

BAB II KAJIAN PUSTAKA

2.1 Pendahuluan

Gesekan mempunyai peranan penting dalam kehidupan sehari-hari walaupun kita tidak pernah memikirkan tentang itu. Sebagai contoh, gesekan memberikan dukungan kepada ban mobil untuk dapat melaju dengan stabil. Di sisi lain, kegiatan manusia selalu dirugikan oleh gesekan. Dalam bidang sistem *engineering*, ketika dua permukaan meluncur berlawanan arah satu sama lain, gesekan tidak dapat dihindari. Dalam kasus ini, gesekan mempunyai dua efek, yaitu menimbulkan keausan dan kerja yang tidak berguna. Oleh karena itu, hal ini membutuhkan perlakuan untuk mengatasinya sehingga pengurangan gesekan tidak hanya akan menambah umur dari sebuah komponen tetapi juga akan meningkatkan efisiensi sistem.

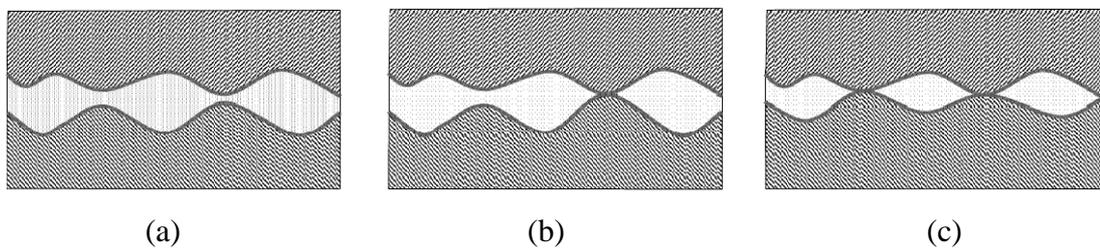
Sejak dahulu manusia selalu berusaha keras untuk mengatasi gesekan. Gesekan antar permukaan dapat dikurangi dengan mengurangi koefisien gesek atau dapat dikurangi dengan penambahan sebuah zat yang disebut pelumas diantara dua permukaan [11].

Pelumas adalah suatu zat yang digunakan untuk mengurangi gesekan dan keausan. Selain itu pelumas digunakan untuk menimbulkan *smooth running* dan meningkatkan umur yang diinginkan dari elemen mesin. Kebanyakan pelumas adalah cair (seperti oli, *synthetic esters*, *silicon fluids* dan air), tetapi untuk kondisi tertentu pelumas dapat berupa *solid* (seperti *polytetrafluoroethylene* atau PTFE) yang digunakan untuk *dry bearing*, *grease* untuk penggunaan *rolling element bearing* atau gas (seperti udara) digunakan untuk *gas bearing*. Sebagian besar jenis fluida yang digunakan dalam bidang *engineering* khususnya MEMS adalah fluida *Newtonian*. Oleh karena itu, penulis akan mencoba mencari efek parameter performansi sistem yang dihasilkan saat menggunakan fluida *non-Newtonian* sebagai pelumas.

Pada pertengahan abad 20, dua jenis pelumasan dikenalkan, yaitu *hydrodynamic lubrication* dan *boundary lubrication*. Pemahaman tentang *hydrodynamic lubrication* dimulai dengan eksperimen klasik dari Tower [12]. Pada saat itu diperoleh adanya *fluid*

film yang dideteksi dari pengukuran tekanan dari pelumas, dan Petrov [12], yang menghasilkan suatu kesimpulan yang sama dari pengukuran gesekan. Kegiatan ini diikuti oleh Reynolds [12] yang membuat tulisan analitis yang dia gunakan untuk mereduksi persamaan Navier-Stokes yang disatukan dengan persamaan kontinuitas untuk menghasilkan persamaan differensial orde kedua dari tekanan dalam celah sempit dan konvergen antar permukaan *bearing*. Tekanan ini memungkinkan sebuah beban untuk ditransmisikan antar permukaan dengan gesekan yang sangat rendah, karena permukaan dipisahkan oleh *fluid film*.

Teori tentang *boundary lubrication* dikenalkan oleh Hardy dan Doubleday [11] yang menemukan secara ekstrim ketebalan film melekat ke permukaan yang mengalami kontak sliding. *Boundary lubrication* adalah lawan dari *hydrodynamic lubrication*. Pada tahun 1970 dikenalkan bahwa antara *hydrodynamic lubrication* dan *boundary lubrication* terdapat kombinasi antara keduanya. Rezim ini biasa dikenal dengan *mixed lubrication*. Pada rezim ini beberapa bagian kontak akan terjadi antar *asperities*. Untuk melihat perbedaan antara tiga rezim pelumasan, dapat dilihat pada Gambar 2.1 berikut:



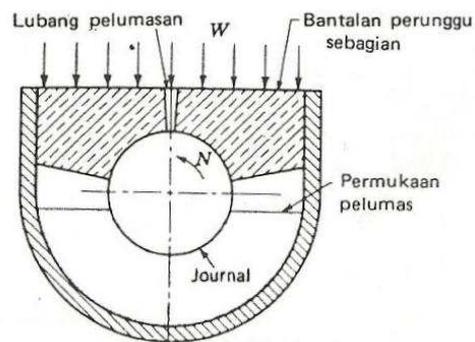
Gambar 2.1. Jenis-jenis rezim pelumasan: (a) *Hydrodynamic lubrication*, (b) *Mixed lubrication*, (c) *Boundary lubrication* [13]

