Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(Special Issue 5) (2021) 753-754
DOI: 10.22060/mej.2020.18106.6737

Transient numerical modeling and experimental investigation of the effect of surface texture on elastohydrodynamic lubrication

A. Torabi[1*] , S. Akbarzadeh[2], B. Azami [2], M. Esfahanian.[2]

[1]Engineering Department, Shahrekord University, Shahrekord, Iran
[2]Mechanical Engineering Department, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

ABSTRACT: The phenomenon of abrasion and friction in mechanical mechanisms and the ways to reduce them have been highly regarded. One of these methods is surface texturing, which can be accomplished using a laser with high speed and accuracy. These textures usually include holes with different geometric shapes. In this study, a precise numerical model is developed to investigate the frictional behavior of the dimple transient film formation effect. Then the effect of laser-made textures on a ST37 steel disc is studied experimentally in linear contact situation in the mixed lubrication regime. In this study, the friction coefficient is measured after 100m distance for different input important parameters of velocity and vertical load. Numerical results have shown that flow modeling using conventional two-step modeling cause a considerable error and taking about 11 time steps for crossing the dimple is recommended. The friction coefficient decreases with increasing speed and decreasing applied force. Comparison of the results between the textured and smooth discs showed that the friction coefficient decreased by 12 to 23% in the experimental study, while numerical estimates of the possibility of a decrease of between 25 and 40% were also predicted. At high velocities, the numerical model estimates and the results of the experiment are very close.

Review History:

Received: Mar. 13, 2020
Revised: Jul. 25, 2020
Accepted: Aug. 28, 2020
Available Online: Aug. 29, 2020

Keywords:

Lubrication
Textured surface
Friction
Elastohydrodynamic
Laser

1. Introduction

Surface dimples can improve the tribological behavior and help withstand the load by creating hydrostatic pressure in the dimple. These small lubricating holes can extend the operational life of parts. They are also considered as a place to collect worn particles. On the other hand, small dimples are a small lubrication tank.

In this paper, flow modeling is completed by considering the transient contact conditions of a pin over a textured surface. This modification corrects the error in previous modeling and gives a better estimate of lubrication conditions. Then, modeling findings are validated experimentally to evaluate the results and trends of friction coefficient changes with real conditions.

2. Methodology

For modeling, the geometry, load, speed and lubricant characteristics are considered as input data. The governing equation is the well-known Reynolds equation [1]. For non-conformal surfaces, very high lubricant pressures cause the elastic deformation of contact are in order of the film thickness which is called elastohyrodynamic lubrication. When a cylinder passes over a dimple, the geometry of contact area changes with time. The position of the dimple relative to the cylinder can have a significant effect on flow analysis and pressure distribution. This effect can be modeled in Reynolds equations by considering the transient change of film thickness.

For experimental investigation, a pin-on-disk tribological device was used. The discs are made of relatively soft metal such as ST37 steel, which has a hardness of 220 Vickers. The material of the pins used in the tests is 52100 bearing steel with a hardness of 800 Vickers. A Nd: YAG laser was used to create circular holes on the surface of the disk. Hemispherical cavities with a diameter of 400 µm and a depth of about 30 µm were created on the surface. Also, an optimal density of 12% for the texture in the 5-row mode was considered. In this study, ISO VG-68 hydraulic oil with a viscosity of 68 cSt was used as a lubricant. To investigate the effect of surface patterning on the friction behavior of surfaces, tests were performed under three different loads of 50, 100 and 140 N and two different speeds of 0.085 and 0.215 m/s.

3. Results and Discussion

In prior studies, the crossing pin over the dimple was not considered and only the conditions of mating pin and the dimple at center compare with the situation of pin and flat disk contact. In this paper, the transient conditions of textured disk and pin contact are specifically considered. By selecting the appropriate time step, the crossing from the hole is solved as a set of time-varying contact conditions. It is important to note that more time steps can better reflect the effect of the contact surface passing through the cavity, but also increase the calculation cost. Based on the results (Table 1), it was found that 11 time steps can give a better estimate of the transient conditions of crossing the hole.

*Corresponding author's email: torabi@sku.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

Table 1. Variation of frication coefficient with number of time step

No. time step	Friction coefficient	Variaition (%)	No. time step	Friction coefficient	Variaition (%)
2	0.0408		**9**	0.0552	4.74
3	0.0577	41.38	**10**	0.0552	0.07
4	0.0607	5.27	**11**	0.0542	-1.78
5	0.0490	-19.22	**12**	0.0547	0.88
6	0.0558	13.83	**13**	0.0547	0.06
7	0.0570	2.15	**14**	0.0545	-0.37
8	0.0527	-7.63	**15**	0.0545	-0.1

Table 2. Test conditions and the results of simulated and experimental data for plain and textured disk

Test number	Speed (m/s)	Load (N)	Simulated friction coefficient		Experimental friction coefficient	
			Textured	Plain	Textured	Plain
1	0.085	50	0.022	0.023	0.09497	0.11575
2	0.085	100	0.0687	0.716	0.14343	0.17057
3	0.085	140	0.1442	0.1495	0.18883	0.2147
4	0.215	50	0.043	0.0442	0.09053	0.10803
5	0.215	100	0.1394	0.1457	0.12997	0.15503
6	0.215	140	0.1642	0.1733	0.1523	0.1887

The effect of holes on the load is very noticeable, especially at low loads. In these loads, the coefficient of friction shows a reduction of nearly 40%. While at higher loads this improvement reaches 25%. The cause of this phenomenon is the creation of wide pressure distribution with lower maximums and greater lubricant thickness. Thus, the shear stress across the lubricant layer is reduced and the coefficient of friction due to the shear layer shear reduction is reduced.

At low speeds, about 30% improvement is seen and at higher speeds the effect is more significant and up to 40% improvement is observed. The slope of increasing the coefficient of friction on textured surface is also significantly lower than the non-textured surface, which is also considered a desirable feature. The reason for the improvement of coefficient of friction in this state should be sought in the thickening of the lubricant film and the reduction of shear stress across the lubricant layer.

According to the experimental tests (Table 2), the conditions were also evaluated numerically and the results obtained from the plain mode and if there is texture is presented. As it is clear from the experiments, the contact conditions were not purely governed by hydrodynamic or elastohydrodynamic lubrication. The surface has a roughness and its friction effect has not been seen in the numerical model.

The trend of variation of both the numerical and experimental results on the load is similar to each other. In the numerical results, an increase in the coefficient of friction was observed with increasing load. The increase in velocity increase the friction coefficient, contrary to the experimental results which show a decrease in this coefficient. This difference is clearly due to the assumption of elastohydrodynamic lubrication and the ignoring of modeling the interaction of roughness in numerical solution. Interestingly, at high speeds, the results of numerical calculations approach experimental measurements and the error reach about 8%. This is due to the fact that the lubrication conditions in this cases approach to condition of elastohydrodynamics lubrication.

Comparing the experimental results with each other, it was found that the coefficient of friction for textured disks was reduced by about 14 to 21% compared to plain disks. This quantity is about 4% for numerical estimation.

4. Conclusions

Because the bore of the dimple is large in comparison with the thickness of the lubricating layer, it strongly affects the flow. Flow modeling at the moment when the dimple is in the middle of the contact area and considering it for entire time of crossing pin over the dimple causes an error in estimating the coefficient of friction and to improve this estimation in this paper it was examined and found that modeling with eleven time steps gives better results.

Also, the ability of the model to estimate the pressure distribution and coefficient of friction was demonstrated by examining the effect of the textured surface at different load and velocity conditions. It was found that the coefficient of friction increases with increasing load and speed.

In this study, the effect of dimple in conditions close to elastohydrodynamic and mixed conditions was investigated experimentally, which showed a reduction of about 14 to 21% of the coefficient of friction for textured disks. The numerical and experimental results at high speeds were close to each other, which indicates the establishment of elastohydrodynamic regime and modeling accuracy.

References

[1] B.J. Hamrock, S.R. Schmid, B.O. Jacobson, Fundamentals of fluid film lubrication, CRC press, 2004.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Torabi, S. Akbarzadeh, B. Azami , Transient numerical modeling and experimental investigation of the effect of surface texture on elastohydrodynamic lubrication,Amirkabir J. Mech. Eng., 53(Special Issue 5) (2021) 753-754.

