



مطالعه پارامتری بر رفتار دوران گذار سایش در تماس مستطیلی تحت رژیم روان کاری مخلوط

صالح اکبرزاده

۱- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان
s.akbarzadeh@cc.iut.ac.ir ، ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱ کد پستی

چکیده- به علت ملاحظات مربوط به هزینه و انرژی، همواره این علاقمندی وجود دارد که قطعات مکانیکی تحت شرایط بهینه و با عمر زیاد عمل نمایند. بسیاری از قطعات مکانیکی که نیاز به روان کاری دارند مانند چرخ‌دنده‌ها، یاتاقان‌ها، و پیرو و بادامک‌ها معمولاً در رژیم روان کاری مخلوط عمل می‌کنند. عمر کاری این قطعات به دو رژیم تقسیم می‌شود: دوران گذار سایش و دوران پایا. در این تحقیق مدلی نسبتاً سریع که توانایی پیش‌بینی تغییرات زبری سطح در دوران گذار سایش را داشته باشد ارائه شده است. نتایج پیش‌بینی شده در این مدل با نتایج تجربی حاصل از تماس دو غلتک روان کاری شده اعتبارسنجی شده است. اثرات پارامترهای مختلف مانند بار، سرعت، زبری اولیه، و سختی ماده بر تغییرات زبری در این دوران نشان داده شده است.

کلیدواژگان: روان کاری مخلوط، تماس خطی، دوران گذار سایش، روش تقسیم بار.

Parametric study on the running-in behavior in mixed-lubricated rectangular contact

S. Akbarzadeh

Assis. Prof., Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahan, Iran.
P. O. B. 8415683111 Isfahan, Iran. s.akbarzadeh@cc.iut.ac.ir

Abstract- Due to the energy concerns, it is always desired to run the mechanical elements under optimized operating conditions. Many lubricated mechanical elements such as gears, rolling element bearings, cam and followers etc. usually operate under mixed-lubrication regime. In this regime, both the lubricant film as well as the asperities contribute in carrying the load. The life span of these elements is divided into two regimes: running-in and steady-state. In this research an efficient model has been presented to predict the variation in asperities height during running-in. The predicted results are verified with experimentally-obtained published data. A parametric study on the effect of operating conditions such as load and speed as well as initial surface roughness and material hardness on the roughness variation during running-in has been conducted.

Keywords: Mixed-Lubrication, Rectangular Contact, Running-In, Load-Sharing.

۱- مقدمه

چرخ‌دنده‌ها به صورت گسترده در سیستم‌های انتقال قدرت استفاده می‌شوند و به همین دلیل ایجاد هر نوع بهبود در عملکرد آنها از نظر ملاحظات اقتصادی بسیار مطلوب است. عمر کاری چرخ‌دنده‌ها به دو بخش تقسیم می‌شود: دوران گذار سایش^۱ و دوران پایا. دوران گذار سایش بخش ناچیزی از ابتدای عمر کاری چرخ‌دنده را شامل می‌شود. در این دوره، احتمال وقوع برخورد بین زبری‌های موجود بر روی سطح زیاد است و در اثر این برخوردها و بسته به شرایط کاری، زبری‌ها دچار تغییر شکل الاستیک پلاستیک و یا الاستوپلاستیک می‌شوند. نشان داده شده است که شرایط کاری این دوره اثرات مهمی بر عملکرد چرخ‌دنده در دوران پایا دارد [۱].

بیشتر چرخ‌دنده‌ها معمولاً در رژیم روان کاری مخلوط قرار دارند. در این رژیم بخش غالب بار اعمال شده توسط لایه نازک روان کار که به آن فیلم سیال نیز می‌گویند، تحمل می‌شود. بخش کوچکی از بار نیز توسط تماس زبری‌های دو سطح تحمل می‌شود که از یک سو باعث افزایش دمای سطوح و بوجود آمدن سایش می‌شود و از سوی دیگر باعث تغییر توپوگرافی سطح به علت تغییر شکل پلاستیک و یا الاستوپلاستیک زبری‌ها می‌شود.

تاکنون تحقیقات مختلفی در زمینه پیش‌بینی عملکرد چرخ‌دنده‌ها انجام شده است. موز [۲] پس از شبیه‌سازی‌های زیادی که از حل هم‌زمان معادله رینولدز و معادله مربوط به تغییر شکل الاستیک سطح برای تحلیل تماس چرخ‌دنده‌ها انجام داد، رابطه‌ای برای تخمین ضخامت لایه روغن برحسب مشخصات هندسی، بار، و سرعت ارائه کرد. پتیر [۳] الگوریتمی ارائه کرد که به کمک آن می‌توان الگوهای سطح متفاوت را تولید کرد. این الگوریتم برای شبیه‌سازی اثر روش‌های مختلف پرداخت سطح چرخ‌دنده بر عملکرد آن به کار می‌آید. تحلیل تماس دندانه‌های چرخ‌دنده‌ها بدون در نظر گرفتن اثرات زبری سطح مستلزم حل هم‌زمان معادله رینولدز و معادله تغییر شکل الاستیک سطح برای تعداد زیادی نقطه در امتداد خط عمل چرخ‌دنده است که از نظر محاسباتی زمان نسبتاً زیادی به طول می‌انجامد. در نظر گرفتن اثر زبری سطح باعث پیچیده‌تر شدن تحلیل شده و نیازمند استفاده از معادله اصلاح شده رینولدز

برای به دست آوردن تغییرات فشار روان کار است.