Ketika kecepatan *sliding* tinggi, karena efek hidrodinamis dua permukaan terpisah oleh pelumas. Pada situasi ini tekanan fluida pada kontak dapat memisahkan permukaan. Pelumasan ini yang biasa dikenal dengan rezim *hydrodynamic lubrication*. Ketika kecepatan dikurangi, tekanan fluida pada kontak berkurang dan sebagai konsekuensinya *asperities* dari permukaan akan mulai menyentuh satu sama lain dan beban yang dibawa oleh *asperities* akan meningkatkan gesekan. Pada situasi ini gesekan

dihasilkan dari tegangan geser yang beraksi antar *asperities*. Kejadian ini merupakan rezim transisi yang disebut dengan *mixed lubrication*. Dengan mengurangi kecepatan lebih lanjut, tekanan dari pelumas pada kontak menjadi sama dengan tekanan lingkungan dan hasilnya permukaan kontak akan menyentuh. Beban normal seluruhnya akan dibawa oleh interaksi antar permukaan. Rezim ini yang disebut dengan *boundary lubrication* [13].

2.2 *Hydrodynamic Lubrication*

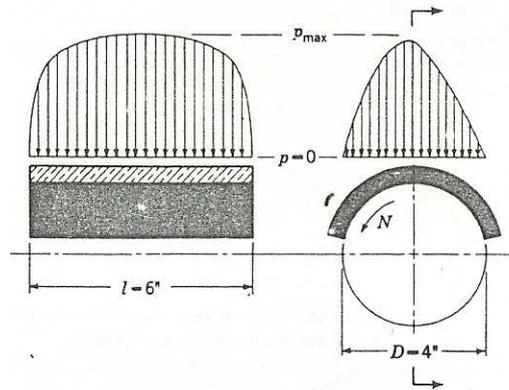
Teori tentang *hydrodynamic lubrication* yang ada sekarang ini berasal dari laboratorium Beauchamp Tower pada awal 1880-an di Inggris. Tower [12] telah melakukan penyelidikan gesekan pada *slider bearing* dan mempelajari metoda pelumasannya yang terbaik. Selama penyelidikan tersebut, secara kebetulan atau karena penyimpangan memaksa Tower harus melihat persoalan tersebut secara lebih terperinci dan kemudian menghasilkan suatu penemuan yang langsung membawa ke pengembangan teori ini.



Gambar 2.2. Skema *bearing* sebagian yang dipakai oleh Tower [14]

Gambar 2.2 adalah suatu gambar skema dari *slider bearing* yang diselidiki oleh Tower. Ini adalah *bearing* sebagian, berdiameter 4 in dengan panjang 6 in, dengan sudut *bearing* 157° , dan mempunyai pelumasan jenis celup (*bath type*). Dalam hal ini Tower bertujuan ingin mengetahui adanya suatu tekanan pada fluida dengan memasang sebuah alat pengukur tekanan yang dihubungkan dengan lubang tersebut. Akhirnya dia

menemukan tekanan dukung pelumas secara terperinci di sepanjang *bearing* dan melaporkan suatu distribusi yang sama seperti terlihat pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3. Kurva distribusi tekanan yang mendekati, yang didapat Tower [14]

Hasil yang didapat oleh Tower mempunyai suatu keteraturan yang disimpulkan oleh Osborne Reynolds bahwa di sana haruslah ada suatu hukum yang jelas yang menghubungkan gesekan, tekanan, dan kecepatan. Teori matematis dari pelumasan sekarang didasarkan pada hasil kerja oleh Reynolds [12]. Persamaan diferensial yang asli, dikembangkan oleh Reynolds, dipakainya untuk menjelaskan hasil percobaan oleh Tower [12]. Penyelesaiannya adalah suatu persoalan yang menantang yang telah merangsang banyak peneliti, dan ini masih merupakan titik awal dari penelitian pelumasan [14].

Semua *hydrodynamic lubrication* dapat diungkapkan menggunakan matematika dalam bentuk persamaan yang didapat oleh Reynolds dan biasanya dikenal dengan persamaan Reynolds. Persamaan ini didapat dari penyederhanaan persamaan momentum Navier-Stokes dan persamaan kontinuitas. Ada persyaratan utama oleh Reynolds untuk *hydrodynamic lubrication*:

- Dua permukaan harus bergerak relatif satu sama lain dengan kecepatan yang cukup untuk membawa beban.
- Permukaan harus membentuk sudut. Pada permukaan paralel tidak dapat membentuk *lubricating film* untuk mendukung dari beban yang diterapkan [15].

Slider bearing adalah aplikasi *hydrodynamic lubrication*, dibawah kondisi operasi, dalam rezim *hydrodynamic lubrication* dimana deformasi elastis dari permukaan *bearing* sangat kecil dan dapat diabaikan. Contoh dari *slider bearing* adalah *axial thrust pad bearing* yang digambarkan pada Gambar 2.4 [16].



