

RESEARCH ON THE EXISTENCE OF BORON NITRIDE EXISTENCE IN GREASE AND HOW IT INFLUENCES THE MOTION RESISTANCE OF THE STUD OF STEERING ROD

KRZYSZTOF SICZEK¹, PIOTR JÓŹWIAK²

Technical University of Lodz

Summary

The design of the steering rod pin for research vehicles has been presented in the article. The aim of described research has been the estimation of values for the coefficient of friction between sphere surfaces of the stud and of its seat, for two cases of grease. A road test has been carried out to estimate the number of relative displacements of the surfaces of the pin and its seat, in the measuring length. The model of the pin – seat assembly has been elaborated using a finite elements method. The unit loading on the pin surface has been calculated in the model. Additionally, the scheme of the research stand for the measurement of friction moment, between mating spherical surfaces of pin and its seat, in reversing motion conditions has been presented. Research on friction moment values between surfaces of the pin and its seat have been made in the stand, for the case of pure lithium grease existence and for the case of lithium grease with the boron nitride additive. Based on calculated unit pressure loading the spherical surface of the pin and on values of measured friction moment, values of friction coefficient between mating surface of the pin and its seat have been estimated. It has been noted a nonlinear dependence of the friction coefficient against the slip speed and hysteresis phenomena.

Keywords: pin of steering rod, friction moment, lithium grease, boron nitride

Index determinations

A – steering rack–body translational joint, *B* – body - strut spherical joint, *C* – steering tie rod–strut–knuckle spherical joint, *D* – steering rod–steering rack spherical joint, *K* – knuckle, *M* – damper tube, *O'* – wishbone–strut–knuckle spherical joint, *R*₁ – bushing, *R*₂ – bushing, *S* – strut, *W* – wishbone

¹ Technical University of Lodz, Department of Vehicles and Fundamentals of Machine Design, 116 Żeromskiego Street, 90-924 Lodz, e-mail: ks670907@p.lodz.pl, ph. +48 42 631 22 50

² Technical University of Lodz, Department of Vehicles and Fundamentals of Machine Design, 116 Żeromskiego 116 Street, 90-924 Lodz, e-mail: piotr.jozwiak@p.lodz.pl, ph. +48 42 631 22 53

1. Introduction

The McPherson suspension is the system currently employed in many small and medium-sized cars. Its common configuration (Fig. 1) consists of a strut (S) rigidly connected to the wheel support, or knuckle (K). The upper part of the strut is joined to the body (B) by means of a flexible union formed by an elastic element and a thrust ball bearing, which allows the rotation of strut [1].

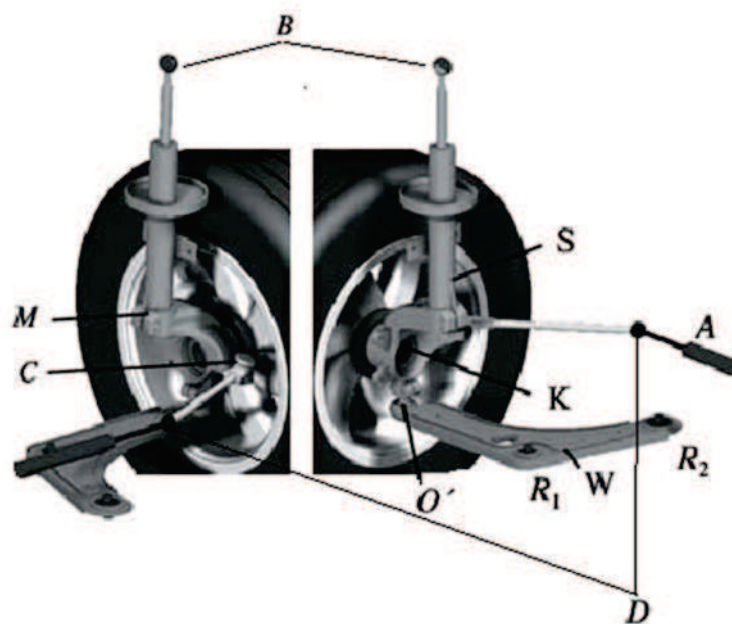


Fig. 1. The McPherson suspension elements for the right front wheel. A - steering rack-body translational joint, B - body - strut spherical joint, C - steering tie rod-strut-knuckle spherical joint, D - steering rod-rod-rod steering rack spherical joint, K - knuckle, M - damper tube, O' - wishbone-strut-knuckle spherical joint, R₁ - bushing, R₂ - bushing, S - strut, W - wishbone

In the lower part of the suspension there is a wishbone (W), which joins the knuckle to the body. The union between the knuckle and the wishbone is made via a spherical joint (O'), the wishbone being connected to the body by means of two bushings (R₁ and R₂) which allow the relative rotation between both elements.