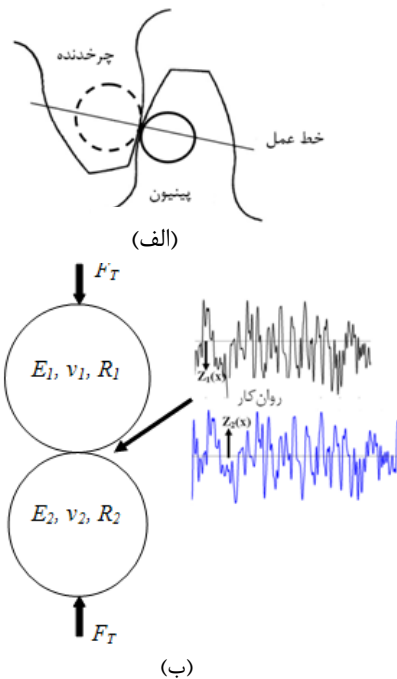
به علت زمان‌بر بودن این روند، تلاش‌ها برای یافتن یک روش سریع و درعین حال دقیق به معرفی روش تقسیم بار انجامید. براساس این روش، در تماس دندانه‌های چرخ‌دنده در حضور روان کار و با لحاظ نمودن اثرات زبری رژیم روان کاری اصطلاحاً رژیم مخلوط است که در آن بار اعمال شده از خارج و یا بار منتقل شده توسط دندانه‌ها به کمک لایه روان کار و تماس بین زبری‌های سطوح دندانه‌ها تحمل می‌شود. این روش اولین بار توسط جانسون و همکاران معرفی شد [۴] و سپس توسط افراد مختلف برای کاربردهای مختلف استفاده گردید. به طور مثال گلینک و شیپر [۵] با ساده‌سازی‌هایی آن را برای حالت پایا در تماس خطی به کار بردند. سپس لو و همکاران [۶]، این مدل‌سازی را برای یاتاقان‌های لغزشی که تحت بارهای سنگین هستند به کار بردند و نشان دادند که تغییرات ضریب اصطکاک برحسب عدد سامرفلدی که به کمک این روش به دست می‌آید تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد. ونگ و همکاران [۷] نیز با انجام چند آزمون تجربی یک رابطه برای پیش‌بینی تغییرات زبری سطح در طول دوران گذار سایش معرفی کردند. از آنجا که این رابطه بر اساس نتایج تجربی استخراج شده است، نمی‌تواند برای تمام شرایط کاری و تمام مواد استفاده شود. اکبرزاده و خوانساری این روش را برای پیش‌بینی عملکرد چرخ‌دنده‌های ساده در حالت پایا بکار بردند و نشان دادند که ضریب اصطکاک و همچنین نرخ سایش پیش‌بینی شده با نتایج تجربی سازگاری خوبی دارند [۸].

در این مقاله، پس از معرفی روش تقسیم بار در تماس بین چرخ‌دنده‌های ساده به بررسی اثر پارامترهای کاری نظیر بار و سرعت بر رفتار دوران گذار سایش و تغییرات زبری سطح در این دوران پرداخته می‌شود. انتظار می‌رود که شرایط عملکردی دوران گذار سایش تأثیرات زیادی بر عملکرد چرخ‌دنده‌ها در حالت پایا که بخش غالب عمر کاری آن را تشکیل می‌دهد داشته باشد.

۲- مدل تماسی

در تماس چرخ‌دنده‌های ساده تحت بارهای زیاد، معمولاً لایه روغن نمی‌تواند به طور کامل از تماس فلز با فلز جلوگیری کند. در این حالت که اصطلاحاً به آن رژیم روان کاری مخلوط

1. Running-in



شکل ۱ الف- تماس دندانه‌های چرخ‌دنده ساده ب- تماس دو استوانه با لحاظ کردن زبری سطح

یکی دیگر از پارامترهای مورد نیاز برای بررسی عملکرد چرخ‌دنده‌ها، ضخامت لایه روغن است. در این تحقیق از رابطه برازش شده‌ای که توسط موز [۲] برحسب اعداد بی‌بعد آمده است استفاده می‌شود. این رابطه بعد از اجرای تعداد زیادی شبیه‌سازی براساس اعداد بی‌بعد بار، سرعت و جنس توسط محقق به نام موز به دست آمده است. این شبیه‌سازی در واقع همان حل معادله رینولدز با لحاظ کردن اثر تغییر شکل الاستیک سطح و همچنین تغییرات لزجت با فشار می‌باشد. این اعداد بی‌بعد عبارتند از:

$$U_{sum} = \frac{\mu_0 u_{roll}}{E_{eq} R_{eq}}$$

$$W = \frac{F_T}{B E_{eq} R_{eq}}$$

$$G = \alpha E_{eq} \quad (4)$$

که در این رابطه U_{sum} عدد بی‌بعد سرعت، W عدد بی‌بعد بار، و G مربوط به جنس ماده استفاده شده است. همچنین μ_0 ویسکوزیته روان‌کار، u_{roll} سرعت غلتشی، E_{eq} مدول الاستیسیته معادل، R_{eq} شعاع انحنا معادل استوانه‌ها، F_T نیروی منتقل شده، و α ضریب لزجت-فشار روان‌کار است. برای هر نقطه در طول خط عمل چرخ‌دنده، مقادیر شعاع انحنا و