Gambar 2.4. Skema *axial thrust pad bearing* [16]

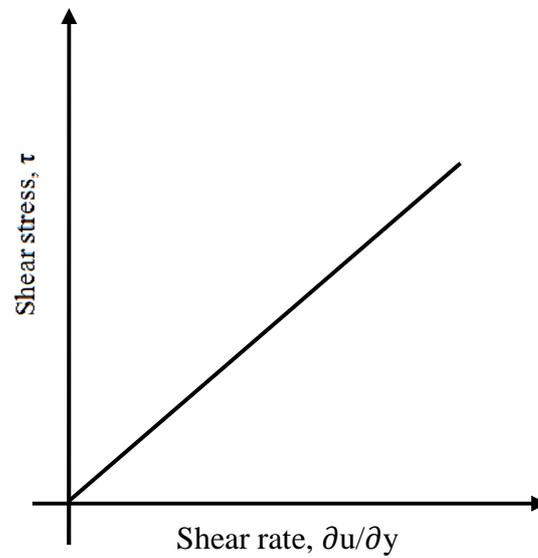
2.3 Jenis-jenis Fluida

2.3.1 Fluida *Newtonian*

Hal penting yang perlu diketahui dari nilai viskositas pelumas, μ pada laju geser spesifik, $\frac{du}{dz}$. Tegangan geser untuk fluida *Newtonian* sebanding dengan laju geser seperti ditunjukkan pada persamaan (2.5). Beberapa contoh fluida *Newtonian* yaitu air, benzena, minyak lampu. Jenis fluida ini mempunyai struktur molekul yang longgar yang tidak terpengaruh oleh gerakan geser.

Tegangan geser, τ mempunyai persamaan sebagai berikut:

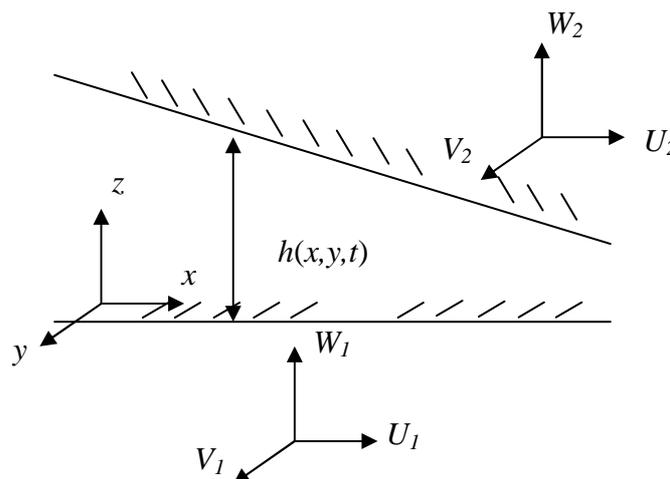
$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial z} \quad (2.1)$$



Gambar 2.5. Karakteristik fluida *Newtonian* [3]

2.3.1.1 Penurunan Persamaan Reynold Klasik

Fluid film antara dua permukaan *solid* ditunjukkan seperti Gambar 2.6. Persamaan Reynolds adalah persamaan yang digunakan untuk menentukan tekanan pada *fluid film* ketika dua permukaan bergerak relatif satu sama lain. Untuk penyederhanaan, permukaan bawah diasumsikan sebagai sebuah bidang.



Gambar 2.6. *Fluid film* antara dua permukaan *solid* [11]

Sumbu x dan y terletak pada permukaan bawah dan sumbu z merupakan tegak lurus dari permukaan bawah. Kecepatan fluida arah x , y , dan z dinotasikan dengan u , v , dan w . Untuk kecepatan permukaan bawah dideskripsikan dengan U_1 , V_1 , dan W_1 . Sedangkan kecepatan permukaan atas dideskripsikan dengan U_2 , V_2 , dan W_2 . Dalam kebanyakan kasus, permukaan atas dan permukaan bawah ditunjukkan sebagai gerak translasi relatif satu sama lain. Pada kasus ini, jika sumbu x merupakan gerakan translasi maka $V_1 = V_2 = 0$ sehingga persamaan dapat disederhanakan. Perbedaan antara 2 permukaan atau ketebalan *fluid film* dinotasikan sebagai $h(x,z,t)$ dengan t adalah waktu.

