

**REDUKSI SUARA LENGKINGAN
PADA STRUKTUR DINAMIK MELALUI MODIFIKASI STRUKTUR
(*Squeal Noise Reduction of Dynamic Structure with Modification Structure*)**

Muchlisinalahuddin
Staf Pengajar Tekhnik Mesin Fakultas Teknik UMSB

ABSTRAK

Dalam penelitian ini telah ditemukan bahwa suara lengkingan yang diakibatkan oleh fenomena getaran yang disebabkan oleh gesekan yang menghasilkan ketidakstabilan modus terkopel. Tulisan ini difokuskan pada penggunaan peredam dinamik untuk mengurangi suara lengkingan. Peredam yang mampu untuk menanggulangi bunyi lengkingan tersebut yaitu dengan menambahkan massa pada struktur. Kinerja peredam dinamik dalam hal ini melalui dua kasus sederhana yaitu rangka berbentuk L dan struktur berbentuk cakram bundar pipih sebagai pemodelan dari bentuk roda kereta api. Melalui penelitian ini diperoleh bahwa penambahan massa pada struktur yang bergesekan yang menimbulkan bunyi lengkingan dapat diterapkan untuk menggeser atau mereduksi daerah tak stabil modus terkopel, dengan cara menghilangkan daerah tak stabil dari kondisi kerja.

Penelitian dengan dua model struktur yaitu struktur rangka berbentuk L dan cakram bundar sebagai pemodelan dari roda rel kereta api didapatkan bahwa penurunan suara lengkingan bisa dilakukan dengan penambahan massa pada struktur tersebut. Pada struktur berbentuk L didapatkan bahwa dengan besarnya massa 21 gr yang ditambahkan di ujung struktur dekat dengan gesekan mampu meredam bunyi lengkingan sampai dengan frekuensi 2239 Hz. Untuk struktur berbentuk cakram penambahan massa di tepi cakram sebesar 50 gr dapat menghilangkan bunyi lengkingan yang terjadi. Penurunan tersebut sampai dengan 2114 Hz.

Kata Kunci : Suara lengkingan, frekuensi, cakram, Ketidakstabilan modus yang terkopel.

1 PENDAHULUAN

1.1. Latar belakang

Polusi suara semakin menjadi perhatian di negara-negara maju dan berkembang, terutama polusi suara yang ditimbulkan di jalan raya yang ada di sekitar perkantoran dan daerah pemukiman. Suara lengkingan meru pakan salah satu sumber polusi suara yang timbul dari kendaraan bermotor dan kendaraan rel yang bergerak pada belokan atau pada tikungan yang tajam.

Secara umum, suara lengkingan terjadi pada suatu struktur mekanik yang terbuat dari baja jika struktur tersebut pada suatu kondisi tertentu mengalami beban gesekan. Salah satu ciri khas dari suara lengkingan ini adalah frekuensi yang didominasi oleh satu atau dua frekuensi dengan intensitas

yang sangat tinggi dengan rentang frekuensi 1-18 kHz. Beberapa teori yang menjelaskan mekanisme munculnya suara lengkingan akibat gesekan telah banyak dikembangkan. Usaha untuk mencegah dan meredam terjadinya bunyi lengkingan sudah berkembang lebih jauh [1],[2] akan tetapi belum memberikan hasil yang memuaskan.

Permasalahan kegagalan ini disebabkan karena masih belum dipahaminya dengan baik dan lengkap tentang mekanisme munculnya getaran tak stabil yang menimbulkan bunyi lengkingan tersebut. Pada penelitian sebelumnya telah dilakukan investigasi dan prediksi terhadap munculnya bunyi lengkingan pada struktur rangka sederhana yang mengalami gesekan [3]. Sumber ide dalam penelitian tersebut berdasar pada teori munculnya interaksi beberapa modus getar struktur yang mengakibatkan ketidakstabilan.

Sementara itu untuk proses pengontrolan dan peredaman getaran, berbagai bentuk metode telah banyak dikembangkan. Salah satu yang cukup aplikatif dalam penggunaannya di lapangan adalah peredam dinamik yang biasanya disebut dengan *Dynamic Vibration Absorber*

(DVA) [4]. DVA adalah penambahan massa dan pegas pada suatu sistem getaran yang akan dikontrol sesuai dengan karakteristik dinamik atau parameter modalnya. Metode ini banyak dikembangkan untuk pengontrolan getaran baik secara aktif maupun pasif. Optimalisasi sebuah DVA bergantung pada parameter dan konstruksinya. DVA memiliki tiga parameter yaitu massa, kekakuan dan redaman. Selain dapat mengurangi getaran, keuntungan lain dari penggunaan DVA dapat diaplikasikan pada struktur yang siap dioperasikan. Dikarenakan efek yang serius dari timbulnya getaran yang tidak diinginkan, maka analisis getaran perlu dibawa dalam bentuk permodelan. Modifikasi yang diharapkan pada permodelan dapat memudahkan menghilangkan getaran atau setidaknya mengurangi getaran semaksimal mungkin.

1.2 Perumusan masalah

Pada penelitian ini dikembangkan model peredam dinamik untuk mereduksi atau mengeliminasi terjadinya suara lengkingan pada struktur yang mengalami beban gesek. Secara konvensional, peredam dinamik diterapkan untuk mengurangi amplitudo dari sistem yang bergetar. Untuk kasus struktur mekanik yang mengalami beban gesek, suara lengkingan muncul dari getaran yang tidak stabil akibat munculnya modus terkopel. Penerapan peredam dinamik pada kasus ini, tidak hanya bertujuan mengurangi amplitudo getaran, tetapi untuk mengeliminasi terjadinya ketidakstabilan struktur, sehingga suara lengkingan dapat direduksi. Keberhasilan penelitian ini, akan menjadi dasar pengembangan teknologi pencegahannya dalam bentuk skala yang lebih luas.

1.3 Batasan masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah

1. Uji gesek untuk struktur L dan cakram bundar pipih dilakukan secara manual.
2. Gesekan yang dilakukan searah dan bisa dilakukan sembarang titik sepanjang bidang normal gesekan baik itu struktur L dan cakram bundar pipih.
3. Penambahan massa pada struktur L dan cakram bundar pipih divariasikan sampai dapat mengurangi bunyi lengkingan semaksimal mungkin.
4. Material yang digunakan pada kedua struktur L dan Cakram bundar adalah baja dan kedua profil dari struktur berbentuk pejal.

1.4 Tujuan penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah membuat model numerik dan kaji eksperimental untuk mereduksi suara lengkingan pada struktur mekanik yang mengalami beban gesek. Memodifikasi struktur melalui penambahan massa dengan pemodelan sederhana tersebut dimulai dengan struktur berbentuk L [5] dan struktur berbentuk cakram bundar pipih sebagai model sederhana dari roda kereta api.

1.4 Manfaat penelitian

1. Dapat menanggulangi polusi suara lengkingan yang terjadi sehingga dapat meningkatkan kenyamanan dan ketenangan dalam berkendara.
2. Mampu menghemat biaya (*cost*) sehingga dapat memperlambat kerusakan komponen dan mengurangi fungsi kerja rem dan roda kendaraan akibat dari tingginya intensitas disebabkan oleh getaran amplitudo yang cukup besar akibat dari getaran yang tidak stabil.
3. Dapat mengetahui fenomena timbulnya bunyi lengkingan pada struktur mekanik yang terjadi sehingga bisa dikembangkan pada berbagai bentuk pemodelan struktur yang berbeda.

1.5 Sistematika penulisan

Penulisan tesis terdiri atas lima bab yang menjelaskan secara struktur tentang penelitian yang dilakukan. Penulisan diawali dengan bab 1 yaitu pendahuluan yang berisi tentang latar

belakang dilakukannya penelitian, batasan masalah, tujuan dan manfaat yang dapat dicapai serta sistematika penulisan.

Bab 2 dijelaskan tentang dasar teori konsep dasar munculnya suara lengkingan. Suara lengkingan yang ditimbulkan oleh roda rel kereta api saat melewati tikungan. Bab 3 menjelaskan prosedur serta teknik untuk memunculkan bunyi lengkingan serta teknik dan peredam yang digunakan untuk mengurangi bunyi lengkingan tersebut. Kemudian bab 4 berisi tentang hasil dan pembahasan terhadap pengaruh penambahan massa terhadap penanggulangan bunyi lengkingan untuk struktur L dan cakram bundar pipih. Bab 5 sebagai penutup berisikan tentang kesimpulan dari penelitian.

2 TINJAUAN PUSTAKA

Bunyi lengkingan (*squeal noise*) sering terjadi jika salah satu permukaan kontak logam bergesekan dengan permukaan logam lainnya di bawah kondisi tertentu. Dalam banyak pengamatan, jenis kebisingan seperti ini dihasilkan dalam spektrum frekuensi yang didominasi oleh sejumlah puncak yang sangat tajam biasanya dalam kisaran 1-20 kHz, sering berupa bentuk frekuensi tunggal. Frekuensi tersebut ditemukan terkait erat dengan frekuensi pribadi struktur. Tidak semua bentuk struktur dipengaruhi oleh fenomena ini.

Secara umum, berdasarkan kajian eksperimental suara lengkingan pada struktur dengan gesekan mempunyai beberapa ciri [6] diantaranya adalah suara lengkingan terjadi pada frekuensi yang dekat dengan salah satu frekuensi pribadi struktur, getaran yang menimbulkan suara lengkingan mempunyai getaran dengan dua arah yaitu arah tegak lurus permukaan gesek dan searah permukaan gesek dan tidak dipengaruhi oleh kecepatan relatif akibat gesekan.

2.1 Model mekanisme munculnya suara lengkingan

Ada beberapa mekanisme munculnya suara lengkingan yang telah dikemukakan para peneliti [7] menyimpulkan setidaknya terdapat empat jenis mekanisme dalam hal ini; *stick-slip*, *sprag-slip*, redaman negatif dan interaksi modus getar. Secara teoritis mekanisme *stick-slip*, *sprag-slip* dan redaman negatif dapat membuktikan terjadinya ketidakstabilan pada struktur, tetapi ketiga teori ini tidak dapat menjelaskan semua fenomena yang terjadi pada suara lengkingan ini.

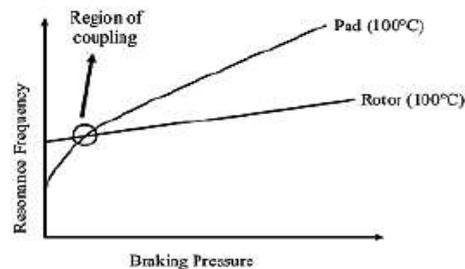
Teori yang terakhir berkembang adalah interaksi modus getar yang pertama kali dikemukakan [8]. Dalam hal ini modal kopling dihasilkan dari perubahan gaya gesekan selama terjadi getaran dengan koefisien gesek yang konstan. North memodelkan rem dengan sistem benda kaku dengan 8 derajat kebebasan. Teori modal kopling yang dikemukakan North kemudian berkembang dan digunakan beberapa peneliti lebih jauh dengan menggunakan beberapa model sederhana, [9,10,11,12] dengan menggunakan model benda kaku dengan beberapa derajat kebebasan. Beberapa model juga diterangkan [13,14,15] dengan menggunakan model yang lebih kompleks dengan menggunakan FEA.

2.2 Suara lengkingan pada sistem dengan beban gesekan

Bunyi lengkingan disebabkan oleh getaran yang tidak stabil akibat adanya dua benda yang bergesekan. Bunyi jenis ini terjadi pada tingkat tekanan suara atau Sound Pressure Level (SPL) yang tinggi dan pada frekuensi tertentu dengan rentang antara 1-20 kHz. Terdapat dua teori yang mencoba menjelaskan bagaimana terjadinya fenomena tersebut muncul. Teori pertama disebut *stick-slip*, menurut teori ini bunyi melengking adalah getaran tereksitasi sendiri dari sistem pengereman yang berhubungan antara koefisien gesekan (μ) dan kecepatan luncur relatif (v_r). Namun teori ini tidak dapat menjelaskan kecenderungan munculnya bunyi melengking yang berbeda ketika pasangan gesek yang sama (piringan dan kampas rem) digunakan pada sistem pengereman yang berbeda.