می‌گویند، امکان تغییر شکل زبری‌ها و همچنین بوجود آمدن سایش وجود دارد. تماس پروفیل اینولوت دندانه‌های چرخ‌دنده ساده در طول خط عمل را می‌توان با تماس دو استوانه که در هر لحظه دارای یک شعاع انحنا مشخص و همچنین تحت بار اعمال شده معینی قرار دارند، جایگزین کرد. بنابراین مسأله مورد نظر تبدیل به تماس دو استوانه به شعاع‌های R_1 و R_2 و با مدول الاستیسیته E_1 و E_2 و زبری سطح Z_1 و Z_2 که تحت بار F_T قرار دارند می‌شود. در طول تماس، با حرکت نقطه تماس در امتداد خط عمل مقادیر شعاع‌های انحنا دو استوانه و همچنین میزان بار اعمال شده تغییر می‌نماید. شکل ۱ جایگزینی تماس پروفیل دندانه‌های چرخ‌دنده ساده و استوانه را نشان می‌دهد. در قسمت پایین این شکل، تماس دو استوانه با لحاظ کردن زبری سطح و حضور روان‌کار نشان داده شده است. بنابر مفهوم روش تقسیم بار، میزان بار اعمال شده در هر لحظه توسط لایه روان‌کار و همچنین تماس زبری‌ها تحمل می‌شود:

$$F_T = F_C + F_H \quad (1)$$

ضرایب نسبت γ_1 و γ_2 به عنوان نسبتی از بار که توسط لایه روغن و همچنین توسط تماس زبری‌ها تحمل می‌شود، معرفی می‌شود (رابطه (۲)).

$$F_T = \frac{F_T}{\gamma_1} + \frac{F_T}{\gamma_2} \quad (2)$$

یا به عبارت دیگر:

$$1 = \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} \quad (3)$$

بنابراین با توجه به معادله (۳)، ضرایب نسبت از یکدیگر مستقل نیستند و با معلوم بودن یکی از آنها می‌توان بخشی از بار که توسط لایه روان‌کار و تماس زبری‌ها تحمل شده است را به دست آورد.

در اعداد بدون بعد بار، سرعت، و جنس باعث تغییر معادله (۵) به رابطه (۹) می‌شود [۵].

$$H_C = \left[\gamma_1^{\frac{s}{7}} \left(H_{RI}^{\frac{7}{3}} + \gamma_1^{\frac{14}{15}} H_{EI}^{\frac{7}{3}} \right)^{\frac{3s}{7}} + \gamma_1^{-\frac{s}{2}} \left(H_{RP}^{-\frac{7}{2}} + H_{EP}^{-\frac{7}{2}} \right)^{-\frac{2s}{7}} \right] \gamma_1^{1/2^{1/s}} \quad (9)$$

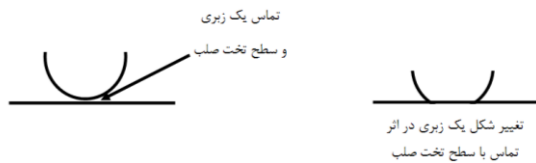
که در آن رابطه (۱۰) برقرار است.

$$s = \frac{1}{5} \left(7 + 8e^{-\frac{2\gamma_1^{-2/5} H_{EI}}{H_{RI}}} \right) \quad (10)$$

بسته به شرایط کاری چرخ‌دنده و مقدار ضخامت لایه روان‌کار، زبری‌های دو سطح ممکن است در تماس قرار گیرند. تماس بین هر جفت زبری، بسته به میزان فرورفتگی زبری ممکن است الاستیک، پلاستیک و یا الاستوپلاستیک باشد. میزان فرورفتگی برای هر زبری عبارت است از:

$$w_i = z_i - h_c \quad (11)$$

تغییر شکل یک زبری در شکل ۳ نشان داده شده است. برای تماس الاستیک، حد فرورفتگی زبری از رابطه (۱۲) به‌دست می‌آید [۹]



شکل ۳ تغییر شکل زبری‌ها در اثر تماس با سطح تخت صلب

$$w_e = \left(0.94 \frac{H}{E_p} \right)^2 \beta \quad (12)$$

که در آن H سختی ماده و β مقدار میانگین شعاع زبری‌هاست. به عبارت دیگر در صورتی که میزان فرورفتگی برای یک زبری بین صفر تا این مقدار w_e باشد، آن زبری دچار تغییر شکل الاستیک شده است. در صورتی که تماس الاستیک بین زبری‌ها رخ دهد، مساحت ناحیه تماس و بار منتقل شده از روابط (۱۳) به‌دست می‌آیند [۹].

$$A_{ie} = \pi \beta_i w_i$$

$$F_{ie} = \frac{4}{3} E_p \beta_i^{0.5} w_i^{0.5} \quad (13)$$

اندیس i نشان دهنده زبری i ام است. نشان داده شده است که حد پلاستیک برای تغییر شکل عبارت است از رابطه (۱۴) [۹].

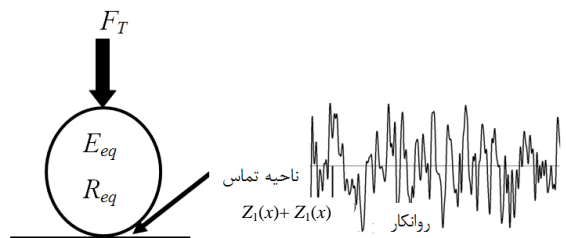
نیروی منتقل شده متفاوت است. با این مشابه‌سازی، مسأله به شکل ۲ در می‌آید.

