jala-jala dan berbagai kemiringan deck. Data-data hasil pengujian diplotkan dalam bentuk grafik-grafik dan dari grafik tersebut dapat diketahui kondisi optimum dari pengayak getar.

4 HASIL DAN PEMBAHASAN

- ***Pengujian Daya Aktual Motor***

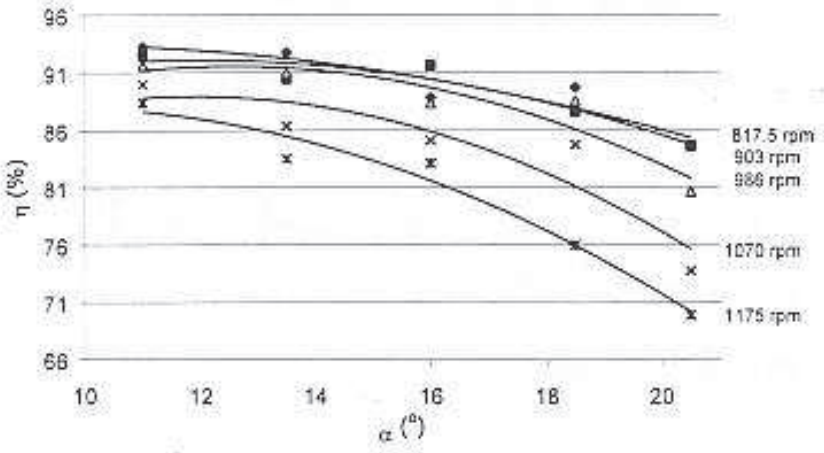
Daya aktual motor dihitung dengan menggunakan persamaan $P_{akt} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos\phi$. Harga cos ϕ merupakan faktor daya input yang dapat dilihat pada tabel spesifikasi motor. Pada frekuensi 55 Hz, tegangan listrik ke motor adalah 295 Volt. Daya aktualnya adalah $P_{akt} = 0.34$ kW. Hasil pengujian daya aktual motor diberikan dalam bentuk grafik seperti terlihat pada Gbr. 4.1. Dari grafik terlihat bahwa daya aktual motor berbanding lurus dengan frekuensi jala-jala, dengan demikian dalam pengujian, daya motor dapat diatur dengan mengubah frekuensi jala-jala.



Gambar 4.1 Grafik daya aktual vs frekuensi jala-jala.

- *Pengujian Efisiensi*

Hasil pengujian efisiensi terhadap kemiringan dek diberikan dalam bentuk grafik seperti terlihat pada Gbr. 4.2. Dari grafik dapat dilihat bahwa efisiensi pengayak getar akan meningkat jika kemiringan deck semakin kecil dan putaran massa tak seimbang semakin rendah. Tetapi pada kemiringan deck yang kecil dan putaran rendah akan mengakibatkan terjadinya penyumbatan, sebagai contoh pada kemiringan 11 ° dan putaran lebih rendah dari 1070 rpm, pada kemiringan 13.5 ° dengan putaran 817.5 rpm dan 903 rpm atau pada kemiringan 16 ° untuk putaran 817.5 rpm. Pada kemiringan antara 13.5 ° dan 16 ° terdapat beberapa garis putaran tetap dengan efisiensi yang hampir sama, yaitu putaran 817.5 rpm, 903 rpm dan 986 rpm. Jadi berdasarkan grafik tersebut dipilih unjuk kerja optimum pengayak untuk material pasir silika adalah pada kemiringan deck 13.5 ° dengan putaran massa tak seimbang 986 rpm



