

Pengaruh Pemodelan Kavitas untuk Analisis Kontak Terlubrikasi dengan Slip Dinding

K. R. Widodo¹, M. Tauviqirrahman,^{1,2} Jamari¹

¹) Jurusan Teknik Mesin, Universitas Diponegoro
Jl. Prof. Soedharto, UNDIP Tembalang, Semarang, Indonesia, Telepon: 024-7460059
Email: widodokurniawan@gmail.com

²) Laboratory for Surface Technology and Tribology,
Faculty of Engineering Technology, University of Twente
Drienerloolaan 5, Postbus 217, 7500 AE, Enschede, The Netherlands

ABSTRAK

Kondisi *no-slip* pada umumnya dianggap sebagai kondisi batas pada antarmuka antara pelumas dan permukaan dinding sampai akhir abad ini. Namun terbukti secara eksperimental bahwa slip terjadi pada permukaan baik *hydrophobic* maupun *hydrophilic*. Kondisi *Navier-slip* sering diusulkan sebagai pengganti kondisi batas. Meskipun demikian, dalam beberapa penelitian yang telah dipublikasikan, analisis performansi pelumasan dengan slip masih mengasumsikan bahwa kavitas tidak terjadi.

Tujuan dari penelitian ini adalah mengetahui pengaruh pemodelan kavitas dalam analisa performansi pelumasan dengan slip. Performansi pelumasan yang ditinjau meliputi daya dukung pelumasan dan gaya gesek. Persamaan Reynolds yang dimodifikasi dikembangkan untuk mencari distribusi tekanan dalam kontak. Metode beda hingga digunakan untuk mendiskretisasi persamaan Reynolds dan pemecahannya dilakukan dengan menggunakan *Tri-Diagonal Matrix Algorithm* (TDMA). Model kavitas yang digunakan adalah *Half Sommerfeld* (HS) dan *Swift-Stieber* (SS) pada aplikasi slider bearing dengan permukaan paralel.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa model kavitas HS dan SS memiliki pengaruh yang signifikan dibanding dengan analisis tanpa kavitas. Dengan pemodelan kavitas, hasil analisis pelumasan menjadi lebih realistis karena dapat meniadakan harga negatif pada tekanan kontak dan daya dukung pelumasan. Oleh karena itu, dalam analisis heterogen, direkomendasikan untuk menggunakan model kavitas dalam analisis.

Kata Kunci: slider bearing, slip, metode beda hingga, model kavitas

1. PENDAHULUAN

Mekanika fluida memainkan peran penting dalam bidang pelumasan. Pelumasan antara dua permukaan elemen mesin yang bergerak menciptakan distribusi tekanan yang memungkinkan timbulnya daya dukung beban sehingga menghindarkan kontak langsung dan gesekan [1]. Untuk menjelaskan fenomena ini, secara umum menggunakan Persamaan Reynolds. Persamaan Reynolds yang dikembangkan pada tahun 1886 ini didasarkan pada asumsi tidak ada slip (*no-slip*) antara antarmuka pelumas dan permukaan dinding. Dalam hal ini kecepatan pelumas pada permukaan dinding ditetapkan sama dengan kecepatan permukaan tersebut atau kecepatan relatif pelumas dengan permukaan dinding diasumsikan nol. Ini berarti bahwa tegangan geser pada antarmuka antara pelumas dan permukaan dinding dapat mencapai nilai yang besar [2].

Dengan kondisi tersebut di atas maka asumsi batas *no-slip* perlu dipertimbangkan kembali. Untuk itu perlu memodifikasi Persamaan Reynolds dengan memasukkan batas slip. Kondisi *Navier-slip* sering diusulkan sebagai pengganti kondisi batas. Selama beberapa tahun terakhir ini, penelitian secara eksperimental membuktikan bahwa slip terjadi pada permukaan *hydrophobic* dan *hydrophilic* [3-7]. Sejauh ini teknik untuk mengukur kecepatan slip secara eksperimental menggunakan *Atomic Force Microscope* (AFM) dan *Surface Force Apparatus* (SFA). Simulasi menggunakan simulasi dinamika molekuler (MDS) menegaskan bahwa slip terjadi pada antarmuka antara pelumas dan dinding [8]. Hal ini memungkinkan untuk merancang *Micro Electro Mechanical Systems* (MEMS) terlumasi, dengan *friction drag* yang rendah. Saat ini penelitian tentang slip pada pelumasan untuk mendapatkan gaya gesek yang kecil dengan daya dukung pelumasan terus dikembangkan [1,2,5,9]. Isu penting dalam sistem pelumasan MEMS adalah besarnya gaya permukaan seperti adhesi, gesekan, dan tegangan permukaan sehingga terjadi *stiction* yang menyebabkan peralatan tidak dapat menjalankan fungsinya dengan baik. Akan tetapi jika slip seragam, cenderung mengurangi daya dukung pelumasan dalam kontak terlumasi. Ketika peralatan beroperasi dengan beban eksternal tertentu, jika daya dukung menurun akan mengurangi ketebalan film yang cenderung meningkatkan gesekan [10]. Maka diperlukan pengaturan pola heterogen slip/*no-slip* pada permukaan bearing, sehingga didapatkan gaya gesek serendah mungkin dengan daya dukung pelumasan sebesar mungkin.