با به‌دست آوردن اعداد بی‌بعد مذکور، می‌توان ضخامت لایه روان‌کار را به کمک رابطه موز به‌دست آورد [۲].

$$H_C = \left[\left(H_{RI}^{7/3} + H_{EI}^{7/3} \right)^{3s/7} + \left(H_{RP}^{-7/2} + H_{EP}^{-7/2} \right)^{-2s/7} \right]^{1/s} \quad (5)$$

که در آن رابطه (۶) برقرار است.

$$s = \frac{1}{5} \left(7 + 8e^{-\frac{2H_{EI}}{H_{RI}}} \right) \quad (6)$$



شکل ۲ شماتیک مسأله

اعداد بی‌بعد این رابطه به‌صورت رابطه (۷) می‌باشند [۲].

$$H_{RI} = 3(WU_{sum}^{-0.5})^{-1}$$

$$H_{EI} = 2.621(WU_{sum}^{-0.5})^{-0.2}$$

$$H_{RP} = 1.287(GU_{sum}^{-0.25})^{2/3}$$

$$H_{EP} = 1.311(WU_{sum}^{-0.5})^{-1/8} (GU_{sum}^{-0.25})^{3/4} \quad (7)$$

ضخامت بدون بعد لایه روغن، H_C به‌صورت رابطه (۸) با ضخامت لایه روغن، h_c مرتبط است:

$$H_C = \frac{h_c}{R_{eq}} U_{sum}^{-0.5} \quad (8)$$

این رابطه برای ضخامت لایه روغن در تماس بین دو سطح صیقلی می‌باشد. تماس بین دندانه‌های چرخ‌دنده‌ها معمولاً در رژیم روان‌کاری مخلوط است. در این حالت لایه سیال نمی‌تواند دو سطح را کاملاً از یکدیگر جدا نماید و گاهی تماس زبری‌ها وجود می‌آید. برای محاسبه ضخامت لایه روغن، رابطه ارائه شده در بالا باید اصلاح گردد. برای استفاده از این رابطه در تحلیل تماس بین دو سطح زبر، این رابطه طبق تحلیل ارائه شده در [۵] اصلاح شده است. در این حالت، مسأله به دو بخش تقسیم می‌شود: تماس خشک دو جسم با مدول الاستیسیته E/γ_1 تحت بار F_T/γ_1 و تماس دو جسم با مدول الاستیسیته E/γ_2 تحت بار F_T/γ_2 با حضور روان‌کار. اعمال این تغییرات

برحسب تفاوت ارتفاع زبری و ضخامت لایه روغن است یا $w_i = z_i - h_c$. بسته به نوع تماس زبری‌ها که توسط روابط (۱۲) و (۱۴) تعیین می‌شود و به کمک روابطی که در بالا ذکر شد، مساحت ناحیه تماس و بار منتقل شده برای هر زبری محاسبه و نهایتاً مساحت کل تماس و کل بار منتقل شده از رابطه (۱۷) به دست می‌آیند.

$$A_C = \sum_{i=1}^n A_{ei} + A_{epi} + A_{pi}$$

$$F_C = \sum_{i=1}^n F_{ei} + F_{epi} + F_{pi} \quad (17)$$

سپس بار منتقل شده توسط زبری‌ها که از رابطه (۲) محاسبه شده با مقداری که از رابطه (۱۷) به دست آمده، مقایسه می‌شود. در صورتی که مقادیر بار به دست آمده اختلاف زیادی داشته باشند، باید مقادیر جدیدی برای ضرایب نسبت فرض نمود و محاسبات را تکرار کرد تا شرط همگرایی ارضا شود.

با تعیین شدن مقادیر ضرایب نسبت، ضخامت لایه روغن و همچنین ضریب اصطکاک مشخص می‌شود. همچنین مقدار جدید ارتفاع زبری‌ها به دست می‌آید. هر زبری که دچار تغییر شکل الاستوپلاستیک و یا پلاستیک شود، دچار تغییر در ارتفاع زبری نیز می‌شود. زبری‌های جدید به عنوان ورودی برای این الگوریتم عمل می‌نماید و این حل مجدداً تکرار می‌شود. دوران گذار سایش تا زمانی ادامه می‌یابد که پروفیل زبری سطح دچار تغییرات شود و هنگامی که مقادیر ضریب نسبت ثابت بمانند اصطلاحاً دوران گذار تمام شده است و دوران عملکرد پایای چرخ‌دنده آغاز شده است. شکل ۴ روندنمای انجام محاسبات را نشان می‌دهد.

۴- نتایج

۴-۱- اعتبارسنجی

در این قسمت به بررسی عملکرد دوران گذار در تماس مستطیلی یا خطی پرداخته می‌شود. در ابتدا باید پیش‌بینی‌های این مدل با سایر نتایج مقایسه و اعتبارسنجی شود. به این منظور تغییرات زبری سطح در تماس دو غلتک که از نتایج تجربی حاصل شده است [۱۰] با پیش‌بینی‌های این مدل مقایسه می‌شود. شرایط عملکردی مربوط به این مقایسه در جدول ۱ آمده است. آزمون تجربی مربوط به تماس دو دیسک با مشخصات ارائه شده در جدول ۱ در حضور روان کار است.

$$w_p = 54w_e \quad (14)$$

که در این صورت برای مساحت ناحیه تماس و بار منتقل شده رابطه (۱۵) به دست می‌آید.

$$A_{ip} = 2\pi\beta_i w_i$$

$$F_{ip} = H A_{ip} \quad (15)$$

در صورتی که میزان فرورفتگی زبری بین w_p و w_e باشد، تماس از نوع الاستوپلاستیک است. در این حالت مساحت ناحیه تماس و بار منتقل شده عبارتند از [۱۰]:

$$A_{iep} = \pi\beta_i \omega_i \left(1 - 2 \left(\frac{w_i - w_e}{w_p - w_e} \right)^3 + 3 \left(\frac{w_i - w_e}{w_p - w_e} \right)^2 \right)$$

$$F_{iep} = \left(H - 0.6H \frac{\ln w_p - \ln w_i}{\ln w_p - \ln w_e} \right) A_{iep} \quad (16)$$

روابط (۱۳) تا (۱۶) نشان‌دهنده مساحت ناحیه تماس و بار منتقل شده در اثر تماس یک جفت زبری بر روی سطح چرخ‌دنده‌ها در حالت الاستیک، الاستوپلاستیک، و پلاستیک می‌باشد. مساحت تماس زبری‌ها و همچنین کل بار منتقل شده در اثر تماس زبری‌ها از جمع نمودن مقادیر مساحت تماس و بار محاسبه شده برای هر زبری که در تماس قرار بگیرد، به دست می‌آید.

