



بررسی تغییر ضریب اصطکاک و تنش در پدیده‌ی خستگی مالشی به کمک دستگاه جدید طراحی شده

امین روزبه¹، تاجبخش نوید چاخرلو^{2*}، هادی تقی‌زاده³

1- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

3- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* تبریز، صندوق پستی 51666-14766، tnavid@tabrizu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 23 شهریور 1394

پذیرش: 16 آبان 1394

ارائه در سایت: 10 آذر 1394

کلید واژگان:

ضریب اصطکاک

خستگی مالشی

فشار تماسی

بارهای عمودی

بارهای محوری

چکیده

در مقاله‌ی حاضر به بررسی تغییر ضریب اصطکاک که یکی از پارامترهای اصلی و مهم در پدیده‌ی خستگی مالشی می‌باشد، پرداخته شده است. اندازه‌گیری ضریب اصطکاک به کمک دستگاه طراحی شده انجام گرفته است. مزیت استفاده از دستگاه طراحی شده این می‌باشد که دقت آن در اندازه‌گیری فشار تماسی و نیروی اصطکاکی و در نتیجه ضریب اصطکاک با حداقل خطا انجام می‌شود. آلیاژ مورد استفاده در این تست، آلیاژ آلومینیم T3-2024 AI می‌باشد که یکی از آلیاژهای پرکاربرد در سازه‌های هوا فضایی است. در این پژوهش ضریب اصطکاک به صورت پارامتری که تابعی از بارهای عمودی و بارهای محوری سیکلی می‌باشد، مورد ارزیابی قرار گرفته است. نکته‌ی مهم دیگر در انجام تست‌ها، تغییر تنش اصطکاکی در بارهای عمودی و بارهای محوری متفاوت می‌باشد که بررسی گردیده است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که با افزایش بار عمودی، ضریب اصطکاک کاهش یافته است اما تنش اصطکاکی افزایش می‌یابد. تغییر تنش اصطکاکی پارامتری تعیین کننده در بررسی سایش ایجاد شده بین سطوح می‌باشد. از نتایج حاصل می‌توان در تحلیل‌های عددی نظیر تخمین عمر و یا پیش بینی محل شکست اتصالاتی همچون اتصالات دو لبه‌ی برشی که تحت خستگی مالشی می‌باشند، استفاده نمود.

Investigation of variation of friction coefficient and frictional stress using a new designed device

Amin Rouzbeh, Tajbakh Navid Chakherlou*, Hadi Taghizadeh

Faculty of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran

*P.O.B. 5166614766 Tabriz, Iran, tnavid@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 14 September 2015

Accepted 07 November 2015

Available Online 01 December 2015

Keywords:

Friction coefficient

Fretting fatigue

Contact pressure

Normal load

Axial load

ABSTRACT

In this paper, the variation of coefficient of friction, which is one of the main and important parameters in fretting fatigue, has been investigated experimentally. Measuring coefficient of friction has been performed with the designed device by the researchers. The advantage of using the above device is that it can almost accurately measure the contact pressure and friction force and thus the coefficient of friction. Al alloy 2024-T3 has been used as it is a frequently used alloy in aerospace structures. The coefficient of friction is considered here as a parameter which is a function of normal and cyclic axial load. Another important point in performing the test is the variation of frictional stress at different normal and axial loads which is measured. Results show that as the normal load increases, the coefficient of friction reduces but the frictional stress increases. Changing the frictional stress is the main parameter in investigating wear between interfaces. The above results can be applied in numerical analyses such as life prediction and/or predicting joints fracture section such as double shear lap joints which experience fretting fatigue.

1- مقدمه

حذف تدریجی ماده از سطوح در حال تماس به علت حرکت نسبی بین آن‌ها مشاهده می‌گردد. وجود حرکت نسبی تحت بارگذاری سیکلی می‌تواند سبب تسریع در شکل‌گیری و گسترش ترک‌های خستگی گردد که در نهایت منجر به واماندگی قطعه بارگذاری شده در تنشی کمتر از حد خستگی ماده می‌شود. چنین پدیده‌ای تحت عنوان خستگی مالشی³ شناخته می‌شود [1]. خستگی مالشی معمولاً در اتصالات پیچی و پرچی مانند اتصالات تک لبه و

مالش¹ بر روی سطوحی که با هم در تماس مستقیم، تحت بارهای فشاری و در معرض حرکت نسبی با دامنه‌ی کوچک باشند بوجود می‌آید. کوپلینگ‌های هزار خار و دم چلچله‌ای‌های تیغه‌ی توربین مثال‌های برجسته در اجزای موتورهای فضایی می‌باشند که مالش در آن‌ها رخ می‌دهد. مالش یک نوع خاص از فرآیند سایش² می‌باشد. سایش آسیب در سطح جسم می‌باشد که با

1- Fretting

2- Wear

3- Fretting Fatigue

Please cite this article using:

A. Rouzbeh, T. N. Chakherlou, H. Taghizadeh, Investigation of variation of friction coefficient and frictional stress using a new designed device, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 287-294, 2015 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

اینرو در بخش اول نمونه‌های مورد نظر از ورق آلیاژ آلومینیم T3-2024 AI ساخته شده‌اند. در بخش دوم با اعمال گشتاورهای مختلف، مقدار بارهای عمودی حاصل در دو حالت، از طریق عملی با استفاده از دو کرنش‌سنج تعیین شده است. سپس به ازای اعمال هر بار عمودی، 2 مورد تست سیکلی بر نمونه‌ها به انجام رسیده تا با استفاده از دو کرنش سنج دیگر میزان نیروی منتقله توسط اصطکاک محاسبه شود. در نهایت می‌توان ضریب اصطکاک را متناسب با تعداد سیکل تعیین نمود.

2-1- کاربرد تعیین ضریب اصطکاک و تنش اصطکاکی در پدیده‌ی مالش

همانگونه که در مقدمه بیان شد، ضریب اصطکاک یکی از پارامترهای اولیه در پدیده‌ی خستگی مالشی می‌باشد. تعیین ضریب اصطکاک به صورت تجربی و استفاده از آن در تحلیل المان محدود اتصالاتی همچون اتصال دو لبه‌ی برشی، تداخل و انبساط سرد که تحت پدیده‌ی خستگی مالشی می‌باشند امری بسیار ضروری می‌باشد؛ پر واضح است که ضریب اصطکاک فاکتوری مهم در توزیع و اندازه‌ی تنش‌ها و در نتیجه تخمین صحیح عمر، پیش‌بینی نواحی تحت سایش و مقاطع شکست می‌باشد. در کلیه‌ی تحلیل‌های عددی انجام گرفته برای اتصالات تحت خستگی مالشی، از اثر این فاکتور مهم صرف نظر شده است. لذا در این پژوهش به بررسی تغییر ضریب اصطکاک در فشارهای تماسی و تنش‌های سیکلی متفاوت پرداخته شده است. از نتایج حاصل می‌توان در تحلیل المان محدود سازه‌هایی که تحت خستگی مالشی می‌باشند، استفاده نمود.

2-2- ساخت نمونه‌ها

دستگاه طراحی شده برای انجام تست از اجزای زیر تشکیل شده است: قاب³ که از جنس CK45 بوده و جهت اندازه‌گیری نیروی عمودی وارد بر نمونه از آن استفاده شده است (شکل 1-الف). پیچ انتقال بار عمودی که روی قاب قرار دارد و با محکم کردن آن، نیروی عمودی از پد فولادی به صورت نقطه‌ای به پد آلومینیومی منتقل می‌گردد (شکل 1-ب). پد انتقال دهنده‌ی نیروی عمودی به پد آلومینیومی از جنس CK45 می‌باشد (شکل 1-ج). پد آلومینیومی و نمونه‌ی تحت بار سیکلی از جنس آلومینیم T3-2024 AI می‌باشد، این آلیاژ یکی از پرکاربردترین آلیاژها در صنایع هوا و فضا محسوب می‌شود. از مزیت‌های این آلیاژ می‌توان به مقاومت خوب در برابر خوردگی و همچنین نسبت استحکام به وزن بالا اشاره نمود.

