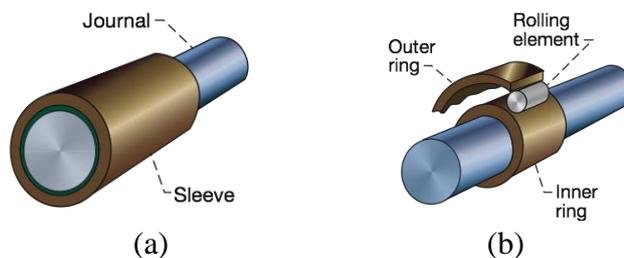


BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tipe *Journal Bearing*

Bearing secara umum bisa diartikan sebagai bantalan yang digunakan untuk menopang elemen berputar lainnya. Secara umum ada dua macam jenis *bearing* seperti pada Gambar 2.1 yaitu *sliding contact bearing* dan *roller contact bearing*. *Sliding contact bearing* lebih sering disebut sebagai *journal bearing*. *Roller contact bearing* dibagi lagi menjadi dua yaitu *ball bearing* dan *roller bearing* [2].



Gambar 2.1 Jenis *bearing*:

(a) *sliding contact bearing* (b) *roller contact bearing* [8]

Mekanisme kontak *journal bearing* yaitu terjadi proses *slide* (peluncuran) yang terjadi pada permukaan kontak antara elemen yang berputar dan elemen yang tetap.

Journal bearing berdasarkan kemampuan menerima pembebanan juga dibagi menjadi dua yaitu:

1. *Radial bearing*

Bearing jenis ini mampu menahan gaya pada arah radial yaitu tegak lurus dari pergerakan elemen yang berputar.

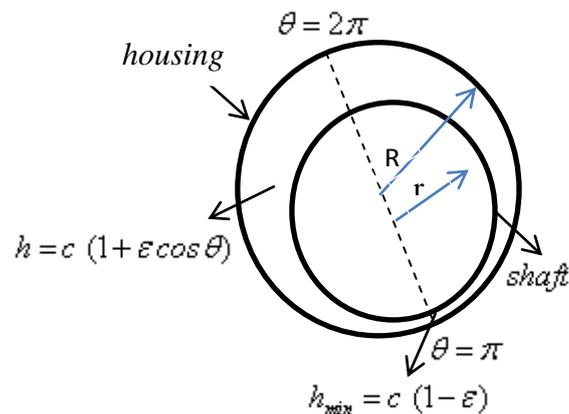
2. *Thrust bearing*

Bearing jenis ini mampu menahan gaya searah sumbu putar poros.

Berdasarkan prinsip operasi kerjanya, *journal bearing* dibagi menjadi dua yaitu *bearing* hidrodinamis dan *bearing* hidrostatik. *Bearing* hidrodinamis adalah ketika *bearing* menghasilkan film pelumas bertekanan dalam *bearing* tersebut untuk menopang beban akibat perputaran poros. *Bearing* hidrostatik juga menggunakan film pelumas bertekanan untuk menopang beban, namun tekanan ini disuplai dari sumber luar [9].

2.2 Geometri *Journal Bearing*

Geometri *journal bearing* hidrodinamis diperlihatkan dalam Gambar 2.2.



Gambar 2.2 Notasi pada *journal bearing*

dimana : R = jari-jari *housing bearing*

r = jari-jari *journal*

Persamaan yang dipakai untuk menganalisa *journal bearing* antara lain:

1. *Radial clearance*

Ini adalah perbedaan antara radius *bearing* dan *journal*. Secara matematis yaitu

$$c = R - r \quad (2.1)$$

2. Eksentrisitas

Ini adalah jarak radius antara titik pusat *bearing* (O) dan ketika posisi titik pusat *bearing* berpindah saat diberi beban. Eksentrisitas dinotasikan dengan e .

3. Rasio eksentrisitas

Ini adalah rasio eksentrisitas terhadap *radial clearance*. Secara matematis yaitu

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (2.2)$$

4. Ketebalan film pelumas

Pelumas yang mengisi *clearance* disebut film pelumas. Film pelumas merupakan faktor yang mempengaruhi terjadinya daya dukung dan kontak langsung. Panjang lintasan *bearing* yang dilewati sebuah pelumas yaitu

$$x = R\theta \quad (2.3)$$

Ketebalan film pelumas pada sebuah *bearing* bisa didapat dengan

$$h = c (1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (2.4)$$

Pada kisaran $\theta = 0 - \pi$ pada Gambar 2.2, ketebalan film pelumas akan menurun sesuai dengan arah rotasi poros, dan akan meningkat kembali pada kisaran $\theta = \pi - 2\pi$. Ketebalan *minimum* film pelumas adalah jarak *minimum* antara *bearing* dan *journal* saat terjadi kondisi pelumasan sempurna.

Dinotasikan dengan h_{min} . Nilainya didapat dari

$$h_{min} = c (1 - \varepsilon) \quad (2.5)$$

Pada kisaran dimana ketebalan film menurun pada arah rotasi poros, tekanan positif terjadi pada film pelumas karena adanya putaran poros (efek *wedge*), dan akan memberikan gaya dukung pada poros.

