



# Designing and Manufacturing an Innovative Mechanism Consisting of Two Spur and Elliptical Gears for Use in Power Transmission Systems

Saman Khalilpourazary<sup>1\*</sup>, Ali Jamshidi<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Assistant Professor, Department of production and manufacturing engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran.

<sup>2</sup>M.Sc. Student, Department of production and manufacturing engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran.

## ARTICLE INFO

### Article Type:

Original Research

**Received:** 04.09.2023

**Revised:** 07.18.2023

**Accepted:** 10.04.2023

### Keyword:

Design

Elliptical Gear

Spur Gear

Power Transmission

Wire Electrical Discharge

Machining

### \*Corresponding Author:

Saman Khalilpourazary

**Email:**

[s.khalilpour@mee.uut.ac.ir](mailto:s.khalilpour@mee.uut.ac.ir)

## ABSTRACT

In the present research, the possibility of designing and manufacturing a gear mechanism including a unilobe elliptical gear and a spur gear was investigated. The innovation of this mechanism is the engagement of a circular gear with a non-circular gear and the creation of a continuous movement in one of the two shafts on which the gears are placed. First, the geometry of both gears was assessed and the two-dimensional cross-sectional model of the gears was drawn by Gearotic motion software. Then, 3D models of the gears were produced and assembled, followed by a scrutinization of the engagement of the gears, the proper design of teeth shapes, and the driven shaft movement. The wire electrical discharge machining was employed to manufacture the gears from the Al 7075. Next, the surface roughness of the gear teeth was measured and their engagement checked. The results revealed that the designed mechanism provides cyclic movement in the driven shaft of the spur gear during engagement with the elliptical gear. Moreover, the smooth and proper movement of the gears shows that the use of the software and the correct selection of the input parameters did not cause any errors in the manufacturing process.



---

## EXTENDED ABSTRACT

---

### Introduction

Gear mechanisms are widely used in power transmission systems such as gearboxes to transmit power, torque, and rotational speed or change the direction of rotation between two or more shafts. One of the outstanding features of the combination of circular and non-circular gears for power transmission is the possibility of continuous change in the distance between the shafts of the two gears. The main innovation of this article can be considered as providing a structural and accurate method for designing and manufacturing a mechanism consisting of two spur and unilobe elliptical gears, which has not been previously addressed in any independent article.

### Methodology

In this research, the main parameters for the design of both gears, including the module, the number of teeth, and the dimensions of each gear were calculated using the governing equations for spur and elliptical gears. Then, the computer models of the cross-section of the gears were generated in two-dimensional form by applying the design parameters in the Gearotics motion software. The 3D models of the gears were then created and assembled in Catia software to examine the movement performance and to investigate the two gears' engagement. According to the change in the distance between the moving shaft and the fixed shaft, a cylindrical spring was utilized to control the distance between the moving shaft of the spur gear compared to the fixed shaft of the elliptical gear. With the confirmation of the obtained results, both gears were made of Al 7075 using the wire electrical discharge machining (WEDM) process.

### Results and discussion

The parameters extracted to start the process of drawing the two-dimensional cross-section of the elliptical and spur gears are presented in Table 1. Figure 1 shows the cross-section and the final 3D models of the designed gears based on Table 1 parameters.

**Table 1. Design parameters of the elliptical and spur gears.**

Parameters	Spur gear	Elliptical gear
Gear thickness (mm)	10	10
Pressure angle (deg)	20	20
Number of teeth	20	30
module	2.5	2.5
Modification factor	-----	-----
Central hole diameter (mm)	22	12
Teeth height (mm)	5.41	-----
The initial distance of the shafts (mm)		45
Outside diameter (mm)	55	large: 104.3 small: 49.1

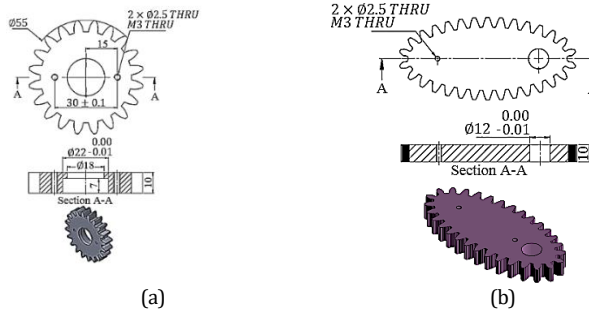


Figure 1. Dimension of the a) spur, and b) elliptical gears.

Using the parameters of Table 1, the two-dimensional cross-section of each gear was drawn in Gearotics software with appropriate accuracy. Since the Gearotics software does not have a 3D design capability, the 2D sections, after being transferred to the Catia software, were extended to a thickness of 10 mm using the Extrude command to obtain the 3D models of the gears. For the construction of this mechanism, other equipment is needed to assemble two spur and elliptical gears. This equipment was designed in the Catia software according to the dimensions of the two gears, and then in the assembly environment of this software, all the parts are assembled. Figure 2 shows the assembly schematic to engage the spur and elliptical gears.

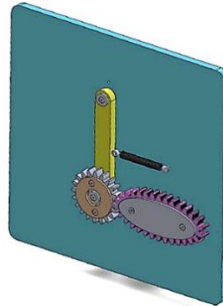
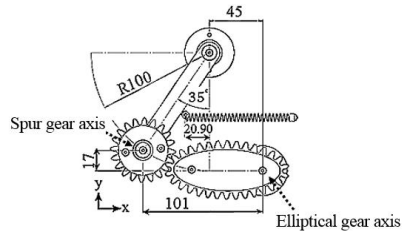


Figure 2. Assembled elliptical and spur gears in Catia software.

In Figure 3, the spur gear is shown when it is at its greatest distance from the elliptical gear shaft. In this state, the spring is stretched by 20.90 mm, and the angle of displacement of the arm is equal to 35 degrees compared to the initial vertical state. With the continued rotation of the elliptical gear, the spring causes the arm and the spur gear to gradually return to the initial position, while maintaining effective and continuous engagement with the elliptical gear. This cycle is continuously repeated with the rotation of spur and elliptical gears. Motion simulation in the Catia software environment indicates that the idea of creating a moving shaft in gear mechanisms is possible. In addition, the values of the maximum displacement of the movable shaft along the horizontal and vertical axis relative to the rotational axis of the elliptical gear are presented in Figure 3.



**Figure 3. Spur and elliptical gears engagement in the maximum possible distance between the shafts (in mm).**

After the manufacturing process, the average roughness value in elliptical and spur gears was measured. The results proved that the average roughness values in elliptical and spur gears were 0.661 and 0.691 micrometres, respectively, which is a suitable roughness for general-purpose gears. Furthermore, the ten-point roughness values in elliptical and spur gears were determined to be 4.49 and 5.58 micrometres, respectively. Figure 4 displays the assembled spur and elliptical gears.



**Figure 4. Manufactured spur and elliptical gears.**

## Conclusion

Based on the current research, the following conclusions were drawn:

- 1- It is possible to design an efficient mechanism between the elliptical and spur gears.
- 2- The above mechanism provides the possibility of continuous movement in the moving shaft connected to the spur gear, which has not been investigated in similar mechanisms.
- 3- The use of special design software in drawing elliptical gear, while guaranteeing the accuracy of the teeth form, greatly reduces the production time of the gears.
- 4- By placing the driver shaft on the elliptical gear, the mechanism investigated in this research is a speed increaser.
- 5- The results show that at the maximum distance between the shafts of the two gears, the spring is stretched by 20.90 mm and the angle of the arm is 35 degrees compared to the vertical state, which according to the modules of the gears are variable.
- 6- In this mechanism, the gear ratio is obtained by dividing the number of teeth of the spur gear by the elliptical gear, which is equal to two-thirds.
- 7- After the WEDM process, the average roughness in the elliptical and spur gears was equal to 0.661 and 0.691  $\mu\text{m}$ , respectively, and the ten-point roughness values in the elliptical and spur gears were respectively equal to 4.49 and 5.58  $\mu\text{m}$ .



## طراحی و ساخت مکانیزمی نوآورانه مشتمل بر دو چرخنده بیضوی و ساده برای کاربرد در سیستم‌های انتقال قدرت

سامان خلیل پورآذری<sup>۱\*</sup>، علی جمشیدی<sup>۲</sup>

۱- استادیار، گروه مهندسی ساخت و تولید، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران.

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی ساخت و تولید، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران.

### چکیده

### اطلاعات مقاله

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۰۱/۲۰

بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۴/۲۷

پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۷/۱۲

### کلید واژگان:

طراحی

چرخنده بیضوی

چرخنده ساده

انتقال قدرت

برش سیم

در این مقاله امکان طراحی و ساخت یک مکانیزم چرخنده‌ای شامل یک چرخنده بیضوی تک‌گوشه و یک چرخنده ساده مورد بررسی قرار گرفته است. نوآوری این مکانیزم، درگیری یک چرخنده دایروی با چرخنده غیردایروی و ایجاد جابجایی پیوسته در یکی از دو شفتی است که چرخنده‌ها بر روی آن قرار گرفته‌اند. ابتدا با توجه به الزامات موردنیاز برای ایجاد چنین مکانیزمی، پارامترهای هندسی هر دو چرخنده تعیین و مدل مقطع دوبعدی چرخنده‌ها توسط نرم‌افزار گیرآنتیک موشن ترسیم گردید. سپس مدل‌های سه‌بعدی از چرخنده‌ها ایجاد شده و نحوه درگیری چرخنده‌ها، طراحی مناسب دندانه‌ها و حرکت شفت متحرک در حالت مونتاژ بررسی شد. فرآیند برش سیم نیز برای تولید مدل واقعی چرخنده‌ها از جنس آلومینیوم ۷۰۷۵ به کار رفت. در ادامه زبری سطح دندانه‌های چرخنده‌ها اندازه‌گیری و با مونتاژ آنها، نحوه درگیری بین چرخنده‌ها بررسی شد. نتایج نشان می‌دهد که مکانیزم طراحی شده امکان ایجاد حرکت سیکلی در شفت متحرک که چرخنده ساده را بر روی آن نصب شده است در حین درگیری با چرخنده بیضوی به خوبی فراهم می‌نماید. همچنین حرکت روان و مناسب چرخنده‌ها نشان می‌دهد که طراحی انجام شده دارای صحت مناسبی بوده و استفاده از نرم‌افزار و انتخاب درست پارامترهای ورودی به آن، خطایی در مرحله ساخت ایجاد نکرده است.