همچنین جهت انتقال بار به صورت نقطه‌ای از پیچ به پد فولادی (پد انتقال دهنده نیروی عمودی)، از یک ساچمه‌ی فولادی به قطر 6 میلیمتر در زیر پیچ استفاده شده است. علت استفاده از این پد فولادی، به حداقل رساندن اثرات خمشی ناشی از انتقال بار از پیچ به پد آلومینیومی می‌باشد؛ به این ترتیب نیروی پیش بار بصورت متمرکز و بدون اثرات خمشی از طریق تکیه‌گاه‌های پد فولادی به پد آلومینیومی منتقل می‌گردد. با توجه به دقت مورد نیاز و کوچک بودن ابعاد پد فولادی و آلومینیومی، از وایرکات برای ساخت نمونه‌ها استفاده گردید. خواص مکانیکی فولاد و آلومینیوم استفاده شده در این تست در جدول 1 زیر آورده شده است.

در شکل 2 مجموعه‌ی مونتاژی جهت انجام تست ارائه شده است. همانگونه که در شکل 2 نشان داده شده است، دو کرنش سنج در دو طرف قاب و دو کرنش سنج در بالا و پایین پد آلومینیومی استفاده شده است. از

دو لبه برشی که بطور گسترده‌ای در سازه‌های فضایی کاربرد دارند، دیده می‌شود.

بیش از 50 عامل اندازه و نرخ مالش را تحت تأثیر قرار می‌دهند [2]. این پنجاه عامل به دو دسته‌ی عوامل اولیه و عوامل ثانویه دسته‌بندی می‌گردند. ضریب اصطکاک، فشار تماسی و دامنه‌ی لغزش عوامل اولیه‌ای هستند که به طور مستقیم در اندازه و نرخ مالش تأثیر گذارند. دما، فرکانس بارگذاری، مواد و غیره عوامل ثانویه می‌باشند که به‌طور غیر مستقیم و تحت تأثیر عوامل اولیه عمل می‌کنند. ضریب اصطکاک به عنوان متغیر اصلی در پروسه‌ی مالش مورد بررسی قرار می‌گیرد. بسیاری از عوامل دیگر با تغییر در ضریب اصطکاک، در پروسه‌ی مالش تأثیر دارند [3]. هیلز و ناول [4] نشان دادند که ضریب اصطکاک بعنوان متغیری که روی توزیع لغزش تأثیر دارد، شناخته شده است. جین و مال [5] و مک کل و همکاران [6] بیان کردند - که ضریب اصطکاک به بار عمودی وابسته است؛ همچنین ضریب اصطکاک با تعداد سیکل‌های خستگی نیز تغییر می‌نماید. ماحه و همکاران [7] نیز نتایج مشابهی را در مورد وابستگی ضریب اصطکاک به لغزش، بار عمودی و سیکل‌های خستگی بیان نموده‌اند. همچنین استوچویاک و بچلر [8] نشان دادند که ضریب اصطکاک به رژیم مالش بستگی دارد و رژیم لغزش جزئی¹ زمانی رخ می‌دهد که ضریب اصطکاک دینامیکی بزرگتر از ضریب اصطکاک استاتیکی - باشد. راماکاریشنا و سوندرا رامان [9] بیان نمودند که ضریب اصطکاک در آلیاژ AI 6061 در بارهای محوری پایین در نمونه‌های ساچمه زده شده² نسبت به نمونه‌های غیر ساچمه زده شده کمتر بوده در صورتی که در بارهای محوری بالا ضریب اصطکاک در نمونه‌های غیر ساچمه زده شده کمتر می‌باشد. تحقیقات فراوانی در بررسی تغییر ضریب اصطکاک در عمر خستگی و تنش‌های بوجود آمده انجام شده است. فو و همکاران [10] گزارش کردند که افزایش ضریب اصطکاک سطح تنش را اصلاح کرده و محل بار ماکزیمم را نیز تغییر می‌دهد و کاهش ضریب اصطکاک را بعنوان یکی از 5 فاکتور مهم در بهبود عمر خستگی معرفی نموده‌اند.

تعیین دقیق ضریب اصطکاک و تنش اصطکاکی به دلیل تأثیری که در میزان سایش و عمر خستگی مالشی دارند، امری ضروری می‌باشد. در مطالعات پیشین [11] با استفاده از دستگاهی اقدام به اندازه‌گیری نیروی اصطکاک در پدیده‌ی خستگی مالشی شده است؛ اما از آنجایی که با توجه به نحوه‌ی اندازه‌گیری فشار تماسی و نیروی اصطکاکی در این دستگاه خطا وجود دارد، لذا سعی بر آن است تا با طراحی یک مجموعه دقیق با انجام تست‌هایی تغییرات ضریب اصطکاک بررسی گردد. در این تحقیق با استفاده از یک روش علمی و دقیق جهت کاهش خطا به تغییرات ضریب اصطکاک در فشارهای تماسی گوناگون و بارهای محوری مختلف در آلیاژ آلومینیم T3-2024 AI که یکی از آلیاژهای مهم و پرکاربرد در صنایع هوافضا می‌باشد، بررسی شده است تا از نتایج آن بتوان در تحلیل‌های عددی اتصالاتی مانند اتصالات پیچی که از اتصالات پر کاربرد در سازه‌های فضایی می‌باشد، استفاده نمود.

2- تست‌های تجربی

همانگونه که در مقدمه بیان شد، یکی از اهداف این پژوهش تعیین ضریب اصطکاک در خستگی مالشی می‌باشد تا نتایج حاصل از آن اطلاعات بنیادین و کاربردی را در جهت طراحی بهینه در اختیار مهندسين طراح قرار دهد. از

1- Partial slip
2- Shot Blasting

3- fixture

2-3- تعیین نیروی پیش بار

برای تعیین مقدار گشتاور اعمالی به پیچ جهت محکم کردن آن و ایجاد فشار تماسی به نمونه، از یک گشتاورسنج با دامنه کوچک در حدود 0-20 N.m استفاده شده است. این گشتاورسنج، برای انجام پروژه‌هایی با دامنه اندازه گیری 0-18 N.m مناسب می‌باشد و کوچکترین مقدار قابل اندازه گیری آن 0.5 N.m است. در شکل 3 گشتاورسنج نشان داده شده است.

چنانچه قبلاً ذکر گردید، در پروسه‌ی خستگی مالشی دو پارامتر فشار عمودی و نیروی محوری بایستی وجود داشته باشد. برای تعیین میزان نیروی منتقله از یک قاب فولادی استفاده شده است. نحوه‌ی سنجش فشار عمودی بدین صورت می‌باشد که در اثر محکم کردن پیچ‌هایی که در دو سمت قاب موجود است، یک تنش کششی در قاب حاصل می‌شود. با استفاده از کرنش سنج‌هایی که در دو طرف قاب قرار داده شده است و استفاده از قانون هوک، می‌توان نیروی پیش بار و فشار تماسی را تعیین نمود.

$$\frac{F}{2} = \sigma A_f \quad (1)$$

با قرار دادن $\sigma = E\varepsilon$ در معادله‌ی فوق نیروی عمودی حاصل می‌شود:

$$\frac{F}{2} = E\varepsilon A \quad (2)$$

که A_f سطح مقطع قاب در محل کرنش سنج‌ها می‌باشد و در نتیجه فشار تماسی در پایه پد آلومینیومی از رابطه‌ی (3) حاصل می‌شود:

$$P = \frac{F}{2A_{pb}} = E\varepsilon \quad (3)$$

که A_{pb} سطح در حال تماس پد آلومینیومی با نمونه‌ی تحت بار سیکلی می‌باشد. در این پژوهش از دو فشار عمودی (در پد آلومینیومی شکل 1-د) و دو تنش محوری (در نمونه سیکلی شکل 1-و) جهت بدست آوردن ضریب اصطکاک استفاده گردید که در جدول 2 ارائه شده است.

