

## Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 52(8) (2020) 527-528 DOI: 10.22060/mej.2019.15509.6143

## Investigation on the Effect of Pressure and Radius of Contact Surface Curvature on the Friction Coefficient in Contact Surfaces of Interference Fit Joints

K. Abbasi<sup>1\*</sup>, H. Ehsasi<sup>2</sup>

1 Department of Mechanical Engineering, Azad University, Eslam Abad-E-Gharb Branch, Kermanshah, Iran 2 Department of Mechanical Engineering, Azad University, Kermanshah

ABSTRACT: Interference fit joints are widely used to produce tight joints. Interference fit joints could be

**Review History:** 

Received: 2018/12/26 Revised: 2019/02/19 Accepted: 2019/05/05 Available Online: 2019/05/27

#### **Keywords:**

Interference fit joint Friction coefficient Interference value Pressure Finite element modeling

applied under dynamics and statics design loads, successfully. Interference fit joints are always imperfect and also affected by some parameters which directly affect the operation of these joints. For instance, the contact surface of every manufactured joint part is not a perfect cylinder and always there are some form defects. The variation of these parameters could affect the performance and strength of interference joints, so these parameters should be considered. Some effective parameters on the strength of interference fit joints are friction coefficient, roughness, materials properties, dimensions and geometric irregularities of contact surfaces. In this study, the effect of diameter of shaft and interference value variation on the friction coefficient in contact surface and strength of joints are investigated. Finite element results are interacted with experimental ones to estimate friction coefficients. Also, factorial method, which is a statistical method for design of experiments, is used to analyze the effects of pressure, which is vary by variation of interference, and radius of contact surface curvature on friction coefficient and strength of joints. Results indicate that the friction coefficient changes with diameter of interference surface, inversely and increase of interference and consequently, pressure leads to growth of friction coefficient.

#### **1-Introduction**

Todays, interference fit joints have a high degree of importance in the industry and the application of this type of joints are growing. These joints are easily balanced through the rotating structure and can easily be used in conjunction with the rotating machines. Interference joints can also be used to repair rotary parts and to restore damaged surfaces in rotating machines [1]. examined the effects of form defects in the contact surface of interference fit joints on the strength properties of them, and Sogalad et al. [2] investigated the bearing load capacity of interference fit joints, considering of form defects by means of finite element method. Also, Boutoutaou et al. [3] considered rough contact surfaces using the elastic contact model and Fourier analysis of micro curvature in contact surface. So, it is clear that the finite element method is the proper tools to analyze interference joints.

The common method of estimating of stress field at the interference fit joints is Lamé method [4]. In most of the previous researches, a default value was applied for friction coefficient for further investigations. Seifi and Abbasi [5] presented a method to estimate the friction coefficient in the contact surface of the interference fit joints; The estimated friction coefficient is depended on the geometry of the contact surface.

In this research, it is tried to analyze the effect of pressure and shaft diameter on the friction coefficient in the interference fit joints using Finite Element Analysis (FEA) and experimental

results. Also, the interaction of investigated parameters on friction is analyzed statistically. The friction coefficient was derived by Seifi and Abbasi [5] method.

#### 2- Methodology

In this study shaft and the bush connection are considered, that are widely used in the industry. AISI 4140 steel was used to manufacture shafts. The shaft parts were made using turning operations in two 30 and 15 mm diameters and 30 and 13 mm in length, respectively. For each diameter, two shafts specimens are prepared with an interference diameter of 0.02 mm and 0.03 mm. The inner ring of roller bearings with designation numbers NA6906 and NA4902 are used to create interference joints. The dimensions of these rings are 30 mm and 15 mm for internal diameters, respectively, and 35 mm and 20 mm outer diameters respectively. Bushes dimensions are precise but form defects were observed in the shafts. So, accurate optic scanner was used to extract actual geometry of shafts. In next step, using ABAQUS software, the exact models of the shaft were joined with the perfect cylindrical model of the bush and analyzed for further Finite Element (FE) investigations. In order to apply the material properties in the software, the tensile tests were performed on standard samples made from shaft and bush materials and the properties of the materials were extracted and applied to the software. Also, roughness was measured by a portable device.

\*Corresponding author's email: kavehabasi@gmail.com



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://mej.aut.ac.ir/article\_3447.html.

To assemble the joint parts, without damaging the interference surfaces, the shafts were cooled down by liquid Nitrogen and the bushes were heated in an industrial oven, and finally, the parts were assembled without applying external force.

After that, a designed fixture with the universal testing machine was used to extract shafts from bushes and push out forces were measured. These forces are called extraction strength.

Based on the method proposed by Seifi and Abbasi [5] to extract friction coefficient it is necessary to calculate the normal force on the interference surface using finite element analysis. The value of this force can be derived from the following equation:

$$F_N = \int \sigma_r dA \tag{1}$$

Since the amount of extraction strength in the finite element analysis is obtained from the following equation:

$$ES = \mu \times F_N = \mu \int \sigma_r dA \tag{2}$$

By dividing the extraction strength by default friction coefficient, the value of normal force can be obtained. Finite element model for 4 specimens was constructed and extraction strength and normal force were derived from FE model.

#### **3- Results and Discussion**

It is clear that by dividing the empirical extraction strength by the FE normal force a new estimation of the friction coefficient will be yielded. This estimation could be corrected through the repetition of FE analysis with improved values of the friction coefficient. The repetition process continues until the convergence to the certain value of friction coefficient. Using this method, four friction coefficients were obtained for samples with different diameters and different interferences. Table 1 illustrated the experimental extraction strength values, the initial finite element extraction strengths, the FE normal force, the pressure at the interference surface and the estimated friction coefficient.

In the next step, using Taguchi method, the effect of interference and diameter on the experimental extraction strength and the friction coefficient of the interference surface can be statistically analyzed.

Table 1. Comparison of numerical	and experimental results of
extraction strength and estimated	friction coefficient of shaft

	Part A	Part C	Part E	Part G
Shaft Diameter(mm)	15	15	30	30
interference value (μm)	15	10	15	10
Experimental Extraction Strength (N)	43733	23329	62228	28279
FE Extraction Strength (N)	11237.42	7472.25	16697.09	10473.94
Normal Force (N)	56187.11	37361.23	83485.44	52369.69
FE Pressure (Mpa)	59.12	30.65	21.09	10.77
Estimated Friction Coefficient	0.775	0.622	0.743	0.538

Zero value of P-values indicates that the selected parameters have a significant effect on the pressures and friction coefficients. Also, the relationship between the diameters and the amount of interference and the extraction strength obtained from the factorial analysis was presented as follows:

#### $ES = 9439 - 1632 \times D + 1015613\delta + 192294D\delta \tag{3}$

Using statistical analysis, the proposed relationship between the amount of friction coefficient and the two parameters of diameter and interference is presented as follows:

$$f = 0.504 - 0.01253D + 20.20\delta + 0.6933D\delta \tag{4}$$

The Eq. (3) were validated by predicting the results of an experimental extraction strength test. The predicted value from the equation for a part with 30 mm diameter and the 20  $\mu$ m radial interference was equal to 966167.66N, and the experimental result was 91508 N. The relative error of statistical prediction of the experimental test was around 5.09%, which is acceptable.