\*نویسنده مسئول: سامان خلیل پورآذری

پست الکترونیکی:

[s.khalilpour@mee.uut.ac.ir](mailto:s.khalilpour@mee.uut.ac.ir)



## مقدمه

از مکانیزم‌های چرخنده‌ای به طور وسیعی در سیستم‌های انتقال قدرت نظیر گیربکس برای انتقال توان، گشتاور، سرعت دورانی و یا تغییر جهت چرخش بین دو یا چند شفت استفاده می‌شود. چرخنده‌ها را می‌توان براساس این عملکرد کاربردی و نیز شکل ظاهری آنها به دو دسته چرخنده‌های دایروی و غیردایروی تقسیم‌بندی نمود. در چرخنده‌های دایروی دندانه‌های چرخنده، در اطراف یک تنه استوانه‌ای شکل ایجاد می‌گردد که از جمله آنها می‌توان به چرخنده ساده و مارپیچی اشاره نمود. شرط اولیه درگیری مطلوب و صحیح بین دو چرخنده دایروی، وجود مدول یکسان می‌باشد که در صورت برقراری این شرط، چرخنده‌های دایروی درگیر با توجه به فاصله بین دو شفت می‌توانند به طور پیوسته، به ازاء سرعت یا گشتاور ورودی مشخص، سرعت یا گشتاور خروجی معینی را ایجاد نمایند [۱]. در این حالت نسبت تغییر سرعت یا گشتاور، با توجه به نسبت بین دندانه‌های دو چرخنده درگیر محاسبه می‌شود که مستقیماً بر میزان ارتعاشات حرکتی، سایش و طول عمر چرخنده‌ها مؤثر است [۲]. یکی دیگر از موارد اصلی در طراحی چرخنده‌های دایروی را می‌توان ضرورت مشابه بودن چرخنده‌های درگیر با هم دانست، به طور مثال یک چرخنده ساده را فقط می‌توان با یک چرخنده ساده دیگر درگیر نمود. برخلاف چرخنده‌های دایروی در چرخنده‌های غیردایروی منحنی گام چرخنده‌ها دارای اشکال مختلفی غیر از دایره، مانند بیضی، مثلث، مربع و ... می‌باشد. همچنین انتقال حرکت دورانی بین شفت‌ها با تغییرات ممتد سرعت و گشتاور در یک سیکل دورانی کامل همراه است [۳]. به عبارت دیگر در طراحی این نوع از چرخنده‌ها تبدیل سرعت ورودی ثابت به سرعت خروجی متغیر و ایجاد حرکات نوسانی به شکل حرکت-سکون در هر سیکل چرخشی یک ویژگی ذاتی است. این امر زمینه را برای کاربرد چرخنده‌های غیردایروی در مکانیزم‌هایی که استفاده از سرعت‌های متغیر در طول سیکل حرکتی در آنها امری حیاتی است مانند صنایع نساجی، بسته‌بندی و رباتیک مهیا می‌نماید [۴]. البته باید توجه داشت که در چرخنده‌های غیردایروی شکل ظاهری چرخنده به طور مستقیم بر میزان گشتاور و سرعت انتقالی تأثیرگذار می‌باشد. از طرف دیگر داشتن مدول یکسان بین دو یا چند چرخنده غیردایروی درگیر امری لازم است، اما شکل چرخنده‌های غیردایروی درگیر با هم می‌تواند بر حسب نوع طراحی و تقاضاهای مهندسی از مکانیزم موردنظر متنوع و غیرمشابه باشد. همین تفاوت در شکل چرخنده‌های درگیر غیردایروی می‌تواند تا حد زیادی به طراح در بهینه‌سازی حجم فضای طراحی و ارائه یک طرح فشرده و کم‌حجم با کارایی مطلوب از سیستم انتقال قدرت یاری رساند. اولین مجموعه دسته‌بندی شده از این ویژگی‌ها را می‌توان در تحقیقات بورمستر در ساخت مکانیزم‌های حرکتی با سرعت متغیر در سال ۱۸۸۸ یافت [۵]. امروزه طراحی و تعیین ویژگی‌های هندسی چرخنده‌های غیردایروی براساس تحقیقات انجام شده بر روی چرخنده‌های بیضوی شکل بوده و با بسط معادلات، ترکیب و افزودن پارامترهای متنوع، روابط حاکم برای طراحی سایر چرخنده‌های غیردایروی توسعه یافته است [۶؛ ۷]. در تحقیقات انجام شده توسط لاجزیک، مطالعه‌ای کلی بر روی اصول طراحی و ساخت چرخنده‌های غیردایروی با اشکال متنوع و پیچیده به انجام رسیده است. روش کار این تحقیق متکی بر مدلسازی کامپیوتری شکل دندانه‌های چرخنده‌های غیردایروی و محاسبه منحنی گام آنها از ترکیب سری فوریه و تکنیک‌های طراحی به کمک کامپیوتر می‌باشد. نتایج بررسی چرخنده‌های غیردایروی با اشکال متنوع، منجر به ارائه مدلی جبری و پیشرفته شد که محاسبات مربوط به آن و در نهایت ترسیم شکل دندانه‌های چرخنده را در نرم‌افزار مِپِل به انجام می‌رساند [۸]. ساندی و همکاران نیز علاوه بر مطالعه دقیق‌تر مکانیزم حرکتی در چرخنده‌های بیضوی، رابطه بین شکل چرخنده و سرعت حرکتی را به صورت عملی تحت بررسی قرار دادند. نتیجه تحقیق منجر به ابداع روشی خلاقانه برای مشخص نمودن فرم دندانه‌ها در چرخنده‌های بیضوی و منحنی گام آنها گردید. داده‌های نهایی در طراحی چرخنده‌های بیضوی نیز در نهایت توسط سیستم طراحی و ساخت یکپارچه به کمک کامپیوتر به ماشین سی-ان-سی پنج محوره منتقل و ساخت آنها به صورت اتوماتیک انجام گرفت [۹]. ژو و همکاران نیز اثرات فاصله محوری و فرم دندانه‌های چرخنده‌های غیردایروی را بر روی

مقادیر خروجی آنها نظیر گشتاور و توان خروجی مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحقیق نشان داد که بهینه‌سازی شکل دندانه‌ها با روش ارائه شده می‌تواند منجر به حصول به مقادیر مناسب‌تر از پارامترهای خروجی گردد [۱۰]. یکی از چالش‌هایی که توجه طراحان در حیطه سیستم‌های انتقال قدرت چرخنده‌ای را به خود معطوف نموده، این است که آیا می‌توان از ترکیب چرخنده‌های دایروی و غیردایروی برای انتقال قدرت بین شفت‌ها در یک سیستم استفاده نمود؟ به عبارت دیگر در یک سیستم انتقال قدرت بتوان از درگیری مستقیم و بی‌واسطه چرخنده‌های دایروی و غیردایروی با هم برای اهداف خاصی بهره برد. بدیهی است این نوآوری در صنعت چرخنده‌سازی که سالهاست به دلیل پیشینه طولانی آن شاهد ابداع سیستم‌های انتقال قدرت برای مقاصد ویژه نبوده از اهمیت بالایی برخوردار است. یکی از ویژگی‌های برجسته ترکیب چرخنده‌های دایروی و غیردایروی برای انتقال قدرت، امکان تغییر ممتد در فاصله بین شفت‌های دو چرخنده درگیر در حین سیکل چرخشی است که می‌تواند علاوه بر انتقال حرکت دورانی بین دو شفت، حرکات متناوبی را برای تغییر فاصله بین مراکز شفت‌ها ایجاد نماید. با پاسخ به سؤال مطرح شده در مطالب فوق می‌توان امیدوار بود که از این ویژگی جدید در طراحی مکانیزم‌های پیشرفته و ساخت ماشین‌آلات صنعتی خصوصاً در صنایعی نظیر نساجی، بسته‌بندی و حتی صنایع نظامی و دفاعی نیز استفاده نمود. توجه به این نکته ضروری است که با استفاده از دو چرخنده هم‌نوع دایروی یا غیردایروی نمی‌توان در ضمن انتقال حرکت دورانی، فاصله بین دو شفت را نیز به تناوب تغییر داد. با توجه به جدید بودن بحث حاضر، تحقیقات علمی در این زمینه بسیار محدود و ناقص بوده و عملاً تحقیق مستقلی با اشاره خاص به مکانیزم‌های مشابه وجود ندارد. باید توجه داشت به مانند چرخنده‌های دایروی، در طراحی هر چرخنده غیردایروی نیز کاربرد دقیق روابط ریاضی و طراحی صحیح فرم دندانه‌های چرخنده نقش مهمی در نحوه درگیری چرخنده، راندمان عملکرد و عمر مفید آن دارد. بنابراین با توجه به توسعه سریع کاربرد این نوع چرخنده‌ها در مکانیزم‌های مختلف انتقال نیرو و نبود تحقیقات مشابه، نوآوری اصلی این مقاله را می‌توان ارائه روشی ساختاری و دقیق برای طراحی و ساخت مکانیزمی متشکل از دو چرخنده دایروی و غیردایروی درگیر دانست که قبلاً در هیچ مقاله‌ای به این موضوع پرداخته نشده است.

در تحقیق حاضر، یک جفت چرخنده غیردایره‌ای بیضوی از نوع تک‌گوشه و دایروی از نوع ساده با تعیین پارامترهای هندسی طراحی شده و برای پاسخ به این سؤال که آیا امکان درگیری مستقیم و مطلوب بین دو چرخنده دایروی و غیردایروی وجود دارد ساخته شد. برای این کار مدل‌های کامپیوتری مقطع چرخنده‌ها با اعمال پارامترهای هندسی و طراحی در یک نرم‌افزار خاص حیطه طراحی چرخنده، به صورت دوبعدی ترسیم گردید. سپس مدل‌های کامپیوتری سه‌بعدی از چرخنده‌ها در یک نرم‌افزار عمومی طراحی، ایجاد و با هم مونتاژ شد تا عملکرد حرکتی و نحوه درگیری دندانه‌های دو چرخنده با هم مورد بررسی قرار گیرد. با تأیید نتایج به دست آمده، هر دو چرخنده از جنس فلزی و با استفاده از فرآیند برش سیم<sup>۱</sup> تولید شد.