2.3 Mekanisme Pelumasan

Journal bearing banyak digunakan pada mesin-mesin besar (*turbomachinery*) karena bisa memberikan kestabilan posisi komponen yang berputar. *Journal bearing* merupakan komponen penting dalam kompresor, pompa, turbin, motor dan generator. Secara umum, *journal bearing* terdiri dari sebuah poros berputar (*journal*) dengan *bearing* silindris. Kebanyakan, tapi tidak semuanya, *bearing* tersebut menyatu dengan *housing*. Tidak ada elemen berputar didalam *bearing* ini. Rancangan dan konstruksinya relatif lebih sederhana, tetapi teori dan pengoperasian *bearing* ini jauh lebih kompleks [10].

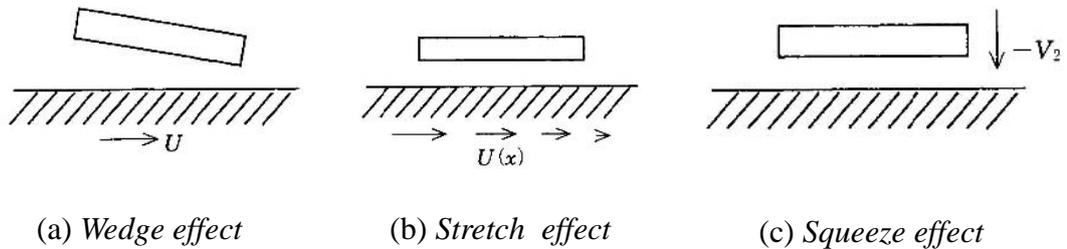
Journal dan permukaan *bearing* dipisahkan oleh adanya lapisan pelumas (cairan atau gas) yang memberikan *clearance* antara kedua permukaan. Besar *clearance* umumnya sangat kecil (sekitar 1/1000 radius *journal*) dan mempunyai 4 fungsi utama yaitu:

- a. Kemudahan *assembling* antara *journal* dan *bearing*.
- b. Memberikan ruang untuk pelumas.
- c. Mengakomodasi ekspansi termal.
- d. Mentoleransi *misalignment* (ketidaksejajaran) dan defleksi poros.

Tujuan utama sebuah *journal bearing* adalah memberikan gaya dukung radial pada sebuah poros berputar. Ketika pada saat tidak ada beban (*at rest*), titik pusat dari *journal* dan *bearing* tidak saling menyatu tetapi dipisahkan oleh adanya jarak yang disebut eksentrisitas. Susunan eksentrisitas terjadi karena adanya geometri irisan yang konvergen, bersamaan dengan pergerakan relatif antara *journal* dan *bearing*, sehingga tercipta tekanan oleh adanya efek viskositas pada lapisan pelumas dan akhirnya menghasilkan kemampuan gaya angkat. Namun, jika beban terlalu besar atau pergerakan poros terlalu lambat, geometri irisan ini tidak akan terbentuk sehingga kontak antara dua *solid* (*bearing* dan poros) bisa terjadi.

Ada 3 mekanisme untuk menghasilkan gaya angkat, antara lain:

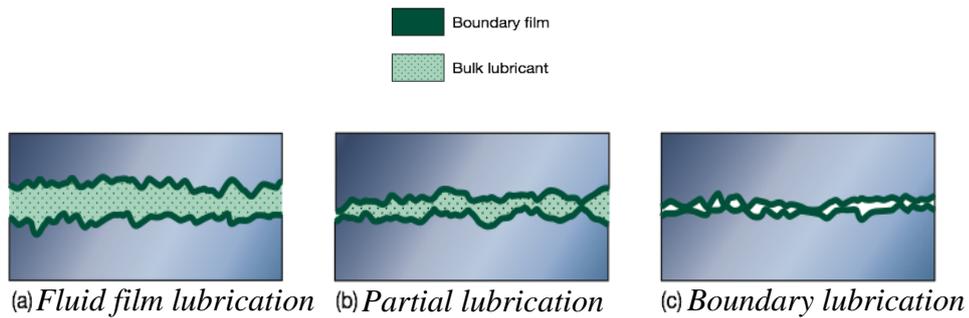
- Wedge Effect* yaitu dengan memberikan efek kemiringan pada benda bagian atas sedangkan permukaan bagian bawah diberi kecepatan sesuai arah putaran.
- Stretch Effect* yaitu dengan memberikan kecepatan pada permukaan searah sumbu putar dan bagian atas horizontal diam.
- Squeeze Effect* yaitu dengan memberikan efek kecepatan naik turun pada benda bagian atas sedangkan permukaan bawah diam. Ketiga mekanisme tersebut ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Mekanisme menghasilkan gaya angkat [9]

Journal bearing dapat beroperasi pada 3 daerah pelumasan yaitu:

- 1. Thick film lubrication (fluid film lubrication).** *Fluid film lubrication* yaitu terciptanya lapisan film pada *bearing* dan poros sehingga keduanya terpisah satu sama lain oleh pelumas sehingga tidak terjadi kontak (tidak ada *asperity*/puncak-puncak permukaan yang saling bertemu). Tipe *bearing* dan pelumasan yang seperti ini sering disebut dengan pelumasan *bearing* hidrodinamis (*Hydrodynamic lubricated bearings*).
- 2. Thin film lubrication (partial lubrication).** Tercipta lapisan film yang sangat tipis sehingga beberapa *asperity* kedua permukaan saling berkontak sesekali waktu.
- 3. Boundary lubrication.** Lapisan film pelumas yang sangat tipis sehingga banyak *asperity* yang berkontak. Gambar 2.4 menunjukkan ketiga kondisi film daerah pelumasan.



