円筒ころ軸受を用いた自己予圧型ハイブリッド減速機の開発
(第2報 高効率化の検討)齋藤 澄知^{*1}, 東崎 康嘉^{*2}, 河村 瞭^{*1}, 近藤 良太^{*1}, 豊口 陽亮^{*3}, 大田 章博^{*4}Development of self-preload type hybrid speed reducing machine
using cylindrical roller bearing
(2nd report, study of high efficiency)Sumitomo SAITO^{*1}, Yasuyoshi TOZAKI^{*2},
Ryo KAWAMURA^{*1}, Ryota KONDO^{*1}, Yosuke TOYOGUCHI^{*3} and Akihiro OTA^{*4}^{*1,*2,*3,*4} Department of Mechanical Engineering, Kinki University
3-4-1 Kowakae, Higashiosaka-shi, Osaka 577-8502, Japan

Received 29 March 2016

Abstract

Authors proposed new system comprises a combination of a gear and a rolling bearing into a traction drive system because the rolling bearing has a function that reduces rotational speed and supports gear reaction forces. The system requires preload to use a rolling bearing as a traction drive. Adding preload axially requires an extra space for the spring to preload. In this study, preload in radial direction was induced to save space by placing a ring outside the outer ring utilizing shrink fitting. When a rolling bearing used as a traction drive, friction between a rolling element and the retainer becomes important. To improve transmission efficiency of the new system comprises a combination of a gear and a rolling bearing, it is necessary to improve a profile of the retainer. By this study, optimization of the curvature radius of the retainer when it contacts a rolling element was investigated. Optimization of the curvature radius of the retainer showed that the improvement of the oil film thickness and the contact pressure. By using the retainer with improved curvature radius, it was found that the transmission efficiency improves to 93.2%. The result observed on the surface condition of the retainer after examination was also reported. The major improvement could be confirmed more than the original flat surface.

Key words : Traction drive, Gear, Cylindrical roller bearing, Transmission gear ratio, Transmitting efficiency

1. 緒 言

著者らは、転がり軸受をトラクションドライブとする方法(塩津他, 2006)に着目し、転がり軸受を減速機として用いることで歯車減速機の省スペース化を目指している。第1報(齋藤他, 2015)では、使用する軸受として円筒ころ軸受に着目した。予圧用のリングを設計する手法を新規に提案し、その手法で軸受外輪を疲労限度内で転動体に法線力を発生させることを可能とした。これによりバネ予圧機構を用いずとも減速が可能となり、特に軸方向の省スペース化を図ることができた。また、試作した自己予圧型軸受の試験を実施した結果、所定の減速比が得られ、従来の軸方向予圧のバネ予圧機構を用いた場合(東崎他, 2013)よりも高効率であることが確認できた。しかしながら本機構の場合、転動体と保持器の接触部は内輪が転動体を駆動回転させたときに抵抗力として作用する。また、転動体と保持器の接触部はすべり接触状態となるため、接触部の摩擦抵抗を低減させることが本機構のさらなる高効率化につながる。

No.16-00127 [DOI:10.1299/transjsme.16-00127], J-STAGE Advance Publication date : 28 July, 2016

^{*1} 正員, 近畿大学大学院 総合理工学研究科 メカニクス系工学専攻 (〒577-8502 大阪府東大阪市小若江 3-4-1)^{*2} 正員, フェロー, 近畿大学 理工学部 機械工学科^{*3} 学生員, 近畿大学大学院 総合理工学研究科 メカニクス系工学専攻^{*4} 近畿大学 理工学部 機械工学科

E-mail of corresponding author: tozaki@mech.kindai.ac.jp

第2報では、保持器の形状に着目し、保持器接触部の曲率半径を改善設計する手法に取り組んだ。今回提案した手法を用いると、接触部の面圧の低減と形成される油膜厚さが厚くなることが期待できる。設計した曲率半径を設けた新型保持器と従来の保持器の動力伝達効率の比較を行ったところ、大幅に改善されることを見出した。さらに試験前後の保持器接触部の表面状態も調査したので報告する。