### معادلات حاکم بر طراحی چرخنده‌های بیضوی تک‌گوشه

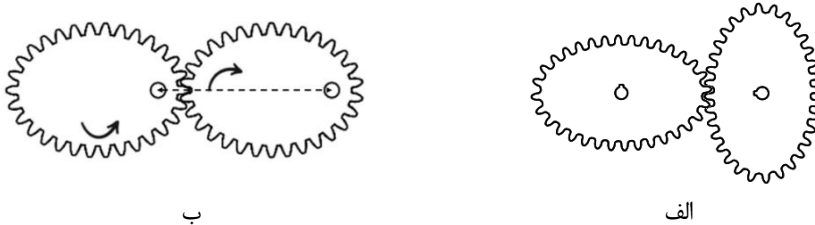
در علم ریاضیات، بیضی مکان هندسی نقاطی از صفحه است که مجموع فاصله آنها از دو نقطه ثابت به نام کانون‌های بیضی مقدار ثابتی است که همین امر سبب می‌شود چرخنده‌های بیضوی بتوانند سرعت متغیری را در خروجی ایجاد نمایند. چرخنده‌های بیضوی مورد استفاده در صنعت را می‌توان به دو نوع چرخنده‌های بیضوی دوگوشه<sup>۲</sup> و تک‌گوشه<sup>۳</sup> تقسیم‌بندی نمود. بر طبق شکل ۱- الف، در چرخنده‌های بیضوی نوع دوگوشه محور شفت چرخنده، منطبق بر مرکز بیضی گام است، اما در چرخنده‌های بیضوی نوع تک‌گوشه محور شفت‌ها منطبق بر یکی از کانون‌های ثابت بیضی گام

<sup>۱</sup> Wire electrical discharge machining (WEDM)

<sup>۲</sup> Bilobe Elliptical gears

<sup>۳</sup> Unilobe elliptical gears

در نظر گرفته می‌شود (شکل ۱-ب). در صورت استفاده از چرخدنده‌های مشابه از نوع تک‌گوشه بر روی دو شفت مجزا، چرخدنده محرک دارای سرعت زاویه‌ای ثابت بوده و در مقابل سرعت زاویه‌ای چرخدنده متحرک، در نیم دور اول و دوم از حرکت به ترتیب کاهشی و افزایشی است.



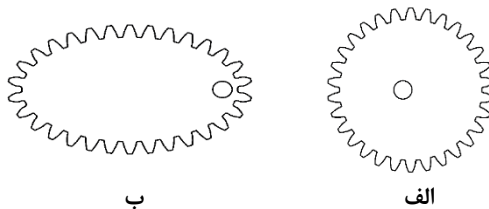
شکل ۱. نحوه درگیری دو چرخدنده: الف- بیضوی دوگوشه و ب- بیضوی تک‌گوشه.

باید توجه داشت که در هر مکانیزم متشکل از دو چرخدنده بیضوی مشابه دوگوشه یا تک‌گوشه، همواره فاصله بین مراکز دو شفت ثابت است. منحنی کلی یک چرخدنده بیضوی تک‌گوشه در دستگاه مختصات قطبی عبارت است از [۷]:

$$r = \frac{a(1-e^2)}{1+e \cos(\theta)} \quad (1)$$

که در این رابطه  $a$ ،  $e$ ،  $\Gamma$  و  $\theta$  به ترتیب نصف قطر بزرگ بیضی چرخدنده، خروج از مرکز بیضی، مؤلفه شعاعی و زاویه‌ای نقاط روی محیط بیضی در مختصات قطبی می‌باشد. در این حالت مبدأ مختصات منطبق بر یکی از کانون‌های بیضی است.

طبق شکل ۲، میزان خروج از مرکز بیضی، پارامتری مهم در طراحی شکل و هندسه چرخدنده‌های بیضوی تک‌گوشه می‌باشد که در محدوده بین اعداد صفر تا یک می‌تواند تغییر داده شود. با افزایش این عدد در بازه مذکور، طول قطر بزرگ بیضی چرخدنده تک‌گوشه افزایش و قطر کوچک آن کاهش یافته و مرکز دورانی چرخدنده بیضوی نیز به سمت دندانه‌ها متمایل می‌گردد. خروج از مرکز بیضی به میزان عدد صفر نیز شکل چرخدنده را به شکل دایروی کامل تبدیل می‌نماید.



شکل ۲. تغییرات هندسه چرخدنده بیضوی بازا مقادیر مختلف خروج از مرکز بیضی: الف- ۰/۱ و ب- ۰/۶.

برای تعیین تعداد دندانه‌ها بر روی محیط بیضی ایجاد شده توسط رابطه (۱)، می‌توان از رابطه (۲) بهره برد [۶؛ ۱۱]:

$$Z = 2 \times (\Gamma + 0.5) \quad (2)$$

که  $\Gamma$  عددی غیر صحیح و بیانگر تعداد دندانه‌های ایجاد شده در هر یک از دو بخش متقارن چرخدنده بیضوی نوع تک‌گوشه است. با تعیین مقدار  $\Gamma$  می‌توان مدول چرخدنده بیضوی را نیز از رابطه (۳) محاسبه نمود [۶؛ ۱۱]:

$$m = \frac{\int_0^\pi \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\theta}\right)^2} d\theta}{\Gamma\pi} \quad (3)$$

در چرخدنده‌های دایروی، شکل پروفیل دندانه‌های چرخدنده به فرم اینولوت یا سیکلوئید انتخاب می‌شود که این فرم بر روی تمام دندانه‌های چرخدنده مشابه است. اما در چرخدنده‌های بیضوی پروفیل دندانه‌های چرخدنده می‌تواند دارای شکل‌های متنوعی بر روی محیط چرخدنده باشد.

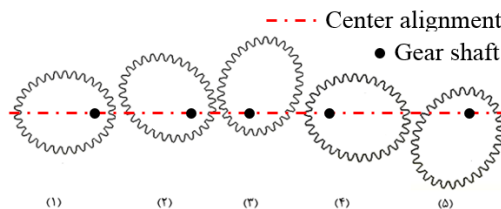
در این تحقیق فرم پروفیل دندانه‌های چرخدنده بیضوی، اینولوت در نظر گرفته شده است که به واسطه شکل بیضوی چرخدنده، فرم هر دندانه بر حسب فاصله آن از نقطه کانونی بیضی منحصر به فرد است. برای به دست آوردن فرم پروفیل دندانه‌ها در این چرخدنده‌ها از روشی مشابه با یافتن پوش دایره استفاده می‌گردد، با این تفاوت که در هر نقطه از محیط بیضی، شعاع دایره گام با شعاع انحنای بیضی گام در آن نقطه برابر فرض می‌شود. به این ترتیب می‌توان شعاع انحنای بیضی را در هر نقطه از طریق رابطه (۴) به دست آورد [۶]:

$$R = \frac{(r^2 + \left(\frac{dr}{d\theta}\right)^2)^{3/2}}{r^2 - r\left(\frac{d^2r}{d\theta^2}\right) + 2\left(\frac{dr}{d\theta}\right)^2} \quad (4)$$

## مواد و روش‌ها

### تعیین پارامترهای اولیه در طراحی چرخدنده‌های بیضوی و ساده

برای ترسیم مدل سه‌بعدی چرخدنده‌های بیضوی تک‌گوشه و ساده مورد بررسی در این تحقیق، ابتدا باید پارامترهای طراحی این دو چرخدنده تعیین گردد. با توجه به شکل ۳، مشخص است که در صورت ثابت بودن شفت چرخدنده بیضوی تک‌گوشه، با دوران چرخدنده در یک دور کامل فاصله شعاعی نقاط روی محیط چرخدنده نسبت به مرکز شفت متغیر است. بنابراین در صورت درگیر نمودن چرخدنده بیضوی با یک چرخدنده ساده، شفت چرخدنده ساده باید متحرک باشد تا بتواند چرخدنده ساده را متناسب با حرکت چرخدنده بیضوی به آن نزدیک یا از آن دور نماید. بدیهی است متحرک بودن شفت حامل چرخدنده ساده، فرآیند طراحی و ساخت مکانیزم موردنظر را نیز به مراتب آسانتر می‌نماید. نکته دیگر در طراحی این مکانیزم، برابر بودن مدول دو چرخدنده برای تضمین درگیری مناسب بین دو چرخدنده می‌باشد.



شکل ۳. نحوه حرکت یک چرخدنده بیضوی تک‌گوشه در یک سیکل کامل دورانی (جهت ساعتگرد).

از آنجا که در این مطالعه هدف بررسی امکان ایجاد چنین مکانیزمی است، نویسندگان مدول هر دو چرخنده را مقدار  $2/5$  میلیمتر فرض نمودند. در مورد چرخنده ساده مشخص است که با تعیین مقدار مدول و تعداد دندانه با استفاده از روابط مربوطه که در این مقاله از ذکر مجدد آنها صرفنظر شده به راحتی می‌توان تعداد دندانه‌های چرخنده، قطرهای سر دنده، پای دنده، دایره گام و سایر پارامترهای موردنیاز را محاسبه نمود [۱۲]. برای تعیین مشخصات چرخنده بیضوی نیز با تعیین مدول می‌توان میزان خارج از مرکز بودن بیضی و تعداد دندانه‌های چرخنده را به دست آورد.

