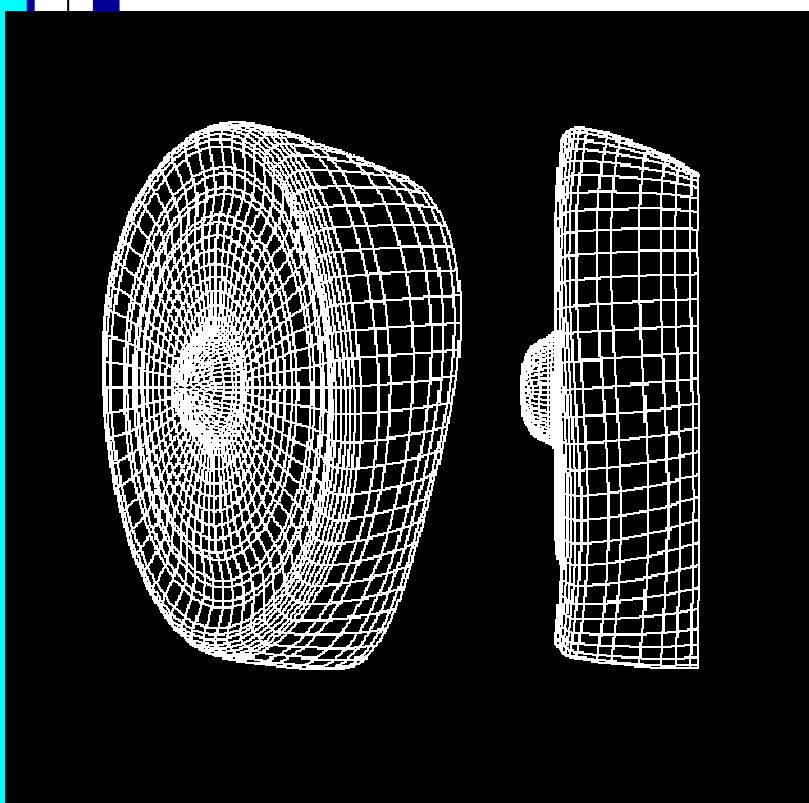


Jurnal Teknik Mesin
Volume 21, No.2, Oktober



EDITOR

B. Sutjiatmo (Ketua)
A. Suwono
D. Suharto
K. Bagiasna
S. D. Jenie
S. S. Brodjonegoro
Abdurrachim
I. Nurhadi
R. Suratman
P. S. Darmanto

MITRA BESTARI

Ign. P. Nurprasetio (ITB)
I. S. Putra (ITB)
A. I. Mahyuddin (ITB)
Y. Yuwana M (ITB)
Z. Abidin (ITB)
P. Sutikno (ITB)
T. Hardianto (ITB)
T. A. F. Soelaiman (ITB)
N. P. Tandian (ITB)
S. Wiryolukito (ITB)
A. Basuki (ITB)

REDAKSI PELAKSANA

A. D. Pasek (Ketua)
I M. Astina
I. G. N. W. Puja
Indrawanto
W. Adriansyah
A. Wibowo
I N. Diasta

ALAMAT REDAKSI

Program Studi Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Bandung
Jln. Ganesa 10, Bandung 40132
Tel. : (022)-2504243
Fax: (022)-2534099
E-mail: ari@termo.pauir.itb.ac.id
yadi@tu.ms.itb.ac.id

Terbit 2 (dua) kali dalam satu tahun
Bulan April dan Oktober.

EDITORIAL

Jurnal Mesin Vol. 21 No. 2 merupakan edisi terakhir tahun 2006. Lima makalah diterbitkan dalam Jurnal ini yang mencakup berbagai disiplin ilmu dalam bidang Teknik Mesin. Makalah pertama, ditulis oleh I Wayan Suweca dan Eko Cahyono dari Laboratorium Perancangan Mesin ITB. Makalah ini membahas pengaruh frekuensi pribadi gong terhadap kualitas bunyi yang dihasilkan. Usulan metode optimasi perancangan gong yang berdasar pada metode *Sequential Unconstrained Minimization Techniques* (SUMT) dan pemodelan elemen hingga dibahas dalam makalah. Hasil analisis yang diperoleh menunjukkan bahwa metode yang dikembangkan dapat menunjukkan bahwa daerah ujung bibir gong merupakan daerah yang paling berpengaruh terhadap kualitas suara yang dihasilkan.

Makalah kedua ditulis oleh Bagus Budiwantoro dkk. dari laboratorium Perancangan Mesin ITB. Makalah ini membahas metode analisis yang digunakan untuk memprediksi performansi bantalan luncur lokomotif yang mengalami beban impact. Beban impact dicurigai menjadi penyebab kegagalan pelumasan yang berakibat terjadinya kerusakan pada bantalan luncur. Untuk mengurangi frekuensi kegagalan, metode prediksi yang cukup akurat diperlukan metode yang diusulkan melibatkan parameter-parameter seperti ketebalan film minimum, eksentrisitas bantalan, koefisien gesek bantalan, laju aliran pelumas, peningkatan temperatur dan beban impact yang terjadi. Dari hasil analisis yang dilakukan pada bantalan luncur impor dan buatan lokal dapat diketahui beban impact kritis yang dapat diterima oleh bantalan tersebut.

Makalah yang ditulis oleh Prihadi Setyo Darmanto dari Laboratorium Teknik Pendingin ITB membahas mengenai masalah belum bakunya prosedur perancangan Kalsiner di beberapa pabrik semen. Hal ini menyebabkan besarnya variasi parameter serta ukuran kinerja antara satu desain dengan lainnya. Untuk mengatasi hal tersebut makalah ini mengusulkan beberapa parameter yang harus ditetapkan antara lain derajat kalsinasi. Derajat kalsinasi ini nantinya akan menentukan waktu tinggal, besarnya panas yang diperlukan, volume kalsiner, dan kecepatan aliran aerosol.

Makalah keempat ditulis oleh Bambang Kismono Hadi dkk. dari Kelompok Keahlian Struktur Ringan FTI ITB. Makalah ini membahas kaji eksperimental penyerapan energi oleh tabung aluminium yang mengalami beban tekan arah aksial. Kajian ini menyatakan tabung silinder yang terdeformasi plastis akibat beban aksial dapat digunakan sebagai komponen penyerap energi yang efisien. Pengujian pada silinder aluminium berdiameter 60 mm dan 100 mm, dan ketebalan 2 mm yang mendapat beban aksial mengalami kolaps berbentuk lipatan plastis teratur yang menunjukkan penyerapan energi yang cukup besar. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa penyerapan energi yang sebenarnya terjadi lebih besar dari prediksi teoritik.