Meskipun demikian, dalam beberapa penelitian yang telah dipublikasikan [1,2,5,9], analisa performansi pelumas dengan *slip* masih mengasumsikan bahwa kavitasasi tidak terjadi. Oleh karena itu perlu dilakukan penelitian tentang pengaruh pemodelan kavitasasi dalam analisa performansi pelumasan dengan slip. Model kavitasasi yang digunakan adalah Half Sommerfeld (HS) dan Swift-Stieber (SS) pada aplikasi bearing dengan *flat parallel surface*. Persamaan Reynolds yang dimodifikasi dikembangkan untuk mencari performansi pelumasan, meliputi daya dukung pelumasan dan gaya gesek. Analisis menggunakan metode-beda-hingga untuk mendiskretisasi persamaan Reynolds termodifikasi dan pemecahannya dilakukan dengan TDMA (*Tri-diagonal matrix algoritm*) [11]. Studi ini memvalidasi apa yang telah dikerjakan oleh Bayada dkk [10], dimana dalam penelitian mereka, metode elemen hingga telah digunakan.

2. KONTAK SLIP/NO-SLIP SECARA HETEROGEN

2.1 Modifikasi persamaan Reynolds

Persamaan Reynolds digunakan ketika memodelkan pelumasan hidrodinamik. Persamaan Reynolds merupakan persamaan diferensial yang menggambarkan distribusi tekanan dalam film tipis yang terbentuk antara dua permukaan elemen mesin yang bergerak relatif. Persamaan Reynolds klasik mengasumsikan bahwa antarmuka antara pelumas dan permukaan dinding pada kondisi batas *no-slip*. Selain kondisi *no-slip*, salah satu konsep yang paling penting dalam teori Reynolds adalah *converging geometry wedge* (rasio ketebalan film pelumas inlet dengan outlet ≥ 1). Tanpa *converging wedge*, tidak ada daya dukung beban hidrodinamika yang dihasilkan. Oleh karena itu, *converging wedge* dianggap sebagai kondisi penting untuk menghasilkan tekanan hidrodinamik dalam film pelumasan antara dua permukaan solid yang bergerak geser/*rolling* relatif [2]. Akan tetapi penelitian terakhir menunjukkan bahwa pada kondisi *parallel gap* (rasio ketebalan film pelumas *inlet* dengan *outlet* = 1) dapat menimbulkan tekanan hidrodinamik pada *slider bearing* dengan heterogen slip/*no-slip*, akan tetapi masih tanpa mempertimbangkan kavitasasi yang terjadi [2].

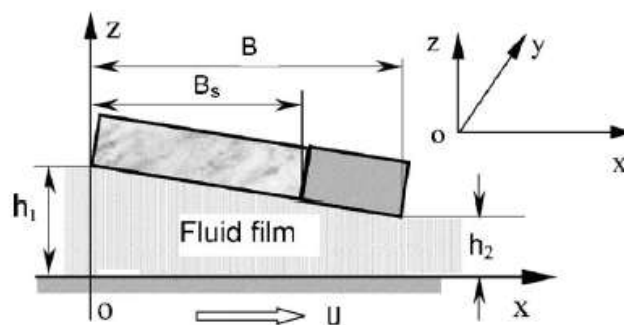
Untuk mendapatkan Persamaan Reynolds satu dimensi (1D), beberapa asumsi dari *full stokes system* dilakukan [12]. Dari keseimbangan elemen dari pelumasan pada arah x didapatkan:

$$\frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (1)$$

dimana $\partial u/\partial z$ adalah laju geser pelumas, u_x adalah kecepatan pelumas pada arah x, η dan p masing-masing adalah viskositas dan tekanan pelumas. Dengan mengintegrasikan dua kali Persamaan (1), didapatkan profil kecepatan:

$$u_x = \iint \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} z^2 + C_1 z + C_2 \quad (2)$$

Untuk menerapkan batas slip pada permukaan dinding maka Persamaan Reynolds perlu dimodifikasi. Kondisi *Navier-slip* sering digunakan sebagai pengganti kondisi batas, yang menetapkan bahwa slip sebanding dengan tegangan geser dan koefisien slip. Heterogenitas pada permukaan bertindak sebagai diskontinuitas secara geometri dan mendorong gradien tekanan dianalogkan dengan yang terjadi pada *Rayleigh step bearing*. Kontak terlumasi dengan pola slip/*no-slip* secara heterogen diperlihatkan seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Skematik dari *slider bearing* dengan slip/*no-slip* heterogen pada kontak terlumasi [2].