DOI: 10.22060/mej.2020.18106.6737

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳، شماره ویژه ۵، سال ۱۴۰۰، صفحات ۳۲۰۱ تا ۳۲۱۲
DOI: 10.22060/mej.2020.18106.6737

مدل سازی گذرای عددی و بررسی تجربی اثر بافت سطح بر روان‌کاری الاستوهیدرودینامیک

امیر ترابی[1*]، صالح اکبرزاده[2]، بهنام اعظمی[2]، محسن اصفهانیان[2]

۱- دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران
۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

خلاصه: پدیده سایش و اصطکاک و راه‌کارهای کاهش آنها بسیار مورد توجه بوده است. یکی از این روش‌ها الگودهی سطح و ایجاد ریزحفره روی آن است که با استفاده از لیزر با سرعت و دقت بالا قابل انجام است. در این پژوهش ابتدا مدل عددی به صورت گذرا برای بررسی رفتار اصطکاکی و شکل‌گیری لایه روان‌کار با وجود حفره روی سطح توسعه داده شده است. نتایج بررسی عددی نشان داد که فرض دو گام زمانی که در مطالعات رایج است خطای بزرگی در تخمین ضریب اصطکاک ایجاد می‌کند و برای عبور از روی حفره تعداد ۱۱ گام زمانی پیشنهاد می‌شود. سپس اثر ایجاد بافت لیزری برروی دیسکی از جنس فولاد ST۳۷ در شرایط تماس خطی در رژیم روان‌کاری مخلوط به صورت تجربی بررسی شده‌است. در این پژوهش دو پارامتر ورودی سرعت خطی و بار اعمالی متغیر بودند. با تغییر این پارامترها ضریب اصطکاک به طور متوسط پس از طی مسافت‌های ۱۰۰متری اندازه گیری شده است. با بررسی‌های صورت‌گرفته مشخص گردید که با افزایش سرعت و کاهش نیروی اعمالی میزان اصطکاک کاهش پیدا می‌کند. همچنین با مقایسه نتایج بین دیسک‌های الگودهی‌شده و صیقلی مشخص شد که میزان ضریب اصطکاک بین ۱۲ تا ۲۳ درصد در بررسی تجربی کاهش یافته است درحالی که در تخمین عددی امکان داشتن کاهشی بین ۲۵ تا ۴۰ درصد نیز پیش‌بینی می‌شود. در سرعت‌های بالا تخمین‌های مدل عددی و نتایج بدست‌آمده از آزمایش بسیار بهم نزدیک شده‌اند.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۸/۱۲/۲۳
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۴/۰۵
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۵/۲۸
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۶/۰۸

کلمات کلیدی:
روان‌کاری
بافت سطح
اصطکاک
الاستوهیدرودینامیک
لیزر

۱- مقدمه

در تماس ناهمدیس سطوح، تغییر شکل‌های الاستیک سطوح از مرتبه ضخامت لایه روان‌کار است و در نتیجه باید در تحلیل روان‌کاری لحاظ گردند. در روان‌کاری الاستوهیدرودینامیک مشخصه‌هایی چون سختی جسم، میزان همدیسی، و همچنین میزان افزایش لزجت روان‌کار با فشار از اهمیت زیادی برخوردارند. با پیشرفت علم و تکنولوژی، اخیرا از الگوهای مختلف روی سطوح برای بهبود عملکرد تریبولوژیکی آنها استفاده می‌شود. این الگوها معمولاً شامل حفره‌هایی با شکل‌های هندسی مختلف هستند. سایز و هندسه حفره‌ها با توجه به مشخصات سطوح تماس (گرانروی، هندسه منافذ، سرعت تماس، فشار بار و غیره) مشخص می‌شود. فرورفتگی سطح می‌تواند رفتار تریبولوژیکی را با محتوای روغن درون حفره و کمک به تحمل بار با ایجاد فشار هیدرواستاتیک در حفره بهبود بخشد. این حفره‌های کوچک روان‌کننده می‌توانند عمر مفید قطعات را بیشتر کنند. همچنین ریزحفره‌ها به‌عنوان یک مکان برای جمع‌آوری ذرات ساییده‌شده در حین سایش بین سطوح به حساب می‌آیند. ذرات سایشی حاصل از تماس دو سطح، در درون این حفره‌ها قرار گرفته و مانع سایش بیشتر سطوح توسط این ذرات می‌شوند. از طرفی ریزحفره‌ها به‌عنوان یک مخزن کوچک روان‌کننده هستند. هرچند که حجم روان‌کار زیادی در این حفره‌ها نمی‌تواند قرار گیرد، با این وجود همین مقدار کم تاثیر بسزایی در کاهش اصطکاک بین سطوح در تماس با یکدیگر دارد (بیشتر در حالت رژیم روانکاری مرزی دیده می‌شود). با وجود این حفره‌ها انتقال رژیم روان‌کاری از مخلوط به کامل در سرعت‌های کمتری نسبت به سطح صاف رخ می‌دهد. بدین معنی که در یک زمان مشخص فیلم سیال در بین سطوح دارای الگو سریعتر از سطوح بدون الگو، تشکیل می‌شود و باعث کاهش سایش و اصطکاک می‌گردد.

الگوی‌های مختلفی را می‌توان روی سطوح ایجاد کرد. اما حالت نیم‌کروی بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرد، از طرفی عملکرد بهتری نسبت به هندسه‌های دیگر دارد و همچنین ایجاد حفره کروی به وسیله لیزر نسبت به هندسه‌های دیگر راحت‌تر است [۱]. برای اولین بار

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: torabi@sku.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

استفاده از الگودهی زبری سطح، به‌منظور بهبود خواص تریبولوژیکی، در سال ۱۹۶۰ مورد بحث قرار گرفت. همیلتون و همکاران و آننو و همکاران به بررسی ساختار زبری سطح در آب‌بندهای مکانیکی[1] پرداختند و مشخص شد که ریززبری‌ها در نیروی بین سطوح آب‌بندها و کاهش سایش بسیارمفید هستند [۲]. استفاده از فرایند ایجاد بافت با پژوهش اتسیون و برشتاین آغاز شد [۳]. آنها یک مدل تئوری برای ساختار ریزحفره‌های آب‌بندهای مکانیکی ارائه کردند و مشخص شد که در عملکرد آب‌بندها بهبود قابل توجهی صورت می‌گیرد، به‌خصوص در زمانی که ریزحفره‌های نیم کروی به صورت منظم روی سطح آب‌بند توزیع شده باشند.

کیو و خوانساری به بررسی عملکرد تربیولوژیکی بافت سطح لیزر رینگ‌های فولادی ضدزنگ پرداختند [۴]. حفره‌های به‌صورت شکل دایره و بیضوی شکل روی سطح فولاد ایجاد شدند که حالت بیضی در دو جهت شعاعی و محیطی بود. مشاهده شد که سرعت نقش تعیین‌کننده‌ای در فشار روی حفره‌ها بازی می‌کند. برای چگالی سطح مشخص، عملکرد حفره وابسته به نسبت عمق به قطر است. اگر چگالی حفره‌ها ثابت باشد، نسبت بهینه‌ای وجود دارد. در نهایت نتایج حاکی از آن بود که حفره‌های بیضوی در جهت محیطی عملکرد بهتری نسبت به دو حالت دیگر دارند. کانگو و همکاران به بررسی عددی اثر بافت سطح بر عملکرد یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی پرداختند [۵]. در این بررسی اثر ریزحفره روی یاتاقان ژورنال در نظر گرفته شد. معادلات رینولدز در حالت دوبعدی در مختصات استوانه‌ای با روش اختلاف محدود برای تجزیه و تحلیل اثر بافت روی مشخصات یاتاقان حل‌عددی شدند. مشخص شد که با وجود حفره‌های کوچک در موقعیت‌های مختلف از سطح یاتاقان، عملکرد یاتاقان بهبود می‌یابد. وان و همکاران خواص تربیولوژیکی پلی تترافلوئورواتیلن[2] با وجود بافت سطح را بررسی کردند [۶]. نتایج نشان داد که ضریب اصطکاک فولاد ضد زنگ از ۰/۰۸ به ۰/۰۵ با وجود بافت سطح کاهش می‌یابد. همچنین مشخص شد که در چگالی حفره‌ها بین ۷/۹٪ تا ۸/۸٪ کمترین میزان ضریب اصطکاک وجود دارد. براون و همکاران به بررسی اثر تریبولوژیکال پلی آلفاالفین[3] پرداختند. مشخص شد که کاهش اصطکاک تنها به نسبت عمق به قطر حفره‌ها وابسته نیست، وابستگی شدید قطر حفره و کاهش اصطکاک نیز دیده شد. در صورت بهینه‌سازی بافت بیش از ۸۰٪ کاهش اصطکاک می‌توان داشت. قطر مطلوب بستگی به دمای روغن و ویسکوزیته روغن دارد [۷]. چادواری و همکاران اثر بافت سطح را در بارهای بسیار بالا و حرکت رفت و برگشتی بررسی کردند [۸]. آنها روغن‌های رقیق و لزج را بررسی کردند و اثر بهبود ریزحفره‌ها را بر مشخصات ترایبولوژیکی مانند اصطکاک و سایش نشان دادند.