Ketika sistem pengereman bekerja pada tekanan dan temperatur tertentu, karakteristik dinamik dari komponen rem dapat berubah secara signifikan. Sifat ini lebih cenderung terjadi pada kampas rem dibandingkan dengan piringan yang disebabkan oleh material gesek. Piringan yang terbuat dari besi cor sementara kampas rem memiliki porsi material gesek yang

signifikan dimana dapat terkompres oleh tekanan pengereman. Saat kompresi, kekakuan dari kampas rem meningkat yang menyebabkan frekuensi resonan bergerak ke nilai yang lebih tinggi. Dengan kata lain, tekanan pengereman memiliki pengaruh yang kecil terhadap piringan seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.3.

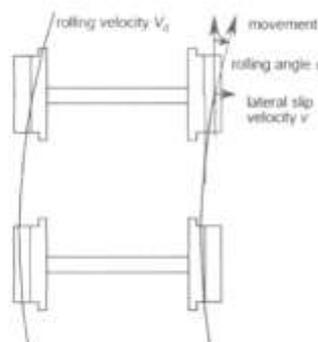


Gambar 2.1 Pengaruh tekanan pengereman terhadap frekuensi pribadi kampas dan piringan [16]

Pada Gambar 2.1 diperoleh hubungan bahwa frekuensi resonansi dari dua komponen yaitu piringan dan kampas rem berubah pada laju yang berbeda ketika tekanan pengereman bekerja. Seiring dengan berubahnya nilai frekuensi resonansi dari piringan dan kampas rem akibat dari tekanan saat pengereman, maka pada suatu kondisi tertentu akan terjadi peristiwa modus terkopel dimana kedua komponen akan bergetar pada frekuensi modus terkopel tersebut.

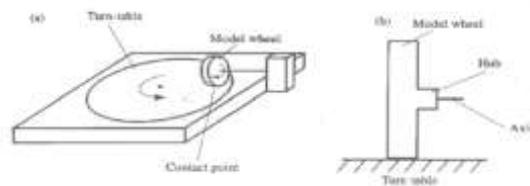
2.3 Lengkingan roda / rel kereta api

Suara lengkingan pada roda rel kereta api menimbulkan suara yang sangat mengganggu lingkungan sekitar. Pada umumnya suara tersebut berasal dari respon stabil dari roda kereta api yang terjadi saat roda melintasi daerah tikungan (Gambar 2.2). Roda sangat rentan terhadap getaran, terutama pada frekuensi yang sesuai dengan modus aksial dan radial roda tersebut.



Gambar 2.2 Roda kereta api saat melintasi tikungan [3]

Bunyi lengkingan yang ditimbulkan oleh kereta api saat melewati tikungan dapat dikurangi dengan menurunkan batas siklus amplitudo. Hal ini biasanya dicapai dengan mengurangi kecepatan kereta api dan dengan meningkatkan radius tikungan. Kedua hal tersebut mampu mengurangi kecepatan tanjakan (scrabbing). Meskipun lengkingan yang terjadi pada tikungan rel telah banyak diteliti secara teoritis dan eksperimental, namun belum bisa dilihat mengapa sebagian roda rel menghasilkan bunyi lengkingan, tetapi sebagian lagi tidak menghasilkan bunyi lengkingan [20]. Hasil temuan dari penyelidikan yang secara teoritis didasarkan pada mekanisme gesekan dari disk annular dimana digerakkan dengan gaya bolak balik diatas piringan. Hasil dari penelitian tersebut ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Model rig untuk mensimulasikan cengkraman roda rel [20]

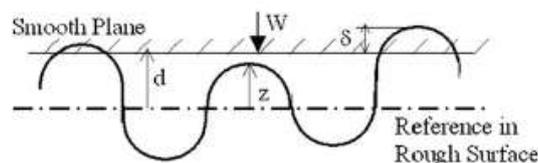
Dari sudut pandang matematika, jalur yang menghasilkan bunyi lengkingan merupakan osilasi roda stabil yang berubah menjadi siklus batas tertentu. Hal ini terlihat pada tulisan ini yang dimodelkan dengan sebuah piringan yang melingkar dan roda/rel yang dihubungkan dengan dengan tongkat atau stick, dimana kecepatan roda menjadi sama atau mirip dengan kecepatan crabbing (kecepatan gerak lateral yang konstan pada roda di rel saat melintasi tikungan) [20]. Perhitungan ditampilkan dalam domain waktu dan domain frekuensi. Sebuah analisis dalam domain frekuensi akan memberikan wawasan yang lebih pada model perilaku struktur.

2.4 Model kontak kekasaran permukaan

Ketika dua bagian permukaan yang secara makroskopik berbentuk datar tetapi secara mikroskopis permukaan tersebut saling bersentuhan. Kontak terjadi pada sebagian permukaan yang kasar dengan bentuk, ukuran dan ketinggian yang tidak beraturan. Deformasi kekasaran bisa elastis atau elastik-plastis. Ketika dua permukaan relatif bergeser satu sama lain akan menghasilkan gaya gesekan. Ukuran dan jumlah kekasaran sangat mempengaruhi kondisi antara permukaan tersebut.

2.4.1 Kekakuan bidang normal

Menurut model G&W, bahwa sebuah bidang berada dalam kontak dengan permukaan datar secara nominal dilapisi dengan sejumlah kekasaran dengan ujung berbentuk bundar dengan jari-jari b . Model ini digambarkan pada Gambar 2.4.



Gambar 2.4 Ujung kekasaran bundar yang bersentuhan dengan bidang halus [3]

Jika dua permukaan bertemu hingga bidang referensi mereka dipisahkan dengan jarak d , kontak yang timbul pada berbagai bentuk kekasaran memiliki ketinggian awal lebih besar dari d . Kekakuan kontak normal didefinisikan dengan persamaan (2.1).

$$k_n = \frac{dW}{d\delta} \quad \dots (2.1)$$

Dimana dua permukaan berada pada posisi bergesekan, gesekan pada permukaan yang kasar tersebut terjadi secara elastis dan/atau plastis. Selama terjadinya pergeseran, kekasaran terbentuk kembali dan saling bertemu satu sama lain pada kondisi gesekan tertentu. Pengaruh tersebut bergantung pada bentuk kekasaran permukaan dan kecepatan relatif pergeseran

2.4.2. Kekakuan kontak tangensial

Untuk analisis dinamis sistem struktur yang memiliki kontak gesekan di dalamnya, ada dua jenis pendekatan pemodelan umumnya digunakan untuk menangani kontak gesekan yaitu pendekatan pemodelan macro slip dan micro slip. Pendekatan pemodelan macroslip biasanya diterapkan pada analisis berdasarkan asumsi bahwa antar permukaan gesekan dimodelkan

sebagai permukaan yang kaku. Di sisi lain, pendekatan pemodelan micro slip menerima elastisitas antar muka gesekan, sehingga mampu untuk pemodelan penggelinciran parsial. Bahkan, diperkirakan bahwa antar permukaan yang bersentuhan dalam struktur bergetar mengakibatkan osilasi gerakan relatif. Kemudian, karakteristik tersebut diteorikan berdasarkan siklus histeresis yang dapat menunjukkan bagaimana gaya tangensial bervariasi dengan perpindahan relatif. Micro slip mengacu pada bagian dari siklus histeresis antara penempelan dan pergeseran dimana gaya tangensial tetap sebagai fungsi perpindahan relatif. Selama micro slip, pergeseran terjadi hanya antara bagian permukaan yang bersentuhan, sedangkan bagian lain tidak mengalami gerakan relatif apapun. Gross slip mengacu pada bagian dari siklus histeresis dimana pergeseran terjadi antara semua titik permukaan yang bersentuhan. Untuk kasus skala mikro [24] mendefinisikan rasio kekakuan tangensial terhadap kekakuan normal antara dua benda dengan konstanta elastisitas sama melalui persamaan (2.2).

$$\frac{k_t}{k_n} = \frac{2(1-\nu)}{(2-\nu)}$$

... (2.2)

Selanjutnya [25] menemukan bahwa model Mindlin secara benar memprediksi kekakuan tangensial di bawah beban normal pada frekuensi 1-150 Hz pada keadaan micro slip. Kemudian, kekakuan tangensial selama gross slip tidak menunjukkan banyak perbedaan terhadap micro slip. Apabila bila permukaan kontak yang aus bergesekan dengan beban besar dalam keadaan gross slip, maka hal tersebut akan meningkatkan kekakuan kontak pada struktur yang saling bergesekan. Dengan berbagai bentuk akibat dari gesekan tersebut didapatkan bahwa kekakuan tangensial tergantung pada bidang kontak dan sifat material, tapi independen terhadap koefisien gesekan, kecepatan relatif dan frekuensi eksitasi.

Pada kasus permukaan yang saling bersentuhan pada skala makro (macro scale), [26] mendefinisikan rasio antara kekakuan tangensial dan normal dari kontak antar dua permukaan diilustrasikan melalui persamaan (2.3).

$$\frac{k_t}{k_n} = \frac{\xi 2(1-\nu)}{\varphi(2-\nu)}$$

...(2.3)

dimana faktor koreksi $\frac{\xi}{\varphi}$ ditentukan oleh pengaruh ketidaksejajaran sudut dari kontak.

Dengan menggunakan eksitasi ultrasonik pada permukaan, Baltazar menemukan faktor koreksi $\frac{\xi}{\varphi}$ untuk berbagai bentuk kekasaran permukaan 0,63–0,69 dan rasio kekakuan $k_t = k_n$ mesti berada dalam 0,50–0,55. [27] menemukan bahwa material aluminium memiliki faktor koreksi bervariasi antara 0,6–0,8 dan rasio kekakuannya $k_t = k_n$ diperkirakan antara 0,48 dan 0,64. Pada analisis dinamik, [28] membuat dua model penopang baja dengan ujung datar yang berada di bawah pengaruh beban normal. Eksitasi permukaan pada frekuensi 10-400 Hz dan memperoleh rasio kekakuan dinamik terhadap kekakuan tangensial sekitar 0,25-0,35.

2.4.3 Koefisien gesekan

Ahli fisika dan peneliti rekayasa telah menyiapkan sejumlah teori tentang koefisien gesekan yang ditegaskan melalui studi-studi eksperimental dari sudut pandang skala-nano dan skala macro. Namun, sebuah teori gesekan unifikasi (unified) sudah jarang digunakan. Gaya gesekan antar permukaan tergantung pada banyak variabel seperti sifat material, geometri, dan sifat atmosfer. Mekanisme gaya gesek digambarkan oleh dua jenis komponen. Salah satunya adalah komponen mekanik yang berkaitan dengan kekasaran dan pergeseran yang terkontaminasi dengan pelumas. Satu lagi adalah komponen kimia yang berhubungan langsung dengan interaksi atom dan molekul dari permukaan pelekatan (adhesi). Tidak ada hubungan sederhana antara koefisien gesekan dan faktor-faktor komponen mekanis serta kimia.

Dalam kasus pergeseran permukaan kasar dengan antar muka logam, komponen mekanik akan menjadi kontributor yang paling penting untuk resultan gaya gesekan. Kontribusi terhadap gaya gesek akan dihasilkan oleh resistensi mekanik karena deformasi elastis dan plastis dari kekasaran (asperities) dan gaya perekatan antara kekasaran tersebut saling berhubungan. Secara umum, koefisien gesekan kering μ dapat dinyatakan sebagai jumlah dari komponen adhesi μ_a , komponen deformasi μ_d dan komponen ratchet (ratchet) μ_r . Komponen deformasi, dengan adanya keausan atau kontaminasi partikel adalah jumlah dari kekasaran komponen deformasi μ_{ds} dan komponen deformasi partikel μ_{dp} [29]. Singkatnya, total koefisien gesekan diilustrasikan pada persamaan (2.4).

