

---

# ANALISA PENGARUH PERMUKAAN SLIP DAN BERTEKSTUR SINUSOIDAL TERHADAP DISTRIBUSI TEKANAN PADA *SLIDER BEARING*

M.D. Surindra, M. Tauviqirrahman, Jamari dan Berkah, F.T.K.

Jurusan Teknik Mesin, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Soedharto, UNDIP Tembalang, Semarang, Indonesia, Telepon: 024-7460059

e-mail: dennysurindra@yahoo.com.sg

## Abstrak

Pengaruh kerutan permukaan terhadap performansi slider bearings telah banyak menarik perhatian para peneliti. Hal ini dapat terjadi sebagai hasil dari kesalahan manufaktur atau beberapa ketidak seragaman pola yang wajar yang disebabkan oleh erosi lokal dan pengerutan. Keadaan ini selalu ada dan diketahui secara luas semenjak kerutan permukaan diperkenalkan sebagai hasil dari karakteristik bantalan dan memungkinkan beberapa tektur kerutan akan memberikan keuntungan jika diaplikasikan. Dalam penelitian ini, permukaan bertekstur yang diaplikasikan berjenis sinusoidal.

Tujuan penelitian ini adalah menganalisa performansi pelumasan yang dihasilkan oleh kombinasi antara permukaan yang memiliki sifat slip dan bertekstur sinusoidal pada salah satu permukaan kontak. Persamaan Reynolds yang dimodifikasi diturunkan dan dipecahkan dengan menggunakan metode volume hingga. Modifikasi dilakukan dengan mengasumsikan bahwa slip mengikuti laju geser secara linear (Navier-slip). Variasi panjang slip juga dilakukan.

Jika dibandingkan antara permukaan slip dan smooth dengan permukaan slip yang bertekstur sinusoidal, hasil simulasinya menunjukkan bahwa kombinasi permukaan slip yang bertekstur sinusoidal memiliki pengaruh positif terhadap perbaikan performansi pelumasan. Hal ini ditandai dengan distribusi tekanan yang titik maksimumnya naik dan luasan yang dihasilkan lebih besar, bahkan tanpa pemberian wedge effect. Hasil yang menguntungkan ini diharapkan dapat meningkatkan performansi pelumasan tidak hanya pada slider bearing tetapi dapat diaplikasikan di semua komponen mesin yang mengalami kontak terlubrikasi.

**Kata kunci:** slider bearing, slip, permukaan bertekstur sinusoidal

## 1. PENDAHULUAN

Mekanisme gesekan telah menyebabkan peningkatan konsumsi energi. Teknik pelumasan merupakan suatu cara untuk memperkecil gesekan dan keausan dengan menempatkan suatu lapisan film tipis diantara permukaan yang bergesekan.



Gambar 1. Gesekan yang terjadi pada *piston-ring* dan *ball-bearing* (Aghurri,2010)

Selama akhir dekade ini telah ditemukan bahwa slip terjadi pada aliran. Slip selalu menyebabkan pengurangan gaya gesek, sehingga memungkinkan untuk memproduksi suatu desain sistem pelumasan dengan gaya gesek yang rendah. Penyelesaian persamaan untuk *fluida film* diperkenalkan pertama kali oleh Osborne Reynolds (1886). Reynolds menyadari bahwa hasil penelitiannya diragukan karena secara fisik film akan mempertahankan tekanan di bawah tingkat atmosfer. Oleh karena itu, dibutuhkan persamaan Reynolds yang telah dimodifikasi dengan pengaruh slip dan kekasaran permukaan pada permukaan batas. Atas dasar pemikiran tersebut maka akan dianalisa pengaruh kontak terlubrikasi pada *parallel gap* yang dianalogikan dengan *rayleigh step bearing*, dengan kontak heterogen slip/tanpa slip pada tekstur sinusoidal. Untuk pemecahan masalah ini solusi yang digunakan adalah metode volume hingga. Tujuan penelitian ini

untuk menganalisa pengaruh slip terhadap performansi pelumasan pada *slider bearing* dengan kekasaran permukaan bertekstur sinusoidal dengan kontak heterogen slip/tanpa.

## 2. LUBRICATED CONTACT

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

Reynolds mengkondisikan pelumas sangat lengket dan ketebalan film pelumas antara permukaan kontak sangat kecil dibandingkan dengan area kontak sehingga teori hidrodinamika dapat diaplikasikan.

