

Analisa Pengaruh Variasi *Conveying Rate* dan *Luffing Angle* Terhadap Respon Getaran Mekanisme Penggerak Konveyor Boom Pada Stacker Reclaimer PLTU Paiton Baru

(Influence of Conveying Rate and Luffing Angle's Variations to Vibration Response on Conveyor Drive Mechanisms of Stacker Reclaimer Paiton Baru Power Plant)

Yanuar Krisnahadi¹, Harus Laksana Gutur²

¹Mahasiswa Program Pascasarjana

²Lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis

Jurusan Teknik Mesin, ITS, Kampus ITS Keputih, Sukolilo, Surabaya.,
60111

y.krisnahadi@yahoo.com

Abstract

Stacker Reclaimer (SR) merupakan peralatan utama dalam coal handling system yang memiliki fungsi untuk penataan (*stacking*) dan pengambilan (*reclaiming*) batubara di *stockpile/coal yard*. Kerusakan pada Stacker Reclaimer akan menyebabkan ketidakstabilan dalam proses pada *coal handling system*. Dengan tidak beroperasinya SR akan berimbas terhadap penurunan kapasitas rata-rata *coal handling* dan pembengkakan biaya produksi. *Predictive maintenance* dilakukan dengan cara menganalisa spektrum vibrasi dan membandingkan *trend* yang terjadi, namun hasil pengukuran vibrasi menunjukkan tren yang acak. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik respon getaran sistem penggerak konveyor boom dalam beberapa variasi kondisi operasi. Penelitian ini dilakukan dengan cara melakukan pengukuran vibrasi pada beberapa titik pada *equipment*, serta melakukan simulasi respon getaran dengan menggunakan software pemodelan dinamis. Mekanisme penggerak konveyor boom dimodelkan sebagai satu kesatuan *rigid body*. Parameter operasi yang divariasikan adalah sudut lengan konveyor boom (*luffing angle*) dan laju pemindahan batu bara (*conveying rate*). Sumber eksitasi diasumsikan berasal dari tegangan konveyor pada *drive pulley* akibat dari proses *material handling* dengan frekuensi 1,217 Hz. Dari hasil pengukuran vibrasi pada setiap titik yang telah ditentukan, didapatkan amplitudo tertinggi terjadi pada frekuensi 24,8 Hz, dimana frekuensi tersebut merupakan frekuensi motor penggerak konveyor. Sedangkan amplitudo akibat tegangan konveyor memiliki nilai lebih kecil dibandingkan dengan eksitasi motor, hal ini menunjukkan pada mekanisme penggerak konveyor boom tersebut terdapat sumber eksitasi lain yang sangat dominan dalam mempengaruhi nilai RMS *overall*. Dari proses simulasi dengan beberapa variasi *luffing angle* dan *conveying rate*, terlihat bahwa amplitudo respon getaran lebih tinggi terjadi pada arah sumbu x (horizontal), sedangkan untuk getaran arah sumbu y (vertikal) cenderung lebih kecil. Semakin besar *luffing angle* ataupun *conveying rate* akan menyebabkan terjadinya kenaikan pada nilai amplitudo. Perubahan *luffing angle* lebih berpengaruh terhadap perubahan amplitudo respon getaran jika dibandingkan dengan perubahan *conveying rate*.

Keywords *Stacker reclaimer, conveyor, pemodelan sistem dinamis, respon getaran.*

1. Pendahuluan

PLTU Paiton Baru merupakan salah satu dari beberapa pembangkit listrik dalam proyek percepatan dan diversifikasi energi PPDE 10 MW yang terletak di di desa Binor, kecamatan Paiton, kabupaten Probolinggo, Jawa Timur. PLTU Paiton Baru memiliki kapasitas 1 x 660 MW dengan bahan bakar batubara kalori rendah. Oleh karena itu, untuk menjamin kelancaran proses produksi listrik, perlu didukung oleh sistem penyimpanan dan suplai batubara (*coal handling system*) yang handal.

