

## Analisa Numerik Pemberian Slip dan Tekstur untuk Peningkatan Performansi Pelumasan pada *Bearing*

Mohammad Tauviqirrahman\*, Eflita Yohana dan Arif Rachman Hakim

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. H. Soedharto Tembalang, Semarang, Indonesia

\*mohammad.tauviqirrahman@ft.undip.ac.id

### Abstrak

Pelumasan pada *bearing* bertujuan untuk mengurangi gesekan dan menghindari keausan. Mekanisme pelumasan yang baik akan memperpanjang umur pakai *bearing*. Peningkatan performa pelumasan hidrodinamik dapat dilakukan dengan pemberian tekstur dan slip pada permukaan *bearing*. Dalam penelitian ini, dua jenis *bearing* (*traditional bearing* dan *engineered bearing*) dijadikan sebagai bahan kajian. Pemodelan akan dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak berbasis CFD (*computational fluid dynamic*). Persamaan slip dibuat melalui pemrograman *user-defined function* (UDF), sedangkan tekstur dimodelkan dengan bentuk *rectangular*. Pemodelan kavitasi yang sering diabaikan dalam penelitian-penelitian sebelumnya akan diinvestigasi pengaruhnya terhadap hasil prediksi performansi pelumasan. Hasil simulasi menunjukkan ada perbedaan prediksi antara pemodelan kavitasi dan tanpa kavitasi dalam analisa *bearing*. Analisa tanpa kavitasi cenderung *over-estimation* dalam menghitung performansi pelumasan. Selain itu, melalui eksperimen numerik, kombinasi slip dan tekstur terbukti dapat meningkatkan performansi pelumasan. Hasil penelitian kali ini dapat dijadikan sebagai langkah awal untuk memperbaiki umur pakai *bearing*.

**Kata kunci** : *bearing*, kavitasi, metode volume hingga, pelumasan, slip, tekstur

### Pendahuluan

*Bearing* merupakan salah satu komponen penting yang terdapat pada mesin yang berfungsi untuk menahan elemen mesin yang berputar. *Bearing* digunakan sebagai pemisah sebuah sumbu poros pada mesin agar tidak terjadi kontak antara poros dan penumpunya. *Bearing* juga menjaga agar poros dapat berputar dengan baik. Pemisah pada *bearing* ada berbagai jenis, salah satunya dengan menggunakan fluida. Salah satu jenis bantalan yang menggunakan fluida sebagai pemisah antar permukaan kontak adalah *thrust bearing*. *Thrust bearing* adalah jenis *bearing* yang menahan gaya aksial yang bekerja pada poros [1]. *Fluid film* digunakan untuk memberikan gaya internal fluida pada *thrust bearing* yang disebut dengan *load support*. *Load support* didefinisikan sebagai integrasi tekanan

hidrodinamik di sepanjang permukaan *bearing*.

Pelumasan pada *bearing* tidak hanya mencegah kontak langsung antara solid dengan solid tetapi juga membantu mengurangi koefisien gesekan dan keausan yang terjadi saat *bearing* beroperasi [1].

Dekade ini telah ditemukan bahwa slip terjadi pada aliran baik pada skala mikro maupun makro. Slip terbukti dapat mengurangi gaya gesek sehingga dapat dimanfaatkan untuk membuat sistem *slider bearing* dengan gaya gesek rendah [2]–[5]. Akan tetapi jika slip dirancang secara seragam, slip cenderung mengurangi daya dukung pelumasan dalam kontak terlumasi [6]–[8].

Selain slip, berdasarkan hasil penelitian yang ada, *load support* dapat ditingkatkan dengan menambahkan tekstur pada permukaan *bearing* [9], [10]. Pemberian tekstur pada permukaan bearing selain

dapat meningkatkan *load support*, ternyata juga memiliki efek lain pada fluida. Penambahan tekstur sama artinya dengan perubahan penampang pada *bearing* yang dilewati oleh fluida yang bergerak. Fluida yang melalui suatu penampang dan secara tiba-tiba melewati pengecilan atau pembesaran penampang akan mengalami penurunan tekanan. Fenomena penurunan tekanan pada perubahan luas permukaan disebut dengan kavitasi [11]. Akibat dari kavitasi pada sebuah komponen adalah munculnya gelembung-gelembung udara yang sangat kecil dan menabrak permukaan yang menyebabkan kerusakan komponen [9].

