

ISSN 1411-6553

# Jurnal Rekayasa Mesin

Vol. 7 – No. 2 September 2007



*UNIVERSITAS SRIWIJAYA*  
*FAKULTAS TEKNIK*  
*JURUSAN TEKNIK MESIN*

## **Jurnal Rekayasa Mesin**

### **PELINDUNG/PENASEHAT**

Dekan FT. Universitas Sriwijaya

### **KETUA PENGARAH**

Ketua Jurusan Teknik Mesin

### **DEWAN PENYUNTING**

Riman Sipahutar (Ketua)  
Irwin Bizzy (Wk. Ketua)  
Amrifan Saladin M. (Sekretaris)

### **PENYUNTING AHLI**

Masanori Kikuchi (SUT, Japan)  
H. Abdurrachim (ITB)  
Raldi A. Koestoer (UI)  
A.I. Mahyuddin (ITB)  
Yatna Yuwana M. (ITB)  
Bambang Suharno (UI)  
Hasan Basri (Unsri)  
Riman Sipahutar (Unsri)  
Kaprawi (Unsri)

### **PENYUNTING PELAKSANA**

M. Zahri Kadir  
Darmawi Bayin  
Hendri Chandra  
Diah Kusuma P.  
Nukman  
Helmy Alian  
Muhammad Yanis

### **PELAKSANA TATA USAHA**

Ellyanie  
Dewi Puspitasari  
Irsyadi Yani

### **ALAMAT REDAKSI**

Jurusan teknik Mesin Fakultas Teknik  
Universitas Sriwijaya

Jl. Raya Palembang-Prabumulih Km-32,  
Inderalaya, Ogan Ilir, 30662

Telp. 0711-580272  
Fax: 0711-580272  
e-mail: riman\_sipahutar@yahoo.com

### **CARA BERLANGGANAN**

Permintaan berlangganan dapat dikirimkan ke  
alamat redaksi di atas.

## **EDITORIAL**

Pada penerbitan Jurnal Rekayasa Mesin edisi September 2007 ini, jumlah makalah sebanyak 6 buah yang terdiri dari berbagai Kelompok Bidang Keahlian (KBK). Dari jumlah makalah yang diterbitkan pada edisi ini, terlihat adanya peningkatan minat para staf pengajar untuk mempublikasikan hasil penelitiannya melalui Jurnal rekayasa Mesin ini.

Komitmen dan keseriusan dari para staf pengajar untuk terus meneliti dan mempublikasikan hasil penelitiannya merupakan modal utama dalam menjaga kelangsungan jurnal ini yang sudah terjadwal secara berkala 2 (dua) kali setahun yaitu pada setiap bulan Maret dan September. Semoga niat tulus dari semua pihak yang terlibat langsung maupun tidak langsung dalam penerbitan jurnal ini dapat bermanfaat bagi kita semua. Kritik dan saran dari para pembaca yang budiman sangat diharapkan demi untuk meningkatkan mutu dan penampilan Jurnal Rekayasa Mesin ini.

Redaksi

---

## *Jurnal Rekayasa Mesin*

---

Diterbitkan oleh: Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik  
Universitas Sriwijaya

---

# DAFTAR ISI

➤ Evaluasi kinerja bantalan jurnal <b>Hasan Basri</b> .....	1
➤ Studi pengaruh kondisi pemesinan terhadap daya dan kekasaran permukaan pada proses Up Milling dan Down Milling <b>Muhammad Yanis</b> .....	10
➤ Modifikasi Folding Bars Multi - Carrier untuk meningkatkan kekuatan struktur <b>Jimmy D. Nasution</b> .....	17
➤ Pengaruh SR atau TiB terhadap kekerasan dan fatik Al-6%Si-0,7%Fe dan Al-6%Si-2%Fe <b>Agung Mataram</b> .....	23
➤ Pengaruh preheating, Austenisasi dan Austemper pada temperatur dan waktu tahan tertentu pada besi tuang nodular FCD 45 terhadap sifat mekanisnya <b>Nukman</b> .....	33
➤ Studi kekasaran permukaan terhadap tahanan kontak termal pada bahan komposit <b>Riman Sipahutar</b> .....	39

*Jurnal*

*Rekayasa Mesin*

**Vol. 7 – No. 2 September 2007**

# EVALUASI KINERJA BANTALAN JURNAL

Hasan Basri

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sriwijaya  
Jl. Raya Palembang – Prabumulih Km 32, Inderalaya, Ogan Ilir, 30662  
e-mail: [hasan\\_basri@unsri.ac.id](mailto:hasan_basri@unsri.ac.id)

## RINGKASAN

Makalah ini menguraikan sebuah metode untuk mengevaluasi parameter desain yang significant seperti kapasitas pembebanan, tekanan minimum, kapasitas aliran, kehilangan daya dan temperatur maksimum pada lapisan film minyak. Sebuah uraian analisa untuk tekanan maksimum dilakukan. Ketepatan perubahan modifikasi dibenarkan diatas rasio eksentrik 0.99. Kenaikan temperature efektif yang sangat tergantung fraksi panas yang dihasilkan dan dibawah oleh pelumas yang dipilih sebagai fungsi rasio eccentricity. Sebuah uraian untuk temperature yang didasarkan pada sebuah hasil penemuan yang baru. Bantalan. Table perancangan bantalan jurnal dibuat untuk memudahkan para perancang dalam mendisain bantalan tanpa menggunakan analisa matematik dan numerik yang kompleks.

