

Validitas Persamaan *Reynolds* Terhadap Efek Inersia dan *Slip* dalam Pemodelan Pelumasan Hidrodinamik pada Permukaan *Parallel Bearing* Bertekstur

Fuad Hilmy^{1*}, Herru Santosa B¹, Ikhwan Taufik¹, M Muchammad², dan Mohammad Tauviqirrahman²

¹Jurusan Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik, Universitas Tidar

Jl. Kapten Suparman 39 Potrobangsari, Magelang Utara, Jawa Tengah 56116, Indonesia

²Laboratorium Engineering Design and Tribology, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudarto, SH, Kampus Undip Tembalang, Semarang 50275, Indonesia

*E-mail: fuadhilmy@untidar.ac.id

Diajukan: 31-12-2023; Diterima: 26-04-2024; Dipublikasi: 29-04-2024

Abstrak

Thrust bearing merupakan komponen yang sangat penting pada elemen mesin untuk menahan beban aksial saat mesin sedang berputar. Berbagai rekayasa telah dilakukan untuk mendapatkan performa pelumasan yang terbaik. Saat ini, tekstur pada *thrust bearing* telah dikembangkan pada sistem pelumasan hidrodinamik. Modifikasi permukaan berupa pelapisan hidrofobik juga dapat memberikan dampak pada performa pelumasan hidrodinamik. Metode penyelesaian yang digunakan menjadi perlu dikaji secara lebih mendalam karena efek inersia yang terjadi pada aliran pelumasan. Pada penelitian ini, validitas modifikasi persamaan *Reynolds* dibandingkan dengan penyelesaian menggunakan persamaan Navier-Stokes yang mengakomodir adanya inersia. Pendekatan *computational fluid dynamic* (CFD) juga digunakan dalam pengujian ini. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pada konfigurasi $Re = 0,280$ dan $\lambda = 250$ tanpa menerapkan *slip*, efek yang diperoleh terhadap *load support* tidak terlalu berarti. Hal ini menunjukkan bahwa kedua persamaan dapat digunakan untuk kondisi ini. Akan tetapi terjadi perbedaan nilai *load support* yang signifikan yaitu sebesar 5,456% ketika *slip* dan inersia diterapkan. Maka, pada kondisi tersebut, persamaan N-S sangat dianjurkan untuk digunakan

Kata kunci: bantalan dorong; daya dukung beban; komputasi dinamika fluida; pelumasan hidrodinamik; tekstur permukaan

Abstract

Thrust bearing is a very important component in the engine element to support an axial loads when the engine is rotating. Various methods has been endeavored to get the best lubrication performance. Currently, the texture on the thrust bearing has been developed in the hydrodynamic lubrication system. Surface modification in the form of a hydrophobic coating can also have an impact on the hydrodynamic lubrication performance. The solution method used needs to be studied in more detail because of the inertial effect that occurs on the lubrication flow. In this study, the validity of the modification of the Reynolds equation is compared with the solution using the Navier-Stokes equation which accommodates inertia. A computational fluid dynamic (CFD) approach is also used in this study. The results show that the configuration $Re = 0.280$ and $\lambda = 250$ without applying slip, the effect obtained on the load support is not too significant. This shows that both equations can be used for this condition. However, there is a significant difference in the load support value of 5.456% when slip and inertia are applied. So, in these conditions, the N-S equation is highly recommended to be used.

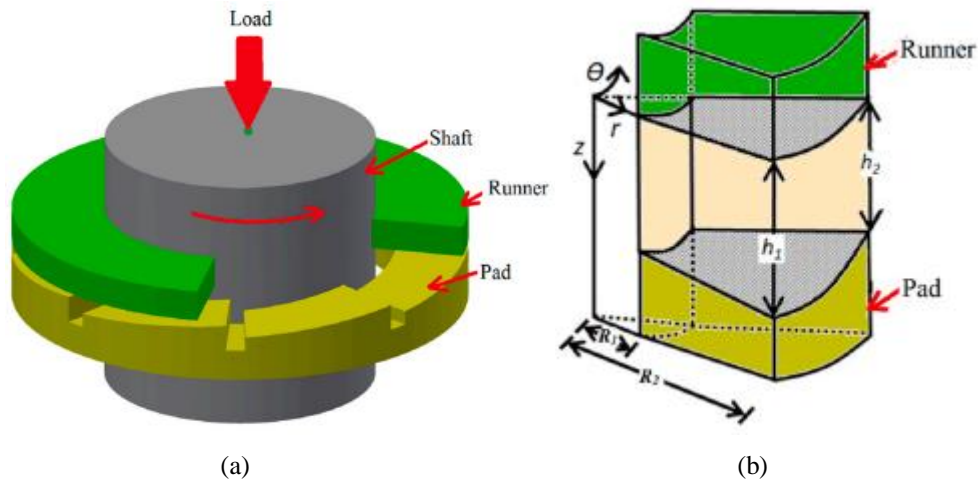
Keywords: thrust bearing; load support; computational fluid dynamic; hydrodynamic lubrication; surface texture

1. Pendahuluan

Thrust bearing merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi sebagai pendukung beban aksial pada mesin yang berputar. Cara kerja dari *thrust bearing* yaitu pergerakan relatif dari dua permukaan yang saling bergesekan diantara *fluid film* yang bekerja. Pelumasan hidrodinamik merupakan jenis pelumasan yang menggunakan pelumas fluida yang menyebabkan pemisahan secara sempurna antara dua permukaan yaitu *bearing* dan rotor sehingga tidak ada kontak antara keduanya. Pelumasan hidrodinamik mengalami lebih sedikit gesekan [1]. Ilustrasi *bearing* secara detail dapat dilihat pada Gambar 1 (a) dan (b).

