

Menentukan *Regime* Pelumasan Pada *Ball Bearing* Dengan Menggunakan Kurva Stribeck

Dedison Gasni^{1)*}, Syahrul Rahmat¹⁾

¹⁾Jurusan Teknik Mesin Universitas Andalas
Kampus Limau Manis, Padang 25163
Email: d.gasni@ft.unand.ac.id, syahrul.rahmat@gmail.com

Abstrak

Gesekan yang terjadi pada *ball bearing* akan menimbulkan keausan yang mengakibatkan umur pakai dari *ball bearing* akan berkurang. Gesekan dapat diminimalisir dengan cara memberi pelumas. Untuk menentukan *regime* pelumasan pada *ball bearing* dapat digunakan kurva Stribeck dengan menggunakan pendekatan *mixed lubrication model*. Pada model ini, akibat beban yang diberikan akan mengakibatkan terjadi kontak antara *asperity* dengan *asperity* dan kontak antara *asperity* dengan cairan pelumas. Kontak pada *ball bearing* terjadi antara bola dengan *inner ring* dan *outer ring*. Pada tulisan ini akan diselidiki bagaimana perbedaan kurva Stribeck antara *inner ring* dan *outer ring* dan pengaruh viskositas, kekasaran permukaan, beban dan ukuran dari bantalan terhadap kurva Stribeck. Kurva Stribeck pada *deep groove ball bearing* 6410, koefisien gesek pada *inner ring* lebih besar dari pada *outer ring* untuk *regime mixed lubrication*. Pada *regime* ini, untuk perubahan viskositas, kekasaran permukaan, dan beban dapat dilihat bahwa: dengan meningkatnya viskositas pelumas dan beban, akan menurunkan harga koefisien gesek dan sebaliknya terjadi pada kekasaran permukaan. Namun dari semua parameter tersebut, perubahan harga koefisien gesek tidak terlihat pada *regime elastohydrodynamic lubrication*, maka *ball bearing* harus dioperasikan pada daerah *elastohydrodynamic lubrication* ini.

Kata kunci: Ball bearing, kurva Stribeck, koefisien gesek, mixed lubrication model, pelumasan.

Abstract

Friction on ball bearing will generate heat and wear that resulting service life of the ball bearing will be reduced. Friction can be minimized by giving the lubricant. To determine the lubrication regime in the ball bearing, a Stribeck curve can be used by using a mixed lubrication models. In this model, the total pressure is shared between the asperity contact and the elastohydrodynamic pressure. The contact is occurred on ball bearing between balls with the inner ring and outer ring. In this paper, Stribeck curve between the inner ring and the outer ring as well as the effect of viscosity, surface roughness, load and size of the bearings will be investigated. Based on the results obtained from Stribeck curve of deep groove ball bearing 6410, it is known that the coefficient of friction of the inner ring is greater than the coefficient of friction in the outer ring for mixed lubrication regime. In mixed lubrication regime, an increase of viscosity lubricants and loads will reduce the coefficient of friction and an increase of surface roughness will increase the coefficient of friction. In contrast, for all parameters, the change of coefficient of friction is not seen in the elastohydrodynamic lubrication regime, so the ball bearing must be operated in elastohydrodynamic lubrication regime.

Keywords: Ball bearing, Stribeck curve, CoF, mixed lubrication models, lubrication