Celah antara dua permukaan dilambangkan dengan $z = h$, dimana h_1 dan h_2 masing-masing adalah ketebalan pelumas *inlet* dan ketebalan pelumas *outlet*. B_s dan B , masing-masing panjang daerah slip dan panjang bearing. Untuk kasus *parallel slider bearing*, $h_1/h_2 = 1$. Permukaan atas, diasumsikan diam dengan kondisi batas *Navier slip*, sedangkan permukaan bawah bergerak dengan kecepatan u dengan kondisi batas *no-slip*, yang dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Permukaan atas, } u_s &= -\alpha\eta \frac{\partial u}{\partial z} \text{ pada } z = h \\ \text{Permukaan bawah, } u_s &= 0 \quad \text{pada } z = 0 \text{ dan } u_x = u \end{aligned} \quad (3)$$

dimana u_s adalah kecepatan slip dan α koefisien slip. Hasil perkalian koefisien slip dengan viskositas, $\alpha\eta$, disebut panjang slip.

Dengan memasukkan kondisi batas Persamaan (3) ke Persamaan (2) maka didapatkan C_1 dan C_2 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} C_2 &= u \\ C_1 &= -\frac{h}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{h+2\alpha\eta}{h+\alpha\eta} \right) - \frac{u}{h+\alpha\eta} \end{aligned} \quad (4)$$

Kecepatan slip pelumas pada permukaan diam dengan arah x diperoleh dengan memasukkan Persamaan (4) ke dalam Persamaan (2):

$$u_x = \frac{z^2}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{hz}{2\eta} \left(\frac{h+2\alpha\eta}{h+\alpha\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{uz}{h+\alpha\eta} + u \quad (5)$$

Debit alir pelumas per unit panjang didapatkan dengan mengintegrasikan kecepatan slip pelumas pada Persamaan (5) sepanjang ketebalan film, sehingga:

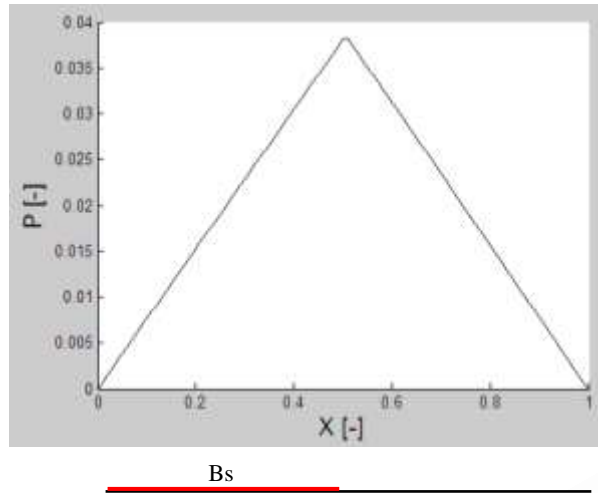
$$\begin{aligned} q_x &= \int_0^h u_x dz \\ q_x &= -\frac{h^3}{12\eta} \left(1 + \frac{3\alpha\eta}{h+\alpha\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{uh}{2} \left(1 + \frac{\alpha\eta}{h+\alpha\eta} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

Debit alir pelumas ini penting selama bearing bekerja, untuk mendapatkan suplai yang cukup memadai pada kontak hidrodinamis untuk mencegah *starvation* [13]. Dengan memasukkan Persamaan (6) ke dalam Persamaan Kontinuitas didapatkan persamaan Reynolds modifikasi sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{\partial q_x}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \left(1 + \frac{3\alpha\eta}{h+\alpha\eta} \right) \right) &= 6\eta uh \frac{\partial}{\partial x} \left(1 + \frac{\alpha\eta}{h+\alpha\eta} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

Dengan mengintegrasikan Persamaan Reynolds sebagai fungsi ketebalan film pelumas, distribusi tekanan dalam film pelumasan hidrodinamik didapatkan dengan mempertimbangkan geometri bearing, kecepatan dan viskositas pelumas.

Plot perbandingan tekanan pelumasan tak berdimensi dengan jarak perpindahan slip dari daerah *inlet*, menggunakan metode beda hingga dan TDMA didapatkan hasil seperti yang terlihat pada Gambar 2. Parameter tak berdimensi $X = B_s/B$ dan $P = \rho h^2 / 6\eta u B$ digunakan untuk menghitung tekanan pelumas. Daerah panjang slip diletakkan di daerah *inlet* pada *slider bearing* dengan $0 \leq B_s \leq 0,5$ diikuti dengan daerah panjang *no-slip*.