Terkait dengan fenomena kavitasi dalam *bearing*, berdasarkan studi literatur, hanya beberapa peneliti yang memasukkan pemodelan kavitasi dalam analisa pelumasan *bearing*, seperti misalnya [12]–[16]. Pemodelan kavitasi dalam pemodelan mereka mendasarkan pada metode Elrod [17] maupun Zwart-Gelber-Belamri model yang telah disediakan oleh banyak perangkat lunak komersial berbasis CFD, misalnya [18].

Berdasarkan kajian pustaka di atas, perlu penelitian lanjutan tentang analisa pelumasan dalam *bearing* bertekstur dan memiliki slip. Pada penelitian kali ini, persamaan slip dibuat melalui pemrograman *user-defined function* (UDF), sedangkan tekstur dimodelkan dengan bentuk *rectangular*. Pemodelan kavitasi yang sering diabaikan dalam penelitian-penelitian sebelumnya, juga akan dimasukkan untuk meningkatkan keakuratan hasil simulasi.

## Model CFD

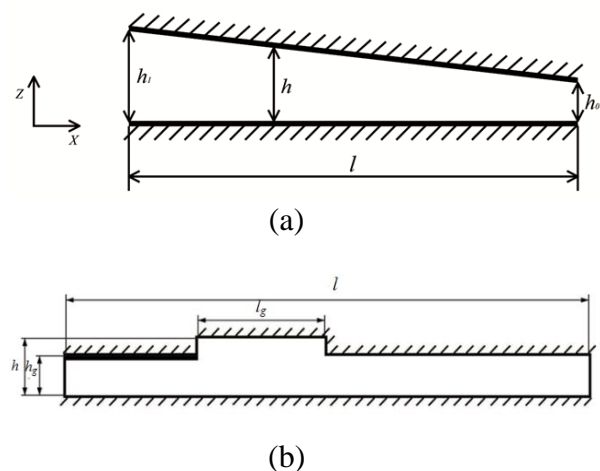
**Persamaan umum.** Persamaan yang digunakan adalah persamaan Navier-Stokes dan kontinuitas yang dipecahkan dengan menggunakan metode volume hingga. Persamaan tersebut mengasumsikan densitas dan viskositas

konstan, tanpa melibatkan gaya bodi. Kondisi steady dan pemecahan dalam arah dua dimensi ( $x$  dan  $z$ ) juga digunakan. Persamaan Navier-Stokes dan kontinuitas diekspresikan sebagai berikut:

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \eta \nabla^2 \mathbf{u} \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2)$$

**Spesifikasi model.** Gambar 1 menunjukkan dua jenis *bearing* yang menjadi bahan kajian. Pertama adalah *traditional bearing*, yaitu *bearing* tanpa tekstur dan slip, hanya mengandalkan geometri inklinasi dengan rasio tertentu untuk menghasilkan *load support*. Kedua adalah *bearing* bertekstur dan slip dimana salah satu permukaan bantalan, yaitu permukaan atas merupakan permukaan bertekstur dan permukaan bawah adalah permukaan yang bergerak dengan kecepatan  $U$ . Dalam penelitian ini, *bearing* jenis kedua disebut *engineered bearing*. Kedua jenis geometri ini akan diperbandingkan performansinya dari segi distribusi tekanan hidrodinamis dan besarnya *load support*. Tabel 1 menyajikan geometri *bearing* yang digunakan. Tekstur pada *bearing* yang dipilih memiliki kedalaman sebesar  $0.1 \mu\text{m}$ .