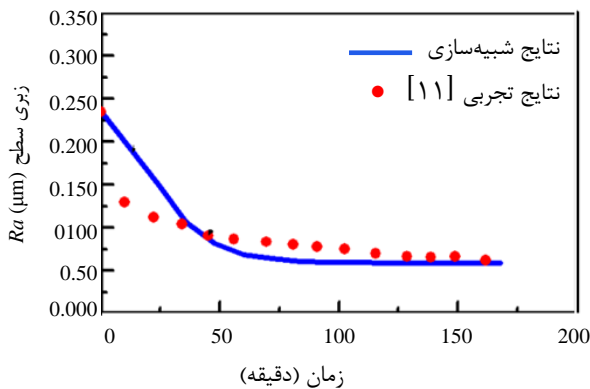
۳- روش حل

برای پیش‌بینی عملکرد چرخ‌دنده‌های ساده، ابتدا به کمک روابط هندسی طول خط تماس چرخ‌دنده‌ها به دست می‌آید. برای هر نقطه در طول خط تماس، شعاع انحنای پروفیل اینولوت برای چرخ‌دنده و پینیون و بار منتقل شده محاسبه می‌گردد. به کمک این اطلاعات، می‌توان تماس در هر نقطه از خط تماس را با تماس دو استوانه با شعاعی معادل شعاع انحنای محاسبه شده تحت باری معادل بار منتقل شده جایگزین کرد. سپس اعداد بی‌بعد بار، سرعت و جنس ماده که در رابطه (۴) معرفی شده است محاسبه می‌شوند.

برای محاسبه ضرایب نسبت، ابتدا یک حدس اولیه برای γ_1 در نظر گرفته می‌شود و به کمک رابطه (۲) مقدار F_C یا باری که توسط تماس زبری‌ها منتقل می‌شود به دست می‌آید. از سوی دیگر با فرض نمودن همین مقادیر برای ضرایب نسبت، می‌توان ضخامت لایه روغن را به کمک رابطه (۸) به دست آورد. سپس با داشتن پروفیل زبری سطح و ضخامت لایه روغن، زبری‌هایی که در تماس هستند تعیین شده و میزان فرورفتگی آنها که معرف نوع تماس است مشخص می‌گردد. میزان فرورفتگی

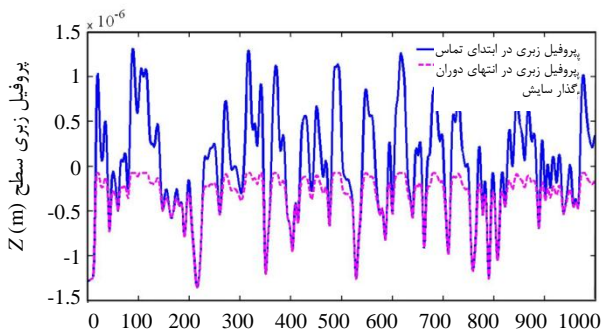
مدل برای میانگین حسابی ارتفاع زبری‌ها با نتایج تجربی سازگاری قابل قبولی دارد.

در ابتدای تماس تغییرات زیادی در ارتفاع زبری‌ها رخ می‌دهد که این تغییرات به تدریج کاهش می‌یابد تا جایی که در انتهای دوران گذار این تغییرات به صفر میل می‌کند. در ادامه اثرات پارامترهای مختلف بر عملکرد دوران گذار مورد بررسی قرار می‌گیرد.



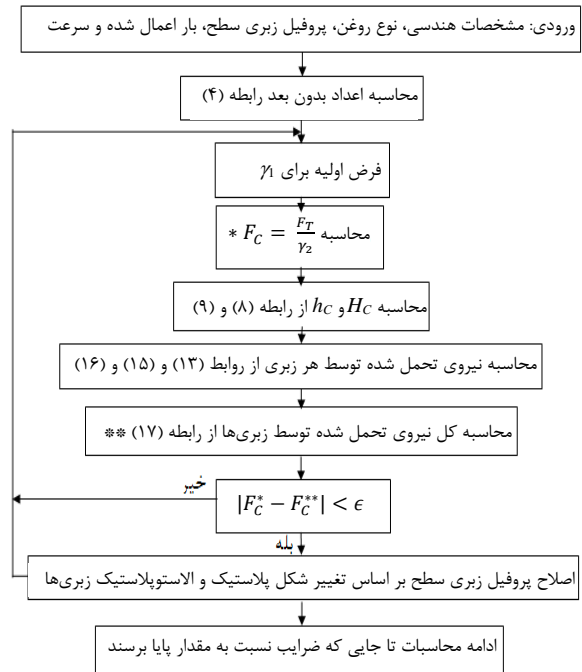
شکل ۵ مقایسه نتایج تجربی و شبیه‌سازی

۴-۲- تغییرات توزیع ارتفاع زبری‌های سطح (هیستوگرام)
تغییرات زبری سطح که در شکل ۵ آمده است ناظر بر این مطلب است که ارتفاع زبری‌ها و توزیع ارتفاع زبری‌ها نیز در طول زمان دوران گذار دچار تغییرات می‌شود. شکل ۶ ارتفاع زبری‌ها را قبل از آغاز تماس که توسط زبری‌سنج اندازه‌گیری شده و به‌عنوان یکی از ورودی‌های مدل است و همچنین در انتهای دوران گذار سایش که توسط مدل ارائه شده پیش‌بینی شده است، نشان می‌دهد. توزیع ارتفاع زبری‌ها که به آن هیستوگرام نیز می‌گویند قبل از تماس و بعد از دوران گذار سایش در شکل‌های ۷ و ۸ آمده است.