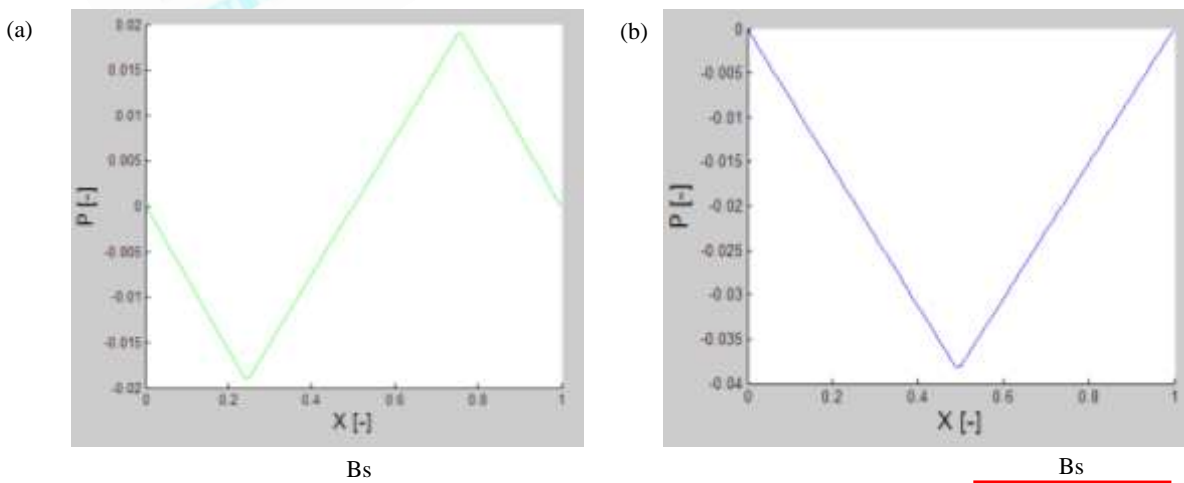
Gambar 2. Distribusi tekanan tak berdimensi pada *parallel slider bearing* dengan kondisi slip pada daerah *inlet*.

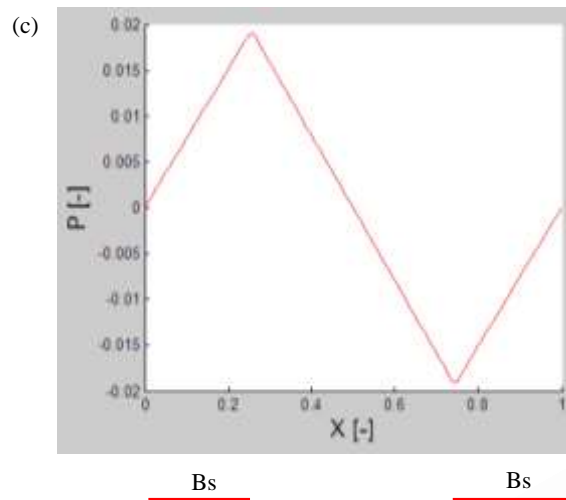
Dari Gambar 2 terlihat bahwa tekanan hidrodinamik akan ada meskipun tidak ada *wedge* (penyudut) secara geometri atau dengan kata lain tekanan hidrodinamik akan ada walaupun dalam kondisi paralel tetapi dengan memberikan efek heterogenitas slip/*no-slip*.

2.2 Terjadinya kavitasi pada kontak heterogen slip/*no-slip*

Secara teoritis, jika permukaan diam pada *slider bearing* heterogen, dan menyajikan zona slip di daerah *inlet* diikuti oleh zona *no-slip*, maka efek *wedge* akan meningkat dan gesekan akan menurun [11]. Pada *devices* terlumasi dengan gerakan *sliding*, zona slip yang diletakkan di depan zona *no-slip* pada permukaan diam menimbulkan efek *wedge* pada kontak, mirip dengan yang disebabkan oleh geometri konvergen. Di sisi lain, zona slip yang terletak dibelakang zona *no-slip* cenderung mengurangi tekanan seperti geometri divergen, dan ini dapat menyebabkan terjadinya kavitasi. Kavitasi merupakan fenomena campuran gas (udara) dan pelumas pada sistem pelumasan [10]. Akibat dari kavitasi ini adalah adanya vibrasi, *noise* dan terjadinya perubahan struktur karena erosi dimana terjadinya pecah *bubbles*. Pada skala mikro akan mengurangi ketebalan film dan mengurangi daya dukung beban sehingga terjadi keausan yang mengakibatkan kerusakan pada *devices*. Efek kavitasi pada Persamaan Reynolds akan memberikan tekanan negatif, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3, karena Persamaan Reynolds valid untuk kondisi pelumasan *full flooded*.