Stacker Reclaimer (SR) merupakan salah satu peralatan utama dalam coal handling system yang memiliki fungsi untuk meletakkan dan menata

batubara di *stockpile/coal yard* juga untuk mengambil batubara dari *stockpile* untuk ditransfer menuju silo melalui jalur konveyor. Pada saat berporasi, SR dapat mengatur kapasitas laju aliran batubara sesuai kebutuhan, juga dapat mengatur sudut lengan boom untuk menyesuaikan dengan ketinggian batubara pada *stockpile*. Kerusakan pada Stacker Reclaimer dapat menyebabkan ketidakstabilan dalam proses pada *coal handling system*, penurunan kapasitas rata-rata *coal handling* dari 1100 ton/jam menjadi 500 ton/jam, dan pembengkakan biaya produksi untuk sewa alat berat.

Predictive maintenance telah dilakukan dengan melakukan pengukuran vibrasi secara berkala, kemudian menganalisa spektrum vibrasi dan

membandingkan *trend* yang terjadi. Hasil yang didapat menunjukkan bahwa tren vibrasi yang terbentuk bersifat acak terhadap *baseline*, dengan nilai fluktuasi yang bervariasi.

Terkait dengan *belt conveyor*, Walter Bartelmus [1] melakukan pemodelan dinamis *gearbox* penggerak belt konveyor dengan beberapa variasi *non stationary load* untuk mendeteksi *distributed fault* pada dua model *gearbox* (*fixed-axis two-stage gearbox* dan *planetary gearbox*) pada sistem mekanis *belt conveyor* dan *bucket wheel excavator*. Hasil dari pemodelan menunjukkan bahwa *original transmission error* merupakan fungsi dari perubahan *technical condition* dan variasi beban. Terdapat hubungan erat antara *load values*, perubahan kondisi operasi dan *diagnostic features* yang dihasilkan. Pemahaman terhadap hubungan-hubungan ini akan menjadi kunci dalam pelaksanaan *condition monitoring*.

Penentuan gaya eksitasi merupakan hal yang penting didalam pemodelan respon dinamik, sehingga diperlukan pemahaman terhadap perilaku *belt* dalam kondisi desain tertentu. M. Musselman [2] melakukan penelitian yang bertujuan untuk mempelajari gerakan dinamis pada *belt*. Penelitian dilakukan dengan cara memberikan gaya eksitasi untuk menyebabkan *belt vibrations* pada *material handling system*. Hasil analisa ANOVA *sensitivity* menunjukkan bahwa vibrasi transversal pada belt sangat sensitif terhadap perubahan *belt length*, *belt tension*, *belt misalignment*, dan *excitation location*.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik respon getaran sistem penggerak konveyor boom dalam beberapa variasi kondisi operasi. Penelitian ini dilakukan dengan melakukan pengukuran vibrasi pada beberapa titik pada *equipment*, serta melakukan simulasi respon getaran dengan menggunakan software pemodelan dinamis.

2. Metode

Penelitian ini dilakukan secara numerik dengan mensimulasikan model mekanisme penggerak konveyor boom pada software pemodelan dinamis, serta melakukan pengukuran vibrasi pada beberapa titik pada *equipment*. Diawali dengan studi literatur untuk mendapatkan informasi terkait permasalahan yang ada. Selanjutnya di desainlah model dari mekanisme penggerak konveyor boom

Mekanisme penggerak konveyor boom yang disimulasikan, seperti pada gambar 1, meliputi: *drive pulley* konveyor, *gearbox*, *fluid coupling*, motor penggerak, *swing arm*, dan *torque arm*. Dimana seluruh bagian tersebut akan dimodelkan sebagai satu kesatuan *rigid body*.

Persamaan gerak diturunkan berdasarkan model matematis pada gambar 2. Parameter operasi yang divariasikan adalah sudut lengan konveyor boom (*luffing angle*) dan laju pemindahan batu bara (*conveying rate*). Sumber eksitasi diasumsikan berasal dari tegangan konveyor pada *drive pulley* akibat proses