Sejauh ini telah terdapat penelitian terkait dengan permasalahan dari *thrust bearing*. Penelitian yang telah dilakukan oleh peneliti terdahulu baik menggunakan metode analitik [3] maupun pendekatan *computational fluid dynamic* (CFD) [4] menunjukkan pengukuran performa *thrust bearing* dengan parameter *load carrying capacity* (LCC) dan *friction force*.

Salah satu visualisasi dari prediksi besarnya LCC atau *load support* yaitu dengan menampilkan distribusi tekanan di sepanjang model *bearing*.



Gambar 1. Ilustrasi *bearing* secara detail (a) model skema 3D (CAD) dari *thrust bearing* (b) sistem koordinat polar yang digunakan dalam analisis [2]

Seiring dengan perkembangan teknologi dan fasilitas permesinan skala mikro yang ada saat ini, telah terdapat beberapa penelitian terkait dengan *hydrodynamic lubrication*. Diantaranya dengan melakukan modifikasi pada bagian permukaan *bearing* dengan cara menambahkan tekstur. [5]. Tekstur permukaan dapat meningkatkan *load support* karena dengan perbedaan permukaan *bearing*, maka aliran fluida memiliki tekanan yang lebih tinggi. Hal ini menyebabkan kemampuan performa *bearing* meningkat. [6, 7].

Selain itu, terdapat penelitian lain yang menyebutkan bahwa aliran pelumas yang melewati permukaan *bearing* dengan perbedaan ukuran penampang dapat menyebabkan terjadinya kavitasi. Kavitasi muncul karena turunnya tekanan sampai mencapai dibawah tekanan uap jenuh fluida pada temperatur operasi sehingga muncul gelembung-gelembung uap yang terdapat di dalam fluida [8]. Seperti yang diketahui secara luas, ketika permukaan tekstur diterapkan dengan konfigurasi tertentu, justru dapat menurunkan kinerja dari peumasan akibat adanya kavitasi. Hasil penelitian yang pernah dilakukan menunjukkan bahwa kavitasi mengurangi LCC beban. Sedangkan kapasitas pemikul beban dan torsi gesek meningkat akibat turbulensi karena inersia [9].

Selain tekstur permukaan, terdapat alternatif rekayasa permukaan yang lain dalam rangka meningkatkan *load support* yaitu dengan penambahan *slip*. Batas *slip* yang dihasilkan karena penggunaan lapisan hidrofobik dapat memiliki pengaruh yang bermanfaat atau merugikan pada kinerja *bearing*, tergantung pada penempatan bahan hidrofobik. Jika pelapisan diterapkan dalam konfigurasi *slip* yang tepat, maka dapat meningkatkan performa *bearing* [10]. Berdasarkan penelitian lain diperoleh keterangan bahwa peningkatan kinerja pelumasan, dimana LCC tinggi tetapi gesekan rendah, dapat dicapai dengan merekayasa permukaan sedemikian rupa sehingga *slip* ditempatkan pada daerah tertentu. Akan tetapi ketika *slip* diletakkan pada daerah lain akan mengalami hal yang sebaliknya. Dengan kata lain, untuk mendapatkan efek *slip* yang menguntungkan, lokasi lapisan hidrofobik harus ditentukan dengan hati-hati [11, 12].

Karakteristik aliran fluida yang melewati tekstur akan mengalami pusaran yang berdampak pada inersia. Pusaran tersebut dapat mengakibatkan peningkatan tekanan, akan tetapi gesekan juga menjadi lebih besar [13]. Persoalan ini dapat diselesaikan menggunakan beberapa persamaan diantaranya persamaan *Reynolds* (RE) dan persamaan Navier-Stokes (N-S). Berdasarkan penelitian yang pernah dilakukan sebelumnya bahwa persamaan *Reynolds* mempunyai keterbatasan untuk

menyelesaikan persoalan aliran pada kasus tertentu dengan mempertimbangkan bilangan *Reynolds* (*Re*) dan *cell aspect ratio* (λ). Hasilnya diperoleh bahwa terdapat pembagian wilayah dimana pada kondisi konfigurasi tertentu persamaan *Reynolds* tidak dapat digunakan, terutama pada kondisi inersia tinggi [14, 15]. Namun, pada penelitian tersebut belum mempertimbangkan adanya rekayasa permukaan berupa *slip*. Oleh karena itu, keterbaruan dari penelitian ini yaitu melakukan analisis secara lebih mendalam terkait dengan efek inersia dan *slip* pada permukaan *bearing* bertekstur yang tidak dipertimbangkan pada penelitian sebelumnya. Metode penyelesaian yang digunakan untuk memeriksa kasus ini yaitu dengan membandingkan penyelesaian menggunakan persamaan *Reynolds* dengan persamaan Navier-Stokes yang mengakomodir adanya inersia.