Gambar 2.4 Kondisi film daerah pelumasan [8]

Journal bearing beroperasi pada daerah pelumasan batas ketika kecepatan rotasi dari poros tidak cukup untuk membuat film pelumas. Pada saat permulaan awal dan berhenti merupakan waktu dimana *bearing* banyak terjadi kerusakan. Tabel 2.1 menunjukkan semua karakteristik daerah pelumasan.

Gaya angkat hidrostatik, dibuat oleh adanya oli bertekanan yang diberikan oleh pompa yang bisa digunakan pada saat permulaan awal sehingga bisa menjaga dari adanya kontak logam. Pada saat operasi normal, maka poros berputar dengan kecepatan yang cukup untuk memberikan gaya angkat dan terjadi pelumasan hidrodinamis.

Tabel 2.1 Karakteristik daerah pelumasan [10]

Daerah Pelumasan	Kontak Permukaan <i>Bearing</i>	Tingkat Keausan	Keterangan
<i>Hydrodynamic Lubrication</i>	Hanya terjadi pada saat <i>start-up</i> dan <i>stopping</i>	Tidak ada	Beban rendah ketika kecepatan tinggi
<i>Partial Lubrication</i>	Sesekali, tergantung pada kekasaran permukaan	Sedang	Temperatur operasi yang meningkat
<i>Boundary Lubrication</i>	Kedua permukaan saling berkontak	Besar	Beban besar, tingkat friksi tinggi sehingga terjadi panas berlebih

Pelumas hidrodinamis membuat *bearing* bisa menumpu beban yang ekstrim dan beroperasi pada putaran tinggi. Sangat penting untuk memahami bahwa poros yang berputar tidak sama titik pusatnya dengan *bearing* pada saat pengoperasian normal. Jarak *offset* eksentrisitas *bearing* menghasilkan lokasi yang unik pada ketebalan *minimum* film pelumas seperti pada Gambar 2.5.



Gambar 2.5 Posisi *bearing* saat diam, permulaan awal dan operasi normal [3]

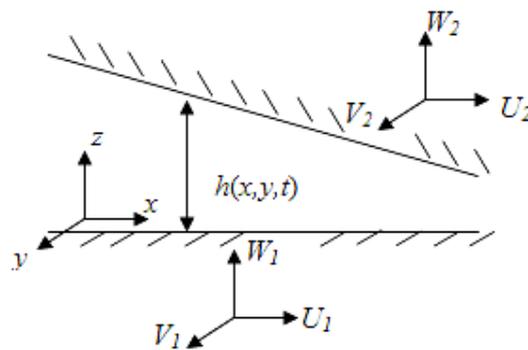
Secara normal, ketebalan *minimum* film pelumas juga diartikan sebagai *clearance* dinamis operasional. Pengetahuan tentang film pelumas sangat berguna untuk menentukan jenis filtrasi dan seberapa halus permukaan logam. Ketebalan film akan jauh lebih besar untuk *bearing* dengan diameter yang lebih besar. Nilainya dipengaruhi oleh bilangan *bearing* (bilangan Sommerfeld) dan Reynold.

Tekanan pada kontak area sebuah *journal bearing* jauh lebih kecil bila dibandingkan dengan yang terjadi pada *rolling bearing*. Ini dikarenakan kontak area yang lebih besar karena adanya dua permukaan konformal antara poros dan *bearing*. Tekanan rata-rata pada *journal bearing* dihitung dari tekanan per luasan.

2.4 Pelumasan Hidrodinamis

Materi tentang pelumasan hidrodinamis pertama kali dijelaskan melalui pengujian oleh seorang sarjana kereta api inggris Beauchamp Tower pada tahun 1883. Berdasarkan pengujian Tower, Osborn Reynolds seorang fisikawan membuat teori pelumasan pada tahun 1886. Setelah itu, teori Reynolds merupakan fondasi dari teori pelumasan hidrodinamis [9].

Lapisan film antara dua permukaan *solid* seperti pada Gambar 2.6 bisa menjelaskan garis besar teori Reynolds. Persamaan Reynolds adalah persamaan yang digunakan untuk mencari tekanan yang dihasilkan oleh sebuah film aliran ketika dua permukaan saling bergerak relatif. Akan tetapi, film aliran harus cukup tebal sehingga bisa dianalisa sebagai hidrodinamis. Secara sederhana, permukaan bawah diasumsikan sebagai bidang.