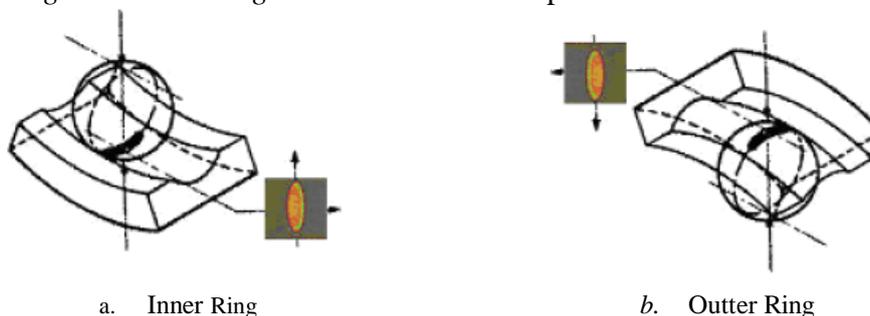
1. PENDAHULUAN

Ball bearing (bantalan gelinding) merupakan salah satu jenis bantalan yang banyak digunakan dalam dunia industri, dimana kemampuannya dalam menahan beban arah radial dan sebagian kecil mampu menahan beban yang sejajar terhadap poros atau gaya axial (*trust*). Beberapa aplikasi dari bantalan jenis ini dapat ditemui dalam kehidupan sehari-hari mulai dari peralatan rumah tangga, seperti blender, sampai didunia industri, seperti poros motor listrik. Salah satu syarat dari bantalan (*bearing*) yang paling penting adalah kemampuan menahan gaya gesek, sehingga bantalan harus tahan aus. Sifat tahan aus dari bantalan ini sangat mempengaruhi umur pemakaian dari alat atau elemen mesin yang menggunakan bantalan tersebut. Di samping itu kondisi pengoperasian, seperti kecepatan putaran dari bantalan dan beban, akan mempengaruhi gesekan dan keausan dari bantalan. Untuk mengurangi gesekan dan keausan yang terjadi, maka bantalan harus dilumasi. Dalam teknik pelumasan pada sebuah bantalan, harus dipahami *regime* dari pelumasan dari bantalan tersebut agar dapat bekerja dengan baik.

Kurva Stribeck dapat memberikan gambaran dari regime pelumasan, yaitu *boundary lubrication*, *mixed lubrication*, dan *elastohydrodynamic (EHL)* atau *hydrodynamic (EL) lubrication*. Oleh karena itu, untuk mengetahui kondisi *regime* pelumasan dalam pengoperasian dari *ball bearing*, maka *kurva Stribeck* ini dapat digunakan. Dengan diketahuinya kondisi *regime* pelumasan dari bantalan gelinding tersebut, maka umur pemakaiannya dapat lebih panjang. Maka pada penelitian ini akan dilakukan pemodelan kurva Stribeck dari bantalan gelinding dengan jenis *deep groove ball bearing 6410* dengan menggunakan *software* komersial MAPLE. Di samping itu akan diamati pengaruh dari viskositas, kekasaran permukaan, beban, dan ukuran dari bantalan terhadap kurva Stribeck.

1.1. Ball Bearing

Bantalan merupakan sebuah pondasi dari komponen mesin. Konstruksi dari bantalan gelinding (*ball bearing*) jenis *deep groove ball bearing* ditunjukkan pada Gambar 1. Bantalan *ball bearing* ini terdiri dari cincin bagian luar (*outter ring*), cincin bagian dalam (*inner ring*), bola (*ball*) dan *cage* yang berfungsi untuk mengikat bola-bola pada *ball bearing* agar tetap berada pada posisinya. *Ball bearing* memiliki dua buah *ring* sehingga akan terjadi dua buah kontak sebagaimana terlihat pada Gambar 1. Dimana jenis kontak yang terjadi antara bola dengan *inner ring* atau *outter ring* adalah berbentuk ellip.



Gambar 1. Kontak ellip yang terjadi pada *ball bearing* [1]

Curvature sum dari *inner-ring* dan *outer ring* ditunjukkan pada Persamaan 1:

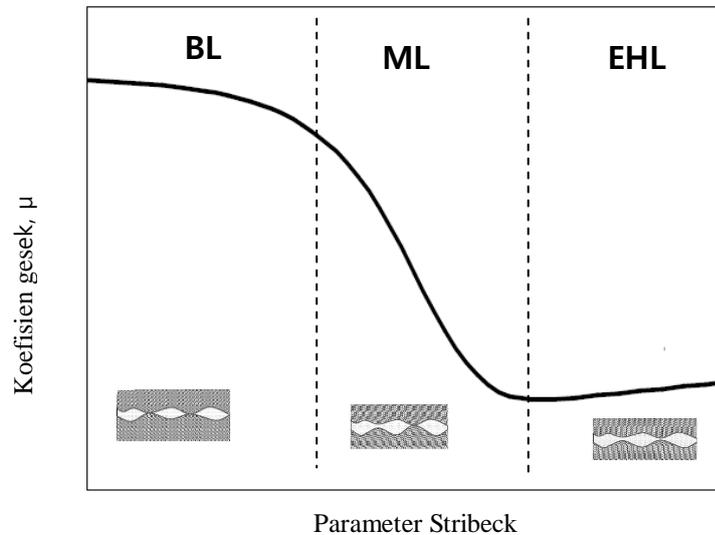
$$\frac{1}{R_i} = \frac{1}{R_{x,i}} + \frac{1}{R_{y,i}} \quad \text{dan} \quad \frac{1}{R_o} = \frac{1}{R_{x,o}} + \frac{1}{R_{y,o}} \tag{1}$$

Besarnya gaya yang diterima oleh setiap *ball* bervariasi. Menurut Stribeck [2] untuk menghitung beban yang diterima bola pada *bearing* dapat ditentukan dengan menggunakan Persamaan 2.

$$Q_{\max} = \frac{Z_w W_z}{N} \tag{2}$$

1.2. Kurva Stribeck

Untuk memprediksi dan mengoptimasi umur dari permukaan kontak dari *ball bearing*, maka tiga keadaan dari kondisi operasi (*regime*) dari pelumasan harus diketahui, yaitu *boundary lubrication (BL)*, *mixed lubrication (ML)* dan *elastohydrodynamic film lubrication (EHL)*. Ketiga *regime* tersebut dapat dilihat pada kurva *Stribeck* seperti pada Gambar 2.



Gambar 2. Kurva *Stribeck* : BL = *Boundary lubrication*, ML = *Mixed Lubrication*, dan EHL = *elstohydrodynamic lubrication* [3]

1.2.1 Model dari *Mixed Lubrication*

Pada *mixed lubrication regime*, beban maksimum yang bekerja merupakan penjumlahan gaya akibat kontak dengan *asperity (boundary lubrication)* dan gaya dari fluida (*elastohydrodynamic lubrication*) seperti pada Persamaan 3 [4].

$$Q_{max} = F_A + F_L \quad (3)$$

Untuk menyatakan besar gaya angkat dari *elastohydrodynamic* dan gaya interaksi dari permukaan *asperity*, Johnson [4] memperkenalkan koefisien γ_1 dan γ_2 dalam bentuk Persamaan 4.

$$\gamma_1 = \frac{Q_{max}}{F_L}, \quad \gamma_2 = \frac{Q_{max}}{F_A} \quad (4)$$

Dimana hubungan antara γ_1 dan γ_2 dapat dinyatakan dalam Persamaan 5.

$$1 = \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} \quad (5)$$

1.2.2 Model Kontak Untuk Permukaan Kasar

Teori kontak dari Greenwood dan Williamson [5] dikembangkan untuk kontak yang terjadi pada dua buah permukaan yang salah satu permukaannya halus dan permukaan lainnya kasar. Untuk menentukan besar beban maksimum menurut Gelinck dan Schipper [6] yang bekerja pada permukaan kontak *asperity* dapat digunakan Persamaan 6.

$$\frac{Q_{max}}{\gamma_2} = \frac{2}{3} \pi n E' \beta^{1/2} \sigma_s^{3/2} \left(\frac{6 k^2 \bar{\epsilon} Q_{max} R'}{\pi E'} \right)^{1/3} \left(\frac{6 \bar{\epsilon} Q_{max} R'}{\pi k E'} \right)^{1/3} 0.43 e^{(-0.31 t^2 - 1.43 t)} \quad (6)$$

