

Pengaruh Kekasaran Permukaan Terhadap Fenomena *Starvation* Pada *Point Contact*

Dedison Gasni

Laboratorium Konstruksi dan Perancangan Mesin, Divisi Tribology, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Andalas
Kampus Limau Manis, Padang, 25163
E-mail: dedison.gasni@ft.unand.ac.id

Abstrak

Pada saat ini kecenderungan penggunaan mesin-mesin yang mempunyai kecepatan tinggi semakin meningkat. Sehingga untuk beberapa komponen mesin yang saling kontak, seperti bantalan gelinding, yang dilapisi dengan *oil* atau *grease* akan bergerak secara relatif satu sama lain akan mengalami fenomena *starvation*, dimana tebal lapisan film antara dua material yang saling kontak tidak mencukupi lagi untuk melumasi dua permukaan kontak. Analisis secara teoritik telah dilakukan untuk melihat bagaimana pengaruh kekasaran permukaan terhadap fenomena *starvation* pada *point contact*. Fenomena *starvation* pada umumnya terjadi pada kecepatan tinggi karena berkurangnya *suplay* pelumas ke bidang kontak. Fenomena *starvation* ini telah dianalisis secara teoritik dengan mengkombinasikan *starved lubrication model* dan *mixed lubrication model*. Pada *starved lubrication model*, tebal lapisan film yang terjadi didaerah kontak akan dipengaruhi oleh tebal lapisan film disesi masuk. Sedangkan pada *mixed lubrication model*, tebal lapisan film yang terbentuk akan mempengaruhi pembagian antara beban akibat tebal lapisan film pada *elastohydrodynamic lubrication* dan beban akibat interaksi dengan kekasaran permukaan di daerah *boundary lubrication*. Model kontak permukaan kasar dari Greenwood dan Williamson dan Greenwood dan Tripp telah digunakan untuk memperlihatkan bagaimana pengaruh kekasaran permukaan terhadap fenomena *starvation* ini. Hasil dari analisis secara teoritik digambarkan dalam kurva Stribeck dengan memvariasikan kekasaran permukaan dua material yang kontak. Dari hasil analisis menunjukkan bahwa kekasaran permukaan akan mempengaruhi fenomena *starvation* terutama pada kecepatan tinggi. Fenomena *starvation* pada permukaan halus, sedang dan kasar akan terjadi masing-masing pada kecepatan 0,09, 0,15, dan 0,5 m/s. Pada kecepatan tinggi, semakin kasar permukaan dua material yang kontak, maka sangat membantu dalam pelumasan dimana semakin lambat fenomena *starvation* terjadi.

Keywords: kekasaran permukaan, *starvation*, mixed lubrication, kurva Stribeck, koefisien gesek.

Pendahuluan

Pada saat ini penggunaan mesin-mesin dengan kecepatan tinggi tidak dapat dihindari. Sehingga beberapa elemen mesin, seperti bantalan gelinding, yang digunakan untuk menahan beban yang bekerja diperlukan lapisan pelumas yang dapat melumasi dua permukaan kontak antara bantalan gelinding dan *inner* atau *outer ring*. Tebal lapisan film minimum yang terjadi didaerah kontak harus mampu untuk menahan beban yang bekerja agar tidak terjadi *collapse* pada pelumas. Pada bantalan gelinding yang berputar dengan kecepatan tinggi akan menyebabkan berkurangnya *suplay* pelumas ke bidang kontak sehingga akan terjadi fenomena *starvation*. Penelitian mengenai fenomena *starvation* telah dilakukan oleh beberapa peneliti baik secara numerik maupun ekperimental, diantaranya Wedeven (1971), Chiu (1974), Hamrock dan Dowson (1979), Hon So (1987), Chevalier (1998), Damiens (2004), dan Venner (2008) yang dilakukan baik untuk kondisi *elastohydrodynamic lubrication* (EHL) dan

hydrodynamic lubrication. Diantara para peneliti di atas, mereka mengasumsikan bahwa kedua permukaan kontak adalah halus (*smooth*). Asumsi tersebut akan benar jika kondisi pelumasan adalah *fully flooded lubrication* atau *hydrodynamic lubrication*, akan tetapi jika fenomena *starvation* terjadi maka lapisan film yang tebal tidak dapat dipertahankan. Agar dapat menahan beban yang sama, tebal lapisan film didaerah kontak akan berkurang secara drastis akibat *suplay* dari pelumas disesi masuk berkurang. Ketika tebal lapisan film berkurang pada suatu kondisi tertentu, maka kekasaran permukaan akan berpengaruh ketika tebal lapisan film sama dengan nilai kekesaran permukaan dua material yang kontak.

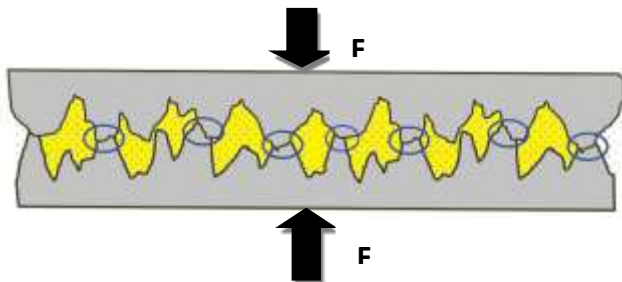
Pada tulisan ini akan menyajikan bagaimana pengaruh dari kekasaran permukaan dua material yang kontak yang dilapisi oleh pelumas terhadap fenomena *starvation* pada *point contact*. Model kontak *asperity* dari Greenwood dan Tripp (1970) dan Greenwood and William (1969) digunakan untuk menggambarkan pengaruh kekasaran permukaan.

Fenomena *starvation* didekati dengan menggabungkan antara *mixed lubrication model* dan *starved lubrication model* dengan menggunakan kurva Stribeck.