### طراحی مدل کامپیوتری چرخنده‌های بیضوی و ساده

یکی از مشکلات رایج در طراحی مدل کامپیوتری چرخنده‌های بیضوی ترسیم فرم درست دندانه‌ها در محیط بیضی شکل چرخنده است. برای این کار می‌توان از روش کدنویسی کامپیوتری و یا نرم‌افزارهای خاصی که برای این کار وجود دارد استفاده نمود. بدیهی است که استفاده از نرم‌افزار، ضمن تضمین دقت طراحی و اجتناب از خطاهای رایج در کدنویسی، می‌تواند زمان فرآیند طراحی را نیز به میزان زیادی کاهش دهد. در این تحقیق از نرم‌افزار تخصصی گیراتیک موشن<sup>۱</sup> برای حصول به مدل دوبعدی چرخنده‌های بیضوی و ساده استفاده شده است. برای این کار پارامترهای طراحی هر دو چرخنده به صورت عددی به نرم‌افزار وارد شده و فرآیند ترسیم مقطع چرخنده‌ها به صورت اتوماتیک انجام می‌گیرد. از آنجا که این نرم‌افزار قابلیت تولید مدل‌های سه‌بعدی را دارا نمی‌باشد، با ایجاد مدل دوبعدی مقطع چرخنده‌ها، می‌توان آنها را با پسوند دی-ایکس-اف<sup>۲</sup> ذخیره نموده به نرم‌افزار دیگری برای تولید مدل سه‌بعدی منتقل نمود. برای این کار از نرم‌افزار عمومی کتیا استفاده گردید و مدل‌های دوبعدی در آن با اعمال ضخامت به چرخنده‌ها به صورت سه‌بعدی ترسیم شد.

### مکانیزم مورد استفاده برای کنترل حرکت شفت متحرک

با توجه به مطالب ارائه شده، در درگیری چرخنده بیضوی تک‌گوشه و چرخنده ساده باید مکانیزمی برای کنترل فاصله شفت متحرک از شفت ثابت در نظر گرفته شود. این مکانیزم باید بتواند به درستی با دور و نزدیک نمودن شفت متحرک حامل چرخنده ساده نسبت به چرخنده بیضوی محرک، امکان درگیری مناسب بین دو چرخنده را فراهم آورد. به این منظور در این تحقیق از یک فنر استوانه‌ای ساده برای کنترل حرکات در شفت متحرک استفاده می‌گردد. طبق شکل ۳، با قرار گرفتن چرخنده بیضوی در موقعیت‌های ۱، ۲ و ۵ شفت متحرک باید از آن دور گردد که با این کار فنر دچار ازدیاد طول شده و با قرار گرفتن چرخنده بیضوی در موقعیت‌های ۳ و ۴ برگشت فنی، سبب بازگشت شفت متحرک به موقعیت قبلی می‌شود. در فنر مورد استفاده برای این مکانیزم طول نرمال، قطر مفتول و قطر دایره خارجی فنر به ترتیب برابر با  $0/8$ ،  $4/4$ ،  $8$  و  $1$  میلیمتر در نظر گرفته شد.

### ساخت چرخنده‌های بیضوی و ساده

با توجه به این‌که برای تولید چرخنده‌های بیضوی شکل از روش ماشینکاری توسط دستگاه هاب<sup>۳</sup> نوع سی-ان-سی با محور اسپیندل و درجات آزادی خاص استفاده می‌گردد و این نوع تجهیزات در داخل کشور موجود نیست، بنابراین برای تولید چرخنده بیضوی شکل از جنس فلزی از فرآیند برش سیم استفاده گردید. همچنین برای یکنواختی کیفیت سطح دندانه‌ها در هر دو چرخنده، چرخنده ساده نیز به جای فرآیند ماشینکاری به همین روش تولید شد. فرآیند برش

<sup>1</sup> Gearotic motion

<sup>2</sup> Dxf

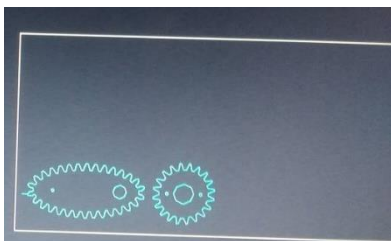
<sup>3</sup> Gear hobbing machine

سیم در دستگاه شارمیلز<sup>۱</sup> ساخت کشور سوئیس انجام گرفت. لازم به ذکر است که جهت حفظ دقت و اجتناب از ساخت فیکسچرهای خاص، سوراخ شفت هر دو چرخنده نیز به صورت هم‌زمان با استفاده از فرآیند برش سیم بر روی آنها ایجاد گردید. برای تولید چرخنده‌ها در دستگاه برش سیم ابتدا ورق به ضخامت ده میلیمتر از آلومینیوم ۷۰۷۵ بر روی میز ماشین طبق شکل ۴، گیره‌بندی گردید.



شکل ۴. گیره‌بندی ورق آلومینیومی در دستگاه برش سیم.

سپس فایل دوبعدی چرخنده‌های ساده و بیضوی که قبلاً توسط نرم‌افزار گیراتیک موشن تهیه شده با پسوند \*.dxf\* به دستگاه برش سیم ارسال شد. شکل ۵، نمایی از نقشه‌های دوبعدی و نحوه موقعیت‌دهی آنها برای تولید هر دو چرخنده از ورق آلومینیومی را نشان می‌دهد.



شکل ۵. موقعیت‌دهی چرخنده‌های ساده و بیضوی روی ورق آلومینیومی در دستگاه برش سیم.

برای برش چرخنده‌ها از دی الکتریک آب مقطر و سیم مولیبدنی شماره Mo۰۰۵۱۲۰ با قطر ۰/۰۱۵ میلیمتر و با سرعت حرکتی معادل ۹۰ متر بر دقیقه استفاده گردید. این نوع سیم دارای استحکام و نقطه ذوب بالایی بوده و قطر بسیار نازک آن امکان حصول به کیفیت مناسب را بر روی دندانه‌های چرخنده فراهم می‌نماید. برای برش چرخنده‌ها، اپراتور مقادیر پارامترهای ورودی دستگاه را طبق جدول ۱، بر حسب نوع سیم به دستگاه اعمال نموده و سپس فرآیند برشکاری به صورت اتوماتیک براساس مسیر ایجاد شده توسط دستگاه انجام گرفت.

<sup>1</sup> Charmilles robofil 310

## جدول ۱. مقادیر پارامترهای ورودی در دستگاه برش سیم برای تولید چرخنده‌های بیضوی و ساده

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۳/۷	فشار مکش و پاشش دی‌الکتريک (bar)	۱۳۰	ولتاژ (V)	۱۸	زمان خاموشی بین دو پالس ( $\mu$ S)
		۱۷۰	فرکانس پالس‌ها (Khz)	۲	زمان روشنی پالس ( $\mu$ S)
		۳۵/۵	سرعت پیشروی (mm/min)	۱۲	جریان پالس‌ها (A)

## نتایج و بحث

## نتایج تحلیلی

در جدول ۲، مجموعه پارامترهای استخراج شده جهت آغاز فرآیند ترسیم مقطع دوبعدی چرخنده‌های بیضوی تک‌گوشه و ساده ارائه گردیده است. مقادیر ارائه شده در این جدول براساس روابط ارائه شده برای چرخنده بیضوی در بخش‌های قبلی و برای چرخنده ساده براساس روابط ریاضی موجود که از تکرار آن در این مقاله صرف‌نظر شده، به دست آمده است.

## جدول ۲. مقادیر پارامترهای طراحی برای تولید مقطع چرخنده‌های بیضوی و ساده توسط نرم‌افزار.

پارامتر	چرخنده بیضوی	چرخنده ساده
ضخامت (mm)	۱۰	۱۰
زاویه فشار (درجه)	۲۰	۲۰
تعداد دندانه	۳۰	۲۰
مدول (mm)	۲/۵	۲/۵
ضرب اصلاح	----	----
قطر سوراخ شفت (mm)	۱۲	۲۲
ارتفاع کل دندانه (mm)	----	۵/۴۱
فاصله اولیه محور شفت‌ها در طراحی (mm)	۴۵	
قطر خارجی چرخنده (mm)	بزرگ: ۱۰۴/۳	۵۵
	کوچک: ۴۹/۱	

## درجه کیفی چرخنده

عدم دقت در هنگام ساخت و مونتاژ چرخنده‌ها مهمترین عامل مؤثر بر ظرفیت بار و شرایط عملکرد صحیح آنها بوده و عواملی نظیر ایجاد بارهای دینامیکی، لرزش، سر و صدا و حتی تمرکز تنش در چرخنده‌ها را موجب می‌شود. برای اطمینان از کیفیت موردنیاز انتقال قدرت و حرکت، قابلیت عملکرد بدون صدا، حفظ دقیق نسبت‌های دنده‌ها و ثبات ظرفیت بار موردنظر در طول عمر پیش بینی شده تیرانس‌های مشخصی برای ساخت چرخنده موردنیاز است که دقت ساخت چرخنده را با تعریف هرگونه انحراف مجاز از ابعاد طراحی شده برای فرم دقیق منحنی دندانه‌های چرخنده تحت شعاع قرار می‌دهد. بنابراین برای اطمینان از شرایط کاری مناسب چرخنده‌ها، این تیرانس‌ها باید در طراحی مدنظر قرار گیرد که به آن خطاهای مجاز نیز گفته می‌شود [۱۳]. باید توجه داشت به دلایل اقتصادی، انتخاب بیش از حد