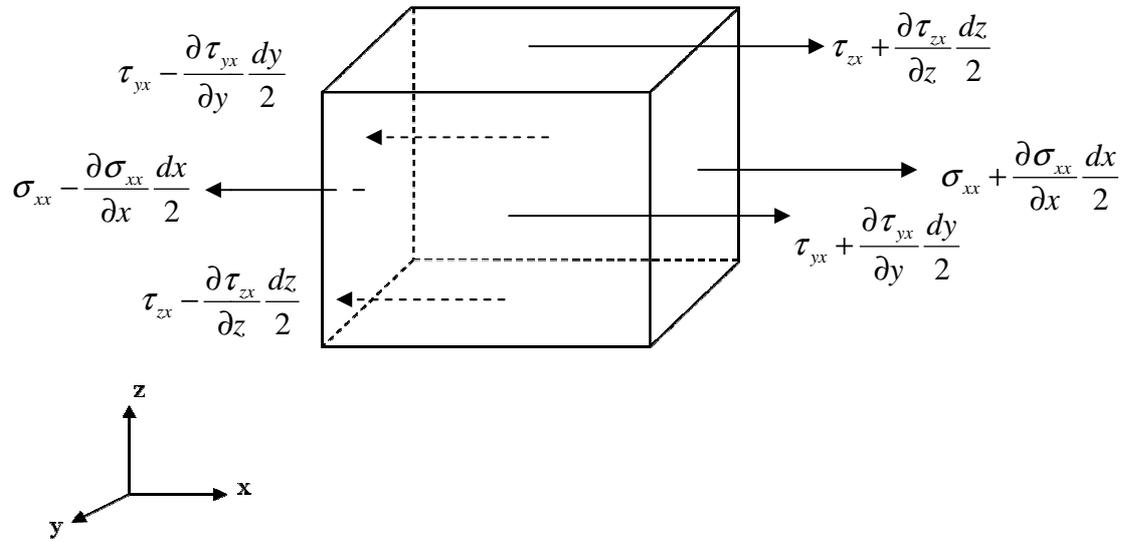
a. Asumsi persamaan Reynolds

Dalam penurunan persamaan Reynolds, asumsi-asumsi yang digunakan adalah:

- (1) Aliran laminar
- (2) Gaya gravitasi dan inersia yang beraksi pada fluida dapat diabaikan dengan perbandingan dari gaya viskos.
- (3) Fluida yang digunakan merupakan fluida *incompressible*.
- (4) Fluida yang digunakan adalah fluida *Newtonian* dengan viskositas konstan.
- (5) Tekanan fluida tidak berubah sepanjang ketebalan film (arah z).
- (6) Rata-rata perubahan kecepatan u dan v pada arah x dan y dapat diabaikan dengan dibandingkan dengan rata-rata perubahan arah z .
- (7) Pada kondisi batas antara fluida dan *solid* adalah *no-slip*.

b. Kesetimbangan gaya

Kesetimbangan gaya yang beraksi pada volum elemen fluida ditunjukkan seperti Gambar 2.7.



Gambar 2.7. Volum elemen fluida [11]

$$\begin{aligned} & \left(\sigma_{xx} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dydz + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{dy}{2} \right) dx dz + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) dx dy \\ & - \left(\sigma_{xx} - \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dydz - \left(\tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{dy}{2} \right) dx dz - \left(\tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) dx dy = 0 \quad (2.2) \end{aligned}$$

Dimana σ_{xx} adalah gaya normal yang beraksi pada bidang normal sumbu x . Sedangkan τ_{zx} dan τ_{yx} adalah gaya geser yang beraksi pada bidang y dan z pada arah sumbu x . Persamaan (2.2) dapat disusun kembali menjadi:

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} = 0 \quad (2.3)$$

Tekanan fluida adalah p . Kemudian $p = -\sigma_{xx}$ dan persamaan (2.2) di atas dapat dituliskan menjadi:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \quad (2.4)$$

Karena fluida yang digunakan adalah fluida *Newtonian* (asumsi 4), maka hubungan tegangan geser adalah sebagai berikut:

$$\tau_{zx} = \mu \frac{\partial u}{\partial z} \quad \tau_{yx} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.5)$$

dimana μ adalah koefisien viskositas. Persamaan (2.4) menjadi:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.6)$$

Pada asumsi bahwa rata-rata perubahan kecepatan aliran u dalam arah y lebih kecil dibandingkan dengan arah z (asumsi keenam), bagian kedua dari sisi kanan persamaan (2.6) di atas dapat diabaikan dibandingkan dengan bagian pertama.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (2.7)$$

Pada asumsi selanjutnya bahwa viskositas adalah konstan (asumsi 4), maka persamaan kesetimbangan gaya dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (2.8)$$

Dengan cara yang sama, persamaan dari kesetimbangan arah y adalah:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (2.9)$$

c. Kecepatan aliran

Pengintegralan persamaan (2.8) dan (2.9) sebanyak 2 kali memberikan kecepatan u dan v . Dari asumsi pada kondisi batas antara permukaan *solid* dan fluida adalah *no-slip*, maka kecepatan aliran sebagai berikut:

$$\begin{aligned} y = 0, u = U_1 \text{ dan } v = V_1 \\ y = h, u = U_2 \text{ dan } v = V_2 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Sehingga kecepatan fluida ditunjukkan sebagai berikut:

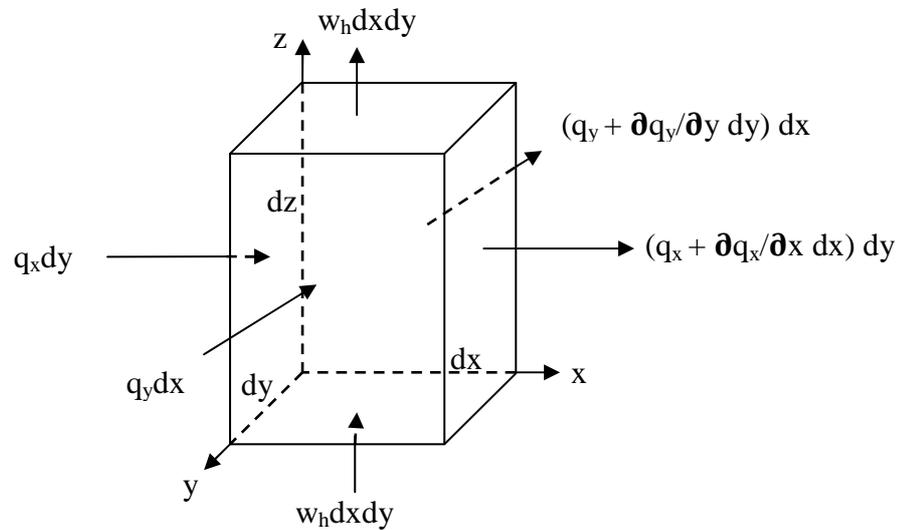
$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} z(h-z) + \left[\left(1 - \frac{z}{h}\right) U_1 + \frac{z}{h} U_2 \right] \quad (2.11)$$

$$v = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial y} z(h-z) + \left[\left(1 - \frac{z}{h}\right) V_1 + \frac{z}{h} V_2 \right] \quad (2.12)$$