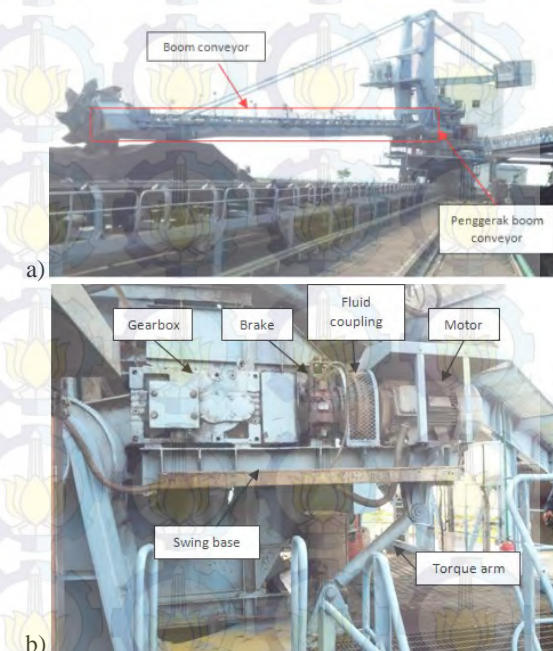
material handling. Dengan mengetahui *luffing angle* dan *conveying capacity*, maka akan didapatkan *effective tension* (T_e) pada rangkaian konveyor tersebut, sehingga besar tegangan tarik konveyor terhadap *drive pulley* dapat diketahui. Besarnya nilai *effective tension* yang bekerja pada suatu rangkaian *conveyor system* dapat dihitung berdasarkan standar CEMA (*conveyor equipment manufacturers association*) [3]. Komponen rumus tegangan efektif *belt conveyor* adalah :

$$T_e = L \times K_t(K_x + K_y \times W_b + 0,015W_b) + W_m(L \times K_y + H) + T_p + T_{am} + T_{ac} \quad (1)$$

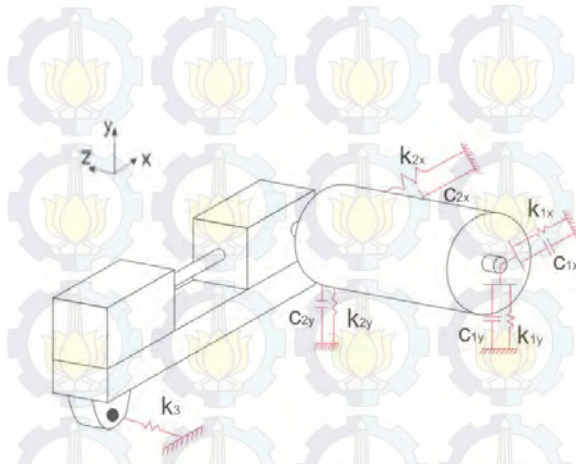
Dimana :

- L = panjang konveyor (ft)
- K = faktor koreksi ambient temperature
- K_t = faktor gesekan idler (lbs/ft)
- K_y = faktor untuk menghitung gaya belt dan beban flexure pada idler
- W_b = berat belt (lbs/ft)
- W_m = berat material
= $(33,33 \times Q) / v$ (lbs/ft) (2)
- Q = kapasitas konveyor
- v = kecepatan belt (fpm)
- v_0 = kecepatan initial material saat penjuruan di daerah loading (fpm)
- H = jarak vertikal *material lift* atau *lower* (ft)

Pengukuran vibrasi dilakukan pada *drive pulley outboard bearing* dan *drive pulley inboard bearing* dengan orientasi arah vertikal dan horizontal. Data hasil pengukuran akan digunakan sebagai pembandingan hasil simulasi.



Gambar 1. a) Stacker Reclaimer; b) Mekanisme penggerak boom conveyor.

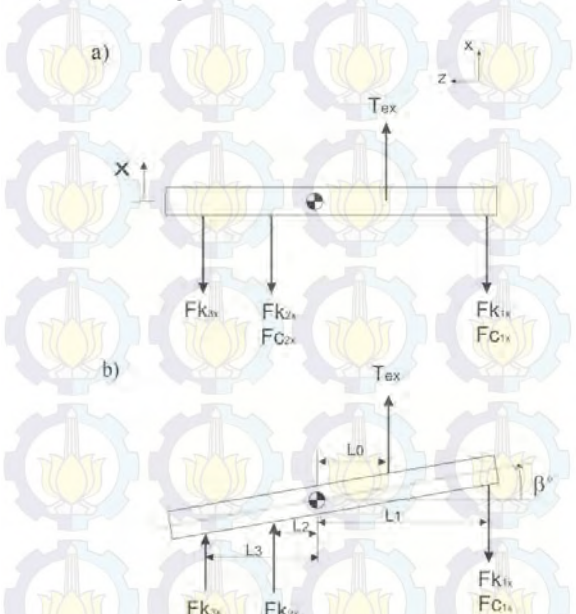


Gambar 2. Model matematis sistem.