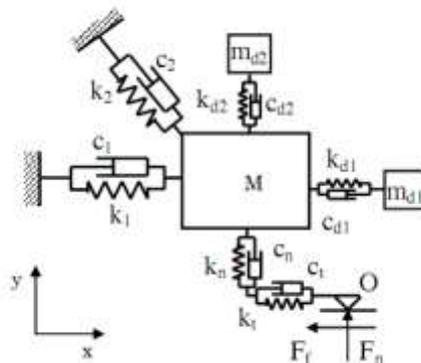
$$\mu = \mu_a + \mu_{ds} + \mu_{dp} + \mu_r$$

... (2.4)

Sebuah penyelidikan eksperimental [30] menunjukkan bahwa korelasi antara gesekan dan adhesi tergantung pada banyak parameter seperti temperatur, kecepatan pergeseran, beban, dan kelembaban relatif dalam kompleksitas yang besar, oleh karena itu korelasi sulit untuk dimodelkan.

2.5 Model 2 DoF (Two Degree of Freedom)

Untuk dapat mengkaji kinerja DVA dalam menekan suara lengkingan yang disebabkan ketidakstabilan modus terkopel, sebuah model sederhana sistem 2 DoF dengan massa tunggal yang diajukan oleh Hamabe [32], Hoffman [33], dan dimodifikasi oleh Rusli [34, 35] dikombinasikan dengan dua sistem massa pegas yang masing-masingnya dipasangkan pada arah mendatar dan vertikal (Gambar 1). Massa M ditumpu oleh dua pegas linier k_1 dan k_2 , dan dua pegas linier lainnya k_n dan k_t , menyatakan kekakuan kontak dalam arah normal dan tangensial antara massa M dan permukaan gesek. Pegas k_2 dipasang miring 45° terhadap arah normal. Massa M dalam keadaan berkontak dengan sebuah bidang yang bergerak dengan kecepatan tetap melalui titik kontak O. Selanjutnya, F_n dan F_f menyatakan gaya normal dan gesek yang bekerja pada bidang kontak di titik O. Akhirnya, sistem massa-pegas-peredam



Gambar 2.5 Model TDOF dan peredam dinamik

dipasangkan pada massa M dalam arah mendatar dan vertikal, di mana massa m_{d1} dan m_{d2} dan kekakuan k_{d1} dan k_{d2} . Dalam kasus ini, konstanta pegas k_1 dan k_2 dipertahankan konstan, dan redaman viskos bernilai nol. Pengaruh koefisien gesekan dan kekakuan kontak normal pada mekanisme pembangkitan suara lengkingan diperhitungkan dan kinerja DVA untuk membatalkan ketidakstabilan modus terkopel akan dikaji.

Dalam bagian ini, simulasi numerik dilakukan untuk mengkaji kinerja DVA dalam mencegah ketidakstabilan modus terkopel. Ide penggunaan DVA ganda diilhami dari kenyataan bahwa ketidakstabilan terjadi pada dua modus getar terkopel dalam bentuk konjugat kompleks nilai dan vektor karakteristik. Dengan mengasumsikan bahwa rasio redaman adalah nol dan

perpindahan relatif titik O terhadap massa M diabaikan, persamaan gerak massa M dapat dirumuskan pada persamaan (2.5)

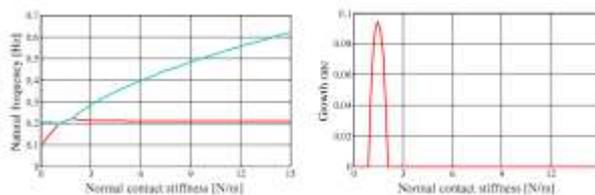
$$\begin{bmatrix} M & & & \\ & M & & \\ & & m_{d1} & \\ & & & m_{d2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{x}_{d1} \\ \ddot{x}_{d2} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + \frac{1}{2}k_2 + k_t & -\frac{1}{2}k_2 + \mu k_n & 0 & 0 \\ -\frac{1}{2}k_2 & \frac{1}{2}k_2 + \mu k_n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{d1} & 0 & -k_{d1} & 0 \\ 0 & k_{d2} & 0 & -k_{d1} \\ -k_{d1} & 0 & k_{d1} & 0 \\ 0 & -k_{d1} & 0 & k_{d1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ x_{d1} \\ x_{d2} \end{Bmatrix} = 0 \dots$$

... (2.5)

Karena matriks kekakuan pada persamaan (2.5) adalah tak simetris, ini jelas bahwa sistem ini memiliki nilai karakteristik kompleks dalam bentuk pasangan nilai dan vektor karakteristik kompleks dan konjugatnya untuk nilai elemen-elemen matriks tertentu.

Pasangan nilai karakteristik menghasilkan sebuah modus terkopel untuk mengawali terjadinya ketidakstabilan pada nilai elemen-elemen matriks tertentu [36]. Jika kekakuan struktur (k_1 dan k_2) adalah konstan, kemudian interaksi modus terkopel akan bergantung pada parameter-parameter kontak, yaitu koefisien gesekan, kekakuan kontak normal, dan kekakuan kontak tangensial.

Untuk model sederhana seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 1 digunakan besaran $M= 1$ kg, $k_1 = k_2 = 1$ N/m, dan koefisien gesekan adalah konstan dengan nilai 0.5. Nilai karakteristik struktur ini tanpa DVA akan berubah sebagai fungsi kekakuan kontak normal seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2. Berdasarkan Gambar 2 terlihat jelas bahwa dua frekuensi pribadi bergabung pada satu titik untuk nilai kekakuan kontak tertentu (sekitar 1 N/m),



Gambar 2.6 Frekuensi pribadi dan model TDOF tanpa DVA

dan kemudian bercabang pada nilai yang lebih tinggi (sekitar 2 N/m). Frekuensi pribadi saat bergabung adalah sekitar 0.2 - 0.22 Hz. Laju pertumbuhan adalah positif dalam daerah penggabungan ini, karena itu respons getaran struktur menuju ke ketidakstabilan. Kekakuan kontak normal dalam interval 1-2 N/m didefinisikan sebagai kekakuan kontak normal awal yang membangkitkan suara lengkingan dalam penjelasan berikutnya.

Secara umum, DVA diterapkan untuk mereduksi getaran yang tidak diinginkan dengan meminimumkan amplitudo dan tingkat energi sistem getaran. Den Hartog menemukan rasio atur optimum untuk massa SDoF tambahan yang dipasangkan pada sistem SDoF tak teredam yang diilustrasikan pada persamaan (2.6).

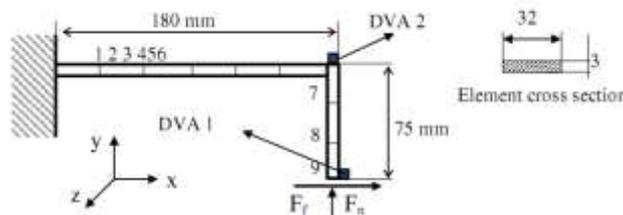
$$f_{opt} = \frac{1}{1 + \nu}, \dots(2.6)$$

di mana ν adalah rasio massa sistem peredam terhadap massa sistem utama. Ini berarti bahwa rasio massa yang besar akan menggeser frekuensi optimum menjadi rasio frekuensi atur yang lebar.

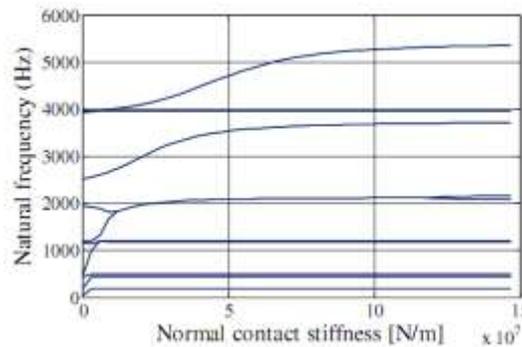
2.6 Model MdoF (Multi Degree of Freedom)

Contoh kedua yang digunakan adalah model elemen hingga rangka ruang berbentuk L yang terbuat dari baja tahan karat dengan kontak gesek pada salah satu ujungnya, seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 8 [34]. Keseluruhan rangka dimodelkan dengan 9 elemen rangka ruang yang berpenampang seragam. Gaya gesek diberikan hanya pada nodal ke 9 dalam arah sumbu *x* sistem koordinat global, dan harga kekakuan kontak normal dipilih bervariasi hingga 1×10^8 N/m. Gaya kontak tangensial yang disebabkan oleh kekakuan kontak tangensial diakumulasikan ke dalam bentuk gaya gesek total seperti yang dinyatakan oleh koefisien gesekan dinamik sebesar 0.5.

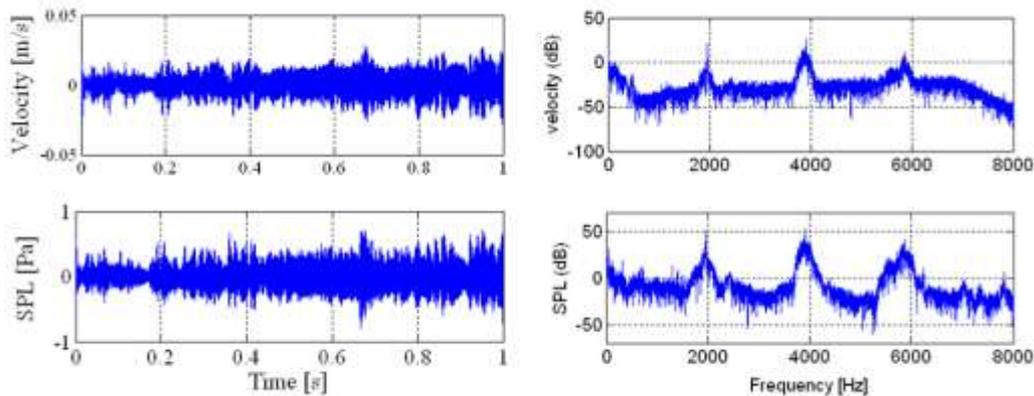
Gambar 9 menunjukkan interaksi beberapa nilai karakteristik terhadap kekakuan kontak normal. Dua nilai karakteristik (modus keenam dan ketujuh) menghasilkan sebuah modus terkopel dalam rentang frekuensi 1800-2100 Hz, dan dalam interval kekakuan kontak sekitar 1×10^7 hingga 12×10^7 N/m. Telah dicatat di sini bahwa beberapa frekuensi pribadi dalam Gambar 9 tetap tidak berubah dengan mengabaikan kekakuan kontak normal dalam arah sumbu *x*,



Gambar 2.7 Model bentuk ukuran frame untuk menghasilkan bunyi lengkingan



Gambar 2.8 Frekuensi pribadi dari rangka berbentuk L terhadap kekakuan kontak normal



Gambar 2.9 Respon getaran dan tekanan bunyi lengkingan yang dihasilkan

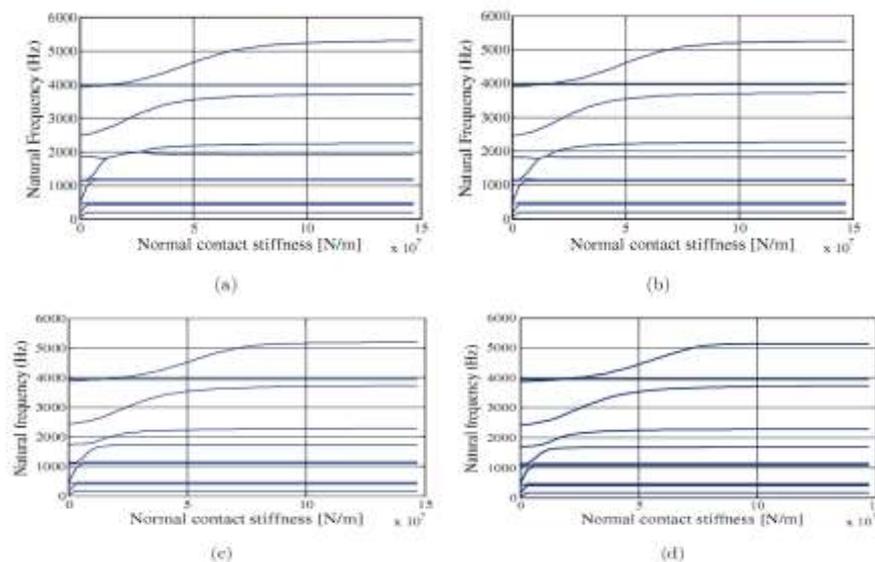
karena beberapa frekuensi pribadi tersebut adalah modus-modus rangka L dalam bidang getar xz dan yz .