Makalah kelima ditulis oleh Rachman Setiawan dkk. dari Kelompok Keahlian Perancangan Mesin FTI ITB. Makalah ini membahas hasil pengujian dan simulasi penyerapan energi pada modul penyerap energi impact. Modul yang dimaksud merupakan salah satu penerapan teknologi *crashworthiness* yang didefinisikan sebagai kemampuan suatu struktur untuk melindungi kargo atau penumpang ketika terjadi tabrakan (impact). Makalah ini membahas hasil-hasil simulasi dan kaji eksperimen kasus-kasus impact untuk memberi gambaran pengaruh beberapa parameter utama. Mekanisme penyerapan impact yang dicoba adalah *internal inversion* dan *controlled axial splitting*.

Akhir kata Redaksi mengucapkan selamat membaca semoga makalah-makalah dalam Jurnal Mesin memberi informasi dan pengetahuan yang bermanfaat.

MESIN

Jurnal Teknik Mesin

Vol. 21, No. 2, Oktober 2006

ISSN 0852-6095

Diterbitkan oleh : Program Studi Teknik Mesin,
Fakultas Teknologi Industri - ITB
Surat ijin : STT No. 964/DIT-JEN/PPG/STT/1982.

DAFTAR ISI

- Optimasi numerik struktur gong untuk memperoleh rasio frekuensi pribadi tertentu.*
I Wayan Suweca dan Eko Cahyono 34-43
- Aplikasi metode rainmondi dan boyd pada perbandingan analisis performansi journal bearing lokomotif yang mengalami beban impak.*
Bagus Budiwantoro, Ridha Firmansyah dan IGN Wiratmaja Puja 44-52
- Perbandingan parameter desain dan parameter operasi beberapa kalsiner pabrik semen di Indonesia.*
Prihadi Setyo Darmanto 53-58
- Kaji eksperimental penyerapan energi tabung aluminium yang mengalami beban tekan arah aksial.*
Bambang K. Hadi, Ichsan S. Putra dan Yanyan Tedy S. 59-64
- Karakteristik modul penyerap energi impak mekanisme internal inversion dan axial splitting.*
Rachman Setiawan, M. Hisyam Amir, Bambang Sugiharto dan Sigit Fajrianto 65-72

M E S I N

Jurnal Teknik Mesin

Vol. 21, No. 2, Oktober 2006

ISSN 0856-6095

APLIKASI METODE RAIMONDI DAN BOYD PADA PERBANDINGAN ANALISIS PERFORMANSI JOURNAL BEARING LOKOMOTIF YANG MENGALAMI BEBAN IMPAK

Bagus Budiwantoro, Ridha Firmansyah dan IGN Wiratmaja Puja

Laboratorium Perancangan Mesin
Program Studi Teknik Mesin FTI ITB

Ringkasan

Bantalan luncur (*Journal Bearing*) pada lokomotif yang lebih dikenal dengan nama *Axle Lining*, merupakan jenis bantalan luncur yang digunakan pada motor traksi lokomotif yang berfungsi sebagai tempat penumpu poros roda penggerak yang digerakan oleh motor traksi. Berdasarkan teori pelumasan hidrodinamik, bantalan luncur dirancang untuk dapat beroperasi pada kondisi pelumasan hidrodinamik (*hydrodynamic lubrication*). Adanya lapisan film antara permukaan *journal* dan bantalan menyebabkan kontak antar kedua permukaan dapat diminimalkan. Saat bantalan beroperasi, semua parameter performansi berupa ketebalan film (lapisan pelumas) minimum, eksentrisitas bantalan, koefisien gesek bantalan, laju aliran pelumas, tekanan maksimum pelumas, serta peningkatan temperatur pelumas, harus memenuhi kriteria supaya bantalan dapat mencapai umur dan performansi yang diharapkan. Beban impak yang bekerja pada bantalan merupakan salah satu faktor yang harus diperhatikan, karena dapat mempengaruhi performansi bantalan secara keseluruhan. Penggunaan Metoda numerik Raimondi dan Boyd yang dibantu dengan program komputer dapat menentukan performansi bantalan luncur dengan mudah dan hasil yang relatif akurat. Aplikasi metode tersebut pada perhitungan performansi bantalan produk impor dan lokal menunjukkan bahwa bantalan luncur produk impor bekerja pada kondisi pelumasan hidrodinamik untuk beban impak yang rendah hingga 1500 lbf (6,68 kN), sedangkan bantalan luncur produk lokal bekerja pada kondisi pelumasan elastohidrodinamik untuk beban impak yang rendah hingga 1000 lbf (4,45 kN). Beban impak kritis berdasarkan kriteria *Trumpler* adalah 1500 lbf (6,68kN) untuk kedua jenis bantalan.

Abstract

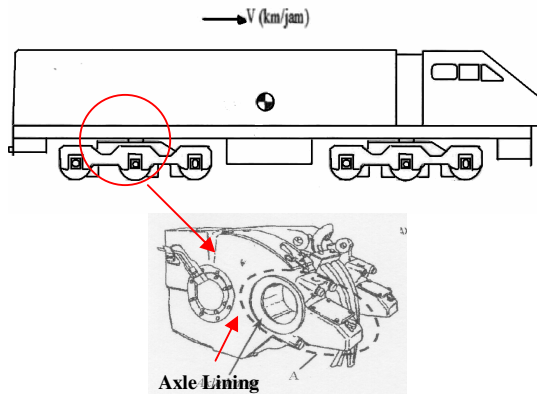
Axle Lining is a type of journal bearing at wheel driver shaft in which makes locomotive traction motor possible to be supported on the mover shaft. According to hydrodynamic lubrication theory, journal bearing is designed to work under hydrodynamic lubrication condition. Film layer between journal and bearing surfaces can give less contact between those surfaces. When the bearing is working, all performance parameters such as minimum film thickness, eccentricity ratio, bearing friction coefficient, lubricant flow, maximum lubricant pressure, temperature rise of lubricant, have to be achieved thus the bearing can reach the desired life and performances. Impact load, which works to bearing, is one important factor to be noticed because it can affect bearing performance comprehensively. Using numerical Raimondi and Boyd method which developed in form of computer program, the process to determine journal bearing performance calculation can be easier and give more accurate result. The application of this method for the calculation performance import and local product show that imported journal bearing work under hydrodynamic condition for low value of impact load up to 1500 lbf (6,68 kN). Local product work under elastohydrodynamic condition for low value of impact load up to 1000 lbf (4,45 kN). Critical impact load is 1500 lbf (6,68kN) for both product which calculated using *Trumpler* criteria .