2-4- تعیین نیروی اصطکاک

برای تعیین نیروی اصطکاک با استفاده از کرنش سنج‌هایی که در بالا و پایین پد آلومینیومی نصب شده است (شکل 4)، کرنش میانگین محاسبه می‌گردد. لازم به ذکر می‌باشد با توجه به اینکه دستگاه مورد نظر متقارن می‌باشد، در نتیجه دو کرنش سنج دیگر در بالا و پایین پد آلومینیومی دیگر قرار دارد. در این تست ابتدا کرنش میانگین در هر پد را حساب کرده، و سپس مجدداً از دو کرنش میانگین حاصل شده، میانگین گرفته می‌شود. این میانگین کرنش



Fig. 3 Torque meter

شکل 3 گشتاور سنج جهت تعیین گشتاور اعمالی

جدول 2 فشارهای تماسی و بارهای خستگی اعمالی

Table 2 applied contact pressures and fatigue loadings

فشار تماسی (مگا پاسکال)	ماکزیمم تنش اعمالی (مگا پاسکال)
20	203
	365
40	203
	365

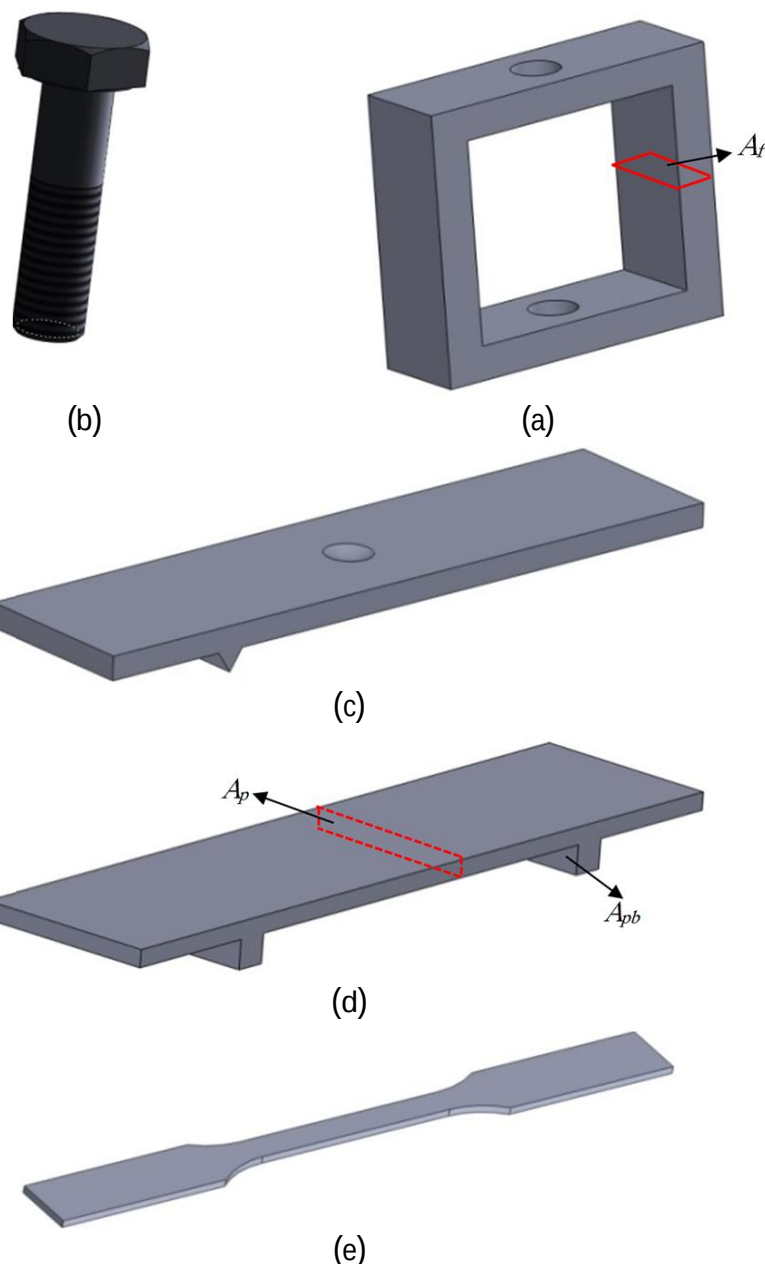


Fig. 1 components of designed device a) fixture b) normal loading adjusting screw c) normal loading transferring pad d) Aluminum pad e) specimen design under axial loading

شکل 1 اجزا دستگاه طراحی شده جهت تست (a) قاب (b) پیچ انتقال بار عمودی (c) پد انتقال دهنده‌ی نیروی عمودی (d) پد آلومینیومی (e) نمونه برای بارگذاری سیکلی

جدول 1 مشخصات مکانیکی مواد مصرفی

Table 1 mechanical properties of materials

آلیاژ	مدول الاستیسیته (گیگا پاسکال)	نسبت پواسون
Al2024-T3	71.1	0.33
فولاد	200	0.29

کرنش سنج‌های قاب جهت اندازه‌گیری نیروی پیش بار و از کرنش سنج‌های پد جهت اندازه‌گیری نیروی اصطکاک استفاده می‌شود. نحوه‌ی تعیین نیروی پیش بار و تعیین نیروی اصطکاک و به تبع آن ضریب اصطکاک در بخش بعدی ارائه شده است.

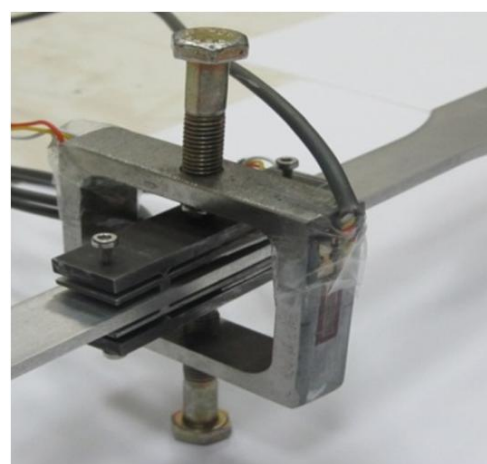


Fig. 2 test assembly

شکل 2 مجموعه‌ی مونتاژ شده

هر چه بار محوری افزایش یابد، لغزش نسبی آشکار شده و علائم آسیب مالش سطحی تا حدودی ظاهر می‌گردد. مودهای لغزش نسبی با افزایش فشار تماسی به صورت زیر می‌تواند تغییر کند: فقط ناحیه‌ی لغزش²، ناحیه‌ی چسبان باریک همراه با ناحیه‌ی لغزش پهن³ و ناحیه‌ی چسبان پهن همراه با ناحیه‌ی لغزش باریک⁴. زمانی که فشار تماسی کم باشد، ناحیه‌ی چسبان باریک حاکم می‌باشد و هنگامی که فشار تماسی خیلی کم باشد، تمام منطقه‌ی تماس با ناحیه‌ی لغزشی اشغال می‌شود. در فشارهای تماسی پایین، مقدار نیروی اصطکاک برای شکستن ناهمواری‌های سطوح کافی نمی‌باشد. در فشارهای تماسی بزرگ، اصطکاک کافی برای تغییر فرم پلاستیک و شکستن ناهمواری‌های بین سطوح در حال تماس و بوجود آمدن ذرات ناخالصی اکسیدی، تولید می‌شود.