Untuk mengaplikasikan *hydrodynamic lubrication*, Reynolds memodelkan dengan *slider bearing*. Setelah disederhanakan persamaan Reynolds pada 2 dimensi adalah:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left[ (U_1 + U_2) \frac{dh}{dx} \right] \quad (1)$$

Pada kenyataannya selalu slip terjadi pada saat kontak. Untuk itu persamaan Reynolds harus dimodifikasi dengan penambahan kondisi slip, sehingga persamaannya menjadi seperti berikut ini:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left( 1 + \frac{3\alpha\mu}{h + \alpha\mu} \right) \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( 6U_1 h \left( 1 + \frac{\alpha\mu}{h + \alpha\mu} \right) \right) \quad (2)$$

## 3. METODE PENELITIAN

Pemodelan yang dibangun menggunakan kode komputer digunakan untuk melakukan perhitungan matematis dengan memasukkan variabel-variabel yang telah ditentukan yaitu sebagai berikut:

- Ketinggian film input dan output adalah 1  $\mu\text{m}$ . Sedangkan ketinggian fluida masuk didapatkan sesuai dengan *gap ratio* yang akan ditentukan ( $h_i = \text{gap ratio} \times h_o$ ).
- Panjang kontak *sliding* di bantalan adalah 20 mm.
- Kecepatan permukaan yang bergerak adalah sebesar 1 m/s.
- Viskositas fluida 0,001 Pa.s
- Tekanan atmosfer
- Konstanta slip yang digunakan adalah 0,02. Nilai ini mengacu pada percobaan yang dilakukan oleh Choo, dkk. (2007). Pada percobaan tersebut didapatkan panjang slip sebesar 20  $\mu\text{m}$ . Sehingga didapatkan nilai konstanta slip sebagai berikut:

$$\alpha = \frac{b}{\mu} = \frac{20 \cdot 10^{-4}}{0.001} = 0,02$$

- Memvariasikan area slip di bagian inlet  $d = 0$ ,  $d = 0,25$ ;  $d = 0,5$ ; dan  $d = 0,75$ .
- Jumlah grid yang digunakan adalah 100.
- Semua hasil yang didapat ditunjukkan dengan parameter tak berdimensi yaitu tekanan tak berdimensi.

$$P = \frac{ph_o^2}{\mu U_1 Lx} \quad (3)$$

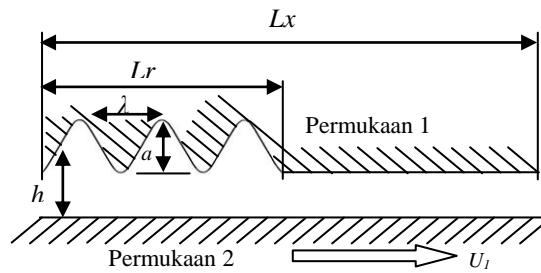
$$X = \frac{x}{Lx} \quad (4)$$

Kekasaran permukaan diaplikasikan pada permukaan 1 yang diam sedangkan untuk permukaan 2 yang halus bergerak dengan kecepatan  $U_1$ . Rekayasa pemberian kekasaran permukaan berupa permukaan bertekstur *grooves shape* berbentuk sinusoidal dengan persamaan:

$$y = a \sin(2\pi x / \lambda) \quad (5)$$

Dimana  $y$  dan  $x$  adalah koordinat masing-masing arah  $y$  dan arah  $x$ ,  $a$  adalah amplitude gelombang sinusoidal yang menunjukkan tinggi rendahnya interval gelombang sinusoidal,  $\lambda$  adalah panjang gelombang sinusoidal. Persamaan pemodelan gelombang sinusoidal tersebut diambil dari

persamaan pemodelan yang telah dilakukan oleh *Phuoc Huynh* (2005) yang meneliti *slider bearing* dengan berbagai kondisi kerutan.



Gambar 2. Pemodelan kekasaran permukaan bertekstur sinusoidal

Permukaan kontak terlubrikasi dimodelkan dengan *infinite width slider bearing*. Permukaan kasar bertekstur sinusoidal yang diberikan pada permukaan yang diam direkayasa dengan mengalami slip. Ketebalan fluida masuk sama dengan ketebalan fluida keluar, sehingga *slider bearing* dimodelkan dengan *parallel pad bearing*, (Gambar 2). Pada permukaan atas merupakan permukaan diam dan permukaannya dibuat kasar sepanjang  $L_r$ .