Keywords: *Journal Bearing, Axle Lining, hydrodynamic, lubrication.*

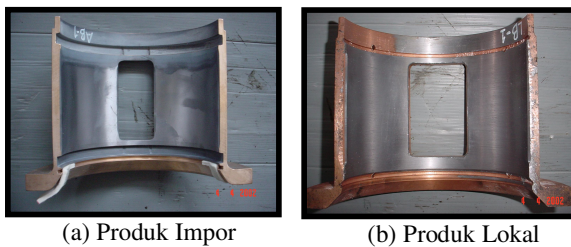
1. PENDAHULUAN

Secara umum bantalan luncur (*Journal Bearing*) dirancang untuk beroperasi pada regime pelumasan hidrodinamik (*Hydro-dynamic Lubrication*). Pada kondisi ini, yang terjadi pada kecepatan operasi normal, permukaan bantalan dan permukaan *journal* terpisahkan oleh lapisan *film* pelumas sehingga kontak antara kedua

permukaan tidak terjadi. Terpisahnya permukaan *journal* dengan bantalan akan meniadakan gesekan antar kedua permukaan sekaligus mencegah kerusakan. Pada kondisi normal, kontak antara kedua permukaan terjadi pada saat bantalan mulai bekerja (*start*) ataupun berhenti. Gambar 1 dan Gambar 2 memperlihatkan bahwa posisi bantalan luncur *axle lining* pada lokomotif dan contoh *Axle Lining* produk impor dan lokal.



Gambar 1. Posisi *Axle Lining* pada motor traksi [6].



Gambar 2. Contoh produk bantalan luncur *Axle Lining* [6]

Kondisi operasi yang tidak normal seperti *supply* pelumas yang kurang, beban berlebih (*overload*), adanya *missalignment* antara poros (*Journal*) dan bantalan, dapat menyebabkan kondisi normal (pelumasan hidrodinamik) tidak bekerja, sehingga akan terjadi kontak antara poros dan bantalan selain pada kondisi mulai bekerja (*start*) atau berhenti, yang berakibat meningkatnya gesekan dan keausan yang terjadi pada bantalan. Kondisi ini dapat menyebabkan kerusakan pada bantalan seperti yang diperlihatkan pada Gambar 3 dan 4.



Gambar 3. Tipikal kerusakan yang terjadi pada bantalan luncur produk lokal [6].



Gambar 4. Tipikal kerusakan yang terjadi pada bantalan luncur produk impor [6]

Beban impact merupakan satu di antara beberapa kondisi beban yang dapat menyebabkan bantalan tidak beroperasi dengan normal. Beban impact terjadi karena lokomotif melalui celah antar rel. Jarak celah antar rel yang relatif pendek menyebabkan frekuensi beban impact relatif tinggi ketika lokomotif bergerak dengan kecepatan tinggi.

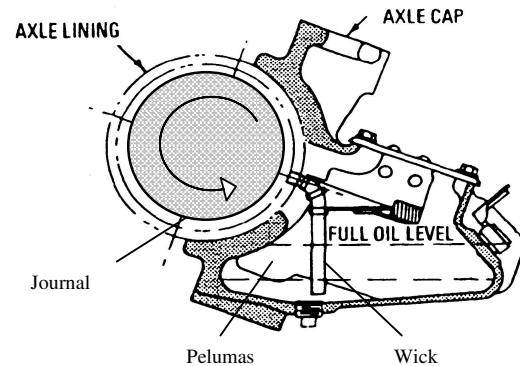
Beban berlebih (*overload*) dalam waktu yang singkat dapat dikategorikan sebagai beban impact dan dapat menyebabkan kegagalan pelumasan secara hidrodinamik. Hal ini berakibat terjadinya kerusakan pada bantalan luncur *Axle Lining*. Untuk mengurangi frekuensi kegagalan yang tinggi, bantalan haruslah bekerja pada kondisi dan performansi yang diharapkan. Perhitungan dan analisis performansi berupa ketebalan *film* (lapisan pelumas) minimum, eksentrisitas bantalan, koefisien gesek bantalan, laju aliran pelumas, eksentrisitas bantalan, serta peningkatan temperatur pelumas, pada beban impact yang bekerja, diperlukan untuk mengetahui apakah bantalan luncur bekerja dengan normal pada beban tersebut, sehingga kerusakan dapat dikurangi. Perhitungan dan analisis performansi dilakukan pada bantalan luncur *Axle Lining* produk lokal dan produk impor, sebagai perbandingan kemampuan dan kualitas kedua produk tersebut untuk bekerja pada kondisi operasi dengan beban impact.

2. KONSTRUKSI DAN SISTEM PELUMASAN *AXLE LINING*

Bentuk bantalan luncur *Axle Lining* adalah silinder (Gambar 2) yang terdiri dari dua segmen silinder, yaitu setengah bagian solid dan setengah bagian berjendela. Bagian solid terpasang pada rumah motor traksi sedangkan bagian berjendela terpasang pada *axle cap*. Tujuan dari pembagian ini adalah untuk mempermudah pemasangan.

Bantalan luncur *Axle Lining* merupakan konstruksi bimetal yang terdiri dari dua lapisan penting yaitu bagian alas dan bagian pelapis. Bahan alas terbuat dari paduan tembaga dengan komposisi kimia tertentu. Bahan pelapis merupakan logam lunak, yaitu *babbit* yang biasanya disebut logam putih. Pada bantalan luncur *Axle Lining* bahan pelapis merupakan paduan berdasar timah hitam. *Babbit* memiliki kelemahan yaitu tidak kuat apabila beroperasi pada temperatur tinggi dan memiliki kekuatan lelah yang rendah.

Metode penyediaan pelumas bantalan luncur *Axle Lining* adalah dengan *wick*. Gambar 5 memperlihatkan konstruksi *wick* pada sistem bantalan luncur *Axle Lining*. Salah satu ujung dari *wick* terendam pada pelumas sedangkan ujung lainnya berkontak dengan poros roda. Bahan *wick* yang berserat (*fibrous*) mengalirkan pelumas dengan prinsip kapiler (*capillary*).



Gambar 5. Konstruksi *wick* pada bantalan luncur *Axle Lining* [6].

3. PELUMASAN HIDRODINAMIK

3.1 Jenis Pelumasan

Secara umum pelumasan yang terjadi di antara dua permukaan yang meluncur dapat diklasifikasikan menjadi tiga jenis pelumasan, yaitu pelumasan hidrodinamik (*full film*), pelumasan campuran (*thin film*) dan pelumasan batas (*boundary lubrication*). Pada kondisi pelumasan batas (*boundary lubrication*) terjadi kontak antara dua permukaan yang bergesekan dengan lapisan pelumas yang sangat tipis dan koefisien gesek yang tinggi. Jenis pelumasan campuran terjadi bila sebagian permukaan berkontak dan sebagian lagi terpisahkan oleh pelumas. Kondisi ini juga disebut sebagai pelumasan film tipis (*thin film lubrication*) atau *quasi hydrodynamic lubrication*. Kondisi pelumasan hidrodinamik adalah kondisi di mana pelumas secara efektif memisahkan puncak-puncak permukaan sehingga tidak terjadi kontak. Kondisi ini disebut juga pelumasan film tebal (*full film lubrication*) dengan ketebalan lapisan pelumas melebihi 25 μm [3].