Teori Dasar

Kontak antara dua permukaan kasar

Pada skala mikroskopik tidak ada permukaan *engineering* yang betul-betul halus. Jika dua permukaan kasar saling kontak ditekan satu sama lain dengan gaya yang kecil, maka kontak pertama terjadi pada beberapa permukaan yang kasar dan tertinggi (*asperity*) seperti pada Gambar 1. Dengan naiknya gaya penekanan maka akan semakin banyak permukaan yang kontak dan semakin luas kontak area karena terjadinya deformasi plastis. Luas kontak area sebenarnya merupakan penjumlahan dari luas kontak masing-masing puncak yang tertinggi. Beberapa model telah dikembangkan untuk analisis teoritis untuk permukaan kasar, yaitu model stokastik dan model deterministik. Model statistik dari permukaan kasar digunakan untuk menyatakan karakteristik dari model stokastik. Sedangkan, model deterministik didasari pada topografi geometrik dan profil permukaan dari permukaan sebenarnya.



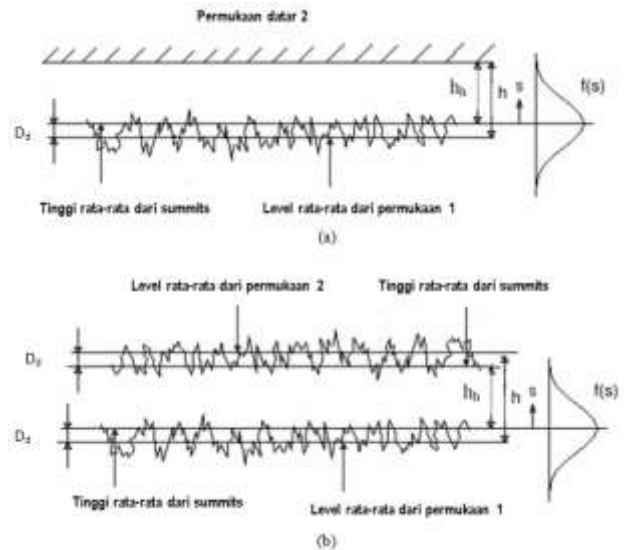
Gambar 1. Kontak *asperity* pada permukaan kasar.

Model kontak *asperity* dari Greenwood dan Tripp

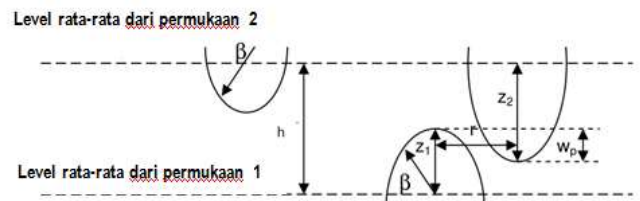
Model kontak untuk permukaan kasar telah dikembangkan oleh Greenwood dan Williamson (1969). Model kontak dari Greenwood dan Williamson (GW model) ini berdasarkan pada permukaan sebenarnya, dimana kekasaran sebuah permukaan diasumsikan stokastik atau random. Model ini dikembangkan untuk dua buah permukaan yang saling kontak dimana permukaan yang satu kasar dan permukaan lainnya halus. Pada tahun 1970 Greenwood dan Tripp (GT model) mengembangkan model kontak *asperity* antara dua buah permukaan kasar yang identik, dimana perbedaan kedua model kontak *asperity* ini dapat dilihat pada Gambar 2.

Model kontak *asperity* dari GT mempunyai kekasaran yang identik, dimana kekasaran kedua permukaan diasumsikan sama, seperti pada Gambar 3. Sehingga setiap kontak akan terpusat secara simetrik dengan

jarak $\rho = r/2$ satu sama lain, dimana r adalah jarak antara *summit* yang berdekatan. Dengan asumsi bahwa seluruh *summit* mempunyai jari-jari parabola dengan radius β . *Summit* adalah puncak yang tertinggi diantara 8 puncak disekitarnya. Tinggi dari *summit* dianggap variabel random dan *summit* terdistribusi secara seragam di atas permukaan kasar dengan density dari *asperity*, n , dan terdistribusi dengan distribusi normal atau Gaussian.



Gambar 2. Perbandingan model kontak *asperity* antara (a) Greenwood dan William (GW) dan (b) Greenwood dan Tapp (GT), dimana kekasaran terdistribusi Gaussian (modifikasi dari Faraon (2005))



Gambar 3. Kontak antara dua permukaan yang identik untuk GT model (Modifikasi dari Faraon (2005)).

Berdasarkan teori dari GT model, *summit* akan terdeformasi secara bebas berdasarkan teori Hertzian. Ini berarti bahwa luas kontak A_1 dan gaya normal $F_{N,1}$ yang diterima oleh satu buah *summit* dinyatakan dengan

$$\begin{cases} A_1 = \pi \left(\frac{\beta}{2}\right) w \\ F_{N,1} = \frac{2}{3} E' \left(\frac{\beta}{2}\right)^{1/2} w^{3/2} \end{cases} \quad (1.1)$$

Dimana w adalah deformasi dari sejumlah *summit*. Jumlah *summit* dalam daerah kontak dinyatakan dengan

$$N = 4\pi(n\beta\sigma_s)nA_{nom} \int_h^\infty f(s-h) ds$$

$$(1.2)$$

Total dari luas kontak dapat ditulis

$$A_r = \mu n \beta A_{nom} \int_h^\infty (s-h)^2 f(s) ds \quad (1.3)$$

Gaya normal yang bekerja menjadi

$$F_N = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (n\beta\sigma_s)^2 \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} E' A_{nom} F_{5/2}(s) \quad (1.4)$$

(1.4)

Dimana A_{nom} adalah luas kontak nominal, E' adalah *reduced elastic modulus* yang didefinisikan sebagai

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} - \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (1.5)$$

Dimana indeks 1 dan 2 merujuk kepada dua benda yang kontak.