Perhitungan ini diasumsikan bahwa tekanan konstan sepanjang arah z (asumsi 5). Pada persamaan (2.11) untuk kecepatan u , pada sisi kanan untuk setengah yang terakhir (dalam kurung) menunjukkan kecepatan fluida karena pergerakan dari kecepatan permukaan *solid* dalam arah x . Setengah yang lain menunjukkan kecepatan aliran karena perbedaan tekanan [11].

d. Persamaan kontinuitas

Sebuah elemen dari pelumas dipertimbangkan seperti Gambar 2.8. Pelumas mengalir memasuki sebuah elemen secara horizontal dengan debit aliran sebesar q_x dan q_y . Pelumas keluar dengan debit aliran $q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx$ dan $q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy$ per unit panjang dan lebar. Dalam arah vertikal, pelumas memasuki sebuah elemen dengan debit aliran $w_0 dx dy$ dan keluar dari elemen dengan debit aliran $w_h dx dy$, dimana w_0 merupakan kecepatan aliran pada permukaan bawah ke arah sumbu z sedangkan w_h adalah kecepatan aliran pada permukaan atas ke arah sumbu z .



Gambar 2.8. Kontinuitas aliran sebuah elemen [15]

Prinsip dari persamaan kontinuitas adalah flux yang masuk harus sama dengan flux yang keluar dari sebuah *control volume* dengan kondisi *steady*. Jika densitas pelumas adalah konstan (asumsi 3), maka persamaan kontinuitas menjadi:

$$q_x dy + q_y dx + w_0 dx dy = \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dy + \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) dx + w_h dx dy \quad (2.13)$$

Persamaan (2.13) setelah disederhanakan menjadi:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} dx dy + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy dx + (w_0 - w_h) dx dy = 0 \quad (2.14)$$

Karena $dx dy \neq 0$ persamaan (2.14) dapat ditulis sebagai berikut:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + (w_0 - w_h) = 0 \quad (2.15)$$

Persamaan (2.15) di atas merupakan persamaan kontinuitas dari sebuah elemen. Debit aliran per unit panjang q_x dan q_y dapat ditemukan dari pengintegralan dari profil kecepatan pelumas sepanjang ketebalan film.

$$q_x = \int_0^h u dz \quad (2.16)$$

$$q_y = \int_0^h v dz \quad (2.17)$$

Substitusi u dari persamaan (2.11). Debit aliran menjadi:

$$q_x = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2} \quad (2.18)$$

$$q_y = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 + V_2) \frac{h}{2} \quad (2.19)$$

Dari persamaan (2.18) dan (2.19) di atas disubstitusikan ke persamaan kontinuitas (2.15):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 + V_2) \frac{h}{2} \right) + (w_h - w_0) = 0 \quad (2.20)$$

Setelah disederhanakan persamaan Reynolds pada 3 Dimensi adalah:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left[(U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} + (V_1 + V_2) \frac{dh}{dy} + 2(w_h - w_0) \right] \quad (2.21)$$

2.3.1.2 Penyederhanaan Persamaan Reynolds

Untuk tujuan aplikasi *engineering*, penyederhanaan dapat dilakukan sebelum digunakan. Beberapa penyederhanaan yang biasa dilakukan adalah:

a. *Unidirectional velocity*

Ini selalu memungkinkan untuk dipilih bahwa salah satu kecepatan sama dengan nol, contohnya $V = 0$. Pada sumbu x dapat dianggap sebagai arah dari gerak relatif dua permukaan. Sehingga persamaan Reynolds menjadi:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left[(U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} + 2(w_h - w_0) \right] \quad (2.22)$$

b. *Steady film thickness*

Asumsi bahwa tidak ada aliran keatas searah sumbu z sepanjang film ($w_h - w_0 = 0$). Asumsi ini diperlukan bahwa jarak antara dua permukaan berlangsung konstan selama operasi. Karena tidak ada aliran vertikal, persamaan (2.22) di atas menjadi:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left[(U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} \right] \quad (2.23)$$

c. *Isoviscous*

Untuk kebanyakan aplikasi *engineering*, diasumsikan bahwa viskositas dari pelumas dianggap konstan sepanjang film, $\mu = \text{konstan}$. Pendekatan ini berdasarkan literatur *isoviscous*, model dimana efek *thermal* dalam *hydrodynamic film* diabaikan. Asumsi bahwa $\mu = \text{konstan}$, maka persamaan (2.23) di atas dapat disederhanakan menjadi:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu \left[(U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} \right] \quad (2.24)$$

Persamaan (2.24) di atas merupakan persamaan tekanan yang diperoleh berdasarkan asumsi Reynolds dan disebut dengan persamaan Reynolds [15].