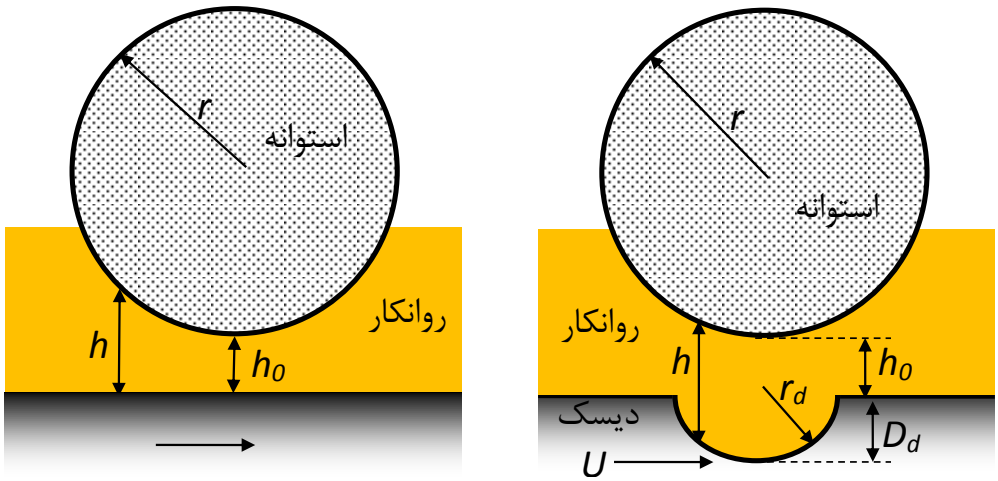
در مدل‌سازی جریان روان‌کار با وجود حفره نیز کارهای فراوانی انجام شده است. کارامیا و همکاران [۹] مدل دوبعدی و هان و همکاران [۱۰] مدل سه‌بعدی روان‌کاری هیدرودینامیکی با وجود بافت حفره‌ای را با حل معادلات حاکم بدست آوردند. طراحی و بهینه‌سازی بافت حفره‌ای در سال‌های اخیر همچنان توجه زیادی را به خود جلب کرده است و تحقیقات متعددی روی آن انجام می‌شود. از این موارد می‌توان به کارهای گروپر و همکاران [۱۱ و ۱۲]، مقاله رحمانی و راهنجات [۱۳]، منگ و همکاران [۱۴]، روم و مولر [۱۵] و طایی و همکاران [۱۶] اشاره کرد. یان و همکاران به مدل‌سازی روان‌کاری سطح دارای ریزحفره با درنظرگرفتن اثرات گرمایی و اثرات زبری سطح پرداختند [۱۷]. آنها مدلی برای عمر خستگی و ارتباط آن با شرایط تماس ارایه کردند.

در این مقاله به تکمیل مدل‌سازی جریان با درنظرگرفتن شرایط گذرای عبور دو سطح از روی یکدیگر پرداخته شده است. با این کار خطایی که در مدل سازی‌های قبلی بوده اصلاح شده و تخمین بهتری از شرایط روان‌کاری بدست آمده است. سپس به صورت تجربی به بررسی یافته‌های مدل‌سازی اقدام شده تا نتایج و روند تغییرات ضریب اصطکاک با شرایط واقعی ارزیابی شوند.

۲- مدل‌سازی عددی

تماس دو سطح با یکدیگر به گونه‌ای که مرکز سطح هر کدام در سمت مجزایی از خط مماس بر ناحیه تماس باشد، تماس ناهمدیس نامیده می‌شود. در این نوع تماس سطح واقعی تماس بسیار کوچک است و تحت بارهای متوسط هم فشارهای بزرگی در این ناحیه ایجاد می‌شود. اگر تماس به صورتی باشد که در یک راستا شرایط تماس سطح منحنی تغییر نکند، نظیر تماس دو استوانه با هم در امتداد محور استوانه، ناحیه تماس به صورت یک مستطیل کشیده است.

1 1. Mechanical seal
2 Poly tetra fluoro ethylene
3 Polyalphaolefin(PAO)



شکل ۱. هندسه حل، تماس خطی روی سطح بدون حفره (سمت چپ) و روی سطح با ریز حفره (سمت راست)

Fig. 1. Geometry of the problem, line contact condition for plain surface (Left) and textured surface (Right)

به همین خاطر این تماس را خطی یا مستطیلی می‌گویند. با تقریب خوبی می‌توان از لبه های استوانه در قیاس با ناحیه طویل تماس صرفنظر کرد. از طرفی به خاطر نازکی ضخامت لایه روان‌کار تغییرات فشار در عرض لایه ناچیز است و بنابراین ناحیه تماس و سیال بین دو سطح را می توان به صورت یک‌بعدی در راستای حرکت سیال از بین دو سطح مدل سازی کرد.

در شکل ۱ هندسه تماس در این مسئله خاص نشان داده شده است. یک سطح مسطح و مرکز آن در بی نهایت است و سطح دیگر یک استوانه طویل است که روی سطح حرکت می‌کند. این مسئله از زمره مسایل تماس ناهمدیس خطی دسته‌بندی می‌شود. از آنجا که در این پژوهش مدل‌سازی اثر ریزحفره‌ها مدنظر است، یک ریزحفره در هندسه تماس مشخص شده است.

برای مدل‌سازی ابتدا شرایط هندسه، بار، سرعت و مشخصات روان‌کار به عنوان داده‌های اولیه و مشخص در نظر گرفته می‌شود. معادله حاکم بر رفتار روانکار معادله مشهور رینولدز است [۱۸]. معادله رینولدز از ترکیب معادله ممنتوم ساده‌شده برای شرایط روان‌کاری و بقای جرم بدست آمده است. در روان‌کاری به خاطر لزجت بالای سیال و فیلم نازک لایه روانکار، نیروهای اینرسی به خاطر جرم پایین سیال (لایه نازک) قابل صرفنظر بوده و نیروی فشاری و نیروهای لزجت حاکم بر مسئله و در تعادل با هم هستند. با درنظرگرفتن $\bar{U} = \frac{U_a+U_b}{2} =$ ثابت، معادله رینولدز در حالت تماس خطی یک‌بعدی و به صورت زیر در می‌آید:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)=\bar{U}\frac{\partial h}{\partial x}+\frac{\partial h}{\partial t} \qquad (۱)$$

شرایط مرزی حاکم بر این مسئله فشار صفر در فاصله دور در سمت راست و چپ ناحیه تماس است. این معادله برای حالت‌های خاص تغییر جزئی خواهد داشت. این حالت‌های خاص مغشوش‌شدن جریان و درنظرگرفتن زبری سطح و یا روانکاری مخلوط است. همانطور که از معادله (۱) دیده می‌شود، توزیع فشار تابعی از ضخامت لایه روان‌کار و خواص روان‌کار و سرعت است.