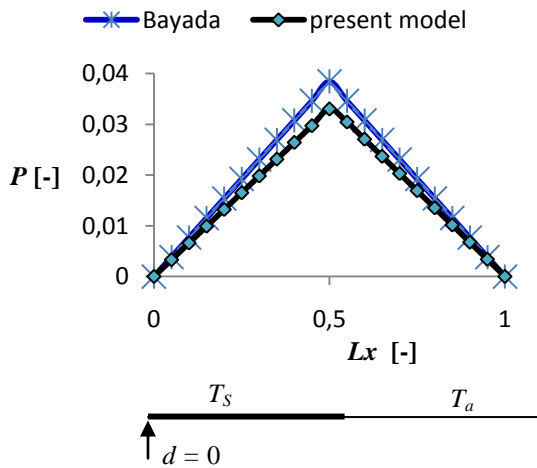
#### 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

##### 4.1. Validasi present model

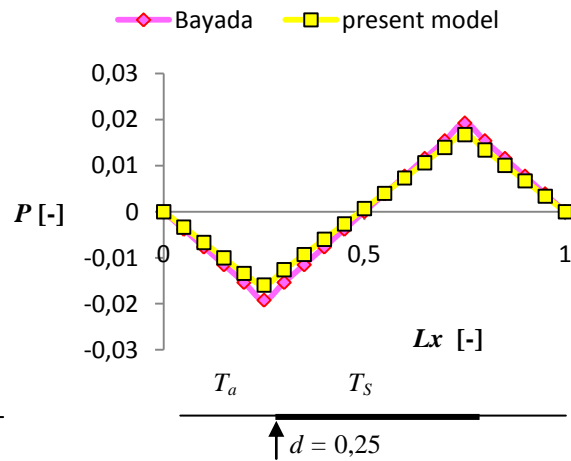
Validasi *present model* yang dibuat dengan membandingkan model dari *Bayada* dan *Meurisse* (2008) yang meneliti distribusi tekanan pada *infinite width slider bearing* dengan persamaan secara analitik. Adapun hasilnya adalah sebagai berikut ini:

a. Distribusi tekanan tak berdimensi untuk lokasi  $T_s$ ,  $d = 0$

Hasil validasi Gambar 3 terdapat perbedaan antara titik maksimum model *Bayada* 0,038 dengan *present model* 0,033 sehingga terdapat selisih sebesar 1%.



Gambar 3. Validasi distribusi tekanan untuk lokasi inlet fluida adalah area slip yang memasuki area tanpa slip;  $L_a = L_s = 0,5$ ;  $d = 0$



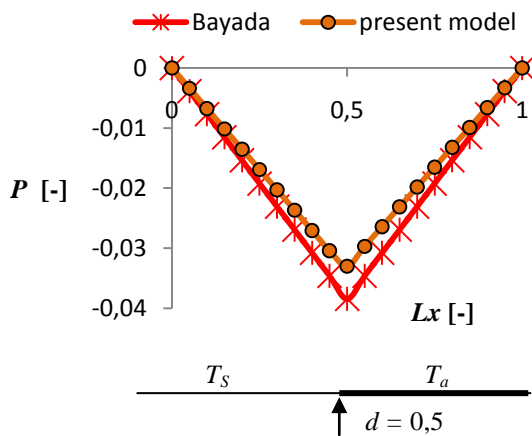
Gambar 4. Validasi distribusi tekanan untuk lokasi pada inlet fluida adalah area slip yang memasuki area tanpa slip;  $L_a = L_s = 0,5$ ;  $d = 0,25$

b. Distribusi tekanan tak berdimensi untuk lokasi  $T_s$ ,  $d = 0,25$

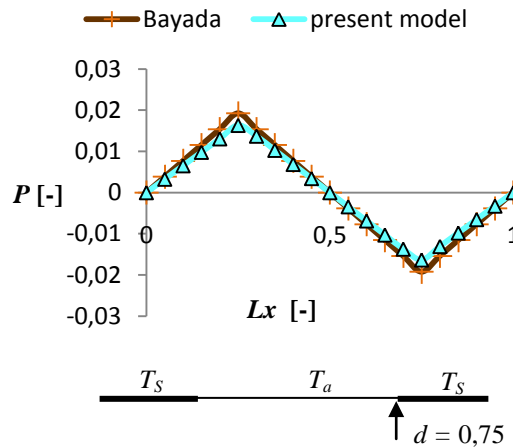
Hasil validasi Gambar 4 terdapat perbedaan antara titik maksimum model *Bayada* 0,019 dengan *present model* 0,016 sehingga terdapat selisih sebesar 1%.

c. Distribusi tekanan tak berdimensi untuk lokasi  $T_s$ ,  $d = 0,5$

Hasil validasi Gambar 5 terdapat perbedaan antara titik maksimum model *Bayada* sebesar -0,038 dengan *present model* -0,033 sehingga terdapat selisih sebesar 1%.