Gambar 1. (a) *slider bearing*; (b) *bearing* dengan tekstur dan slip

Tabel 1. Spesifikasi geometri *bearing*

No.	Parameter	Nilai
1	Panjang <i>bearing</i>	$l = 2 \text{ mm}$
2	Rasio inklinasi ( $h_i/h_o$ )	2
3	Panjang daerah slip di permukaan atas	$l_s = 0.5 \text{ mm}$
4	Panjang tekstur	$l_g = 0.5 \text{ mm}$
5	Tinggi minimum	$h_g = 1 \mu\text{m}$
6	Tinggi maksimum	$h = 1.1 \mu\text{m}$
7	Kedalaman tekstur	$h - h_g$

**Pemodelan slip.** Ketersediaan pelapis berjenis *hydrophobic* memungkinkan untuk memodifikasi komponen *bearing* agar memiliki performansi sesuai dengan yang diinginkan. Penerapan *hydrophobic* ini menyebabkan pelumas akan mengalami slip pada permukaan *bearing*. Kondisi ini terbukti dapat menurunkan gaya gesekan baik secara numerik [19] maupun eksperimen [20], [21]. Ketika pelumas mengalami slip di sepanjang permukaan *solid-liquid*, panjang slip  $\beta$  sebagai ukuran tingkat slip suatu pelumas dinyatakan dengan hubungan sebagai berikut:

$$u_s = \beta \left. \frac{\partial u}{\partial z} \right|_{\text{permukaan}} \quad (3)$$

dimana  $u_s$  mengindikasikan kecepatan slip pada permukaan *hydrophobic*,  $\beta$  panjang slip, dan  $\partial u / \partial z|_{\text{surface}}$  sebagai laju geser permukaan. Dari beberapa penelitian terdahulu bahwa makin besar  $\beta$ , makin besar slip. Selain itu, dibuktikan pula bahwa modifikasi permukaan secara kimiawi dapat menghasilkan panjang slip dalam order sebesar  $1 \mu\text{m}$  [20], [21], sedangkan melalui kombinasi penteksturan permukaan dengan pemberian *hydrophobic* (slip), panjang slip sampai sebesar  $100 \mu\text{m}$  dapat diperoleh [20]. Dalam penelitian ini, panjang slip pada permukaan *hydrophobic*

diasumsikan uniform dalam ruang dengan  $\beta$  sebesar  $1 \mu\text{m}$ .

**Pemodelan kavitasi.** Dalam kavitasi, transfer massa *liquid-vapor* (evaporasi dan kondensasi) dimodelkan dengan menggunakan persamaan *vapor transport* [18]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \mathbf{v}) = R_g - R_c \quad (4)$$

dimana  $\alpha_v$  adalah fraksi volume *vapour* dan  $\rho_v$  adalah densitas vapor.  $R_g$  dan  $R_c$  merujuk kepada transfer massa antara fasa liquid dan fasa *vapour* dalam kavitasi. For Zwart-Gelber-Belamri model, the final form of the cavitation is as follow [22]:

Jika  $p \leq p_v$ ,  
maka

$$R_g = F_{\text{evap}} \frac{3\alpha_{\text{nuc}}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_\ell}}$$

Jika  $p \geq p_v$ ,

$$\text{maka } R_c = F_{\text{cond}} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_\ell}}$$

dimana  $F_{\text{evap}}$  = koefisien evaporasi = 50,  $F_{\text{cond}}$  = koefisien kondensasi = 0.01,  $R_B$  = radius gelembung-gelembung udara =  $10^{-6} \text{ m}$ ,  $\alpha_{\text{nuc}}$  = fraksi volume situs nukleasi =  $5 \times 10^{-4}$ ,  $\rho_\ell$  = densitas liquid dan  $p_v$  = tekanan *vapour*.