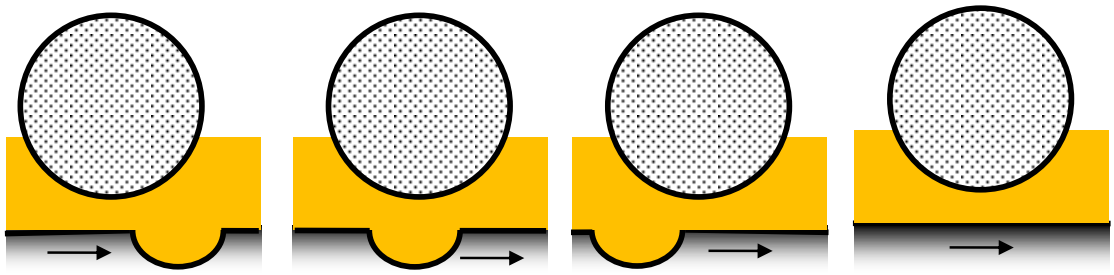
در طی حرکت دو سطح روی یکدیگر دما و فشار لایه روانکار به طور محسوس تغییر می‌کند. تغییر فشار برای سطوح ناهمدیس مانند پیرو و بادامک به گونه‌ای است که احتمال تغییر فاز روانکار را پیش می‌آورد. در بیشتر مراجع روابط مربوط به خواص روان‌کار تغییرات ویسکوزیته و چگالی را برحسب فشار بیان می‌کنند [۱۹]. روابط زیر برای رفتار روانکار ارایه شده است:

$$\mu=\mu_0 exp\left\{A_1[-1+(1+A_2 p)^{Z_0}]\right\} \qquad (۲)$$

که در آن $Z_0, A_2 = 5.1\times10^{-9}, A_1 = \ln(\mu_0)+9.67$ ثابت برابر ۰/۶۸ است. رابطه چگالی نیز به صورت زیر بیان شده است:

$$\rho=\rho_0\left[1+\frac{C_1 p}{1+C_2 p}\right] \qquad (۳)$$

که در آن $C_1 = 0.6\times10^{-9} Pa^{-1}$ و $C_2 = 1.7\times10^{-9} Pa^{-1}$ است.



الف) گام اول ب) گام دوم پ) گام سوم ت)گام آخر

شکل ۲. تغییر هندسه حل در هنگام عبور استوانه از روی حفره در شبیه سازی با چهار گام زمانی

Fig. 2. Changing the geometry through crossing of pin over the dimple for 4 time steps simulation

در تماس سطوح ناهمدیس فشارهای بسیار بالا سبب تغییر شکل الاستیک و افزایش فاصله آنها از یکدیگر می‌شود. اگر تماس دو جسم به صورت مستطیلی یا به عبارتی خطی باشد مثلاً استوانه و سطح مسطحی را در نظر بگیرید که روانکاری بین آنها قرار دارد؛ این تغییر شکل در عبارت $\delta(x)$ ظاهر می‌شود.

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r} + \delta(x) + dimple(x) \quad (۴)$$

$$\delta(x) = \frac{-2}{\pi E'} \int_{x_{\min}}^{x_{end}} p \ln(x - x')^2 dx' \quad (۵)$$

با استفاده از معادلات ۲ تا ۵ خواص روان‌کار و ضخامت لایه روان‌کار بر اساس فشار قابل محاسبه است. بنابراین با حدس اولیه فشار می‌توان تخمینی از خواص روان‌کار و ضخامت لایه روان‌کار داشت. با حل معادله رینولدز توزیع فشار جدید بدست می‌آید و سپس توزیع فشار جدید با اعمال یک ضریب رهاسازی مناسب حلقه حل را معادلات ۱ تا ۵ را دور می‌زند تا همگرایی توزیع فشار بدست آید. با توجه به تغییرات عمده ویسکوزیته و چگالی با فشار تغییر شکل سطوح می‌تواند تا چندین مرتبه بزرگتر از حداقل ضخامت لایه روان‌کار شود و در نتیجه این معادلات در دستیابی به توزیع فشار باید همراه هم حل شوند.

با بدست‌آمدن توزیع فشار و انتگرال‌گرفتن فشار روی سطح تماس میزان بار تحمل شده بدست خواهد آمد. این معادله هم می‌تواند معیاری برای همگرایی و هم ابزاری برای تنظیم گام بعدی در حل توزیع فشار باشد. چرا که h_0 یا ضخامت اولیه لایه روان‌کار در معادله ۴ به صورت حدسی انتخاب می‌شود و معادله بار، رابطه ۶، برای اصلاح حدس حداقل ضخامت استفاده خواهد شد.

$$w = \int_{x_0}^{xe} p dx \quad (۶)$$

الگوریتم تشریح‌شده مربوط به حل جریان در یک لحظه است و در صورتی که جریان پایا باشد حل کامل خواهد بود. در شکل ۲ عبور استوانه از روی ریزحفره در گام‌های زمانی نشان داده شده است. همانطور که در شکل دیده می‌شود، موقعیت ریزحفره نسبت به استوانه در تحلیل جریان و توزیع فشار می‌تواند تأثیر به سزایی داشته باشد. با حرکت استوانه روی سطح هندسه جریان با زمان تغییر می‌کند. این اثر در معادلات با عبارت گذرای معادله (۱) قابل مدل‌سازی است. چرا که در این عبارت می توان تأثیر تغییر ضخامت نسبت به گام قبلی را مدنظر قرار داد. گام زمانی اول روی سطح بدون حفره شروع می‌شود و در چند گام زمانی استوانه از روی حفره می‌گذرد تا در نهایت دوباره به سطح مسطح برسد.

۳- بررسی آزمایشگاهی:

برای بررسی آزمایشگاهی از دستگاه ترایبولوژیکی پین روی دیسک بهره گرفته شده است. جنس دیسک از یک فلز اصطلاحاً نرم نظیر فولاد ST۳۷ انتخاب گردیدکه دارای سختی ۲۲۰ ویکرز است. جنس پین استفاده‌شده در انجام آزمایش‌ها، فولاد بلبرینگ ۵۲۱۰۰ با سختی ۸۰۰ ویکرز[1] است. شکل پین به‌دلیل کروی‌بودن دو انتهای آن برای تماس نقطه‌ای مناسب بود، اما برای تماس خطی با استفاده از وایرکات ابتدا انتهای‌آن تخت شده، از دوطرف به میزان مساوی بریده

1 Vickers

شکل ۳. دیسک حفره دار (سمت چپ) و نحوه قرارگیری پین و دیسک برروی دستگاه (سمت راست)

Fig. 3. Textured disk (Left) and pin on disk assembly on test apparatus (Right)

شده، به‌گونه‌ای که به ضخامت ۲ mm از آن باقی گذاشته‌شد و در نهایت یک انحنای یک‌طرفه به شعاع ۱۰ mm در انتهای آن زده‌شد. نمونه‌های مورد نظر قطر ۵۰ میلی‌متر و ضخامت ۸ میلی‌متر ساخته شد و به کمک دستگاه سنگ مغناطیسی دو طرف تمام دیسک‌ها سنگ‌زنی شد. نمونه‌ها تا سنباده ۱۰۰۰ پرداخت شدند.

با استفاده از لیزر Nd: YAG با طول موج ۱۰۶۴ nm و توان W ۱۰۰ با عرض پالس ۱۰۰ ns برای ایجاد حفره‌های حالت دایره‌ای روی سطح دیسک استفاده شد. با ایجاد ریزحفره روی سطح، برآمدگی[1] روی سطح به‌دور حفره بوجود می‌آید که خود، باعث افزایش سایش و اصطکاک می‌شود. برای ازبین‌بردن این برآمدگی‌ها به ناچار دوباره نمونه‌ها با سنباده ۱۰۰۰ پرداخت می‌شوند با توجه به شعاع حرکت پین روی سطح دیسک (۱/۶ سانتی‌متر) و عرض ناحیه تماس پین با دیسک، محاسبات مربوط به تعداد ریزحفره‌های روی سطح و فاصله بین حفره‌ها، با چگالی بهینه ۱۲درصد برای ریزحفره‌ها در حالت ۵ ردیفه به‌صورت فاصله شعاعی مرکز تا مرکز حفره‌ها ۱/۴ میلیمتر و در هر ردیف ۱۱۵ حفره درنظر گرفته‌شد. چگالی حفره عبارتست از نسبت سطح تحت پوشش حفره به سطح کل که برای یک نسبت ابعادی مشخص چگالی بهینه‌ای وجود دارد. هرچه چگالی بالاتر باشد به معنی عملکرد بهتر نیست [۲۰]. حفره‌ها نیم‌کروی با قطر ۴۰۰ میکرومتر و عمق حدود ۳۰ میکرومتر روی سطح ایجاد شدند. از آنجا که دستگاه دارای خروج از مرکزی تقریبا برابر ۲ میلیمتر بود پهنای باند ۶ میلیمتر به مرکزیت شعاع ۱۶ میلیمتری در نظر گرفته شد. در شکل ۳ نحوه قرارگیری دیسک داخل محفظه و بر روی دستگاه نشان داده شده است.