In order to transmit the turn of the steering wheel to the wheel, the tie rod is connected to the knuckle or the damper also by means of a spherical joint (Fig. 1).

As shown in Figure 2, the ball joint assembly includes a stud 1 with a ball 2 at its distal end. The ball is embedded in grease 3, within the socket 4, which may be integral with the stabilizer bar link. An elastomeric boot 5 is secured by lower and upper clamping rings 6, 7 to seal the socket 4.

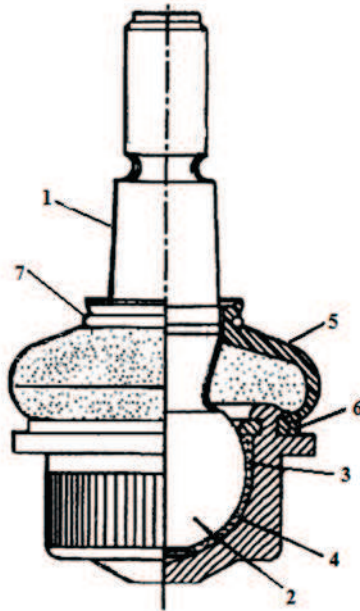


Fig. 2. The ball joint assembly. 1 - stud, 2 - ball, 3 - grease, 4 - socket, 5 - elastomeric boot, 6, 7 - lower and upper clamping rings

2. Operational conditions for analyzed stud of steering rod

The ball joint can be manufactured using an AISI-SAE 5140 steel. At it has been revealed in [2] the microstructure of the ball has been formed mainly by tempered martensite with acicular grains of ferrite on the grain boundaries. Such presence of tempered martensite indicates that the material endured a heat treatment of quenching and tempering. This has resulted in the beneficial effect of increasing material toughness of acicular ferrite in low carbon steels [3-5]. Additionally the acicular ferrite can decrease the fracture toughness and mechanical strength of heat treated steels when it appears on tempered martensite grain boundaries [6, 7].

The presence of acicular ferrite on grain boundaries can also induce a localized reduction on the hardness of the material, which results in a reduction of the fatigue endurance limit. This, along with the reduction on toughness can strongly reduce the life of the component.

According to Murakami [8], the uniaxial fatigue strength σ_f can be related with the Vickers hardness H_v as:

$$\sigma_f = 1.6H_v \pm 0.1H_v \quad (1)$$

The measured bulk Vickers hardness of the failed element was of 353 Hv. Therefore, using Eq. (1), the uniaxial fatigue strength

of the material can be estimated as $565 \text{ MPa} \pm 35.3 \text{ MPa}$. Alsaran et al. [9, 10] researched the effect of heat treatment on the properties of AISI-SAE 5140 steel used in the manufacture of suspension system ball joints, finding a fatigue endurance limit of 416 MPa. As Alsaran's endurance limit is lower than the value found using Eq. (1), this value is then used as the bulk fatigue endurance limit of the analyzed ball joint element.

The Vickers microhardness of the acicular ferrite on the tempered martensite grain boundaries was also measured, finding a mean value of 204 Hv. Using Eq. (1), the endurance limit for the acicular ferrite approximates to $326 \text{ MPa} \pm 20.4 \text{ MPa}$. Despite the differences found on the endurance limit of the material by using Murakami's or Alsaran's approaches, it is evident that acicular ferrite reduces the endurance limit of the material in approximately 40%. This reduction on endurance limit is considered to be the cause of the fatigue crack initiation on the element, which was further enhanced by the contact stresses highlighted by the ratchet marks present on the fracture surface.

Loading for the stud of steering rod can approach up to 500 N [2, 11].

Angular displacements of stud ball surface in respect to its seat have not been greater than 15° . Angular velocities for such displacements have not been so high and they have been highly dependent to driver reactions.

In order to obtain estimated values of displacements for spherical surfaces of steering rod studs and of their seats, this was keenly observed during steering displacements during driving OPEL VECTRA B 1997.