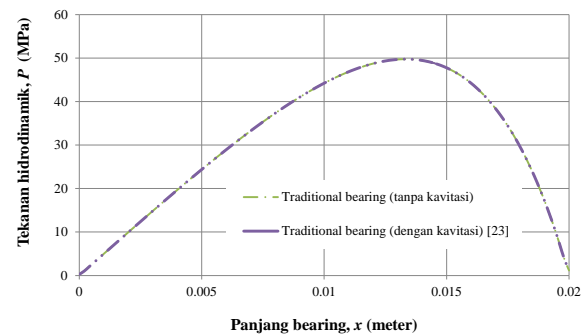
**Kondisi batas.** Untuk *engineered bearing*, kondisi slip diaplikasikan di bagian *inlet* untuk mendapatkan performansi load support terbaik [23]. Di daerah *inlet* dan *outlet* domain komputasi, tekanan ditetapkan sama dengan tekanan atmosfer. Asumsi gradien kecepatan nol dalam arah normal terhadap permukaan *sliding* digunakan untuk merepresentasikan aliran *fully developed*. Model aliran turbulen *k-e realizable* dan kondisi isothermal digunakan dalam analisa ini.

Skema *second order upwind* diaplikasikan untuk diskretisasi momentum, sedangkan prosedur SIMPLE digunakan untuk *pressure-velocity coupling*.

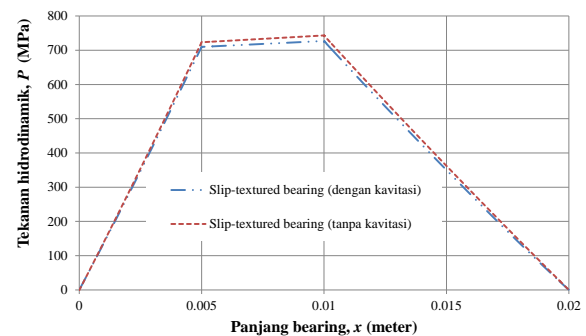
## Hasil dan Pembahasan

**Pengaruh Pemodelan Kavitasasi.** Seperti telah disebutkan di bagian sebelumnya, kavitasasi telah menjadi bahan kajian penelitian yang populer di kalangan para peneliti, baik dari segi pemodelan matematisnya maupun fenomenanya. Hal ini dikarenakan kavitasasi dapat membawa pengaruh yang positif maupun negatif atau kedua-duanya terhadap performansi sistem mekanik (*bearing*). Asumsi pengabaian kavitasasi dalam desain dan analisa *bearing* ini bisa mengakibatkan hasil kajian menjadi kurang akurat dan mendorong terjadinya pengambilan kesimpulan yang salah, terutama untuk *bearing* dengan perubahan geometri permukaan yang ekstrim seperti adanya tekstur yang dalam, atau modifikasi permukaan secara kimiawi (pemberian slip).

Gambar 2 dan 3 berturut-turut menyajikan hasil distribusi tekanan hidrodinamik pada jenis *traditional* dan *engineered bearing*. Dalam penelitian ini, *bearing* tradisional dengan rasio inklinasi ( $h_i/h_o$ ) sebesar 2.0 dipilih untuk dibandingkan dengan hasil simulasi oleh Brajdic dkk [24]. Dalam [23], analisa *bearing* dilakukan dengan memasukkan model kavitasasi. Sedangkan untuk tipe *engineered bearing* (yaitu *bearing* bertekstur dan slip), *bearing* yang dipilih adalah *bearing* dengan satu kondisi satu makro tekstur. Dalam aplikasi industri, *bearing* jenis ini sudah banyak digunakan karena kemampuan menghasilkan *load support* yang lebih besar dan gesekan yang lebih kecil dibanding dengan *traditional bearing*.



Gambar 2. Perbandingan distribusi tekanan untuk *traditional bearing* tanpa dan dengan kavitasasi.



Gambar 3. Perbandingan distribusi tekanan untuk *slip-textured bearing* tanpa dan dengan kavitasasi.