1.2.3 Tebal Lapisan *Film Elasto Hydrodynamic*

Menurut Hamrock and Dowson [7] tebal lapisan film dapat digunakan Persamaan 7 dan 8. Dengan mengganti, $Q_{max} \rightarrow \frac{Q_{max}}{\gamma_1}$, dan $E' \rightarrow \frac{E'}{\gamma_1}$ [6]. Tebal lapisan film antara *ball-inner race* dan tebal lapisan film antara *ball-outer race* adalah:

$$\frac{(h_c)_i}{R_i} = 2.69 \left(\frac{u \eta_i \gamma_1}{E' R_{x,i}} \right)^{0.67} \left(\frac{E' \alpha}{\gamma_1} \right)^{0.53} \left(\frac{Q_{max}}{E' R_{x,i}^2} \right)^{-0.067} (1 - e^{-0.73 k_i}) \quad (7)$$

$$\frac{(h_c)_o}{R_o} = 2.69 \left(\frac{u \eta_o \gamma_2}{E' R_{x,o}} \right)^{0.67} \left(\frac{E' \alpha}{\gamma_2} \right)^{0.53} \left(\frac{Q_{max}}{E' R_{x,o}^2} \right)^{-0.067} (1 - e^{-0.73 k_o}) \quad (8)$$

1.2.4 Koefisien Gesek

Koefisien gesek yang terjadi pada daerah *mixed lubrication* dapat dinyatakan dalam Persamaan 9. Dimana gaya gesek total F_f adalah gabungan dari gaya *asperity* F_{fA} , dinyatakan dengan koefisien gesek μ dikalikan gaya normal F_A , dan gaya geser pelumas F_{fl} .

$$\mu = \frac{F_f}{Q_{max}} = \frac{\mu_s F_A + \tau_L \left[1 - e^{-\frac{\eta u}{h \tau_L}} \right] A_{nom}}{Q_{max}} \quad (9)$$

2. METODE

Untuk memperoleh kurva Stribeck diperlukan nilai dari koefisien gesek untuk setiap putaran dari *ball bearing*. Untuk memperoleh nilai koefisien gesek tersebut dapat digunakan Persamaan 9. Namun terlebih dahulu harus diperoleh nilai dari faktor skala akibat tekanan fluida, $\frac{1}{\gamma_1}$ dan akibat tekanan *asperity*, $\frac{1}{\gamma_2}$ serta tebal lapisan film, h , dengan menggunakan *software* komersial Maple.

Tabel 1 Dimensi *Deep Groove Ball Bearing* 6410 dan 6309 [8]

Dimensi	<i>ball bearing</i> 6410	<i>ball bearing</i> 6309
<i>Inner-race</i> diameter, d_i	0.06539 m	0.052291 m
<i>Outer-race</i> diameter, d_o	0.11461 m	0.077706 m
<i>Ball</i> diameter, d	0.0246025 m	0.0127 m
Jumlah bola, n	8 buah	9 buah
<i>Inner-groove</i> radius, r_i	0.0127933 m	0.006604 m
<i>Outer-groove</i> radius, r_o	0.0127933 m	0.006604 m
<i>Contact angle</i> , β	0°	0°
<i>race conformity</i> , R_r	0.52 m	0.52 m

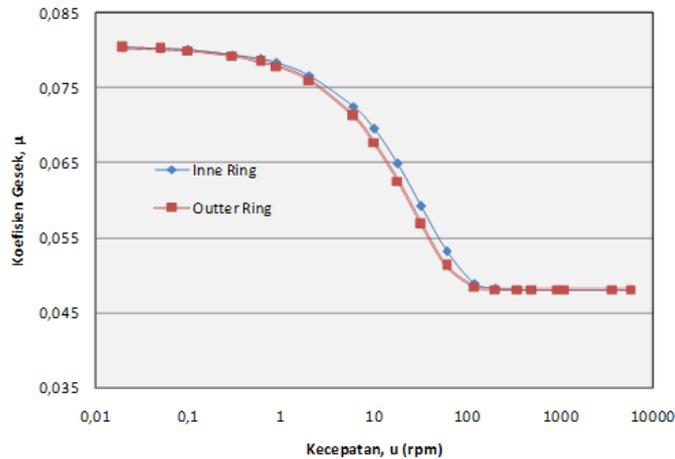
Plotting kurva *Stribeck* menggunakan *ball bearing* jenis *deep groove ball bearing* 6410 dan 6309 (dimensi pada Tabel 1) dengan parameter sebagai berikut :