Gambar 5. Validasi distribusi tekanan untuk lokasi pada inlet fluida adalah area slip yang memasuki area tanpa slip;  $L_a = L_s = 0,5$ ;  $d = 0,5$



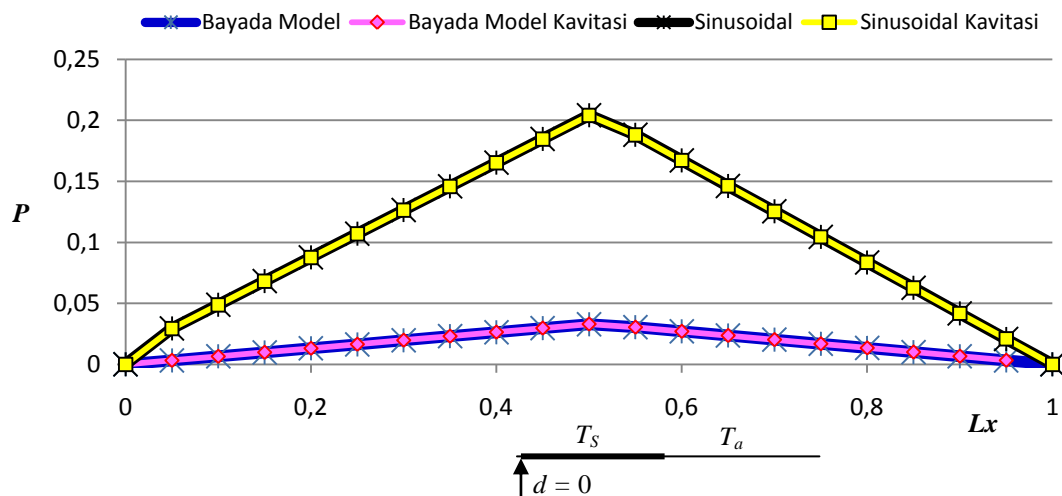
Gambar 6. Validasi distribusi tekanan untuk lokasi pada inlet fluida adalah area slip yang memasuki area tanpa slip;  $L_a = L_s = 0,5$ ;  $d = 0,75$

d. Distribusi tekanan tak berdimensi untuk lokasi  $T_s$ ,  $d = 0,75$

Hasil validasi Gambar 6 terdapat perbedaan antara titik maksimum model *Bayada* 0,019 dengan *present model* 0,016 sehingga terdapat selisih sebesar 1%.

4.2. Perbandingan model Bayada dengan tekstur sinusoidal

a. Distribusi tekanan tak berdimensi  $d = 0$



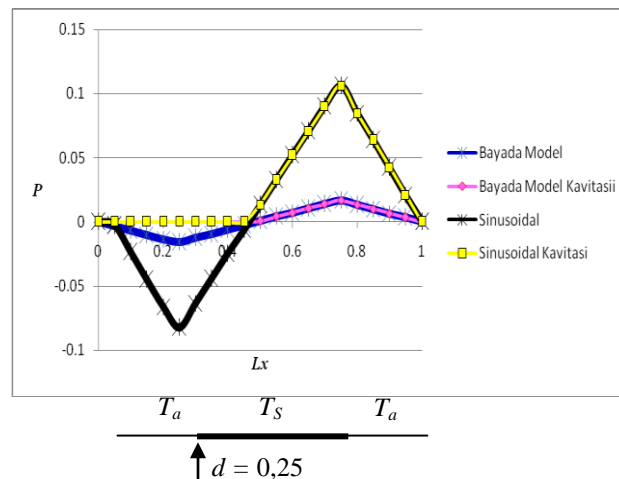
Gambar 7. Distribusi tekanan untuk lokasi *upstream* adalah area slip yang memasuki area tanpa slip;  $L_a = L_s = 0,5$ ;  $d = 0$

Dalam teori Reynolds klasik, mekanisme untuk menghasilkan tekanan hidrodinamis adalah dengan merencanakan skematik berbentuk konvergen. Gambar 7 menunjukkan teori modifikasi Reynolds dengan penambahan efek slip. Penempatan area slip  $T_s$  di *upstream* dari area tanpa slip  $T_a$  dapat menghasilkan tekanan hidrodinamis sehingga dalam grafik memperlihatkan distribusi tekanan hidrodinamis meningkat dan mencapai puncaknya di akhir area slip  $T_s$  dan kemudian menurun saat memasuki area tanpa slip  $T_a$ . Di semua area distribusi tekanan hidrodinamis bernilai positif. Model kavitas *half-sommerfeld* hanya mengubah tekanan negatif menjadi 0, sedangkan distribusi tekanan tak berdimensi yang dihasilkan bernilai positif di semua area.