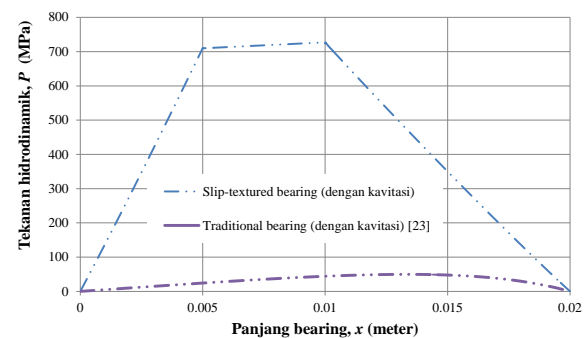
Dari Gambar 2 dapat dilihat bahwa untuk *traditional bearing*, baik ketika pemodelan kavitasasi digunakan maupun tidak, profil distribusi tekanan hidrodinamik di sepanjang permukaan *bearing* menunjukkan hasil yang sama. Hal ini menunjukkan bahwa pada *traditional bearing*, fenomena kavitasasi tidak terjadi. Dari sudut pandang fisik, hal ini dapat dimengerti karena perubahan geometri yang ada pada *traditional bearing* tidak signifikan. *Bearing* ini hanya mengandalkan inklinasi untuk membuat pelumasan berjalan baik.

Untuk kasus *bearing* dengan tekstur dan slip, berdasarkan Gambar 3 dapat dilihat bahwa ada perbedaan hasil prediksi tekanan hidrodinamik antara kasus yang memakai model kavitasasi dengan yang tidak mempertimbangkan model kavitasasi. Analisa pelumasan tanpa

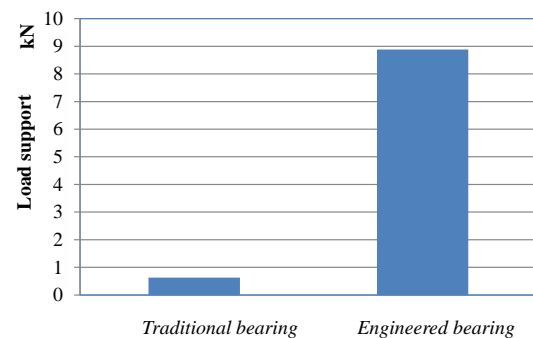
mempertimbangkan model kavitasi terlihat *over-estimation* dibanding dengan analisa yang menggunakan model kavitasi. Perlu diketahui bahwa jenis *bearing* bertekstur *single-macro* dan yang memiliki slip di daerah *inlet* ini dirancang agar mampu meminimalisir terjadinya kavitasi. Sehingga walaupun dari Gambar 3 perbedaan prediksi antara dua kasus ini tampak kecil, dari sudut pandang fisik dapat dipahami bahwa ada perbedaan prediksi antara dua kasus yang tidak bisa diabaikan. Dengan kata lain, pemodelan kavitasi dalam analisa mampu memberikan hasil yang lebih akurat, terutama untuk geometri-geometri *bearing* yang memiliki banyak tekstur dan tata letak tekstur yang kurang memikirkan fenomena fisik yang mungkin terjadi. Oleh karena itu, pemodelan kavitasi penting untuk dipertimbangkan dalam setiap analisa pelumasan dalam *bearing*.

**Pengaruh Tekstur dan Slip.** Gambar 4 menyajikan perbandingan profil tekanan hidrodinamik antara *traditional bearing* dengan *engineered bearing*. Kedua analisa ini sudah mempertimbangkan pemodelan kavitasi. Dari Gambar 4 ini dapat ditarik kesimpulan bahwa penambahan tekstur dan slip pada permukaan kontak *bearing* mampu menghasilkan distribusi tekanan yang jauh lebih besar dibanding dengan *traditional bearing*. Efek positif modifikasi permukaan dengan pemberian tekstur dan slip pada *bearing* diperoleh karena baik slip maupun tekstur menghasilkan efek yang disebut “*inlet suction*”, seperti yang pernah didiskusikan oleh [15], [25]. Efek ini terjadi karena (1) tekanan pelumas yang ada dalam tekstur lebih rendah dibanding dengan tekanan luar (lingkungan) *bearing*. Sehingga pelumas akan bergerak lebih cepat dari *inlet* untuk memasuki ke bagian tekstur, (2) gradien kecepatan di permukaan *bearing* yang diberi slip menjadi lebih besar dibanding dengan pada permukaan yang tidak diberi slip. Kedua hal ini akan membawa konsekuensi akhir, yaitu *load*