## ABSTRACT

This paper describes a method for evaluating the significant design parameters such as load capacity, maximum pressure, flow, power loss, and maximum temperature in the oil film. An analytical expression for maximum pressure is presented. The accuracy of the proposed modification is validated up to an eccentricity ratio of 0.99. The effective temperature rise, which depends on the fraction of heat generation carried away by lubricant, is chosen to be a function of the eccentricity ratio. An expression for maximum temperature, based on existing experimental findings, is given. A journal bearing design table is provided to help the designer without the involvement of numerical and mathematical complexities.

**Keywords:** design of journal bearings, thermal effects, simplified bearing analysis

## 1. PENDAHULUAN

Bantalan jurnal banyak digunakan pada mesin yang berputar karena keausannya rendah dan sifat redamnya baik. Dari sisi pandang perancang, bantalan jurnal harus mampu mendukung beban pada ruang rongga minimum dengan kerugian energi kecil dan keausan lambat. Berbagai cara untuk menganalisis dan mengevaluasi kinerja bantalan jurnal yang tersedia diberbagai literatur, baik yang didasarkan pada teori hidrodinamika yang rumit atau dengan metode sangat sederhana dan dengan bantuan grafik. Sejalan dengan berkembangnya permesinan, pendekatan cara terakhir jarang memberikan hasil yang tepat. Dengan pendekatan yang akan memberikan hasil lebih baik dan mudah digunakan di lapangan adalah yang banyak dikehendaki oleh para perancang [1].

Bentuk analisa rancangan paling sederhana yaitu didasarkan pada teori bantalan pendek dan panjang, tetapi hasilnya sangat tidak akurat untuk hampir semua rancangan praktis. Untuk memperbaiki

akurasi penyelesaian bantalan panjang, Warner [2] menggunakan faktor aliran keluar samping (*side flow leakage*) dengan menyatakan bahwa kesalahan aproksimasi ini lebih kecil dibandingkan dengan asumsi viskositas konstan, bantalan adalah benar-benar lurus, dan tanpa permukaan yang takberaturan. Serupa dengan perbaikan akurasi bantalan pendek pada rasio eksentrisitas tinggi, Ritchie [3] melakukan optimasi penyelesaian bantalan pendek dengan metode Galerkin, akan tetapi sangat tidak akurat pada rasio L/D besar. Penyelesaian numerik dengan model matematika rumit yang dilakukan oleh Capone [4] telah dapat memperbaiki teori bantalan pendek dan panjang untuk nilai ( $L/D, \epsilon$ ) yang terbatas. Walaupun dengan metode ini hasilnya agak akurat akan tetapi tidak dapat mengatasi masalah stabilitas bantalan. Dalam makalahnya Reason dan Narang [1] memberikan solusi sederhana dan akurat terhadap penyelesaian bantalan pendek dan panjang. Hasil mereka memberikan prediksi yang lebih baik dibandingkan dengan metode analitis lain.

Notasi	Deskripsi
$C$	Radial clearance, m
$C_o$	Panas jenis pelumas, J/kg°C
$D$	Diameter jurnal, m
$F$	Gaya gesek, N
$F_\eta$	Rasio kerugian gesek dan kekentalan, m <sup>2</sup> /s
$g_o, g_s$	Faktor koreksi tekanan bantalan Ocvirk dan Sommerfeld
$H, H_{pmax}$	Tebal film takberdimensi, tebal film pada titik tekanan maksimum
$L$	Panjang bantalan, m
$N$	Putaran jurnal, rpm
$P$	Tekanan film, Pa
$P_\theta, P_o, P_s$	Tekanan film Reason & Narang, Ocvirk dan Sommerfeld, Pa
$P_{max}$	Tekanan maksimum, Pa
$P_{suplai}$	Tekanan suplai, Pa
$Q_H, Q_P$	Aliran hidrodinamika, aliran tekanan, m <sup>3</sup> /s
$Q_{leakage}, Q_{rec}$	Aliran samping, aliran keliling, m <sup>3</sup> /s
$R$	Radius jurnal, m
$T_{in}, T_{eff}, T_{max}$	Temperatur inlet, efektif, maksimum, °C
$U$	Kecepatan keliling jurnal, m/s
$W$	Kapasitas beban, N
$W_\varepsilon, W_\phi$	Kapasitas beban sepanjang dan tegak lurus pusat garis, N
$W_\eta$	Rasio kapasitas beban dan kekentalan, m <sup>2</sup> /s
$W_{\eta\theta}, W_{\eta\phi}$	Rasio $W_{\eta\theta}, W_{\eta\phi}$ dan kekentalan m <sup>2</sup> /s
$z$	Koordinat arah aksial, m
$\Delta t$	Kenaikan temperatur, °C
$\Delta t_\eta$	Rasio kenaikan temperatur dan kekentalan, °C/Pa.s
$\Lambda$	Rasio L/D
$\beta$	Koefisien temperatur-kekentalan, K <sup>-1</sup>
$\varepsilon$	Rasio eksentrisitas
$\phi$	Sudut kelakuan, radian
$\eta$	Koefisien kekentalan pelumas, Pa.s
$\eta_{eff}$	Kekentalan efektif pelumas, Pa.s
$\theta$	Koordinat arah keliling, radian
$\theta_{Omax}, \theta_{Smax}$	Lokasi tekanan maksimum bantalan Ocvirk dan Sommerfeld, radian
$\rho_o$	Massa jenis pelumas, kg/m <sup>3</sup>
$\omega$	Kecepatan sudut, rad/s

Bahkan untuk bantalan pendek pada rasio eksentrisitas rendah akurasi penyelesaian ini dapat dibandingkan dengan metode elemen hingga. Tetapi dengan kenaikan  $\varepsilon$  dan L/D, metode ini

melampaui variabel penting rancangan, seperti kapasitas beban, laju aliran dan rugi daya. Dalam merancang bantalan sekarang cenderung untuk mengoperasikan bantalan pada rasio eksentrisitas tinggi (menaikkan kapasitas beban tanpa menaikkan ukuran bantalan), untuk itu modifikasi metode yang ada perlu dilakukan. Selanjutnya akurasi dalam memprediksi temperatur maksimum dan rugi daya adalah merupakan sesuatu yang sangat penting dalam perancangan bantalan secara keseluruhan.