#### **4-** Conclusion

1. Generally, for interference fit joints that have the same surface roughness, it is clear that by increasing the interference, the pressure in the interference surface and the extraction strength will increase. Also, it is concluded that the extraction strength is grown by increasing the diameter of the shaft. On the other hand, it is illustrated that the increase in diameter results in the reduction of friction coefficient. Another important point is that increasing the interference and consequently pressure will result in the friction coefficient growth. Also, it is seen that the variation in the pressure is not as effective as diameters on the variation of friction coefficient.

2. Also, using a factorial analysis, it was clear that the parameters of the radius of the contact surface (diameter) and the pressure (interference) have a significant effect on the friction coefficient and the extraction force.

3. Finally, the results of this study can be summarized in the direct relationship between pressure and friction coefficient at the interference surface of the interference fit joints and, of course, the inverse relationship between radius of the interference surface and the friction coefficient of in the interference surface.

#### **5- References**

- M. Jafari, K. Abbasi, Restoring Scrapped Turbine Bearing Supports of GM Turbochargers Through Optimized Press-Fit Interference Bushing, Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 42(1) (2018) 51-56.
- [2] I. Sogalad, H. Ashoka, N.S. Udupa, Influence of cylindricity and surface modification on load bearing ability of interference fitted assemblies, Precision Engineering, 36(4) (2012) 629-640.
- [3] H. Boutoutaou et al., M. Bouaziz, J.-F. Fontaine, Modelling of interference fits with taking into account surfaces roughness with homogenization technique, International journal of mechanical sciences, 69 (2013) 21-31.
- [4] S. Timoshenko, Strength of Materials, Part II: Advanced theory and problems, Van Nostrand Reinhold, 1958.
- [5] R. Seifi, K. Abbasi, Friction coefficient estimation in shaft/bush interference using finite element model updating, Engineering Failure Analysis, 57 (2015) 310-322.

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر



## بررسی تأثیر فشار و شعاع انحنای سطح بر ضریب اصطکاک در سطح تماس اتصالات

کاوه عباسی'\*، هژیراحساسی <sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> دانشکده فنی و مهندسی، واحد اسلام آباد غرب، دانشگاه آزاد اسلامی، اسلامآباد غرب، کرمانشاه، ایران <sup>۲</sup>دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی، کرمانشاه، ایران

تاریخچه داوری: دریافت: ۵۵–۱۰–۱۳۹۷ بازنگری: ۳۰–۱۱–۱۳۹۷ پذیرش: ۱۵–۰۲–۱۳۹۸ ارائه آنلاین: ۶۶–۲۳–۱۳۹۸

> کلمات کلیدی: اتصال تداخلی ضریب اصطکاک میزان تداخل فشار مدلسازی اجزا محدود

خلاصه:اتصالات تداخلی به صورت گسترده در صنعت مورد استفاده قرار می گیرند. این اتصالات در معرض بارهای استاتیکی و دینامیکی پاسخگوی نیازهای طراحی هستند. اتصالات تداخلی همواره با عیوبی همراه هستند که بر کارکرد آنها اثر مستقیم دارند. برای نمونه در هر اتصالی سطح تماس اجزا ایده آل و استوانه ای کامل نیست و انحراف وجود دارد. این پارامترها از این جهت حائز اهمیت هستند که تغییراتشان بر روی کارآیی و استحکام اتصالات تداخلی تأثیر می گذارد. از جمله پارامترهای مؤثر بر استحکام اتصالات تداخلی ضریب اصطکاک، زبری، خواص مواد، ابعاد فیزیکی و نامنظمیهای ا منحسی سطحهای در تماس را میتوان بیان نمود. در این پژوهش با تغییر قطر و مقدار تداخل و در نتیجه آن، فشار در سطح تداخل، اثر این پارامترها بر استحکام اتصالات تداخلی ضریب اصطکاک در سطح تداخل مورد بررسی قرار گرفته است. برای استخراج ضریب اصطکاک از ترکیب نتایج تجربی و المان محدود استفاده شد. روشهای بررسی آماری فاکتوریل مورد استفاده قرار گرفت و اثرات فشار و قطر بر ضریب اصطکاک در سطح تداخل مورد بررسی قرار گرفته است. برای داد که رابطه قطر با ضریب اصطکاک در سطح تداخلی معدود استفاده شد. روشهای بررسی آماری فاکتوریل مورد براستفاده قرار گرفت و اثرات فشار و قطر بر ضریب اصطکاک و استحکام اتصال مورد بررسی قرار گرفته است. برای استفاده قرار گرفت و اثرات فشار و قطر بر ضریب اصطکاک و استحکام اتصال مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل نشان باعث افزایش ضریب اصطکاک در سطح تداخل اتصالات تداخلی معکوس است و افزایش تداخل و متعاقب آن فشار،

#### ۱– مقدمه

امروزه اتصالات در صنعت از درجه اهمیت بالایی برخوردار است و نیاز به ایجاد اتصال در جای جای صنعت روزافزون است. در این بین اتصالات تداخلی که از انطباق بین قطعات دوار حاصل می گردد از جنبههای متعدد اهمیت دوچندان یافته است. این اتصالات به واسطه ساختار دوار، به سادگی قابل بالانس کردن هستند و میتوان به راحتی از آنها در کنار سیستم محرکه دوار در صنایع استفاده نمود. همچنین معیوب در قطعات نیز استفاده گردد [۱]. این اتصالات تا به امروز فراوانی در راستای بررسی قرار گرفته است. فعالیتهای مورت گرفته و بسیاری تلاش کردهاند تا در این راه از تحلیل اجزا محدود یاری بگیرند. به عنوان نمونه بوتوتائو و همکاران [۲] اثرات معیوب فرم در سطح اتصال بر روی مشخصههای استحکام اتصالات تداخلی را بررسی نمودند و سوگالاد و همکاران [۳] توانایی حمل بار

\* نویسنده عهدهدار مکاتبات: k.abbasi@iau-ea.ac.ir

اتصالات اجزا محدود را با توجه به عیوب فرم در آنها بررسی نمودند و در این راه تلاش نمودند تا با استفاده از تحلیل اجزا محدود اثرات انحراف از پروفیل استوانهای در سطح تداخل اتصالات را بر میدان تنش بررسی نمایند. در پژوهشی دیگر بوتوتائو و همکاران [۴] با استفاده از المانهای همگن شده تأثیرات زبری سطح در اتصالات تداخلی را مورد بررسی قرار دادند. جکسون و گرین [۵] در پژوهشی دیگر سطوح تماس زبر را با استفاده از مدل تماس ارتجاعی و تحلیل فوریه پستی بلندیهای سطح تماس، مورد بررسی قرار دادند. بنابراین استفاده از روش اجزا محدود در تحلیل اتصالات تداخل تا به امروز معمول و توانایی آن اثبات شده است.