3.2 Solusi Numerik Persamaan Reynold Metode

Raimondi Boyd

Persamaan Reynold untuk bantalan luncur pendek (*finite journal bearing*) dengan memperhitungkan kebocoran samping, dapat dinyatakan sebagai berikut [3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12 \tilde{\mu} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

dengan:

p : Tekanan lapisan pelumas (*film pressure*) [psi].

h : Ketebalan lapisan pelumas [in].

μ : Viskositas pelumas [reyn].

r_b : Radius bantalan [in].

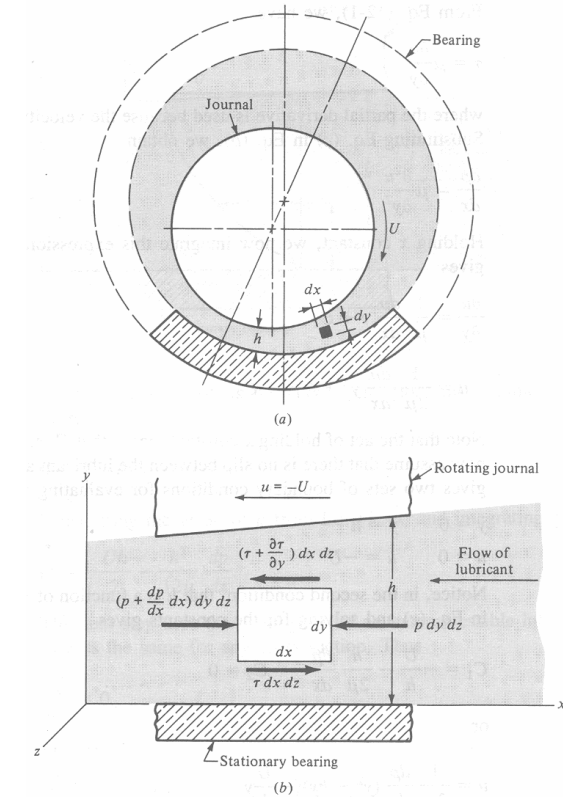
ϕ : Posisi ketebalan minimum lapisan pelumas terhadap arah beban radial bantalan [deg].

u_b : Kecepatan permukaan bantalan [in/s].

c : Jelah radial antara bantalan dan journal [in].

ε : Berbanding eksentrisitas bantalan ($\varepsilon = e/c$)

e : Eksentrisitas bantalan (jarak antara pusat bantalan dan journal [in].



Gambar 6. Model persamaan Reynold [7].

Gambar 6 (a) dan (b) memperlihatkan model dari persamaan Reynold. Untuk bantalan luncur maka

$x = r_b \phi$ dan $\tilde{u} = u_b / 2 = r_b \omega_b / 2$ sehingga persamaan (1) menjadi

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) - r_b^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \mu \omega_b r_b^2 \frac{\partial h}{\partial \phi} \quad (2)$$

Berdasarkan persamaan tersebut, ketebalan *film* di sekeliling journal dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$h = c(1 + \varepsilon \cos \phi) \quad (3)$$

$$\text{dengan } \frac{\partial h}{\partial \phi} = -e \sin \phi \quad (4)$$

Persamaan (2) dapat ditulis menjadi

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) - r_b^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6 \mu \omega_b r_b^2 (e \sin \phi) \quad (5)$$

Persamaan (5) tidak memiliki solusi umum (*closed-form solution*). Oleh karena itu diperlukan penyelesaian dengan metode numerik. Solusi numerik ini ditemukan oleh Raimondi dan Boyd [1], dari *Westinghouse Research Laboratories*, menggunakan teknik iterasi untuk memecahkan persamaan differensial tersebut dengan menggunakan computer digital. Solusi yang diperoleh dalam bentuk parameter tak berdimensi, yang dikenal dengan bilangan Sommerfeld. Salah satu solusi penting yang menerangkan hubungan beban radial bantalan (W) dengan persamaan (5) dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$(r/c)f = \phi[(r/c)2(2r/l)\mu N/W] \quad (6)$$

dengan:

r : radius journal [in].

c : Jelah radial antara bantalan dan journal [in].

f : Koefisien gesek bantalan.

ϕ : Hubungan fungsi (*function relationship*).

l : panjang journal [in].

μ : Viskositas pelumas [reyn].

N : Kecepatan putaran journal [rev/s].

W : beban radial yang bekerja pada bantalan[lb].

Hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan di atas dapat membantu perhitungan iterasi dalam perancangan dan analisis bantalan luncur hidrodinamik. Asumsi yang dibuat Raimondi dan Boyd dalam analisisnya adalah kekentalan pelumasan yang konstan saat melewati bantalan. Untuk menentukan besarnya nilai kekentalan yang digunakan pada analisis maka Raimondi dan Boyd menggunakan temperature rata-rata (T_{av}) yang didefinisikan sebagai berikut [7]:

$$T_{av} = T_1 + \frac{\Delta T}{2} \quad (7)$$

dengan : T_1 = Temperatur sisi masukan [°F]

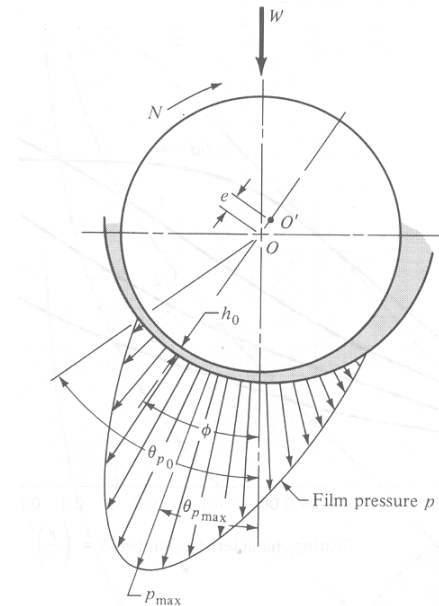
ΔT = Kenaikan temperatur pelumas
dari sisi masukan ke sisi
keluaran [°F]

Kenaikan temperatur ditentukan berdasarkan prinsip keseimbangan panas antara panas yang dihasilkan akibat kerja yang diberikan poros bantalan (*journal*) pada pelumas dengan panas yang diberikan ke lingkungan melalui proses konduksi, konveksi dan radiasi.

Hasil perhitungan Raimondi dan Boyd dinyatakan dalam beberapa grafik yang digunakan untuk mendefinisikan variabel rasio panjang efektif bantalan terhadap diameter journal (l/d) sebesar $\frac{1}{4}$ hingga 1 dan sudut β dari 60° hingga 360° , sebagai fungsi bilangan tak berdimensi yang dikenal sebagai bilangan Sommerfeld (S) atau bilangan karakteristik bantalan luncur. Selain itu tersedia pula data untuk ($l/d = \infty$) untuk bantalan tak berujung yang tidak mengalami kebocoran samping. Dalam tulisan ini akan digunakan ($l/d = 0,62$) untuk bantalan luncur penuh ($\beta = 360^\circ$).