Untuk aliran dua dimensi, “gradien tekanan arah y ” $\frac{\partial p}{\partial y}$ diabaikan. Sehingga persamaan (2.25) dapat disederhanakan menjadi:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\mu U \frac{dh}{dx} \quad (2.25)$$

$$\text{dimana } U = \frac{U_1 + U_2}{2} \quad (2.26)$$

2.3.1.3 Parameter Performansi

Ada 2 parameter yang digunakan untuk menguji performansi pelumasan, yaitu:

a. *Load support capacity*

Load support capacity didefinisikan sebagai integral dari profil tekanan seluruh area *bearing* dan jumlah total beban yang dapat didukung oleh distribusi ketebalan film.

$$W = \int_0^l \int_0^B p(x, y) dx dz \quad (2.27)$$

b. *Friction force*

Gaya gesek dihasilkan dari sistem pelumasan karena gaya viskos fluida dan dihitung dengan mengintegalkan tegangan geser pada permukaan sepanjang area *bearing* [9].

$$Ff = \int_0^l \int_0^B \tau(x, y) dx dz \quad (2.28)$$

dimana,

$$\tau(x, z) = \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=h} \quad (2.29)$$

2.3.2 Fluida *non-Newtonian*

Pada fluida *non-Newtonian*, tegangan geser tidak berbanding lurus dengan laju geser. Viskositas fluida tidak hanya mempunyai satu nilai sepanjang perubahan laju geser seperti pada fluida *Newtonian*. Contoh dari fluida *non-Newtonian* adalah air emulsi, *polymer thickened oil* dan lemak.

Salah satu metode untuk memodelkan fluida *non-Newtonian* yaitu dengan persamaan *power law*.

$$\tau = \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right)^n \quad (2.30)$$

$$\tau = \mu^n \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^n \quad (2.31)$$

$$\tau = \eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^{n-1} \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^1 \quad (2.32)$$

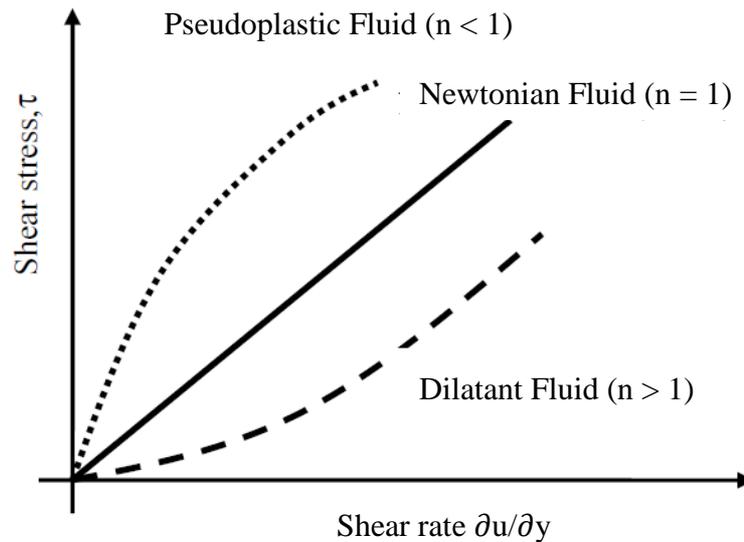
dimana η = koefisien konsistensi viskositas fluida

n = indeks *power law*

$n = 1$ untuk fluida *Newtonian*

Dalam model fluida *power law* yang ditunjukkan pada Gambar 2.9. Fluida *non-Newtonian* dapat dibagi menjadi dua tipe yaitu *pseudoplastic fluid* dan *dilatant fluid*. Untuk fluida *pseudoplastic* ($n > 1$), terjadi fenomena *shear thinning* yaitu fenomena pengecilan lapisan fluida yang terjadi pada saat laju geser meningkat. Selama proses geseran, molekul yang bergerak secara acak cenderung akan mengakibatkan penurunan viskositas. Salah satu contoh dari fluida *pseudoplastic* adalah minyak mineral dan *polymer additive*.

Untuk fluida *dilatant* ($n < 1$), fluida ini mempunyai perilaku aliran yang berlawanan dengan fluida *pseudoplastic* yaitu terjadi penebalan fluida ketika laju geser meningkat. Selama proses geseran, kembalinya partikel tersuspensi dari fluida ke keadaan semula mengakibatkan pelebaran rongga antar partikel.



Gambar 2.9. Model fluida *power law* [3]

Dengan menggunakan model *power law* untuk fluida *non-Newtonian* seperti ditunjukkan pada persamaan (2.33) maka modifikasi persamaan Reynold satu dimensi untuk fluida *non-Newtonian* didapatkan sebagai berikut (lihat lampiran A):

$$\frac{\partial}{\partial x} \frac{h^{n+2}}{n} \frac{\partial p}{\partial x} = 12n\eta (u_b - u_s)^{n-1} \left(\frac{u_b + u_s}{2} \right) \frac{\partial}{\partial x} h \quad (2.33)$$

Dengan kondisi batas:

$$u_0 = u_b \quad \text{saat} \quad z = 0$$

$$u_0 = u_s \quad \text{saat} \quad z = h$$

dimana u_b = kecepatan permukaan bawah (*moving surface*)

u_s = kecepatan slip (*stationary surface*)

h = tebal lapisan (*film thickness*)