از طرف دیگر در برخی از پژوهشهای دیگر استحکام اتصالات تداخلی با حضور چسبها مورد بررسی قرار گرفت. گالیلو و همکاران [۶] اثر چسب در استحکام اتصالات تداخلی و اثرات پارامترهای تریبولوژی سطح تداخل بر آن را مورد بررسی قرار دادند. ایشان نشان دادند که اثرات حضور چسب در سطح تداخل را میتوان در تغییرات ضریب اصطکاک سطح تداخل جستجو نمود. همچنین کوروکولوو

همکاران [۷] روشی عمومی برای محاسبه ضریب اصطکاک در سطح تماس قطعات مدور پیشنهاد نمودند. این روش برای محاسبه ضریب اصطکاک در سطح تماس سیستم تعلیق موجود در دوشاخه جلوی موتورسیکلت استفاده شد. در پژوهشی دیگرکوروکولو و همکاران [۸] امکان ابقای استحکام اتصالات تداخلی با جایگزینی مواد چسبنده با کاهش مقدار تداخل را بررسی نمودند. آنها از روش پیشین پیشنهاد شده برای محاسبه ضریب اصطکاک در بررسی چند مطالعه موردی اتصالات هیبریدی استفاده نمودند و بررسی خستگی اتصالات هیبرید را نیز به انجام رساندند [۹]. کوروکولو و همکاران [۱۰] اثر نسبت طول تداخل به قطر تداخل بر استحکام برشی اتصالات تداخلی را مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که این نسبت تأثیر ناچیزی بر استحکام برشی چسب دارد. همچنین مسجدی و خوانساری [۱۱] در یک مطالعه جامع تجربی اثرات زبری سطح بر تماس را مورد مطالعه قرار دادند. در بسیاری از این تحقیقات تلاش شده است که بتوان به انحا مختلف با كاهش تداخل استحكام اتصال تداخلي را حفظ نمود. در این مسیر، همواره توجه به تریبولوژی سطح یکی از جنبههای اثر گذار بوده است.

بطور کلی، دو عنصر فشار ناشی از تداخل و اصطکاک سطوح تماس شفت و بوش عامل ایجاد ارتباط بین قطعات و انتقال گشتاور و نیرو در اتصالات تداخلی بوده است. در استانداردها و روابط صنعتی ارائه شده برای طراحی این اتصالات، فارغ از خواص مواد، پارامتر تعیین کننده مقدار تداخل مطرح شده است. بررسیهای دقیق و پژوهشهای پیشین نشان میدهد که نحوه ایجاد اتصال در بین سطوح دارای تماس تابع پارامترهای بسیاری است. به عنوان نمونه ضریب اصطکاک در سطح تماس میتواند تابع پارامترهایی نظیر زبری و فشار باشد. استمبالسکی و همکاران [۱۲] در پژوهشی تلاش نمودند تا اندر کنش فشار و ضریب اصطکاک در سطح تماس را به صورت تابعی از فشار و سرعت لغزش تعیین کنند. همچنین کیم و همکاران [۱۳] در پژوهشی اصطکاک وابسته به فشار را تعیین نمودند و بیان نمودند که توزیع فشار نیز میتواند بر مقدار ضریب اصطکاک اثر بگذارد و در حقیقت اثر نحوه توزیع فشار بر ضریب اصطکاک را نیز مورد توجه قرار دادند. همچنین باور و زیسمان [۱۴] اثر فشار بر اصطکاک در سطح تماس روانکاری شده را بررسی نمودهاند. غالب پژوهشهای مذکور ضریب اصطکاک متأثر از فشار را در سطوح روانکاری شده بررسی

نمودهاند و به نظر می رسد این بررسی در اصطکاک کولمب و بدون روانکاری در سطوح تماس مغفول مانده است. که در این پژوهش تلاش می گردد اثر فشار و قطر بر نیروی استخراج و ضریب اصطکاک در سطح تماس اتصالات تداخلی بررسی گردد.

همچنین از جمله دیگر پارامترهای تأثیرگذار بر ضریب اصطکاک در سطح تماس میتوان زبری سطح را نام برد. بسیاری از پژوهشهای پیشین به شیوههای مختلف به بررسی اثر زبری بر اصطکاک پرداختهاند. به عنوان نمونه ژیائو و همکاران [۱۵] اثر زبری و توزیع فشار تماس در سطح بر اصطکاکی غلتشی/ لغزشی بررسی نمودهاند.

با توجه به پژوهشهای پیشین به نظر میرسد که فشار بر ضریب اصطکاک مؤثر است. از طرف دیگر در بررسیهای پیشین در رابطه با اتصالات تداخلی ضریب اصطکاک مستقل از فشار سطح تداخل فرض شده است. بررسی صحت و سقم این فرض هدف این پژوهش است. همچنین تلاش میگردد اثرات تغییر در اندازه قطر سطح تداخل بر مقدار ضریب اصطکاک مورد توجه قرار گیرد. نتایج آزمایشهای طراحی شده با استفاده از بررسیهای آماری تجزیه و تحلیل گردیده و در این پژوهش گزارش شده است.

روش سنتی برای محاسبه میدان تنش در سطح تداخل اتصالات تداخلی مبتنی بر حل ارائه شده لامه<sup>۱</sup> برای استوانههای جدار ضخیم و با فرض قطعات متقارن محوری بدون عیوب سطح است [۱۶]. با استفاده از حل لامه میتوان اثر تغییرات مقدار تداخل بر نیروی عمود بر سطح را محاسبه نمود، اما برای اصطکاک مقدار پیش فرض و مستقل از فشار در نظر گرفته میشود و ظرفیت انتقال گشتاور پژوهشهای پیشین مقدار این ضریب با توجه به تجربیات قبلی و پژوهشهای پیشین مقدار این ضریب با توجه به تجربیات قبلی و اثرات سطح در محاسبات، تغییر مقدار ضریب اصطکاک سطح تداخل با توجه به ویژگیهای آن سطوح خاص است. سیفی و عباسی [۱۸] در پژوهش خود روشی ارائه نمودند تا بتوان ضریب اصطکاک سطح تماس اتصالات تداخلی را مبتنی بر شرایط آن سطح تخمین زد؛ در این روش مقدار ضریب اصطکاک با توجه به شرایط سطح محاسبه

در این پژوهش تلاش می گردد تا با استفاده از نمونههای

جدول ۱ :خواص مکانیکی اندازه گیری شده مواد شفت و بوش Table 1.Mechanical properties measured of bushing and shaft

استحكام تسليم	ضريب كشساني	ضريب پواسون	جرم حجمی	
(MPa)	(GPa)		(kg/m <sup>3</sup> )	
420	205	0/29	7850	شفت
700	210	0/3	7810	بوش

آزمایشگاهی با قطرها و میزان تداخل متفاوت و با استفاده از نتایج تجربی و اجزا محدود، اثر فشار و قطر سطح تداخل بر ضریب اصطکاک در سطح تداخل مورد تحلیل آماری قرار گیرد.

### ۲- ساخت قطعات و فعالیتهای تجربی

جهت بررسی اتصالات تداخلی در این پژوهش اتصالات تداخلی بین شفت و بوش انتخاب گردید که در صنعت به صورت گسترده مورد استفاده قرار می گیرند. برای ساخت شفتها از فولاد استاندارد ۴۱۴۰ AISI<sup>1</sup> استفاده گردید. قطعات شفت با استفاده از عملیات تراشکاری و در دو قطر ۳۰ و ۱۵ میلیمتر و با میزان طول تداخل به ترتیب ۳۰ و ۱۳ میلیمتر ساخته شدند. با توجه به اینکه طول تداخل تنها در افزایش سطح تماس مؤثر است، در پژوهش حاضر فرض بر آن قرار گرفت که این طول تأثیری بر ضریب اصطکاک ندارد و از طرف دیگر بر نیروی استخراج قطعاً تأثير مستقيم خواهد گذاشت. ذكر اين نكته ضرورى است که تغییر قطر علاوه بر تأثیر در افزایش سطح تماس، ممکن است با تغییر در شعاع انحنای سطح تماس بر پارامترهای مؤثر در استحکام اتصال مؤثر واقع شود. در هر قطر دو جفت نمونه شفت با ميزان تداخل قطری ۰/۰۲ میلیمتر و ۰/۰۳ میلیمتر تهیه شد. برای ایجاد تداخل با دقت میکرومتر قطعات شفت با استفاده از سنگ محور ساخته شدند. درنهایت تعداد چهار جفت شفت با استفاده از فرآیندهای تراشکاری و سنگ فرز تولید شدند. همچنین از رینگ داخلی یاتاقانهای استاندارد غلتکی به شماره استاندار د NA ۶۹۰۶ و NA ۴۹۰۲ برای ایجاد اتصالات تداخلی استفاده گردید. ابعاد این رینگها به ترتیب به قطر داخلی ۳۰ و ۱۵ میلیمتر و قطر خارجی ۳۵ و ۲۰ میلیمتر بود. بررسی اولیه ابعاد قطعات با ماشین اندازه گیری سهبعدی مختصات<sup>۲</sup> نشان از دقت ابعادی قطعات بوش در محدوده میکرومتر داشت و انحرافات ابعادی در قطعه