Gambar 2.6 *Fluid film* antara dua permukaan *solid* [9]

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.

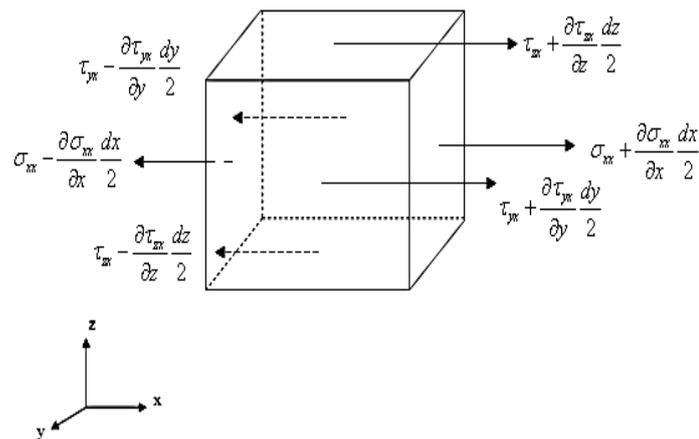
a. Asumsi persamaan Reynolds

Dalam penurunan persamaan Reynolds klasik, 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. Kestimbangan gaya

Kestimbangan gaya yang beraksi pada volume elemen fluida ditunjukkan seperti Gambar 2.7.



Gambar 2.7 Volume elemen fluida [9]

$$\begin{aligned} & \left(\sigma_{xx} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dydz + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{dy}{2} \right) dx dz + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) dx dy \\ & - \left(\sigma_{xx} - \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dydz - \left(\tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{dy}{2} \right) dx dz - \left(\tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right) dx dy = 0 \quad (2.6) \end{aligned}$$

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 (2.6) dapat disusun kembali menjadi:

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} = 0 \quad (2.7)$$

Tekanan fluida adalah p . Kemudian $p = -\sigma_{xx}$ dan persamaan (2.7) di atas dapat dituliskan menjadi:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}$$

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

$$\tau_{zx} = \mu \frac{\partial u}{\partial z}, \quad \tau_{yx} = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

dimana μ adalah viskositas. Persamaan menjadi:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.8)$$

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 (2.8) di atas dapat diabaikan dibandingkan dengan bagian pertama.

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

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

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

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

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \quad (2.10)$$

c. Kecepatan aliran

Pengintegralan persamaan (2.9) dan (2.10) 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:

$$y = 0, u = U_1 \text{ dan } v = V_1$$

$$y = h, u = U_2 \text{ dan } v = V_2$$

Sehingga kecepatan fluida ditunjukkan sebagai berikut:

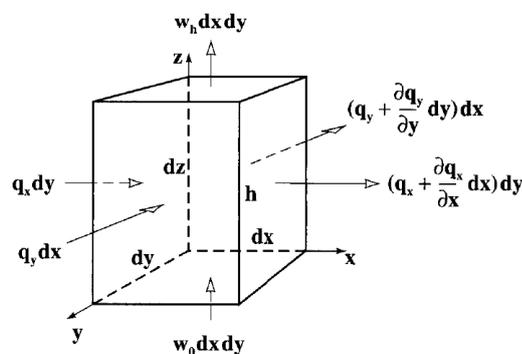
$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} z(h-z) + \left[\left(1 - \frac{z}{h}\right) U_1 + \frac{z}{h} U_2 \right] \quad (2.11)$$

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

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 [9].

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 [11]

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:

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

Persamaan setelah disederhanakan menjadi:

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} dxdy + \frac{\partial q_y}{\partial y} dydx + (w_0 - w_h) dxdy = 0 \quad (2.13)$$

Karena $dxdy \neq 0$ persamaan (2.13) dapat ditulis sebagai berikut:

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

Persamaan (2.14) 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.

$$q_x = \int_0^h u dz$$

$$q_y = \int_0^h v dz$$

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

$$q_x = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2} \quad (2.15)$$

$$q_y = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 + V_2) \frac{h}{2} \quad (2.16)$$

Dari persamaan (2.15) dan (2.16) di atas disubstitusikan ke persamaan kontinuitas (2.14):

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

Setelah disederhanakan persamaan Reynolds pada dua dimensi adalah:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left[(U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} + (V_1 + V_2) \frac{dh}{dy} + 2(w_h - w_0) \right] \quad (2.17)$$

e. Arti persamaan Reynolds

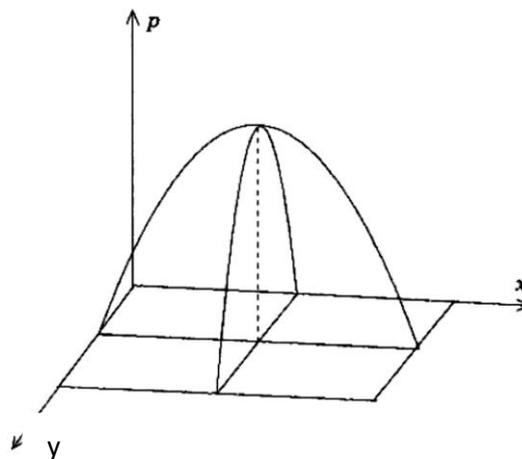
Persamaan Reynolds pada dasarnya adalah persamaan kontinuitas. Dalam banyak kasus praktikal, sumbu x adalah arah dari pergerakan relatif kedua permukaan, didalam kasus ini maka $V_1 = V_2 = w_0 = 0$. Jika koefisien viskositas μ adalah konstan (asumsi 4), maka pers. 2.17 bisa disederhanakan menjadi