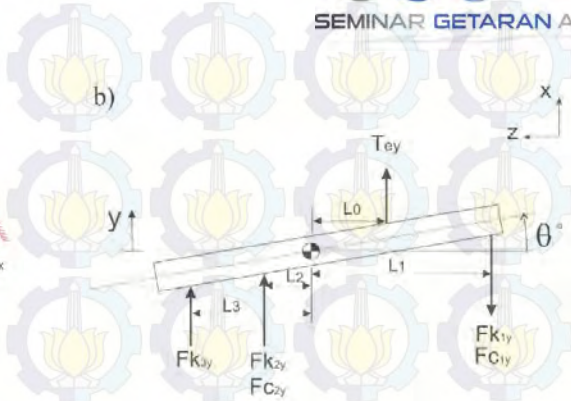
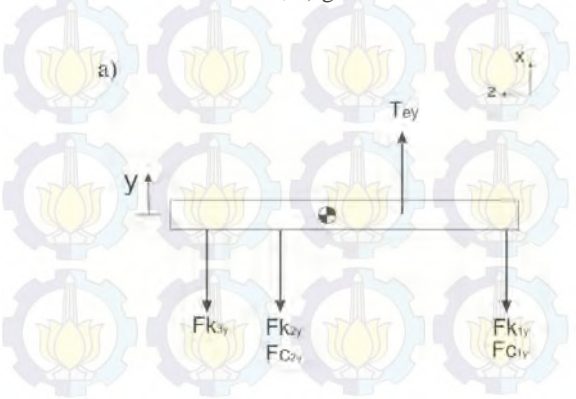
3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Persamaan gerak

Berdasarkan model matematis pada gambar 2, maka didapatkan *free body diagram* dan persamaan gerak dalam bentuk *state variable* dengan 4 *degree of freedom* sebagai berikut:



Gambar 3. Free body diagram bidang zx a) gerak translasi; b) gerak rotasi



Gambar 4. Free body diagram bidang zy a) gerak translasi; b) gerak rotasi

Sedangkan persamaan geraknya adalah:

$$\ddot{x}_x = \frac{1}{m} \{ (T_e \sin \omega t) - k_1(x_1 + l_1\beta) - C_1(\dot{x}_1 + l_1\dot{\beta}) - k_2(x_2 - l_2\beta) - C_2(\dot{x}_2 - l_2\dot{\beta}) - k_3(x_3 - l_3\beta) \cos \alpha \} \quad (3)$$

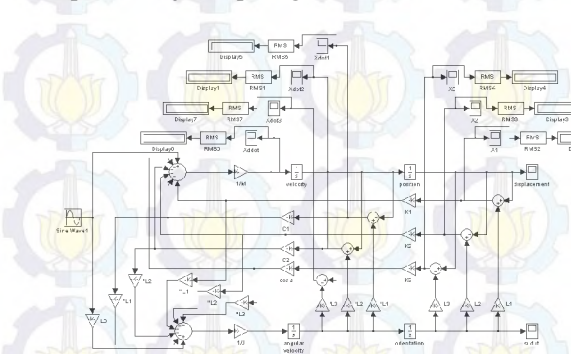
$$\ddot{\omega}_x = \frac{1}{m} \{ (T_e \sin \omega t) l_0 - k_1(x_1 + l_1\beta) l_1 - C_1(\dot{x}_1 + l_1\dot{\beta}) l_1 - k_2(x_2 - l_2\beta) l_2 - C_2(\dot{x}_2 - l_2\dot{\beta}) l_2 - k_3(x_3 - l_3\beta) l_3 \cos \alpha \} \quad (4)$$

$$\ddot{y}_y = \frac{1}{m} \{ (T_e \sin \omega t) - k_1(y_1 + l_1\theta) - C_1(\dot{y}_1 + l_1\dot{\theta}) - k_2(y_2 - l_2\theta) - C_2(\dot{y}_2 - l_2\dot{\theta}) - k_3(y_3 - l_3\theta) \cos \alpha \} \quad (5)$$

$$\ddot{\omega}_y = \frac{1}{m} \{ (T_e \sin \omega t) l_0 - k_1(y_1 + l_1\theta) l_1 - C_1(\dot{y}_1 + l_1\dot{\theta}) l_1 - k_2(y_2 - l_2\theta) l_2 - C_2(\dot{y}_2 - l_2\dot{\theta}) l_2 - k_3(y_3 - l_3\theta) l_3 \cos \alpha \} \quad (6)$$

3.2 Blok diagram

Dari persamaan matematis diatas selanjutnya diterjemahkan kedalam blok diagram yang hasilnya seperti ditunjukan pada gambar 5 berikut ini.