2. Material dan metodologi

Pada penelian ini, persamaan *Reynolds* (RE) dan persamaan Navier-Stokes (NS) digunakan untuk menyelesaikan persoalan aliran hidrodinamik pada *thrust bearing* 2 dimensi. Membandingkan antara persamaan *Reynolds* sesuai dengan persamaan (1) dengan persamaan Navier-Stokes sesuai dengan persamaan (2) dimana inersia diakomodir pada persamaan ini. Hal ini dimaksudkan karena pada konfigurasi tertentu penggunaan persamaan *Reynolds* mempunyai keterbatasan.

Untuk pendekatan pertama, teori pelumasan dimodifikasi dengan memasukkan kavitasi berdasarkan turunan dari teori *Reynolds* orde pertama. Persamaan matematika analitik pelumasan yang digunakan dalam analisis adalah sebagai berikut [16].

$$P_2 \left[\left(h_p^3 + 3h_p^3 K_p \right) \frac{ab+bc}{ab^2} + \left(\frac{h_0^3 + 3h_0^3 K_0}{a} \right) \right] = P_{atm} \left[\left(h_p^3 + 3h_p^3 K_p \right) \frac{ab+bc}{ab^2} + \left(\frac{h_0^3 + 3h_0^3 K_0}{a} \right) \right] - 6\mu U \left[\left(h_p + h_p K_p \right) - \left(h_0 + K_0 \right) \right] \quad (1)$$

Untuk metode kedua, persamaan Navier–Stokes (N–S) diselesaikan melalui *finite volume method* dengan perangkat lunak CFD komersial *Fluent*®. Persamaan diterapkan dengan densitas dan viskositas konstan dan tanpa *body force*. Persamaannya stabil dan hanya diselesaikan dalam arah x dan z. Mengingat sifat-sifat yang disebutkan di atas, persamaan Navier–Stokes (2) dan kontinuitas (3), masing-masing, dinyatakan sebagai berikut:

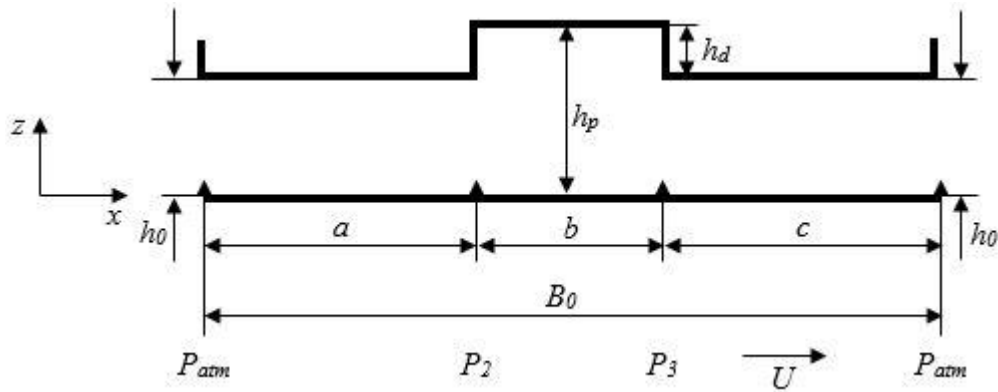
$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho G_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[2\eta e_{ij} - \frac{2}{3}\eta (\nabla \cdot u_i) \delta_{ij} \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Perangkat bantu yang digunakan untuk memodelkan geometri adalah *Gambit 2.2.30* sedangkan perangkat bantu yang digunakan sebagai media pemodelan simulasi pelumasan yang menghasilkan solusi pada persoalan aliran fluida dalam penelitian ini yaitu *software ANSYS Fluent*. Secara garis besar, penelitian ini berawal dari simulasi numerik mulai dari penentuan geometri pada *Gambit*, *set up* dengan *ANSYS Fluent* hingga selesai.

Pada tahap pembuatan geometri, pemodelan yang digunakan dalam menyelesaikan persoalan pelumasan dalam penelitian ini yaitu dengan mengasumsikan geometri ke dalam kasus 2 dimensi seperti yang terdapat pada Gambar 2. Terdapat dua dinding yang membatasi fluida yaitu dinding atas (*upper wall*) sebagai *thrust bearing* yang merupakan

bagian tidak bergerak, dinding bawah (*moving wall*) sebagai *collar* yang merupakan bagian gerak. Sedangkan pada *inlet* digunakan *pressure inlet* dan pada bagian *outlet* didefinisikan sebagai *pressure outlet*. Kondisi batas pemodelan terdapat pada Gambar 5.