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu \left[(U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} + 2w_h \right] \quad (2.18)$$

Ini adalah persamaan tekanan yang diturunkan berdasarkan asumsi Reynolds dan disebut dengan **persamaan Reynolds**. Persamaan 2.18 untuk $U_2 = 0$ mempunyai arti yaitu

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu \left[U_1 \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial U_1}{\partial x} + 2w_h \right] \quad (2.19)$$

Pertama, pada bagian kiri menunjukkan pendekatan kurvatur rata-rata distribusi tekanan permukaan seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.9. Jika bagian kiri bernilai negatif, maka berarti bahwa distribusi tekanan cembung keatas ataupun tekanan yang dihasilkan bernilai positif.



Gambar 2.9 Distribusi tekanan pada *journal bearing* [9]

Kedua, bagian kanan menunjukkan penyebab terjadinya tekanan dan ketiga ruas tersebut menjelaskan tentang tiga mekanisme pembangkitan tekanan, seperti yang dijelaskan pada bab 2.3 tentang mekanisme pelumasan yaitu:

- 1) Ruas pertama menunjukkan **wedge effect** yaitu pembangkitan tekanan karena fluida bergerak dari film yang tebal ke tipis membentuk irisan film fluida oleh adanya pergerakan permukaan.

- 2) Ruas kedua menunjukkan *stretch effect* yaitu pembangkitan tekanan akibat adanya variasi kecepatan permukaan dari tempat ke tempat.
- 3) Ruas ketiga menunjukkan *squeeze effect* yaitu pembangkitan tekanan karena variasi jarak permukaan (ketebalan film).

Solusi umum Pers. 2.19 tidak dapat diselesaikan secara analitis, oleh karena itu biasanya digunakan beberapa pendekatan ataupun solusi numerik.

- a. Pendekatan panjang tak hingga mengasumsikan *bearing* yang cukup panjang pada arah aksial dan mengabaikan ruas kedua sisi sebelah kiri persamaan diatas, sehingga bisa diselesaikan secara analitis.
- b. Pendekatan *bearing* pendek mengasumsikan *bearing* yang cukup pendek pada arah aksial dan mengabaikan ruas pertama sisi sebelah kiri persamaan diatas, sehingga bisa diselesaikan secara analitis.
- c. Untuk *bearing* dengan panjang tertentu, persamaan diselesaikan secara numerik melalui metode elemen hingga ataupun beda hingga, ataupun dengan metode pendekatan analitik dengan mengembangkan tekanan sebagai fungsi trigonometri.

Kondisi batas dibutuhkan untuk menyelesaikan persamaan Reynolds. Dalam kasus *journal bearing*, kondisi batas pada ujung *bearing* disederhanakan bahwa tekanan film pelumas sama dengan tekanan udara sekitar karena kondisi batas pada bagian ujung *bearing* sudah tidak bisa diperhitungkan.

Untuk menyederhanakan, dalam kasus ini jika diasumsikan bahwa *clearance* terisi penuh oleh pelumas (asumsi tidak ada hilangnya film), persamaan Reynolds memberikan nilai positif pada setengah lingkaran dimana *clearance* pada *bearing* menurun dan tekanan negatif pada setengah lingkaran dimana *clearance bearing* bertambah, dan nilai absolutnya adalah sama. Ini akan benar jika tekanan *bearing* cukup rendah. Ketika tekanan *bearing* relatif tinggi, walaupun tekanan positif akan naik tanpa batasan tertentu, tekanan negatif akan turun pada batas tertentu. Ketika nilai absolut tekanan negatif mencapai batasnya, akan terjadi hilangnya film pelumas dan tekanan pada daerah hilangnya film juga

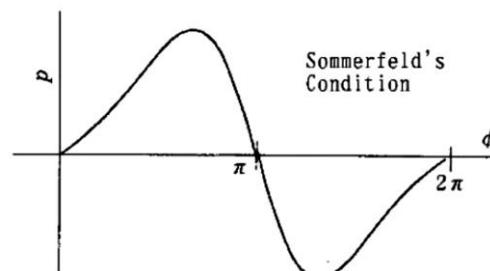
akan turun. Sangat sulit untuk mengetahui tekanan dan posisi tepat dimana hilangnya film pelumas terjadi.