Dalam kajian ini, persamaan tekanan dimodifikasi dengan menggunakan dua faktor koreksi tekanan  $g_o$  dan  $g_s$ . Penyelesaian analitis dapat langsung menghitung lokasi sudut dan besar tekanan maksimum. Gaya gesek dihitung menggunakan berbagai teori yang ada dan dibandingkan. Kenaikan temperatur efektif dievaluasi dengan mempertimbangkan aliran keliling. Temperatur maksimum pada model film pelumas dihitung dan dibandingkan dengan analisis termohidrodinamika, adiabatik dan isothermal. Akhirnya metodologi perancangan ditabulasikan untuk memprediksi kapasitas beban, sudut kelakuan, rugi daya, laju aliran dan temperatur maksimum.

## 2. METODOLOGI

Jika variasi kekentalan diabaikan, maka kinerja bantalan dievaluasi dengan menyelesaikan persamaan Reynolds sebagai berikut:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[ (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left[ (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 12 \eta \left( \frac{R}{C} \right)^3 \left[ \varepsilon \cos \theta + \varepsilon \left( \frac{\omega}{2} \right) \sin \theta \right] \dots \dots \dots (1)$$

Untuk beban bantalan stedi ( $\dot{\varepsilon} = 0, \dot{\phi} = 0$ ); persamaan (1) turun menjadi:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[ (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left[ (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right] = -6 \eta a \left( \frac{R}{C} \right)^2 \varepsilon \sin \theta \dots \dots \dots (2)$$

Penyelesaian persamaan Reynold untuk bantalan yang sangat pendek (solusi Ocvirk  $P_o$ ) dan bantalan yang sangat panjang (solusi Sommerfeld  $P_s$ ) adalah sebagai berikut:

$$P_o = \frac{3 \eta U L^2}{R C^2} \left[ \frac{1}{4} - \left( \frac{z}{L} \right)^2 \right] \frac{\varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \dots (3)$$

$$P_s = \frac{6 \eta U R}{C^2 (2 + \varepsilon^2)} \left[ \frac{\varepsilon \sin \theta (2 + \varepsilon \cos \theta)}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^2} \right] \dots (4)$$

Penyelesaian analitis,  $P_s$  hanya berlaku untuk  $L/D \geq 2$  dan  $P_s$  berlaku untuk  $L/D \leq 0,25$ . Umumnya untuk rancangan bantalan praktis nilai  $L/D = 0,25 - 1,5$ , sehingga aproksimasi bantalan pendek dan panjang tidak tepat. Penyelesaian tekanan film ( $P_u$ ) yang diberikan oleh Reason dan Narang [1] merupakan penyelesaian yang terbaik bila dibandingkan dengan yang lain. Aproksimasi ini didasarkan pada nilai rata-rata dari penyelesaian bantalan pendek (solusi Ocvirk  $P_o$ ) dan panjang (solusi Sommerfeld  $P_s$ ), dan untuk perpanjangan film (*film extent*)  $\pi$  digunakan rumus berikut:

$$\frac{1}{P_\theta} = \frac{1}{P_o} + \frac{1}{P_s} \dots\dots\dots (5)$$

Aproksimasi ini memberikan akurasi penyelesaian yang dapat dibandingkan dengan metode elemen hingga untuk bantalan pendek pada rasio eksentrisitas rendah, tetapi dengan naiknya  $\varepsilon$  dan  $L/D$  metode ini melebihi nilai kapasitas beban. Untuk memperbaiki akurasi penyelesaian pada  $\varepsilon$  dan  $L/D$  yang tinggi, diusulkan dua faktor koreksi tekanan  $g_o (= f(\varepsilon, L/D))$  dan  $g_s (= f(\varepsilon))$  dalam persamaan (5) dan dengan modifikasi persamaan (5) dapat dituliskan sebagai:

$$\frac{1}{P} = \frac{g_o}{P_o} + \frac{g_s}{P_s} \dots\dots\dots (6)$$

dimana,

$$g_o = 1 + \varepsilon \left( \frac{L}{D} \right)^{1,2} \left[ e^{\varepsilon^5} - 1 \right]; \quad g_s = e^{(1-\varepsilon)^5} \dots (7)$$

Rumus  $g_o$  dan  $g_s$  dievaluasi dengan metode *trial & error*. Untuk bantalan yang sangat panjang tekanan  $P_s$  melebihi tekanan film pada  $\varepsilon$  rendah, tetapi dengan kenaikan  $\varepsilon$  prosentase kesalahan menurun. Untuk itu  $g_s$  (dengan merubah  $P_s$ ) yang dipilih turun dengan naiknya  $\varepsilon$ . Disamping itu  $P_o$  memberikan solusi yang salah pada  $\varepsilon$  tinggi. Ritchie [3] menyelidiki kapasitas beban yang diprediksi dengan aproksimasi bantalan pendek pada  $\varepsilon = 0,99$  melebihi estimasi sebesar 2000%. Untuk itu  $g_o$  harus naik dengan naiknya  $\varepsilon$ . Rumus tekanan untuk bantalan pendek adalah merupakan fungsi panjang bantalan. Dengan naiknya  $L/D$ , kesalahan estimasi tekanan film dengan aproksimasi bantalan pendek naik. Untuk itu  $g_o$  dipilih sedemikian rupa dimana  $g_o$  naik dengan naiknya  $L/D$ . Dengan mensubstitusi persamaan (3) dan (4) ke persamaan (6), profil tekanan pada koordinat  $u$  dan  $z$  diberikan oleh:

$$P = \frac{12\eta UR}{C^2 g_o} \left( \frac{L}{D} \right)^2 \left[ \frac{\left\{ \frac{1}{4} - \left( \frac{z}{L} \right)^2 \right\} \varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \right] \left[ 1 + \frac{2g_s \left( \frac{L}{D} \right)^2 (2 + \varepsilon^2)}{g_o (1 + \varepsilon \cos \theta) (2 + \varepsilon \cos \theta)} \left\{ \frac{1}{4} - \left( \frac{z}{L} \right)^2 \right\} \right]$$