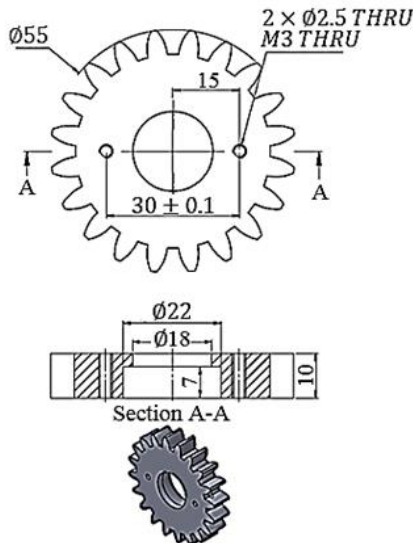
محدود ترانسها در مواردی که دقت چندانی لازم نیست، هزینه فرآیند ساخت محصول را به شدت افزایش می‌دهد. همین‌طور انتخاب بیش از حد بزرگ بازه ترانس نیز می‌تواند عملکرد چرخنده طراحی شده را به خطر اندازد. بنابراین، برای انتخاب صحیح خطاهای مجاز در یک چرخنده برای دایره گام، پروفیل دندانه و پهلوی دندانه در امتداد عرضی، طراح باید از پیامدهای مرتبط با این انتخابها، تحلیل دقیقی داشته باشد. در چرخنده‌های استوانه‌ای تعیین این محدوده برای خطاهای مجاز به عواملی نظیر نوع چرخنده‌ای که باید طراحی شود و شرایط کاری آن، طول عمر مورد انتظار بر حسب ساعت کار، شرایط تعمیر و نگهداری و امکان تعویض چرخنده، نوع روش تولیدی شامل کاربرد ماشین‌های براده‌برداری، اصلاح و یا پرداخت، روش‌های کنترل و نوع ابزار اندازه‌گیری و مهم‌تر از همه امکان‌سنجی اقتصادی و هزینه تولید بستگی دارد. عدم رعایت و توجه به این نکات مستقیماً بر توزیع نابرابر فشار تماس روی پهلوی دندانه‌ها و در نتیجه سایش غیر یکنواخت آنها، توزیع ناهموار نیرو در امتداد عرضی پهلوی دندانه، افزایش بارهای دینامیکی و تغییرات در توزیع بار در نقاط تماس تأثیرگذار می‌باشد. با توجه به پیچیدگی این امر در طراحی چرخنده‌ها امروزه طراحان می‌توانند از استانداردهای مدونی برای تعیین حدود خطاهای مجاز در چرخنده‌های تولیدی و اطمینان از عملکرد مناسب آنها استفاده نمایند. استاندارد ایزو دوازده درجه کیفی از شماره یک تا دوازده برای تعریف صحت چرخنده‌های استوانه‌ای شکل معرفی نموده است که در آن درجه یک بالاترین و درجه دوازده کمترین میزان دقت را داراست. در استاندارد ایزو برای تعریف این درجات کیفی به نوع کاربرد چرخنده محرک، سرعت محیطی و رفتار چرخنده متحرک توجه شده است [۱۴؛ ۱۵]. لازم به ذکر است که عموماً در طراحی یک جفت چرخنده، درجه کیفی هر دو مشابه به هم در نظر گرفته می‌شود اما این امر یک قانون کلی نیست و در شرایط معین به دلایل خاص طراحی می‌توان از چرخنده‌های با درجه کیفی متفاوت استفاده نمود. درجات کیفی ۳ و ۴ به چرخنده‌های با کیفیت بسیار بالا و بالا اشاره دارد که بیشتر در ابزارهای اندازه‌گیری به کار می‌روند. چرخنده‌های با درجه پنج نیز در ماشین‌های دقیق مورد استفاده بوده و از درجه شش تا دوازده چرخنده‌های با کاربردهای مرسوم در تجهیزات و ماشین‌آلات قابل طراحی می‌باشد. البته برای تفکیک چرخنده‌ها در درجات تولیدی بین شش تا دوازده نیز استاندارد ایزو دستورالعمل‌های مشخصی را ارائه داده به طور مثال برای درجات کیفی ۶، ۷ و ۸ به ترتیب به طراحی چرخنده‌های با دقت بالا برای سرعت و ظرفیت حمل بالا، چرخنده‌های با دقت معمولی برای کار در شرایط سرعت بالا و بار متوسط یا سرعت متوسط و بار بالا و چرخنده‌های با دقت پایین‌تر در شرایط کاری سرعت پایین و ظرفیت بار پایین اشاره شده است. در درجات نه تا دوازده نیز به تدریج کیفیت چرخنده‌ها کاهش می‌یابد طوری که چرخنده با درجه کیفی دوازده دارای کیفیت خشن‌تر و برای کار در محیط‌های با سرعت پایین‌تر در نظر گرفته شود.

در تحقیق حاضر با توجه به این‌که یکی از چرخنده‌ها از نوع استوانه‌ای و ساده می‌باشد لذا با استفاده از استاندارد ایزو و نوع روش تولید در نظر گرفته شده برای ساخت آن در این تحقیق درجه کیفی چرخنده ساده برابر با هشت تعیین گردید که نشانگر استفاده از چرخنده با کیفیت متوسط برای استفاده در ماشین‌آلات مکانیکی و صنعتی است. با تعیین این درجه کیفی برای چرخنده ساده از آن مطابق با مکانیزم طراحی شده در این تحقیق می‌توان براساس دستورالعمل ایزو در سرعت‌های محیطی سه تا هشت متر بر ثانیه استفاده نمود [۱۴؛ ۱۵]. بنابراین با استفاده از جداول استاندارد، مقادیر ترانسی موردنیاز برای ساخت چرخنده ساده قابل استخراج می‌باشد. با توجه به این‌که محدوده زبری متوسط سطح ( $R_a$ ) در امتداد عمود بر راستای خواب یا بر روی پهلوی جانبی دندانه‌های چرخنده، در فرآیند برش سیم در بازه ۰/۱ تا ۳/۲ میکرومتر متغیر است [۱۶]، لذا انتخاب درجه کیفی هشت برای چرخنده ساده معقول می‌باشد. همچنین می‌توان ترانس موردنیاز برای تولید تمام اندازه‌های چرخنده ساده با درجه کیفی هشت را براساس استاندارد ایزو و استفاده از جداول مربوطه محاسبه نمود. بر طبق توصیه استاندارد ISO ۱۳۲۸-۱ کلاس ترانسی برای چرخنده با درجه کیفی ۸، معادل IT7 می‌باشد که در استاندارد ISO ۲۸۶-۱ می‌توان ترانس تمام اندازه‌های موردنیاز برای ساخت چرخنده را با این کلاس به دست آورد [۱۳؛ ۱۷]. همچنین برای تعیین گرید کیفیت ماده برای چرخنده ساده از

استاندارد آگما استفاده شده و برای آن گرید یک انتخاب شد. این گرید نشانگر این مطلب است که ماده انتخاب شده مناسب می‌باشد اما ممکن است بهینه‌ترین ماده نباشد. با این حال این ماده عملکرد مناسبی برای کاربری مورد نظر داشته و دارای قیمت رقابتی می‌باشد [۱۸]. برای چرخدنده بیضوی نیز با توجه به این که هیچ نوع استاندارد برای تعریف درجه کیفی وجود ندارد در این مقاله هیچ گرید و درجه کیفی برای چرخدنده تعیین نگردید.

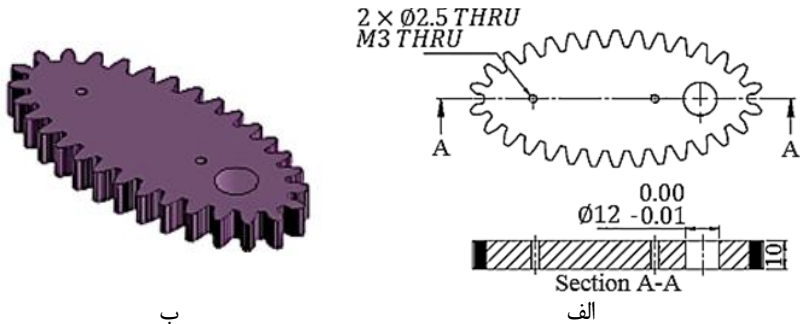
### نتایج مدلسازی کامپیوتری

با استفاده از پارامترهای جدول ۲، می‌توان مدل دوبعدی مقطع هر چرخدنده را در نرم‌افزار گیرآتیک با دقت مناسبی رسم نمود. این نرم‌افزار یکی از نرم‌افزارهای قدرتمند و پرکاربرد در زمینه طراحی اختصاصی انواع چرخدنده‌ها و مکانیزم‌های انتقال قدرت می‌باشد. برای ترسیم مقاطع دوبعدی دو چرخدنده، پارامترهای جدول ۲، به عنوان مقادیر ورودی به نرم‌افزار اعمال شده و شکل دندانه هر دو چرخدنده با تبعیت از فرم منحنی اینولوت رسم گردید. لازم به توضیح است شکل صحیح فرم دندانه‌ها نقش مهمی در عملکرد صحیح چرخدنده‌های تولیدی دارد و استفاده از طراحی به کمک کامپیوتر<sup>۱</sup> برای ترسیم مقاطع دوبعدی دندانه‌ها تا حد زیادی سبب افزایش دقت، کاهش حجم محاسبات، کاهش زمان و خطاهای طراحی می‌گردد. از آنجا که نرم‌افزار گیرآتیک قابلیت طراحی سه‌بعدی ندارد، مقاطع دوبعدی بعد از انتقال به نرم‌افزار کتیا با استفاده از دستور اکستروژن به ضخامت ده میلیمتر امتداد داده شد تا مدل‌های سه‌بعدی چرخدنده‌ها حاصل گردد. در شکل ۶ و ۷ به ترتیب نقشه چرخدنده ساده و چرخدنده بیضوی تک‌گوشه نشان داده شده است. سوراخ‌های ریز روی سطح مسطح چرخدنده‌های بیضوی و ساده با قطر ۲/۵ میلیمتر توسط دستگاه سوراخکاری اینورسال ایجاد و سپس داخل آن رزوه‌زنی شده است تا بتوان از طریق آن درپوش‌هایی را بر روی چرخدنده‌ها متصل نمود. این درپوش‌ها جهت جلوگیری از ورود گرد و غبار به محل استقرار چرخدنده‌ها روی شفت تعبیه می‌گردد.



شکل ۶. چرخدنده ساده طراحی شده (ابعاد به میلیمتر - محدوده تolerانس با درجه کیفی IT7 در تمام ابعاد نقشه تابع: ISO ۲۸۶-۱).

<sup>۱</sup> Computer aided design (CAD)

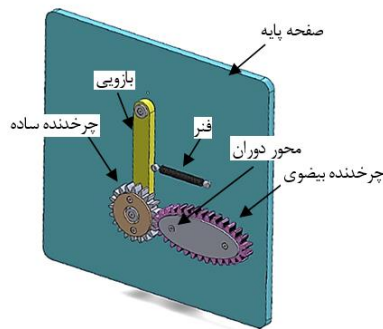


ب

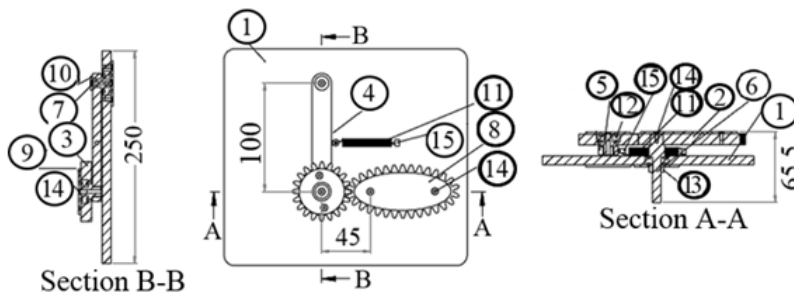
الف

شکل ۷. چرخنده بیضوی تک گوشه: الف- نمای بالا و برش خورده، ب- تصویر مجسم ایزومتریک (ابعاد به میلیمتر).