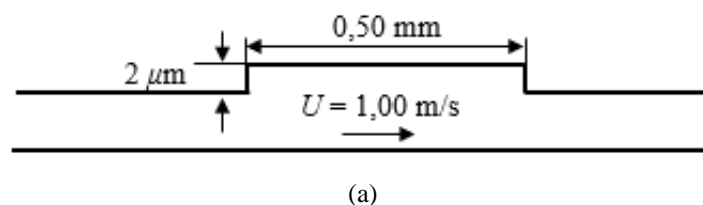
Gambar 2. Skema pemodelan 2D *thrust bearing*

Berdasarkan skema pada Gambar 2, terdapat notasi yang menunjukkan simbol dimana masing-masing mempunyai nilai dan satuan. Untuk geometri panjang *bearing* (B_0) mempunyai nilai 2 mm, panjang *inlet* (a) yaitu 0,75 mm, panjang tekstur (b) sebesar 0,5 mm dan panjang *outlet* (c) yaitu 0,75 mm. Selain itu, dimensi dari ketebalan fluida (h_0) yaitu 4 μm dan kedalaman tekstur (h_d) yaitu 2 μm .

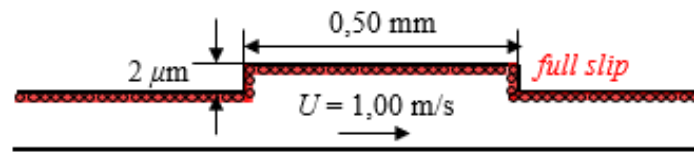
Parameter geometris yang dipertimbangkan dalam kasus ini yaitu *cell aspect ratio* (λ) yang didefinisikan sebagai rasio antara panjang tekstur (b) dan kedalaman tekstur (h_d). Berdasarkan persamaan (4) dapat dituliskan sebagai berikut [14]:

$$\begin{aligned}
 (\lambda) &= \frac{\text{Panjang tekstur}}{\text{Kedalaman tekstur}} & (4) \\
 &= \frac{a}{h_d} \\
 &= \frac{0,5 \text{ mm}}{0,002 \text{ mm}} \\
 &= 250
 \end{aligned}$$

Pada penelitian ini, dilakukan modifikasi pada seluruh permukaan *upper wall* untuk mengetahui dampak dari adanya *slip*. Dalam penelitian ini, permukaan *slip* didefinisikan sebagai permukaan yang mempunyai kecepatan maksimum dengan nilai gesekan minimum pada permukaan. Hal ini telah terbukti efektif yaitu *slip* yang disebabkan oleh lapisan hidrofobik dianggap sebagai teknik untuk meningkatkan kinerja pelumasan. Adanya *slip* dapat menurunkan gesekan yang terjadi [17]. Model *thrust bearing* dengan variasi tanpa *slip* dan *slip* masing-masing terdapat pada Gambar 3 (a) dan (b) secara berurutan.

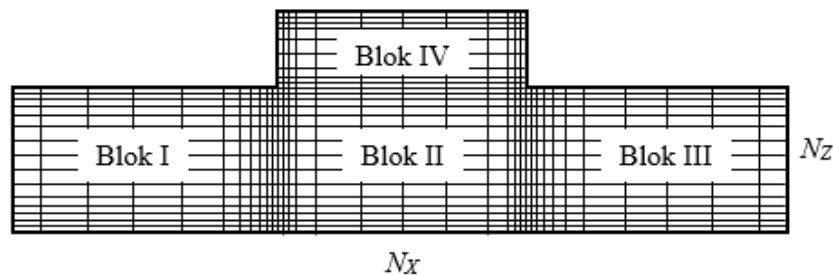


(a)



Gambar 3. Model *thrust bearing* (a) tanpa *slip*, dan (b) *slip*

Pada tahapan *meshing*, bentuk segi empat seragam digunakan untuk melakukan mesh pada *thrust bearing* yang terdiri dari empat blok seperti yang terdapat pada Gambar 4. Pada arah longitudinal (N_x) dan transversal (N_z) jumlah titik *grid* masing-masing adalah 1000 x 100. Sedangkan jumlah *cells* sebanyak 70.000 dan jumlah *nodes* sebanyak 71.101. Pada pemodelan ini, diterapkan *mesh* dengan kerapatan yang berbeda pada masing-masing blok. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat, dengan mempertimbangkan jumlah *mesh* yang tidak terlalu banyak sehingga dilakukan mesh secara lebih rapat pada daerah-daerah tertentu.



Gambar 4. *Meshing* terdiri dari 4 blok

Untuk Blok I sumbu N_x , menggunakan *mesh edge type* berupa *first last ratio* dengan rasio 0,1 sehingga tampak semakin ke kanan (menuju ke arah blok II dan blok IV) *mesh* semakin rapat. Jumlah *interval count* sebanyak 375. Sedangkan untuk sumbu N_z menggunakan *mesh edge type* berupa *bi-exponent* dengan rasio 0,6 sehingga terlihat lebih rapat pada masing-masing sisi blok dibandingkan pada daerah tengah blok. Jumlah *interval count* yang digunakan yaitu 60.