Gambar 5. Blok diagram pemodelan.

3.3 Effectif tension

Besarnya nilai effective tension (Te) yang bekerja pada rangkaian konveyor sangat tergantung pada beban *material handling*, orientasi konveyor, jumlah dan jenis asesoris yang terpasang pada sistem, dan ketepatan dalam proses pemasangan setiap bagian-

bagian tersebut. Namun, dalam penelitian ini diasumsikan bahwa sistem dalam kondisi ideal tanpa memperhitungkan sumber eksitasi selain tegangan tarik pada pulley akibat *effective tension*.

Berdasarkan persamaan 1 dan 2, maka dapat dihitung besar T_e pada beberapa variasi sudut *luffing angle* dan *conveying rate*, seperti pada tabel 1.

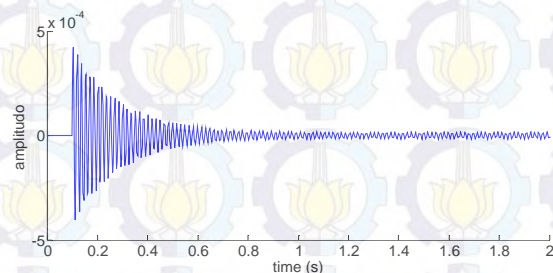
Tabel 1. *Effective tension* (T_e) pada beberapa variasi *luffing angle* dan *conveying rate*

	300	500	750	1000	1250
<i>Luffing angle</i>					
1	6468,16	6472,71	6478,39	6484,08	6489,77
-1	6873,53	7148,33	7456,29	7835,32	8178,82
-3	7278,90	7823,95	8469,71	9186,56	9867,86
-4	7477,09	8154,27	8965,20	9847,20	10693,67
-8	9073,92	10815,64	12957,26	15169,95	17347,10
-12	11371,96	14645,71	18702,36	22830,08	26922,27

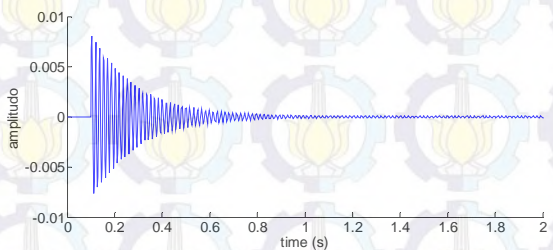
3.4 Simulasi dengan eksitasi impuls

Kondisi impuls disimulasikan untuk sistem saat bekerja pada *luffing angle* -3° dan *conveying rate* 500 t/h. Nilai eksitasi impuls yang diberikan pada arah horizontal sebesar $7823,95\cos(3)$ N, sedangkan untuk arah vertikal sebesar $7823,95\sin(3)$ N. Pada gambar 6 dan 7 berikut ditampilkan respon kecepatan massa sistem akibat eksitasi impuls.

Dari grafik kecepatan massa sistem pada gambar 6 dan 7 terlihat bahwa nilai peak amplitudo pada arah vertikal sebesar 0,000043 m/s, sedangkan untuk nilai peak amplitudo pada arah horizontal sebesar 0,0081 m/s. Namun pada kedua arah tersebut memiliki waktu stabil yang hampir sama, yaitu pada detik ke 0,9. Perbedaan nilai peak amplitudo tersebut disebabkan oleh perbedaan nilai eksitasi yang bekerja pada arah vertikal dan horizontal.