## شکل ۱: ابعاد و هندسه قطعه شفت

Fig. 1.Dimensions and the geometry of shaft

شفت را نیز نشان داد. جهت ارزیابی دقت ابعادی قطعه بوش از ماشین اندازه گیری سهبعدی مختصات استفاده شد و اندازه گیریها با دقت ۱/۰ میکرون، صحت ابعادی این قطعات را تأیید نمود. با اطمینان از اندازه این قطعه در تحلیلهای عددی این قطعه به صورت استوانه کامل و بدون عیوب هندسه در نظر گرفته شد. اندازه گیری قطر داخلی بوش در 3 مقطع و در هر مقطع در 6 نقطه انجام گرفت. بنابراین برای استحصال هندسه دقیق شفتها از ابزار اسکن دقیق نوری استفاده گردید. در این گام از هر جفت نمونه شفتها یک نمونه اسکن گردید و مدل ابر نقاط قطعه، استخراج شد. با استفاده از اسکن نوری هندسه سطح تماس شفتها برداشت شد. مدلهای ابر نقاط حدوداً از تعداد ۱۰۰۰۰ نقطه تشکیل شده است. در ادامه با استفاده از مدل ابر نقاط و نرمافزار ژئومجیک استدیو<sup>۳</sup> تلاش شد تا سطح تداخل با دقت میکرومتر مدل گردد. هدف از این فعالیت استحصال هندسه مدل جهت تحلیلهای اجزا محدود با حداكثر دقت بود. در این پژوهش نرمافزار آباكوس جهت انجام تحليل اجزا محدود مورد استفاده قرار گرفت. با استفاده از نرمافزار آباکوس مدلهای دقیق شفت با مدل ایده آل و بدون انحرافات ابعادی بوش تداخل داده شد و جهت انجام تحلیل های اجزا محدود بعدی مورد استفاده قرار گرفت. هندسه حاصل از مدلهای ابر نقاط و ژئومجیک در ادامه برای تحلیل در نرمافزار آباکوس مورد استفاده قرار گرفت و هدف حذف منابع خطای ناشی از عدم دقت در هندسه مدل، از خروجیهای تحليل اجزا محدود بود. همچنين جهت اعمال خواص مواد در نرمافزار تحلیل اجزا محدود آزمون کشش بر روی نمونههای استاندارد ساخته شده از مواد اولیه شفت و بوش انجام شد و خواص مواد استخراج شده به نرمافزار اعمال گردید. البته آزمون طیفسنجی و تطابق آلیاژها با ترکیب استاندارد نیز در این قسمت صورت پذیرفت. خواص تجربی

<sup>1</sup> VCN 150

<sup>2</sup> Coordinate Measurement Machine (CMM)

<sup>3</sup> Geomagic Studio

مواد مورد استفاده در تحلیل اجزا محدود در جدول ۱ ارائه گردیده است.

شکل ۱ نشاندهنده ابعاد و هندسه قطعات شفت است. شکل ۲ نشاندهنده یک نمونه ابر نقاط استخراج شده در محیط نرمافزار ژئومجیک است. با توجه به مشابهت فرآیند تولید شفتها، به نظر زبری آنها نیز میبایست مشابه و یکسان باشد. اندازه گیری زبری سطح قطعات شفت نشان داد که مقدار این پارامتر بر روی سطح تمامی قطعات در حدود ۲/۰ میکرومتر میباشد. زبری توسط یک دستگاه پرتابل تماسی با دقت ۲۰/۱ میکرومتر اندازه گیری شد. اندازه گیری زبری در پنج مرتبه و در مسیرهایی در راستای محور شفت و به طول ۱ سانتیمتر انجام شد و از نتایج میانگین گیری شد. نتایج با دقت مناسبی همگی در محدوده ۲/۰ میکرومتر قرار گرفتند و با توجه به انحراف معیار نتایج و البته یکی بودن فرآیند تولید قطعات این مقدار در تمامی قطعات یکسان در نظر گرفته شد [۱۹].

با توجه به اهمیت صحت و دقت خواص مکانیکی مواد و هندسه قطعات در نتیجه تحلیلها، در این پژوهش تلاش گردید تا خواص مکانیکی و هندسه شفت و بوش به صورت دقیق استخراج گردد. در حل اجزاء محدود، نیاز است که خواص مکانیکی مواد تشکیل دهنده شفت و بوش در دسترس باشد و در روابط و نرمافزار وارد گردد.

برای سرهم کردن اجزاء اتصال، بدون ایجاد تخریب در سطح تداخل، دمای شفتها با استفاده از نیروژن مایع پایین آمد و بوشها نیز در یک کوره صنعتی گرم شدند و در نهایت بدون اعمال نیروی خارجی، قطعات سرهم شدند. با توجه به این که در فرآیند تجربی سرهم کردن اتصال، قطعات بوش گرم شدند، پیش از انجام آزمایش کشش بر روی نمونههای بوش، این قطعات نیز تحت دمای مشابه با آنچه که در فرآیند سرهم کردن رخ میدهد، قرار گرفتند و در ادامه تست کشش بر روی نمونههای گرمادیده انجام گرفت. همچنین متذکر می گردد که در هنگام انجام تست کشش بر روی قطعات، ناحیه پلاستیک نمودار تنش-کرنش نمونهها، پس از تبدیل مقادیر مهندسی به حقیقی برای اعمال رفتار پلاستیک در تحلیل اجزا محدود، مورد استفاده قرار گرفتند.

### ۱-۲- نیروی استخراج تجربی

با استفاده از ماشین تست یونیورسال سنتام و فیکسچر طراحی



شکل 2: مدل ابر نقاط استحصال شده از دوربین اسکن نوری Fig. 2. Point cloud model extracted from optical scanning camera



شکل ۳: (الف) قطعات سرهم شده. (ب) استخراج قطعات توسط فیسکچر طراحی شده Fig. 3. A assembled parts – B Component extraction by designed Fixture



شکل ۴: فیکسچر مورد استفاده برای استخراج قطعات کوچکتر Fig. 4. Fixture used for extracting smaller parts

شده، شفتها از بوشها خارج شده و نیروی مورد نیاز برای استخراج آنها اندازه گیری شد. متذکر می گردد برای استخراج اتصالات با قطرهای متفاوت دو فیکسچر متفاوت طراحی و ساخته شد. شکل ۳ قطعات سرهم شده و فرآیند استخراج یک نمونه اتصال و یک نمونه از فیکسچرهای استخراج را نشان میدهد. شکل ۴ نیز فیکسچر مورد استفاده برای استخراج قطعات کوچکتر را نشان میدهد. در ادامه و در شکلهای ۵ تا ۸ نیروهای استخراج تجربی هر یک از جفت اتصالات مشابه در نمودارهای نیرو و جابجایی ارائه شده است.