Gambar 2(b) memperlihatkan kontak antara dua permukaan kasar yang identik. Besarnya gaya $F_{5/2}(s)$ merupakan fungsi dari s , dimana besarnya sama dengan tebal dari film dari *elastohydrodynamic lubrication*, h_n , besarnya sama dengan $\frac{h-2D_d}{\sigma_s}$. D_d , merupakan jarak antara permukaan rata-rata dengan *summit* dan jarak permukaan rata-rata dengan permukaan *asperity* seperti diperlihatkan pada gambar 2(b). Sehingga F_N dapat ditulis,

$$F_N = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (n\beta\sigma_s)^2 \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} E' A_{nom} F_{5/2} \left(\frac{h-2D_d}{\sigma_s} \right) \quad (1.6)$$

Whitehouse dan Archard (1970) menyatakan bahwa besarnya D_d adalah

$$D_d = 0.82\sigma \quad (1.7)$$

Dimana σ adalah standard deviasi dari tinggi permukaan. Berdasarkan model dari Whitehouse dan Archard ada hubungan antara σ dan σ_s yang dinyatakan dengan

$$\sigma_s = 1.4\sigma \quad (1.8)$$

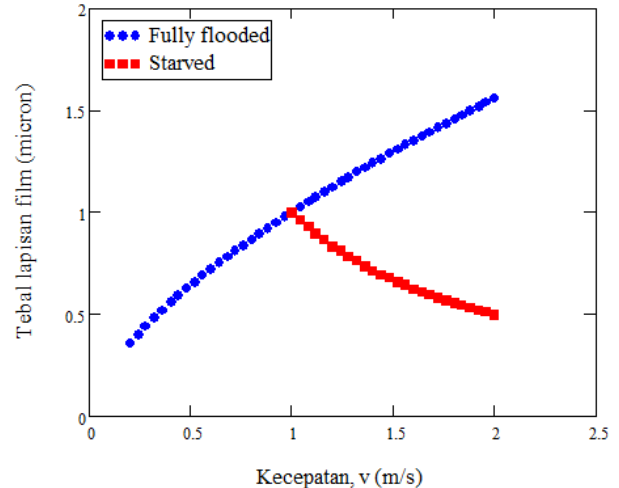
Sehingga,

$$D_d = 0.58\sigma_s \quad (1.9)$$

Fenomena starvation

Menurut Hamrock dan Dowson (1978), *fully flooded lubrication* ditandai dengan kenaikan tebal lapisan film didaerah kontak dengan meningkatnya kecepatan, dimana hubungan antara kecepatan dengan tebal lapisan film dinyatakan dengan $h \propto v^{0.67}$. Sebaliknya, pada *starved lubrication* tebal

lapisan film didaerah kontak akan berkurang dengan meningkatnya kecepatan, tebal lapisan film akan berkurang pada kecepatan tertentu, dan tebal lapisan film setelah kecepatan tersebut akan mengikuti persamaan $h \propto v^{-1}$, sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 4 di bawah ini.



Gambar 4. Hubungan antara tebal lapisan film sebagai fungsi dari kecepatan, untuk *fully flooded lubrication* $h \propto v^{0.67}$ and *starved lubrication* pada $h \propto v^{-1}$ (Gasni (2012))

Starved lubrication model

Asumsi dasar dari *starved lubrication model* adalah tebal lapisan pelumas di daerah kontak, h , ditentukan oleh tebal lapisan film pada kondisi *fully flooded lubrication* berdasarkan Hamrock dan Dowson (1978). Nilai dari h tergantung pada tebal lapisan pelumas di sesi masuk, yang terdiri dari h_{oil} merupakan suplay tebal lapisan film dan h'_{oil} adalah tebal lapisan film jika tegangan permukaan diperhitungkan seperti diperlihatkan pada Gambar 5. Tegangan permukaan tergantung pada pelumas dan permukaan. Pada penelitian ini h_{oil} dan h'_{oil} diasumsikan sama. Sedangkan x_i dan x'_i merupakan panjang sisi masuk dari *suplay* tebal lapisan film; h^* , a dan v masing-masing merupakan tebal lapisan film dari *starved lubrication*, jari-jari kontak dan kecepatan.

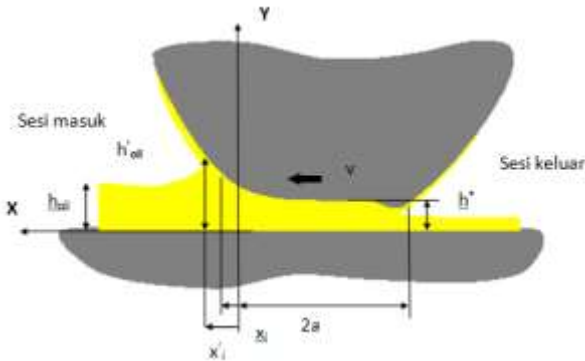
Menurut Crook (1958), tebal lapisan film disesi masuk dapat dinyatakan dengan persamaan 1.10

$$h_{oil} = h^* \left[1 + \frac{4\sqrt{2}}{3} \phi^{3/2} \right] \quad (1.10)$$

dimana ϕ merupakan koordinat tanpa dimensi yang dinyatakan dengan

$$\phi = \frac{a^{1/3} x_i}{(2Rh^*)^{3/2}} \quad (1.11)$$

dengan R , adalah *reduce radius*.



Gambar 5. Starved lubrication model (Modifikasi dari Venner (2008))

Perbandingan antara tebal lapisan film karena *starved lubrication* (h^*) dan tebal lapisan film pada sisi masuk (h_{oil}) diturunkan oleh Wolveridge (1971) berdasarkan kepada solusi komputasi dari Orcutt dan Cheng (1966) sebagai fungsi dari pajang sisi masuk *nondimensional* dari tebal pelumas, ψ_i .

$$\frac{h^*}{h_{oil}} = f(\psi_i) \quad (1.12)$$

dimana

$$\psi_i = \frac{a^{1/3} x_i}{(2Rh^*)^{3/2}} \quad (1.13)$$

Solusi pendekatan secara numerik telah dilakukan oleh Wolveridge (1971) sehingga diperoleh persamaan empiris dari kurva *fitting* yang sesuai dengan persamaan berikut.

$$\beta = \frac{h^*}{h_{oil}} = \frac{2}{\pi} \arctan(2.7 \psi_i) \quad (1.14)$$

Pada EHL dari *mixed lubrication model*, rumus tebal lapisan film dapat diganti dengan tebal lapisan film untuk *starved lubrication* dengan persamaan 1.14.