Untuk permukaan sinusoidal mempunyai distribusi tekanan tak berdimensi lebih besar yang mencapai empat kali lipat dari model bayada.

b. Distribusi tekanan tak berdimensi  $d = 0,25$

Pada kasus ini bagian dari area slip  $T_s$  tidak di area inlet tetapi di *downstream* dari area tanpa slip  $T_a$ , dan dalam grafik memperlihatkan distribusi tekanan tak berdimensi bernilai negatif. Hal ini menunjukkan bahwa area tanpa slip  $T_a$  yang terletak di *upstream* mengakibatkan distribusi tekanan tak berdimensi bernilai negatif. Pada saat fluida pelumas memasuki area slip  $T_s$  terjadi peningkatan tekanan hingga mencapai puncaknya saat area slip  $T_s$  berakhir kemudian tekanan mulai menurun saat memasuki area tanpa slip  $T_a$ . Hal ini menunjukkan bahwa area slip  $T_s$  mengakibatkan terjadi peningkatan tekanan tak berdimensi.



Gambar 8. Distribusi tekanan untuk *upstream* adalah area slip yang memasuki area tanpa slip;  $L_a = L_s = 0,5$ ;  $d = 0,25$

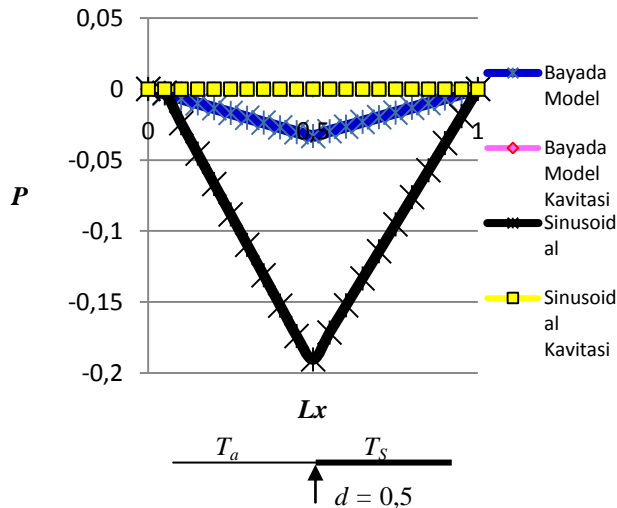
Untuk kondisi sinusoidal mempunyai distribusi tekanan tak berdimensi lebih besar yang mencapai empat kali lipat dari model bayada.

c. Distribusi tekanan tak berdimensi  $d = 0,5$

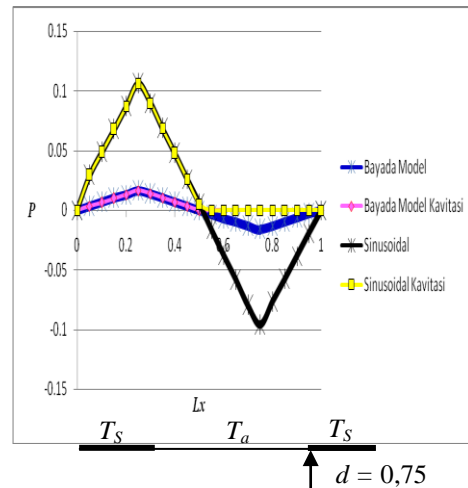
Gambar 9 dengan area slip  $T_s$  terletak di lokasi *downstream* dari area tanpa slip  $T_a$  dan hasilnya memperlihatkan kebalikan dari grafik pada Gambar 7 yaitu distribusi tekanan bernilai negatif di semua area sehingga kavitasii terjadi di semua area. Untuk model kavitasii *half-sommerfeld* bernilai 0 di semua area karena semua tekanan tak berdimensi yang didistribusikan bernilai negatif. Hal ini menunjukkan bahwa area tanpa slip membuat efek *wedge* menurun bahkan hilang sama sekali dalam lapisan film, sehingga ketinggian pelumasan akan berkurang bahkan dapat hilang sama sekali. Dengan berkurangnya ketinggian dari film dan bahkan hilang, maka dapat mengakibatkan kontak langsung antara dua permukaan solid yang harusnya dilumasi. Hal ini dapat menyebabkan keausan dan akhirnya kerusakan dari kedua permukaan tersebut.