Validitas aproksimasi profil tekanan persamaan (6) dapat diuji dengan menghitung kapasitas beban dan dibandingkan dengan metode numerik seperti metode elemen hingga. Total beban yang didukung oleh bantalan diperoleh dengan mengintegrasikan komponen tekanan normal dan paralel terhadap garis pusat bantalan, seperti:

$$W \cos \phi = - \int_A p \cos \theta dA ; \quad W \sin \phi = \int_A p \sin \theta dA$$

Untuk film penuh, integrasi ini dilakukan pada seluruh bantalan. Untuk film putus dengan tekanan negatif harus dilakukan hanya pada bagian distribusi tekanan positif. Persamaan (3) dan (4) menunjukkan bahwa zona tekanan positif terjadi dari 0 ke  $p$ . Untuk itu komponen beban dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$W \cos \phi = - \int_0^{\frac{L}{2}} \int_0^{\frac{L}{2}} P \cos \theta dz R d\theta ; \quad W \sin \phi = \int_0^{\frac{L}{2}} \int_0^{\frac{L}{2}} P \sin \theta dz R d\theta \dots\dots\dots (8)$$

Perbandingan harga kapasitas beban takberdimensi diperoleh dengan metode sekarang dengan yang diperoleh oleh metode Reason dan Narang [1] dan metode elemen hingga (lihat Tabel 1). Hasil metode sekarang dibandingkan dengan yang diperoleh menggunakan metode elemen hingga untuk berbagai nilai  $\varepsilon$  dan  $L/D$ .

### 2.1 Laju Aliran

Laju aliran pelumas merupakan faktor penting untuk menentukan temperatur operasi dan viskositas pelumas. Prediksi laju aliran samping total melalui bantalan melibatkan aliran hidrodinamika (*hydrodynamic flow*)  $Q_H$  yang disebabkan oleh putaran poros relatif dan tekanan film, bersama-sama aliran tekan (*feed pressure flow*)  $Q_P$  yang merupakan hasil langsung dari minyak dipompakan melalui bantalan dengan tekanan suplai. Persamaan aliran hidrodinamika diberikan oleh:

$$Q_H = \int_{\frac{L}{2}}^L \left[ \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \right]_{\theta=0} dz - \int_{\frac{L}{2}}^L \left[ \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \right]_{\theta=\pi} dz \dots\dots\dots(9)$$

Aliran tekan  $Q_p$  tergantung pada tekanan suplai, geometri bantalan dan konfigurasi laluan minyak. **Martin dan Lee [5]** memberikan metode cepat untuk menghitung aliran tekan untuk berbagai konfigurasi laluan minyak, seperti bentuk alur

sirkumferensial, alur parsial dan bentuk lobang minyak. Mereka menurunkan persamaan komprehensif (*curve fit equation*) dengan menggunakan metode *geometry flux plotting* dan metode beda hingga. Hasilnya menunjukkan bahwa penjumlahan aljabar dari aliran hidrodinamika dan aliran tekan akan sedikit melebihi aliran total, hal ini memberikan fleksibilitas perancang bantalan dalam memilih geometri dan konfigurasi laluan aliran minyak tekan.

Tabel 1: Perbandingan kapasitas beban takberdimensi  $\left( \frac{WC^2}{6\eta ULR^2} \right)$

L/D	Metode	Rasio Eksentrisitas ( $\epsilon$ )						
		0,1	0,5	0,8	0,9	0,95	0,98	0,99
1,0	Reason & Narang [1]	0,038	0,287	1,154	2,666	5,782	15,850	31,513
	FEM [1]	0,038	0,264	0,994	2,296	5,026	13,440	27,340
	Hasil sekarang	0,038	0,270	1,034	2,294	5,056	14,392	29,419
0,25	Reason & Narang [1]	0,0032	0,0297	0,2036	0,720	2,256	9,012	21,243
	FEM [1]	0,0033	0,0290	0,1884	0,644	1,972	7,392	18,000
	Hasil sekarang	0,0032	0,0295	0,1936	0,654	2,037	8,162	19,604

**2.2 Rugi Gesek**

Perhitungan rugi gesek di dalam film pelumas bantalan merupakan bagian integral perancangan bantalan. Rugi gesek berupa sebagai panas, naiknya temperatur pelumas dan turunnya kekentalan pelumas, yang merupakan parameter kunci dalam menganalisis bantalan. Untuk itu, diperlukan prediksi rugi gesek yang akurat. Gaya gesek dihitung dengan mengintegalkan tegangan geser pada permukaan jurnal, seperti:

Berdasarkan teori kedua [6] yaitu perpanjangan  $\pi$ , geseran minyak hanya terjadi di daerah konvergen. Teori ketiga [7], didasarkan pada panjang efektif, memberlakukan bahwa daerah divergen secara efektif sebagai daerah konvergen dengan asumsi kontraksi aksial. Dengan kata lain, daerah divergen dianggap terisi penuh pelumas selebar bantalan yang besarnya kurang dari pada panjang total bantalan. Tabel 2 menunjukkan perbandingan gaya gesek untuk bantalan yang berbeda dengan menggunakan teori ini, dengan data yang diberikan yang diperoleh dari **Khonsari [8]**. Hal ini menunjukkan bahwa model yang didasarkan pada aproksimasi panjang efektif menghasilkan gaya gesek yang lebih baik, dan untuk itu digunakan pada kaji rancangan bantalan sekarang.

$$F = \int_A \tau dA = \int \left( \frac{\eta U}{h} + \frac{h}{2R} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) dA \dots\dots\dots (10)$$

Gaya gesek terdiri dari dua suku, pertama disebabkan oleh geseran film pelumas dan kedua disebabkan tekanan film hidrodinamika. Tiga teori yang berbeda dari literatur untuk menghitung rugi gesek karena geseran pelumas. Teori pertama dinamakan perpanjangan film  $2\pi$ , menganggap bahwa perpanjangan sudut film pelumas adalah  $2\pi$ .

Tabel 2: Perbandingan gaya gesek yang dihitung dengan berbagai metode

Jenis Bantalan	Perpanjangan film $2\pi$ (N)	Perpanjangan film $\pi$ (N)	Aproksimasi Panjang Efektif (N)
Bantalan Dowson (61,29 N)	66,94	35,06	55,08
Bantalan Mitsui (47,44 N)	52,41	26,81	44,40
Bantalan Ferron 2000 rpm (45,87 N)	54,29	28,48	44,81
Bantalan Ferron 4000 rpm (77,6 N)	93,24	48,55	77,58

**2.3 Efek Temperatur**

Pada dasarnya keterlibatan pengaruh temperatur membutuhkan keseimbangan panas antara panas yang diproduksi oleh gesekan viskos (= FU) dan panas yang dibawa pelumas, sepanjang dengan panas yang ditransmisikan melalui permukaan yang dilumasi. Berbagai metode telah tersedia yang mempertimbangkan pengaruh panas. Analisa termohidrodinamika yang mempertimbangkan penyelesaian simultan persamaan Reynold, energi dan konduksi panas telah memprediksi kinerja bantalan secara akurat. Akan tetapi teori termohidrodinamika tidak dapat digunakan secara analitis. Metode yang paling sederhana yaitu menghitung temperatur efektif dan visositas efektif dengan menggunakan teori isothermal. Temperatur efektif dapat diturunkan dengan menyeimbangkan rugi daya terhadap panas yang dibawa oleh aliran minyak. Pendekatan ini dapat dijelaskan dengan hubungan sederhana berikut:

Laju aliran massa minyak \* kapasitas panas minyak \* ...\*... kenaikan temperatur efektif = rugi daya \*  $\sigma$

$$\Delta t = \frac{\sigma FU}{\rho_o C_o Q_{leakage}} \dots\dots\dots (11)$$

Dimana  $\sigma$  adalah fraksi total panas yang dibangkitkan yang dibawa oleh minyak. Nilai  $\sigma = 0,5$  untuk bantalan beban ringan diambil oleh Reason dan Narang [1],  $\sigma = 0,8$  untuk bantalan beban sedang diambil oleh Cameron [9], dan  $\sigma = 0,9$  untuk bantalan beban berat diambil oleh Paranjpe [10]. Eksperimen yang dilakukan Cole [11] menunjukkan bahwa harga  $\sigma$  tergantung pada  $\epsilon$ . Untuk itu didasarkan dari observasi faktor  $\sigma$  dipilih ekuivalen dengan  $\epsilon$ . Viskositas efektif yang berhubungan dengan temperatur efektif dapat dihitung dengan hubungan viskositas – temperatur. Biasanya diawal temperatur efektif tidak diketahui, selanjutnya sedikit perubahan temperatur efektif akan terjadi perubahan viskositas minyak, sehingga rugi daya dan laju aliran akan berubah. Untuk itu proses iterasi diperlukan untuk menetapkan temperatur efektif.

Pada bantalan jurnal, minyak bersirkulasi kembali di daerah divergen, seperti  $\pi$  ke  $2\pi$  (untuk bantalan  $\pi$ ), dan memanaskan minyak segar yang disuplai melalui alur laluan minyak. Ini membuat temperatur minyak lebih tinggi ( $T_{mix}$ ) dibandingkan dengan temperatur minyak suplai ( $T_{in}$ ). Untuk itu kenaikan temperatur  $\Delta t$  sama dengan perbedaan temperatur outlet ( $T_{eff}$ ) dan  $T_{mix}$  yaitu seperti;

$$\Delta t = T_{eff} - T_{mix} \dots\dots\dots (12)$$

Temperatur campur tidak diketahui ( $T_{mix}$ ) dan dapat dievaluasi dengan melibatkan keseimbangan fluks panas, yaitu

$$T_{mix} = \frac{Q_{rec}T_{rec} + Q_{suplai}T_{in}}{(Q_{suplai} + Q_{rec})} \dots\dots\dots (13)$$