Mixed lubrication model

Gaya normal yang bekerja pada *mixed lubrication regime* merupakan penjumlahan dua komponen gaya, yaitu gaya dari *boundary lubrication* dan gaya dari *elastohydrodynamic lubrication* yang dapat dinyatakan dalam persamaan 1.15.

$$F_N = F_A + F_L \quad (1.15)$$

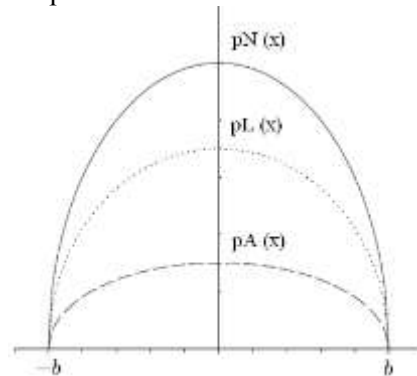
Dimana F_A adalah gaya yang dilakukan oleh *asperity*

atau komponen *boundary lubrication* dan F_L adalah gaya yang dilakukan oleh fluida atau komponen *elastohydrodynamic lubrication*.

Mixed lubrication regime merupakan transisi antara *boundary lubrication* and *elastohydrodynamic lubrication*. Sehingga total tekanan yang bekerja merupakan pembagian antara tekanan akibat *asperity* dan tekanan akibat lapisan *elastohydrodynamic*. Sehingga persamaan 1.15 dapat ditulis dalam bentuk tekanan.

$$P_N = p_A + p_L \quad (1.16)$$

Distribusi tekanan pada *mixed lubrication regime* ditunjukkan pada Gambar 6 di bawah ini.



Gambar 6. Distribusi tekanan pada *mixed lubrication regime* menurut Johnson (1985)

Koefisien γ_1 dan γ_2 diperkenalkan dalam Johnson model (1985) untuk menyatakan gaya angkat dari *elastohydrodynamic* dan gaya dari interaksi dari permukaan *asperity*, dan dapat ditulis dalam bentuk persamaan di bawah ini.

$$\gamma_1 = \frac{F_N}{F_L}, \quad \gamma_2 = \frac{F_N}{F_A} \quad (1.17)$$

Dua koefisien γ_1 dan γ_2 saling bergantung satu sama lain melalui persamaan

$$1 = \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} \quad (1.18)$$

Dimana $\frac{1}{\gamma_1}$ menyatakan faktor skala atau bagian dari gaya akibat tekanan fluida dan $\frac{1}{\gamma_2}$ menyatakan faktor skala atau bagian gaya akibat tekanan *asperity*.

Komponen kontak *asperity*

Perlu dicatat bahwa GT menggunakan defenisi yang berbeda untuk modulus elastisitas, E' , sehingga menurut Gelinck dan Schipper (2000) variabel-variabel di bawah ini dapat diubah menjadi;

$$F_N \rightarrow \frac{F_N}{\gamma_2}, \quad E' \rightarrow \frac{E'}{\gamma_2}, \quad n \rightarrow n\gamma_2$$

disubsitusikan ke persamaan 1.13 sehingga

$$\frac{F_N}{\gamma_2} = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi \gamma_2 (\eta \beta \sigma_s)^2 \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} E' \left(\frac{3F_N R'}{4E'} \right)^{2/3} F_{5/2} \left(\frac{h-2D_d}{\sigma_s} \right) \quad (1.19)$$

Komponen kontak elastoelastohydrodynamic

Persamaan tebal lapisan film untuk daerah *elastoelastohydrodynamic lubrication* (EHL) menurut Hamrock dan Dowson (1978) untuk *central film thickness* pada kondisi *fully flooded* adalah:

$$H = 2.69U^{0.67} G^{0.53} W^{-0.067} (1 - 0.6e^{-0.73k}) \quad (1.20)$$

Dimana k adalah *elliptical parameter*. H , W , U dan G adalah parameter-parameter nondimensional dari tebal lapisan film, beban, kecepatan, dan material yang didefinisikan sebagai berikut:

$$H = \frac{h}{R}, W = \frac{P}{2E'R^2}, U = \frac{\eta_0 u}{2E'R}, G = 2\alpha E'$$

Dimana η_0 adalah viskositas, α adalah *pressure viscosity index* dan R adalah *reduced radius* yang dinyatakan dalam persamaan di bawah ini.

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (1.21)$$

Dimana R_x dan R_y adalah jari-jari dalam arah x dan y .

Dari persamaan 1.20 besarnya tebal lapisan pelumas untuk *point contact* pada kondisi *fully flooded lubrication* dapat diperoleh

$$\frac{h}{R} = 1.899 \left(\frac{\eta_0 u}{2E'R} \right)^{0.67} (2\alpha E')^{0.53} \left(\frac{F_N}{2E'R^2} \right)^{-0.067} \quad (1.22)$$

Dengan mensubstitusikan, $F_N \rightarrow \frac{F_N}{\gamma_1}$, $E' \rightarrow$

$\frac{E'}{\gamma_1}$ (Gelinck dan Schipper (2000)) kedalam persamaan di atas diperoleh

$$\frac{h}{R} = 1.899 \left(\frac{\eta_0 u \gamma_1}{2E'R} \right)^{0.67} \left(\frac{2\alpha E'}{\gamma_1} \right)^{0.53} \left(\frac{F_N}{2E'R^2} \right)^{-0.067} \quad (1.23)$$

Koefisien gesek

Total gaya gesek pada *mixed lubrication regime* adalah penjumlahan dari gaya gesek dari kontak *asperity* dan gaya gesek dari pelumas, dapat ditulis sebagai berikut

$$F_f = F_{fl} + F_{fA} \quad (1.24)$$

$$F_f = \sum_{i=1}^N \iint_{A_{ci}} \tau_{ci}(\dot{\gamma}) dA_{ci} + \iint_{A_H} \tau_H(\dot{\gamma}) dA_H$$

$$(1.25)$$

Gaya gesek untuk kontak *asperity*, diasumsikan gesekan kontak *asperity* dengan jenis Coulomb. Besarnya koefisien gesek adalah

$$\mu_{ci} = \frac{\tau_{ci}}{p_{ci}} \quad (1.26)$$

Dengan p_{ci} tekanan normal pada *asperity* dan N adalah jumlah kontak *asperity*. Koefisien gesek μ_{ci} diasumsikan konstan untuk seluruh *asperity*, sehingga bentuk pertama dari pers. 1.25 di atas dapat ditulis

$$\sum_{i=1}^N \iint_{A_{ci}} \mu_s p_{ci} dA_{ci} = \mu_s F_A \quad (1.27)$$

Gaya gesek untuk lapisan pelumas, dengan mengambil tegangan geser dalam lapisan fluida dapat ditentukan dengan Eyring model. Menurut Bell, Kannel dan Allan (1964) model dari Eyring ini sesuai untuk kondisi dimana pelumas berperilaku sebagai *nonlinear viscous*. Tegangan geser Eyring dapat ditentukan dari rumus berikut

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_o}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_H}{\tau_o} \right) \quad (1.28)$$

dimana η menyatakan viskositas dari pelumas dan τ_o adalah tegangan geser Eyring.