Berdasarkan kaji eksperimental telah diperoleh bahwa ketika batang penggesek digerakkan dalam arah sumbu x , dan mulai menggesek rangka L pada nodal 9, suara lengkingan secara teratur muncul selama proses gesekan [34]. Respons getaran di nodal 5 dan tingkat tekanan suara dari suara lengkingan diplotkan dalam ranah waktu dan ranah frekuensi seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.9. Suara lengkingan cukup jelas disusun atas beberapa *spektra* pada frekuensi 1955 Hz (harmonik pertama), 3910 Hz (harmonik kedua), dan 5865 Hz (harmonik ketiga).

Seperti yang telah dijelaskan dalam analisis numerik model 2 DoF yang menyajikan ide penambahan massa dengan pegas yang sangat kaku atau penambahan massa pejal dalam arah mendatar mungkin menghilangkan modus terkopel tak stabil. Berikutnya, penggunaan massa tambahan untuk menghilangkan modus terkopel tak stabil dalam model rangka L akan ditunjukkan. Pertama-tama, sebuah massa pejal yang masing-masingnya sebesar 2, 5, 7, dan 10 gram dipasangkan pada nodal 9 rangka L (Gambar 2.7), atau di dekat titik gesek. Berdasarkan model elemen hingga, massa tambahan hanya memiliki tiga derajat kebebasan dalam ketiga arah gerak translasi, dan hasil analisis numeriknya ditunjukkan dalam Gambar 2.10.

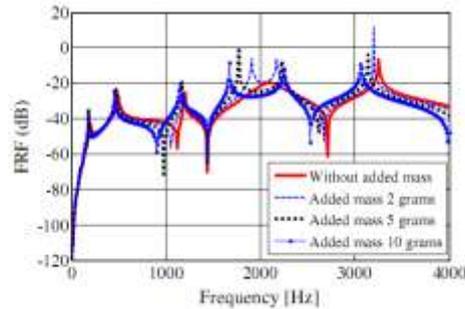
Gambar 2.10 menunjukkan bahwa penambahan massa sebesar 2 gram di titik 9 merobah modus terkopel antara modus keenam dan ketujuh, modus terkopel terbatas terjadi dalam rentang kekakuan kontak normal $1 \times 10^7 - 3 \times 10^7$ N/m. Dengan demikian, kemungkinan terjadinya modus terkopel tak stabil telah dikurangi. Lebih lanjut, seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.10(b), penambahan massa sebesar 5 gram hampir mengeliminasi kemungkinan suara lengkingan dengan mengurangi daerah ketidakstabilan dalam interval kekakuan kontak normal $1 \times 10^7 - 1.3 \times 10^7$ N/m. Akhirnya, penambahan massa sebesar 7 atau 10 gram mungkin akan menekan sepenuhnya kemungkinan dihasilkannya suara lengkingan pada modus-modus tersebut.

Selanjutnya, Gambar 2.11 menunjukkan respons frekuensi untuk kekakuan kontak normal sebesar 2×10^7 N/m, dan koefisien gesek sebesar 0.5, di mana ini berada dalam daerah tidak stabil seperti yang digambarkan dalam Gambar 2.8. Struktur tanpa massa tambahan memiliki modus terkopel tak stabil pada frekuensi sekitar 2000 Hz di mana puncak spektrum frekuensi adalah sangat rendah. Dalam pembahasan sebelumnya telah ditemukan bahwa modus terkopel tak stabil memiliki sebuah puncak respons frekuensi yang rendah



Gambar 2.10 Frekuensi pribadi dengan penambahan massa pada point 9: (a) 2g,(b) 5 g,(c) 7g dan (d) 10 gr

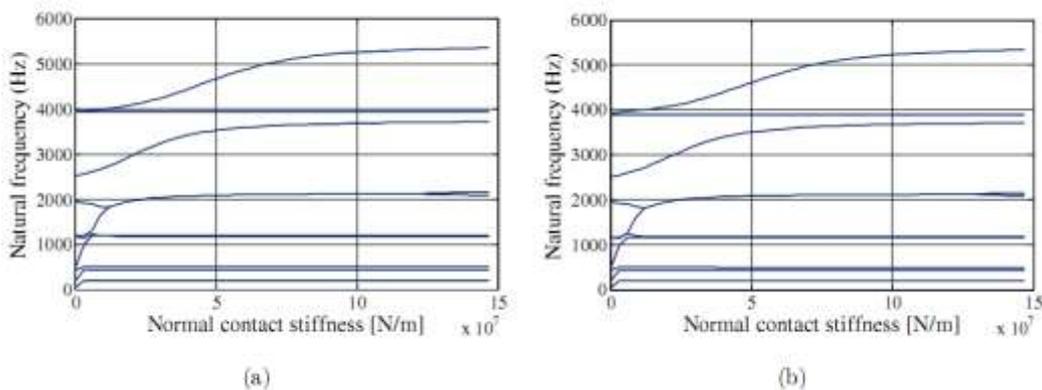
Sebuah respons transien tak stabil yang dominan pada frekuensi modulus terkopel. Ini berarti bahwa tidak hanya pada puncak frekuensi modulus terkopel, tetapi pada puncak-puncak frekuensi lainnya dalam spektrum respons frekuensi akan didominasi oleh respons transien tak stabil. Hal ini mungkin dapat menjelaskan bagaimana kebanyakan sumber suara lengkingan hanya memiliki puncak tunggal dalam spektrum frekuensi.

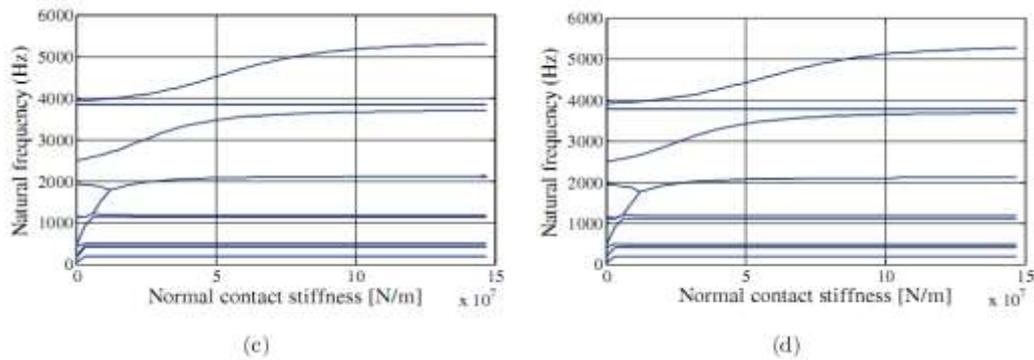


Gambar 2.11 Fungsi respon frekuensi dengan penambahan massa bervariasi pada titik 9.

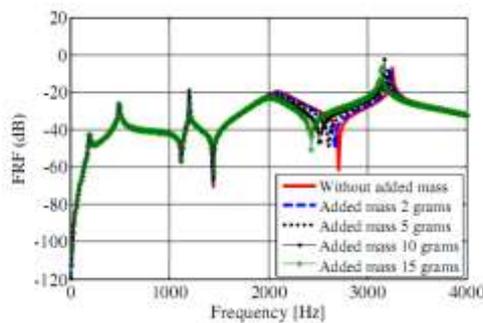
Lebih-lebih, penambahan massa sebesar 2 gram atau lebih memiliki kemungkinan untuk membelah modulus terkopel tak stabil menjadi dua modulus stabil. Secara khusus telah ditunjukkan bahwa penambahan massa sebesar 10 gram secara efektif dapat mencegah ketidakstabilan, yang menghasilkan respons frekuensi struktur yang rendah.

Selanjutnya, massa pejal ditempatkan di nodal 6 rangka L dengan variasi massa sebesar 2, 5, 10 dan 15 gram. Dalam Gambar 2.12(a) ditunjukkan bahwa dengan penambahan massa sebesar 2 gram di nodal 6, modulus terkopel antara modulus keenam dan ketujuh masih tetap terjadi dalam rentang frekuensi 1800-2100 Hz dan dengan kekakuan kontak normal yang lebar $1 \times 10^7 - 12.5 \times 10^7$ N/m. Dengan demikian, kemungkinan terjadinya modulus terkopel tak stabil yang membangkitkan suara lengkingan akan meningkat. Penambahan massa yang lebih besar (5, 10, dan 15 gram) seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 13(b) - 13(d) menaikkan kemungkinan untuk menghasilkan modulus terkopel tak stabil. Gambar 14 menunjukkan respons frekuensi untuk kekakuan kontak normal sebesar 2×10^7 N/m, dan koefisien gesek sebesar 0,5, di mana ini berada dalam daerah tidak stabil seperti yang digambarkan dalam Gambar 9. Kondisi ini telah diperkuat dengan penambahan massa hingga 15 gram di nodal 6 tidak mungkin untuk memisahkan modulus terkopel tak stabil menjadi dua modulus stabil. Dalam arti lainnya, penambahan ini tidak efektif mencegah ketidakstabilan struktur. Karena itu, berdasarkan kondisi ini dapat disimpulkan bahwa penambahan massa di nodal 9 adalah efektif dalam mereduksi kemungkinan dihasilkannya suara lengkingan, tetapi tidak cukup sukses ketika ditempatkan di nodal 6.





Gambar 2.12 Frekuensi pribadi dengan penambahan massa pada point 6: (a) 2 gr,(b) 5 gr,(c) 10 gr dan (d) 15gr

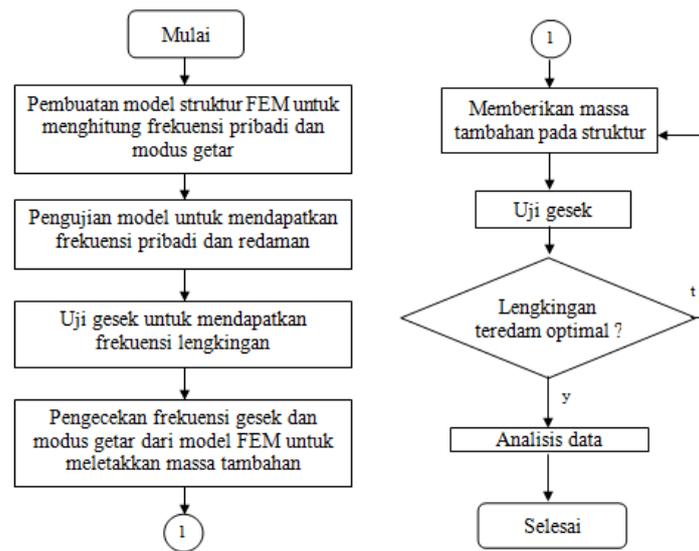


Gambar 2.13 Fungsi respon frekuensi dengan penambahan massa bervariasi pada titik 6.