Pada Gambar 2. Panjang daerah slip *Bs* yang diletakkan di depan daerah *no-slip*, tekanan positif terjadi di manapun. Sebaliknya pada Gambar 3 dalam kasus (b), panjang daerah slip *Bs* diletakkan di belakang zona *no-slip*, tekanan negatif terjadi di manapun. Dalam kasus (a) dan (c), setidaknya satu bagian dari daerah panjang slip *Bs* tidak terletak pada daerah *inlet*, yang mengarah ke tekanan negatif di suatu tempat, kemudian terjadi kavitasi. Ini jelas menunjukkan bahwa kavitasi terjadi pada semua kasus pada Gambar 3. Sehingga Solusi Persamaan (3) tidak relevan untuk menggambarkan bidang tekanan jika kavitasi terjadi. Untuk alasan ini perlu difokuskan pada beberapa aspek pemodelan kavitasi untuk mengatasi kontak terlumasi dalam kondisi slip parsial. Berbagai pemodelan kavitasi untuk lebih detailnya dapat dilihat dalam referensi [10].





Gambar 3. Distribusi tekanan tak berdimensi dengan berbagai lokasi B_s . (a) $0,25 \leq B_s \leq 0,75$, (b) $0,5 \leq B_s \leq 1$, (c) $0 \leq B_s \leq 0,25$ atau $0,75 \leq B_s \leq 1$

Untuk alasan ini, perlu mempertimbangkan berbagai lokasi dari zona slip dan efeknya pada kavitas. Juga penting mempertimbangkan model kavitas teoritis dalam analisis slip/no-slip secara heterogen dari mekanisme terlumasi. Model kavitas teoritis seperti Half-Sommerfeld (HS) dan Swift-Stieber (SS) digunakan.

3. ANALISIS KAVITASI DALAM KONTAK SLIP/NO-SLIP SECARA HETEROGEN

Gelembung kavitas dapat berasal dari dalam film pelumas atau dari lingkungan (*starved*). Hal ini bisa menyebabkan kegagalan dalam kontinuitas dari film pelumas. Diskontinuitas pada *bubbles interface* menghadirkan tantangan dalam konteks solusi untuk persamaan Reynolds.

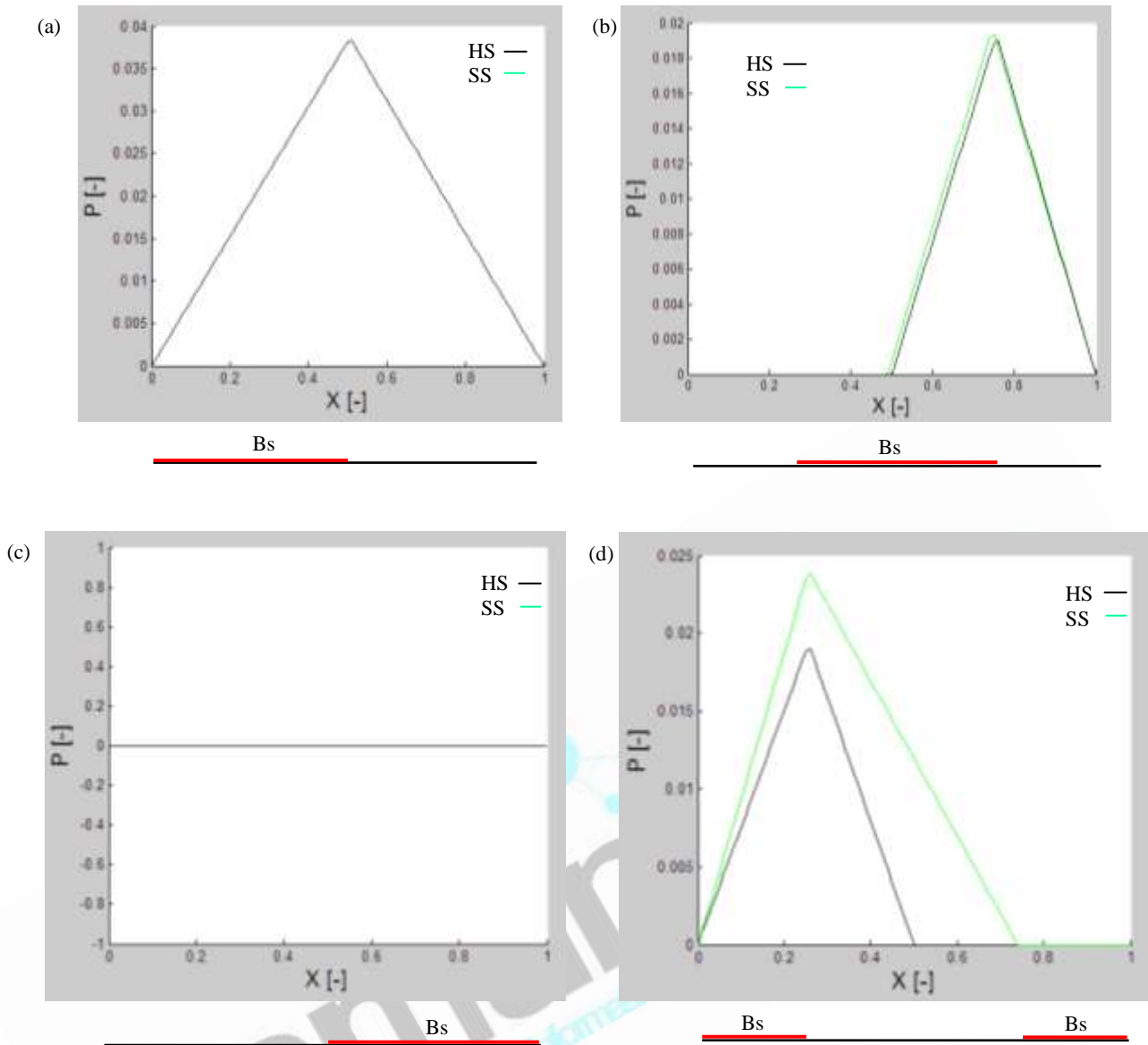
3.1 Pemodelan kavitas secara teoritis: model Half Sommerfeld/Gumbel dan Swift-Stieber