Pada Blok II sumbu N_x memang dibuat supaya *mesh* lebih rapat pada bagian sisi kanan dan kiri dibandingkan bagian tengah. Hal ini dikarenakan pada daerah tersebut merupakan daerah dengan perbedaan permukaan aliran. Oleh karena itu, pada daerah tersebut tentu terdapat fenomena yang dapat diamati secara lebih detail. N_x dan N_z menggunakan *bi-exponent* dengan rasio 0,6 dengan jumlah *interval count* masing-masing yaitu 250 dan 60.

Blok III untuk arah N_x pada kasus ini menggunakan *mesh edge type last first ratio* dengan rasio 0,1 dan jumlah *interval count* 375 yang merupakan lawan atau kebalikan dari Blok I. Untuk arah N_z menggunakan *mesh edge type* sama dengan Blok lain yaitu *bi-exponent* dengan rasio 0,6 yang mempunyai jumlah *interval count* 60.

Untuk Blok IV menggunakan jenis *mesh edge type* dan rasio yang sama persis dengan Blok II karena sama-sama terletak pada bagian tengah model *bearing*. Hanya saja perbedaan jumlah *interval count* pada arah N_z hanya sebanyak 40. Dengan menggunakan jenis *meshing* seperti ini, maka diharapkan analisis hasil *computational sstudy* menjadi lebih efektif dan efisien tanpa memberikan jumlah *mesh* yang terlalu banyak.

Tahap selanjutnya untuk melakukan simulasi yaitu pendefinisian fasa atau dengan kata lain adalah proses penentuan berapa fasa yang akan digunakan pada simulasi. Proses ini dilakukan karena pada studi kasus ini mempertimbangkan adanya efek kavitasi yang terjadi pada aliran. Pada kasus yang mempertimbangkan kavitasi diperlukan 2 fasa yang digunakan yaitu *liquid* dan *vapor*. *Properties* dari lubrikan yang digunakan seperti pada Tabel 1 sebagai berikut [18].

Tabel 1. *Properties* dari lubrikan

No.	Parameter	Nilai
1	Densitas (ρ)	962 kg/m ³
2	Viskositas dinamis (η)	0,013468 Pa-s
3	<i>Vapor density</i> (η_{sat})	0,02556 kg/m ³
4	<i>Vapor viscosity</i> (ρ_{sat})	1,256x105 Pa-s
5	<i>Vaporization Pressure</i> (P_{sat})	50.000 Pa

Untuk kondisi dengan mempertimbangkan kavitasi maka pada *multiphase model* dipilih menu *mixture*. Kemudian bisa ditentukan kondisi batas kavitasi pada *phase interaction* dengan asumsi *phase-1* yaitu *lubricant oil* dan *phase-2* yaitu *lubricant vapor*. Setelah itu menentukan model kavitasi dengan masukkan *vaporization pressure* pada *cavitation properties* dengan *input* nilai 50.000 Pa dan dengan menggunakan model kavitasi Schnerr-Sauer. *Vaporization pressure* digunakan untuk menentukan batas dimana jika fluida mencapai tekanan dibawah *vaporization pressure* maka akan berubah fasa menjadi *vapor*. Sedangkan *bubble number density* adalah suatu parameter dari fungsi kualitas fluida, angka *default* dari parameter ini sudah bagus untuk suatu simulasi suatu kavitasi.

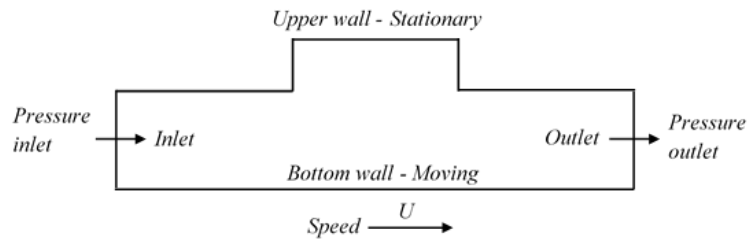
Tahapan selanjutnya yaitu pendefinisian kondisi batas. Proses ini merupakan kondisi dimana pemodelan disesuaikan dengan permasalahan pada kasus yang telah didefinisikan. Hal ini perlu dilakukan supaya mendapatkan hasil pemodelan secara akurat. *Boundary condition* yang didefinisikan dalam pemodelan dapat dilihat seperti pada Gambar 5. Kondisi batas yang digunakan pada kasus ini adalah [18]:

- Kecepatan *wall* (U) = 1 m/s
- Tekanan sisi masuk (P_{inlet}) = 0 Pa
- Tekanan sisi keluar (P_{outlet}) = 0 Pa

Berdasarkan parameter kecepatan dan properties lubrikan, maka menggunakan persamaan *Reynolds number* (5) dalam kasus ini memiliki bilangan *Reynolds* sebesar 0,28.

$$\begin{aligned}
 (Re) &= \frac{\rho UL}{\mu} & (5) \\
 &= \frac{(962 \text{ kg/m}^3) (1 \text{ m/s}) (4 \times 10^{-6})}{0,013468 \text{ Pa s}} \\
 &= 0,28
 \end{aligned}$$

Maka, pada penelitian ini diterapkan konfigurasi geometri dan bilangan *Reynolds* $Re = 0,280$. Sedangkan parameter yang lain yaitu *cell aspect ratio* $\lambda = 250$.