نحوی تغییر ضریب اصطکاک در فشار عمودی 20 MPa و بارهای سیکلی 203 MPa و 365 MPa در هر یک از پدهای دو طرف نمونه در شکل 6 نشان داده شده است.

نحوی تغییر ضریب اصطکاک در نیروی عمودی 40 MPa و بارهای سیکلی 203 MPa و 365 MPa در هر یک از پدهای دو طرف نمونه در شکل 7 نشان داده شده است.

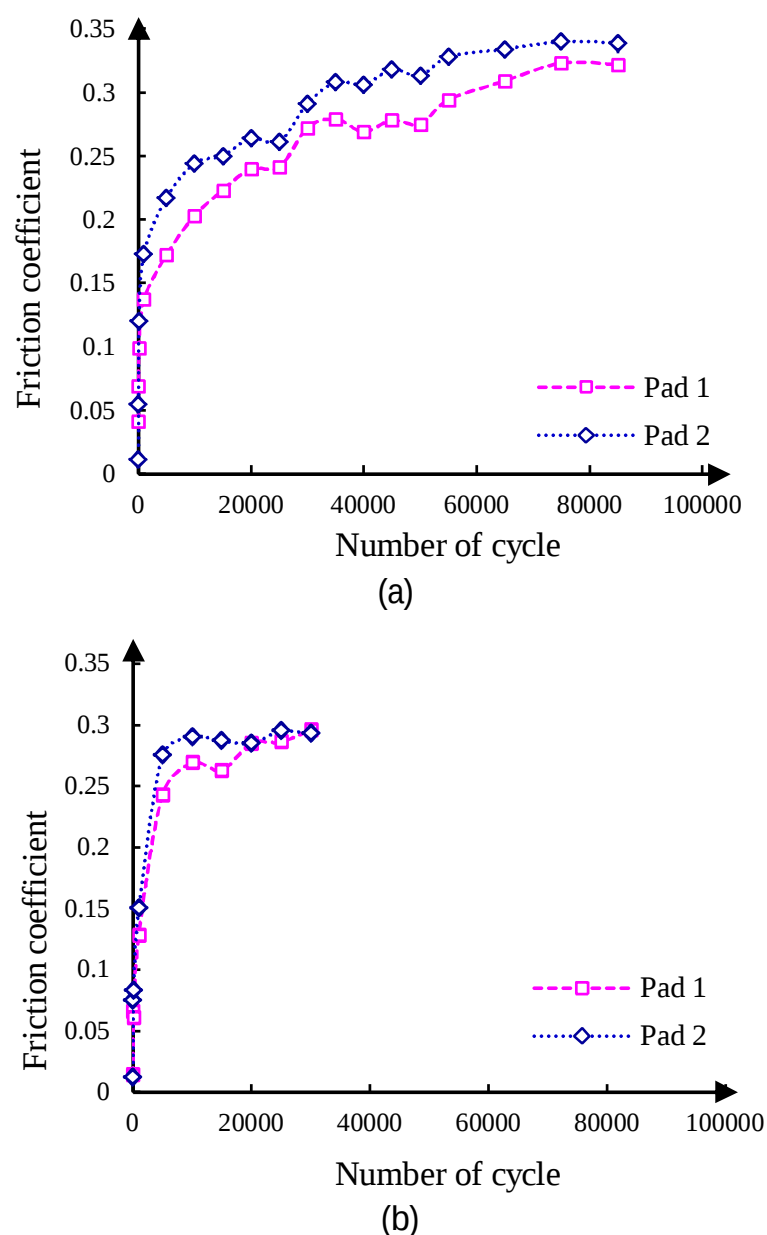


Fig. 6 variation of friction coefficient in aluminum pads at both side of test assembly at contact pressure 20 MPa a) load 203 MPa b) load 365 MPa

شکل 6 تغییر ضریب اصطکاک در فشار تماسی 20 MPa در هر یک از پدهای طرفین دستگاه الف) بار سیکلی 203 MPa ب) بار سیکلی 365 MPa



Fig. 4 strain gauge on aluminum pad

شکل 4 کرنش سنج‌های نصب شده بر روی پد آلومینیومی

که از کرنش میانگین در هر پد حاصل شده است، مبنای تعیین ضریب اصطکاک می‌باشد. لازم به توضیح می‌باشد که کرنش‌های میانگین در پدها تفاوت چندانی با هم نداشته و استفاده از آن‌ها برای اطمینان از عدم وجود خطا در سیستم می‌باشد.

با توجه به این که دستگاه اندازه‌گیری تغییر ضریب اصطکاک، یک دستگاه کاملاً متقارن می‌باشد لذا کرنش میانگین از کرنش‌سنج‌های هر پد آلومینیومی که در دو طرف نمونه‌ی تحت بارگذاری سیکلی وجود دارد، به دست می‌آید.

2-5- تست‌های سیکلی

به منظور انجام تست‌های سیکلی بر روی نمونه‌های آماده شده از دو فشار عمودی 20 MPa و 40 MPa استفاده شده است. تست‌های سیکلی برای دو تنش با مقدار ماکزیمم 203 MPa و 365 MPa با مقدار مینیمم صفر صورت گرفت. برای انجام تست‌های سیکلی از دستگاه زویک/رولرآمسler¹ استفاده شده است. بارگذاری اعمالی از نوع سینوسی با نسبت بار صفر می‌باشد. تست‌ها در دمای اتاق با فرکانس 12 هرتز انجام شده‌اند. مشخصات بارگذاری سیکلی از طریق نرم افزار نصب شده در کامپیوتر دستگاه تست سیکلی تعیین شده است. در شکل 5 مجموعه‌ی مونتاژ شده در دستگاه تست سیکلی نشان داده شده است.

3- بحث و نتایج

نیروی اصطکاک یا از طریق درگیر شدن مستقیم ناهمواری‌های سطوح در حال تماس و یا از طریق به تله افتادن ذرات اکسیدی در بین ناهمواری‌های سطوح بوجود می‌آید. سطوح در حال تماس در بارهای محوری پایین اساساً در یکدیگر قفل شده و در نتیجه لغزش نسبی قابل توجهی هم دیده نمی‌شود.