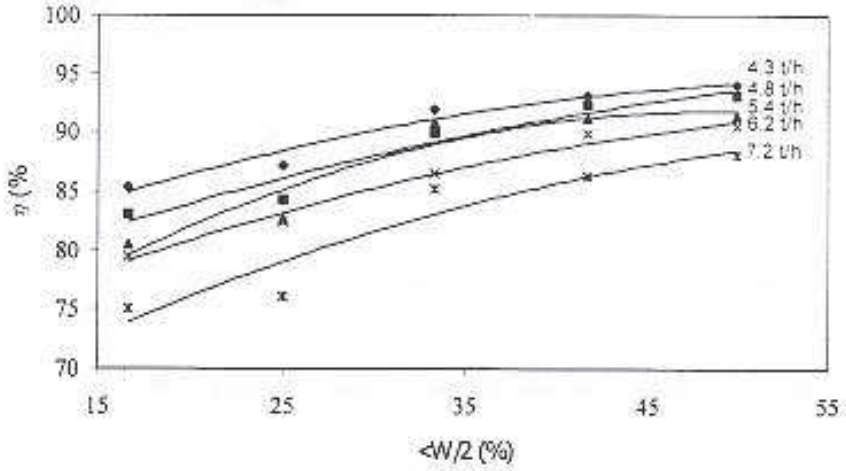
Gambar 4.2 Efisiensi vs kemiringan deck untuk berbagai putaran

Dari putaran optimum tersebut dapat dihitung gaya sentrifugal yang dibutuhkan untuk menghasilkan unjuk kerja optimum pengayak getar $F_u = 3617.89$ N. Besar faktor pengali (s) dengan gaya berat rangka pengayak getar untuk menghasilkan gaya sentrifugal yang dibutuhkan

adalah $s = \frac{3617.89}{1110.39} = 3.26$ dan daya motor yang diburuhkan $P = \frac{3.33 \times 986}{9550} = 0.34\,\text{kW}$. Daya yang diperoleh tersebut sama dengan daya hasil pengujian.

- ***Pengaruh Besar Butir***

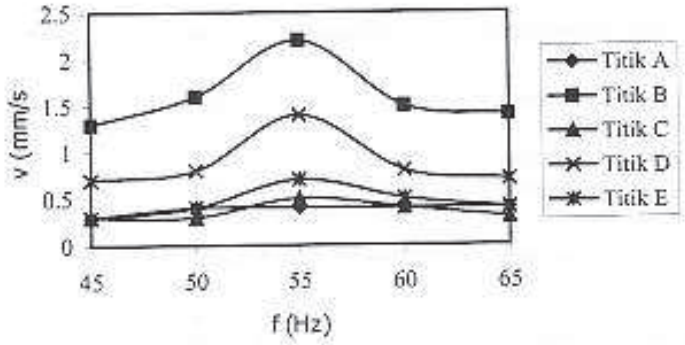
Pengayak getar biasanya dirancang untuk material curah tertentu dan dengan persentase ukuran material yang diketahui. Jadi untuk material curah pasir silika, dengan persentase ukuran material yang telah diuji, dapat dirancang sebuah pengayak getar dengan kapasitas tertentu. Berdasarkan kapasitas yang diinginkan, di mana perhitungan kapasitas seperti pada bab terdahulu sebagai pembanding. Dari grafik efisiensi vs persentase material yang kecil dari w/2 seperti diperlihatkan pada Gbr. 4.3 dapat diketahui efisiensi pengayak getar dan dengan menggunakan grafik efisiensi vs kemiringan (Gbr. 4.2) dapat ditentukan karakteristik dari pengayak, yaitu kemiringan deck dan putaran massa tak sembang.



Gambar 4.3 Grafik persentase butir yang kecil dari (<W/2) vs Efisiensi (h) pada kapasitas tetap

- **Pengujian Respon Getaran**

Hasil pengujian respon getaran pada struktur pendukung (Gbr. 3.4) diberikan dalam bentuk grafik berikut seperti terlihat pada Gbr. 4.4. Dari hasil pengujian respon getaran dapat dilihat bahwa getaran pada struktur mencapai harga tertinggi pada putaran massa tak seimbang sekitar 986 rpm. Jadi pada putaran massa tak seimbang 986 rpm, menghasilkan frekuensi yang sama dengan salah satu frekuensi pribadi struktur sehingga terjadi resonansi. Tetapi getaran yang ditimbulkan pada kaki struktur yang akan diteruskan ke lantai masih sangat kecil.