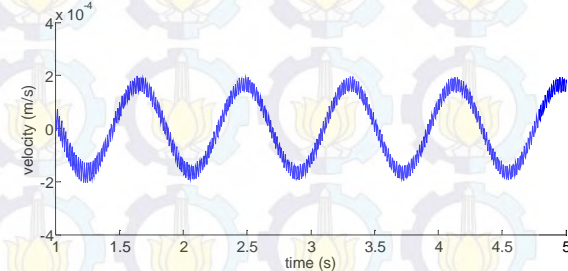
Gambar 6. Respon getaran vertikal (sumbu y) terhadap beban impuls.



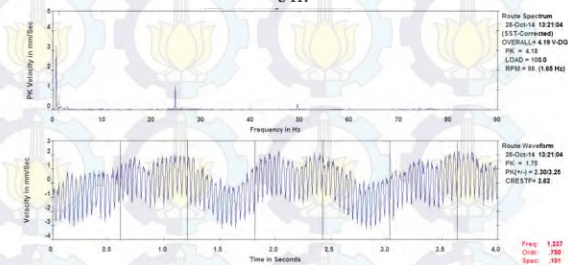
Gambar 7. Respon getaran horizontal (sumbu x) terhadap beban impuls.

3.5 Simulasi dengan eksitasi periodik dan hasil pengukuran getaran

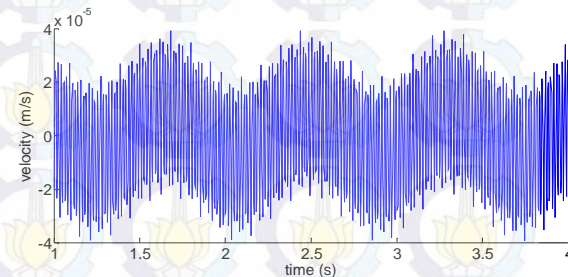
Pada eksitasi periodik, kondisi operasi yang disimulasikan tetap pada *luffing angle* -3° dan *conveying rate* 500 t/h. Dengan memasukkan putaran kerja pulley sebesar 73 rpm, maka didapatkan hasil simulasi respon kecepatan seperti pada gambar 8 dan 10. Sedangkan spektrum hasil pengukuran seperti terlihat pada gambar 9 dan 11.



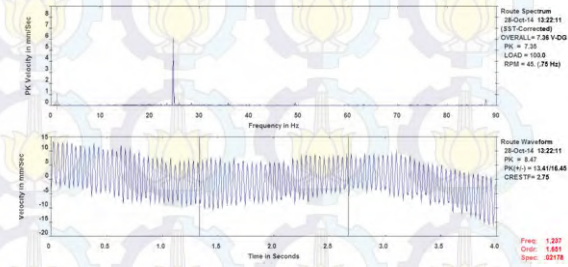
Gambar 8. Simulasi respon getaran horizontal *inboard bearing* pada sudut *luffing* -3° dan *conveying rate* 500 t/h.



Gambar 9. Pengukuran respon getaran horizontal *inboard bearing* pada sudut *luffing* -3° dan *conveying rate* 500 t/h.



Gambar 10. Simulasi respon getaran vertikal *inboard bearing* pada sudut *luffing* -3° dan *conveying rate* 500 t/h.



Gambar 11. Pengukuran respon getaran vertikal *inboard bearing* pada sudut *luffing* -3° dan *conveying rate* 500 t/h.

Nilai RMS dari hasil simulasi dan pengukuran langsung dapat dilihat pada tabel 2 berikut:

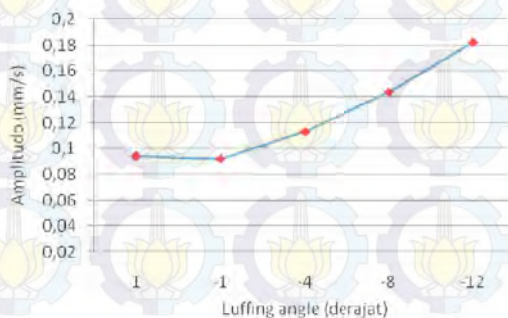
Tabel 2. Perbandingan RMS (mm/s) hasil simulasi dan pengukuran pada inboard bearing dengan *luffing angle* -3° dan *conveying rate* 500 t/h.