Berdasarkan grafik Raimondi dan Boyd dapat ditentukan parameter performansi bantalan luncur (Gambar 7) yaitu:

1. Nilai ketebalan film minimum (h_o).
2. Eksentrisitas bantalan (e).
3. Koefisien gesek (μ)
4. Nilai tekanan maksimum pelumas (P_{max}).
5. Laju total aliran pelumas (Q).
6. Temperature pelumas (T_f)
7. Temperature bantalan (T_b)
8. Daya yang hilang akibat gesekan (Hp_{loss}).
9. Parameter lapisan pelumas (*film parameter*, λ).



Gambar 7. Performansi bantalan [7].

3.3 Aplikasi Metode Raimondi Boyd pada Beban Impak.

Pada makalah ini, analisis dan perhitungan performansi bantalan luncur produk lokal dan produk impor, didasarkan pada perbedaan bentuk geometri bantalan untuk nilai beban impact yang sama. Data perhitungan performansi diperlihatkan pada Tabel 1.

Perhitungan dilakukan dengan menggunakan metoda numerik Raimondi dan Boyd. Metode ini diaplikasikan untuk beban impact dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh besarnya perubahan beban total bantalan akibat beban impact yang bervariasi, terhadap parameter performansi bantalan, dengan beberapa asumsi sebagai berikut:

1. Beban arah aksial pada bantalan relatif kecil dan dapat diabaikan.
2. Besar beban impact yang terjadi hanya berpengaruh pada beban radial total (w) yang bekerja pada bantalan (Gambar 6).
3. Arah beban impact (W_i) yang bekerja pada roda lokomotif memiliki arah yang tetap dalam arah vertikal ke atas (Gambar 7).
4. Perhitungan performansi berdasarkan beban radial total maksimum yang bekerja pada bantalan.

Tabel 1. Data Perhitungan Performansi *Axle Lining*

Parameter Perhitungan	Axle Lining Impor
Diameter <i>Journal</i> / Poros, [in]	7,25
Panjang Efektif Bantalan, [in]	4,50
Celah Radial (<i>Radial Clearance</i>), [in]	0,031
Kecepatan Putar <i>Journal</i> , [rev/s]	9,67
Temperatur Lingkungan, [°F]	81
Jenis Pelumas	Turalik 52
Beban Radial Total	Tabel 2
Diameter <i>Journal</i> / Poros, [in]	7,25
Panjang Efektif Bantalan, [in]	4,50
Celah Radial (<i>Radial Clearance</i>), [in]	0,028
Kecepatan Putar <i>Journal</i> , [rev/s]	9,67
Temperatur Lingkungan, [°F]	81
Jenis Pelumas	Turalik 52
Beban Radial Total	Tabel 2
	Nilai Kekasaran Permukaan
	Ra (μm) Rq (μm)
<i>Journal</i> / Poros	1,5 1,95
Axle Lining Impor	1,09 1,417
Axle Lining Lokal	4,04 5,252

Ra = Nilai Kekasaran rata - rata

Rq = Nilai Kekasaran akar kuadrat (rms)

3.4 Parameter Pelumas (*Film Parameter*)

Parameter pelumasan (*film parameter*) merupakan satu di antara beberapa parameter yang digunakan untuk menentukan jenis pelumasan, dan dinyatakan dengan suatu bilangan tak berdimensi yaitu λ (*lambda*). λ disebut juga parameter *film* yang merupakan perbandingan tebal minimum lapisan pelumas terhadap kekasaran permukaan *journal* dan bantalan^[2].

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{(R_{qj}^2 + R_{qb}^2)^{1/2}} \quad (8)$$

dengan:

R_{qj} = Kekasaran permukaan (rms) *Journal* [μm].

R_{qb} = Kekasaran permukaan (rms) bantalan [μm].

$h_{\min}$ = Tebal minimum lapisan pelumas [μm].

Batasan harga λ untuk tiap jenis pelumasan adalah Pelumasan Hidrodinamik ($5 \leq \lambda < 100$), Pelumasan Elastohidrodinamik ($3 \leq \lambda < 10$), Pelumasan Campuran (*Mixed*) ($1 \leq \lambda < 5$), Pelumasan Batas (*Boundary lubrication*) ($\lambda < 5$).

4.5 Kriteria Trumpler Untuk Performansi Bantalan

Beberapa pertimbangan yang digunakan berdasarkan kriteria Trumpler terhadap performansi bantalan adalah sebagai berikut:

- Ketebalan *film* minimum (h_o)
Ketebalan *film* minimum berdasarkan kriteria Trumpler yang mempertimbangkan pengaruh toleransi ukuran dan partikel-partikel kotor

yang bersirkulasi bersama pelumas dinyatakan dalam persamaan [3].

$$h_o \geq 0,0002 + 0,00004d \text{ inch} \quad (9)$$

di mana d adalah diameter *journal* dalam inch.

- Temperatur Maksimum
Untuk bahan babbitt sebagai pelapis bantalan, Trumpler membatasi temperatur maksimum *film* yaitu [3].
 $T_{\max} \leq 250^\circ\text{F}$. (10)

- Beban Awal (*Starting Load*)
Adanya pembatasan beban awal (W_{st}) berdasarkan kriteria Trumpler bertujuan untuk mengantisipasi perubahan geometri yang terjadi akibat adanya proses abrasi yang ditimbulkan oleh gesekan yang tinggi pada bantalan^[3].

$$\frac{W_{st}}{2rl} \leq 300\text{psi} \quad (11)$$

Pada kondisi operasi di mana beban bantalan meningkat secara tiba-tiba, maka temperatur *film* akan meningkat. Untuk kondisi ini Trumpler menganjurkan agar menggunakan kriteria faktor rancangan (faktor keamanan)^[3].

$$SF \geq 2 \quad (12)$$

4. ANALISIS PERFORMANSI AXLE LINING

4.1 Perhitungan Beban

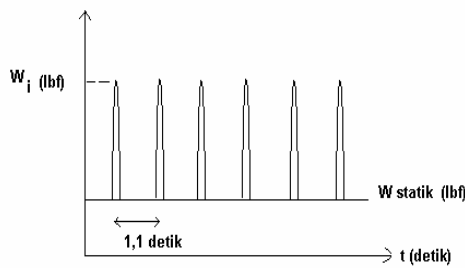
Analisis performansi bantalan luncur *Axle Lining* dilakukan dengan terlebih dahulu melakukan perhitungan beban radial pada bantalan berupa beban statik dan beban dinamik (beban impact). Gambar 9 memperlihatkan diagram benda bebas satu perangkat roda lokomotif dari total 6 buah perangkat roda lokomotif.