When driving a measuring length of 1300 m, with the mean speed equal 40 kph, it has been done 67 steering displacements took place, what is compatible with 67 displacements in spherical joints of steering rods. Such displacements were due to the roughness passing necessity. Observed angular displacements of steering wheel have been equal $30 - 100^\circ$, making in time up to 1 s. Taking into considerations the maximum ratio gear rack steering gear, equal 16.5:1 [12], it has corresponded to angular displacements of spherical surfaces in ball joints equal $1.8^\circ - 6^\circ$. Of course, at larger angles the steering gear ratio is a bit smaller, which increases the angular movement of mentioned spherical surfaces.

The averaged velocity for relative motion of mating spherical surfaces on the stud and its seat can be estimated from equation (2):

$$v_a = \frac{\sqrt{2}}{2} \omega_{\max} \cdot \frac{2R}{\pi} \quad (2)$$

where: R – radius of stud spherical part, ω_{\max} – maximal angular velocity of the stud relative to its seat.

Estimated values of maximal angular velocity ω_{\max} have been equal from 0.032 – 0.105 rd/s. It has corresponded to values of average relative velocity v_a equal 0.00019 – 0.00063 m/s.

3. The aim of the study and means used to reduce the resistance to motion for the contact of stud with its seat

The aim of the research discussed in the article has been to determine the value of the coefficient of friction between the spherical surfaces of the stud and seat for the two types of lubricants.

In the case of greases including lithium one, it has been used in some special cases, as a means of antiseizure and seal: graphite [13], molybdenum disulfide [14], boron nitride [15-17], metal powders, and more. The grease keeps solid particles in suspension. The finely ground, solid lubricants such as molybdenum disulfide and graphite are mixed with the grease at a high temperature or at a very high pressure [18].

An example of grease with molybdenum disulfide is Vecolit MOS elaborated for chassis lubrication mechanisms vehicles and industrial equipment, operating under shock loads, vibration and dust. It is intended for operation in the temperature range from -50 to 140 °C. It is recommended for lubrication of constant velocity joints vehicles [19].

An example of grease with graphite is graphite Vecocal, elaborated for vehicle chassis lubrication mechanisms and mechanisms of low precision performance (mixer gear, helical gear, guides) operating under typical operating conditions. It can be used as a grease fitting for easy assembly and disassembly of threaded connections again and pins. It is designed for operation in the temperature range from -30 to 60 °C [19].

For the grease it is applied the thermodynamically stable boron nitride, which under normal conditions is the hexagonal phase (α -BN), with a strength similar to that of graphite. It can be obtained using combustion synthesis by decomposition of $N_2H_5BH_4$ [20].

Boron nitride is referred to as "white graphite" which is a solid lubricant material, of the plate hexagonal structure like graphite. Unlike graphite it is a good insulator. It has a very high thermal conductivity and high resistance to thermal shock. It is stable in inert or reducing atmosphere up to 2800 °C, in an oxidizing atmosphere up to 850° C [21].

According to the patent [22], for a plastic grease basis with high purity and low softening point and dropping point it is recommended to implement the finely ground boron nitride (BN- α) in an amount up to 10% by weight during mixing process with the mentioned basis. In the impregnation of the grease into porous bearing, made of sintered powder of iron or brass, with a porosity of 20 - 30%, α -BN is most preferably used in an amount of 5% by weight [22].

Boron nitride does not substantially affect the rheological properties of lithium grease.

During the study of conical roller bearings No. 30 209, of main dimensions 45x85x19 mm at a load of $P = 1820$ N and $n = 1700$ rpm it has been obtained twice less friction force for LH43 lubricated with 2% by weight of boron nitride as compared with the pure lubricant [22].

On the other hand, during the tests of self-starter porous bearings made of sintered bronze powder and impregnated by lithium grease filled with boron nitride in an amount of 1 - 10%

by weight, it has been found the reduction of the friction torque for a nitride content of 2 - 4% by weight, in respect to the case of the pure grease [23].

In [24] it has been presented the results of research for resistant to low temperature greases, developed on the basis of a mixture of synthetic olefin and dioctyl sebacate and concentrated by modified silica - for cases of pure grease and of one with the addition of boron nitride. It has been found that the boron nitride used in a concentration of 2%, 4%, 8% deteriorated antiwear properties of developed grease and not influence its antiseizure properties.

4. Research stand for measurement of friction moment between spherical surfaces of stud and its seat

One of the aforementioned original studs of steering rod has been studied in the research stand allowing us to obtain values of friction moment between the stud ball and its seat. The photograph of the research stand, owned by Department of Vehicles and Fundamentals of Machine Design at the Technical University of Lodz, has been presented in the figure 3.