2. 保持器接触部の曲率半径改善設計

本研究では、減速装置軸受部の動力伝達効率の向上を図るために、図1に示すような転動体と保持器の接触部に凹面の曲率半径を設けることを検討した。接触部に曲率半径を設けることで、接触面圧が低減するとともに転動体と保持器間で油膜が形成されやすくなるため、高速回転時の運転でなくても接触部の油膜状態が流体潤滑状態で運転することが可能となる。潤滑状態の向上により、接触部の摩擦抵抗を下げることができるので、動力伝達効率の損失を低減できると考えられる。本章では、この接触部の曲率半径の改善設計について述べる。

Fig. 1 Schematic of the contact area. The retainer bar contacts a rolling element and supports the load from a rolling element. The model for calculating the contact stress is indicated. R_1 indicates the curvature radius of a rolling element and R_2 indicates the curvature radius of the retainer bar.

2・1 接触面圧

保持器接触部の曲率半径の改善設計にあたり、転動体と保持器接触部の曲率半径ごとの面圧を式(1)～(5) (Johnson, 1985) に示す式より計算した。ここで、 E_1 , E_2 は転動体 (SUJ2) と保持器 (PBC) の縦弾性係数、 ν_1 , ν_2 は転動体 (SUJ2) と保持器 (PBC) のポアソン比、 $Q_{\max}$ は最大転動体荷重、 μ はトラクション係数、 l は転動体の有効接触長さを示しており、それぞれ $E_1=208$ GPa, $E_2=103$ GPa, $\nu_1=0.3$, $\nu_2=0.34$, $Q_{\max}=595.2$ N, $\mu=0.1$, $l=8$ mm として計算した。なお、 $Q_{\max}$ の算出は第1報 (齋藤他, 2015) で示した。図2に示す計算結果より曲率半径を小さくするほど転動体と保持器接触部の接触面圧は低減されていることがわかる。曲率半径無では転動体と保持器接触部の接触面圧は 257.8 MPa であったが、曲率半径 5.6 mm では 34.4 MPa まで低減している。そこで、保持器接触部の曲率半径を 5.6 mm として油膜厚さを計算し、曲率半径無の場合と比較した。軸受の基本諸元は表1に示す。

$$R' = \frac{R_1 R_2}{R_1 - R_2} \quad (1)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \quad (2)$$

$$Q = Q_{\max} \times 2\mu \quad (3)$$

$$b = \left(\frac{8QR'}{\pi E'} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

$$P_{\max} = \frac{2Q}{\pi b} \quad (5)$$

Fig.2 The calculation result of the contact pressure when a change in the curvature radius of the retainer bar is indicated. Contact pressure becomes smaller when the curvature radius is big.

2・2 最小油膜厚さ

転動体と保持器の接触部の潤滑状態を評価するため、図3に示す転動体と保持器接触部間の油膜厚さを求めた。油膜厚さは作動条件によって等粘度 - 剛体領域、高粘度 - 剛体領域、等粘度 - 弾性体領域、高粘度 - 弾性体領域の4つの潤滑領域に分けられ、それぞれの領域によって計算式が異なる。そこで、本研究での転動体と保持器間の潤滑領域を Johnson の式 (Johnson, 1970) により判別し、油膜厚さを計算した。

まず、軸受外輪を固定した時の転動体と保持器の接触部の相対周速 u を以下の式(6)～(8) (渡部他, 1996) より計算をした。ここで、 u_1 は転動体の相対周速、 u_2 は保持器接触部の相対周速、 N_p は保持器接触部の相対回転速度、 N は入力回転速度であり、定義を図4に示す。

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2} \quad (6)$$

$$u_1 = \frac{\pi D_w N_p}{1000 \times 60} \quad (7)$$

$$N_p = -\frac{D_e d_e}{D_w (D_e + d_e)} N \quad (8)$$

Fig.3 Calculation model for the minimum oil film thickness ($h_{\min}$) of the contact area. Q is the load from a rolling element. " u_1 " indicates the relative circumferential speed of the retainer bar and " u_2 " indicates the relative circumferential speed of a rolling element.