d. Distribusi tekanan tak berdimensi  $d = 0,75$

Aliran fluida pelumas di *upstream* adalah area slip  $T_s$  dan bagian area slip  $T_s$  yang lain terletak di *downstream* dari area no-slip  $T_a$ . Area slip  $T_s$  di *upstream* mengakibatkan tekanan bernilai positif dan nilainya menurun pada saat memasuki area tanpa slip  $T_a$ . Penurunan tekanan tersebut mengakibatkan terjadinya distribusi tekanan yang mencapai nilai negatif. Hal ini membuktikan bahwa area tanpa slip  $T_a$  mengakibatkan tekanan bernilai negatif. Dengan menggunakan model kavitasii *half-sommerfeld* mengubah tekanan negatif menjadi nol untuk menunjukkan terjadinya kavitasii. Area tanpa slip  $T_a$  yang mengakibatkan distribusi tekanan tak berdimensi bernilai negatif telah memicu terjadinya kavitasii, dengan terjadi kavitasii maka akan terjadi kontak langsung antara material solid yang dapat mengakibatkan keausan dan pada akhirnya membuat material tersebut rusak.



Gambar 9. Distribusi tekanan untuk lokasi *upstream* adalah area slip yang memasuki area tanpa slip;  $L_a = L_s = 0,5$ ;  $d = 0,5$



Gambar 10. Distribusi tekanan untuk lokasi *upstream* adalah area slip yang memasuki area tanpa slip;  $L_a = L_s = 0,5$ ;  $d = 0,75$

## 5. KESIMPULAN

Kesimpulan pengaruh kekasaran permukaan dengan tekstur sinusoidal adalah sebagai berikut:

- Aliran *upstream* area slip  $T_s$  berada di depan mengakibatkan terjadi peningkatan distribusi tekanan, sedangkan jika aliran *upstream* area no-slip  $T_a$  mengakibatkan penurunan distribusi tekanan yang dapat mencapai tekanan negatif dan menyebabkan kavitasi.
- Permukaan bertekstur sinusoidal dapat meningkatkan tekanan hidrodinamis lebih besar empat kali lipat dari pada permukaan model bayada, sehingga dapat dikatakan bahwa permukaan bertekstur dapat meningkatkan tekanan hidrodinamis.

## 6. DAFTAR PUSTAKA

- Bayada, G. dan Meurisse, M.H., (2008), Impact of cavitation model on the theoretical performance of heterogeneous slip/no-slip engineered contacts in hydrodynamic conditions, *Proc. IMechE* vol. 223 Part J:J. Engineering Tribology, pp. 371-381.
- Choo, J.H., Spikes, H.A., dan Forest, A., (2007), Friction reduction in low load hydrodynamic lubrication with hydrophobic surface, *Tribology International* 40, pp. 154 – 159.
- Aghorri, (2010), <http://123teknik.com/ol/index.php?pilih=blog&mod=yes&aksi=lihat&id=32>
- Hori, Y., (2006), Hydrodynamic lubrication, *Springer-Verlag*, Tokyo, Jepang.
- Phuoc, H.B., (2005), Numerical study of slider bearings with limited corrugation, *Transaction of the ASME* vol. 127, pp. 582 – 595.
- Reynolds, O., (1886), On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, Part I 177, pp. 157 – 234.
- Salant, R. dan Fortier, A., (2004), Numerical analysis of a slider bearing with a heterogeneous slip/no-slip surface, *Tribol. Trans.* 49, pp. 328-334.
- Sloetjes, J.W., (2006), Micro-elastohydrodynamic lubrication in concentrated sliding contacts, Ph.D thesis, University of Twente, The Netherlands.
- Stachowiak, G.W., dan Batchelor, A.W., (2006), Engineering tribology, *Elsevier Butterworth*, Burlington, Amerika Serikat.
- Versteg, H.K., dan Malaksera, W., (1995), An introduction to computational fluid dynamics: finite volume method, *Longman scientific and technical*, England
- Wu, C.W., Ma, G.J., dan Zhou, P., (2006), Low friction and high load support capacity of slider bearing with a mixed slip surface, *ASME-Journal of Tribology* 128, pp. 904 – 907.