شکل۶: نمودارنیرو جابجایی نمونه C و D با تداخل شعاعی ۰/۰۱ میلیمتر و قطر ۱۵میلیمتر





شکل۸: نمودارنیرو جابجایی نمونه G و H با تداخل شعاعی ۰/۰۱ میلیمتر و قطر ۳۰ میلیمتر

Fig. 8. Diagram of force – movement of H and G sample by redial interface 0.01 and 30mm Diameter

نمونه  $E \in F$  با قطر ۳۰ میلیمتر و تداخل شعاعی ۱۵ میکرومتر را نشان میدهد. نمودارها نیروی استخراج برای این قطعات را ۶۲۲۶۹ و ۲۲۲۷/۵ نیوتن ارائه میدهند. نمودار شکل ۸ نیروی استخراج قطعات  $G \in H$  با قطر ۳۰ میلیمتر و تداخل شعاعی ۱۰ میکرومتر را ارائه میدهد. مقادیر نیروی استخراج برای این قطعات نیز به ترتیب را ارائه میدهد. مقادیر نیروی استخراج برای این قطعات نیز به ترتیب نمودارها وجود قله و در ادامه کاهش با شیب نسبتاً یکنواخت در سه نمودار اول و البته روند متفاوت در نمودار شکل ۸ است. علت این رفتار



شکل۵: نمودارنیرو جابجایی نمونه A و B با تداخل شعاعی ۰/۰۱۵ میلیمتر و قطر ۱۵ میلیمتر

Fig. 5. Diagram of force – movement of A and B sample by redial interface 0.015 and 15mm Diameter



۰/۰۱۵ شکل ۲: نمودار نیرو جابجایی نمونه  ${f E}$  و  ${f F}$  با تداخل شعاعی ما.<br/>  $^{+}$  میلیمتر و قطر ۳۰ میلیمتر

Fig. 7. Diagram of force – movement of E and F sample by redial interface 0.015 and 30mm Diameter

همان طور که روشن است نیروی استخراج جفت نمونه به قطر ۱۵ میلیمتر و با میزان تداخل شعاعی ۱۵ میکرومتر، یعنی نمونههای A و B عبارتست از ۴۳۱۸۸/۵ و ۴۳۷۳۳ نیوتن. نتایج در این جفت نمونه به هم نزدیک بوده و تکرارپذیری آنها مشهود است. همچنین این نتایج در مورد جفت شفت C و D با قطر ۱۵ میلیمتر و میزان تداخل شعاعی ۱۰ میکرومتر به ترتیب ۲۴۵۹۲/۴ و ۲۳۳۲۸۶ میباشد. کاهش در نیروی استخراج با توجه به کاهش میزان تداخل بدیهی و قابل انتظار است؛ همچنین نزدیکی نتایج تجربی تکرارپذیری آنها را تأیید مینماید. شکل ۸ نمودار نیروی استخراج مربوط به جفت

بررسی چشمی سطح قطعات مربوط به نمودار ۸ مشاهده گردید که سطح سایش و عمق شدت بروز خراشها در سطح سایش به نسبت دیگر قطعات بیشتر و عمیق تر است، بنابراین می توان استنباط نمود که عدم کاهش با شیب شدید در نمودار ۸ و بالا ماندن سطح نیرو به نسبت دیگر نمودارهای استخراج، ناشی از ادامه در گیری در سطح تداخل و به تبع آن سایش و خراشیدگی در سطح تداخل است [۱۹].

### ۳- حل تئوری

اکنون با استفاده از حل ارائه شده برای استوانههای جدار ضخیم [۱۶] و تعمیم آن برای اتصال تداخلی با دو جنس متفاوت میتوان فشار تداخل را محاسبه نمود.

$$P = \frac{\delta}{c \left\{ \left( \frac{c^2 + a^2}{E_s \left( c^2 - a^2 \right)} + \frac{b^2 + c^2}{E_b \left( b^2 - c^2 \right)} \right) + \left( \frac{v_b}{E_b} - \frac{v_s}{E_s} \right) \right\}}$$
(1)

که در آن  $\delta$  مقدار تداخل شعاعی در اجزای اتصال،  $E_s$  ضریب کشسانی شفت،  $v_s$  نسبت پواسون شفت،  $E_b$  ضریب کشسانی بوش و  $v_b$  نسبت پواسون بوش است؛ شعاعهای داخلی شفت و خارجی بوش به ترتیب با حروف a و d نشان داده شدهاند. شعاع تداخل با c مشخص شده است. حال با استفاده از تحلیل لامه برای قطعات متقارن محوری، میتوان فشار تداخل را از رابطه (۱) محاسبه نمود.

پس از جایگذاری خواص مکانیکی شفت و بوش در روابط فوق مقدار فشار تداخل در دسترس خواهد بود. مقادیر محاسبه شده از حل لامه میتواند تا حد زیادی قابل اتکا باشد؛ سیفی و عباسی [۲۰] در مقاله خود بیان نمودهاند که استفاده از میانگین تداخل در سطح تداخل با عیوب فرم به همراه حل لامه میتواند منجر به نتایج قابل قبولی جهت محاسبه فشار تداخل گردد.

در اینجا با فرض قطعات بدون عیب مشابه با نمونههای آزمایشگاهی مقدار فشار تداخل با استفاده از حل لامه محاسبه می گردد. بعنوان نمونه برای شفت کامل و با مقدار تداخلی شعاعی ثابت ۱۰ میکرومتر مقدار فشار تداخل معادل ۱۸/۵ مگاپاسکال خواهد بود. لازم به یادآوری است که مقدار فشار تداخل مذکور متناظر با اتصالی است که عاری از عیوب فرم است. به بیان دیگر

در صورتی که اتصال مورد بررسی در این پژوهش بدون عیوب فرم سطحی در نظر گرفته میشد، از نقطه نظر تئوری فشار تداخل آن معادل ۱۸/۵ مگاپاسکال بود.

$$P = \frac{10^{-3}}{1.5 \left( \frac{15^2}{205 \times 10^9 \times 15^2} + \frac{17.5^2 + 15^2}{210 \times 10^9 (17.5^2 - 15^2)} \right)} + (\Upsilon)$$
$$\frac{10^{-3}}{1.5 \left( \frac{0.3}{210} - \frac{0.29}{205} \right) \times 10^{-9}} = 18504374.39 \text{Pa}$$

همچنین مقدار فشار تداخل برای قطعه با قطر ۳۰ میلیمتر و مقدار تداخل ۱۵ میکرومتر معادل ۲۷/۷۵ مگاپاسکال خواهد بود. از محاسبه فشار تداخل با استفاده از حل لامه برای قطعات با قطر ۱۵ میلیمتر و مقدار تداخل ۱۰ و ۱۵ میکرومتر، مقدار فشار تداخل بترتیب برابر مقادیر ۲۰/۰۲ و ۹۱/۵۳ مگاپاسکال به دست آمد. نکته جالب در این رابطه افزایش فشار تداخل با کاهش قطر تداخل و البته ثابت ماندن مقدار تداخل است. همان طور که روشن است در قطعات با تداخل شعاعی ۱۰ میکرومتر، با کاهش شعاع تداخل از ۱۵ میلیمتر به ۷/۵ میلیمتر، مقدار فشار تداخل از ۱۸ مگاپاسکال به ۲۱/۰۲ افزایش می یابد.