*support* yang dihasilkan akan menjadi sangat besar. Seperti terlihat dalam Gambar 5, *load support* yang dihasilkan oleh pelumasan dalam *engineered bearing* mencapai 10 kali lipat dibanding *traditional bearing*. Dengan kondisi pelumasan seperti ini, gesekan dan keausan tentu dapat dihindari dan pada akhirnya nanti, *engineered-bearing* akan memiliki *life time* yang lebih panjang.



Gambar 4. Perbandingan distribusi tekanan untuk kedua jenis *bearing*.



Gambar 5. Perbandingan *load support* untuk kedua jenis *bearing*.

## Kesimpulan

Dalam penelitian ini, pengaruh pemodelan kavitasi dalam analisa pelumasan telah diinvestigasi. Dua jenis *bearing* (*traditional* dan *engineered*) menjadi bahan kajian dan telah diperbandingkan performansi pelumasannya (tekanan hidrodinamik dan *load support*). Pengaruh pemberian slip dan tekstur sebagai modifikasi permukaan *bearing* juga telah diteliti. Dari hasil analisa

yang telah dibahas, dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut:

- (a) *Bearing* dengan tekstur dan slip terbukti menghasilkan performansi pelumasan yang jauh lebih baik dibanding dengan *traditional bearing*.
- (b) Pemodelan kavitasi untuk analisa *bearing* bertekstur dan slip sangat penting dan tidak dapat diabaikan karena menentukan keakuratan hasil.

Hasil penelitian ini diharapkan dapat menjadi panduan ketika melakukan proses perancangan dan analisa *bearing*.

### Referensi

- [1] Y. Hori, *Hydrodynamic Lubrication*. Springer-Verlag, Tokyo, 2006.
- [2] R. Pit, H. Hervet, and L. Leger, "Friction and slip of a simple liquid at a solid surface," *Tribol. Lett.*, vol. 7, no. 2–3, pp. 147–152, 1999.
- [3] D. C. Tretheway and C. D. Meinhardt, "Apparent fluid slip at hydrophobic microchannel walls," *Phys. Fluids*, vol. 14, no. 3, pp. 9–12, 2002.
- [4] Y. Zhu and S. Granick, "Rate-dependent slip of Newtonian liquid at smooth surfaces," *Phys. Rev. Lett.*, vol. 87, no. 9, p. 096105, 2001.
- [5] C. Cottin-Bizonne, C. Barentin, E. Charlaix, L. Bocquet, and J. L. Barrat, "Dynamics of simple liquids at heterogeneous surfaces: Molecular-dynamics simulations and hydrodynamic description," *Eur. Phys. J. E*, vol. 15, no. 4, pp. 427–438, 2004.
- [6] G. J. Ma, C. W. Wu, and P. Zhou, "Influence of wall slip on the hydrodynamic behavior of a two-dimensional slider bearing," *Acta Mech. Sin. Xuebao*, vol. 23, no. 6, pp. 655–661, 2007.
- [7] C. W. Wu and H. X. Sun, "Quadratic programming algorithm for wall slip and free boundary pressure condition," *Int. J. Numer. Methods Fluids*, vol. 50, no. 2, pp. 131–145, 2006.
- [8] M. Tauviquirrahman, R. Ismail, Jamari, and D. J. Schipper, "Optimization of the complex slip surface and its effect on the hydrodynamic performance of two-dimensional lubricated contacts," *Comput. Fluids*, vol. 79, pp. 27–43, 2013.
- [9] S. Cupillard, S. Glavatskih, and M. J. Cervantes, "Computational fluid dynamics analysis of a journal bearing with surface texturing," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 222, pp. 97–107, 2008.
- [10] S. Cupillard, S. Glavatskih, and M. J. Cervantes, "Inertia effects in textured hydrodynamic contacts," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 224, no. 8, pp. 751–756, 2010.
- [11] X. Shi and T. Ni, "Effects of groove textures on fully lubricated sliding with cavitation," *Tribol. Int.*, vol. 44, no. 12, pp. 2022–2028, 2011.
- [12] G. Gao, Z. Yin, D. Jiang, and X. Zhang, "Numerical analysis of plain journal bearing under hydrodynamic lubrication by water," *Tribol. Int.*, vol. 75, pp. 31–38, Jul. 2014.
- [13] G. Gengyuan, Y. Zhongwei, J. Dan, and Z. Xiuli, "CFD analysis of load-carrying capacity of hydrodynamic lubrication on a water-lubricated journal bearing," *Ind. Lubr. Tribol.*, vol. 67, no. 1, pp. 30–37, 2015.
- [14] X. Zhang, Z. Yin, D. Jiang, and G. Gao, "The design of hydrodynamic water-lubricated step thrust bearings using CFD method," *Mech. Ind.*, vol. 15, no. 3, pp. 197–206, 2014.
- [15] M. Fowell, a. V. Olver, a. D. Gosman, H. a. Spikes, and I. Pegg, "Entrainment and Inlet Suction: Two Mechanisms of Hydrodynamic Lubrication in Textured Bearings," *J. Tribol.*, vol. 129, no. 2, p. 336,