The stud of steering rod with its seat has been researched. The diameter for the spherical part of the stud was 27 mm. Fixed stud has been loaded by constant force equal to 7 N. The seat has made reverse displacements with the constant frequency equal 36 Hz.

Two measuring series were made:

- for the stud ball mating with its seat in lubrication conditions of original lithium grease,

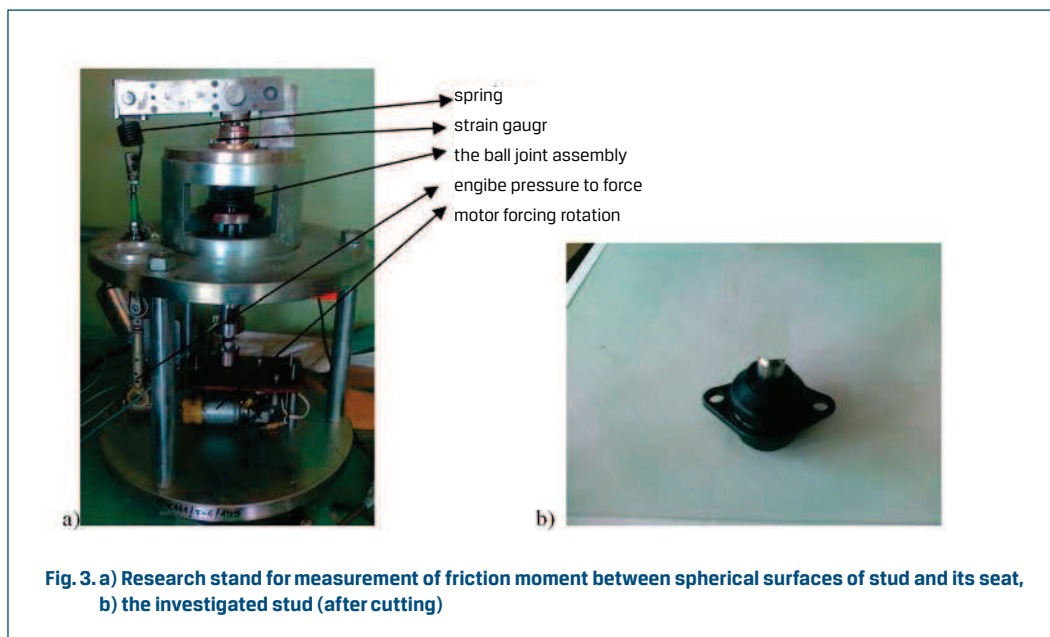


Fig. 3. a) Research stand for measurement of friction moment between spherical surfaces of stud and its seat, b) the investigated stud (after cutting)

- for the stud ball mating with its seat in lubrication conditions of lithium grease with 4% BN additive.

5. Model for the stud of steering rod

The model for the stud of the steering rod has been made using FEM and has been presented in the figure 4. The model has consisted of the stud 1, seat 2, grease 3 and bushing 4. A finite elements mesh has been generated automatically by commercial program ANSYS [13]. Boundary conditions, presented in the figure 5, followed. The bushing has been fixed on its outer cylindrical surface. In the case to corresponding real loading conditions (fig. 5A), the stud has been supported in place a on the cylindrical surface sector with the length equal 3 mm and with the height equal 1 mm. The stud has been loaded by a radial force equal 500 N. Such value has been assumed based on literature data [2, 11].

In the case corresponding test conditions (fig. 5B), the stud has been loaded by axial force equal 7 N, as the force loading tester.

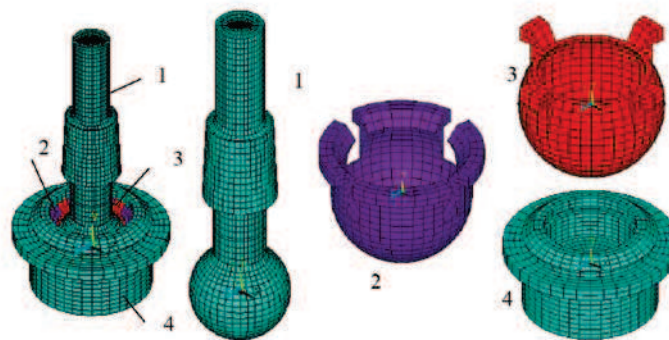


Fig. 4. Finite element mesh for model of , 1 - stud, 2 - seat, 3 - grease, 4 - bushing