در این پژوهش از روغن هیدرولیک ISO VG -۶۸ با گرانروی cSt ۶۸ به عنوان روان‌کار استفاده شد که مشخصات آن در جدول ۱ آورده شده است. برای بررسی اثر الگودهی سطح بر رفتار سایشی و اصطکاکی سطوح، تست‌ها تحت سه بار مختلف ۵۰، ۱۰۰ و ۱۴۰ نیوتن و دوسرعت مختلف ۰/۰۸۵ و ۰/۲۱۵ متر بر ثانیه با شرایط ثابت‌نگه‌داشتن یک مورد و تغییر پارامتر دیگر انجام گرفته‌شده‌اند تا اثرات تغییر سرعت در بار ثابت و تغییر بار در سرعت ثابت بررسی شوند.

جدول ۱. مشخصات روان‌کار استفاده‌شده در بررسی تجربی و شبیه‌سازی عددی

Table 1. Lubricant specification which is used for experimental tests and numerical simulations

مشخصات روان‌کار		روش آزمون ASTM	استاندارد ملی ایران
گرانروی سینماتیک در cSt، ۴۰درجه	۶۸	D-۴۴۵	۳۴۰
شاخص گرانروی (*VI*)(حداقل)	۹۵	D-۲۲۷۰	۱۹۵
نقطه اشتعال، درجه سلسیوس(حداقل)	۲۱۰	D-۹۲	۱۹۸
نقطه ریزش، درجه سلسیوس (حداکثر)	-۱۰	D-۹۷	۲۰۱
دانسیته در kg/m^3، ۱۵ درجه	۸۸۰	D-۱۲۹۸	۱۹۷

1 Asperity

جدول ۲. تغییرات ضریب اصطکاک با اندازه شبکه حل

Table 2. Variation of frication coefficient with size of mesh

تعداد مش شبکه	ضریب اصطکاک محاسبه‌شده با تعداد مش شبکه	درصد تغییر ضریب اصطکاک محاسبه‌شده نسبت به تعداد مش قبل	تعداد مش شبکه	ضریب اصطکاک محاسبه‌شده با تعداد مش شبکه	درصد تغییر ضریب اصطکاک محاسبه‌شده نسبت به تعداد مش قبل
۱۳۰	۰/۰۶۵۲		۲۵۰	۰/۰۵۹۵	-۷/۳۱
۱۴۰	۰/۰۵۷۷	۱۱/۴۲	۲۶۰	۰/۰۵۴۲	۸/۸۰
۱۵۰	۰/۰۷۰۳	-۲۱/۷۶	۲۷۰	۰/۰۴۹۹	۸/۰۴
۱۶۰	۰/۰۶۱۳	۱۲/۷۳	۲۸۰	۰/۰۵۴۲	-۸/۷۸
۱۷۰	۰/۰۵۶۶	۷/۷	۲۹۰	۰/۰۵۴۳	-۰/۰۶
۱۸۰	۰/۰۶۹۸	-۲۳/۳۲	۳۰۰	۰/۰۵۳۵	۱/۴۶
۱۹۰	۰/۰۵۴۵	۲۱/۹۷	۳۱۰	۰/۰۵۲۷	۱/۴۷
۲۰۰	۰/۰۵۸۴	-۷/۲۷	۳۲۰	۰/۰۵۴۵	-۳/۴۷
۲۱۰	۰/۰۵۰۷	۱۳/۳۳	۳۳۰	۰/۰۵۴۷	-۰/۴۱
۲۲۰	۰/۰۶۲۰	-۲۲/۴۲	۳۴۰	۰/۰۵۲۸	۳/۵۸
۲۳۰	۰/۰۵۷۹	۶/۶۴	۳۵۰	۰/۰۵۱۸	۱/۸۲
۲۴۰	۰/۰۵۵۴	۴/۳۰			

با توجه به سه بار و دو سرعت مختلف تعداد ۶ آزمایش طراحی شده است. برای اطمینان از داده‌های بدست‌آمده هر آزمایش سه بار تکرار شد و در هر آزمایش متوسط ضریب اصطکاک برای۲۰ متر مسافت عبور استوانه روی دیسک بدست آمده است. پس از طی مسافت ۲۰ متری دیسک تمیز شده و دوباره برای مسافت ۲۰ متری دیگری اندازه‌گیری ضریب اصطکاک تکرار می‌شود. این فرایند برای ۲۵ بار تکرار شده است و تا مسافت ۵۰۰ متر تماس دو سطح اندازه‌گیری ضریب اصطکاک ادامه یافت.

۴- نتایج:

میدان حل گسسته‌شده و روش نیوتن رافسون برای حل معادلات رینولدز حاکم بر جریان روان‌کار استفاده شده است. یکی از مواردی که در حل عددی باید مورد بررسی قرار گیرد، اندازه شبکه گسسته‌سازی شده است. برای بررسی اندازه شبکه روانکار و هندسه‌ای مشابه آزمایش تجربی در نظر گرفته شده است. حفره‌ها نیم کروی، با قطر ۴۰۰ میکرون و عمق ۳۰ میکرون و استوانه به شعاع ۱۰ میلیمتر انتخاب شد. شبیه‌سازی‌ها در بار ۱۰۰ نیوتن و سرعت ۰/۱ متر بر ثانیه انجام شده است. در جدول ۲ استقلال حل از شبکه تحقیق شده است. همان‌طور که در شکل دیده می‌شود برای اندازه شبکه بزرگتر از $N = ۲۸۰$ تغییری در میزان اصطکاک محاسبه شده و توزیع فشار دیده نمی‌شود. بنابراین کلیه محاسبات عددی با این تعداد مش انجام شده است.

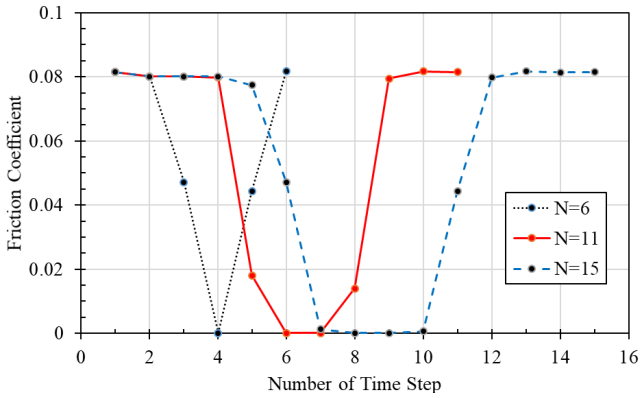
نکته دیگری که در این مقاله مورد توجه قرار گرفته است انتخاب گام زمانی مناسب برای عبور از حفره است. در مطالعات پیشین گذر از حفره مورد توجه نبوده و شرایط حفره و بدون حفره جداگانه مورد بررسی قرار می‌گرفتند. سپس بر اساس چگالی حفره ضریب اصطکاک با توجه به سهم هر کدام محاسبه می‌شد. در این مقاله شرایط متغیر تماس سطح و پین در حضور حفره به طور ویژه در نظر گرفته شده است. با انتخاب گام زمانی مناسب عبور از حفره به صورت مجموعه‌ای از شرایط تماس متغیر با زمان حل شده است. در جدول ۳ اثر انتخاب گام زمانی روی ضریب اصطکاک محاسبه‌شده نهایی نشان داده شده است. شرایط کاری شبیه‌سازی همانند مواردی است که در استقلال شبکه در نظر گرفته شد. ضریب اصطکاک به صورت متوسط ضریب محاسبه‌شده در کل گام‌های زمانی بدست آمده است. در شکل ۴ سه

جدول ۳. تغییرات ضریب اصطکاک با تعداد گام زمانی حل

Table 3. Variation of frication coefficient with number of time step

تعداد گام زمانی	ضریب اصطکاک محاسبه‌شده با تعداد گام زمانی	درصد تغییر ضریب اصطکاک محاسبه‌شده نسبت به تعداد گام زمانی قبل	تعداد گام زمانی	ضریب اصطکاک محاسبه‌شده با تعداد گام زمانی	درصد تغییر ضریب اصطکاک محاسبه‌شده نسبت به تعداد گام زمانی قبل
۲	۰/۰۴۰۸		۹	۰/۰۵۵۲	۴/۷۴
۳	۰/۰۵۷۷	۴۱/۳۸	۱۰	۰/۰۵۵۲	۰/۰۷
۴	۰/۰۶۰۷	۵/۲۷	۱۱	۰/۰۵۴۲	-۱/۷۸
۵	۰/۰۴۹۰	-۱۹/۲۲	۱۲	۰/۰۵۴۷	۰/۸۸
۶	۰/۰۵۵۸	۱۳/۸۳	۱۳	۰/۰۵۴۷	۰/۰۶
۷	۰/۰۵۷۰	۲/۱۵	۱۴	۰/۰۵۴۵	-۰/۳۷
۸	۰/۰۵۲۷	-۷/۶۳	۱۵	۰/۰۵۴۵	-۰/۱۰