Aliran suplai sama dengan aliran total keluar samping ( $Q_{leakage}$ ). Untuk mengevaluasi temperatur pada lokasi alur laluan ( $T_{mix}$ ), temperatur dari aliran resirkulasi dibutuhkan, yang dapat dianggap konstan melalui daerah kavitasi. Banyak peneliti seperti Ott dan Paradissiadis [12] dan Ma dan Taylor [13] menyimpulkan bahwa akan terjadi penurunan temperatur pada daerah divergen karena (a) pelepasan panas dari daerah film panas, dan (b) aliran balik minyak ke daerah kavitasi dari alur laluan minyak masuk. Model aliran balik dan panas yang dibawa oleh poros dibutuhkan untuk realisasi fisik dari proses yang terjadi pada bantalan tetapi tidak memungkinkan dilakukan secara analitis dan membutuhkan metode numerik. Untuk penyederhanaan kita telah menganggap bahwa temperatur minyak resirkulasi adalah ekuivalen dengan temperatur maksimum ( $T_{max}$  terjadi pada  $\theta = \pi$ ) dan konstan pada daerah kavitasi. Asumsi ini tidak banyak berpengaruh terhadap akurasi hasil dan membuat analisis lebih mudah. Untuk itu persamaan (13) dimodifikasi sebagai berikut:

$$T_{mix} = \frac{Q_{rec}T_{max} + Q_{leakage}T_{in}}{(Q_{rec} + Q_{leakage})} \dots\dots\dots (14)$$

Evaluasi  $T_{mix}$  membutuhkan harga  $T_{max}$  yang sangat tergantung pada  $Q_{leakage}$  dan  $Q_{rec}$ . Hasil eksperimen [14] menunjukkan bahwa dari satu sisi terjadi kenaikan cepat terhadap tingkatan  $T_{max}$  pada eksentrisitas tinggi dan disisi lain pada eksentrisitas rendah (aliran sedikit) [15], temperatur maksimum mendekati  $T_{eff}$ . Untuk itu model temperatur maksimum dapat tuliskan sebagai:

$$T_{max} = T_{eff} + \frac{Q_{leakage}}{Q_{rec}} \Delta t \dots\dots\dots (15)$$

### 3. PROSEDUR RANCANGAN

Untuk memfasilitasi perancangan bantalan, berbagai rumus ditunjukkan pada Tabel 3. Aliran suplai dan resirkulasi bersama-sama dengan lokasi tekanan maksimum dapat dievaluasi tahap demi tahap menggunakan persamaan 1-7. Integrasi persamaan 10-11 dapat ditentukan dengan menggunakan formula *Weddle*. Biasanya pada

awalnya temperatur efektif tidak diketahui, tetapi dapat dievaluasi dengan iterasi tahap 16-17 bersama-sama dengan hubungan viskositas-temperatur yang cocok, seperti:  $\eta_{eff} = \eta_{in} e^{-\beta(T_{eff}-T_m)}$ , sampai dengan nilai viskositas mencapai konvergensi. Pada persamaan 13-15 kapasitas beban, gaya gesek dan kenaikan temperatur dievaluasi tanpa melibatkan viskositas gunanya untuk mempersingkat perhitungan dengan komputer, dan dinyatakan dengan masing-masing dengan simbol  $W_\eta$ ,  $F_\eta$  dan kenaikan temperatur

$\Delta t_\eta$ . Jika temperatur dan viskositas efektif didapat, maka kapasitas beban, gaya gesek, temperatur dan tekanan maksimum dapat dievaluasi menggunakan tahap 18-21. Dengan menggunakan tabel rancangan (terkecuali aliran suplai yang memberikan hasil estimasi berlebihan) maka prediksi parameter lain sangat baik.

Tabel 3: Tabel perancangan bantalan jurnal

1.	$\Lambda = L / D$ $g_s = e^{(1-\varepsilon)^j}$ $g_s = 1 + \varepsilon \Lambda^{1,2} [e^{\varepsilon^5} - 1]$	2.	$B_1 = \frac{g_o}{2 g_s \Lambda^2 (2 + \varepsilon)^2}$ $B_{21} = B_1 (1 + \varepsilon) (2 + \varepsilon)$ $B_{22} = B_1 (1 - \varepsilon) (2 - \varepsilon)$
3.	$B_{3j} = \sqrt{B_{2j} + 0,25}$ $B_{4j} = \frac{B_{2j}}{B_{3j}} \log \left( \frac{B_{3j} + 0,5}{B_{3j} - 0,5} \right); j = 1, 2$	4.	$\theta_{o\max} = \cos^{-1} \left( \frac{1 - \sqrt{1 + 24\varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right)$ $\theta_{s\max} = \cos^{-1} \left( \frac{-3\varepsilon}{2 + \varepsilon^2} \right)$
5.	$\Theta = \frac{\Lambda^2 g_s (2 + \varepsilon^2)^4 (12\varepsilon^2 + (2 + \varepsilon^2)(1 - \sqrt{1 + 24\varepsilon^2}))}{3g_o \varepsilon^2 (1 - \varepsilon^2)^2 (2 - \varepsilon^2) (9 - \sqrt{1 + 24\varepsilon^2})^2}$	6.	$\theta_{p\max} = \theta_{s\max} + (\theta_{o\max} - \theta_{s\max}) \left( \frac{1}{1 - \Theta} \right)$
7.	$Q_{leakage} = Q_p + UCL\varepsilon \left[ 1 - \frac{1}{g_o} \Lambda^2 \{B_{21}(1 - B_{41}) + B_{22}(1 - B_{42})\} \right]$ $Q_{rec} = \frac{UCL (1 - \varepsilon)}{2} + \frac{UCL}{g_o} \Lambda^2 B_{22} (1 - B_{42})$	8.	$H = 1 + \varepsilon \cos \theta; B_{23} = B_1 H (1 + H);$ $B_{33} = \sqrt{B_{23} + 0,25};$ $B_{43} = \frac{B_{23}}{B_{33}} \log \left( \frac{B_{33} + 0,5}{B_{33} - 0,5} \right)$
9.	$I_{z\eta} = \frac{6ULR}{C^2 g_s} \left[ \frac{\varepsilon \sin \theta (1 + H)}{(2 + \varepsilon^2) H^2} \right] (1 - B_{43})$	10.	$W_{e\eta} = - \int_0^\pi I_{z\eta} R \cos \theta d\theta$
11.	$W_{\phi\eta} = \int_0^\pi I_{z\eta} R \sin \theta d\theta$	12.	$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{W_{\phi\eta}}{W_{e\eta}} \right)$
13.	$W_\eta = \sqrt{W_{e\eta}^2 + W_{\phi\eta}^2}$	14.	$F_\eta = \frac{ULR \pi}{C \sqrt{1 - \varepsilon^2}} \left( \frac{2 + \varepsilon}{1 + \varepsilon} \right) + \frac{C \varepsilon W_{\phi\eta}}{2R}$
15.	$\Delta t_\eta = \frac{\varepsilon F_\eta U}{\rho_o C_o Q_{leakage}}$	16.	$\Delta t = \eta \Delta t_\eta$
17.	$T_{eff} = T_{in} + \left[ 2 + \frac{Q_{rec}}{Q_{leakage}} \right] \Delta t$	18.	$W = \eta W_\eta$