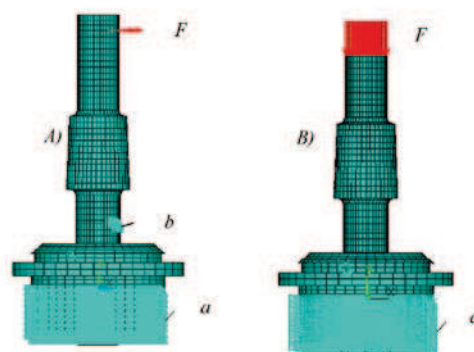


Fig. 5. Boundary conditions in the model for the stud of steering rod; A) loading by radial force F , B) loading by axial force F ; a - fixed outer cylindrical surface of bushing, b - stud support in the cylindrical surface sector, F - loading of the stud

6. Results of measurements

As a result of the measurements carried out in the research stand the courses of friction moment vs. time for the case of ball joints lubricated by original grease and by grease with BN additive have been obtained. Obtained values of the measured friction model vs. time have been shown in the Figure 6a. Zoom of the part view 1 and 2 have been shown in the Figures 6b and 6c respectively. The absolute values of the moment have not been greater than 2.5 Nm.

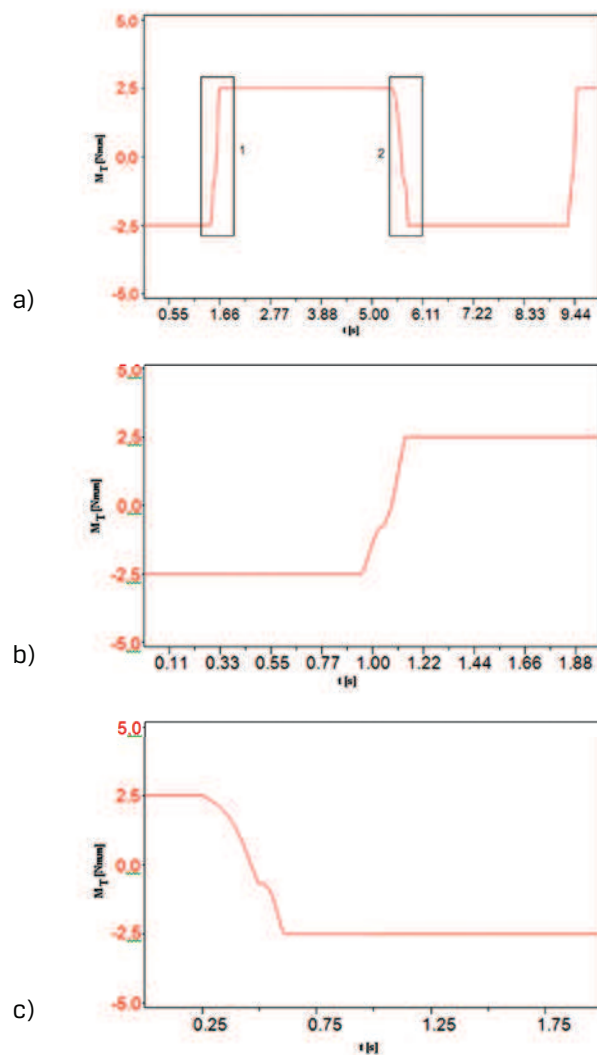
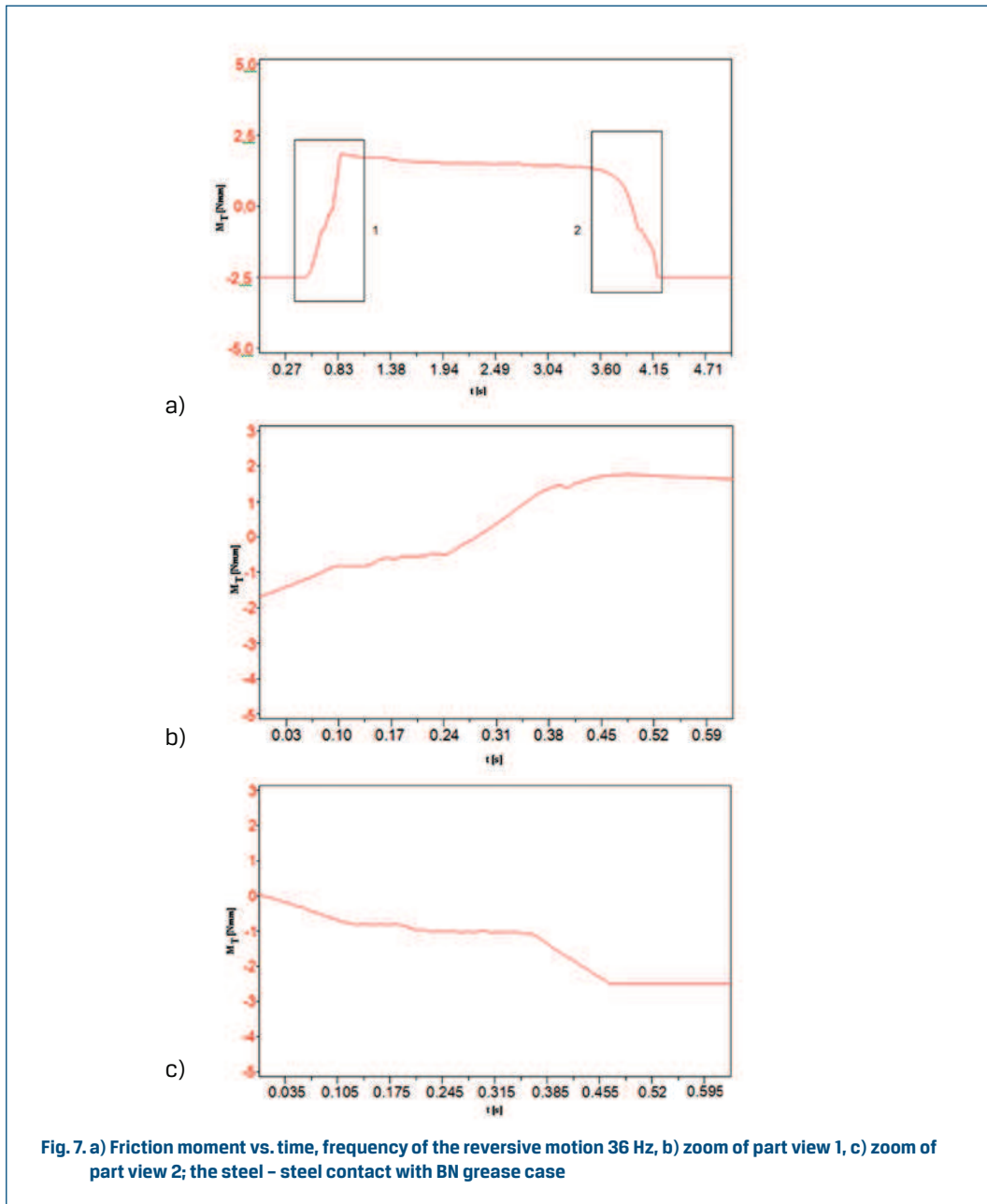