Kondisi batas yang sering dipakai pada kalangan praktikal antara lain kondisi batas Sommerfeld, Gumbel dan Reynold [9].

a. Kondisi batas Sommerfeld (A. J. W. Sommerfeld, 1869-1951)

Diasumsikan bahwa $p=0$ pada $\theta=0$ dan 2π . Distribusi tekanan dihitung tanpa memperhitungkan hilangnya lapisan film pelumas, dan tekanan positif dan negatif didapat dari kondisi batas tersebut. Profil distribusi tekanannya ditunjukkan pada Gambar 2.10. Distribusi tekanan yang terjadi bisa menggunakan pers. berikut

$$p = \frac{\mu UR}{c^2} \left[\frac{6\varepsilon \sin\theta(2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos\theta)^2} \right] \quad \text{untuk } 0 \leq \theta \leq 2\pi$$



Gambar 2.10 Distribusi tekanan dengan kondisi batas Sommerfeld [9]

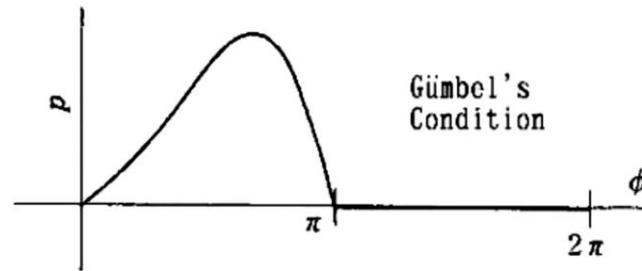
b. Kondisi batas Gumbel (L. K. F. Gumbel, 1874-1923)

Distribusi tekanan dihitung tanpa memperhitungkan hilangnya film pelumas, tetapi hanya tekanan positif setengah lingkaran yang terjadi yaitu antara $\theta=0-\pi$. Tekanan negatif untuk setengah lingkaran selanjutnya dianggap nol (sama dengan tekanan atmosfer). Film pelumas diasumsikan berhenti pada $\theta=\pi$, dan titik awalnya ketika $\theta=0$. Ini akan bisa diterima ketika tekanan *bearing* cukup tinggi. Kondisi batas ini juga disebut kondisi half Sommerfeld. Profil distribusi tekanannya ditunjukkan pada Gambar 2.11. Distribusi tekanan yang terjadi bisa menggunakan pers. berikut

$$p = \frac{\mu UR}{c^2} \left[\frac{6\varepsilon \sin\theta(2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos\theta)^2} \right] \quad \text{untuk } 0 \leq \theta \leq \pi$$

dan

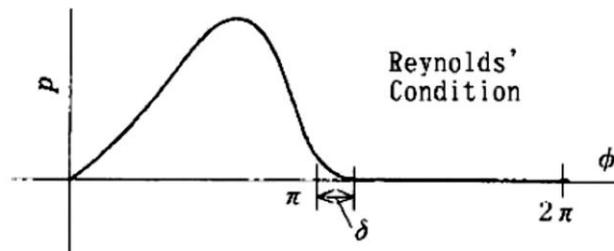
$$p = 0 \quad \text{untuk } \pi \leq \theta \leq 2\pi$$



Gambar 2.11 Distribusi tekanan dengan kondisi batas Gumbel [9]

c. Kondisi batas Reynolds (O. Reynolds, 1842-1912)

Film pelumas diasumsikan akan berhenti pada posisi tertentu ($\theta = \pi + \delta$) yaitu dimana antara tekanan dan gradien tekanan bernilai nol. Kondisi ini menghilangkan diskontinuitas aliran pelumas pada $\theta = \pi$, sangat berbeda dengan kondisi batas Gumbel. Yang dibutuhkan adalah cara mencari δ . Kondisi batas seperti ini juga disebut sebagai kondisi batas Swift-Stieber. Profil distribusi tekanannya ditunjukkan pada Gambar 2.12.



Gambar 2.12 Distribusi tekanan dengan kondisi batas Reynolds [9]

2.5 Performansi Pelumasan

Performansi *journal bearing* diukur melalui beberapa parameter antara lain kapasitas beban *bearing* dan rugi-rugi gesekan.

(1) *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.

$$W = \int_0^l \int_0^B p(x, y) dx dz \quad (2.20)$$

(2) *Friction force*

Gaya gesek dihasilkan dari sistem pelumasan karena gaya viskos fluida dan dihitung dengan mengintegrasikan tegangan geser pada permukaan sepanjang area *bearing*. Adapun penurunan persamaan gaya gesek untuk kasus dengan *slip* dapat dilihat pada Lampiran B.

$$F = \int_0^l \int_0^B \tau(x, y) dx dz \quad (2.21)$$

dimana,

$$\tau(x, z) = \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=0} \quad (2.22)$$

(3) Bilangan Sommerfeld

Bilangan Sommerfeld (S) merupakan bilangan tak berdimensi yang merupakan parameter karakterisasi performansi sebuah *bearing*. Semakin kecil nilai S maka mengindikasikan terjadi *load support* yang tinggi [7]. Bilangan Sommerfeld bisa didapatkan menggunakan persamaan

$$S = \frac{\mu U L_y}{\pi W} \left(\frac{r}{c} \right)^2 \quad (2.23)$$

Pelumasan *journal bearing* menggunakan pelumas minyak yang digunakan untuk mendinginkan temperatur, mencegah kontak langsung, mencegah korosi dan membawa partikel-partikel kecil terbawa keluar. Pelumas yang dipakai oleh *bearing* disuplai oleh sistem pompa pelumas bertekanan. Alur pada permukaan *bearing* digunakan untuk mendistribusikan pelumas ke seluruh permukaan *bearing*.