Fig.4 Summary of bearings, showing the dimensions of the inner and outer rings of the bearing and a rolling element. The direction of rotation of the inner ring and a rolling element is indicated.

Table1 Specifications of a bearing and the examination condition

Bearing number	NU306E	
Inner race diameter [mm]	d_e	40.5
Outer race diameter [mm]	D_o	62.5
Rolling element diameter [mm]	D_w	11
Inner ring rotational speed [rpm]	N	50~200
Relative circumferential speed of retainer [m/s]	u_2	0

次に、材料・潤滑剤の圧力、接触部にかかる荷重を以下の式(9)、(10)より計算した。ここで、 w は単位長さあたりの荷重、 ν 、 ρ はトラクシヨングリースの基油（20℃）の動粘度、密度を示しており、それぞれ $\nu=57.2 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、 $\rho=0.962 \text{ g/cm}^3$ として計算をした。

$$\eta = \nu \times \rho \quad (9)$$

$$w = \frac{Q}{l} \quad (10)$$

潤滑領域は等粘度・高粘度の粘度領域を判別する粘性パラメータ g_v と剛体・弾性体の変形領域を判別する弾性パラメータ g_E によって判別することができる。上記で求めた値により粘性パラメータ g_v と弾性パラメータ g_E を計算した。各パラメータの計算式を式(11)、(12)に示す。ここで、 α はトラクシヨングリースの基油（20℃）の圧力-粘度指数を示しており、 $\alpha=31.4 \text{ GPa}^{-1}$ として計算をした。

$$g_v = \left(\frac{\alpha^2 w^3}{\eta u R'^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

$$g_E = \left(\frac{w^2}{\eta u E' R'} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

保持器接触部の曲率半径が 5.6 mm の場合、入力回転速度が 100 rpm, 200 rpm では、粘性パラメータ g_v は 3.11, 2.20, 弾性パラメータ g_E は 1.15, 0.81 となった。また、曲率半径無の場合、粘性パラメータ g_v は 174, 123, 弾性パラメータ g_E は 8.58, 6.07 となった。それぞれ得られた値を Hooke の膜厚計算図表 (Hooke, 1977) にプロットすると、転動体と保持器間の潤滑領域は、曲率半径が 5.6 mm では等粘度 - 剛体領域、曲率半径無では高粘度 - 弾性体領域となった。そのため、曲率半径が 5.6 mm では Martin の膜厚計算式 (Johnson, 1970) 、曲率半径無

では Dowson-Higginson の膜厚計算式 (Johnson, 1970) により油膜厚さを計算した. 式(13)に Johnson の無次元膜厚表示式 (Johnson, 1970) を, 式(14)に Martin の膜厚計算式, 式(15)に Dowson-Higginson の膜厚計算式を示す.

$$h_{\min} = \frac{\eta u R' \bar{h}}{w} \quad (13)$$

$$\bar{h} = 4.9 \quad (14)$$

$$\bar{h} = 2.65 g_V^{0.54} g_E^{0.06} \quad (15)$$

2・3 曲率半径改善設計

転動体と保持器の接触状態はそれぞれの摺動面の表面粗さによって変化する. そこで, 試験前の保持器と転動体の二乗平均平方根粗さを測定し, 運転中の潤滑状態を計算して曲率半径の改善設計を行った. なお, 試験前の転動体と曲率半径無保持器の二乗平均平方根粗さはそれぞれ $R_{q1}=0.05 \mu\text{m}$, $R_{q2}=0.12 \mu\text{m}$ の値を用い, 運転時の潤滑状態を以下の式(16)より計算をした. 潤滑状態は計算値が $\Lambda < 1$ の場合は境界潤滑, $1 < \Lambda < 3$ の場合は混合潤滑, $3 < \Lambda$ の場合は流体潤滑を示し, 本研究では流体潤滑となるような曲率半径を設定した.