Tabel 2.1 Nilai konstanta *power law* untuk beberapa sistem [3]

System	Temperature (K)	n (-)	m (Pas ⁿ)
Agro- and food-related products			
Aerated poultry waste slurry (x is % volume of solids)	283-298	1.81-0.161 ln x	1.12×10^{-11} (x) ^{2.59}
Ammonium alginate solution (3.37%)	297	0.5	13
Apple butter	-	0.15	200
Apple sauce	300	0.3-0.45	12-22
Apricot puree	300	0.3-0.4	5-20
Banana puree	293-315	0.33-0.5	4-10
Carrot puree	298	0.25	25
Chicken (minced)	296	0.1	900
Chocolate	303	0.5	0.7
Guava puree	296.5	0.5	40
Human blood	300	0.9	0.004
Mango pulp	300-340	0.3	3-10
Marshmallow cream	-	0.4	560
Mayonnaise	298	0.6	5-100
Papaya puree	300	0.5	10
Peach puree	300	0.38	1-5
Peanut butter	-	0.07	500
Pear puree	3--	0.4-0.5	1-5
Plum puree	287	0.35	30-80
Tomato concentrate (5.8% solid)	305	0.6	0.22
Tomato ketch up	295	0.24	33
Tomato paste	-	0.5	15
Whipped desert toppings	-	0.12	400
Yoghurt	293	0.5-0.6	25
Polymer melts			
High density polyethylene (HDPE)	453-493	0.6	$3.75-6.2 \times 10^3$
High impact polystyrene	443-483	0.2	$3.5-7.5 \times 10^4$
Polystyrene	463-498	0.25	$1.5-4.5 \times 10^4$

Tabel 2.1 Nilai konstanta *power law* untuk beberapa sistem (Lanjutan) [3]

Polypropylene	453-473	0.4	$4.5-7 \times 10^3$
Low density polyethylene (LDPE)	433-473	0.45	$4.3-9.4 \times 10^3$
Nylon	493-508	0.65	$1.8-2.6 \times 10^3$
Polymethylmethacrylate (PMMA)	493-533	0.25	$2.5-9 \times 10^4$
Polycarbonate	553-593	0.65-0.8	$1-8.5 \times 10^3$
Personal care products			
Nail polish	298	0.86	750
Mascara	298	0.24	200
Toothpaste	298	0.28	120
Sunscreen lotions	298	0.28	75
Ponds cold cream	298	0.45	25
Oil of olay	298	0.22	25

Source: Modified after Steffe (1996) and Johnson (1999)

2.4 Fenomena Slip

Dalam ilmu mekanika fluida klasik, biasanya diasumsikan *no-slip* untuk fluida yang berbatasan dengan dinding. Ini menyatakan bahwa fluida yang berbatasan memiliki kecepatan relatif yang sama terhadap permukaan *solid*. Persamaan Reynolds telah dikembangkan pada 1886. Berdasarkan pada kondisi batas *no-slip*, penemuan tentang teori mekanisme pelumasan adalah suatu yang sangat penting. Disamping kondisi *no-slip*, salah satu konsep penting dari teori Reynolds adalah geometri yang konvergen pada *viscous fluid film* [17]. Untuk kebanyakan aplikasi, kondisi batas *no-slip* adalah baik untuk memprediksikan kelakuan fluida. Akan tetapi, sejumlah peneliti telah menemukan beberapa fakta dari *slip* pada *interface* antara fluida dan *solid*.

2.5 Kekasaran Permukaan

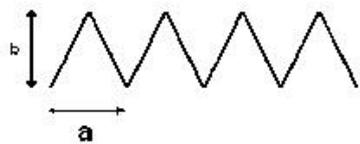
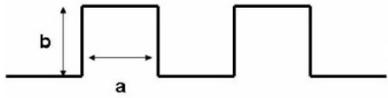
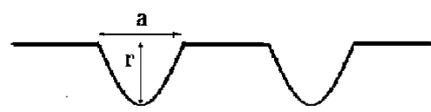
Alam telah menyediakan dan mengembangkan sebuah pendekatan yang sempurna dengan menggabungkan antara kimiawi dan fisik untuk membuat super *hydrophobic*. Sebagai contoh, daun talas selalu menolak air dan menjaganya tetap bersih, karena dalam skala nano terlihat seperti banyak tonjolan, pelapisan dengan zat *hydrophobic* penolak air yang menutupi permukaannya. Air tidak dapat menyebar pada daun dan menggulung seperti tetesan.

Memahami dari desain alam, beberapa peneliti mengamati karakteristik penolak air pada beberapa hewan dengan tujuan untuk menemukan desain yang dapat ditiru dan akhirnya dapat diimplementasikan pada desain *engineering*. Gao dan Jiang [18] menemukan bentuk jarum dari mikrostruktur pada lengan yang mampu untuk berdiri dan bergerak dengan cepat di air. Kim [19] juga melaporkan bahwa penggunaan *surface roughness* pada struktur mikro mekanis permukaan *hydrophobic* dapat mengurangi tahanan aliran yang signifikan dibandingkan dengan permukaan yang *smooth*. Teknologi nano telah merangsang beberapa peneliti untuk meniru beberapa kreasi alam. Mereka menaruh perhatian yang lebih pada permukaan alam dalam hal ini adalah permukaan *hydrophobic* kemudian meniru dan mengembangkan aplikasi *engineering*.