Salah satu sifat fisik yang penting dalam menentukan performansi pelumas adalah viskositas. Viskositas secara umum diartikan sebagai ketahanan fluida untuk mengalir (tegangan geser) pada temperatur tertentu.

Viskositas pelumas yang akan digunakan untuk melumasi sebuah *journal bearing* tergantung pada putaran kerja *bearing* (rpm), temperatur pelumas serta beban yang terjadi. Kecepatan *bearing* biasa diukur secara langsung dengan putaran kerja poros. Tabel 2.2 menunjukkan petunjuk untuk memilih tingkat viskositas yang benar sesuai standar ISO.

Tabel 2.2 Pemilihan viskositas *journal bearing* standar ISO (satuan cSt) [3]

Bearing Speed (rpm)	Bearing / Oil Temperature (°C)			
	0 to 50	60	75	90
300 to 1,500	-	68	100 to 150	-
~1,800	32	32 to 46	68 to 100	100
~3,600	32	32	46 to 68	68 to 100
~10,000	32	32	32	32 to 46

Dari tabel terlihat bahwa dengan semakin tinggi kecepatan *bearing* maka viskositas yang lebih rendah yang dibutuhkan dan dengan semakin tinggi temperatur kerja maka viskositas yang lebih tinggi yang dibutuhkan.

Jika viskositas pelumas yang dipilih terlalu rendah, maka akan terjadi pembangkitan panas dikarenakan ketebalan film yang dihasilkan tidak cukup besar sehingga akan terjadi kontak logam dengan logam. Jika viskositas pelumas yang dipilih terlalu tinggi maka pembangkitan panas juga akan terjadi yang disebabkan karena adanya gesekan fluida internal berlebih pada pelumas. Selain

itu jika viskositas yang digunakan terlalu tinggi maka bisa menyebabkan kavitasi yaitu terjadi gelembung busa/buih pada pelumas yang bisa menyebabkan kerusakan pada permukaan *bearing*.

2.6 Fenomena Slip

Dalam ilmu mekanika fluida klasik, biasanya diasumsikan *no-slip* untuk fluida yang berbatasan dengan dinding [12]. 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 [4]. 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*.

2.6.1 Bukti-bukti Adanya Slip

Bukti kuat terjadinya *slip* disajikan oleh Zhu dan Granick [13]. Mereka menggunakan *force balance apparatus* untuk mengukur pengaruh dari *wetting* pada gaya hidrodinamis antara pasangan mika silinder yang terlumasi dengan *tetradecane* dan air. Permukaan mika dimodifikasi dengan absorpsi dan secara kimiawi bervariasi dengan derajat *lubricant wetting* antara *wetting* penuh dan sebagian. Pengarang menemukan bahwa sistem *wetting* sebagian memberikan gaya hidrodinamis yang lebih rendah daripada sistem *wetting* keseluruhan.

Jika *slip* pada dinding dapat dipertimbangkan dan dikontrol, ini menawarkan kesempatan yang sangat menarik dan berpotensi untuk desain *hydrodynamic bearing*.

2.6.2 Pengukuran *Slip*

Pada akhir-akhir tahun ini dengan kemajuan teknologi pengukuran dalam *micro* dan *nanoscale*. Hal ini memungkinkan para ilmuwan untuk mengamati *slip* dalam skala nanometer. Ada dua teknik untuk mendeteksi *slip*, yaitu *nano particle image velocimetry* (NPIV) dan *surface force apparatus* (SFA).

Teknik NPIV adalah metode pengamatan secara langsung dengan presisi pengukuran yang bergantung pada partikel nano dengan akurasi yang sedikit rendah [14]. Sedangkan SFA adalah teknik observasi secara tidak langsung yang didasarkan pada asumsi bahwa *slip* terjadi pada permukaan *solid* dan *liquid*. Metode ini membutuhkan akurasi yang tinggi pada model *slip* untuk memperoleh kecepatan *slip*. *Slip* biasanya dideskripsikan dengan *slip length model* pada laju geser yang rendah atau dengan *critical shear stress model* untuk laju geser yang tinggi [15].