تقسیم‌بندی گام زمانی ۶، ۱۱ و ۱۵ در نظر گرفته شده و نتایج ضریب اصطکاک محاسبه‌شده در هر گام نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است در گام‌های زمانی اولیه و انتهایی حفره در کناره‌های محدوده تماس قرار دارد و اثر محسوسی روی ضریب اصطکاک نمی‌گذارد ولی در گام‌های زمانی میانی این اثر و به طور خاص کاهش ضریب اصطکاک نمایان می‌شود. ضریب اصطکاک به صورت متوسط ضریب اصطکاک همه گام‌ها ارایه می‌شود در حالی که در مطالعات قبلی از این گذار چشم‌پوشی شده است. نکته حایز اهمیت این است که تعداد بیشتر گام زمانی می‌تواند اثر گذر سطح تماس از حفره را

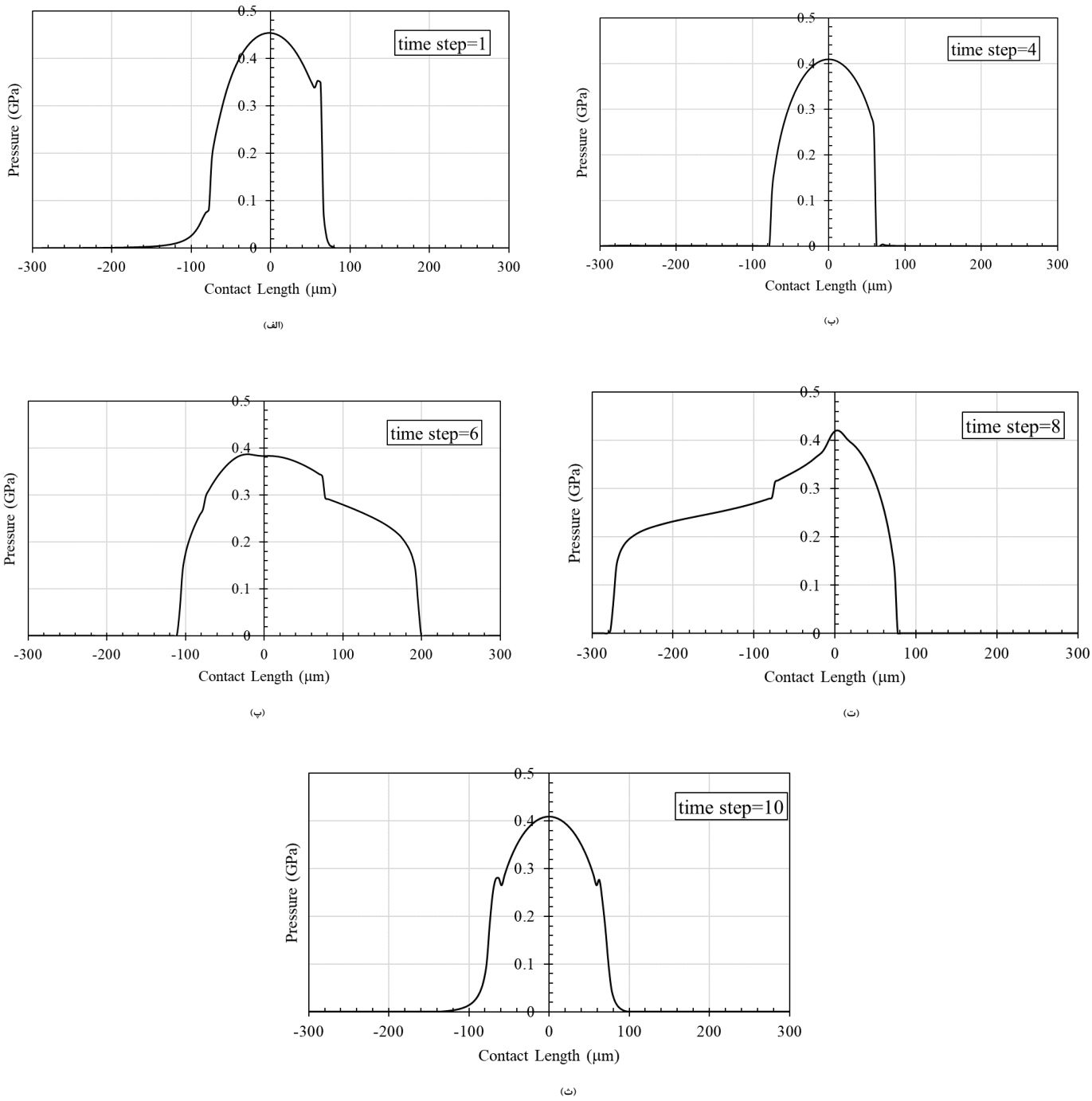


شکل ۴. تغییرات ضریب اصطکاک در حین عبور از حفره به ازای چند تعداد گام زمانی حل

Fig. 4. Variation of frication coefficient during dimple crossing for different time step

بهتر نمایان کند ولی از طرفی هزینه محاسبات را بالاتر می‌برد. که بر اساس نتایج بدست‌آمده از جدول ۳ مشخص شد تعداد ۱۱ گام زمانی می‌تواند تخمین بهتری از شرایط گذرای عبور از حفره بدست دهد. بنابراین در محاسبات و بررسی اثر بار و سرعت از این تعداد گام زمانی بهره گرفته شده است. نکته مهم دیگر در مدل سازی شرایط گذرا این است که در عبور دو سطح از همدیگر و رسیدن به حفره ضخامت لایه روان‌کار با زمان تغییر می‌کند که اثر عبارت آخر معادله ۱ را با اهمیت خواهد کرد.

شکل ۵ (الف- ث) پنج توزیع فشار را در حین عبور از حفره نشان می‌دهد. حفره با حرکت سطح در ۱۱ مرحله از موقعیت اولیه خود که انتهای سمت راست است به موقعیت نهایی خود که انتهای سمت چپ است می‌رود. این نتایج برای بار ۱۰۰ نیوتن و سرعت ۰/۱ متر بر ثانیه است. همانطور که در شکل ۵-الف نشان داده شده است، توزیع فشار به علت نبودن حفره در میدان حل همانند توزیع فشار الاستوهیدرودینامیکی دو سطح بدون حفره است. در لحظه شکل ۵-پ حفره در سمت راست انتهای ناحیه تماس هرتزین قرار دارد و به خاطر حفره نسبتاً بزرگ نسبت به ضخامت لایه روان‌کار توزیع فشار به سمت راست کشیده شده است و در لحظه شکل ۵-ت حفره در سمت مقابل قرار می‌گیرد و توزیع فشار در این سمت تقریباً ثابت می‌شود. در لحظه شکل ۵-ث حفره سطح تماس را ترک کرده و اثرات

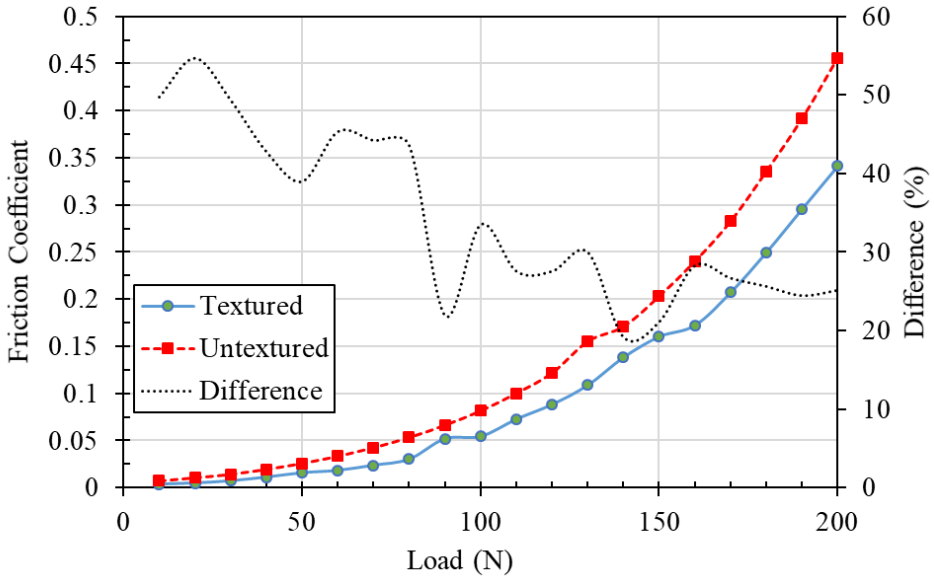


شکل ۵. تغییرات توزیع فشار در حین عبور از حفره

Fig. 5. Variation of pressure distribution during dimple crossing

گذرا در شکل‌گیری لایه روان‌کار در حال تأثیر هستند و در حالی که توزیع فشار تلاش دارد دوباره به سمت توزیع الاستوهیدرودینامیکی بر می‌گردد.