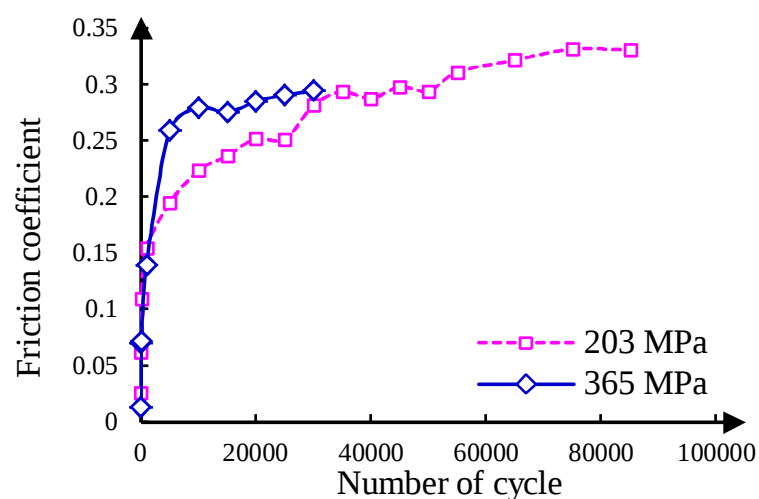


Fig. 5 fretting fatigue test assembly in fatigue machine

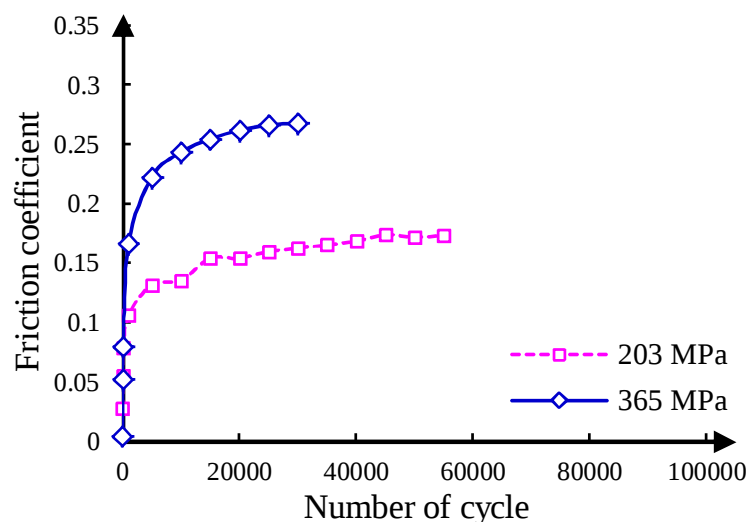
شکل 5 مجموعه‌ی مونتاژ شده در دستگاه تست سیکلی

2- Only slip region
3- narrow stick region+wide slip region
4- wide stick region+ narrow slip region

1- Zwick/RoellAmsler HA250



(a)



(b)

Fig. 8 The variation of friction coefficient with respect to number of fretting cycles (a) contact pressure 20 MPa (b) contact pressure 40 MPa

شکل 8 استفاده از کرنش میانگین پدهای دو طرف دستگاه برای تعیین تغییر ضریب اصطکاک (الف) فشار تماسی 20 MPa (ب) فشار تماسی 40 MPa

برای یک فشار عمودی مشخص، تنش اصطکاکی شدیداً تحت تأثیر تنش محوری می‌باشد. هر چه تنش محوری اعمالی بیشتر باشد، تنش اصطکاکی نیز بزرگتر است (شکل 9).

شکل 10 نحوه تغییرات ضریب اصطکاک پایدار شده بر حسب تنش سیکلی اعمالی را نشان می‌دهد. هرچه تنش محوری افزایش می‌یابد، لغزش نسبی افزایش می‌یابد و این امر موجب آسیب مالشی بیشتر می‌گردد، در نتیجه افزایش آسیب مالشی ضریب اصطکاک بیشتر شده و از اینرو نیروی اصطکاک افزایش می‌یابد.

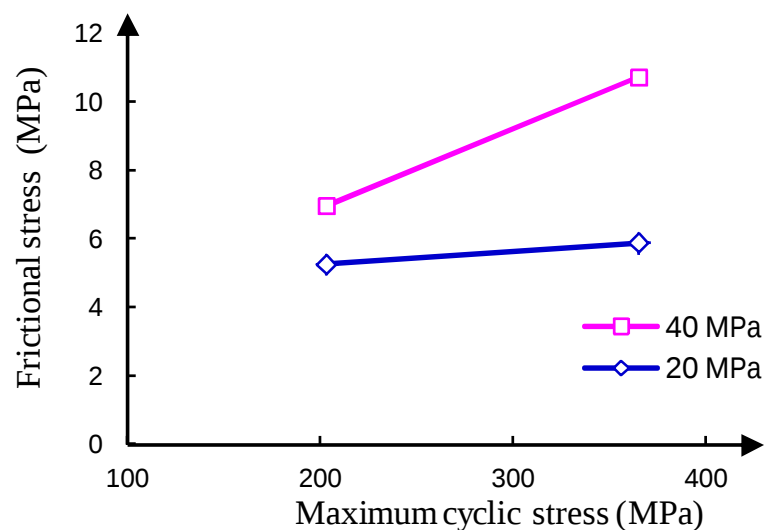
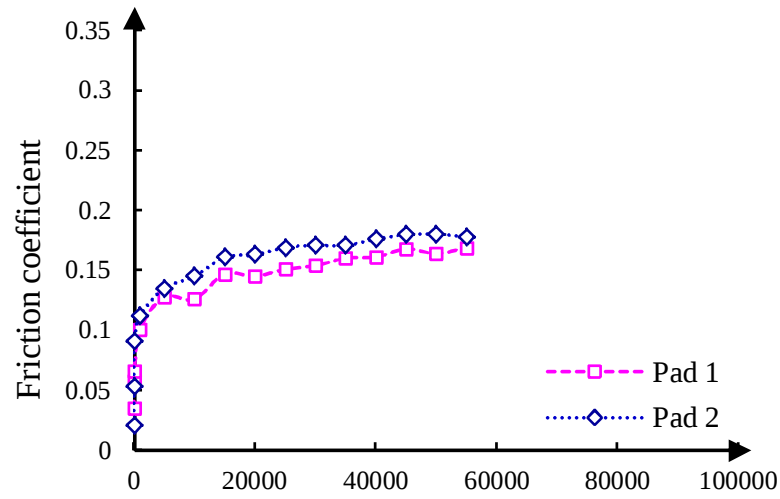
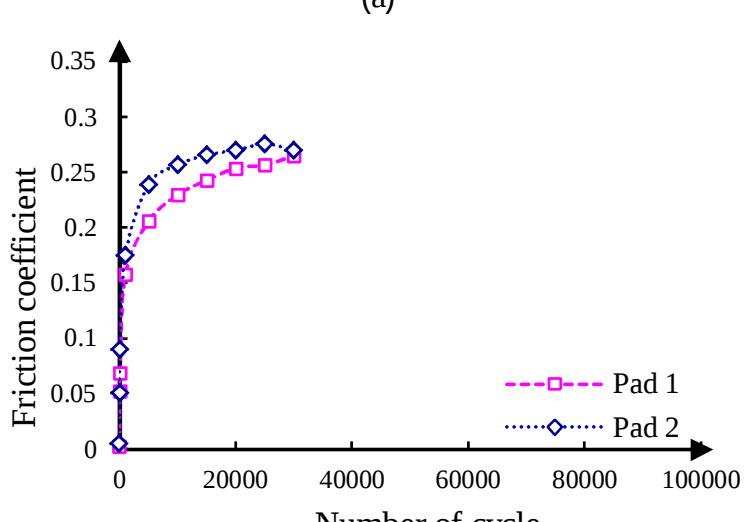


Fig. 9 variation of stabilized frictional stress amplitude with maximum cyclic stress level at different contact

شکل 9 تغییرات دامنه‌ی تنش اصطکاکی با ماکزیمم بار محوری در فشارهای تماسی مختلف



(a)



(b)

Fig. 7 variation of friction coefficient in aluminum pads at both side of test assembly at contact pressure 40 MPa a) load 203 MPa b) load 365 MPa

شکل 7 تغییر ضریب اصطکاک در فشار تماسی 40 MPa در هر یک از پدهای طرفین دستگاه (a) بار سیکلی 203 MPa (b) بار سیکلی 365 MPa

نظر به اینکه دستگاه مورد نظر کاملاً متقارن می‌باشد و با توجه به وجود دو پد در دو طرف نمونه، دو کرنش میانگین را می‌توان قرائت نمود. در شکل 8 از میانگین دو کرنش میانگین بدست آمده در هر پد جهت تعیین تغییر ضریب اصطکاک استفاده شده است.

شکل 8 تغییرات ضریب اصطکاک را بر حسب تعداد سیکل‌های بارگذاری در تنش‌های محوری و فشارهای تماسی متفاوت نشان می‌دهد. در همه‌ی حالات ضریب اصطکاک از یک مقدار مینیمم شروع شده و به سرعت به حالت پایدار می‌رسد. شکل 8 نشان می‌دهد که در فشارهای تماسی بالا ضریب اصطکاک در تنش‌های محوری بالا و پایین تفاوت چشمگیری با یکدیگر دارند در حالیکه در فشارهای تماسی پایین تفاوت چندانی بین ضریب اصطکاک در تنش‌های محوری بالا و پایین دیده نمی‌شود.