2.5.1 Bentuk-bentuk Kekasaran Permukaan

Teknologi skala nano dan mikro berkembang secara pesat untuk pembuatan sistem dan alat skala nano dan mikro. Pada studi ini, pembuatan *artificial* kekasaran permukaan menggunakan proses *MEMS fabrication*. Bentuk-bentuk kekasaran dapat dimodelkan sebagai berikut [18]:

Tabel 2.2. Macam-macam bentuk kekasaran permukaan [18]

No	Nama	Bentuk Kekasaran	Dimensi
1	<i>V-shape</i>		$AR = \frac{a}{b}$
2	<i>Rectangular Dimple</i>		$AR = \frac{a}{b}$
3	<i>Sinusoidal</i>		$AR = \frac{a}{r}$
4	<i>Dimple</i>		$AR = \frac{a}{r}$

2.5.2 Pengaruh Kekasaran Permukaan

Sahlin, dkk [20] mempelajari performansi hidrodinamis dalam hal ini adalah gaya gesek dan *load support capacity*. Mereka juga mempelajari ketergantungan pada bentuk geometri dari kekasaran permukaan terhadap kondisi aliran menggunakan CFD. Kesimpulan yang didapatkan adalah bahwa dengan memberikan pola mikro pada salah satu permukaan yang paralel, fluida yang digunakan sebagai pelumas dapat menghasilkan tekanan hidrodinamis. *Load support capacity* akan meningkat seiring dengan meningkatnya lebar dan kedalaman dari pola kekasaran permukaan. Pengaruh kekasaran permukaan secara efektif dapat meningkatkan *load support capacity* dan menurunkan gaya gesek.

Kekasaran permukaan merupakan salah satu karakteristik yang penting dalam menentukan kelakuan *boundary slip*. Banyak permukaan adalah *smooth* pada skala molekular dan adapun pengetahuan dari hubungan antara kekasaran permukaan dan derajat dari *boundary slip* adalah sesuatu yang menarik bagi beberapa peneliti. Kekasaran permukaan diprediksi dapat meningkatkan dan menurunkan derajat *boundary slip* [21].

Jabbarzadeh, dkk. [22] menginvestigasi efek dari kekasaran pada kondisi batas dan hubungan dengan sifat pelumas. Model *sinusoidal* digunakan untuk mempelajari efek dari ukuran *asperities* dan frekuensinya pada *slip*. Ini ditunjukkan bahwa jika periode dari kekasaran bertambah maka derajat *slip* juga akan bertambah. Mereka juga mengamati bahwa dengan memperbesar amplitudo dari kekasaran permukaan maka *slip* akan berkurang.

2.6 Riset *Hydrodynamic Lubrication*

Persamaan Reynold merupakan persamaan diferensial parsial orde dua dan solusi analitis biasanya tidak tersedia. Hampir semua solusi analitis dari *hydrodynamics lubrication* didasarkan pada penyederhanaan persamaan Reynold aliran dua dimensi pada bidang x-z. Sedangkan aliran yang lain pada arah y yang biasanya disebut dengan *side-leakage* diasumsikan nol.

Mongkolwongrojn, M., dan Wongsangam, J., 2006, [24] melakukan eksperimen menggunakan pelumas *non-Newtonian* dari minyak tumbuhan untuk analisa *hydrodynamics lubrication* pada *journal bearing*.

Sawyer, W.G., dan Tichy, J.A., 1998, [25] mempelajari bidang aliran merambat dengan *second-order fluid*. Baru-baru ini, mereka menerapkan *second-order fluid* pada pelumasan *non-Newtonian* dari bidang *slider bearing* dan *journal bearing*. Dalam studi mereka, masalah pelumasan dikonversikan untuk memecahkan persamaan pembangun dengan kecepatan fluida. Kemudian, *load carrying* tegangan normal dapat diperoleh dari persamaan konstitutif.

Huang, P dkk. pada tahun 2001, [26] mengembangkan pelumasan untuk *slider bearing* dan *journal bearing* dengan menggunakan persamaan pelumasan dasar pada kasus *journal bearing*, menggunakan kondisi batas Reynold. Dihasilkan *load carrying capacity* yang cenderung berbeda pada *slider* dan *journal* dengan meningkatnya *deborah number*. Selanjutnya, hasil menunjukkan bahwa saat terjadi penurunan ketebalan *film* akan meningkatkan tegangan normal *second-order fluid* yang lebih besar dari fluida *Newtonian* dan dihasilkan perubahan distribusi tegangan normal yang signifikan pada ketebalan tertentu. Akan tetapi dalam penelitian ini tidak mempertimbangkan efek kekasaran permukaan.

Beberapa penelitian besar dalam metode numerik pada pelumasan telah dihasilkan sampai akhir dekade ini. Namun demikian, belum ada peneliti yang mengkombinasikan efek *no-slip* dan *surface texturing* dalam *hydrodynamic lubrication* pada *slider bearing* dengan menggunakan fluida *non-Newtonian*. Oleh karena itu kombinasi tersebut mungkin akan memberikan kontribusi untuk pengetahuan baru selanjutnya.