Dengan menyusun persamaan 1.28 diperoleh

$$\tau_H = \tau_o \ln \left[\frac{\eta \dot{\gamma}}{\tau_o} + \sqrt{\left(\frac{\eta \dot{\gamma}}{\tau_o} \right)^2 + 1} \right] \quad (1.29)$$

Gaya gesek fluida per unit panjang dari kontak F_L ditentukan dengan mengintegrasikan tegangan geser sepanjang arah gerakan,

$$\iint_{A_H} \tau_H(\dot{\gamma}) dA_H = \tau_o \ln \left[\frac{\eta \dot{\gamma}}{\tau_o} + \sqrt{\left(\frac{\eta \dot{\gamma}}{\tau_o} \right)^2 + 1} \right] A_H \quad (1.30)$$

Dimana

$$\dot{\gamma} \text{ didefinisikan sebagai } \dot{\gamma} = \frac{u}{h}$$

$$A_H = A_{nom} - A_r,$$

$$A_r = \pi \eta \beta A_{nom} \int_h^\infty (s-h) f(s) ds$$

Besarnya koefisien gesek dapat ditulis sebagai berikut:

$$\mu = \frac{F_f}{F_N} = \frac{\mu_s F_A + \tau_L \left(1 - e^{-\frac{\eta u}{h \tau_L}} \right) A_H}{F_N} \quad (1.31)$$

Metodologi

Pada *mixed lubrication model* ada pembagian beban antara kontak *asperity* $\frac{1}{\gamma_2}$ dan *elastoelastohydrodynamic lubrication*, $\frac{1}{\gamma_1}$. Komponen untuk *elastoelastohydrodynamic* dinyatakan dengan tebal lapisan film pada kondisi *fully flooded*, h , dari Hamrock dan Dowson dan komponen kontak *asperity* dinyatakan dengan

pendekatan model kontak *asperity* dari GT. Ada tiga variabel yang tidak diketahui yaitu, $\frac{1}{\gamma_1}$, $\frac{1}{\gamma_2}$, dan h , dengan menyelesaikan 3 persamaan secara simultan dari persamaan 1.32 di bawah ini dengan menggunakan program komersial MathCad sehingga ketiga variable tersebut dapat diperoleh.

$$\begin{cases} 1 = \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} \\ \frac{h}{R} = 1.899 \left(\frac{\eta_0 u \gamma_1}{2E'R} \right)^{0.67} \left(\frac{2\alpha E'}{\gamma_1} \right)^{0.53} \left(\frac{F_N}{2E'R^2} \right)^{-0.067} \\ \frac{F_N}{\gamma_2} = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi \gamma_2 (\eta \beta \sigma_s)^2 \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} E' \left(\frac{3F_N R'}{4E'} \right)^{2/3} F_{5/2} \left(\frac{h-2D_d}{\sigma_s} \right) \end{cases} \quad (1.32)$$

Tebal lapisan film, h , yang diperoleh dari persamaan 1.32 di atas merupakan tebal lapisan film pada kondisi *fully flooded*, maka untuk menentukan tebal lapisan pada kondisi *starvation* dengan menggunakan

starved lubrication model dengan mengambail harga rasio antara tebal lapisan film disesi masuk dengan kekasaran permukaan ($\frac{h_{oil}}{\sigma_s}$) sebesar 4 (Gasni (2013)).

Jika tebal lapisan film pada kondisi *starvation* telah diketahui, sehingga besarnya pembagian gaya antara gaya fluida dan gaya *asperity* (γ_1 dan γ_2) pada kondisi *starvation* dapat ditentukan. Besarnya gaya geser untuk kontak *asperity*, gaya geser untuk lapisan fluida, dan besarnya koefisien gesek dapat diperoleh dari persamaan (1.27), (1.30), dan (1.31).

Untuk data simulasi dalam menganalisis fenomena *starvation* dan tebal lapisan film pada kondisi *starvation* untuk beberapa kekasaran permukaan diberikan pada Tabel 1 di bawah ini.

Tabel 1. Parameter input untuk simulasi kurva Stribeck

variabel	kondisi permukaan			satuan	keterangan
	kasar	sedang	halus		
n	5.0 10 ¹⁰	1.0 10 ¹¹	2.0 10 ¹¹	m ⁻²	Density dari <i>asperity</i>
β	0.1	0.1	0.1	μm	Jari-jari dari <i>asperity</i>
σ _s	0.1	0.05	0.025	μm	Standard deviasi dari <i>asperity</i>
D _d	1.146 σ _s	1.146 σ _s	1.146 σ _s	μm	-
E	107.9	107.9	107.9	GPa	Reduced modulus elasticity
R	9.5 10 ⁻³	9.5 10 ⁻³	9.5 10 ⁻³	mm	Reduced radius
η ₀	0.0202	0.0202	0.0202	Pas	Viskositas
α	2.0 10 ⁻⁸	2.0 10 ⁻⁸	2.0 10 ⁻⁸	Pa ⁻¹	Viscosity pressure coefficient
τ ₀	2.5	2.5	2.5	MPa	Tegangan geser Eyring
F _N	50	50	50	N	Gaya normal