Gambar 4.4 Grafik respon (kecepatan) terhadap frekuensi gangguan untuk berbagai titik pengujian

5 PENUTUP

Dari hasil eksperimen, pemisahan material secara sempurna jarang dicapai, artinya sulit untuk mendapatkan efisiensi pengayakan sebesar 100 %. Faktor-faktor yang mempengaruhi unjuk kerja pengayak getar sekurang-kurangnya dapat dikelompokan dalam dua hal, yaitu pertama, sifat partikel material curah yang antara lain mencakup; massa jenis partikel, distribusi ukuran partikel, bentuk partikel dan kadar air pada partikel. Kedua, karakteristik pengayak getar yang meliputi; luas permukaan ayakan, ukuran dan bentuk mesh ayakan, kemiringan ayakan, cara penuangan material ke ayakan serta parameter-parameter dinamik pengayak getar. Faktor-faktor tersebut saling terkait satu dengan yang lain dan tidak dapat dipandang secara terpisah.

5.1 Kesimpulan

Dari pengujian yang telah dilakukan pada prototipe pengayak getar ini, diperoleh kesimpulan sebagai berikut

1. Jika kemiringan deck ayakan semakin kecil dan putaran massa tak seimbang semakin rendah maka efisiensi pengayakan akan semakin tinggi dan semakin besar terjadinya penyumbatan pada mesh ayakan.
2. Unjuk kerja optimum prototipe pengayak getar yang diuji dengan material curah pasir silika dicapai pada kondisi sebagai berikut:
   - Kemiringan deck 13.5 ° dan putaran massa tak seimbang 986 rpm. Pada kondisi ini faktor pengali terhadap berat rangka pengayak untuk mendapatkan gaya sentrifugal yang dibutuhkan adalah 3.26, efisiensi 92 % dan daya aktual motor 0.34 kW.
   - Kemiringan deck 16 ° dan putaran massa tak seimbang 903 rpm. Pada kondisi ini faktor pengali terhadap berat rangka pengayak untuk mendapatkan gaya sentrifugal yang dibutuhkan adalah 2.73, efisiensi 90 % dan daya aktual motor 0.31 kW.
3. Efisiensi pengayakan akan meningkat dengan semakin besarnya persentase material curah yang kecil dari w/2. Untuk kemiringan deck 13.5 ° dan putaran massa tak seimbang 986 rpm, efisiensi maksimum pengayak adalah 94 % yang dicapai pada kapasitas 4.3 t/h dan dengan persentase material yang besar dari w sebanyak 33.33 %, antara w dengan w/2 16.67 %, dan yang kecil dari w/2 50 %.

5.2 Saran

1. Sebaiknya pengujian dilakukan dengan material curah yang diinputkan secara kontinu, misalnya dengan menggunakan belt conveyor, agar dapat dilihat fenomena penyumbatan mesh ayakan dan pengaruhnya terhadap efisiensi pengayak getar.
2. Melanjutkan pengujian untuk karakteristik pengayak getar yang lain, yaitu ukuran dan bentuk mesh ayakan, jumlah massa tak seimbang dan kekakuan pegas. Kemudian pengujian untuk material curah yang lain, seperti batu kapur dan batu bara.
3. Frekuensi pribadi struktur pendukung pengayak getar sebaiknya dihitung terlebih dahulu untuk menghindari terjadinya resonansi. Karena hal ini selain mengganggu gerakan pengayak getar juga bisa menimbulkan kerusakan pada motor.

DAFTAR KEPUSTAKAAN

Beitz, W.; Küttner, K.-H. DUBBEL; Taschenbuh für den Maschinenbau, 17. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1990.

Bur, M. Perancangan dan Analisis Dinamik Pengayak Getar. PT Semen Padang, Indarung, 1996.

Bur, M.; Nazaruddin; Mahyuddin, A.I; Samudra, J. Karakteristik Pengayak Getar Dengan Sumber Gangguan Poros Eksentris Jurnal MESIN ITB, Bandung, 1999 (segera terbit).

Bur, M.; Neldi, I. Program Komputasi Untuk Perancangan Komponen-komponen Sistem Pengayak Getar dengan sumber Gangguan Massa Tak Seimbang, Kerjasama Penelitian UNAND – PT. Semen Padang, Padang, 1998.

Kelly, G. E. Introduction to Mineral Processing. John Wiley & sons, 1982.