- Radial Load, W_z : 8900 N
- Viscosity-pressure coefficient, α : 0.000000023 m²/N
- *Pressure-viscosity index*, z : 0.65
- *Reduce modulus of elasticity*, E' : 207000000000 N/m²
- *Poison's ratio*, ν : 0.3
- Tegangan geser Eyring, τ_o : 2.5 10⁶ N/ m²
- Viskositas pada tekanan atmosfer, η_o : 0.0202 Pa.s
- Jari-jari *asperity*, r_a : 0.00001 m
- *Density asperity*, n : 10¹¹ m⁻²
- Standar deviasi, σ_s : 0.00000005 m
- Koefisien gesek statis, μ_s : 0.1
- Konstanta, η_b Pa.s : 6.315 · 10⁻⁵
- Kemiringan dari hubungan antara tekanan dengan tegangan geser terbatas, β_o : 0.047
- Konstanta, D_d : 1.146 σ_s

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Perbandingan Kurva Stribeck Antara *Inner Ring* Dan *Outer Ring*

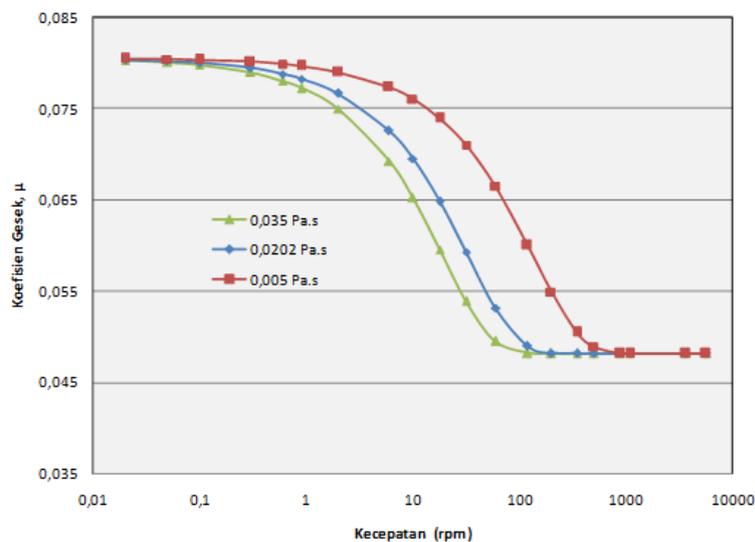
Dari Gambar 3 dapat dilihat bahwa tidak ada pengaruh koefisien gesek yang terjadi antara *inner ring* dan *outer ring* di daerah *boundary* dan *elasto hydrodynamic lubrication*, tetapi di daerah *mixed lubrication*, pada kecepatan yang sama koefisien gesek pada *inner ring* lebih besar dari *outer ring*. Hal ini dikarenakan jari-jari *outer ring* yang lebih besar dari pada jari-jari *inner ring* sehingga kecepatan linear untuk *outer ring* lebih besar dari *inner ring*.



Gambar 3. Perbandingan kurva *Stribeck* antara *inner ring* dan *outer ring* pada beban 8.900 N, standar deviasi dari *asperity*, $\sigma_s = 0.05 \mu\text{m}$ dan viskositas dari pelumas, $\eta_o = 0.0202 \text{ Pa.s}$.