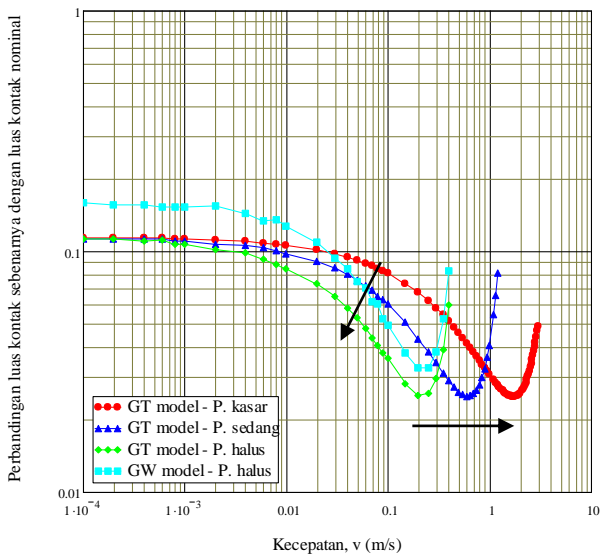
Hasil dan Pembahasan

Luas kontak sebenarnya dan jumlah *summit* dalam kontak

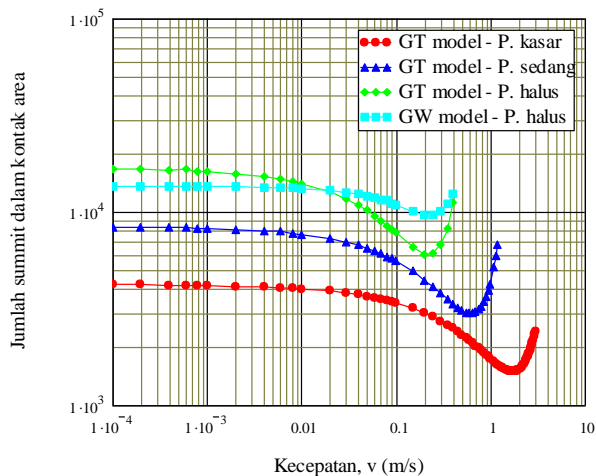
Gambar 7 memperlihatkan hubungan antara perbandingan luas kontak sebenarnya dengan luas kontak nominal berdasarkan model kontak *asperity* GT dan GW terhadap kecepatan yang diplot dalam skala logaritma untuk beberapa kekasaran permukaan masing masing 0,1, 0,05, dan 0,025 μm. Analisis secara teoritik dilakukan dengan menggunakan program komersial MathCad dengan mengkombinasikan *mixed lubrication model* dan *starved lubrication model* dengan perbandingan antara tebal lapisan film disesi masuk dengan kekasaran ($\frac{h_{oil}}{\sigma_s}$) sama dengan 4. Pada kondisi ini, gaya dijaga konstan pada 50 N dan kecepatan divariasikan dari 0,0001 m/s sampai dengan 3 m/s. Dari hasil analisis teoritis memperlihatkan bahwa

perbandingan antara luas kontak sebenarnya dengan luas kontak nominal lebih tinggi untuk GW model jika dibandingkan dengan GT model pada kondisi permukaan halus, hal ini diperlihatkan dengan garis biru muda dan hijau pada Gambar 7. Hal ini dapat di pahami bahwa pada GW model salah satu permukaan adalah datar sehingga luas kontak sebenarnya lebih besar dari GT model. Tetapi tidak ada perbedaan kecepatan terjadinya transisi antara luas kontak sebenarnya dengan luas kontak nominal untuk kedua model tersebut. Untuk ketiga GT model dengan kekasaran permukaan yang berbeda-beda (warna merah, biru tua dan hijau pada Gambar 7) pada *boundary lubrication* perbandingan rasio antara luas kontak sebenarnya dengan luas kontak nominal untuk ketiga kekasaran adalah konstan, akan tetapi pada daerah *mixed lubrication* perbandingan rasio antara luas kontak sebenarnya dengan luas kontak nominal untuk permukaan kasar lebih tinggi dari permukaan halus untuk kecepatan yang sama, sedangkan pada daerah EHL kembali konstan. Pada daerah EHL ini,

transisi perubahan perbandingan rasio antara luas kontak sebenarnya dengan luas kontak nominal untuk berbagai kekasaran permukaan dipengaruhi oleh kecepatan.



Gambar 7. Perbandingan luas kontak sebenarnya dengan luas kontak nominal untuk beberapa kekasaran permukaan terhadap kecepatan dengan $\frac{h_{oil}}{\sigma_s} = 4$.



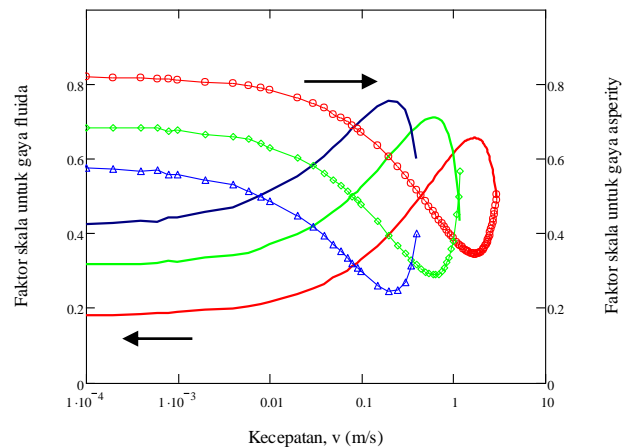
Gambar 8. Jumlah summit dalam kontak area untuk beberapa kekasaran permukaan terhadap kecepatan dengan $\frac{h_{oil}}{\sigma_s} = 4$.

Hubungan antara jumlah *summit* dalam kontak area terhadap perubahan kecepatan dan terhadap beberapa kekasaran permukaan diperlihatkan pada Gambar 8. Jumlah *summit* pada permukaan halus dalam kontak area pada *boundary lubrication* untuk GW model lebih kecil jika dibandingkan dengan GT model tetapi didaerah *mixed lubrication* terjadi sebaliknya. Untuk GT model dengan variasi kekasaran permukaan, jumlah *summit* akan meningkat dengan halusna permukaan dan transisi perubahan jumlah *summit*

dipengaruhi oleh kecepatan.

Faktor skala antara gaya fluida dan gaya *asperity*

Pada daerah *mixed lubrication*, gaya total merupakan gabungan antara gaya fluida dan gaya *asperity*. Komposisi besarnya proporsi untuk gaya fluida dan gaya *asperity* untuk tiga variasi kekasaran dapat dilihat pada Gambar 9. Pada permukaan kasar, proporsi gaya *asperity* pada kecepatan rendah lebih besar jika dibandingkan dengan proporsi gaya *asperity* untuk permukaan halus yaitu masing masing 0,82 dan 0,6. Dengan naiknya kecepatan komposisi dari gaya fluida dan gaya *asperity* akan berubah. Komposisi 50 % gaya fluida dan 50 % gaya *asperity* pada berbagai macam kekasaran permukaan terjadi pada kecepatan yang berbeda-beda. Semakin kasar permukaan semakin tinggi kecepatan yang diperlukan untuk mencapai proporsi yang sama dari gaya fluida dan gaya *asperity*. Pada kecepatan tinggi proporsi gaya fluida kembali menurun dan gaya *asperity* akan kembali meningkat.