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (16)$$

図 5 に転動体と保持器接触部の油膜厚さ計算結果を示す. 曲率の有無の影響のみを比較するため, 計算に用いる両者の表面粗さは共通 ($R_{q1}=0.05 \mu\text{m}$, $R_{q2}=0.12 \mu\text{m}$) とした. 図 5 より保持器接触部の曲率半径を 5.6 mm とすると, 入力回転速度が約 100 rpm 以上で流体潤滑になっており, 曲率半径無よりも潤滑状態が向上していることが確認できる. そこで, 本研究では保持器接触部の曲率半径 5.6 mm の保持器を作製し, 曲率半径無と比較試験を行った.

Fig.5 The calculation result of the specific film thickness between the retainer bar and a rolling element when a change in the inner ring rotational speed occurs is indicated. Specific film thickness becomes large when the inner ring rotational speed is high.

3. 実験結果と評価

本章では実際に試験を行い、曲率半径の有無による動力伝達効率の比較・評価を行った。ここで、試験装置及び使用したグリースは第1報(齋藤他, 2015)で示したものと同様のものを用いた。保持器にはPBC(リン青銅)を用い、成分は曲率半径無(Cu:90.3%, Sn:9.3%, P:0.16%), 曲率半径有(Cu:90.5%, Sn:9.0%, P:0.17%)であった。

3・1 実測減速比

図6に保持器の曲率半径無の場合の実測減速比を、図7に保持器の曲率半径有の場合の実測減速比を示す。試験は、入力回転速度を100, 200 rpmに設定した後、5 N・mの条件で約600 s運転し、その後5 N・mずつ増加させ20 N・mまで運転を行った。

理論減速比 i_{th} が2.543に対して、入力回転速度200 rpm時の曲率半径無の場合の実測減速比は平均で2.524、曲率半径有の場合では平均で2.512といずれの場合においても理論減速比に近い値を得ることができた。なお、理論減速比 i_{th} の計算式を式(17)に示す。また、理論減速比が実測減速比を下回っていることに関しては、外輪焼嵌めの際に外輪軌道径が元の軌道径に比べて小さくなり、得られる減速比が微減少したものと考えられる。各出力トルクの減速比の変化を確認すると、曲率半径無の場合では出力トルク20 N・m付近で実測減速比が増加しているのに対し、曲率半径有の場合では一定の値を保ったまま減速できていることがわかる。これは、転動体と保持器の接触面の面圧が曲率半径を設けることで減少したため、転動体と保持器接触部での摩擦抵抗の発生を抑えることができたためと考えられる。

$$i_{th} = 1 + \frac{D_e}{d_e} \quad (17)$$

Fig.6 Reduction ratio result when the input rotating speed is 100rpm and 200rpm. There is no curvature radius in case of this result. When the output torque becomes big, a slip occurs between a rolling element and the retainer bar and reduction ratio change to big.

Fig.7 Reduction ratio result when the input rotating speed is 100rpm and 200rpm. There is curvature radius in case of this result. When the output torque becomes big, a slip doesn't occur between a rolling element and the retainer, and there is no change in reduction ratio.

3・2 動力伝達効率とすべり率

保持器の曲率半径無と曲率半径有の入力回転速度 100, 200 rpm の場合の動力伝達効率とすべり率を図 8, 図 9 に示す. 動力伝達効率とすべり率の定義は第 1 報 (齋藤他, 2015) と同様であり, 式(18), (19)より計算した. ここで, N_{in} は入力回転速度の実測値, N_{out} は出力回転速度の実測値, T_{in} は入力側トルクの計測値, T_{out} は出力側トルクの計測値, i_{ac} は実測減速比である.