3.2. Pengaruh Viskositas

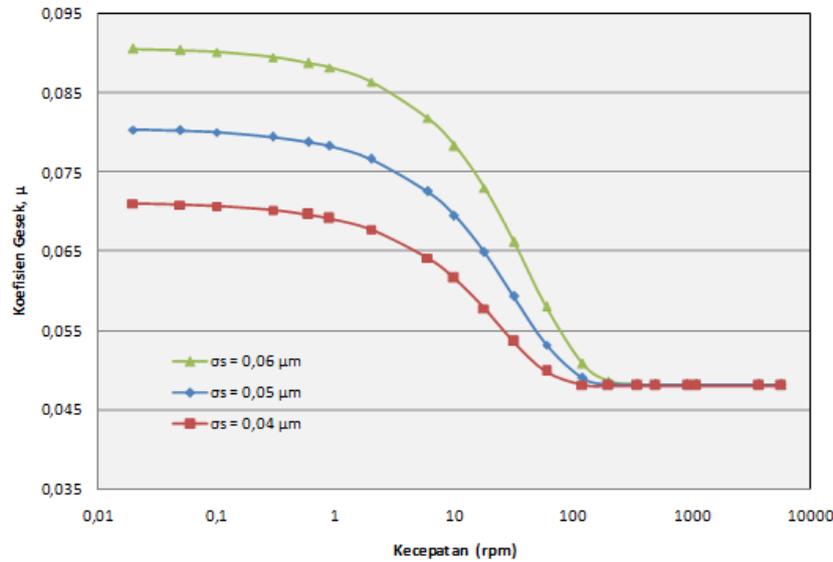
Dengan memvariasikan nilai viskositas dari 0,0202 Pa.s menjadi 0,035 Pa.s dan 0,005 Pa.s pada beban 8.900 N, standar deviasi dari *asperity*, $\sigma_s = 0.05 \mu\text{m}$ dan viskositas pelumas, $\eta_o = 0.0202 \text{ Pa.s}$ maka diperoleh perbandingan kurva *Stribeck* untuk ketiga viskositas tersebut seperti pada Gambar 4. Kenaikan dari harga viskositas akan menggeser kurva *Stribeck* ke kiri. Pergeseran ini menunjukkan penurunan harga koefisien gesek dan pergeseran batasan *regime* pelumasan. Pelumas yang lebih kental memiliki kemampuan menahan beban akibat gaya *asperity* yang lebih baik. Sehingga dengan meningkatkan viskositas akan membuat pelumas menjadi lebih mampu meminimalisir atau bahkan menghindari terjadinya kontak antar *asperity* dari dua permukaan yang berkontak.



Gambar 4. Pengaruh variasi viskositas terhadap kurva *Stribeck* pada beban 8.900 N dan standar deviasi dari *asperity*, $\sigma_s = 0.05 \mu\text{m}$.

3.3. Pengaruh Kekasaran Permukaan

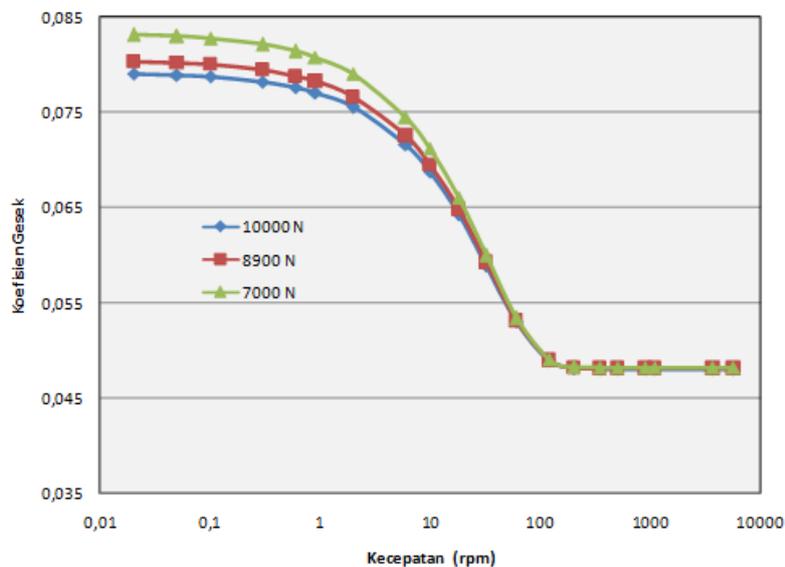
Dengan memvariasikan kekasaran permukaan 0,04 μm 0,05 μm dan 0,06 μm pada pembebanan 8.900 N dan viskositas pelumas, $\eta_o = 0.0202$ Pa.s, maka diperoleh kurva *Stribeck* seperti pada Gambar 5. Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa perubahan harga kekasaran permukaan hanya berpengaruh pada daerah *boundary lubrication* dan *mixed lubrication*. Dimana penurunan harga kekasaran permukaan akan turut menurunkan nilai dari koefisien gesek.