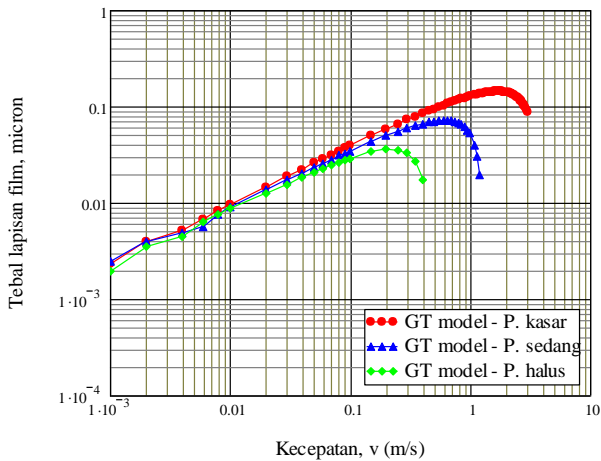


Gambar 9. Faktor skala pembagian beban akibat gaya fluida dan gaya *asperity* untuk ketiga variasi kekasaran permukaan yaitu: kasar (merah), sedang (hijau), dan halus (biru) dengan $\frac{h_{oil}}{\sigma_s} = 4$.

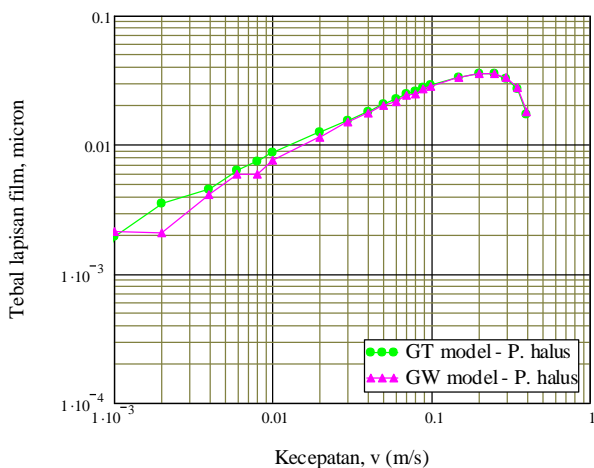
Tebal lapisan film dan kurva Stribeck

Tebal lapisan film pada kondisi *starvation* fungsi dari kecepatan untuk beberapa kekasaran permukaan dapat dilihat pada Gambar 10 dan 11. Kekasaran permukaan dua material yang kontak akan mempengaruhi fenomena *starvation*. Semakin kasar dua permukaan yang kontak, maka semakin tinggi kecepatan yang diperlukan sehingga terjadinya *collapse* pada pelumas. Hal yang sama di jumpai oleh Cann (2004). Pada Gambar 11 dapat dilihat bahwa tidak ada perbedaan yang signifikan besarnya tebal

lapisan film di daerah kontak antara kedua model tersebut, dimana kekasaran permukaan tidak berpengaruh banyak kepada tebal lapisan film.

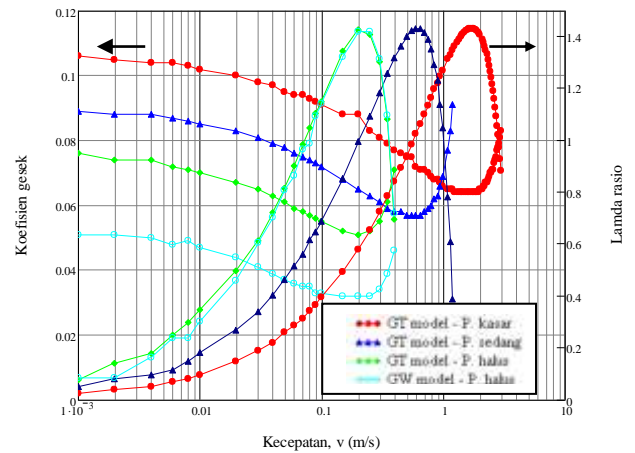


Gambar 10. Tebal lapisan film pada kondisi *starvation* dengan $\frac{h_{oil}}{\sigma_s} = 4$ untuk beberapa kekasaran permukaan.



Gambar 11. Perbandingan tebal lapisan film pada kondisi *starvation* antara GT model dan GW model dengan $\frac{h_{oil}}{\sigma_s} = 4$ pada permukaan halus.

Gambar 12 memperlihatkan perbandingan beberapa kekasaran permukaan terhadap koefisien gesek dan *lamda rasio* terhadap kecepatan. Kurva Stribeck dihitung dengan menggunakan 604opic604tic kontak model. Dari ketiga kekasaran permukaan, dengan naiknya kecepatan fenomena *starvation* mulai terjadi pertama kali pada permukaan halus kemudian diikuti oleh permukaan sedang dan kasar. Pada kondisi ini *lamda rasio* untuk ketiga kekasaran permukaan sama dengan 1.4. Tetapi harga kekasaran permukaan Pada Gambar 12 tersebut juga dapat dilihat bahwa ada perbedaan antara GW model dan GT model, dimana koefisien gesek untuk GT model lebih tinggi dari GW model dan tidak ada perbedaan kecepatan terjadinya fenomena *starvation* untuk kedua model kontak tersebut.



Gambar 12. Kurva Stribeck untuk beberapa kekasaran permukaan dengan GT dan GW model dengan $\frac{h_{oil}}{\sigma_s} = 4$.

Kesimpulan

Penelitian secara teoritis untuk menentukan pengaruh kekasaran permukaan terhadap fenomena *starvation* pada point kontak telah dilakukan dengan menggunakan model kontak *asperity* GT dan GW. Dari hasil analisis dapat dilihat bahwa tidak ada perbedaan signifikan pengaruh kedua model kontak *asperity* tersebut terhadap fenomena *starvation*, tetapi pada kurva Stribeck koefisien gesek lebih tinggi pada GT model jika dibandingkan dengan GW model.