با مشخص‌شدن الزامات مدل‌سازی اثر بافت سطح برای شرایط مختلف بار و سرعت مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۶ تغییرات ضریب اصطکاک را برای بارهای مختلف در سرعت ۰/۱ متر بر ثانیه نشان می‌دهد. اثر وجود حفره‌ها بر بار به خصوص در بارهای پایین بسیار محسوس است. در این بارها ضریب اصطکاک نزدیک به ۴۰ درصد کاهش را نشان می‌دهد. در حالی که در بارهای بالاتر این بهبود به ۲۵ درصد می‌رسد. علت این پدیده ایجاد توزیع فشار گسترده با حداکثرهای کمتر و ضخامت بیشتر روان‌کار است. بدین ترتیب تنش برشی در عرض لایه روان‌کار کمتر شده و ضریب اصطکاک ناشی از



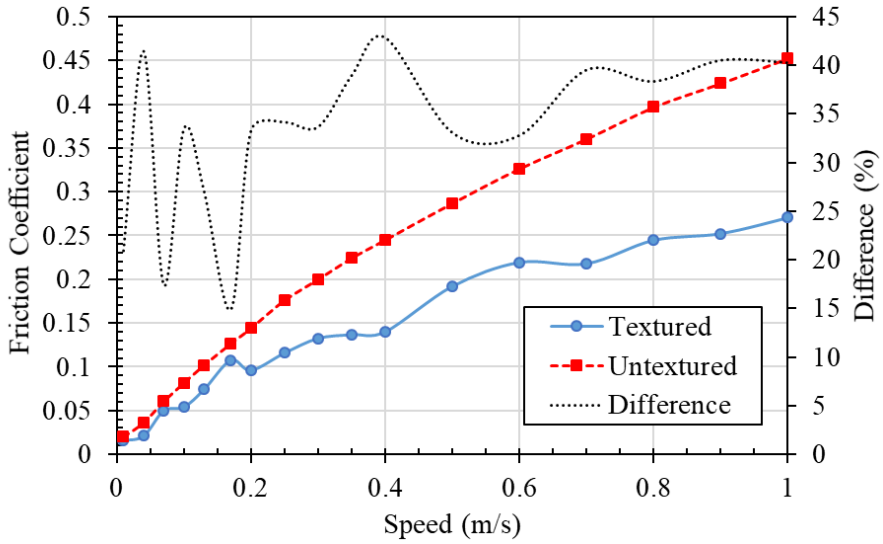
شکل ۶. مقایسه تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب بار برای سطح صاف و حفره دار

Fig. 6. Comparison of friction coefficient variation with load for plain and textured surface

برش لایه روان‌کار را کاهش می‌دهد.

در شکل ۷ اثر حفره دارشدن سطح در سرعت‌های مختلف سطح نشان داده شده است. انتظار بر این است که در سرعت‌های بالاتر به خاطر برش شدیدتر لایه روان‌کار ضریب اصطکاک افزایش یابد که در شکل نیز این روند دیده می‌شود. اثر حفره در سرعت‌های مختلف نیز همانند بارهای مختلف چشم‌گیر است. البته با این تفاوت که در سرعت‌های پایین بهبودی در حدود ۳۰ درصد دیده شده و در سرعت‌های بالاتر اثر آن قابل ملاحظه‌تر شده و تا ۴۰ درصد بهبود مشاهده می‌شود. شیب افزایش ضریب اصطکاک در سطح حفره‌دار نیز نسبت به سطح بدون حفره به طور محسوس کمتر است که این نیز ویژگی مطلوب تلقی می‌شود. دلیل بهبود حفره‌دارکردن سطح بر اندازه ضریب اصطکاک را در این حالت باز باید در ضخیم‌شدن لایه روان‌کار و کاهش تنش برشی در عرض لایه روان‌کار جستجو کرد.

برای بررسی اثر حفره‌دارکردن سطح به صورت تجربی در مجموع شش تست برروی دیسک‌های ساده و حفره‌دار برای تماس خطی در حضور روان‌کار صورت گرفت. با توجه به تست‌های انجام‌شده به صورت تجربی، شرایط به صورت عددی نیز بررسی شد و نتایج بدست‌آمده از حالت بدون حفره در جدول ۴ و در صورت وجود حفره در جدول



شکل ۷. مقایسه تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب سرعت برای سطح صاف و حفره دار

Fig. 7. Comparison of friction coefficient variation with speed for plain and textured surface

جدول ۴. شرایط و نتایج آزمایش و مقدار محاسبه‌شده در دیسک‌های ساده در تماس خطی

Table 4. Test conditions and the results of simulated and experimental data for plain disk in line contact condition

شماره تست	سرعت خطی m/s	نیروی اعمالی N	ضریب اصطکاک تجربی	خطای اصطکاک تجربی	ضریب اصطکاک محاسبه‌شده
۱	۰/۰۸۵	۵۰	۰/۱۱۵۷۵	۰/۰۰۰۷	۰/۰۲۳۱
۲	۰/۰۸۵	۱۰۰	۰/۱۷۰۵۷	۰/۰۰۱۲	۰/۰۷۱۶
۳	۰/۰۸۵	۱۴۰	۰/۲۱۴۷	۰/۰۰۰۸۲	۰/۱۴۹۵
۴	۰/۲۱۵	۵۰	۰/۱۰۸۰۳	۰/۰۰۱۶	۰/۰۴۴۲
۵	۰/۲۱۵	۱۰۰	۰/۱۵۵۰۳	/۰۰۳۹	۰/۱۴۵۷
۶	۰/۲۱۵	۱۴۰	۰/۱۸۸۷	۰/۰۰۱۸	۰/۱۷۳۳

جدول ۵:.شرایط و نتایج آزمایش و مقدار محاسبه‌شده در دیسک‌های حفره‌دار در تماس خطی

Table 5. Test conditions and the results of simulated and experimental data for textured disk in line contact condition

شماره تست	سرعت خطی m/s	نیروی اعمالی N	ضریب اصطکاک تجربی	خطای اصطکاک تجربی	ضریب اصطکاک محاسبه‌شده
۱	۰/۰۸۵	۵۰	۰/۰۹۴۹۷	۰/۰۰۱	۰/۰۲۲۰
۲	۰/۰۸۵	۱۰۰	۰/۱۴۳۴۳	۰/۰۰۴۱	۰/۰۶۸۷
۳	۰/۰۸۵	۱۴۰	۰/۱۸۸۸۳	۰/۰۰۵۳۵	۰/۱۴۴۲
۴	۰/۲۱۵	۵۰	۰/۰۹۰۵۳	۰/۰۰۲۸۵	۰/۰۴۳
۵	۰/۲۱۵	۱۰۰	۰/۱۲۹۹۷	۰/۰۰۲۲	۰/۱۳۹۴
۶	۰/۲۱۵	۱۴۰	۰/۱۵۲۳	۰/۰۰۱۴۵	۰/۱۶۴۲

۵ آورده شده است. توجه شود که در محاسبه ضریب اصطکاک در حالت حفره‌دار باید به چگالی حفره‌ها توجه داشت و بر اساس آن ضریب اصطکاک را به صورت نسبتی از سطح حفره‌دار و بدون حفره محاسبه کرد.

همان‌طور که از آزمایش‌ها مشخص است شرایط تماس به صورت صرفاً هیدرودینامیکی یا الاستوهیدرودینامیکی نبوده است و اثر زبری و اصطکاک ناشی از آن وجود دارد که در مدل عددی دیده نشده است و بنابراین خطایی در بین دو یافته وجود دارد. این خطا در سرعت‌های بسیار کم که سهم اصطکاک لزج نسبت به درگیری زبری‌ها کوچک است بیشتر دیده می‌شود. همان‌طور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود، بیشترین میزان ضریب اصطکاک مربوط به آزمایش شماره ۳ و کمترین میزان مربوط به آزمایش شماره ۴ است. در بار ثابت، افزایش سرعت سبب افزایش ضخامت لایه روان‌کار می‌شود که در نتیجه آن، ضریب اصطکاک کاهش یافته و بار نیز شرایط تماس را به سمت تماس مخلوط و درگیری بیشتر زبری‌ها و البته اصطکاک بیشتر سوق می‌دهد.