Gumbel pada tahun 1914 yang pertama memasukkan kavitas [14]. Model HS terdiri dari pemecahan persamaan Reynolds dengan kondisi batasnya, dan kemudian mengganti tekanan negatif dengan nol, maka memungkinkan definisi zona *full fluid* dimana tekanan lebih besar dari tekanan kavitas dan area terkavitas dimana tekanan dari campuran gas-cairan diasumsikan nol. Karena distribusi tekanan hanya memungkinkan daerah tekanan positif, kondisi Gumbel juga dikenal sebagai kondisi Half-Sommerfeld

Sebuah alternatif yang lebih baik untuk kondisi HS ditawarkan oleh Swift dan Stieber. Swift pada tahun 1932 menyatakan bahwa tekanan derivatif nol adalah kondisi yang tepat untuk menandai dimulainya kavitas dan menganggapnya sebagai kondisi stabil. Stieber pada tahun 1933 menerbitkan sebuah solusi lengkap untuk jurnal bearing 360° mempertimbangkan kavitas untuk pelumas dengan tegangan tarik nol. Stieber, seperti Swift, mengasumsikan tekanan gradien nol pada awal dari zona kavitas, tapi pada kondisi kontinuitas. Kedua pencetus pemodelan kavitas, walau dengan sudut berbeda, sampai pada kesimpulan yang sama. Kondisi zona pembentukan kavitas dikenal sebagai kondisi Swift-Stieber. Cara praktis dalam perhitungan tekanan ini adalah mendeskritisasi persamaan Reynolds dengan *finite different* atau *finite element*, dan penyelesaian sistem linear yang terkait dengan menetapkan setiap nilai tekanan negatif ke nol pada setiap langkah dari algoritma iteratif.

3.2 Aplikasi pada slider bearing dengan permukaan diam diberikan heterogenitas slip/no-slip

Tujuan dari bagian ini adalah untuk menunjukkan pentingnya pemilihan model kavitas untuk kontak yang dijelaskan pada Persamaan (4), dalam situasi di mana zona slip dan no-slip terjadi pada kontak. Sebagai langkah pertama, bagian ini berkaitan dengan permukaan diam, di mana bergantian daerah panjang slip (B_s) dan no-slip berpindah dari daerah inlet ($B = 0$) ke daerah outlet ($B = 1$). Kasus khusus di mana panjang setiap zona slip atau no-slip dipertimbangkan sama dengan setengah panjang kontak. Untuk alasan periodisitas permukaan heterogen, begitu zona slip meninggalkan kontak, area slip kedua memasuki batas kontak pada daerah inlet, sehingga panjang total slip tetap konstan. Bidang tekanan yang diperoleh untuk dua model kavitas yang berbeda, dalam empat konfigurasi untuk $0 \leq B_s \leq 0,5$; $0,25 \leq B_s \leq 0,75$; $0,5 \leq B_s \leq 1$; $0 \leq B_s \leq 0,25$ atau $0,75 \leq B_s \leq 1$ yang dijelaskan pada Gambar 4.