با توجه به این که برای ساخت این مکانیزم نیاز به تجهیزات دیگری جهت مونتاژ دو چرخنده ساده و بیضوی است، این تجهیزات در نرم افزار کتیا متناسب با ابعاد دو چرخنده طراحی شده و سپس در محیط مونتاژ این نرم افزار، تمام قطعات با هم سرهم بندی شد. شکل ۸، مجموعه مونتاژی طراحی شده برای ساخت مکانیزم مورد بررسی در این مقاله را نشان می دهد. از آنجا که این مجموعه دارای قطعات زیادی می باشد، بنابراین در شکل ۹ تمام قطعات جهت ارائه کامل اطلاعات شماره گذاری شده و سپس در جدول ۳ نام و مشخصات آنها ذکر گردیده است.



شکل ۸. مونتاژ چرخنده بیضوی و ساده در محیط نرم افزار کتیا.

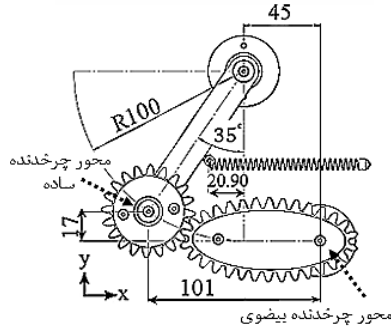


شکل ۹. شماره گذاری اجزاء مختلف به کار رفته در شکل ۸، برای مونتاژ چرخنده های بیضوی و ساده (ابعاد به میلیمتر).

جدول ۳. نام اجزاء به کار رفته در ساخت مکانیزم چرخنده‌های براساس شکل ۹.

شماره قطعه	نام قطعه	ابعاد قطعات
۱	صفحه پایه	۲۵۰×۲۵۰ mm
۲	چرخنده بیضوی	طبق جدول ۲
۳	چرخنده ساده	طبق جدول ۲
۴	بازویی	۱۰۰×۲۰×۸mm
۵	شفت چرخنده ساده	۱۸ mm
۶	شفت چرخنده بیضوی	۱۲ mm
۷	شفت بازویی	۱۰ mm
۸	درپوش چرخنده بیضوی	-----
۹	درپوش چرخنده ساده	-----
۱۰	واشر	-----
۱۱	فنر	طول نرمال ، قطر مفتول و قطر دایره خارجی فنر به ترتیب ۰/۸ ، ۰/۴۶/۴ ، ۸ میلی‌متر
۱۲	بلبرینگ	طبق DIN ۶۲۵-۶۰۸
۱۳	مه‌ره شش‌گوش	طبق ISO ۴۰۲۳-M۸
۱۴	پیچ آلن	طبق DIN ۷۹۹۱-M۳*۸
۱۵	پیچ گوشواره‌ای	Metric M۵

شکل ۹، فاصله اولیه بین محور شفت‌های دو چرخنده (شماره ۵ و ۶ در جدول ۳) را در ابتدای حرکت نشان می‌دهد. در این حالت فاصله شفت دو چرخنده برابر با ۴۵ میلی‌متر می‌باشد و فنر در حالت آزاد قرار گرفته است. با چرخش شفت محرک که به چرخنده بیضوی تک‌گوشه متصل است، چرخنده ساده که به همراه شفت خود به بازویی ۱۰۰ میلی‌متری وصل شده، شروع به حرکت می‌نماید. در شکل ۱۰، چرخنده ساده زمانی که در بیشترین فاصله خود از شفت چرخنده بیضوی قرار گرفته، نشان داده شده است. بر طبق این شکل در این حالت فنر به میزان ۲۰/۹۰ میلی‌متر دچار کشیدگی شده و زاویه جابجایی بازویی نسبت به حالت قائم اولیه برابر ۳۵ درجه می‌باشد. با ادامه چرخش چرخنده بیضوی، برگشت فتری ایجاد شده در فنر سبب برگرداندن تدریجی بازویی و چرخنده ساده متصل به آن به موقعیت اولیه در ضمن حفظ درگیری مؤثر و مستمر بین دو چرخنده می‌گردد. این سیکل حرکتی با چرخش چرخنده‌های ساده و بیضوی به صورت ممتد تکرار می‌شود. شبیه‌سازی حرکتی در محیط نرم‌افزار کتیا نشان می‌دهد که ایده ایجاد شفت متحرک در مکانیزم‌های چرخنده‌ای ممکن بوده و با کاربرد این مکانیزم نوآورانه ضمن حصول به این مقصود، حرکت آن نیز بررسی و از عملکرد صحیح تمامی اجزاء مورد استفاده اطمینان حاصل گردید. همچنین مقادیر حداکثر جابجایی شفت متحرک در امتداد محورهای افقی و عمودی نسبت به محور دورانی چرخنده بیضوی تک‌گوشه در شکل ۱۰ ارائه شده است.



شکل ۱۰. درگیری چرخنده ساده و بیضوی در حداکثر فاصله ممکن بین شفت‌ها و میزان افزایش طولی فنر (ابعاد به میلی‌متر).

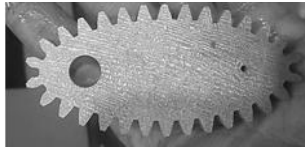
بررسی سیکل دورانی چرخنده‌ها در نرم‌افزار، نشان می‌دهد که به ازای دو دور چرخنده بیضوی تک‌گوشه، چرخنده ساده دارای سه دور در یک سیکل کامل دورانی می‌باشد. در درگیری بین چرخنده‌های ساده نسبت انتقال<sup>۱</sup> از تقسیم تعداد دندانه چرخنده متحرک، بر تعداد دندانه چرخنده محرک محاسبه می‌شود. از آنجا که تعداد دندانه‌های چرخنده بیضوی و ساده به ترتیب برابر با ۳۰ و ۲۰ عدد می‌باشد، با توجه به تعداد دوران چرخنده‌ها در یک سیکل کامل دورانی می‌توان گفت در این مکانیزم نیز مانند چرخنده‌های ساده، نسبت انتقال دقیقاً با توجه به متحرک بودن چرخنده ساده و محرک بودن چرخنده بیضوی از تقسیم تعداد دندانه‌های چرخنده ساده بر بیضوی به دست می‌آید، که برابر با دوسوم می‌باشد. بنابراین با این مکانیزم، سرعت در شفت خروجی افزایش یافته و این مکانیزم افزایش‌دهنده است. تحقیقات پیشین نشان می‌دهد که صحیح نبودن نسبت انتقال بین دو چرخنده باعث کاهش ارتعاشات، سایش و صدای مکانیزم شده و طول عمر چرخنده‌ها را نیز افزایش می‌دهد [۱۹].

## نتایج تولیدی

### تولید چرخنده‌ها توسط فرآیند برش سیم

برای تولید چرخنده‌های ساده و بیضوی تک‌گوشه فرآیند برش سیم بر روی ورقی به ضخامت ده میلی‌متر از جنس آلومینیوم ۷۰۷۵ انجام گرفت. در شکل ۱۱، چرخنده‌های تولید شده به این روش نشان داده شده است. بعد از فرآیند برش سیم، سوراخ‌های ریز روی سطح مسطح چرخنده‌های بیضوی و ساده با قطر ۲/۵ میلی‌متر توسط دستگاه سوراخکاری انیورسال ایجاد گردید. بازرسی ابعاد کلی چرخنده‌های تولید شده با استفاده از کولیس و میکرومتر نشان می‌دهد که تolerانس تولید نمونه‌ها بر روی تمام ابعاد، حداکثر معادل  $\pm 0.01$  میلی‌متر می‌باشد.

<sup>1</sup> Gear ratio



ب



الف

شکل ۱۱. چرخنده‌های تولید شده به روش برش سیم: الف- ساده و ب- بیضوی تک‌گوشه.

### اندازه‌گیری زبری سطح دندانه‌های چرخنده

در این مرحله پس از فرآیند تولیدی، میزان زبری سطح دندانه‌های هر دو چرخنده تولید شده به روش برش سیم مورد بررسی قرار گرفت. همان‌طور که قبلاً ذکر گردید محدوده زبری متوسط سطح در فرآیند برش سیم و در امتداد عمود بر خواب سطح<sup>۱</sup>، در خشن‌ترین حالت در بازه حداکثر ۳/۲ میکرومتر قرار می‌گیرد و باید انتظار داشت میزان زبری متوسط روی پروفیل اینولوت سطح دندانه‌های هر دو چرخنده و در امتداد عمود بر راستای خواب سطح آنها در خشن‌ترین حالت زبری متوسط، از ۳/۲ میکرومتر تجاوز ننماید [۱۶]. با توجه به این‌که اندازه‌گیری میزان زبری متوسط سطح در حالت فوق مستلزم استفاده از دستگاه‌های خاص بوده و عملاً اندازه‌گیری این نوع زبری برای چرخنده بیضوی با توجه به هندسه آن توسط دستگاه‌های مرسوم نظیر کانتورگراف و زبری‌سنج پرتابل امکان‌پذیر نمی‌باشد، در این تحقیق به جای اندازه‌گیری این نوع زبری، میزان زبری در راستای فرآیند برش سیم، به موازات خواب سطح و در امتداد پهنای عرضی چرخنده اندازه‌گیری گردید. برای اندازه‌گیری زبری متوسط سطح در راستای خواب سطح در چرخنده‌های ساده و بیضوی از دستگاه زبری‌سنج پرتابل مدل MarSurf PS1 با قابلیت اندازه‌گیری زبری متوسط<sup>۲</sup>، زبری ده‌نقطه<sup>۳</sup> و حداکثر زبری استفاده شد. برای این کار حسگر دستگاه به صورت کاملاً هم‌راستا با امتداد تراز شده پهلوی هر دندانه قرار گرفت که برای این کار از گیج بلوک استفاده گردید. سپس طول مورد نیاز برای حرکت حسگر دستگاه روی پهنای پروفیل دندانه چرخنده برای محاسبه مقادیر زبری سطح بر حسب استاندارد ایزو برابر با هفت میلی‌متر انتخاب شد [۲۰]. شکل ۱۲، نمایی از این دستگاه و نحوه اندازه‌گیری زبری سطح دندانه را بر روی چرخنده ساده نشان می‌دهد. با توجه به قابلیت‌های دستگاه مورد استفاده و به منظور بالا بردن دقت در اندازه‌گیری، در هر چرخنده فرآیند اندازه‌گیری به تعداد سه بار و بر روی سه دندانه مختلف از هر چرخنده انجام شد و در انتها مقادیر زبری سطح هر چرخنده به صورت میانگین اعداد به دست آمده، ارائه گردید. نتایج آزمایش‌ها نشان می‌دهد که کیفیت سطح دندانه‌های هر دو چرخنده با توجه به مشابهت روش تولید آنها در محدوده تقریباً مشابهی قرار گرفته است. بر این اساس مقدار زبری متوسط در چرخنده‌های بیضوی و ساده به ترتیب برابر با ۰/۶۶۱ و ۰/۶۹۱ میکرومتر به دست آمد که زبری مناسبی برای چرخنده‌های با کاربرد عمومی می‌باشد. همچنین مقدار زبری ده‌نقطه ( $R_z$ ) نیز در چرخنده‌های بیضوی و ساده به ترتیب برابر با ۴/۴۹ و ۵/۵۸ میکرومتر تعیین گردید.