روند تغییرات نتایج عددی و تجربی در مورد بار مشابه یکدیگر است. در نتایج عددی با افزایش بار افزایش ضریب اصطکاک مشاهده شد ولی افزایش سرعت بر خلاف نتایج تجربی که کاهش ضریب اصطکاک را نشان می‌دهد باعث افزایش این شاخص شده است. این تفاوت آشکار مشخصاً به خاطر فرض جریان الاستوهیدرودینامیک و پرهیز از مدل‌سازی درگیری زبری‌ها در حل عددی است. در حالی که در رژیم روان‌کاری مخلوط که درگیری جزئی زبری‌ها وجود دارد، افزایش سرعت، افزایش ضخامت لایه روان‌کار و کاهش درگیری و اصطکاک زبری‌ها را به دنبال خواهد داشت که در قیاس با افزوده‌شدن به اصطکاک لزج قابل ملاحظه است. نکته جالب توجه این است که در

سرعت بالا نتایج محاسبات عددی به اندازه‌گیری‌های تجربی نزدیک شده است. خطا در مورد آزمایش ۵ و ۶ به حدود ۸ درصد می‌رسد. این امر به خاطر نزدیک‌شدن شرایط تماس در شرایط آزمایش به حالت الاستوهیدرودینامیک است.

با مقایسه نتایج تجربی بایکدیگر مشخص شد که میزان ضریب اصطکاک برای دیسک‌های حفره‌دار حدود ۱۴ تا ۲۱ درصد نسبت به دیسک‌های ساده کاهش یافته‌است. این کمیت برای تخمین عددی حدود ۴ درصد است. با وجودی که در بخش قبل بهبود متوسط ۳۰ درصد پیش بینی شده بود ولی این میزان کاهش مربوط به چگالی حفره ۵۰ درصد است و برای چگالی‌های کمتر مانند ۱۲ درصد سهم حفره‌ها کاهش می‌یابد.

۵- نتیجه‌گیری:

در این مقاله مدل گذرایی برای شبیه‌سازی جریان روان‌کار عبوری از یک حفره ایجادشده در سطح ارایه شد. از آنجا که دهانه حفره در قیاس با ضخامت لایه روان‌کار بسیار بزرگ است، جریان را به شدت تحت تأثیر می‌گذارد. مدل‌سازی جریان در لحظه‌ای که حفره در وسط ناحیه تماس قرار دارد و تعمیم آن به کل زمان عبور سطح مقابل از روی حفره باعث اشتباه در تخمین ضریب اصطکاک می‌شود و برای بهبود این تخمین در این مقاله روش عبور حفره از سطح تماس بررسی شد و مشخص گردید که مدل‌سازی با یازده گام زمانی نتایج بهتری را در اختیار می‌گذارد. همچنین توانمندی مدل برای استخراج توزیع فشار و ضریب اصطکاک با بررسی اثر سطح حفره‌دار در شرایط بار و سرعت مختلف نشان داده شد. با توجه به اینکه شرایط مدل به صورت الاستوهیدرودینامیک است مشخص گردید که با افزایش بار و سرعت ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد.

همچنین در این پژوهش اثر حفره‌ها در شرایط نزدیک به حالت الاستوهیدرودینامیک و مخلوط به صورت تجربی بررسی گردید. حفره‌هایی با روش لیزر با چگالی ۱۲ درصد روی سطح ایجاد شد که نتایج حاکی از کاهش حدود ۱۴ تا ۲۱ درصد ضریب اصطکاک برای دیسک‌های حفره‌دار بود. تخمین نتایج عددی و تجربی در سرعت‌های بالا به یکدیگر نزدیک بود که نشان از برقرار رژیم الاستوهیدرودینامیک و صحت مدل‌سازی دارد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

dimple	هندسه حفره که بخشی از یک دایره است، m
D	عمق، m
E	مدول الاستیسیته، N/m^2
h	ضخامت لایه روان‌کار، m
p	فشار، Pa
r	شعاع ، m
t	زمان، s
U	سرعت، m/s
w	بار، N/m
x	مختصات مکانی، m

علائم یونانی

δ	تغییر شکل الاستیک سطح، m
μ	ویسکوزیته، Pa.s
ρ	چگالی، kg/m^3

زیرنویس

۰	مقدار اولیه یا مرجع
a	کمیت مربوط به جسم a
b	کمیت مربوط به جسم b
d	حفره
e	مقدار نهایی

مراجع

[1] I. Etsion, lubrication, Laser surface texturing and applications, Recent developments in wear prevention, friction, (2010) 137-158.

[2] I. Etsion, State of the art in laser surface texturing, Journal of Tribology, 127(1) (2005) 248-253.

[3] I. Etsion, L. Burstein, A model for mechanical seals with regular microsurface structure, Tribology Transactions, 39(3) (1996) 677-683.

[4] Y. Qiu, M. Khonsari, Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless

steel rings, Tribology International, 44(5) (2011) 635-644.

[5] S. Kango, D. Singh, R. Sharma, Numerical investigation on the influence of surface texture on the performance of hydrodynamic journal bearing, Meccanica, 47(2) (2012) 469-482.

[6] D. Xiong, Y. Qin, J. Li, Y. Wan, R. Tyagi, Tribological properties of PTFE/laser surface textured stainless steel under starved oil lubrication, Tribology International, 82 (2015) 305-310.

[7] D. Braun, C. Greiner, J. Schneider, P. Gumbsch, Efficiency of laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication, Tribology international, 77 (2014) 142-147.

[8] R. Chaudhary, R. Pandey, S. Mazumdar, Tribological studies of low and high viscous oils lubricated heavily loaded textured point contacts under the reciprocating motion, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 234(2) (2020) 229-246.

[9] G. Caramia, G. Carbone, P. De Palma, Hydrodynamic lubrication of micro-textured surfaces: Two dimensional CFD-analysis, Tribology International, 88 (2015) 162-169.

[10] J. Han, L. Fang, J. Sun, S. Ge, Hydrodynamic lubrication of microdimple textured surface using three-dimensional CFD, Tribology transactions, 53(6) (2010) 860-870.

[11] D. Gropper, T.J. Harvey, L. Wang, Numerical analysis and optimization of surface textures for a tilting pad thrust bearing, Tribology International, 124 (2018) 134-144.

[12] D. Gropper, T.J. Harvey, L. Wang, A numerical model for design and optimization of surface textures for tilting pad thrust bearings, Tribology International, 119 (2018) 190-207.

[13] R. Rahmani, H. Rahnejat, Enhanced performance of optimised partially textured load bearing surfaces, Tribology International, 117 (2018) 272-282.

[14] X. Meng, C. Gu, Y. Xie, Elasto-plastic contact of rough surfaces: a mixed-lubrication model for the textured surface analysis, Meccanica, 52(7) (2017) 1541-1559.

[15] M. Rom, S. Müller, An effective Navier-Stokes model for the simulation of textured surface lubrication, Tribology International, 124 (2018) 247-258.

[16] M. Taee, A. Torabi, S. Akbarzadeh, M. Khonsari, M. Badrossamay, On the performance of EHL contacts with textured surfaces, Tribology Letters, 65(3) (2017) 85.

[17] X.-L. Yan, Y.-Y. Zhang, G.-X. Xie, X.-Q. Du, F. Qin, Effects of texture orientation on the mixed thermal elastohydrodynamic lubrication and fatigue life in point contacts, Journal of Tribology, 141(1) (2019).

[18] B.J. Hamrock, S.R. Schmid, B.O. Jacobson, Fundamentals of fluid film lubrication, CRC press, 2004.

[19] G. Stachowiak, A.W. Batchelor, Engineering tribology, Butterworth-Heinemann, 2013.

[20] B. Antoszewski, The effect of laser surface texturing on frictional performance of sliding pair, Zeszyty Naukowe/Akademia Morska w Szczecinie, (2012) 14-18.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

A. Torabi, S. Akbarzadeh, B. Azami , Transient numerical modeling and experimental investigation of the effect of surface texture on elastohydrodynamic lubrication, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(Special Issue 5)(2021) 3201-3212.

DOI: 10.22060/mej.2020.18106.6737