Posisi bantalan luncur diperlihatkan pada titik d dan f. berdasarkan hasil perhitungan dengan asumsi:

- Kereta melintasi jalan lurus dan mendarat
- Kecepatan operasi konstan ($V = 100 \text{ km/jam}$)
- Jumlah kereta penumpang yang ditarik lokomotif sebanyak 11 kereta penumpang.

Beban impact timbul akibat roda kereta melalui celah di antara sambungan rel. Besar beban impact belum diketahui dan dimisalkan sebagai (W_i), dengan arah vertikal (sumbu Y). Data yang diperlukan untuk analisis beban impact pada saat melalui sambungan rel kereta adalah jarak antara sambungan rel kereta dengan panjang 30 m (merupakan nilai rata-rata hasil pengukuran di lapangan), kecepatan Lokomotif 100 km/jam (27,7 m/s). Selang waktu terjadinya beban impact 1,1 detik.

Bentuk grafik beban impact (W_i) diperlihatkan pada Gambar 8 berikut :



Gambar 8. Grafik nilai beban impak saat melalui celah antar rel [6].

Berdasarkan hasil perhitungan beban, dengan menggunakan prinsip kesetimbangan gaya dan momen pada diagram benda bebas perangkat roda lokomotif (Gambar 9), diperoleh besar beban radial statik pada *Axle Lining* di posisi d adalah 1612 lbf (7,17 kN) dan pada titik f adalah 1111 lbf (4,94 kN). Perhitungan selanjutnya didasarkan pada beban terbesar pada bantalan yang terletak pada *Axle Lining* posisi d (bantalan yang dekat dengan *axle gear* pada Gambar 9).

Hubungan beban impak dan beban radial statik pada *Axle Lining* posisi d diperlihatkan pada rumus berikut:

$$W = \sqrt{R_d^2 + (W_d + 0,6W_i)^2} \quad (13)$$

R_d : Beban radial bidang x-z [lbf]

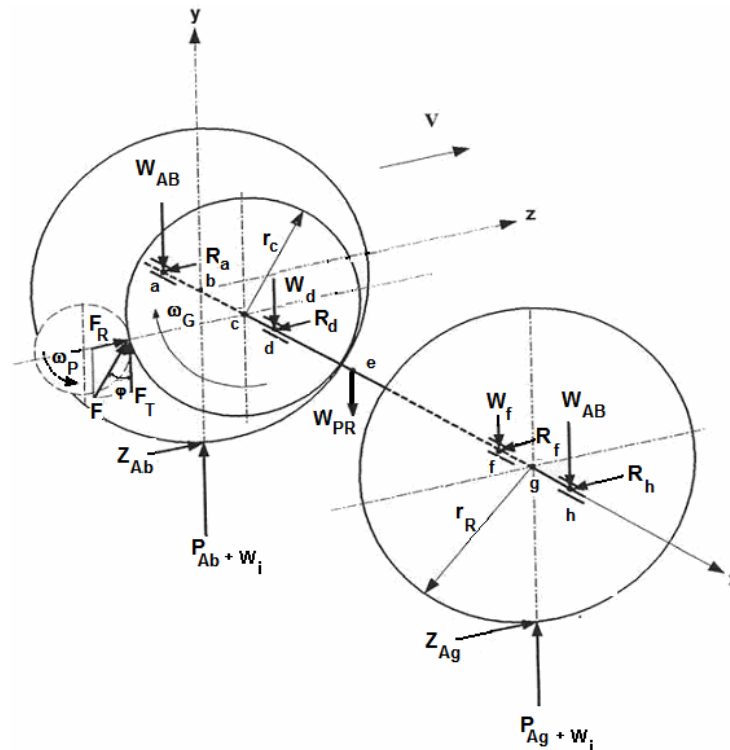
W_d : Beban radial bidang x-y [lbf]

W_i : Beban impak searah sumbu y [lbf]

W : Beban radial total pada bantalan [lbf]

Nilai 0,6 pada persamaan (13) merupakan konstanta hasil perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada perangkat roda lokomotif. Berdasarkan hasil perhitungan beban diperoleh nilai R_d adalah 1213 lbf (5,4kN), W_d adalah 1062 lbf (4,72 kN), dan W_i bervariasi dari 0 s/d 6000 lbf (26,7kN).

Nilai W yang merupakan fungsi dari W_i diperlihatkan pada Tabel 2, dengan Nilai (ϕ_w) merupakan lokasi resultan gaya radial bantalan terhadap arah vertikal.



Gambar 9. Diagram benda bebas perangkat roda lokomotif [6].

Keterangan:

r_G = Jari-jari *axle gear*

r_R = Jari-jari roda

ω_G = Kecepatan sudut *axle gear*

ω_p = Kecepatan sudut pinion

F_R = Gaya radial *spur gear*

F_T = Gaya tangensial *spur gear*

P_{Ab}, P_{Ag} = Berat lokomotif yang ditumpu roda di titik b dan g

R_a, R_d, R_f, R_h = Gaya-gaya reaksi pada bidang x-z, masing-masing di titik a,d,f dan h

W_{AB} = Berat yang ditumpu pada *axle box*

W_{PR} = Berat perangkat roda

W_d = Berat motor traksi yang ditumpu di titik d

W_f = Berat motor traksi yang ditumpu pada titik f

Z_{Ab}, Z_{Ag} = Gaya traksi pada titik b dan g

W_i = Beban impak

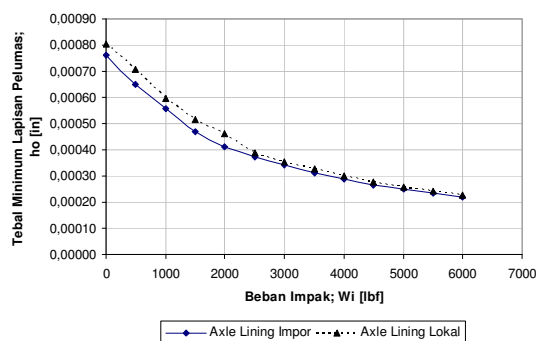
Tabel 2. Nilai Beban Radial Total *Axle Lining* pada Posisi d, untuk Beban Impak Tertentu

Beban Impak; W_i [lbf]	Beban Radial Total; W [lbf]	Sudut beban ; ϕ_w [deg]
0	1612	52,5
500	1824	38,4
1000	2058	28,0
1500	2307	20,9
2000	2567	16,0
2500	2835	12,6
3000	3108	10,2
3500	3387	8,4
4000	3668	7,0
4500	3953	5,9
5000	4239	5,1
5500	4528	4,4
6000	4817	3,9

4.2 Performansi dan Karakteristik Regime Pelumasan *Axle Lining*.

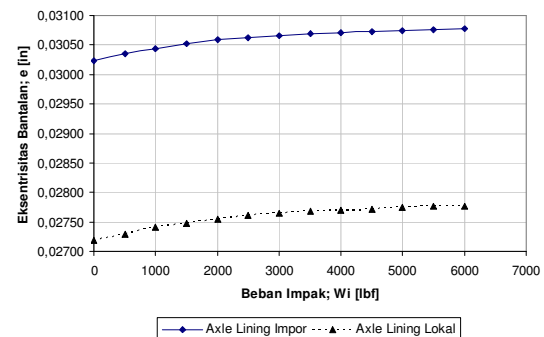
Perhitungan performansi dilakukan berdasarkan data *Axle Lining* produk impor dan *Axle Lining* produk lokal untuk tiap beban impact (W_i) yang bekerja, dengan jenis pelumas Turalik 52.