動力伝達効率については, どのトルクにおいても曲率半径有の方が高い効率を示した. さらに, 動力伝達率は曲率半径無の場合は 86.8 % であったのに対して, 曲率半径有では 93.2 % と最高で約 6.0 % の向上を確認できた. 今回の実験における試験装置の構成は第 1 報 (齋藤他, 2015) で示したものであり, 歯車部分での減速と軸受部分での減速の二箇所が含まれており, 動力伝達率は両者の積となる. 理論伝達効率に関しては, 歯車 (松本他, 1999) や円筒ころ軸受 (畑沢他, 1998) により予測可能であるが, 今回の研究対象は通常の円筒ころ軸受とは異なる条件で保持器と転動体が強く接触し, 保持器の形状のみを改善したので, 実験的評価を先行しておこなった. 保持器と転動体接触部での損失が全体の動力伝達効率改善に影響を与えることが分かったので, 保持器と転動体接触部での損失を解析的に評価する手法の開発が必要と考える. また, すべり率は曲率半径の有無にかかわらずほぼ ±1.5 % 以下と低く, 運転時に転動体と軸受内外輪間で大きくスリップすることなく運転できていたことがわかる. しかしながら, 出力トルク 20 N・m で比較した際に曲率半径無のすべり率が正の値を示した. これは, 実測減速比が大きくなっていることと対応している. 曲率半径有はトルク増加に対してすべり率が大きく変化することはなかった.

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{N_{\text{out}} \times T_{\text{out}}}{N_{\text{in}} \times T_{\text{in}}} \quad (18)$$

$$S = \left(\frac{i_{\text{ac}}}{i_{\text{th}}} - 1 \right) \times 100 \quad (19)$$

Fig.8 Mechanical efficiency of the power transmission when the input rotating speed is 100rpm and 200rpm. The flat (no curvature radius) result is indicated by the solid line and the curve (with curvature radius) result is indicated by the dotted line. The maximum efficiency on case of curve is 93.2%.

Fig.9 Slip ratio result when the input rotating speed is 100rpm and 200rpm. The flat (no curvature radius) result is indicated by the solid line and the curve (with curvature radius) result is indicated by the dotted line. The numerical value of the slip ratio itself is small. When the output torque approaches 20Nm, a rise in the slip ratio is confirmed in case of the flat result.

3・3 各箇所の運転時温度

トラクショングリースの特性として、温度上昇によってトラクション係数が低下する傾向があるので、トラクショングリースを使用した軸受外輪の運転中の温度確認を行った。計測箇所は第1報（齋藤他，2015）と同様の箇所を計測しており、図10に各トルクでの軸受外輪温度を示す。保持器接触部の曲率半径無と曲率半径有の場合の温度を比較すると、どのトルクにおいても曲率半径有の方が温度の低いことが確認できた。これは、曲率半径を設けることで接触部の油膜状態が流体潤滑となり、転動体と保持器の直接の接触を抑え、接触部で発生する摩擦抵抗を低減できたためと考えられる。また、トラクション係数に関して、本試験では30℃以下と低い値となっていたので、トラクション係数は大きく低下することなく運転できていたものと考えられる。なお、本試験では100 rpm及び200 rpmそれぞれの運転時間は、5 N・mから20 N・mの条件までで約2400 sであった。今回の実験を実施した範囲では、図10に示したように低い温度上昇値であったが、高周速運転領域になり、内輪の温度が外輪の温度より大幅に高くなると予圧が増大し、第1報（齋藤他，2015）で想定した軸受外輪に加わる円周応力 $\sigma_{\max}$ が許容値を超える場合や、焼付きが発生する可能性が出てくる。今後、予圧力が一定となる予圧方法開発や高周速運転時の挙動把握が必要と考える。

Fig.10 Temperature rise value of preload side bearing outer ring when the input rotating speed is 100rpm and 200rpm. The flat (no curvature radius) result is indicated by the solid line and the curve (with curvature radius) result is indicated by the dotted line. The temperature rise is not high in case of the curvature result comparing with flat result.