Berdasarkan kajian oleh Hoffman [24] ditemukan bahwa energi dapat ditransfer dari gesekan menjadi sistem yang bergetar karena suatu mekanisme sederhana, yaitu osilasi gaya normal dapat menghasilkan osilasi gaya gesek tangensial. Jika ada perpindahan tangensial relatif secara serentak di permukaan kontak yang tidak sefasa dengan gaya osilasi, pertumbuhan siklik energi getaran sistem mungkin terjadi. Gaya gesekan juga bekerja seperti sebuah kopel struktur-gaya yang mengaitkan gerakan tak sebidang dengan gerakan sebidang dan ketidakstabilan mungkin terjadi jika gesekan yang mengimbas gaya-gaya yang terkopel menyeimbangkan gaya-gaya terkopel yang bersesuaian dalam struktur.

3 METODE PENELITIAN

Pada penelitian ini, ada beberapa tahapan proses yang akan dilakukan, tahapan tersebut dapat dilihat pada tahapan pengujian seperti pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Tahap-tahap pengujian

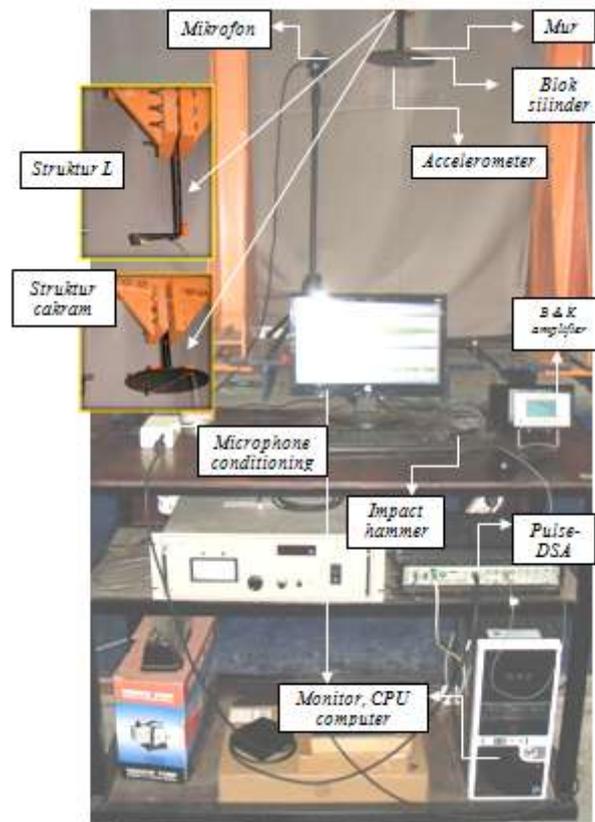
Pada penelitian ini akan dibuat model struktur berbentuk struktur rangka L dan Cakram. Sebelum penambahan massa dilakukan frekuensi pribadi dan modus getar ditentukan terlebih dahulu. Nilai frekuensi pribadi struktur didapatkan dengan memberikan gaya eksitasi yang menggunakan *impact hammer* dan *Finite Element Methode (FEM)* untuk melihat modus getar yang dihasilkan. Pengujian struktur dilakukan dengan cara memberikan gesekan pada bagian sisi ujung struktur (untuk struktur L) dan bagian sisi pingir dari struktur berbentuk cakram. Hal tersebut bertujuan untuk mendapatkan frekuensi suara lengkingan yang timbul saat gaya gesekan diberikan. Untuk meredam bunyi lengkingan yang terjadi maka akan dilakukan dengan cara memberikan massa tambahan dalam hal ini variasi massa tambahan dilakukan supaya bunyi lengkingan bisa teredam dengan maksimal.

3.1 Pembuatan model elemen hingga struktur

Bentuk permodelan pada penelitian pembuatan struktur dilakukan dengan 2 cara yaitu dengan Matlab 2013a dan Inventor. Matlab untuk struktur berbentuk L dan Inventor untuk struktur cakram. Langkah untuk struktur berbentuk L dengan Matlab 2009a. Pada program tersebut akan dimasukkan nilai dari perhitungan yang berhubungan nilai *properties* dari struktur. Nilai dari *input* program akan menghasilkan bentuk grafik modus getar dari bentuk eksperimen yang diinginkan. Begitu juga dengan program *Inventor*. Program *inventor* mampu melihat fenomena yang terjadi pada berbagai bentuk frekuensi tertentu. Visualisasi dari hasil model yang dibuat adalah menjadi gambaran atau acuan untuk selanjutnya dimana massa ditempatkan untuk mengurangi bunyi lengkingan yang terjadi.

3.2 Pembuatan alat uji dan eksperimen untuk uji gesek

Uji gesek adalah cara yang dipakai pada penelitian ini untuk melihat dan merespon besaran frekuensi yang dihasilkan saat bunyi lengkingan terjadi. Dengan bentuk struktur yang dibuat yaitu struktur berbentuk L dan berbentuk cakram bundar pipih. Pada bagian tekukan struktur L tersebut tidak dilakukan pengelasan tapi ditekuk. Salah satu tujuannya adalah supaya material pada struktur tersebut homogen sehingga nilai propertis material sama secara keseluruhan. Untuk struktur berbentuk cakram, antara pusat cakram dilakukan pengelasan sebagai sambungan jepit pada bidang kerja. Material yang dipakai pada alat uji ini adalah baja. Bentuk pemasangan dari alat uji dari kedua struktur L dan cakram diperlihatkan pada Gambar 3.2. Spesifikasi geometri pada eksperimen ini adalah sebagai berikut :



Gambar 3.2 Rangkaian alat pengujian

Untuk melakukan pengujian getaran diperlukan perangkat instrumentasi yang terdiri dari dua jenis perangkat keras digunakan untuk pengolahan sinyal (PULSE-DSA) dan perangkat lunak adalah Matlab 2009a. Dimana Matlab merupakan sebuah alat pemrograman yang digunakan untuk membuat sebuah program pembaca data pengukuran dan pengolahan data.

3.3 Uji gesek dan teknik penambahan massa untuk mengurangi bunyi lengkingan

Pada eksperimen ini ada beberapa tahapan yang dilakukan sebagai berikut :

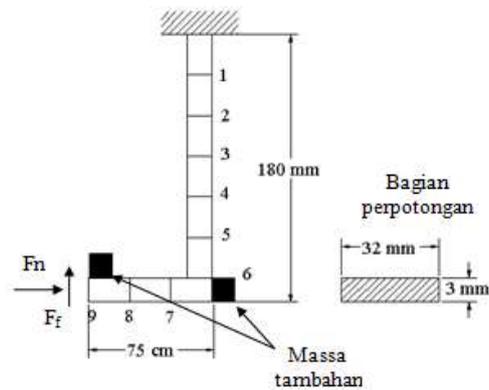
- Menentukan modus getar struktur L dan cakram dengan menggunakan impact hammer. Ini dilakukan untuk melihat nilai modus getar yang nantinya menjadi acuan besaran frekuensi yang terjadi kalau bunyi lengkingan dihasilkan.
- Uji gesek struktur sebelum penambahan massa dilakukan. Frekuensi yang dihasilkan dari hasil tersebut adalah nilai pembandingan nantinya terhadap pengaruh bunyi lengkingan kalau diberikan tambahan massa.
- Dari hasil uji gesek tahap awal didapatkan frekuensi suara yang menjadi frekuensi getaran tak stabil dari struktur.
- Modus getar dari frekuensi tak stabil didapatkan dan model finite element.
- Posisi massa tambahan dari struktur yang dimodelkan sesuai dengan bertuk modus getar yang dihasilkan.

4 HASIL PEMBAHASAN

4.1 Struktur rangka batang bentuk L

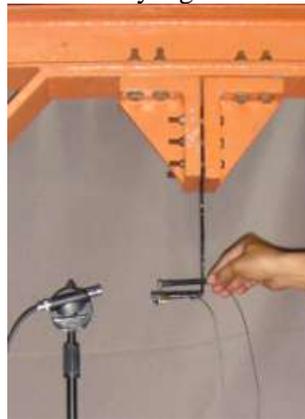
Pada penelitian struktur rangka batang berbentuk L, ada beberapa hal yang akan dilakukan. Pertama, gaya gesek diberikan hanya pada nodal ke 9 dalam arah sumbu y sistem kordinat global seperti yang terlihat pada Gambar 4.1. Kedua harga kekakuan kontak normal dan

koefisien gesek dianggap nol. Ketiga, keseluruhan rangka dimodelkan dengan 9 elemen rangka ruang yang berpenampang seragam.

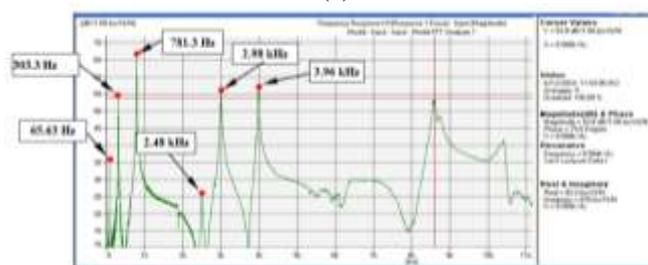


Gambar 4.1 Bingkai sederhana berbentuk L yang dirancang untuk menghasilkan bunyi lengkingan

Sebelum dilakukan uji gesek untuk melihat bunyi lengkingan pada struktur L, pertama dilakukan uji kejut struktur untuk melihat frekuensi pribadi struktur. Ini merupakan acuan untuk melihat frekuensi suara lengkingan saat diberikan gaya gesekan. Teknik eksitasi pada struktur L dan hasil dari monitor dari eksitasi yang diberikan dapat dilihat pada Gambar 4.2.



(a)



(b)

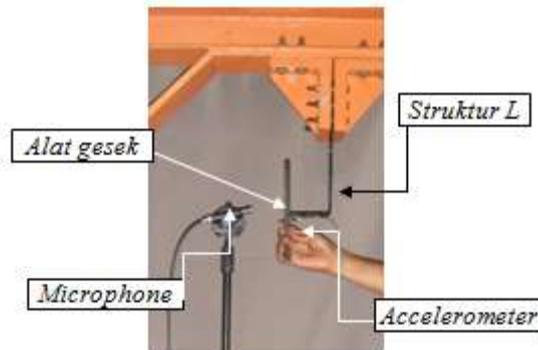
Gambar 4.2 Gaya eksitasi pada struktur L, (a) Teknik gaya eksitasi pada struktur rangka L, (b) Nilai frekuensi pribadi yang dihasilkan.

Pada Gambar 4.2 menunjukkan frekuensi pribadi struktur berada pada nilai 65.63 Hz, 303.3 Hz, 781.3 Hz, 2.48 kHz, 2.98 kHz dan 3.96 kHz. Ini menunjukkan bahwa modus terendah pada struktur rangka berbentuk L tersebut muncul pada 65.63 kHz.

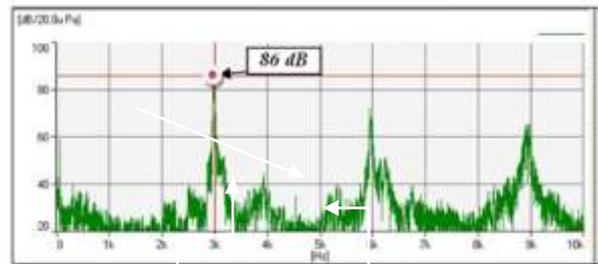
4.1.1 Bunyi lengkingan struktur L sebelum penambahan massa

Sebelum dilakukan penambahan massa pada struktur rangka berbentuk L, terlebih dahulu dilakukan uji gesek untuk menghasilkan bunyi lengkingan. Ini dilakukan dengan tujuan

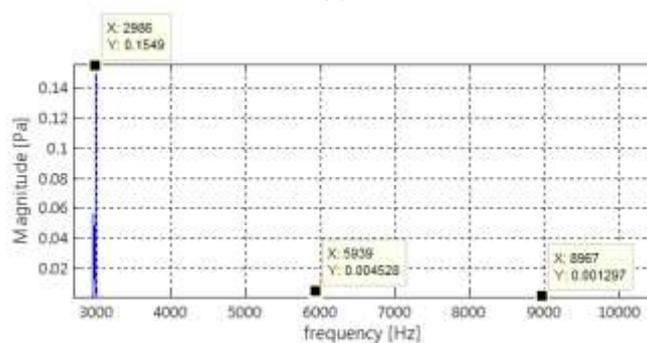
melihat frekuensi bunyi lengkingan yang dihasilkan sebelum penambahan massa. Teknik gesekan yang dilakukan ditunjukkan pada Gambar 4.3.