شکل ۶ مقایسه ارتفاع زبری‌ها در ابتدای دوران گذار و در انتهای

سطح دیسک‌ها قبل از انجام تست سنگ زده شده است و زبری آنها به کمک دستگاه زبری‌سنج اندازه‌گیری شده است.



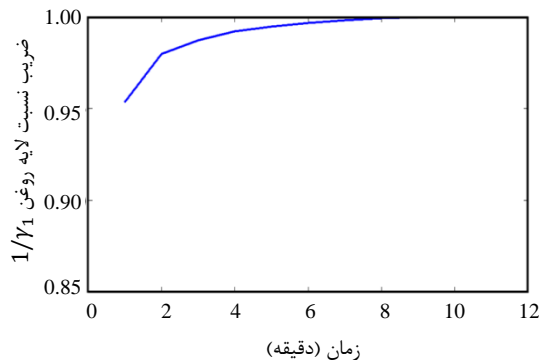
شکل ۴ روندنمای تحلیل دوران گذار سایش

جدول ۱ شرایط عملکردی برای اعتبارسنجی [۱۱]

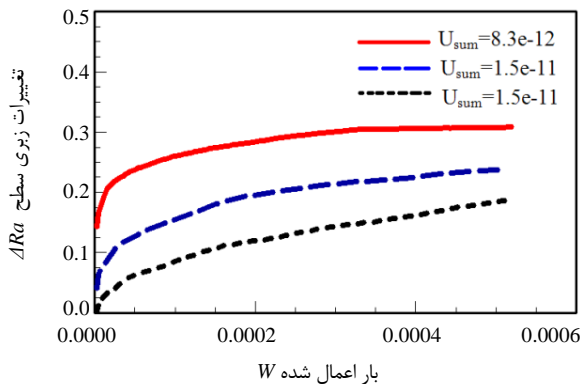
پارامتر عملکردی	مقدار
شعاع استوانه ۱	0.051 m
شعاع استوانه ۲	0.038 m
سرعت غلتشی	0.2 m/s
نسبت لغزش به غلتش	0.2
بار اعمال شده	5700 N
لزجت روغن	0.031 Pas
سختی	2 GPa
ضریب لزجت- فشار	18 1/GPa

این دو دیسک تحت نیرویی که توسط یک جک هیدرولیکی اعمال می‌گردد، قرار می‌گیرند. سرعت هر دیسک توسط یک موتور الکتریکی به صورت جداگانه تنظیم می‌شود و بنابراین امکان ایجاد سرعت‌های لغزشی متفاوت وجود دارد. با اعمال شرایط کاری مندرج در جدول ۱، در بازه‌های پنج دقیقه آزمون متوقف شده است و به کمک یک زبری‌سنج سوزنی میانگین حسابی ارتفاع زبری‌ها Ra اندازه‌گیری شده است. سپس تست با همان شرایط کاری برای پنج دقیقه دیگر ادامه پیدا می‌نماید. مشاهده می‌شود که نتایج پیش‌بینی شده این

افزایش می‌یابد. افزایش ضخامت لایه روغن باعث کاهش تماس زبری‌ها می‌شود و در نتیجه تغییرات زبری سطح کاهش می‌یابد. در این حالت ضریب اصطکاک نیز کمتر و نقش لایه روغن در تحمل بار اعمال شده پررنگ‌تر است. با ثابت بودن سرعت غلتشی و افزایش بار اعمال شده، تماس بین زبری‌ها افزایش می‌یابد و در نتیجه زبری‌های سطح دچار تغییرات بیشتری می‌شوند. این تغییرات در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



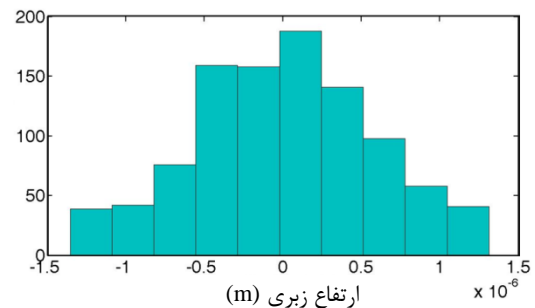
شکل ۹ تغییرات ضریب نسبت لایه روغن در زمان دوران گذار سایش



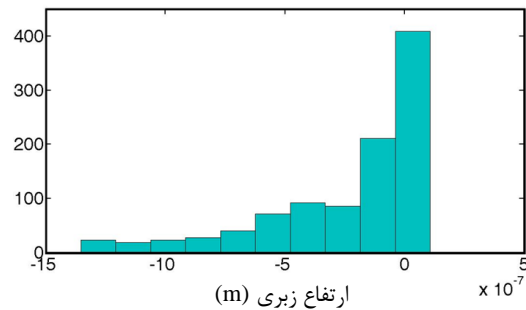
شکل ۱۰ اثر بار و سرعت غلتشی بر تغییرات زبری سطح

با ثابت نگه داشتن سرعت غلتشی و تغییر بار اعمال شده و نسبت سرعت لغزشی به غلتشی، تغییرات زبری سطح به صورت نشان داده شده در شکل ۱۱ در می‌آید. برای یک بار ثابت اعمال شده، افزایش نسبت سرعت لغزشی به غلتشی باعث کاهش ضخامت لایه روغن و در نتیجه افزایش تماس زبری‌ها و نهایتاً افزایش تغییرات زبری سطح می‌شود. برای یک سرعت لغزشی و غلتشی ثابت، افزایش بار اعمال شده باعث افزایش تماس بین زبری‌ها و در نتیجه افزایش تغییرات زبری سطح می‌شود.