<sup>1</sup> Surface lay

<sup>2</sup> Arithmetic average of roughness ( $R_a$ )

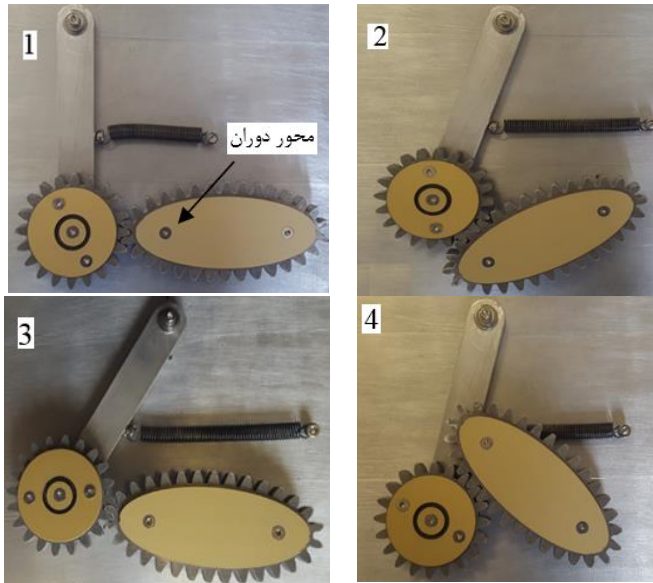
<sup>3</sup> Ten point average roughness ( $R_z$ )

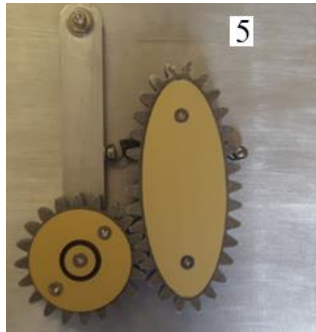


شکل ۱۲. اندازه‌گیری زبری دندانه چرخنده ساده با دستگاه زبری‌سنج.

### مونتاژ فیزیکی چرخنده‌ها

در شکل ۱۳، چرخنده‌های ساده و بیضوی تک‌گوشه به صورت مونتاژ شده و به همراه الحاقات ذکر شده در جدول ۳ ارائه گردیده است. همان‌طور که از شکل پیداست در حین مونتاژ مجموعه مشکلی از نظر عدم مونتاژ و تداخل بین قطعات ایجاد نشده است. همچنین مونتاژ این مکانیزم نشان می‌دهد که بر طبق نقشه‌ها و محاسبات انجام گرفته، فاصله محوری ابتدایی که معادل با ۴۵ میلیمتر می‌باشد، دقیقاً رعایت گردیده است.





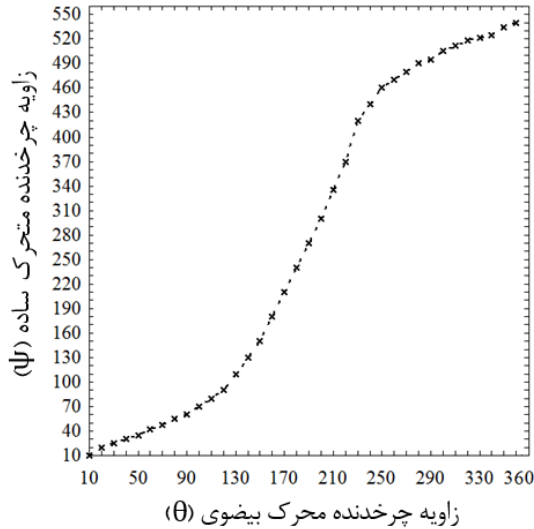
شکل ۱۳. سیکل کامل چرخشی مکانیزم چرخنده‌های به ترتیب از تصاویر ۱ تا ۵ (در جهت ساعتگرد دوران چرخنده‌ی محرک بیضوی).

برای بررسی امکان قفل شدن مکانیزم باید دو پارامتر را مدنظر قرار داد: ۱- با توجه به این که تعداد چرخنده‌های درگیر در این مکانیزم دو عدد بوده و بر طبق منابع مختلف، ماکزیمم اتلاف بین دو چرخنده درگیر در حداکثر حالت برابر با ده درصد می‌باشد، بنابراین احتمال قفل شدن مکانیزم در مقاله حاضر کاملاً از نظر تئوریک منتفی است [۱۳؛ ۱۶؛ ۱۹]. ۲- بررسی عملی درگیری بین دندانه‌های دو چرخنده: بررسی حرکتی چرخنده‌ها نیز بیانگر درگیری روان آنها و بدون بروز مسائلی نظیر گیر کردن، لقی دورانی و یا امکان عدم مونتاژ به دلایلی مانند ابعاد نادرست و خطای طراحی چرخنده‌ها می‌باشد. این امر را با توجه به متغیر بودن فرم دندانه‌های چرخنده بیضوی بر حسب موقعیت آن نسبت به محور دورانی، می‌توان ناشی از انتخاب صحیح لقی متغیر مناسب بین این چرخنده با چرخنده ساده دانست. آزمایش حرکتی نشان می‌دهد که طراحی انجام شده و روند تکوین محصول مونتاژی نهایی دارای صحت مناسبی بوده و به دلیل استفاده از نرم‌افزار و انتخاب درست پارامترهای ورودی به آن، خطایی از نظر قفل‌شوندگی مکانیزم ایجاد نشده است. از طرف دیگر عملکرد صحیح فنر در حفظ تماس بین چرخنده‌ها در حین تغییر فاصله بین شفت‌ها نشان می‌دهد که فنر مکانیزم مناسبی برای کاربرد در این نوع از سیستم‌های انتقال قدرت است.

مریام در کتاب دینامیک مهندسی، سرعت زاویه‌ای را به صورت زاویه‌ای که متحرک در واحد زمان طی می‌نماید و با واحد رادیان بر ثانیه بیان نموده است. با فرض این که تعداد دوران محور محرک (چرخنده بیضوی) برابر با ده دور بر دقیقه باشد، می‌توان نوشت [۲۱].

$$\omega_1 = 10(\text{rpm}) = \frac{10 \times 360}{60} = 60 \left(\frac{\text{deg}}{\text{s}}\right) \quad (5)$$

یعنی محور ورودی چرخنده بیضوی در هر ثانیه، شصت درجه می‌چرخد. همچنین در صورتی که بازه‌های زاویه‌ای ده درجه‌ای برای چرخش محور چرخنده بیضوی انتخاب گردد، می‌توان زاویه محور خروجی چرخنده ساده را متناسب با تغییر زاویه محور چرخنده بیضوی ثبت نمود. نمودار شکل ۱۴، تأثیر تغییرات زاویه‌ای چرخش در بازه‌های ده درجه‌ای محور چرخنده محور چرخنده بیضوی را در یک دور کامل بر زاویه‌ای چرخش منتج در محور چرخنده ساده نشان می‌دهد. به عبارت دیگر در این نمودار مقادیر زاویه‌ای چرخش بر حسب دوران ده درجه‌ای محور چرخنده محرک و اثر آن بر زاویه‌ای محور چرخنده متحرک از لحظه شروع حرکت (شکل ۱۳-۱) ثبت گردیده است. نتایج نمودار نشان می‌دهد که بازه دوران ۳۶۰ درجه‌ای چرخنده بیضوی، چرخنده ساده ۵۴۰ درجه دوران داشته که این امر نسبت انتقال دوسوم بین دو چرخنده را که در بخش‌های قبلی به آن پرداخته شد، تایید می‌نماید.



شکل ۱۴. نمودار تغییرات زاویه‌ای محور چرخنده ساده، در یک دور کامل چرخنده بیضوی.

در چرخنده بیضوی می‌توان زمان لازم برای هر چرخش ده درجه‌ای را به صورت رابطه (۶) محاسبه نمود:

$$\Delta t = \frac{10}{60} = \frac{1}{6} (s) \quad (6)$$

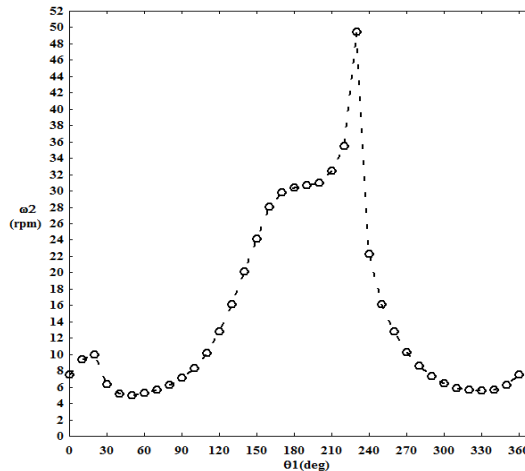
بنابراین در چرخنده متحرک ساده، میزان میانگین سرعت زاویه‌ای از رابطه (۷) قابل محاسبه است [۲۱]:

$$\omega_{ave} = \frac{\Delta \theta}{\Delta t} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{t_2 - t_1} \quad (7)$$

به عبارت دیگر، با تفریق هر دو مقدار متوالی زاویه محور خروجی که از شکل ۱۴ قابل محاسبه می‌باشد و تقسیم آن بر زمان طی شده، می‌توان مقدار سرعت زاویه‌ای متوسط محور خروجی ( $\omega_2$ ) در آن لحظه را به دست آورد. لازم به ذکر است که برای بازگرداندن واحد سرعت زاویه‌ای به واحد دور بر دقیقه نیز می‌توان از رابطه (۸) استفاده کرد [۲۱].

$$\omega_2 \left( \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) = \frac{\omega_2 \left( \frac{\text{deg}}{\text{s}} \right) \times 60}{360} \quad (8)$$

نمودار شکل ۱۵، سرعت زاویه‌ای محور خروجی چرخنده ساده، نسبت به زاویه دوران محور ورودی محرک چرخنده بیضوی را که بر اساس روابط ۷ و ۸ به دست آمده، نشان می‌دهد. لازم به ذکر است با تغییر تعداد دوران محور محرک بر حسب دور بر دقیقه، می‌توان سرعت‌های زاویه‌ای محور خروجی را طبق روش ارائه شده در این مقاله مجدداً برای آن تعداد دوران محور محرک رسم نمود.