Gambar 4.3 Gesekan struktur L untuk menghasilkan bunyi lengkingan. Respon dari hasil gesekan dapat diperlihatkan pada Gambar 4.4.



(a)



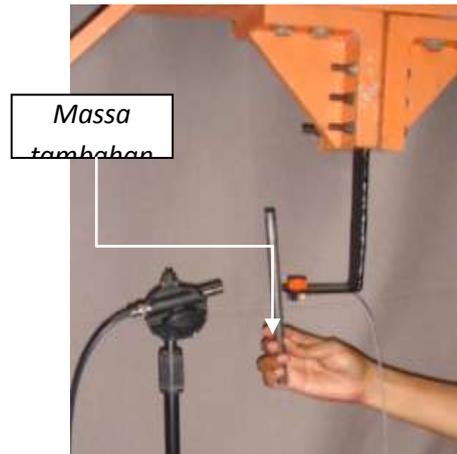
(b)

Gambar 4.4 Bunyi lengkingan sebelum penambahan massa, (a) Grafik nilai bunyi lengkingan yang dihasilkan, (b) Spektrum saat terjadinya bunyi lengkingan

Pada Gambar 4.4 menunjukkan bahwa ada 3 puncak bunyi lengkingan yang muncul saat gesekan yang dilakukan, namun 2 puncak terakhir adalah pengulangan dari yang pertama. Pada grafik terlihat suara lengkingan muncul pada frekuensi 2986 Hz (harmonik pertama), 5934 Hz (harmonik kedua) dan 8967 Hz (harmonik ketiga).

4.1.2 Bunyi lengkingan struktur L dengan penambahan massa dekat gesekan

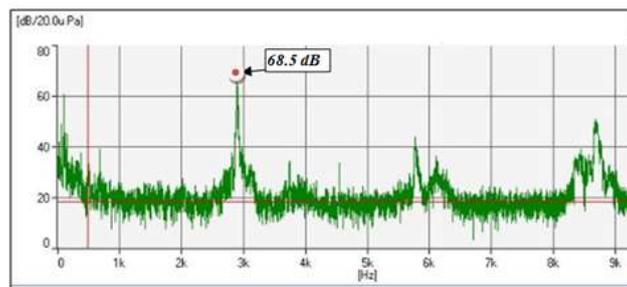
Seperti yang dijelaskan dalam analisis numerik model 2 DoF yang menyajikan ide penambahan massa dengan pegas yang sangat kaku atau penambahan massa pejal arah mendatar mungkin menghilangkan modulus terkopel tak stabil. Berikutnya, penggunaan massa tambahan untuk menghilangkan modulus terkopel tak stabil pada rangka L akan ditunjukkan. Pertama-tama, sebuah massa pejal yang masing-masingnya sebesar 8 gr, 14 gr dan 21 gr dipasangkan pada nodal 9 rangka L (Gambar 4.5) atau dekat titik gesek. Hasil analisis numeriknya dapat ditunjukkan pada setiap masing-masing massa tambahan.



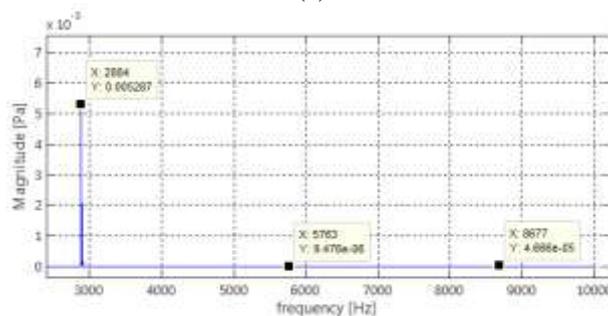
Gambar 4.5 Penambahan massa dekat gesekan

a. Penambahan massa 8 gram

Pada struktur rangka L dengan penambahan massa 8 gram dekat gesekan atau pada nodal 9. Respon dan tingkat tekanan suara dari suara lengkingan diplotkan dalam ranah waktu dan ranah frekuensi seperti ditunjukkan pada Gambar 4.6 dan pada Gambar 4.b menunjukkan posisi frekuensi yang terjadi saat bunyi lengkingan terjadi. Suara lengkingan cukup jelas disusun atas beberapa spektra pada frekuensi 2884 Hz (harmonik pertama), 5763 Hz (harmonik kedua) dan 8677 Hz (harmonik ketiga).



(a)

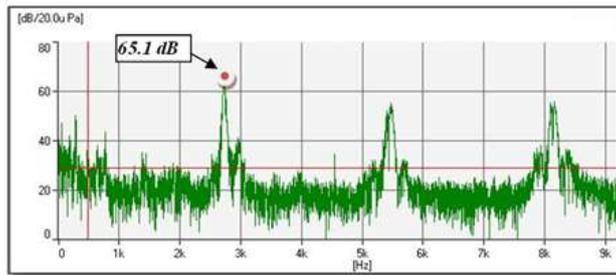


(b)

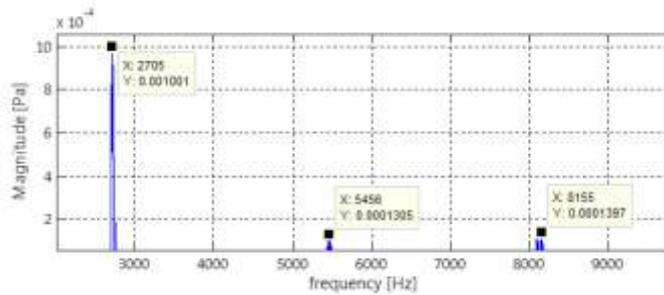
Gambar 4.6 Bunyi lengkingan dengan massa 8 gram, (a) Grafik nilai bunyi lengkingan yang dihasilkan, (b) Spektrum saat terjadinya bunyi lengkingan

b. Penambahan massa 14 gram

Pada penambahan massa sebesar 14 gram pada struktur rangka L. Dari hasil penambahan massa ini suara lengkingan disusun atas beberapa spektra pada frekuensi 2705 Hz (harmonik pertama), 5456 Hz (harmonik kedua) dan 8155 Hz (harmonik ketiga). Respon suara dari suara lengkingan diplotkan dalam ranah waktu dan frekuensi seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.7.



(a)

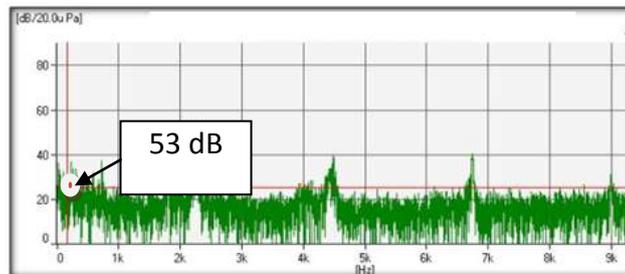


(b)

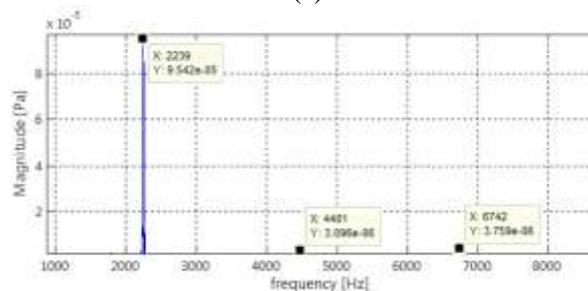
Gambar 4.7 Bunyi lengkingan dengan massa 14 gram, (a) Grafik nilai bunyi lengkingan yang dihasilkan, (b) Spektrum saat terjadinya bunyi lengkingan.

c. Penambahan massa 21 gram

Penambahan massa pada struktur rangka L sebesar 21gram lebih besar dari penambahan massa sebelumnya, dengan posisi yang sama yaitu pada nodal ke 9 dekat gesekan. Suara lengkingan dengan penambahan massa sebesar 21 gram ini sudah mulai berkurang. Dimana spektra yang dihasilkan pada frekuensi 2239 Hz (harmonik pertama), 4481 Hz (harmonik kedua) dan 6742 Hz (harmonik ketiga). Respon tingkat tekanan suara dari suara lengkingan diplotkan dalam ranah waktu dan ranah frekuensi seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.8.



(a)



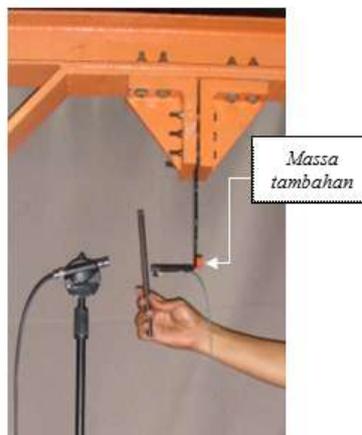
(b)

Gambar 4.8 Bunyi lengkingan dengan massa 21 gram (a) Grafik nilai bunyi lengkingan yang dihasilkan (b) Spektrum saat terjadinya bunyi lengkingan

Pada Gambar 4.8 menunjukkan bahwa dengan penambahan massa 21 gram pada struktur L tersebut menunjukkan pengaruh yang signifikan terhadap bunyi lengkingan yang dihasilkan. Secara khusus ditunjukkan bahwa penambahan massa sebesar 21 gram secara efektif dapat mencegah ketidakstabilan, yang menghasilkan respons frekuensi yang rendah. Penurunan bunyi lengkingan sebesar 53 dB. Karena pada nilai tersebut bunyi lengkingan saat diberikan gesekan muncul tapi sudah sangat berkurang secara signifikan.

4.1.3 Penambahan massa di tekukan rangka bentuk L

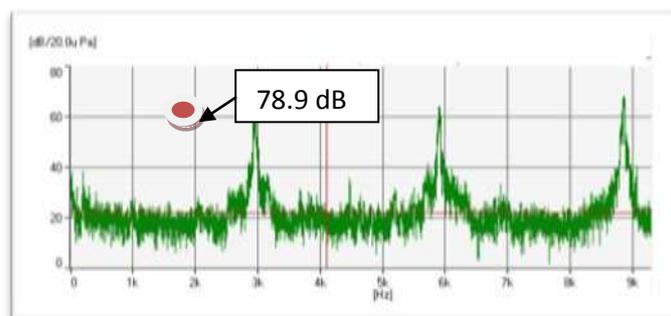
Pada penelitian selanjutnya massa yang akan diberikan pada posisi tekukan. Penempatan massa pada elemen 6 struktur L untuk besarnya divariasikan yaitu 8 gram, 14 gram dan 21 gram. Pengaruh dari massa tambahan terhadap suara lengkingan yang muncul dapat diperlihatkan pada Gambar 4.9. Tujuan dari bentuk penambahan massa ini adalah untuk melihat atau membandingkan pengaruh dari bunyi lengkingan yang terjadi jika massa tambahan pada tekukan dan dekat gesekan. Hasil dari masing-masing massa tambahan dapat dilihat pada spektrum yang muncul setiap massa tambahan yang diberikan.