## **۴– تحلیل اجزاء محدود** ۴–۱– مدلسازی تداخل اجزاء اتصال

در این پژوهش برای انجام تحلیل اجزا محدود از نرمافزار تجاری آباکوس استفاده شد. همانطور که بیان گردید هندسه دقیق قطعات شفت با استفاده از اسکن نوری و با دقت یک میکرومتر مدل شد. همچنین با توجه به اندازه گیریهای اولیه توسط ماشین اندازه گیری مختصات و با دقت میکرومتر، روشن شد که قطعه بوش از استوانه کامل انحراف ناچیزی دارد و میتوان آن را به صورت استوانه کامل در فرآیند مدلسازی وارد نمود. سپس قطعات شفت و بوش سرهم شدند و فشار تداخل بین آنها با استفاده از تحلیل اجزا محدود اعمال گردید. با توجه به روش مطرح شده در پژوهش سیفی و عباسی [۱۸] محدود نیروی عمود بر سطح تداخل استخراج گردد. مقدار این نیرو از رابطه زیر قابل استحصال است:

 $F_N = \int \sigma_r dA$ 

Table 2.Mechanical properties measured of bushing and shaft

مدلسازى							
هفتم	ششم	پنجم	چهارم	سوم	دوم	اول	
79563	76345	71954	69726	66257	61438	30816	تعداد المان&ای مدل شفت
11237	11198	10996	10526	9875	9168	7594	استحكام استخراج اجزا محدود
0/347	1/804	4/274	6/185	7/159	17/168		خطای نسبی (٪)

جدول۲: مطالعه همگرایی شبکهبندی یک نمونه قطعه شفت به قطر ۱۵ میلیمتر

که در عبارت فوق  $F_{\scriptscriptstyle N}$  نیروی عمود بر سطح تماس تداخل و تنش شعاعی است و dA المان سطح است. در این پژوهش  $\sigma_r$ برای استخراج نیروهای عمود بر سطح، ابتدا نیروی عمودی مورد نیاز برای خارج کردن شفت از بوش (استحکام استخراج) به دست می آید و با توجه به این که مقدار استحکام استخراج در تحلیل اجزا محدود از رابطه زیر به دست میآید:

(٣)

$$ES = \mu \times F_N = \mu \int \sigma_r dA \tag{(f)}$$

می توان با تقسیم نیروی استخراج بر ضریب اصطکاک پیش فرض، مقدار نیروی عمود بر سطح  $F_N$  را به دست آورد. برای افزایش دقت مدلسازی اجزا محدود تلاش گردید که هندسه قطعات با دقت میکرومتر مدلسازی شود و خواص مکانیکی مواد اولیه به صورت تجربی اندازه گیری شد. بنابراین میتوان استنباط نمود که مقدار نیروی عمودی در سطح تداخل قابل اتکا و اطمینان است و از دقت لازم برخوردار است. جزييات فرضيات تحليل اجزا محدود شفت و بوش را می توان به صورت زیر خلاصه نمود:

-بوشها به صورت قطعات استوانه كامل و بدون عيب مدل شدند. -اثرات احتمالی تغییرات دما در خلال فرآیند مونتاژ، ناچیز در نظر گرفته شد. البته در آزمون کشش مواد بوش، نمونهها، پیش از آزمون در شرایط حرارتی مشابهی قرار گرفتند.

-خواص مواد بر مبنای نتایج آزمون های تجربی اندازه گیری و به تحليل اجزاء محدود اعمال گرديد. رفتار پلاستيک مواد، پيش از فرآیند گلویی شدن نیز، اندازه گیری و به تحلیل اعمال گردید.

رفتار اصطکاکی در سطح تماس با مدل کولمب شبیهسازی گردید. فرض بر این قرار گرفت که ضریب اصطکاک مستقل از سرعت لغزش است. مقدار ضریب اصطکاک در تحلیل اولیه اجزاء محدود ۲/۰ در نظر گرفته شد. شفت و بوش با استفاده از المانهای ۱۰ گرهای چهاروجهی ٔ شبکهبندی شدند. استقلال نتایج از اندازه شبکهبندی نیز بررسی گردید و اندازه مناسب برای شبکهبندی انتخاب شد. یک نمونه از فرأيند صحتسنجي شبكهبندي و استقلال نتايج از تعداد المانها برای قطعات کوچک نیز در جدول ۲ ارائه شده است. لازم به یادآوری است که قسمت انتهایی اضافه شده به مدل شفت، جهت اعمال قیدها و شرایط مرزی به سیستم مورد استفاده قرار گرفت و روشن است که میدان تنش در این بخش تأثیری بر نتایج ندارد. متوسط تعداد المانهای مورد استفاده برای شبکهبندی شفت با قطر ۳۰ میلیمتر در حدود ۷۵۰۰۰ المان و برای قطعه به قطر ۱۵ میلیمتر ۸۰۰۰۰ بوده است. متذكر مي گردد كه دليل وجود تعداد مش بالاتر در قطعه با ابعاد کوچکتر، وجود صفحات برازش شده بیشتر در این قطعات جهت توليد هندسه آنها بود. توانايي مدلسازي دقيق قطعات و تحليل آنها در آباکوس پیش از این و توسط سیفی و عباسی [۱۸] بررسی شده است. یک نمونه قطعه شفت مشبندی شده به همراه شرایط

1 C3D10M











# Table 2. Comparison of numerical and experimental results of extraction strength and estimated friction coefficient of shaft

قطعه G	قطعه E	قطعه C	قطعه A	
30	30	15	15	قطر شفت
10	15	10	15	مقدار تداخل شعاعی بوش و شفت (µm)
28279	62228	23329	43733	نیروی استخراج تجربی (N)
10473/937	16697/088	7472/245	11237/422	نیروی استخراج اجزا محدود اولیه (N)
52369/685	83485/44	37361/225	56187/11	نیروی عمود بر سطح تداخل اولیه (N)
10/77	21/09	30/65	59/12	فشار سطح تداخل حاصل از تحلیل اجزا محدود (MPa)
0/538	0/743	0/622	0/775	ضریب اصطکاک محاسبه شده

اصطکاک تخمینی برای شف	اندازه ضريب ا	استخراج و ا	مقادير استحكام	عددی و تجربی	ول۳: مقايسه نتايج :	عدو
-----------------------	---------------	-------------	----------------	--------------	---------------------	-----

مرزی اعمالی به آن در شکل ۹ ارائه گردیده است. یاد آور می گردد که قطعه رینگ دارای هندسه کامل و منظم بوده و شبکهبندی آن نیز منظم خواهد بود.