در ابتدای آزمایش، افزایش تدریجی در نیروی اصطکاک و کاهش در ناحیه‌ی لغزش بزرگ¹ مشاهده می‌شود. در حین وضعیت لغزش بزرگ، ناهمواری‌های تماسی بزرگتر شکسته شده و منجر به افزایش سطح تماس ناهمواری‌ها می‌گردد که باعث توسعه‌ی شرایط لغزش کوچک² می‌شود. بعد از تعداد معینی سیکل تحت شرایط لغزش کوچک، به نقطه‌ای رسیده می‌شود که تمام بار اصطکاکی فقط سبب تغییر شکل الاستیک ناهمواری‌های سطوح می‌شود [12]. همزمان با این وضعیت، زبری سطوح نیز افزایش می‌یابد [13].

1- Macro-slip
2- Micro-slip

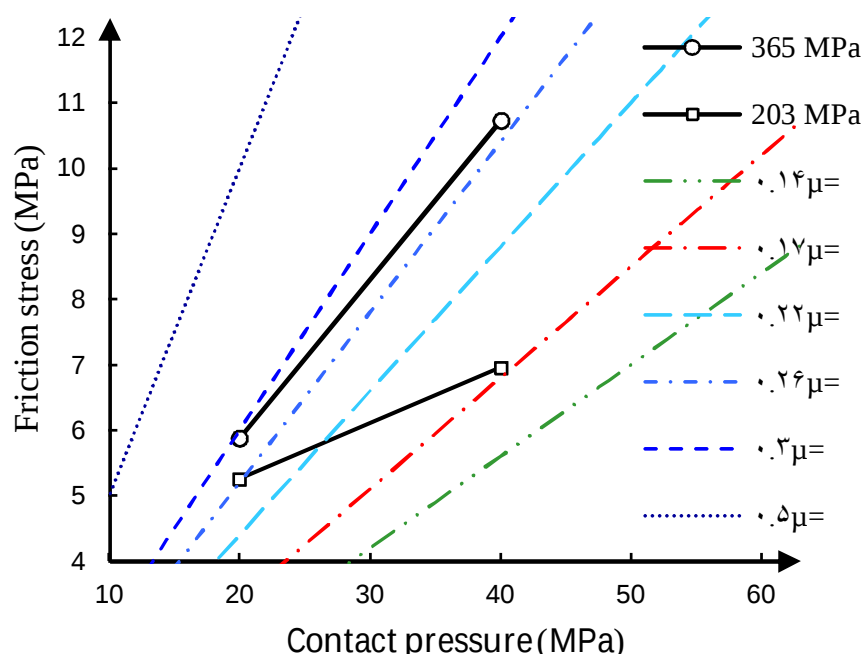


Fig. 12 Relation among frictional stress amplitude, contact pressure and friction coefficient in stabilized condition

شکل 12 ارتباط بین دامنه‌ی تنش اصطکاکی، فشار تماسی و ضریب اصطکاک در حالت پایدار

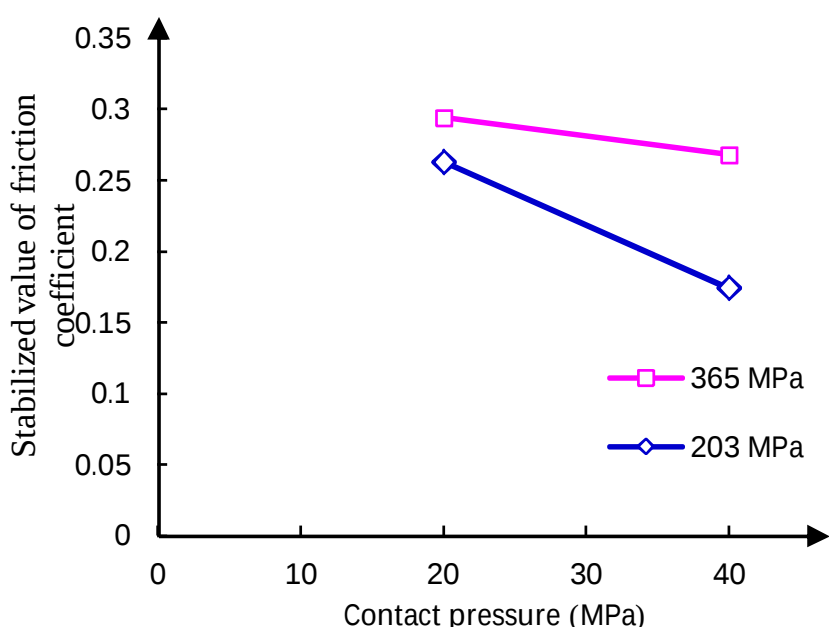


Fig. 13 Variation of stabilized friction coefficient with applied contact pressure

شکل 13 تغییرات ضریب اصطکاک پایدار شده با فشار تماسی

4- شبیه‌سازی

به منظور تحلیل عددی به روش المان محدود، مدل‌سازی در محیط نرم افزار انسیس نسخه ی 14.0 انجام شده است. برای صرفه‌جویی در زمان حل و با توجه به اینکه مدل دارای دو محور تقارن می‌باشد، فقط یک چهارم مدل شبیه‌سازی شده است. برای مش‌بندی کل مدل از المان‌های سه بعدی سالیید 185¹ استفاده شده است. برای شبیه‌سازی مسأله تماس، المان‌های تماس بکار گرفته شده‌اند. این المان‌ها باعث می‌شود که سطوح تماس بدون وجود تداخل (نفوذ) با هم دیگر امکان تبادل نیرو داشته باشند. برای مدل کردن رفتار ماده از نتایج بدست آمده از آزمون کشش ساده آلیاژ آلومینیوم 2024-T3 استفاده شده است. به‌طوری که رفتار ماده به‌صورت الاستیک-پلاستیک با سخت‌شوندگی سینماتیکی [14] در نظر گرفته شده تا تحلیل‌ها هرچه بیشتر به واقعیت نزدیکتر باشند. با توجه به اینکه بررسی تنش‌ها در پد انتقال دهنده بار و ساچمه‌ی بین آن و پد آلومینیومی مد نظر نمی‌باشد لذا برای ماده‌ی پد انتقال دهنده‌ی بار و ساچمه رفتار الاستیک خطی فولاد مطابق جدول 1 استفاده شده است. در شکل 14 مدل المان محدود دستگاه نشان داده شده

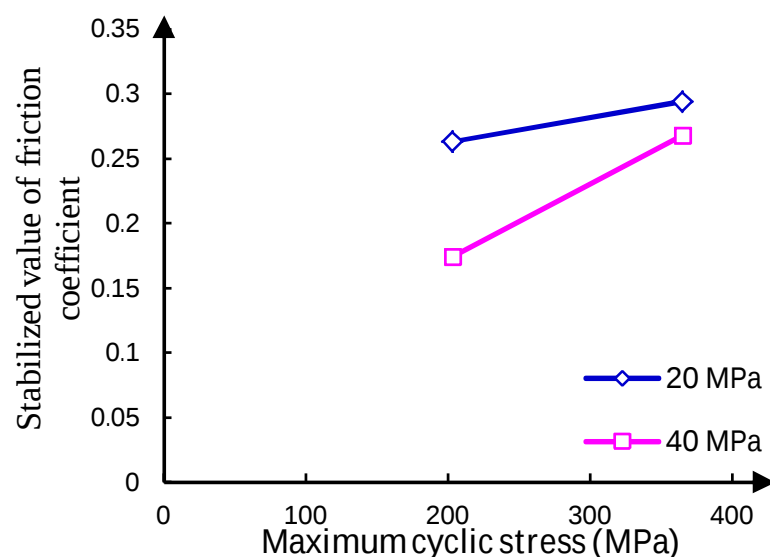


Fig. 10 Variation of stabilized friction coefficient with applied contact pressure

شکل 10 تغییرات ضریب اصطکاک پایدار شده با ماکزیمم بار محوری

تنش اصطکاکی پارامتری مهم در لغزش نسبی دو سطح می‌باشد. در تنش محوری کم، لغزش جزئی چندانی بوجود نمی‌آید. این لغزش جزئی ناچیز از کاهش تنش اصطکاکی و کم بودن ضریب اصطکاک در تنش‌های محوری پایین قابل مشاهده است. با افزایش تنش محوری، لغزش جزئی افزایش پیدا کرده و سبب آسیب مالشی بیشتر در سطوح در حال تماس می‌شود که در شکل 11 نشان داده شده است.