دوران گذار



شکل ۷ هیستوگرام ارتفاع زبری‌ها قبل از تماس



شکل ۸ هیستوگرام ارتفاع زبری‌ها در انتهای دوران گذار سایش همان‌طور که مشاهده می‌شود، در ابتدای تماس ارتفاع زبری‌ها توزیعی نرمال دارند اما در دوران گذار سایش با تغییراتی که در ارتفاع زبری‌ها رخ می‌دهد زبری‌های با ارتفاع زیاد دچار تغییر شکل و یا تغییر ارتفاع می‌شوند و هیستوگرام ارتفاع آنها مشابه شکل ۸ می‌شود.

به علت تغییر زبری سطح در طول دوران گذار سایش، پارامترهایی مانند ضخامت لایه روغن ضریب اصطکاک و همچنین ضرایب نسبت زبری‌ها و لایه روغن دچار تغییر می‌شوند. شکل ۹ تغییرات ضریب نسبت لایه روغن - که بیان‌گر درصدی از بار تحمل شده توسط لایه روغن است - را نشان می‌دهد. در ابتدا بخش نسبتاً کمتری از بار (حدود ۰.۹۵٪) توسط لایه روغن تحمل می‌شود. در طول دوران گذار سایش، با تغییر شکل زبری‌ها و کاهش اثر آنها در تحمل بارهای اعمال شده، سهم لایه روغن در تحمل بار افزایش می‌یابد.

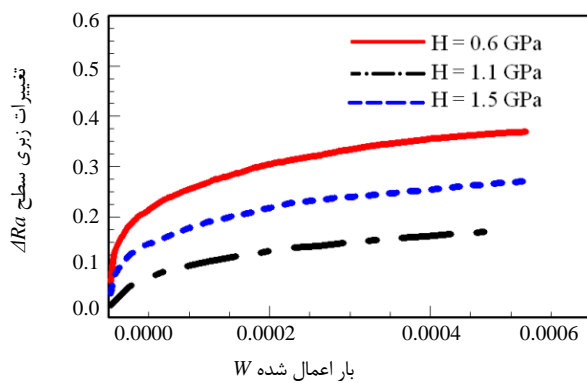
۴-۳- اثر بار اعمال شده و سرعت

با افزایش سرعت غلتشی سطوح در حال تماس و ثابت نگه داشتن سرعت لغزشی و بار اعمال شده، ضخامت لایه روغن

نتیجه تغییرات زبری سطح افزایش می‌یابد. با ثابت نگه داشتن بار اعمال شده و افزایش سختی، میزان تغییر شکل زبری‌ها و در نتیجه تغییرات ارتفاع زبری‌ها کاهش می‌یابد.

۵- جمع‌بندی

در این مقاله به بررسی اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد دوران گذار سایش در تماس مستطیلی پرداخته شد. یکی از نمونه‌های مهم در تماس مستطیلی، تماس دندان‌های چرخ‌دنده می‌باشد.

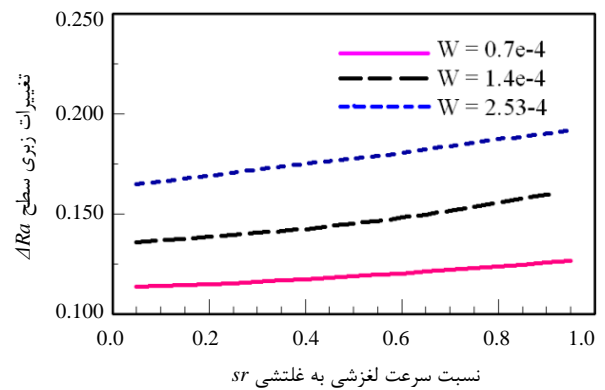


شکل ۱۳ اثر سختی بر تغییرات زبری سطح

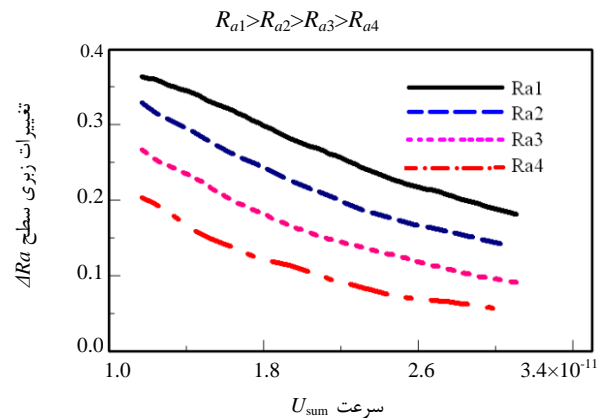
تغییرات زبری سطح که در دوران گذار سایش رخ می‌دهد بر عملکرد دوران پایای چرخ‌دنده مثلاً ضریب اصطکاک و همچنین نرخ سایش اثر می‌گذارد. در این پژوهش، اثرات شرایط مختلف عملکردی مانند بار اعمال شده، سرعت، زبری اولیه، و سختی مواد در تماس بر عملکرد دوران گذار سایش مانند ضرایب نسبت و تغییرات ارتفاع زبری‌ها نشان داده شده است. زبری‌های سطحی که به تازگی پرداخت شده است دارای توزیع ارتفاعی شبیه توزیع نرمال هستند. با اتفاقاتی که در دوران گذار سایش رخ می‌دهد، این توزیع نیز دچار تغییر می‌شود. افزایش سرعت غلظتی باعث افزایش ضخامت لایه روغن و در نتیجه کاهش تماس زبری‌ها می‌شود. در نتیجه زبری‌ها دچار تغییرات کمتری می‌شوند. نوآوری این مقاله در تحلیل دوران گذار سایش با لحاظ نمودن تغییر شکل‌های الاستیک، الاستوپلاستیک و پلاستیک است. روش ارائه شده کاملاً تحلیلی و فاقد پارامترهای آزاد و یا پارامترهایی که به کمک آزمون تجربی به دست می‌آیند است و بنابراین ابزار قدرتمندی برای پیش‌بینی سایش در دوران گذار است.