Gambar 4. Distribusi tekanan tak berdimensi dengan berbagai lokasi B_s . (a) $0 \leq B_s \leq 0,5$ (b) $0,25 \leq B_s \leq 0,75$, (c) $0,5 \leq B_s \leq 1$, (d) $0 \leq B_s \leq 0,25$ atau $0,75 \leq B_s \leq 1$.

Sebagaimana disebutkan pada bagian 2.2, kavitasi selalu ada, kecuali pada kasus $0 \leq B_s \leq 0,5$, seperti terlihat pada Gambar. 4(a) dimana daerah panjang slip seluruhnya terletak di daerah *inlet*. Untuk kasus $0,5 \leq B_s \leq 1$, kavitasi menyebabkan tekanan pelumas turun, sehingga tidak ada tekanan yang terjadi untuk pemodelan kavitasi HS dan SS (Gambar 4(c)). Pada Gambar 4(b) dan 4(d) terlihat bahwa model solusi SS memberikan tekanan yang lebih tinggi dibandingkan dengan solusi HS. Jadi, dengan memasukkan model kavitasi HS dan SS pada permukaan diam *slider bearing* secara heterogenitas slip/*no-slip* seperti yang terlihat pada Gambar 4, tekanan pelumas lebih realistis dan stabil dibandingkan dengan tanpa memasukkan model kavitasi seperti yang terlihat pada Gambar 3, dimana terdapat tekanan negatif pada pelumas.

Selanjutnya, untuk menganalisa tingkat performansi pelumasan, parameter daya dukung pelumas dan gaya gesek perlu diperhatikan. Daya dukung pelumas didefinisikan sebagai integral dari profil tekanan area bearing dan jumlah total beban yang dapat didukung oleh distribusi ketebalan film, dirumuskan sebagai berikut:

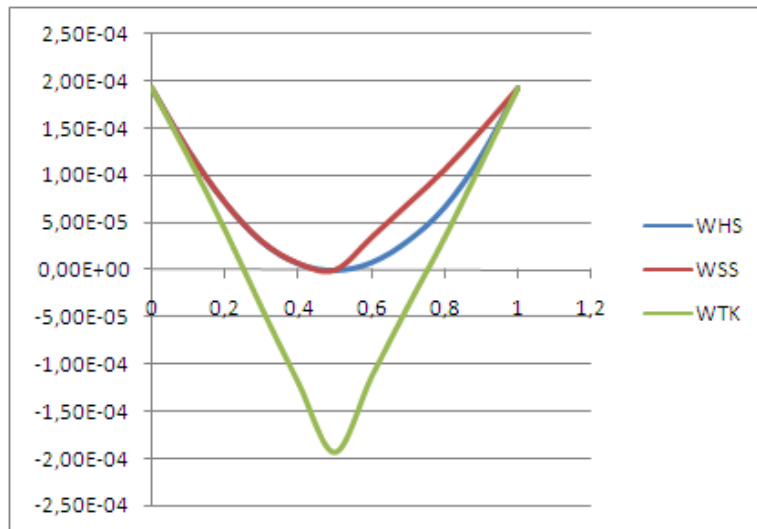
$$w = \int_0^B p_x d_z \tag{8}$$

Sedangkan gaya gesek dihasilkan dari sistem pelumasan karena viskos pelumas dan dihitung dengan mengintegalkan tegangan geser pada permukaan sepanjang area bearing, dirumuskan sebagai berikut:

$$F = \int_0^B \tau_x dz \tag{9}$$

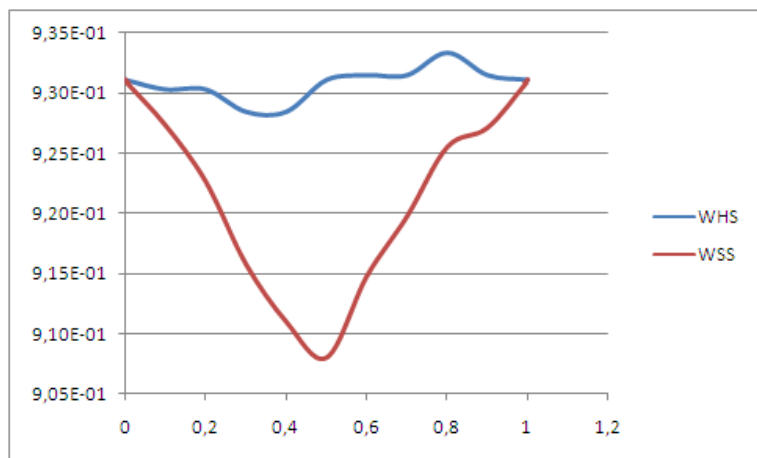
Dimana tegangan geser, $\tau_x = \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=0}$ (10)

Plot perbandingan daya dukung pelumasan tak berdimensi dengan jarak perpindahan slip dari daerah *inlet* didapatkan hasil seperti yang terlihat pada Gambar 5. Parameter tak berdimensi $W = Ph_1^2 dx / (\eta UB^2)$ digunakan untuk menghitung daya dukung pelumasan. Daya dukung pelumasan dengan memasukkan model kavitasi SS (WHS) mempunyai nilai yang paling besar dibandingkan dengan model kavitasi HS (WSS) dan tanpa memasukkan model kavitasi (WTK).