- 2007.
- [16] C. Cheikh and G. Koper, "Stick-slip transition at the nanometer scale.," *Phys. Rev. Lett.*, vol. 91, no. 15, p. 156102, 2003.
  - [17] H. G. Elrod, "A Cavitation Algorithm," *J. Lubr. Technol.*, vol. 103, no. 3, p. 350, Jul. 1981.
  - [18] ANSYS, *ANSYS Fluent, version 14.0: user manual*. ANSYS, Inc., Canonsburg, USA., 2011.
  - [19] M. Tauviquirrahman, Muchammad, R. Ismail, J. Jamari, and D. J. Schipper, "The Effect of a Hydrophobic Coating Material on Friction in a Micro-Slider Bearing: A Numerical Analysis," *Adv. Mater. Res.*, vol. 1123, pp. 42–45, 2015.
  - [20] J. H. Choo, R. P. Glovnea, a. K. Forrest, and H. a. Spikes, "A Low Friction Bearing Based on Liquid Slip at the Wall," *J. Tribol.*, vol. 129, no. 3, p. 611, 2007.
  - [21] J. H. Choo, H. A. Spikes, M. Ratoi, R. Glovnea, and A. Forrest, "Friction reduction in low-load hydrodynamic lubrication with a hydrophobic surface," *Tribol. Int.*, vol. 40, no. 2 SPEC. ISS., pp. 154–159, 2007.
  - [22] P. Zwart, A. Gerber, and T. Belamri, "A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics," in *Fifth International Conference on Multiphase Flow, Yokohama, Japan, May 30 - June 3, 2004*, no. 152.
  - [23] M. Tauviquirrahman, R. Ismail, J. Jamari, and D. J. Schipper, "A study of surface texturing and boundary slip on improving the load support of lubricated parallel sliding contacts," *Acta Mech.*, vol. 224, no. 2, pp. 365–381, 2013.
  - [24] P. Brajdic-Mitidieri, a. D. Gosman, E. Ioannides, and H. a. Spikes, "CFD Analysis of a Low Friction Pocketed Pad Bearing," *J. Tribol.*, vol. 127, no. 4, p. 803, 2005.
  - [25] A. V. Olver, M. T. Fowell, H. A. Spikes, and I. G. Pegg, "'Inlet suction', a load support mechanism in non-convergent, pocketed, hydrodynamic bearings," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 220, no. 2, pp. 105–108, 2006.