Perhitungan dilakukan dengan bantuan program komputer yang dibuat menggunakan bahasa *Visual Basic 6.0*. Hasil Perhitungan tersebut diperlihatkan dalam bentuk grafik yang dapat dilihat pada Gambar 10 sampai dengan Gambar 18 berikut:

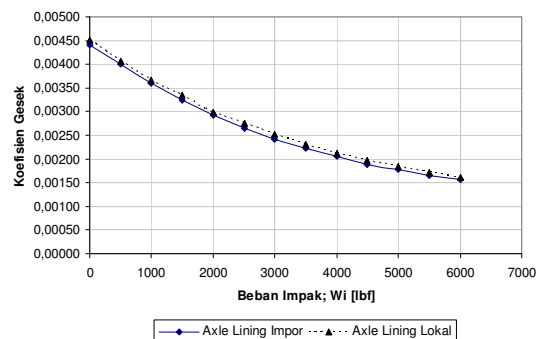


Gambar 10. Grafik perbandingan tebal minimum lapisan pelumas terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.

Grafik hasil perhitungan tebal minimum lapisan pelumas (Gambar 10) menunjukkan adanya penurunan tebal lapisan pelumas dengan bertambahnya nilai beban impact untuk *Axle Lining* impor maupun lokal. *Axle Lining* lokal memiliki tebal lapisan pelumas relatif lebih tebal jika dibandingkan dengan produk impor hal ini disebabkan celah radial *Axle Lining* lokal lebih kecil dari produk impor. Hal ini juga menyebabkan nilai eksentrisitas bantalan (Gambar 11) *Axle Lining* impor lebih tinggi dari produk lokal.

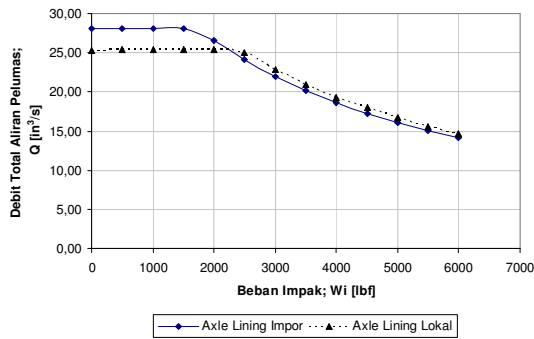


Gambar 11. Grafik perbandingan eksentrisitas bantalan terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.

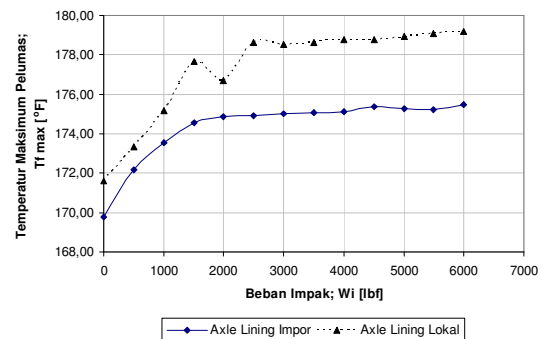


Gambar 12. Grafik perbandingan koefisien gesek bantalan terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.

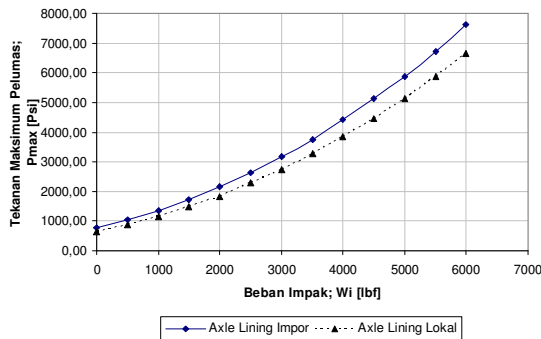
Penurunan koefisien gesek (Gambar 12) terjadi untuk *Axle Lining* lokal maupun impor dengan meningkatnya beban impact. Produk impor memiliki koefisien gesek yang relatif kecil jika dibandingkan dengan produk lokal karena memiliki debit total aliran pelumas (Gambar 13) yang lebih besar jika dibandingkan dengan produk lokal.



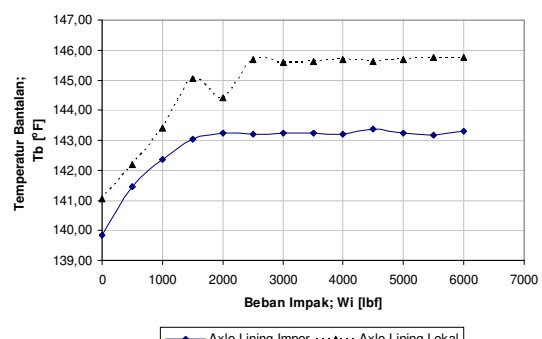
Gambar 13. Grafik perbandingan debit total aliran pelumas terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.



Gambar 15. Grafik temperatur maksimum pelumas terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.



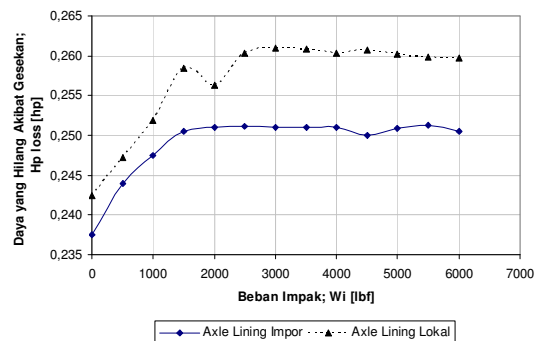
Gambar 14. Grafik perbandingan tekanan maksimum pelumas terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.



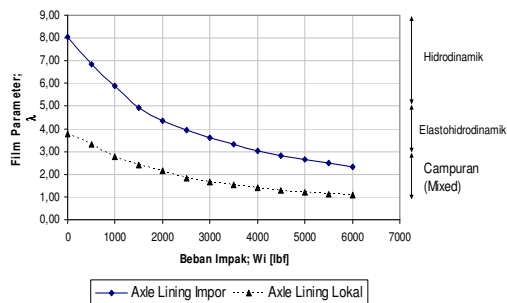
Gambar 16. Grafik temperatur bantalan terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.