Pada mesin-mesin yang berputar pada kecepatan tinggi kekasaran permukaan akan sangat membantu dalam pelumasan didaerah kontak, dimana dari hasil penelitian menunjukkan bahwa permukaan kasar akan memperlambat fenomena *starvation*. Dari hasil penelitian memperlihatkan bahwa fenomena *starvation* akan terjadi terlebih dahulu pada permukaan halus kemudian diikuti oleh permukaan sedang dan kasar dimana masing-masing terjadi pada kecepatan 0,09, 0,15, dan 0,5 m/s.

Ucapan Terima kasih

Terima kasih kepada Dr. Juan Zhu atas diskusi untuk topic *mixed lubrication model* dan *contact mechanics*.

Nomenklatur

- F_N Gaya normal (N)
- F_L Gaya fluida (N)

F_A	Gaya asperity (N)
F_f	Gaya gesek (N)
F_{fL}	Gaya gesek fluida (N)
F_{fA}	Gaya gesek asperity (N)
P_N	Tekanan normal (Nm^{-2})
P_L	Tekanan fluida (Nm^{-2})
P_A	Tekanan <i>asperity</i> (Nm^{-2})
h	Tebal lapisan film kondisi <i>fully flooded</i> (μm)
h^*	Tebal lapisan film kondisi <i>starvation</i> (μm)
h_{oil}	Tebal lapisan disesi masuk
E^*	<i>Reduced modulus elasticity</i> (Gpa)
R^*	<i>Reduced radius</i> (mm)
u	Kecepatan (m/s)
w	Defleksi
a	Jari-jari kontak

Greek letters

μ	Keofisien gesek
η_0	Viscositas (Pas)
β	Jari-jari dari <i>asperity</i> (μm)
σ_s	Standard deviasi dari <i>asperity</i> (μm)
α	Viscosity pressure coefficient (Pa^{-1})
τ_0	Tegangan geser Eyring (MPa)
γ_1	Faktor skala untuk kontak fluida
γ_2	Faktor skala untuk kontak <i>asperity</i>

Subsripts

nom	Nominal
EHL	Elastohydrodynamic
GW	Greenwood dan William
GT	Greenwood dan Tripp

Referensi

Hamrock, B. J. dan Dowson, D. Elsothydrodynamic lubrication of elliptical contacts for materials of low elastic modulus I: fully flooded conjunction. Trans. ASME, J. Lubric. Technol., Vol. 100, 236 – 245 (1978)

Hamrock, B. J. dan Dowson, D. Elsothydrodynamic lubrication of elliptical contacts for materials of low elastic modulus II: starved conjunction. Trans. ASME, J. Lubric. Technol., Vol. 101, 92 – 98 (1979)

Damiens B., Venner C. H., Cann P. M. E., Lubrecht A. A., Starved lubrication elliptical EHD contacts, Trans. ASME, Journal of Tribology, Vol. 126, 105-111 (2004)

Venner, C.H., Popovici G., Lugt P. M., Organisciak M., Film thickness modulations in starved elastohydrodynamically lubricated contacts induced by time-varying lubricant supply, Trans. ASME,

Journal of Tribology, Vol. 30, 041501 (2008)

Chevalier F., Lubrecht A. A., Cann P. M. E., Colin F., Dalmaz G., Film Thickness in Starved EHL Points Contacts, Trans. ASME, Journal of Tribology, Vol. 120, 126-133 (1998)

Cann P. M. E., Damiens B., dan Lubrecht A. A., The transition between fully flooded and starved regimes in EHL, Tribology International, Vol. 37, 859-864 (2004)

Gasni D, Simulasi koefisien gesek untuk mixed lubrication model pada point contact, Jurnal Teknik, No. 19, Vol. 2, Oktober (2012)

Crook A. W., The Lubrication of rollers-I, Trans. R. Soc. London, Ser A 250, 380 (1958)

Wolveridge P. E., Baglin K. P., dan Archard J. F., The starved lubrication of cylinders in line contacts, Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 181, 1159-1169 (1971)

Orcutt F. K., dan Cheng H.S., Lubrication of rolling contact instruments bearing, Giro Spin Axis, Hydrodynamic Bearing Symposium, Vol 2 (M.I.T. Instrument Lab., Cambridge, Mass) (1966)

Johnson, K.L., Contact mechanics, Cambridge University Press (1985)

Greenwood, J. A. and J. B. P. Williamson, Contact of nominally flat surfaces. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences 295(1442): 300-319 (1966)

Bell, J.C., Kannel, J.W., dan Allen, C. M., The rheological behaviour of the lubricant in the contact zone of a rolling contact system. ASME, Journal Basic Eng. Vol. 86, 423 (1964)

Gelinck, E. R. M. and D. J. Schipper, Calculation of Stribeck curves for line contacts. Tribology International, Vol. 33(3-4): 175-181 (2000)

Hon So, Shyh-Jye dan Chin-Rong Chen, Influence of surface roughness, Journal of the chinese institute of engineers, Vol. 10;1, 33-34 (1987)

Chiu, Y. P., A theory of hydrodynamic friction forces in starved point contact considery cavitation, J. Lubr. Technol. ASME, 96, 237-246 (1974).

Wedeven, L. D., Evans, D., and Cameron, A., Optical Analysis of ball bearing starvation, J. Lubr. Technol. ASME, 93, 3, 349-363, July (1971)

Greenwood, J.A. and Tripp, J.H., The contact of two nominal flat rough surfaces, Proc. Inst. Mech. Engrs., 185, 625-633 (1970)

Faraon, I.C., Mixed lubricated line contacts. Ph.D thesis, University of Twente Enchede, The Netherlands (2005)

Whitehouse, D.J dan Archard, J.F., The properties of random surfaces significance in their contact. Trans. R. Soc. London Series A, Vol. 316, 97-121 (1970)

Gasni, D., *Starvation* pada point contact dengan pendekatan *mixed lubrication model* dan *starved model*, Pr oceeding Seminar Inovasi Teknologi dan Rekayasa Industri, Padang (2013).