در یک تنش محوری مشخص، تنش اصطکاکی با افزایش بار عمودی افزایش می‌یابد که در شکل 12 نشان داده شده است.

با در نظر گرفتن شکل 12 می‌توان به این نکته اشاره کرد که در یک تنش محوری مشخص با افزایش فشار تماسی، تنش اصطکاکی افزایش می‌یابد اما ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. این پدیده در شکل 13 که تغییرات ضریب اصطکاک در حالت پایدار نسبت به فشار عمودی می‌باشد، نیز نشان داده شده است.

در یک تنش محوری مشخص، در فشار تماسی کوچکتر ضریب اصطکاک بزرگتر مشاهده می‌شود. میزان نیروی اصطکاک جهت شکستن ناهمواری‌های بین سطوح کافی نبوده و در نتیجه منجر به ضریب اصطکاک بزرگتر می‌گردد. ضریب اصطکاک بصورت تدریجی با افزایش فشار تماسی کاهش می‌یابد. در فشارهای تماسی بزرگ، اصطکاک کافی برای تغییر فرم پلاستیک و شکستن ناهمواری‌های بین سطوح در حال تماس و بوجود آمدن ذرات ناخالصی اکسیدی، تولید می‌شود که باعث کاهش مقادیر ضریب اصطکاک می‌شود.

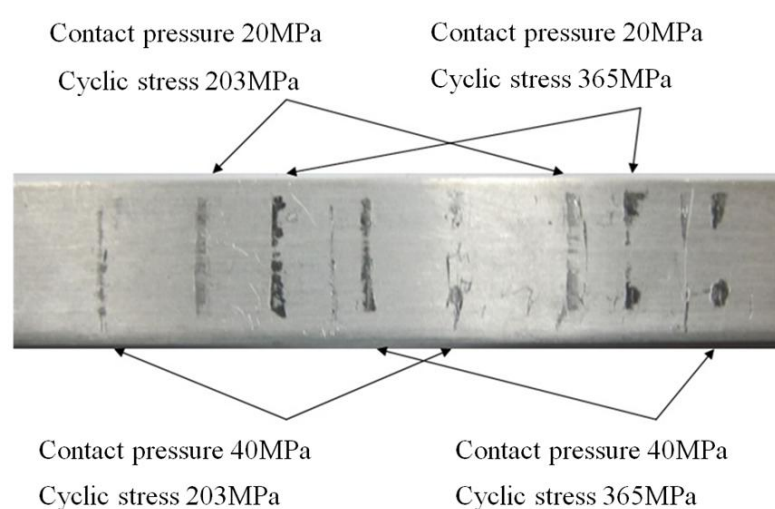
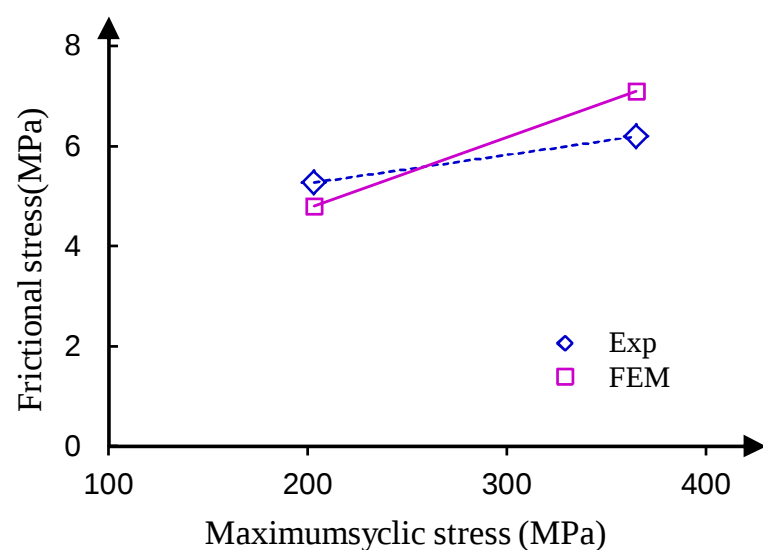
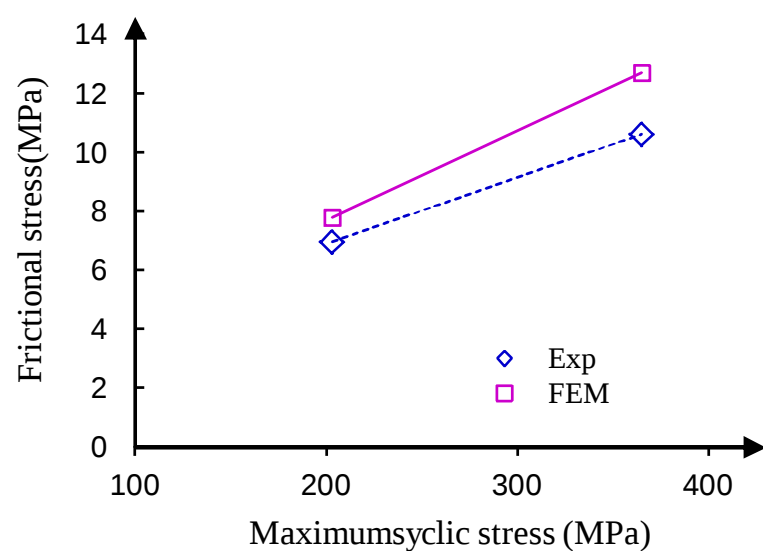


Fig. 11 Fretting damage effect in different contact pressure and cyclic stress

شکل 11 اثرات سایش ناشی از خستگی مالشی بر روی نمونه‌ی تحت بارگذاری سیکلی



(a)



(b)

Fig. 15 Comparison between experimental and numerical results for the variation of stabilized frictional stress amplitude with maximum cyclic stress level (a) contact pressure 20MPa (b) contact pressure 40 MPa.

شکل 15 مقایسه‌ی بین نتایج تجربی و عددی برای تغییرات دامنه‌ی تنش اصطکاکی با ماکزیمم بار محوری الف) فشار تماسی 20 MPa ب) فشار تماسی 40 MPa

از تغییرات ضریب اصطکاکی که بصورت تجربی بدست آمده برای شبیه‌سازی تنش اصطکاکی استفاده شده است. نتایج بدست آمده تطابق قابل قبولی را بین مقادیر تنش اصطکاکی تجربی و شبیه‌سازی نشان می‌دهد. از نتایج حاصل از این پژوهش می‌توان در تحلیل‌های عددی نظیر تخمین عمر که ضریب اصطکاک پارامتری تعیین کننده در توزیع تنش‌ها می‌باشد، استفاده نمود.