۴-۴- اثر زبری سطح اولیه

اثر زبری سطح بر رفتار دوران گذار در شکل ۱۲ آمده است. با ثابت بودن سرعت غلظتی، افزایش زبری اولیه باعث افزایش تعداد تماس بین زبری‌ها می‌گردد و در نتیجه تغییرات زبری سطح افزایش می‌یابد. برای یک زبری سطح اولیه ثابت، افزایش سرعت غلظتی باعث افزایش ضخامت لایه روغن و در نتیجه کاهش تماس بین زبری‌ها و نهایتاً کاهش تغییرات زبری سطح می‌شود.



شکل ۱۱ اثر سرعت لغزشی بر تغییرات زبری سطح



شکل ۱۲ اثر زبری سطح اولیه بر تغییرات زبری سطح

۴-۵- اثر سختی

یکی دیگر از پارامترهای تاثیرگذار بر عملکرد دوران گذار سایش، سختی مواد می‌باشد. همان‌طور که در معادلات (۶) تا (۱۰) نشان داده شد، سختی مواد بر میزان فرورفتگی، نوع تغییر شکل و همچنین میزان بار تحمل شده تاثیر می‌گذارد. در شکل ۱۳ اثر سختی بر تغییرات زبری سطح آمده است. با ثابت بودن سختی ماده و افزایش بار اعمال شده، تعداد تماس زبری‌ها و در

- 47, 1978, pp. 263-277.
- [4] Johnson, K. L., Greenwood, J.A., and Poon. S. Y., "A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication", *Wear*, Vol. 19, 1972, pp. 91-108.
- [5] Gelinck, E. R. M., and Schipper, D. J., "Calculation of Stribeck Curves for Line Contacts", *Tribology International*, Vol. 33, 2000, pp. 175-181.
- [6] Lu, X. B., Khonsari, M. M., and Gelinck, E. R. M., "The Stribeck Curve: Experimental Results and Theoretical Prediction", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 128, 2006, pp. 789-794.
- [7] Wang, Y., Wang, Q.J., Lin, C., and Shi, F., "Development of a Set of Stribeck Curves for Conformal Contacts of Rough Surfaces", *Tribology Transactions*, Vol. 49, 2006, pp. 526-535.
- [8] Akbarzadeh, S., and Khonsari, M. M., "Thermoelastohydrodynamic Analysis of Spur Gears with Consideration of Surface Roughness", *Tribology Letters*, Vol. 32, 2008, pp. 129-141.
- [9] Johnson, K. L., *Contact Mechanics*, London, UK: Imperial College Press, 1987.
- [10] Zhao, Y., Maietta, D. M., and Chang, L., "An Asperity Micro-contact Model Incorporating the Transition from Elastic Deformation to Fully Plastic Flow", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 122, 2000, pp. 86-93.
- [11] Akbarzadeh, S., and Khonsari, M. M., "Experimental and Theoretical Investigation in Running-In", *Tribology International*, Vol. 44, 2011, pp. 92-100.

۶- فهرست علائم

مساحت ناحیه تماس زبری	A_c
مساحت تماس زبری i در رژیم الاستیک	A_{ie}
مساحت تماس زبری i در رژیم الاستو پلاستیک	A_{iep}
مساحت تماس زبری i در رژیم پلاستیک	A_{ip}
طول ناحیه تماس	B
مدول الاستیسیته معادل	E_{eq}
کل بار تحمل شده توسط زبری‌ها	F_C
کل بار تحمل شده توسط لایه روان‌کار	F_H
کل بار منتقل شده	F_T
عدد بدون بعد جنس	G
سختی	H
ضخامت لایه روغن	h_C
ضخامت بدون بعد لایه روغن	H_C
میانگین حسابی ارتفاع زبری‌ها	R_a
شعاع انحنای معادل	R_{eq}
عدد بدون بعد سرعت	U_{sum}
حد تغییر شکل الاستیک زبری‌ها	w_e
تغییر شکل زبری نام	w_i
حد تغییر شکل پلاستیک زبری‌ها	w_p
عدد بدون بعد بار	W
ارتفاع زبری نام	Z_i
ضریب لزجت-فشار	α
میانگین شعاع سر زبری‌ها	β
تغییرات زبری سطح	ΔR_a
ضریب نسبت فیلم روغن	γ_1
ضریب نسبت زبری‌ها	γ_2
لزجت روغن در دما و فشار محیط	μ_0

۷- مراجع

- [1] Akbarzadeh, S. and Khonsari, M. M., "On the Prediction of Running-In Behavior in Mixed-Lubrication Line Contact", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 132, 2010, pp. 1-11.
- [2] Moes, H., "Optimum Similarity Analysis with Applications to Elastohydrodynamic Lubrication", *Wear*, Vol. 159, 1992, pp. 57-66.
- [3] Patir, N., "A numerical Procedure for Random Generation of Rough Surfaces", *Wear*, Vol.