Gambar 5. Pengaruh variasi kekasaran permukaan terhadap kurva *Stribeck* pada beban 8.900 N dan viskositas pelumas, η_o 0.0202 Pa.s.

3.4. Pengaruh Beban

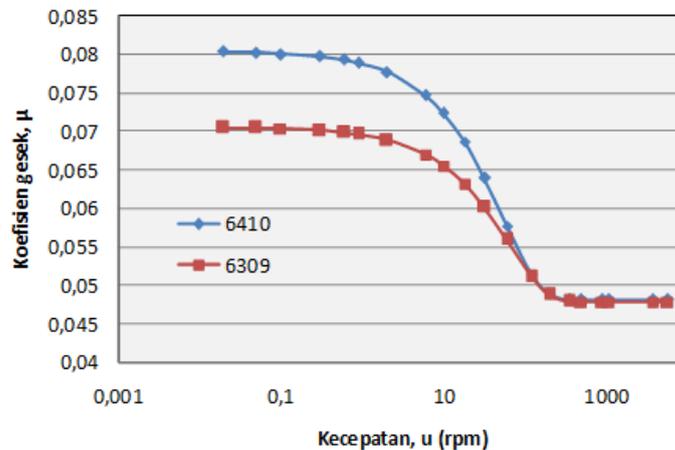
Dengan memvariasikan beban pada *ball bearing* sebesar 7.000 N, 8.900 N dan 10.000 N dengan standar deviasi dari *asperity*, $\sigma_s = 0.05 \mu\text{m}$ dan viskositas pelumas, $\eta_o = 0.0202$ Pa.s, menyebabkan pergeseran kurva *Stribeck* sebagaimana terlihat pada Gambar 6. Pergeseran tersebut terjadi pada daerah *boundary lubrication* dan daerah *mixed lubrication*. Pada kedua daerah tersebut hubungan antara tekanan dengan koefisien gesek adalah berbanding terbalik. Dengan meningkatkan beban pada *ball bearing* justru menurunkan harga koefisien gesek.



Gambar 6. Pengaruh variasi beban terhadap kurva *Stribeck* dengan standar deviasi dari *asperity*, $\sigma_s = 0.05 \mu\text{m}$ dan viskositas dari pelumas, $\eta_o = 0.0202$ Pa.s.

3.5. Pengaruh Ukuran Ball Bearing

Dengan beban 8.900 N untuk *deep groove ball bearing* 6410 dan *deep groove ball bearing* 6309, dan standar deviasi dari *asperity* serta viskositas pelumas untuk kedua jenis *ball bearing* tersebut adalah, $\sigma_s = 0.05 \mu\text{m}$ dan $\eta_o = 0.0202 \text{ Pa.s}$, maka diperoleh kurva seperti yang dapat dilihat pada Gambar 7. *Ball bearing* 6309 yang memiliki ukuran lebih kecil dari *ball bearing* 6410. Dari gambar tersebut terlihat bahwa koefisien gesek *ball bearing* 6309 lebih kecil dari koefisien gesek *ball bearing* 6410. Hal ini dikarenakan *ball bearing* 6309 memiliki luas permukaan kontak nominal, A_{nom} yang lebih kecil. Dengan luas permukaan kontak yang lebih kecil, maka gaya yang dilakukan *asperity*, F_A juga akan lebih kecil.



Gambar 7. Perbandingan kurva *Stribeck* *ball bearing* 6410 dan *ball bearing* 6309 dengan standar deviasi dari *asperity*, $\sigma_s = 0.05 \mu\text{m}$, viskositas dari pelumas, $\eta_o = 0.0202 \text{ Pa.s}$ dan beban 8.900 N.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil *plotting* kurva *Stribeck* dari *deep groove ball bearing* 6410 maka dapat disimpulkan beberapa hal berikut :