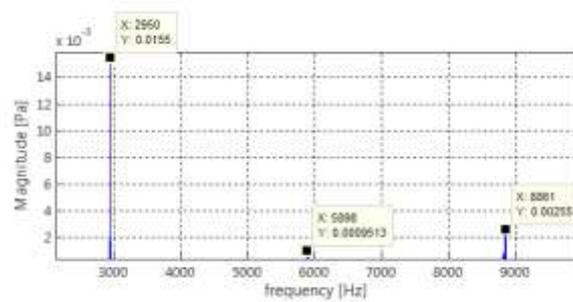
Gambar 4.9 Penambahan massa di tekukan (titik no.6)

a. Penambahan massa 8 gram

Selanjutnya penambahan massa pejal ditempatkan di nodal 6 dengan massa sebesar 8 gram di tekukan. Namun besarnya frekuensi yang dihasilkan berbeda dibandingkan dengan metode penambahan massa yang sama dekat gesekan. Pada Gambar 4.10 suara lengkingan cukup jelas disusun atas beberapa spektra pada frekuensi 2950 Hz (harmonik pertama), 5898 Hz (harmonik kedua) dan 8861 Hz (harmonik ketiga).



(a)

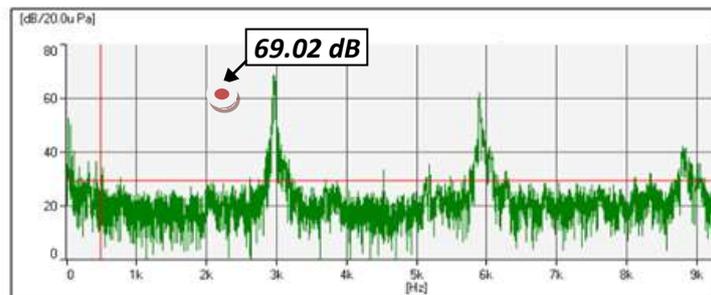


(b)

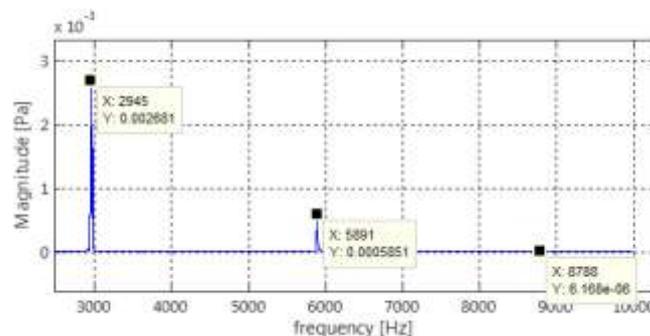
Gambar 4.10 Bunyi lengkingan dengan massa 8 gram di elemen 6 (a) Grafik nilai bunyi lengkingan yang dihasilkan, (b) Spektrum saat terjadinya bunyi lengkingan

b. Penambahan massa 14 gram

Selanjutnya penambahan massa 14 gram ditempatkan pada posisi yang sama yaitu pada nodal ke 6 ditekukkan. Respon getaran dan tingkat tekanan suara dari suara lengkingan diplotkan dalam ranah waktu dan ranah frekuensi seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.11. Suara lengkingan masih cukup jelas disusun atas beberapa spektra pada frekuensi 2945 Hz (harmonik pertama), 5891 Hz (harmonik kedua) dan 8788 Hz (harmonik ketiga).



(a)

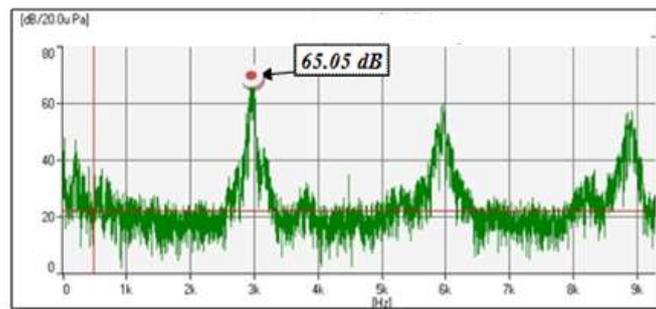


(b)

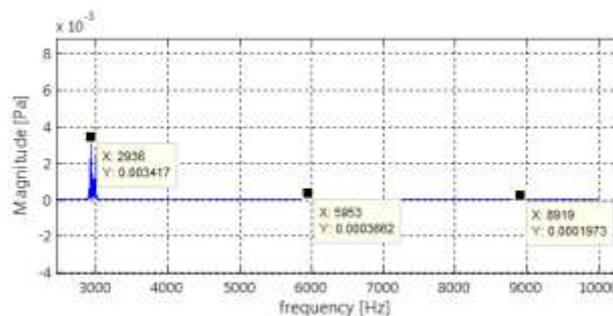
Gambar 4.11 Bunyi lengkingan dengan massa 14 gram di elemen 4 (a) Grafik nilai bunyi lengkingan yang dihasilkan, (b) Spektrum saat terjadinya bunyi lengkingan.

c. Penambahan massa 21 gr

Penambahan massa 21 gram pada nodal ke 6 struktur rangka L menunjukkan hasil spektrum yang berbeda dari penambahan massa sebelumnya. Suara lengkingan masih cukup jelas yang disusun atas beberapa spektra pada frekuensi 2936 Hz (harmonik pertama), 5953 Hz (harmonik kedua) dan 8919 Hz (harmonik ketiga). Respon getaran dan tingkat tekanan suara dari suara lengkingan diplotkan dalam ranah waktu dan ranah frekuensi seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.12.



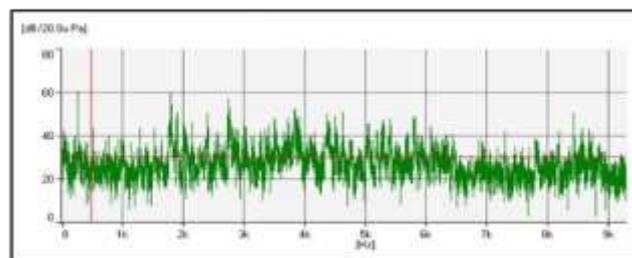
(a)



(b)

Gambar 4.12 Bunyi lengkingan dengan massa 21 gr di elemen 4 (a) Grafik nilai bunyi lengkingan yang dihasilkan, (b) Spektrum saat terjadinya bunyi lengkingan

Dari grafik yang didapatkan saat penelitian menunjukkan bahwa redaman yang dihasilkan dengan penambahan massa yang dilakukan sangat efektif. Sehingga variasi penambahan massa berbanding terbalik dengan bunyi lengkingan yang dihasilkan. Pada Gambar 4.13 menunjukkan hasil tersebut dimana penambahan massa melebihi dari 21 gr untuk struktur rangka berbentuk L, spektrum yang dihasilkan saat dilakukan gesekan bunyi lengkingan berkurang secara maksimal yaitu ditandai dengan tidak munculnya bentuk grafik bunyi lengkingan yang didapatkan dimana puncak dari grafik sudah hilang. Rekaman yang didapatkan tersebut adalah gesekan dua material yang tidak didominasi oleh bunyi lengkingan.

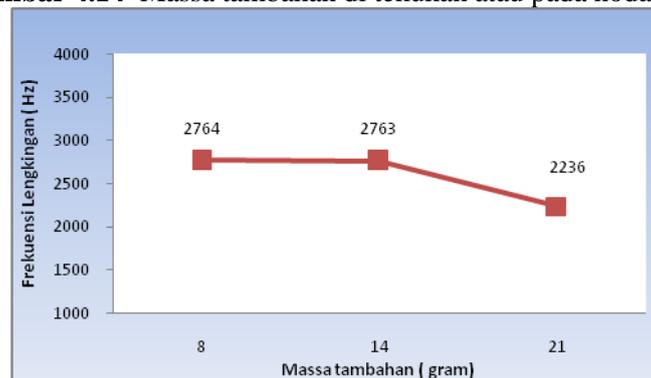


Gambar 4.13 Grafik hilangnya bunyi lengkingan dengan massa melebihi 20 gr

Berdasarkan cuplikan data yang diambil saat penelitian, dimana rata pengambilan data sebanyak 10-15 kali cuplikan per masing-masing massa yang ditambahkan Hasil dari keseluruhan dari data yang didapatkan tersebut dapat disimpulkan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 4.13 dan Gambar 4.14.



Gambar 4.14 Massa tambahan di tekukan atau pada nodal ke 6



Gambar 4.15 Massa tambahan dekat gesekan atau pada nodal ke 9

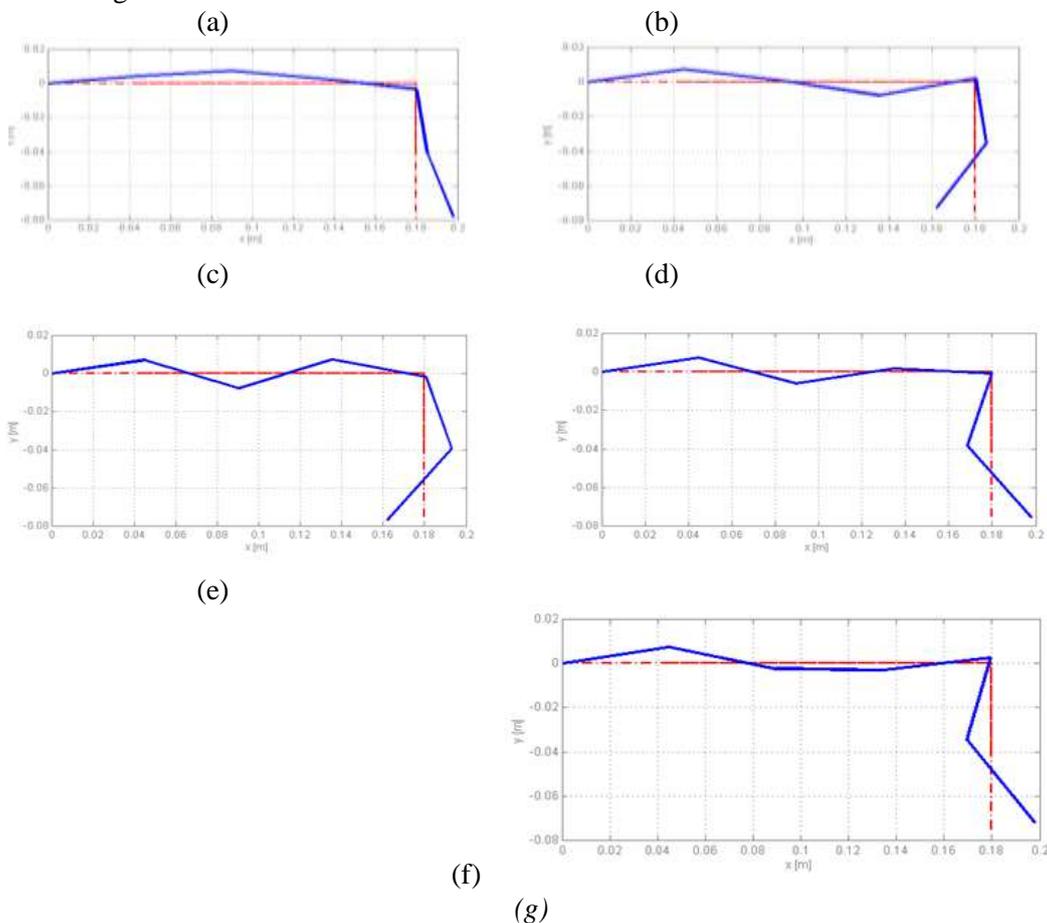
Hasil penelitian tersebut akan mampu menyimpulkan bahwa prediksi oleh dua metode eksperimental bisa mendapatkan kecocokan dengan bunyi lengkingan yang dipancarkan. Selain itu, bisa menjelaskan bahwa metode ini sangat cocok untuk digunakan memprediksi kejadian bunyi lengkingan sehubungan dengan sistem mekanik dan struktural aktual yang sebagian besar yang mungkin sangat rumit untuk digambarkan dengan pendekatan analisis seperti FEM. Perlu dicatat bahwa parameter kontak, yaitu kekakuan kontak dan koefisien gesekan, umumnya sulit untuk ditentukan secara akurat. Namun, jika parameter kontak dapat didefinisikan secara akurat keandalan prediksi bunyi lengkingan akan dibuat lebih baik.