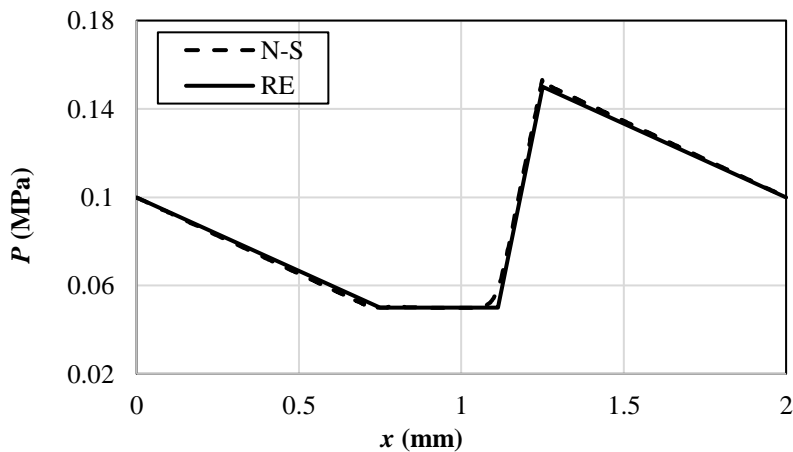


Gambar 5. Kondisi batas pemodelan untuk kondisi tanpa slip

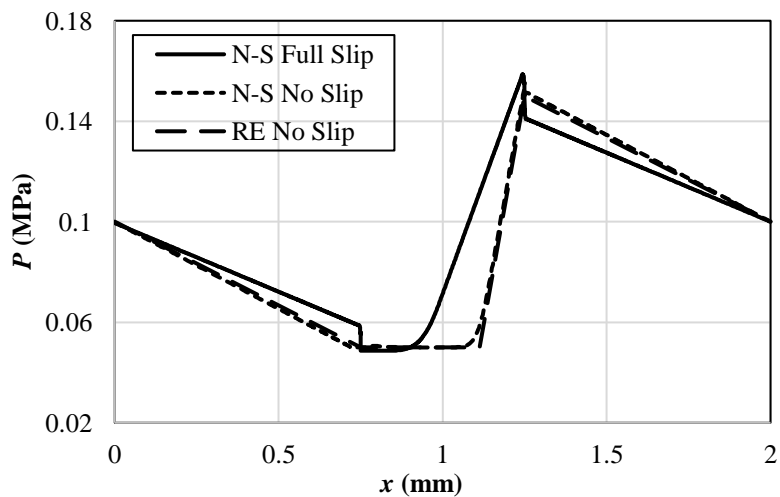
3. Hasil dan pembahasan

Pada bagian hasil dan pembahasan ini, dituangkan hasil simulasi numerik (N-S) dan analitik (RE) berupa *plot* distribusi tekanan. Pada konfigurasi yang digunakan dalam penelitian ini, dianalisis apakah inersia berpengaruh atau tidak sehingga dapat menggunakan metode penyelesaian yang tepat. *Plot* distribusi tekanan menggambarkan tekanan yang dihasilkan oleh pelumasan hidrodinamik di sepanjang permukaan *bearing*. Mulai dari bagian *inlet* menuju bagian tekstur yang mengalami perubahan ukuran penampang hingga ke bagian *outlet*.

Gambar 6 adalah *plot* distribusi tekanan untuk nilai λ sebesar 250 dan Re 0,28 tanpa memodelkan *slip*. Penyelesaian dengan persamaan N-S dan persamaan RE, keduanya menunjukkan hasil yang sama persis. Hal ini memberikan pengetahuan bahwa pada kasus ini dapat dikatakan inersia tidak berpengaruh terhadap performa *slider bearing* bertekstur.



Gambar 6. Distribusi tekanan terhadap panjang *bearing* pada $Re = 0,28$ dan $\lambda = 250$

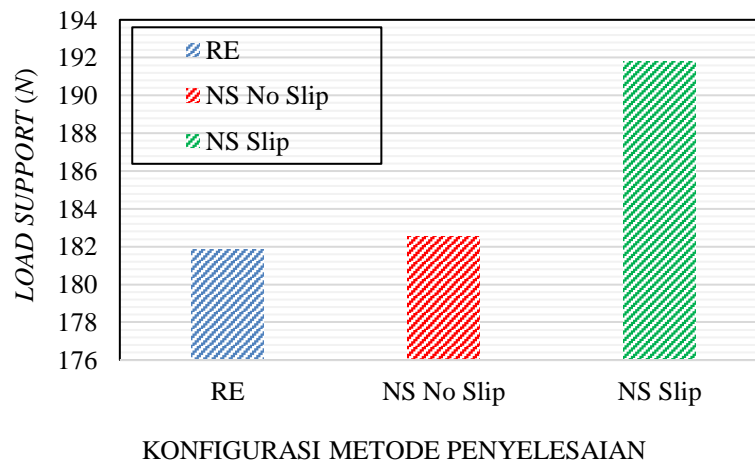


Gambar 7. Distribusi tekanan terhadap panjang *bearing* untuk kondisi *slip* dan *no slip* pada $Re = 0,28$ dan $\lambda = 250$