2.6.3 Model-model *Slip*

a. *Slip length model*

Secara luas, penggunaan model *slip* adalah *slip length model* yang dikenalkan pertama kali oleh Navier [16], menyatakan bahwa kecepatan *slip* sebanding dengan laju geser *liquid* yang dievaluasi pada batasan antara *liquid* dan *solid*. *Slip length model* menggunakan parameter panjang yang disebut dengan panjang *slip* untuk memprediksi kecepatan *slip* yang ditulis sebagai berikut:

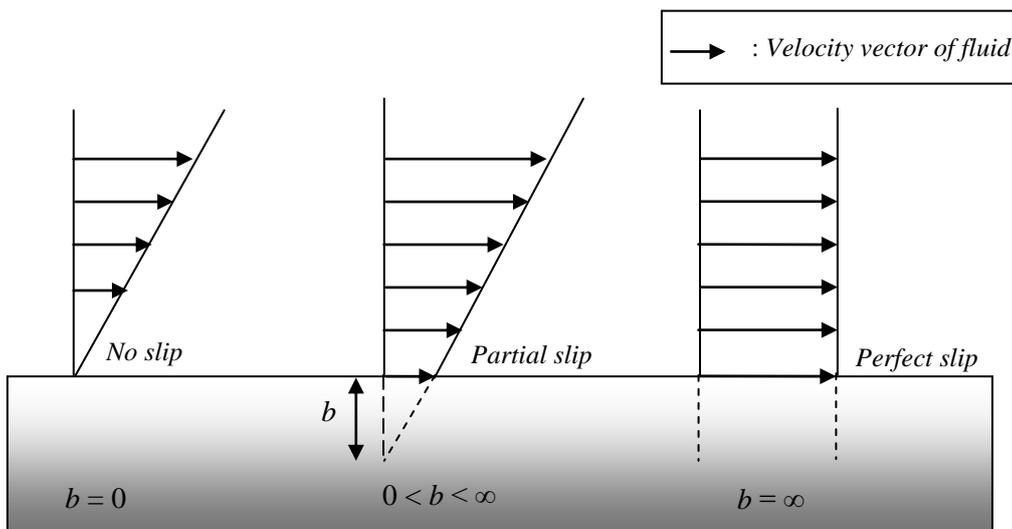
$$U_s = b \frac{\partial u}{\partial z}$$

dimana, U_s = kecepatan *slip*,

b = panjang *slip*

$\frac{\partial u}{\partial z}$ = laju geser.

Panjang *slip* didefinisikan oleh Brochard dan Gennes [17] adalah jarak dibelakang *interface* pada kecepatan *liquid* dihitung nol. Untuk aliran Couette, panjang *slip* diinterpretasikan sebagai jarak fiksi dibawah permukaan dimana kondisi *no-slip* dipenuhi. Panjang *slip* ditunjukkan secara independen dari jenis aliran dan lebar saluran tetapi berhubungan dengan fluida yang berbatasan dengan *solid*. Untuk polymer, b bisa mencapai 10 μm sampai 100 μm [14].



Gambar 2.13. Interpretasi dari panjang *slip* [14]

b. Critical shear stress

Dalam mekanisme pelumasan, jika pelumas mempunyai tegangan geser kritis, contohnya fluida *viscoplastic*, *grease*, atau pelumas pada tekanan tinggi, *slip* akan terjadi pada kondisi batas antara fluida dan *solid* ketika tegangan geser dinding cukup tinggi. Spikes dan Granick [18] untuk *slip* diusulkan pada kriteria *critical shear stress* merupakan perluasan dari bentuk *slip length model*. Model *slip* yang digunakan dalam hal ini adalah sebagai berikut:

$$\tau_c = \tau_{co} + \frac{\mu}{b} U_s \quad (2.24)$$

dimana, τ_c = tegangan geser permukaan,

τ_{co} = tegangan geser kritis,

U_s = kecepatan *slip*,

b = panjang *slip*.

Pada model ini *slip* hanya terjadi ketika tegangan permukaan mencapai harga kritisnya, τ_{co} . Dari persamaan (2.24) di atas, harga kecepatan *slip* naik secara linear dengan penambahan tegangan geser terhadap konstanta panjang *slip* (b). Sebagai catatan bahwa pada persamaan (2.24), jika harga $\tau_{co} = 0$ maka persamaan akan menjadi persamaan *slip length model* [18].

2.7 Kekasaran Permukaan

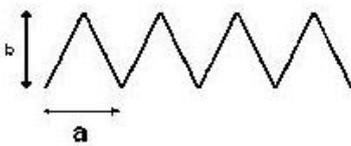
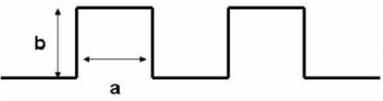
Alam telah menyediakan dan mengembangkan sebuah pendekatan yang sempurna dengan menggabungkan antara kimiawi dan fisik untuk membuat *super hydrophobic*. Sebagai contoh, daun talas selalu menolak air dan menjaganya tetap bersih, karena dalam skala nano terlihat seperti banyak tonjolan, pelapisan dengan 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 [19] menemukan bentuk jarum dari mikrostuktur pada lengan yang mampu untuk berdiri dan bergerak dengan cepat di air. Kim [20] 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*.

2.7.1. 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 [19]:

Tabel 2.3 Macam-macam bentuk kekasaran permukaan [19]

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>		$AR = \frac{a}{r}$

2.7.2. Pengaruh Kekasaran Permukaan

Sahlin, dkk. [21] 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. Penelitian Kovalchenko, dkk. [22] juga menunjukkan bahwa permukaan bertekstur dapat

memberikan efek yang menguntungkan pada *load support capacity* dan koefisien gesek (pada beberapa kasus).

Jabbarzeddah, dkk. [23] 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.