## ۴-۲- فرآیند استخراج اتصال

برای مدلسازی اجزاء محدود استخراج شفت از بوش و استحصال استحکام و نیروی استخراج تلاش می گردد تا قیودی شبیه به آنچه که در فرآیند تجربی رخ میدهد، به قطعات اعمال شود. برای این مهم سطح فوقانی شفت و سطح تحتانی بوش به یک نقطه مرجع وابسته می گردند و شرایط مرزی مورد نظر برای قطعات به آنها اعمال می شود. قطعه بوش در تمامی جهات بسته شد و شفت در راستای

محور شفت و بوش به اندازه ۱ میلیمتر حرکت داده شد. با توجه به این که در این پژوهش استحکام استخراج معادل بیشینه نیروی مورد نیاز برای حرکت شفت در بوش در نظر گرفته می شود، با حرکت کوچک شفت در بوش می توان این مقدار را به دست آورد. همچنین با توجه به محدودیتهای مدل سازی تماس در سطح تداخل مدل لغزش کوچک انتخاب شد و حرکت شفت درخلال شبیه سازی فرآیند استخراج، مقدار محدود یک میلیمتر انتخاب گردید [۱۸].

در ادامه نمودار نیرو-جابجایی حاصل از تحلیل اجزاء محدود استخراج چهار نمونه شفت A، C، G و G با میزان تداخل شعاعی و قطرهای مذکور حاصل گردید که در شکل ۱۰ ارائه گردیده است.

با توجه به اعمال ضریب اصطکاک پیش فرض ۲/۰ از تقسیم نیروی استخراج بر ضریب اصطکاک مقدار نیروی عمود بر سطح تداخل حاصل شد. متذکر می گردد که تمام تلاشها در راستای اعمال خواص مواد با استفاده از تحلیلهای تجربی و مدلسازی دقیق هندسه قطعات، در راستای محاسبه نیروی عمود بر سطح تداخل با دقت هرچه بالاتر صورت گرفت. بنابراین میتوان ادعا نمود که تنها دلیل تفاوت بین استحکام استخراج حاصل از تحلیل اجزا محدود و تجربی، اعمال ضریب اصطکاک نادرست در مدل اجزا محدود است.

### ۴- استخراج ضریب اصطکاک

روشن است که از تقسیم استحکام استخراج تجربی بر نیروی عمودی حاصل از تحلیل اجزا محدود تخمین جدیدی برای ضریب اصطکاک به دست آورد. در ادامه پس از جایگذاری تخمین جدید ضریب اصطکاک در تحلیل اجزاء محدود، مجدداً میتوان مقدار ضریب اصطکاک را اصلاح نمود و فرآیند تکرار را تا همگرایی به یک مقدار ضریب اصطکاک ادامه داد. با استفاده از این روش در اینجا ۴ ضریب اصطکاک برای نمونههای با قطر متفاوت و تداخل متفاوت به دست آمد. جدول 3 مقادیر نیروی استخراج تجربی، نیروی استخراج اجزاء محدود اولیه، نیروی عمود بر سطح حاصل از تحلیل اجزاء محدود، فشار در سطح تداخل و ضریب اصطکاک تخمینی را نشان میدهد.

همان طور که ملاحظه می گردد برای قطعات با قطر ۱۵ میلیمتر و تداخل ۱۰ و ۵ میکرومتر، مقدار ضریب اصطکاک به ترتیب و ۱۸ و ۵ حاصل آمد و برای قطعات با قطر ۳۰ میلیمتر و تداخل ۱۰ و ۵ میکرومتر، مقدار ضریب اصطکاک ۱۳۹ و ۸۳/۰ در سطح تداخل اتصالات به دست آمد. در ادامه و با بررسی آماری به روش تاگوچی میتوان تأثیر هریک از پارامترهای تداخل و قطر را بر استحکام استخراج تجربی و ضریب اصطکاک سطح تداخل به صورت آماری مورد بررسی قرار داد.

## ۵- بررسی آماری نتایج

همانطور که گفته شد برای بررسی اثر پارامترهای قطر و میزان تداخل بر استحکام استخراج و ضریب اصطکاک، روشهای آماری استفاده گردید. برای بررسی اثرگذاری پارامترهای تداخل بر استحکام اتصال و ضریب اصطکاک، با استفاده از روش غربالگری فاکتوریل،

اثرگذاری بارز پارامترهای تداخل و قطر بر استحکام اتصال و ضریب اصطکاک روشن گردید. در گام اول بررسی بر روی استحکام استخراج به عنوان فاکتور پاسخ انجام گرفت و پاسخهای در دسترس امکان ارائه دو پاسخ در هر آزمایش را فراهم نمود. بررسیها نشان داد که اثرگذاری پارامتر تداخل در رتبه اول بوده و قطر و اندرکنش دو پارامتر تداخل و قطر در مرحلههای بعدی به لحاظ اثرگذاری بر پاسخهای این پژوهش قرار داشتند. این مطلب از نمودارهای نرمال پلات و پرتو قابل استنباط بود. همچنین نمودارهای اثرات پارامترها بر پاسخ نشان داد که قرار گرفتن پارامترهای مورد بررسی بر روی کران بالای آنها باعث افزایش پاسخ خواهد شد. مقادیر  $P^{-1}$  صفر نشان می دهد آنها باعث افزایش پاسخ خواهد شد. مقادیر  $P^{-1}$  صفر نشان می دهد رادند. این مرابطه استخراج شده بین قطر و مقدار تداخل و استحکام استخراج حاصل از تحلیل فاکتوریل در نرمافزار مینی تب به صورت زیر ارائه شد:

 $ES = 9439 - 1632 \times D +$ 1015613 $\delta$  + 192294 $D\delta$ ( $\Delta$ )

همچنین تکرار تحلیل آماری فاکتوریل برای بررسی اثرگذاری پارامترهای قطر و تداخل بر ضریب اصطکاک در سطح تداخل نیز صورت گرفت. از بررسی نمودارهای پرتو و نرمال پلات و مقادیر Pروشن گردید که پارامتر قطر و تداخل به صورت بارزی بر ضریب اصطکاک اثرگذار هستند. با استفاده از تحلیل آماری، رابطه ارائه شده بین مقدار ضریب اصطکاک و دو پارامتر قطر و تداخل به صورت زیر ارائه گردید:

$$f = 0.504 - 0.01253D +$$

$$20.20\delta + 0.6933D\delta$$
(7)

در روابط فوق  $\delta$  میزان تداخل شعاعی بر حسب میلیمتر و D قطر شفت را برحسب میلیمتر نشان میدهد. در نهایت برای بررسی صحت نتایج حاصل از تحلیل آماری فاکتوریل و رابطههایی که برای تخمین ضریب اصطکاک و استحکام استخراج ارائه گردید، قدرت روابط ارائه شده در پیشبینی پاسخ یک آزمایش را ارزیابی می گردد.

مقدار پیش بینی شده توسط رابطه (۴) برای استحکام استخراج قطعهای به قطر ۳۰ میلیمتر و میزان تداخل شعاعی ۲۰ میکرومتر

<sup>1</sup> P-Value



شکل۱۰: نمودارنیرو جابجایی تجربی نمونه با تداخل شعاعی mm ۰/۰۲ و قطر ۳۰ mm

#### Fig. 5. Diagram of force – movement of A and B sample by redial interface 0.015 and 15mm Diameter

معادل ۹۶۱۶۷/۶۶ نیوتن است و نتایج تجربی مقداری معادل ۹۱۵۰۸ را برای این نمونه نشان میدهد (شکل ۱۱). خطای نسبی پیش بینی رابطه ارائه شده توسط تحلیل آماری، مقداری در حدود ۹/۵۰ درصد می باشد که به نظر توانایی پیش بینی رابطه ارائه شده را معقول و قابل توجه نشان میدهد. ارزیابی پیش بینی ارائه شده برای رابطه اصطکاک با مقدار تداخل و قطر، بدلیل عدم دسترسی به مدل هندسی دقیق نمونه مورد آزمایش و ضریب اصطکاک آن در این جا امکان پذیر نبود.