شکل ۱۵. سرعت زاویه‌ای محور خروجی چرخنده ساده ( $\omega_2$ ) نسبت به زاویه دوران محور محرک چرخنده بیضوی ( $\theta_1$ ).

### نتیجه‌گیری

در این تحقیق طراحی و ساخت مکانیزمی متشکل از یک چرخنده بیضوی تک‌گوشه و یک چرخنده ساده جهت ایجاد جابجایی پیوسته در یکی از دو شفت چرخنده‌های درگیر بررسی گردید. ابتدا پارامترهای هندسی هر دو چرخنده تعیین و مدل مقطع دوبعدی چرخنده‌ها توسط نرم‌افزار گیرآتیک موشن ترسیم شد. سپس مدل‌های سه‌بعدی چرخنده‌ها ایجاد و در محیط مونتاژ نحوه درگیری چرخنده‌ها و نوع طراحی دندانه‌ها مورد ملاحظه قرار گرفت. با تأیید طراحی انجام شده مدل واقعی چرخنده‌ها با فرآیند برش سیم تولید شد. نتایج مطالعه حاضر را می‌توان در موارد زیر خلاصه نمود:

- ۱- امکان ایجاد یک مکانیزم کارا بین چرخنده بیضوی و چرخنده ساده وجود دارد.
- ۲- مکانیزم فوق، امکان ایجاد حرکت ممتد در شفت متحرک متصل به چرخنده ساده را فراهم می‌آورد که در مکانیزم‌های مشابه تاکنون مورد بررسی قرار نگرفته است.
- ۳- استفاده از نرم‌افزارهای خاص طراحی در ترسیم چرخنده‌های بیضوی ضمن تضمین دقت فرم دندانه‌ها به میزان زیادی سبب کاهش زمان تکوین محصول می‌گردد.
- ۴- با قرار گرفتن شفت محرک بر روی چرخنده بیضوی، مکانیزم بررسی شده در این تحقیق، افزایش سرعت است.
- ۵- نتایج نشان می‌دهد که در حداکثر فاصله بین شفت‌های دو چرخنده، فتر به میزان  $20/90$  میلی‌متر دچار کشیدگی شده و زاویه جابجایی بازویی نسبت به حالت قائم اولیه برابر  $35$  درجه می‌باشد که این مقدار بر حسب مدول چرخنده‌های درگیر متغیر می‌باشد.
- ۶- بررسی مجموعه مونتاژی نشان می‌دهد که در این مکانیزم نسبت انتقال از تقسیم تعداد دندانه‌های چرخنده متحرک ساده بر چرخنده محرک بیضوی به دست می‌آید، که برابر با دوسوم می‌باشد.

- ۷- عدم بروز مسائلی نظیر گیر کردن، لقی دورانی و یا امکان عدم مونتاژ به دلیل ابعاد نادرست و خطای طراحی نشان داد که طراحی انجام شده دارای صحت مناسبی بوده و استفاده از نرم‌افزار و انتخاب درست پارامترهای ورودی به آن، خطایی در مرحله طراحی ایجاد نکرده است.
- ۸- بعد از اجرای فرایند برش سیم، زبری متوسط در امتداد خواب سطح در چرخنده‌های بیضوی و ساده به ترتیب برابر با ۰/۶۶۱ و ۰/۶۹۱ میکرومتر و مقدار زبری ده نقطه نیز در چرخنده‌های بیضوی و ساده به ترتیب برابر با ۴/۴۹ و ۵/۵۸ میکرومتر تعیین گردید.
- ۹- عملکرد مناسب چرخنده‌ها در حین تغییر فاصله بین شفت‌ها نشان می‌دهد که فنر مکانیزمی ساده و ارزان-قیمت برای کاربرد در این نوع از سیستم‌های انتقال قدرت است.

## References

- [1] Goldfarb, V., Trubachev, E., & Barmina, N. (2020). *New approaches to gear design and production*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-34945-5>
- [2] Vullo, V. (2020). *Gears: Volume 1: Geometric and Kinematic Design*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-36502-8>
- [3] Rackov, M., Mitrović, R., & Čavić, M. (2022). *Machine and industrial design in mechanical engineering: Proceedings of KOD 2021*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-88465-9>
- [4] Khalilpourazary, S. (2020). *Comprehensive introduction to machine tool concept*. Urmia University of Technology Press. [https://uut.ac.ir/book\\_treasure.php?mod=viewbook&book\\_id=24316&slc\\_lang=fa&sid=1](https://uut.ac.ir/book_treasure.php?mod=viewbook&book_id=24316&slc_lang=fa&sid=1)
- [5] Addomine, M., Figliolini, G., & Pennestrì, E. (2018). A landmark in the history of non-circular gears design: The mechanical masterpiece of Dondi's astrarium. *Mechanism and Machine Theory*, 122, 219-232. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.12.027>
- [6] Litvin, F. L., Fuentes-Aznar, A., Gonzalez-Perez, I., & Hayasaka, K. (2014). *Noncircular Gears: Design and Generation*. Cambridge University Press. <https://books.google.com/books?id=p8MXngEACAAJ>
- [7] Maláková, S., Urbanský, M., Fedorko, G., Molnár, V., & Sivak, S. (2021). Design of Geometrical Parameters and Kinematical Characteristics of a Non-circular Gear Transmission for Given Parameters. *Applied Sciences*, 11(3), 1000. <https://doi.org/10.3390/app11031000>
- [8] Laczik, B. (2007). Design and manufacturing of non-circular gears by given transfer function. *Tudományos közlemények*, 1-8. <http://hdl.handle.net/10890/3514>
- [9] Gao, S., Saga, T., Ohmine, K., Tang, X., Chen, X., & Li, J. (2005, October 19-22). *3D-CAD and 5 Axis CAM of Non-Circular Gears*. Proceedings of International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st century, Nagoya, Japan. <https://doi.org/10.1299/jsmelem.2005.2.325>
- [10] Xu, H., Fu, T., Song, P., Zhou, M., Fu, C-W., & Mitra, N. J. (2020). Computational Design and Optimization of Non-Circular Gears. *Computer Graphics Forum*, 39(2), 399-409. <https://doi.org/10.1111/cgf.13939>
- [11] Bair, B-W. (2002). Computerized tooth profile generation of elliptical gears manufactured by shaper cutters. *Journal of Materials Processing Technology*, 122(2-3), 139-147. [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(01\)01242-0](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(01)01242-0)
- [12] Kapelevich, A. L. (2013). *Direct Gear Design*. Chemical Rubber Company Press. [https://books.google.com/books/about/Direct\\_Gear\\_Design.html?id=quie4A929cC](https://books.google.com/books/about/Direct_Gear_Design.html?id=quie4A929cC)

- [13] Jelaska, D. T. (2012). *Gears and gear drives*. John Wiley & Sons. <https://www.wiley.com/en-us/Gears+and+Gear+Drives-p-9781118392713>
- [14] International Organization for Standardization. (2013). *Cylindrical gears ISO system of flank tolerance classification Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to flanks of gear teeth (ISO 1328-1:2013)*. ISO. <https://www.iso.org/standards/std/45309.html#:~:text=ISO%201328%2D1%3A2013%20establishes,class%20system%2C%20and%20allowable%20values>
- [15] International Organization for Standardization. (2020). *Cylindrical gears — ISO system of flank tolerance classification — Part 2: Definitions and allowable values of double flank radial composite deviations (ISO/DIS 1328-2)*. ISO. <https://www.iso.org/obp/ui#iso:std:iso:1328:-2:dis:ed-2:v1:en>
- [16] Radzevich, S. P. (2016). *Dudley's handbook of practical gear design and manufacture* (3 ed.). CRC press. [https://books.google.com/books/about/Dudley\\_s\\_Handbook\\_of\\_Practical\\_Gear\\_Desi.html?id=XysNDgAAQBAJ](https://books.google.com/books/about/Dudley_s_Handbook_of_Practical_Gear_Desi.html?id=XysNDgAAQBAJ)
- [17] International Organization for Standardization. (2010). *Geometrical product specifications (GPS) — ISO code system for tolerances on linear sizes — Part 1: Basis of tolerances, deviations and fits (ISO 286-1:2010)*. ISO. <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:286:-1:ed-2:v1:en>
- [18] American Gear Manufacturers Association, & American National Standards Institute. (2004). *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (ANSI/AGMA 2001-C95)*. American Gear Manufacturers Association. <https://wp.kntu.ac.ir/asgari/AGMA%202001-D04.pdf>
- [19] Goldfarb, V., Trubachev, E., & Barmina, N. (2018). *Advanced gear engineering*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5>
- [20] International Organization for Standardization. (1996). *Geometrical Product Specifications (GPS) Surface texture: Profile method Rules and procedures for the assessment of surface texture (ISO 4288:1996)*. ISO. <https://www.iso.org/standard/2096.html>
- [21] Meriam, J. L., Kraige, L. G., & Bolton, J. N. (2020). *Engineering Mechanics: Dynamics* (9 ed.). John Wiley & Sons. <https://books.google.com/books?id=oB7zDwAAQBAJ>