19.	$T_{\max} = T_{\text{eff}} + \frac{Q_{\text{leakage}}}{Q_{\text{rec}}} \Delta t$	20.	$H_{P_{\max}} = 1 + \varepsilon \cos \theta_{P_{\max}}$ $B_{21 \max} = 4 \cdot B_1 H_{P_{\max}} (1 + H_{P_{\max}})$
21.	$P_{\max} = \frac{3\eta UR \Lambda^2 \varepsilon \sin \theta_{P_{\max}}}{C^2 g_o} \frac{B_{21 \max}}{H^3_{P_{\max}} (1 + B_{21 \max})}$		

#### 4. HASIL DAN DISKUSI

Untuk membandingkan hasil yang didapat dengan metode rancangan lain, data hasil eksperimen Khonsari [8] digunakan. Tiga jenis bantalan dibandingkan yaitu bantalan Mitsui dan bantalan Ferron, khusus bantalan Ferron dianalisa dengan dua kecepatan yaitu 209,4 rad/s dan 418,9 rad/s.

##### 4.1 Bantalan Mitsui

$L = 0,07$  m;  $(L/D) = 0,7$ ;  $(R/C) = 636,94$ ;  $\omega = 235,6$  rad/s;  $\beta = 0,029$  K<sup>-1</sup>;  $\rho_o C_o = 1\ 681\ 643$ ;  $W = 3920$  N;  $T_{\text{in}} = 40^\circ\text{C}$ ;  $\eta_{\text{in}} = 0,0192$  Pa.s;  $P_{\text{suplai}} = 98$  kPa; panjang alur aksial = 60 mm dan 10° melebar secara keliling. Tabel 4 menunjukkan hasil bantalan Mitsui yang diperoleh dengan kajian sekarang bersama-sama dengan hasil dari metode lain.

##### 4.2 Bantalan Ferron

$L = 0,08$  m;  $(L/D) = 0,8$ ;  $(R/C) = 344,83$ ;  $\omega = 209,4$  rad/s dan 418,9 rad/s;  $\beta = 0,034$  K<sup>-1</sup>;  $\rho_o C_o = 1\ 719\ 576,7$ ;  $W = 4000$  dan 6000 N;  $T_{\text{in}} = 40^\circ\text{C}$ ;  $\eta_{\text{in}} = 0,0277$  Pa.s;  $P_{\text{suplai}} = 70$  kPa; panjang alur aksial =

65 mm dan 15° melebar secara keliling. Analisis Termohidrohidrodinamika (THD) adalah merupakan penyelesaian simultan persamaan Reynolds, energi, dan persamaan konduksi panas untuk beberapa kondisi batas. Walaupun hasilnya akurat tetapi sangat mahal terutama dari sisi waktu menjalankan program komputer. Kondisi isothermal antara minyak-poros dan kondisi adiabatik antara minyak-bantalan (*bearing*), walaupun lebih sederhana dari pada THD, akan tetapi penyelesaiannya tetap menggunakan iterasi dan memakan waktu yang lama. Penyederhanaan lebih lanjut yaitu menggunakan analisis isothermal dengan menghitung temperatur minyak efektif dengan mempertimbangkan efek termal. Masalah utama dari analisis ini tidak memberikan harga temperatur maksimum. Selanjutnya hasil analisis isothermal yang diberikan oleh Khonsari [8] dan dari hasil Tabel 4-6 didasarkan pada kondisi batas tekanan Reynolds yang memerlukan iterasi numerik. Table 4-6 menunjukkan bahwa hasil yang diperoleh dengan metode sekarang yaitu sederhana dan cepat dan mendekati dengan hasil yang diperoleh dengan metode canggih dan akurat.

Tabel 4: Perbandingan karakteristik bantalan Mitsui antara hasil sekarang dengan hasil teori lain

Parameter (satuan)	Data Eksperimen	Solusi THD	Solusi ISOADI	Solusi Isothermal (51,38°C)	Hasil Sekarang
$\varepsilon$		0,452	0,485	0,446	0,452
$P_{\max}$ (Mpa)		1,29	1,27	1,28	1,27
Beban (N)	3920	3920	3920	3920	3920
Gaya gesek (N)		47,44	45,00	45,35	45,00
$T_{\max}$ (°C)	56	54,18	56,94	-	58,28
$Q_{\text{leakage}}$ (cm <sup>3</sup> /s)		29,16	29,78	30,17	33,68
$Q_{\text{rec}}$ (cm <sup>3</sup> /s)		19,50	18,81	18,72	19,24
Bilangan Sommerfeld		0,392	0,379	0,375	0,380
$\Phi$ (°)		61,33	61,04	60,22	60,36