## ۶- بحث و نتیجه گیری

با توجه به نتایج حاصل از این پژوهش میتوان چند مورد را استنباط نمود. در اتصالات تداخلی که دارای زبری سطح یکسان هستند روشن است که با افزایش تداخل میزان فشار در سطح تداخل و نیروی استخراج و متعاقب آن ظرفیت انتقال گشتاور اتصال افزایش مییابد. همچنین با توجه به نتایج، افزایش نیروی استخراج با افزایش قطر روشن است. این روند با مقایسه نمودارهای شکلهای ۵ و ۷ و شکلهای ۶ و ۸ قابل استنباط است. همچنین با توجه به ضرایب اصطکاک استخراج شده، استنباط می گردد که افزایش قطر باعث کاهش ضریب اصطکاک می گردد، یعنی رابطه قطر با ضریب اصطکاک در سطح تداخل اتصالات تداخلی معکوس است. همچنین نکته مهم دیگر این که افزایش تداخل و متعاقب آن فشار، باعث افز ایش ضریب اصطکاک خواهد شد. بنابراین رابطه فشار با ضریب اصطکاک مستقیم است. نکته قابل توجه دیگر این که در قطرهای پایین تر اثر فشار بر است. نکته قابل توجه دیگر این که در قطرهای پایین تر اثر فشار بر

سطح تداخل، اثر فشار بر ضریب اصطکاک بارزتر خواهد بود.

همچنین با استفاده از تحلیل آماری فاکتوریل روشن گردید که پارامترهای شعاع انحنای سطح تماس (قطر) و فشار (تداخل) تأثیر بارزی بر ضریب اصطکاک و نیروی استخراج دارند. این مطلب از مقادیر *P* استخراج شده، استنباط می گردد. تمامی این مقادیر کمتر از ۰/۰۵ بوده و نشان از اثر گذاری بیش از ۵۹ درصد این پارامترها بر متغیرهای ضریب اصطکاک و نیروی استخراج هستند. تحلیل آماری ارائه شده با استفاده از نتایج تجربی دو رابطه برای استحکام استخراج و ضریب اصطکاک در سطح تداخل ارائه نمودند. رابطه ارائه شده برای استحکام استخراج، با استفاده از یک آزمایش تجربی دیگر اعتبارسنجی گردید که نتیجه تجربی، با دقت مناسبی پیش بینی حاصل از رابطه استخراج شده را تأیید نمود. جهت اعتبارسنجی رابطه ارائه شده برای ضریب اصطکاک در این پژوهش، با مناسبی میش بین محاصل از رابطه استخراج شده را تأیید نمود. جهت بیشتر وجود نداشت.

در پایان نتیجه قابل توجه حاصل از این پژوهش را می توان در رابطه مستقیم فشار بر ضریب اصطکاک در سطح تداخل اتصالات تداخلی و البته رابطه معکوس شعاع انحنای سطح تداخل بر ضریب اصطکاک در سطح تداخل، خلاصه نمود.

#### فهرست علائم

## علائم انگلیسی

### زيرنويس

- N عمودی ۲ شعاعی ۶ شفت
  - b بوش

80-88.

- [11] M. Masjedi, M.M. Khonsari, On the effect of surface roughness in point-contact EHL: Formulas for film thickness and asperity load, Tribology International, 82 (2015) 228-244.
- [12] M. Stembalski, P. Preś, W. Skoczyński, Determination of the friction coefficient as a function of sliding speed and normal pressure for steel C45 and steel 40HM, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 13(4) (2013) 444-448.
- [13] Y.S. Kim, M.K. Jain, D.R. Metzger, Determination of pressure-dependent friction coefficient from draw-bend test and its application to cup drawing, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 56 (2012) 69-78.
- [14] R.C. Bowers, W.A. Zisman, Pressure Effects on the Friction Coefficient of Thin-Film Solid Lubricants, Journal of Applied Physics, 39(12) (1968) 5385-5395.
- [15] L. Xiao, S. Björklund, B.G. Rosén, The influence of surface roughness and the contact pressure distribution on friction in rolling/sliding contacts, Tribology International, 40(4) (2007) 694-698.
- [16] S. Timoshenko, Strength of Materials, Part II: Advanced theory and problems, Van Nostrand Reinhold, 1958.
- [17] S.W. Lee, D.G. Lee, Torque transmission capability of composite-metal interference fit joints, Composite Structures, 78(4) (2007) 584-595.
- [18] R. Seifi, K. Abbasi, Friction coefficient estimation in shaft/bush interference using finite element model updating, Engineering Failure Analysis, 57 (2015) 310-322.
- [19] R. Seifi, K. Abbasi, M. Asayesh, Effects of Contact Surface Roughness of Interference Shaft/Bush Joints on its Characteristics, Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 42(3) (2018) 279-292.
- [20] R. Seifi, K. Abbasi, Experimental and Numerical Investigation on the Effect of form Defects in Contact Surface of Interference Fit Joints on the Strength of Joint, Journal of Mechanical Engineering of Tabriz University, 48(1) (2018) 215-224 (In Persian).

- [1] M. Jafari, K. Abbasi, Restoring Scrapped Turbine Bearing Supports of GM Turbochargers Through Optimized Press-Fit Interference Bushing, Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 42(1) (2018) 51-56.
- [2] H. Boutoutaou, M. Bouaziz, J. Fontaine, Modeling of interference fits taking form defects of the surfaces in contact into account, Materials & Design, 32(7) (2011) 3692-3701.
- [3] I. Sogalad, H. Ashoka, N.S. Udupa, Influence of cylindricity and surface modification on load bearing ability of interference fitted assemblies, Precision Engineering, 36(4) (2012) 629-640.
- [4] H. Boutoutaou, M. Bouaziz, J.-F. Fontaine, Modelling of interference fits with taking into account surfaces roughness with homogenization technique, International journal of mechanical sciences, 69 (2013) 21-31.
- [5] R.L. Jackson, I. Green, On the modeling of elastic contact between rough surfaces, Tribology Transactions, 54(2) (2011) 300-314.
- [6] G. Gallio, G. Marcuccio, E. Bonisoli, S. Tornincasa, D. Pezzini, D. Ugues, M. Lombardi, D. Rovarino, P. Fino, L. Montanaro, Study of the interference contribution on the performance of an adhesive bonded press-fitted cylindrical joint, International Journal of Adhesion and Adhesives, 53 (2014) 89-96.
- [7] D. Croccolo, R. Cuppini, N. Vincenzi, Friction Coefficient Definition in Compression-fit Couplings Applying the DOE Method, Strain, 44(2) (2008) 170-179.
- [8] D. Croccolo, M. De Agostinis, N. Vincenzi, Static and dynamic strength evaluation of interference fit and adhesively bonded cylindrical joints, International Journal of Adhesion and Adhesives, 30(5) (2010) 359-366.
- [9] D. Croccolo, M. De Agostinis, N. Vincenzi, Experimental analysis of static and fatigue strength properties in press-fitted and adhesively bonded steel–aluminium components, Journal of Adhesion Science and Technology, 25(18) (2011) 2521-2538.
- [10] D. Croccolo, M. De Agostinis, P. Mauri, G. Olmi, Influence of the engagement ratio on the joint strength of press fitted and adhesively bonded specimens, International Journal of Adhesion and Adhesives, 53 (2014)

مراجع