6- مراجع

- [1] R. B. Waterhouse, *Fretting corrosion*, pp. 161-178, New York: Pergamon Press; 1972.
- [2] J. M. Dobromirski, Variables of fretting process: are there 50 of them? In: M. Helmi Attia and R.B. Waterhouse, Editors, *Standardization of fretting fatigue tests and equipment*, ASTM STP 1159, American Society for Testing and Materials; 1992. pp. 60-66.
- [3] N. K. Ramakrishna-Naidu, S. G. Sundara-Rama, Effect of contact pressure on fretting fatigue behaviour of Al-Mg-Si alloy AA6061, *International Journal of Fatigue*, Vol. 27, No. 3, pp. 283-291, 2005.
- [4] D. A. Hills, D. Nowell, *Mechanics of Fretting Fatigue*, pp. 113-122, Dordrecht: Kluwer Academic Publisher, 1994.
- [5] O. Jin, S. Mall, Effects of slip on fretting behaviour: experiments and analyses, *Wear*, Vol. 256, No. 7-8, pp. 671-684, 2004.

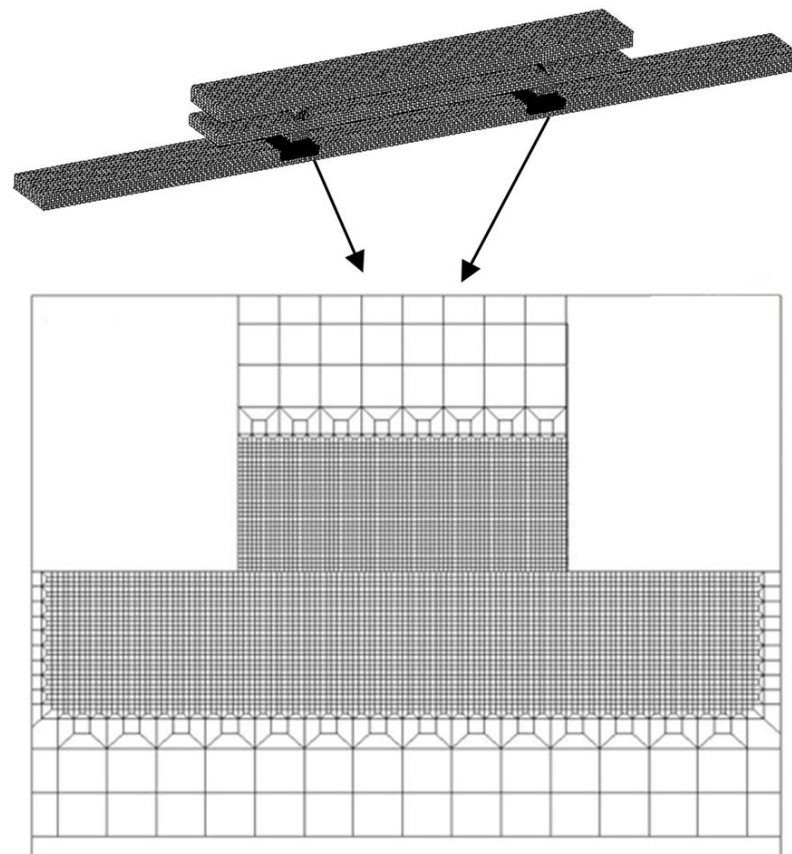


Fig. 14 Finite element model

شکل 14 مدل المان محدود

است. با توجه به اینکه نمونه‌ی تحت بارگذاری سیکلی در معرض پدیده‌ی خستگی مالشی قرار دارد، از اینرو اندازه المان‌ها در این ناحیه کاملاً ریز شده است. ابعاد المان‌ها در این ناحیه $15 \times 15 \times 15$ میکرو متر می‌باشد.

با توجه به اینکه در شبیه‌سازی انجام گرفته، نیاز است که ضریب اصطکاک به عنوان یک پارامتر ورودی داده شود، لذا در این جا از ضریب اصطکاک حالت پایدار در بارهای عمودی و تنش‌های سیکلی مختلف استفاده شده است. در شکل 15 مقایسه‌ی بین نتایج تجربی و عددی برای تنش اصطکاکی ارائه شده است. شکل 15 نشان می‌دهد که نتایج عددی انطباق خوبی با نتایج تجربی دارد به طوریکه خطای نتایج عددی از تجربی کمتر از 20 درصد می‌باشد.

5- نتیجه‌گیری

هدف از انجام پژوهش حاضر تعیین تغییر ضریب اصطکاک در سیکلی مالشی در آلیاژ آلومینیوم Al2024-T3 می‌باشد. با توجه به مکانیزم طراحی شده و کرنش سنج‌های بکار گرفته شده در بالا و پایین هر دو پد و نیز نحوه‌ی انتقال بار عمودی به پد آلومینیومی و مقایسه‌ی این دستگاه با نمونه‌های مشابه که بار عمودی مستقیماً به پد مالشی وارد می‌شود و کرنش‌سنج‌ها نصب شده اثرات خمش را نیز ثبت می‌کنند، می‌توان پیش‌بینی نمود که نتایج حاصل شده برای تعیین تغییرات ضریب اصطکاک از دقت بالایی برخوردار می‌باشد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که در تست‌های انجام گرفته ضریب اصطکاک از یک مقدار مینیمم شروع شده و پس از طی چند هزار سیکل (با توجه به بار عمودی و بار سیکلی متفاوت می‌باشد) به یک مقدار ثابت می‌رسد.

پارامتر تعیین کننده در لغزش جزئی، تنش اصطکاکی می‌باشد. هر چه تنش اصطکاکی بیشتر باشد، آسیب مالشی نیز بیشتر است. در یک بار عمودی معین، با افزایش تنش محوری، تنش اصطکاکی و ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد و در یک بار محوری معین با افزایش تنش عمودی، تنش اصطکاکی افزایش یافته اما ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد.

- [11] G. H. Majzoobi, R. Hojjati, M. Nematian, E. Zalnejad, A. R. Ahmadkhani and E. Hanifepoor, A new device for fretting fatigue testing, *Transactions of The Indian Institute of Metals*, Vol. 63, No. 2-3, pp. 493-497, 2010.
- [12] DB.Rayaprolu ,R.Cook *critical review of fretting fatigue investigations at the Royal aerospace establishment*. In: Helmi Attia M, Waterhouse RB, editors. Standardization of fretting fatigue tests and equipment. ASTM STP 1159. Philadelphia: American Society for Testing and Materials; 1992. pp. 129–152.
- [13] W. D. Milestone, J.T. Janeczko, Friction between steel surfaces during fretting, *Wear*, Vol. 18, No. 1, pp. 29–40, 1971.
- [14] T. N. Chakherlou, M. Mirzajanzadeh, J. Vogwell, Experimental and numerical investigation into the effect of an interference fit on the fatigue life of double shear lap joints, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, No. 7, pp. 2066-2080, 2009.
- [6] I. R. McColl, K. Ding, S.B. Leen, Finite element simulation and experimental validation of fretting wear, *Wear*, Vol. 256, No. 11-12, pp.1114-1127, 2003.
- [7] J. J. Madge, S.B. Leen, P.H. Shipway, The critical role of fretting wear in the anaysis of fretting fatigue, *Wear*, Vol. 263, No. 1-6, pp. 542-551, 2007.
- [8] G. W. Stachowiak, A. W. Batchelor, *Engineering Tribology*, Third Edition, pp. 621-638, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2005.
- [9] N. K. Ramakrishna-Naidu, S. Ganesh Sundara-Rama, Effect of shot blasting on plain fatigue and fretting fatigue behaviour of Al-Mg-Si alloy AA6061, *International Journal of Fatigue*, Vol. 27, No. 3, pp. 323-331, 2005.
- [10] Y. Fu, J. Wei, A. W. Batchelor, Some considerations on the mitigation of fretting damage by the application of surface-modification technologies, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 99, No. 1-3, pp. 231-245, 2000.