Tabel 5: Perbandingan karakteristik bantalan Ferron antara hasil sekarang dengan hasil teori lain (N = 2000 rpm, W = 4000 N)

Parameter (satuan)	Data Eksperimen	Solusi THD	Solusi ISOADI	Solusi Isotermal (51,38°C)	Hasil Sekarang
$\epsilon$		0,577	0,575	0,575	0,574
$P_{max}$ (Mpa)	1,3	1,25	1,25	1,27	1,25
Beban (N)	4000	4000	4000	4000	4000
Gaya gesek (N)		45,87	47,04	45,58	45,86
$T_{max}$ (°C)	49	49,02	50,47	-	49,64
$Q_{leakage}$ (cm <sup>3</sup> /s)		79,60	77,27	81,98	85,35
$Q_{rec}$ (cm <sup>3</sup> /s)		29,26	29,55	28,85	29,51
Bilangan Sommerfeld		0,191	0,189	0,183	0,189
$\Phi$ (°)		53,92	54,65	52,54	52,96

Tabel 6: Perbandingan karakteristik bantalan Ferron antara hasil sekarang dengan hasil teori lain (N = 4000 rpm, W = 6000 N)

Parameter (satuan)	Data Eksperimen	Solusi THD	Solusi ISOADI	Solusi Isotermal (51,38°C)	Hasil sekarang
$\epsilon$		0,543	0,547	0,529	0,544
$P_{max}$ (Mpa)	1,9	1,78	1,78	1,80	1,80
Beban (N)	6000	6000	6000	6000	6000
Gaya gesek (N)		77,60	77,65	78,88	76,44
$T_{max}$ (°C)	58,0	58,35	60,08	-	57,15
$Q_{leakage}$ (cm <sup>3</sup> /s)	130,6	131,1	131,2	129,9	137,04
$Q_{rec}$ (cm <sup>3</sup> /s)		62,94	63,43	61,56	62,68
Bilangan Sommerfeld		0,230	0,227	0,219	0,215
$\Phi$ (°)		57,89	58,73	55,30	55,00

## 5. KESIMPULAN

Dalam makalah ini disajikan metode sederhana dan cepat untuk mengevaluasi kapasitas beban, tekanan maksimum, laju aliran, rugi gesek dan temperatur maksimum. Untuk berbagai parameter rancangan hasil analitis dari rumus tekanan yang diusulkan menyamai solusi metode elemen hingga. Temperatur maksimum yang dihitung dengan rumus sekarang memenuhi dan cocok dengan hasil eksperimen dan analisis THD. Harga dari parameter penting lain seperti gaya gesek, aliran resirkulasi, bilangan Sommerfeld dan sudut kelakuan yang diperoleh dengan metode sekarang agak sedikit berbeda dan berada diantara hasil yang diperoleh dari metode numerik lain. Dari sudut pandang ini dapat disimpulkan bahwa perancangan yang diusulkan adalah sederhana dan efisien.

## 6. DAFTAR PUSTAKA

- [1.] Reason, B. R. and Narang, I. P., Rapid design and performance evaluation of steady state journal bearings — a technique amenable to programmable hand calculators. *Trans. ASLE*, 1982, 25(4), 429–444.
- [2.] Warner, P. C., Static and dynamic properties of partial journal bearings. *Trans. ASME, Journal of Basic Engineering*, 1963, 85, 247–257.
- [3.] Ritchi, G. S., The prediction of journal loci in dynamically loaded internal combustion engine bearings. *Wear*, 1975, 35, 291–297.
- [4.] Capone, G., Agostino, V. and Guida, D., A finite length plain journal bearing theory. *Trans. ASME, Journal of Tribology*, 1994, 116, 648–653.

- [5.] Martin, F. A. and Lee, C. S., Feed pressure flow in plain journal bearings. *Trans. ASLE*, 1983, **26**(3), 381–392.
- [6.] Mistry, K., Biswas, S. and Athre, K., Study of thermal profile and cavitation in a circular journal bearing. *Wear*, 1992, **159**, 79–87.
- [7.] Barwell, F. T. and Lingard, S., The thermal equilibrium of plain journal bearings, thermal effects in tribology. In *Proceedings of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*. Institution of Mech. Engineers, 1980, pp. 24–32.
- [8.] Khonsari, M. M., Jang, J. Y. and Fillon, M., On the generalization of thermohydrodynamic analyses for journal bearings. *Trans. ASME, Journal of Tribology*, 1996, **118**, 571–579.
- [9.] Cameron, A., *Basic Lubrication Theory*, Wiley Eastern Ltd., India, 1987, p. 130.
- [10.] Paranjpe, R., A study of dynamically loaded engine bearings using a transient thermohydrodynamic analysis. *Tribology Transaction*, 1996, **39**(3), 636–644.
- [11.] Cole, J. A., An experimental investigation of temperature effects in journal bearings. In *Proceedings of Conference on Lubrication and Wear*, London, 1957.
- [12.] Ott, H. H. and Paradissiadis, G., Thermohydrodynamic analysis of journal bearings considering cavitation and reverse flow. *Trans. ASME, Journal of Tribology*, 1988, **110**, 439–447.
- [13.] Ma, M. T. and Taylor, C. M. Prediction of temperature fade in the cavitation region of two-lobe journal bearings. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Institution of Mech. Engin., Vol. 208, 1994, pp. 133–139.
- [14.] Constaninescu, V. N., Nica, A., Pascovici, M. D., Ceptureance, G. and Nedelcu, S., *Sliding Bearings*. Translated from the Rumanian by A. Nica, Allerton Press Inc, New York, 1985, p. 91.