Gambar 7 merupakan *plot* distribusi tekanan yang terjadi pada pelumasan hidrodinamik *thrust bearing* pada kondisi *slip* dan *no slip* baik menggunakan metode RE maupun N-S. Berdasarkan *trend* yang terjadi pada *plot* distribusi tekanan, diperoleh informasi bahwa pada grafik nilai tekanan hidrodinamik menggunakan konfigurasi kedalaman tekstur rendah ($\lambda = 250$) dan $Re = 0,28$, apabila *slip* dan inersia diterapkan secara bersama maka dapat menghasilkan tekanan maksimum yang lebih tinggi dengan bentuk ujung grafik runcing. Selanjutnya *trend* distribusi tekanan mengalami penurunan tekanan secara signifikan tepat setelah tekanan mencapai nilai maksimum. Hal ini menyebabkan grafik penurunan tekanan setelah tekanan maksimum menjadi tidak lurus. Hal tersebut terdapat pada grafik N-S *full slip*.

Berdasarkan keterangan tersebut, maka terjadi perbedaan *plot* distribusi tekanan pada penyelesaian menggunakan RE tanpa *slip* dengan penyelesaian N-S dengan mempertimbangkan adanya *slip*. Hal ini berakibat juga pada nilai LCC atau *load support* dari kinerja pelumasan hidrodinamik yang terjadi. Berarti pada kondisi ini, inersia yang diakomodir oleh penyelesaian dengan metode N-S berpengaruh terhadap performa pelumasan hidrodinamik apabila diterapkan *slip* secara bersama.

Inersia dan *slip* membawa dampak positif dikarenakan sifat inersia yang mampu meningkatkan LCC karena pusaran aliran pada tekstur mendapatkan *support* yang positif juga dari adanya *slip* yang diterapkan. Perbandingan nilai LCC atau *load support* pada masing-masing konfigurasi kondisi variasi permukaan dapat dilihat pada Gambar 8 dimana inersia dan *slip* memberi dampak yang signifikan terhadap *load support*. Hal ini sejalan dengan penelitian yang telah dilakukan sebelumnya yang menyebutkan bahwa pada kondisi geometri tertentu, *slip* dan inersia mampu meningkatkan kinerja *thrust bearing* [16].



Gambar 8. Perbandingan nilai *load support*

Penemuan menarik lainnya yaitu pada konfigurasi $Re = 0,280$ dan $\lambda = 250$ pada penyelesaian menggunakan metode RE dan N-S tanpa adanya *slip*, maka kedua persamaan sangat relevan untuk digunakan karena keduanya memenuhi untuk digunakan dalam penyelesaian kasus ini. Akan tetapi, ketika *slip* dan inersia diterapkan secara bersama, maka akan lebih relevan jika penyelesaian menggunakan persamaan N-S. Tabel 2 menunjukkan rekapitulasi hasil simulasi pelumasan hidrodinamik dengan berbagai parameter penyelesaian.

Tabel 2. Pengaruh inersia dan/atau *slip* pada *load support* dan persamaan yang memenuhi

No.	Konfigurasi Re dan λ	Nilai <i>Load Support</i> (N)			Pengaruh Inersia dan/atau <i>slip</i>	Metode Penyelesaian yang Memenuhi
		Metode N-S	Metode RE	Selisih (%)		
1	$Re = 0,280$; $\lambda = 250$ (NS No Slip)	182,546	181,865	0,374	Tidak Berpengaruh	N-S dan RE
2	$Re = 0,280$; $\lambda = 250$ (NS Slip)	191,787	181,865	5,456	Berpengaruh	N-S

*Keterangan

- Berpengaruh : Inersia memberi pengaruh terhadap *load support*
Tidak berpengaruh : Inersia tidak memberi pengaruh terhadap *load support*
N-S : Kasus tersebut hanya dapat diselesaikan oleh persamaan N-S
N-S dan RE : Kasus tersebut dapat diselesaikan oleh persamaan N-S dan RE

4. Kesimpulan

Berdasarkan analisis komputasi menggunakan pendekatan CFD pada pelumasan hidrodinamik *thrust bearing*, diperoleh kesimpulan yaitu:

1. Pada konfigurasi geometri $Re = 0,280$ dan $\lambda = 250$ tanpa *slip*, kedua metode penyelesaian dapat digunakan yaitu menggunakan persamaan RE dan NS,
2. Pada konfigurasi geometri $Re = 0,280$ dan $\lambda = 250$ tanpa memodelkan *slip* dan mengakomodir inersia, tidak memberikan pengaruh terhadap performa kinerja pelumasan,
3. Pada konfigurasi geometri $Re = 0,280$ dan $\lambda = 250$ dengan memodelkan *slip* dan inersia mampu memberikan dampak positif terhadap *load support*,
4. Pada konfigurasi geometri $Re = 0,280$ dan $\lambda = 250$ dengan memodelkan *slip* dan inersia, hanya persamaan N-S yang relevan untuk digunakan.