3・4 試験前後の保持器接触部の状態

曲率の有無による試験前後の保持器接触面の状態の比較を行った。図11に曲率半径無の場合の接触部の状態を示し、図12に曲率半径有の場合の接触部の状態を示す。図11に示すように試験後の曲率半径無の場合の接触部には軸方向に接触痕が確認できたのに対し、図12に示すように曲率半径有の場合では明確な接触痕は確認されなかった。また、試験後のそれぞれの接触部の断面形状を計測したものを図13、図14に示す。曲率半径無の場合の断面図を示す図13には、半径方向に約0.5 mmの凹みができていることが確認できた。一方、曲率半径有の場合の断面図を示す図14には試験後にも凹みは確認されなかった。この接触部の違いが出たのは、曲率半径を設けることで接触部の面圧が257.8 MPaから34.4 MPaと低下したことに加え、油膜が形成しやすい形状になったことにより潤滑状態が向上したものと考えられる。

Fig.11 The condition before and after the examination in contact part is indicated. There is the result of no curvature part is indicated. There is the result of no curvature in case of this photograph. A dent is observed in contact part.

Fig.12 The condition before and after the examination in contact part is indicated. There is the result of curvature in case of this photograph. A dent is not observed in a contact part.

Fig.13 The cross-section profile after the examination in contact part is indicated. There is the result of no curvature in case of this profile. A mark of a plastic deformation is observed.

Fig.14 The cross-section profile after the examination in contact part is indicated. There is the result of curvature in case of this profile. A mark of a plastic deformation is not observed.

試験前後の転動体と保持器接触部の二乗平均平方根粗さを計測し、そこから実際の試験時の油膜状態の評価を行った。図 15 に計算結果を示す。なお、二乗平均平方根粗さは転動体 R_{q1} 、保持器接触部 R_{q2} ともに 4 点の計測の平均値で計算した。

計算結果を比較すると、曲率半径無の場合では試験前後での表面粗さによる潤滑状態の大きな差は見られなかったが、曲率半径有の場合では試験前の表面粗さでは入力回転速度 50 rpm 以上で流体潤滑状態となっている。また、試験後の表面粗さでは入力回転速度 60 rpm 以上で流体潤滑状態となっていたことが確認できた。比較的低速状態で流体潤滑になっていることが確認できた。

Fig.15 The calculation result of the specific film thickness between the retainer bar and a rolling element using the measured surface roughness before and after the examination. From this figure, the hydrodynamic lubrication condition is confirmed after the examination in case of the curve (with curvature radius).

4. 結 言

転動体と保持器接触部の潤滑状態を向上させるための保持器接触部の曲率半径の設計手法を示し、実際の試験により軸受減速部の動力伝達効率の向上を確認することができた。本試験では、動力伝達効率は曲率半径無では約 86.8[%]であったのに対し、曲率半径有では約 93.2 %と約 6.0 %の向上を図ることができた。また、試験後の保持器接触部の状態も曲率半径を設けることで良好となった。保持器の作製時に曲率半径を設けることのみで、コストアップの回避やコンパクト化を維持しつつ動力伝達効率の向上を期待できる。今後は、長時間運転時の保持器や軸受の状態確認、可変予圧機構の開発をしていき、実用化を目指した研究が必要となってくると考えられる。

謝 辞

本研究は「公益財団法人 NSK メカトロニクス技術高度化財団」の助成を受けたもので、ここに謝辞を表す。また、本研究で使用したトラクショングリースは出光興産殿から供給を受けたことにも感謝致します。

文 献

- 畑沢鉄三, 鏡重次郎, 川口尊久, 山田国男, 円筒ころ軸受の摩擦特性 (第 2 報) - 弾性流体潤滑理論 (剛体・等粘度モード) による複合解析 -, トライボロジスト, Vol.43, No.4(1998), pp.333-340.
- Hooke, C.J., The elastohydrodynamic lubrication of heavily loaded contacts, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.19, No.4(1977), pp.149-156.
- Johnson, K.L., Contact mechanics, Cambridge University Press(1985), pp.90-106.