Peningkatan tekanan maksimum pelumas (Gambar 14) disebabkan adanya peningkatan beban total pada bantalan yang merupakan fungsi kenaikan beban impact (W_i). Ukuran celah radial pada produk impor yang lebih besar jika dibandingkan dengan produk lokal juga menyebabkan tekanan maksimum pelumas pada produk impor lebih tinggi jika dibandingkan dengan produk lokal (Gambar 14).

Nilai koefisien gesek produk impor yang relatif lebih rendah jika dibandingkan dengan produk lokal menyebabkan temperatur maksimum pelumas (Gambar 15), temperatur bantalan (Gambar 16), serta daya yang hilang akibat gesekan (Gambar 17) dari pada produk impor memiliki nilai yang lebih rendah jika dibandingkan dengan produk lokal. Nilai koefisien gesek yang rendah pada produk impor juga disebabkan oleh celah radial produk impor relatif lebih besar terhadap celah radial produk lokal.



Gambar 17. Grafik daya yang hilang akibat gesekan terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.



Gambar 18. Grafik perbandingan parameter lapisan pelumas terhadap beban impact untuk *Axle Lining* impor dan *Axle Lining* lokal.

Berdasarkan hasil perhitungan ketebalan film minimum, analisis jenis pelumasan dapat dilakukan dengan menghitung *film* parameter persamaan (8). Perhitungan *film* parameter dilakukan dengan membandingkan dua jenis *Axle Lining* yaitu *Axle Lining* produk impor yang memiliki kekasaran permukaan (R_q) $1,42 \mu m$, dan *Axle Lining* produk lokal dengan kekasaran permukaan (rms) $5,25 \mu m$, serta kekasaran permukaan (R_q) journal adalah $1,95 \mu m$.

Hasil perhitungan (Gambar 18) menunjukkan untuk beban impact hingga 1500 lbf (6,68kN), bantalan luncur *Axle Lining* produk impor bekerja pada daerah pelumasan hidrodinamik. Bantalan luncur *Axle Lining* produk lokal bekerja pada pelumasan elastohidrodinamik pada beban impact hingga 1000 lbf (4,45 kN). Pada beban impact yang lebih besar, *Axle Lining* produk lokal tidak bekerja pada pelumasan elastohidrodinamik melainkan bekerja pada pelumasan campuran (*mixed*) dan pelumasan batas (*Boundary Lubrication*).

Dengan bekerja pada pelumasan campuran, *Axle Lining* produk lokal mengalami kontak antara puncak permukaan bantalan dan journal secara sebagian (*parsial*). Dengan kata lain gaya gesek *Axle Lining* lokal akan lebih besar dari *Axle Lining* produk impor. Akibat gesekan tersebut maka temperatur *film* pelumas *Axle Lining* lokal akan meningkat. Peningkatan temperatur akibat gesekan ini lebih besar jika dibandingkan dengan gesekan pelumas.

Secara konseptual peningkatan temperatur akan menurunkan sifat mekanik dari bahan *babbitt* yang dapat mengarah pada kerusakan bantalan seperti terjadinya pelepasan pada *babbitt*. Pada *Axle Lining* lokal fenomena ini terjadi sebagai akibat adanya kontak antara bantalan dan poros yang menyebabkan peningkatan gaya gesek dan temperatur pelumas. Pelepasan *babbitt* juga berpengaruh pada penurunan umur bantalan.

4.3 Kriteria Ketebalan Film Minimum (Trumpler)

Mempertimbangkan toleransi ukuran dan partikel kotor yang bersirkulasi bersama pelumas yang diakibatkan adanya kontak permukaan bantalan dan journal saat *start* dan *stop*, maka Trumpler menetapkan tebal minimum lapisan pelumas adalah [2] :

$$h_o \geq 0,0002 + 0,00004d \geq 0,0002 + 0,00004(7,25) \geq 0,0005 \text{ in} \quad (14)$$

Dari hasil analisis diperoleh beban impact yang diperbolehkan agar memenuhi kriteria di atas adalah 1500 lbf (6,68 kN). Berdasarkan kriteria Trumpler, agar aman *Axle Lining* haruslah bekerja pada kondisi faktor keamanan 2 yaitu dengan beban impact sebesar 750 lbf (3,34 kN).

5. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis dan perhitungan yang dilakukan maka dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

1. Beban impact kritis untuk *Axle Lining* lokal dan impor menurut kriteria ketebalan lapisan film minimum *Trumpler* adalah 1500 lbf (6,68kN)
2. Berdasarkan kriteria *Trumpler* daerah aman untuk bekerjanya *Axle Lining* lokal dan impor, dengan faktor keamanan 2 terhadap beban kritis yaitu 750 lbf (3,34 kN)
3. Bantalan Luncur *Axle Lining* produk impor mengalami jenis pelumasan hidrodinamik hingga nilai beban impact kritis 1500 lbf.
4. Bantalan luncur *Axle Lining* produk lokal mengalami jenis pelumasan Elasto-hidrodinamik hingga nilai beban impact mencapai 1000 lbf (4,45 kN)
5. Variasi beban dinamik berupa beban impact berpengaruh pada meningkatkan tekanan nominal bantalan (p), eksentrisitas bantalan, tekanan maksimum bantalan, temperatur rata-rata pelumasan, dan kerugian daya akibat gesekan. Sedangkan tebal minimum lapisan pelumas, dan koefisien gesek cenderung mengecil seiring bertambahnya beban impact.

6. REFERENSI

1. A. A Raimondi dan John Boyd, *A Solution for the Finite Journal Bearing and Its Application to Analysis and Design*, Part I, II, and III, Trans ASLE vol 1, no 1, in. Lubrication Science and Technology, Pergamon, New York, 1958.
2. Gwidon W. Stachowiak, W. B Andrew, *Engineering Tribology*, Butterworth Heinemann, 2001.
3. Hamrock, J Bwernard, *Fundamental of Fluid Film Lubrication*, McGraw Hill, New York, 1994.
4. John Boyd dan Albert A Raimondi, *Applying Bearing Theory to the Analysis and Design of Journal Bearing*, Part I and II, J. Appl. Mechanics, vol.73, 1951.
5. M Michael., E Khonsari, dan E. Richard Booser, *Applied Tribology Bearing Design and Lubrication*, John Wiley & SONS, INC., 2001.
6. Ridha Firmansyah, *Perhitungan dan Analisis Performansi Journal Bearing Pada Lokomotif Cc 201 Dan Cc 203 Terhadap Beban Impact Menggunakan Metoda Raimondi Dan Boyd Dengan Pemograman Komputer Visual Basic 6.0*, Tugas sarjana, 2004.
7. E. J Shigley., dan C. R Mischeke., *Mechanical Engineering Design*, 6th ed., McGraw Hill, New York, 2001.