Daftar Pustaka

- [1] Katsaros, K.P., Nikolakopoulos, P.G., On the tilting-pad thrust bearings hydrodynamic lubrication under combined numerical and machine learning techniques. *Lubrication Science*. 2021 January; 33(03): p. 153-170.
- [2] Atwal, J.C., Pandey, R.K., Performance improvement of water-lubricated thrust pad bearing operating with the turbulent flow using a new micro-pocket design. *Tribology International*. 2020 October; 154: p. 106738.
- [3] Muchammad, M., Tauviqirrahman, M., Jamari, J., Schipper, D.J., An analytical approach on the tribological behaviour of pocketed slider bearings with boundary slip including cavitation. *Lubrication Science*. 2017 November; 29(03): p. 133-152.
- [4] Hilmy, F., Muchammad, M., Tauviqirrahman, M., Jamari, J., Inertia effect of textured lubricated contact on the bearing performance using CFD approach. *Proceeding of International Conference on Computation in Science and Engineering (ICCSE)*; 10-12 July 2017; Bandung, Indonesia. IOP Publishing; 2018. 1090 (1). P. 012041.
- [5] Xia, X., Chen, Y., Wang, X., Sun, Y., Study of groove parameters on the hydrodynamic behavior of spiral-grooved thrust bearing with gas lubricant. *International Journal of Rotating Machinery*. 2021 April; 2021: p. 1-11.

- [6] Wu, W., Xiong, Z., Hu, J., Yuan, S., Application of CFD to model oil–air flow in a grooved two-disc system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015 August; 91: p. 293-301.
- [7] Papadopoulos, C.I., Kaiktsis, L., Fillon, M., CFD thermohydrodynamic analysis of 3-D sector-pad thrust bearings with rectangular dimples. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. American Society of Mechanical Engineers. 2013 November; 55270: p. V07BT30A002.
- [8] Mao, Y., Zeng, L., Lu, Y., Modeling and optimization of cavitation on a textured cylinder surface coupled with the wedge effect. *Tribology International*. 2016 September; 104: p. 212-224.
- [9] Lin, X., Jiang, S., Zhang, C., Liu, X., Thermohydrodynamic analysis of high speed water-lubricated spiral groove thrust bearing considering effects of cavitation, inertia and turbulence. *Tribology international*. 2018 January; 119: p. 645-658.
- [10] Fernandes, C.M., Amaro, P.M., Martins, R.C., Seabra, J.H., Torque loss in cylindrical roller thrust bearings lubricated with wind turbine gear oils at constant temperature. *Tribology International*. 2013 July; 67: p. 72-80..
- [11] Savio, D., Falk, K., Moseler, M., Slipping domains in water-lubricated microsystems for improved load support. *Tribology international*. 2018 February; 120: p. 269-279.
- [12] Cui, S., Zhang, C., Fillon, M., Gu, L., Optimization performance of plain journal bearings with partial wall slip. *Tribology International*. 2020 January; 145: p. 106137.
- [13] Walicka, A., Jurczak, P., Influence of total inertia effects in a thrust curvilinear bearing lubricated with Newtonian lubricants. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*. 2017 December; 22(4): p. 1045-1058.
- [14] Dobrica, M.B., Fillon, M., About the validity of Reynolds equation and inertia effects in textured sliders of infinite width. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2009 January; 223(1): p. 69-78.
- [15] Muchammad, M., Tauviqirrahman, M., Nurahman, H., Jamari, J., Validity of Navier-Stokes Equation in Single-Textured Thrust Bearing Considering Reynolds Number and Cell Aspect Ratio. *Proceeding of International Conference on Borobudur International Symposium on Science and Technology (BIS-STE)*; 18 November 2020; Magelang, Indonesia. Atlantis Press; 2021. p. 194-197.
- [16] Jamari, J., Muchammad, M., Hilmy, F., Tauviqirrahman, M., Effect of inertia on the cavitation phenomena of hydrodynamic textured bearings considering slip. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2019 September; 41: p. 1-14.
- [17] Syed, I., Sarangi, M., Combined effects of fluid–solid interfacial slip and fluid inertia on the hydrodynamic performance of square shape textured parallel sliding contacts. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2018 May; 40: p. 1-9.
- [18] Park, T.J., Hwang, Y.G., Sohn, J.D., Chung, H.G., CFD analysis of an infinitely long slider bearing with two-dimensional micro-pockets. *Journal of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers*. 2009 February; 25(1): p. 43-48.