Gambar 5. Daya dukung beban pelumasan tak berdimensi HS, SS dan tanpa memasukkan model kavitasi (WHS, WSS dan WTK) dengan area panjang slip $B_s=0,5$ terhadap jarak perpindahan slip dari daerah *inlet*.

Selanjutnya plot perbandingan gaya gesek pelumasan takberdimensi dengan jarak perpindahan slip dari daerah *inlet* didapatkan hasil seperti yang terlihat pada Gambar 6. Parameter tak berdimensi $F = \tau dx / (\eta BU)$ digunakan untuk menghitung gaya gesek pelumasan. Dari Gambar 6 terlihat bahwa gaya gesek tak berdimensi model kavitasi SS cenderung lebih kecil dibandingkan dengan model kavitasi model HS.



Gambar 6. Gaya gesek pelumasan tak berdimensi HS dan SS dengan zona panjang slip $B_s=0,5$ terhadap jarak perpindahan slip dari daerah *inlet*.

4 KESIMPULAN

Secara umum, tidak mungkin meningkatkan daya dukung pelumasan dengan memperkenalkan permukaan slip/*no-slip* secara heterogen tanpa memperhitungkan kavitasi yang terjadi. Sebuah transisi dari slip di depan ke *no-slip* di belakang cenderung meningkatkan tekanan kontak pelumasan. Sebaliknya, transisi dari *no-slip* di depan ke slip di belakang cenderung menurunkan tekanan kontak pelumasan dan kemungkinan untuk memulai kavitasi. Ditunjukkan dalam penelitian ini bahwa dengan memasukkan model kavitasi didapatkan tekanan kontak pelumasan dan daya dukung pelumasan yang lebih besar dibandingkan dengan tanpa memasukkan model kavitasi. Dengan pemodelan kavitasi, hasil analisis pelumasan menjadi lebih realistis karena dapat meniadakan harga negatif pada tekanan kontak dan daya dukung pelumasan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Salant, R.F. and Fortier, A.E., "Numerical Analysis of a Slider Bearing with a Heterogeneous Slip/No-Slip Surface", *Tribology Transactions*, **47**, 328-334, 2004.
- [2] Wu C.W., Ma, G.J., and Zhou, P., "Low friction and high load support capacity of slider bearing with a mixed slip surface", *ASME-Journal of Tribology* **128**, 904-907, 2006.
- [3] Wu, C.W., and Ma, G.J., "Squeeze fluid film of spherical hydrophobic surfaces with wall slip", *Tribology International* **39**, 863-872, 2006.
- [4] Pit, R., Hervet, and H., Leger, L., "Direct experimental evidence of slip in hexadecane: solid interfaces", *Physical Review Letters* **85**, 980-983, 2000.
- [5] Zhu, Y., and Granick, S., "Rate-dependent slip of Newtonian liquid at smooth surfaces," *Physical Review Letters* **87**, 96-105, 2001.
- [6] Spikes, H., and Granick, S., "Equation for slip of simple liquids at smooth solid surfaces," *Langmuir* **19**, 5065-5071, 2003.
- [7] Choo, J.H., Spikes, H.A., and Ratoi, M., "Friction reduction in low-load hydrodynamic lubrication with a hydrophobic surface", *Tribology International* **40**, 154-159, 2007.
- [8] Sun, M., and Edner, C., "Molecular dynamics study of flow at a fluid-wall interface", *Physical Review Letters* **69**, 3491-3494, 1992.
- [9] Spikes, H.A., "The half-wetted bearing. Part 2: Potential application in low load contacts", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* **217**, 15-26, 2003.
- [10] Bayada, G, and Meurisse, M.H., "Impact of the cavitation model on the theoretical performance of the heterogeneous slip/no-slip engineered contacts in hydrodynamic condition", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **223**, 371-381, 2008.
- [11] Versteeg, H.K, Malasekera, W., "An introduction to Computational Fluid Dynamics", Longman Group, England, 1995.
- [12] Hori, Y., "Hydrodynamic Lubrication", Springer, Tokyo, 2006.
- [13] Stachowiak, G.W, Batchelor, A.W., "Engineering Tribology", Elsevier, 2005.
- [14] Braun, M.J., and Hannon, W.M., "Cavitation formation and modelling for fluid film bearings: a review", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **224**, 839-863, 2010.