Kasus berikutnya adalah massa kaku partikel ditambahkan ke titik nomor 6 dari struktur berbentuk L atau di tekukan. Tambahan massa bervariasi antara 8 gram, 14 gram dan 21 gram. Hasilnya ditunjukkan pada Gambar 4.14, Gambar 4.15. Oleh karena itu, kemungkinan terjadinya bentuk kopling tidak stabil yang menghasilkan bunyi lengkingan meningkat. Selain itu, terlihat bahwa penambahan massa yang lebih besar 8 gram, 14 gram dan 21 gram kemungkinan terjadinya bunyi lengkingan besar dibanding dengan dekat gesekan. Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa penambahan massa pada titik 9 adalah sangat efektif untuk mengurangi kemungkinan terjadinya bunyi lengkingan.

Di sisi lain, tambahan massa pada titik 6 meningkatkan kemungkinan pengamatan bentuk modus yang ditunjukkan pada Gambar 4.14. Berdasarkan penyelidikan oleh Hoffman dkk. (2002) energi bisa ditransfer dari sistem gesekan ke sistem getar karena mekanisme sederhana. Getaran tekanan normal memicu getaran dari tekanan gesekan tangensial. Jika terdapat gesekan tangensial yang relatif secara simultan pada antar muka gesekan yang tidak tepat pada tahap tekanan getaran, maka akan terjadi siklus pertumbuhan energi gesekan. Tekanan gesekan juga bertindak seperti tekan perpotongan kopling yang dihubungkan dengan gerakan di luar bidang dan ketidakstabilan tersebut terjadi jika tekanan perpotongan kopling yang disebabkan gesekan seimbang terhadap penghubung tekanan kopling dari sistem struktural.

Penambahan sistem massa pegas dalam arah vertikal akan meningkatkan getaran tekanan normal. Dalam kasus modulus dua derajat kebebasan yang diamati dengan menambahkan

massa yang lebih besar dalam arah vertikal meningkatkan kemungkinan terjadinya bunyi lengkingan. Mirip dengan modulus dua derajat kebebasan, penambahan massa pada titik 6 meningkatkan kemungkinan terjadinya ketidakstabilan yang bergerak secara fleksibel pada arah vertikal dan sulit untuk bergerak dalam arah horizontal karena kekakuan struktur dalam arah aksial. Oleh karena itu, penambahan massa memicu peningkatan getaran tekanan normal. Di sisi lain, tambahan massa dalam arah horisontal di dekat titik gesekan menyerap potensi energi lebih banyak untuk memindahkan struktur dan massa yang ditambahkan. Dalam kasus modulus dua derajat kebebasan yang diamati dengan menambahkan massa yang lebih besar merubah kemungkinan terjadinya bunyi lengkingan terhadap kekakuan kontak normal yang lebih tinggi. Artinya potensi energi lebih banyak membuat sistem tidak stabil. Serupa dengan modulus dua derajat kebebasan, tambahan massa pada titik 9 mengurangi kemungkinan ketidakstabilan terjadi. Tambahan massa pada titik 9 akan bergerak fleksibel dalam arah horizontal. Semakin tinggi energi kinetik diperlukan untuk bergerak mengikuti bentuk modus (Gambar 4.15). Oleh karena itu, diperlukan gaya gesekan yang lebih tinggi atau koefisien gesek yang lebih tinggi untuk menghubungkan gerakan ke luar-bidang menjadi gerakan ke dalam bidang.



5 SIMPULAN

Hasil penelitian tersebut dapat disimpulkan bahwa prediksi oleh dua metode eksperimental bisa mendapatkan kecocokan dengan bunyi lengkingan yang dipancarkan. Selain itu, bisa menjelaskan bahwa metode ini sangat cocok untuk digunakan memprediksi kejadian bunyi lengkingan sehubungan dengan sistem mekanik dan struktural tersebut. Secara aktual yang sebagian besar mungkin sangat rumit untuk digambarkan dengan pendekatan analisis FEM. Perlu dicatat bahwa parameter kontak, yaitu kekakuan kontak dan koefisien gesekan,

umumnya sulit untuk ditentukan secara akurat. Namun, jika parameter kontak dapat didefinisikan secara akurat keandalan prediksi bunyi lengkingan akan dibuat lebih baik.

Kasus pertama adalah massa ditambahkan pada titik 9 dari bingkai berbentuk L atau dekat gesekan. Oleh karena itu, kemungkinan terjadinya bentuk kopling tidak stabil yang menghasilkan bunyi lengkingan berkurang. Selain itu, 8 gram massa tambahan mampu menghilangkan kemungkinan terjadinya bunyi lengkingan. Akhirnya, penambahan massa 14 gram dan 20 gram mampu secara maksimal menghilangkan kemungkinannya bunyi lengkingan oleh bentuk kopling tak stabil. Frekuensi yang dihasilkan dengan penambahan massa 20 gr adalah 2239 Hz. Berkurangnya bunyi lengkingan secara maksimal bisa dilakukan dengan penambahan massa melebihi dari 20 gr.

Selanjutnya untuk struktur berbentuk cakram sebagai bentuk pemodelan dari roda kereta api, menunjukkan bahwa penambahan massa pada struktur yang dekat dengan posisi gesekan dengan massa 50 gr dekat juga dapat mengurangi bunyi lengkingan yang terjadi. Dimana penurunan frekuensi yang terjadi dari 2.775 Hz menjadi 2114 Hz. Pada penelitian ini adalah yang paling optimal pengurangan bunyi lengkingan yang terjadi. Dengan massa yang melebihi dari 50 gr bunyi lengkingan untuk struktur berbentuk cakram sudah tidak muncul lagi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kinkaid, N. Reilly, O.M. and Papadopoulos, P., 2003, Review automotive disc brake squeal, *Journal of Sound And Vibration*, Vol. 267, pp. 105-166.
- [2] Brunel, J.F., Dufrenoy, P., Demily, F., 2004, Modeling of squeal noise attenuation of ring damped wheels, *Appl. Acoust* Vol. 65, pp 457-471.
- [3] Rusli, M., Okuma, M., 2007, Effect of surface topography on mode-coupling model of dry contact sliding, *Journal of Sound and Vibration* Vol. 308, pp 721-734.
- [4] Bonsel, J. H., Fey, R. H. B., and Nijmeijer, H., 2004, Application of a Dynamic Vibration Absorber to a Piecewise Linear Beam System, *Nonlinear Dynamics*, Vol.37, pp-227-243.
- [5] Rusli, M., Okuma, M., 2008, Squeal Noise Prediction in Dry Contact Sliding Systems by Means of Experimental Spatial Matrix Identification, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol. 2, No.2.
- [6] Giannini, O., Akay, A., Masi, F., 2006, Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 292, pp.1-20.
- [7] Ibrahim, R. A., 1994, Friction-induced vibration, chatter, squeal, and chaos, Part II: Dynamics and Modeling, *ASME Applied Mechanics Review*, Vol. 47, No.7, pp. 227-253.
- [8] North, M.R., 1972, Disc brake squeal-a theoretical model, Technical Report, 1972/5, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England.
- [9] Denou, Y., Nishiwaki, M., 2001, First order analysis of low frequency disk brake squeal, Technical Report 2001-01-3136, SAE, Warrendale, PA.
- [10] Shin, K, Brennan, M.J., Oh, J.-E., Harris, C.J., 2002, Analysis of disk brake noise using a two-degree-of-freedom model, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 254 (5), pp. 837-848.
- [11] Hoffman, N., Fischer, M., Allgaier, R., Gaul, L., 2002, A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillation, *Mechanic Research Communication*, Vol. 29, pp. 197-205.
- [12] Popp, K., Rudolph, M., Kroger, M., Lindner, M., 2002, Mechanisms to generate and to avoid friction induced vibrations, *VDI-Bericht*, Vol.1736.
- [13] Mottershead, J.E. and Chan, S.N., 1995, Flutter instability of circular discs with frictional follower forces, *Transactions of the American society of mechanical engineers, Journal of Vibration And Acoustics*, Vol. 117, pp. 161-163.
- [14] Huang, J., Krousgrill, C.M., Bajaj, A.K., 2006, Modeling of automotive drum brakes for squeal and parameter sensitivity analysis, *Journal Of Sound And Vibration*, Vol. 289, pp. 245-263.

- [15] Guan, D., Su, X., Zhang, F., 2006, Sensitivity analysis of brake squeal tendency to substructuresmodal parameters, *Journal Of Sound And Vibration*, Vol. 291, pp. 72-80
- [16] Triches, M., Gerges, S.N.Y. and Jordan, R., 2004, Reduction of squeal noise from disc brake systems using constrained layer damping, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Rio de Janeiro.
- [17] Remington, P.J., 1986, Wheel/rail squeal and impact noise: what do we know? What don't we know? Wheredo we go from here, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 116(2), pp. 339-353.
- [18] Rudd. M.J., 1976, Wheel/rail noise, part II: wheel squeal, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 46, pp. 381-394.
- [19] Eadie , D.T., Santoro, M., 2006, Top kontrol gesekan rel untuk kurva mitigasi kebisingan dan pengurangan tingkat kerut, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 293, hlm 747-757.
- [20] Heckl, M.A., Abrahams, I.D., 2000, Curve squeal of train wheels, part 1: Mathematical model for its generation, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 229, pp. 669-693.
- [21] J.A. Greenwood, J.P.B. Williamson, Contact of nominally flat surfaces, *Proceedings of the Royal Society of London A* 316 (1970) 97-121.
- [22] J.A. Greenwood, J.H. Tripp, The elastic contact of rough spheres, *Journal of Applied Mechanics* (1967) 153-159.
- [23] N. Tayebi, A.A. Polycarpou, Modeling the effect of skewness and kurtosis on the static friction coefficient of rough surfaces, *Tribology International* 37 (2004) 491-505.
- [24] R.D. Midlin, Compliance of elastic bodies in contact, *Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics* 16 (1949) 259-268.
- [25] S. Filippi, Experimental validation of contact models for small tangential displacement, *XXXII Covegno Nazionale dell 'Associazione Italianz per l'Analisi delle sollecitazioni, AIAS*, 2003, paper 112.
- [26] A. Baltazar, S.I. Rockhlin, C. Pecorari, On the relationship between ultrasonic and micro mechanical properties of contacting rough surfaces, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 50 (2002) 1397-1416.
- [27] P.B. Nagy, Ultrasonic classification of imperfect interfaces, *Journal of Nondestructive Evaluation* 11 (1992) 127-139.
- [28] H.A. Sherif, Mode of zero wear in mechanical systems with dry contact, *Tribology International* 38 (2005) 59-68.
- [29] M. Nosonovsky, B. Bhusan, Scale effect in dry friction during multiple asperity contact, *Transactions of the ASME Journal of Tribology* 127 (2006) 37-46.
- [30] H. Yoshizawa, Y.L. Chen, J. Israelachvili, Fundamental mechanism of interfacial friction, 1. Relation between adhesion and friction, *Journal of Physical Chemistry* 97 (1993) 4128-4140.
- [31] M. Eriksson, F. Bergman, S. Jacobson, On the nature of tribological contact in automotives brake, *Wear* 252 (2002) 26-36.
- [32] K. A. Cunefare and A. J. Graf, Experimental active control of automotive disc brake rotor squeal using dither, *J. Sound Vibr.* 250 (2002) 579-590.
- [33] N. Hofman, M. Fischer, R. Allgaier and L. Gaul, A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillation, *Mech. Res. Commun.* 29 (2002) 197-205.
- [34] M. Rusli and M. Okuma, Squeal noise prediction in dry contact sliding systems by means of eksperimental spatial matrix identification, *J.Syst. Design Dynam.* 2(3) (2008) 585-595
- [35] M. Rusli and M. Okuma, Effect of surface topography on mode-coupling model of drycontact sliding systems, *J. Sound Vibr.* 308(2007) 721-734.