Saito, Tozaki, Kawamura, Kondo, Toyoguchi and Ota, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.82, No.840 (2016)

Johnson, K.L., Regimes of elastohydrodynamic lubrication, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.12, No.1(1970), pp.9-16.

松本將, 東崎康嘉, 福富正稔, 高周速で運転される歯車の温度分布 (第 2 報, 温度上昇予測解析手法), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.630(1999), pp.708-713.

齋藤澄知, 東崎康嘉, 河村瞭, 近藤良太, 大田章博, 円筒ころ軸受を用いた自己予圧型ハイブリッド減速機の開発 (第 1 報, 設計手法の提案と実験的検証), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.830(2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00138.

塩津勇, 松本將, 東崎康嘉, 吉見壮司, 梅田彰彦, 園部浩之, 転がり軸受転用型高速マイクロトラクションドライブ (第 1 報, マイクロトラクションドライブの試作と評価), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.716(2006), pp.1337-1344.

東崎康嘉, 齋藤澄知, 稲増一剛, ハイブリッド増減速機に関する基礎的研究 (軸方向予圧を用いた場合の解析と実験), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.804(2013), pp.2899-2916.

渡部富治, 木暮清, 鶴飼隆好, 片岡更一, 竹内茂, 藤原満, 戸倉郁夫, 新井隆景, 遊星歯車 差動歯車装置の設計, 日刊工業新聞社(1996), p.21.

References

Hatazawa, T., Kagami, J., Kawaguchi, T. and Yamada, K., Friction characteristics of cylindrical roller bearings (Part 2) -Theoretical analyses in combination with elastohydrodynamic lubrication and hydrodynamic lubrication (rigid isoviscous)-, Journal of Japanese Society of Tribologists Vol.43, No.4(1998), pp.333-340.

Hooke, C.J., The elastohydrodynamic lubrication of heavily loaded contacts, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.19, No.4(1977), pp.149-156.

Johnson, K.L., Contact mechanics, Cambridge University Press(1985), pp.90-106.

Johnson, K.L., Regimes of elastohydrodynamic lubrication, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.12, No.1(1970), pp.9-16.

Matsumoto, S., Tozaki, Y., Fukutomi, M., Temperature Distribution in teeth and blanks of ultra high -speed gears (2nd report, calculation of temperature distribution in teeth and blanks) Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.65, No.630(1999), pp.708-713.

Saito, S., Tozaki, Y., Kawamura, R., Kondo, R. and Ota, A., Development of self-preload hybrid speed reducing machine using cylindrical roller bearing (1st report, proposal of design methods and experimental verification), Transactions of the JSME(in Japanese), Vol.81, No.830(2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00138. (in Japanese).

Shiotsu, I., Matsumoto, S., Tozaki, Y., Yoshimi, T., Umeda, A. and Sonobe, H., Development of high speed rotation microtraction drive modified from angular ball bearing (1st report, experimental manufacture and evaluation), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.72, No.716(2006), pp.1337-1344 (in Japanese).

Tozaki, Y., Saito, S. and Inamasu, K., Fundamental study about hybrid speed increasing and reducing power transmission device (The analyses and experiments in the case of using axial preload), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.79, No.804(2013), pp.2899-2916 (in Japanese).

Watabe, T., Kogure, K., Ukai, T., Kataoka, K., Takeuchi, S., Fujiwara, M., Tokura, I. and Arai, T., Design of the planetary gear and differential gear unit, Nikkan Kogyo Shimbun Co. (1996), p.21 (in Japanese).