1. Daerah *boundary lubrication* terjadi pada kecepatan dibawah 1 rpm, daerah *mixed lubrication* terjadi pada kecepatan antara 1 rpm s/d 100 rpm dan daerah *elasto hydrodynamic lubrication* terjadi pada kecepatan diatas 100 rpm.
2. Pada daerah *mixed lubrication*, koefisien gesek pada *inner ring* lebih besar dari koefisien gesek pada *outter ring*
3. Peningkatan viskositas pelumas dan beban pada kecepatan yang sama akan menurunkan koefisien gesek pada daerah *mixed lubrication*
4. Peningkatan harga kekasaran permukaan pada kecepatan yang sama akan menaikkan nilai koefisien gesek pada daerah *boundary lubrication* dan *mixed lubrication*.
5. Koefisien gesek *ball bearing* 6309 lebih kecil dari koefisien gesek *ball bearing* 6410.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Gasni, D., *Simulasi Koefisien Gesek Untuk Mixed Lubrication Model Pada Point Contact Dengan Kurva Stribeck*. Jurnal Teknik, 19 (2), 28-42, 2012.
- [2] Stribeck, R., *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit-und Rollenlager (Characteristics of Plain and Roller Bearings)*. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1902.
- [3] Stachwiak Gwand dan Batchelor AW. , *Engineering Tribology, Second Edition*. Butterworth – Heinemann, 2001.
- [4] Johnson, K.L., *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1985.
- [5] Greenwood, J. A. dan J. B. P. Williamson, *Contact of Nominally Flat Surface*. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences, 295,300-319, 1966.

- [6] Gelinck, E. R. M. dan D. J. Schipper, *Calculation of Stribeck Curves For Line Contacts*. Tribology International, 33 (3-4), 175-181, 2000.
- [7] Hamrock, B. J., dan Dowson, D., *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts*. iii -Fully Flooded Results. J. Lubr. Technol., 99 (2), 254-276, 1977.
- [8] SKF. *Deep Groove Ball Bearing Catalog*. © Copyright 2004 - 2014 Simply Bearings Ltd

Nomenklatur

A_{nom}	Luas kontak nominal (m ²)
E'	Pengurangan modulus elastisitas (GPa)
F_A	Gaya yang dilakukan oleh <i>asperity</i> (N)
F_f	Total gaya gesek (N)
F_L	Gaya yang dilakukan oleh fluida (N)
G	Parameter material
h_c	Tebal lapisan film di tengah-tengah kontak (m)
N	Jumlah bola
n	<i>Density asperity</i> (m ⁻²)
p_A	Tekanan yang dilakukan oleh <i>asperity</i> (Pa)
p_{avg}	Tekanan kontak rata-rata (Pa)
p_L	Tekanan yang dilakukan oleh fluida (Pa)
p_{max}	Tekanan maksimum (Pa)
Q_{max}	Beban terberat yang diterima bola (N)
r	Jari-jari <i>ball</i> (m)
r_a	Jari-jari <i>asperity</i> (m)
R_r	<i>Race conformity</i> (m)
R_x	Jari-jari kontak dalam arah sumbu-x (m)
R_y	Jari-jari kontak dalam arah sumbu-y (m)
R_I	Jari-jari <i>inner ring</i> (m)
R'	<i>Curvature sum / Reduce radius</i> (m)
W_z	Beban radial pada <i>bearing</i> (N)
Z_w	Konstanta
Greek letters	
α	<i>Viscosity pressure coefficient</i> (Pa ⁻¹)
η	Viskositas (Pa.s)
μ_s	Koefisien gesek statis
σ_s	Standar deviasi dari <i>asperity</i> (m)
τ_H	Tegangan geser dari pelumas (N/m ²)
τ_L	Tegangan geser terbatas (N/m ²)
τ_o	Tegangan geser <i>eyring</i> (N/m ²)
ν	<i>Poison's ratio</i> untuk <i>ball</i> dan <i>ring</i>
$\frac{1}{\gamma_1}$	Faktor skala atau bagian dari gaya akibat tekanan fluida
$\frac{1}{\gamma_2}$	Faktor skala atau bagian gaya akibat tekanan <i>asperity</i>
Subsripts	
<i>max</i>	<i>Maximum</i>
<i>avg</i>	<i>Average</i>