	Horizontal (x)	Vertikal (y)
Pengukuran	0,101	0,021
Simulasi	0,119	0,0278

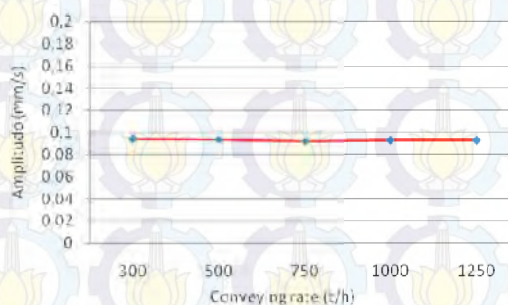
Dari hasil simulasi respon kecepatan getaran menunjukkan nilai RMS pada frekuensi 1,22 Hz yang mendekati nilai RMS pengukuran langsung baik pada getaran arah horizontal maupun arah vertikal. Pada keduanya tampak bahwa getaran pada arah horizontal memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan pada arah vertikal, hal ini merupakan dampak dari proyeksi eksitasi akibat *effective tension* yang terjadi pada arah horizontal lebih besar dibandingkan arah vertikal.

3.6 Simulasi pada beberapa variasi *luffing angle* dan *conveying rate*

Untuk mengetahui karakteristik respon getaran pada berbagai kondisi operasi, maka dengan persamaan matematis yang sama akan dilakukan simulasi dengan beberapa variasi *luffing angle* dan *conveying rate*. Gambar 12 menunjukkan hasil simulasi pada *conveying rate* 300 t/h dengan variasi *luffing angle* 1° , -1° , -4° , -8° , dan -12° . Sedangkan pada gambar 13 menunjukkan hasil simulasi pada *luffing angle* 1° dengan variasi *conveying rate* 300, 500, 750, 1000, 1250 t/h.



Gambar 12. Hasil simulasi dengan variasi *luffing angle*



Gambar 12. Hasil simulasi dengan variasi *conveying rate*

Pada gambar 12 menunjukkan tren vibrasi yang cenderung meningkat seiring dengan peningkatan *luffing angle*. Peningkatan secara signifikan terjadi pada *luffing angle* di bawah -4° . Sedangkan pada gambar 13 menunjukkan pada sudut *luffing angle* 1° tren vibrasi juga mengalami peningkatan dengan bertambahnya *conveying rate*, namun kenaikan tersebut terlalu kecil sehingga seakan-akan grafik berupa garis lurus. Untuk *luffing angle* dengan sudut lebih besar menunjukkan tren yang serupa seperti gambar 13, tetapi dengan perubahan nilai vibrasi yang lebih signifikan, terutama untuk sudut di atas 4° . Karakteristik ini memberikan informasi bahwa secara umum nilai respon getaran yang terjadi dipengaruhi oleh kondisi operasi yang berlangsung, dan perubahan *luffing angle* lebih dominan terhadap perubahan respon getaran.

4. Kesimpulan

Dari proses simulasi dan eksperimen yang telah dilakukan pada *stacker reclaimer*, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Kondisi operasi sangat berpengaruh terhadap respon getaran yang terjadi pada mekanisme penggerak *boom conveyor*.
2. Dengan menggunakan *effective tension* sebagai sumber eksitasi, vibrasi dominan terjadi pada arah horizontal.
3. *Luffing angle* memiliki pengaruh lebih besar terhadap perubahan respon getaran dibandingkan *conveying rate*.
4. Kenaikan respon getaran pada arah horizontal dan vertikal secara signifikan terjadi pada *luffing angle* di atas 4° .

Daftar pustaka

- [1] Bartelmus, Walter. 2010. Modelling Of Gearbox Dynamics Under Time-Varying Nonstationary Load For Distributed Fault Detection And Diagnosis. *European Journal of Mechanics A/Solids*, Vol. 29, hal. 637-646.
- [2] M. Musselman dan D. Djurdjanovic. 2012. Tension monitoring in a belt-driven automated material handling system. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, Vol. 5, hal 67-76.
- [3] Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2002. *Belt Conveyors for Bulk Materials*. Engineering Conference: United States of America
- [4] Frederick, Close. 1995. *Modeling and Analysis of Dynamic System*. John Wiley & Sons: USA.
- [5] Kelly, S Graham. 2000. *Fundamental of Mechanical Vibrations*. McGraw-Hill International Editions.: Ohio, USA
- [6] Rao, Singiresu S. 2004. *Mechanical Vibration*. Prentice Hall PTR: Singapore.