Fig. 6. a) Friction moment vs. time, frequency of the reversible motion 36 Hz, b) zoom of part view 1, c) zoom of part view 2; the steel - steel contact case



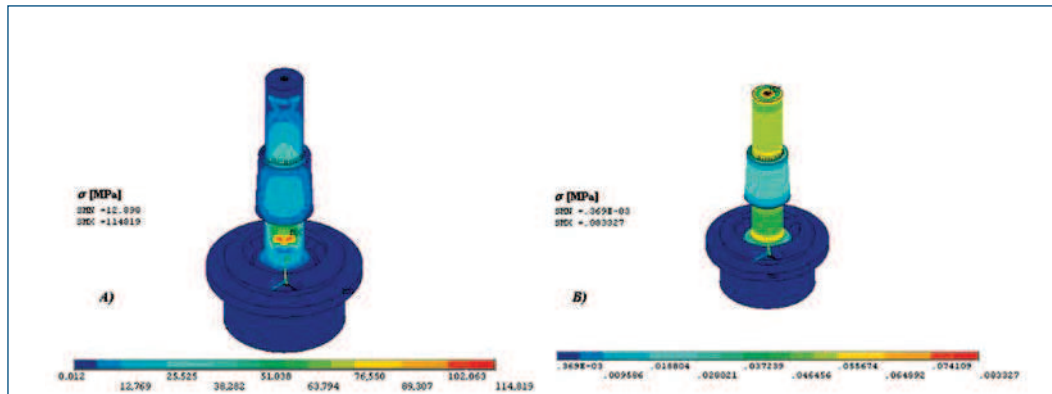


Fig. 8. von Mises stresses in the model for the stud of steering rod; A - loading by radial force $F = 500$ N, B - loading by axial force $F = 7$ N

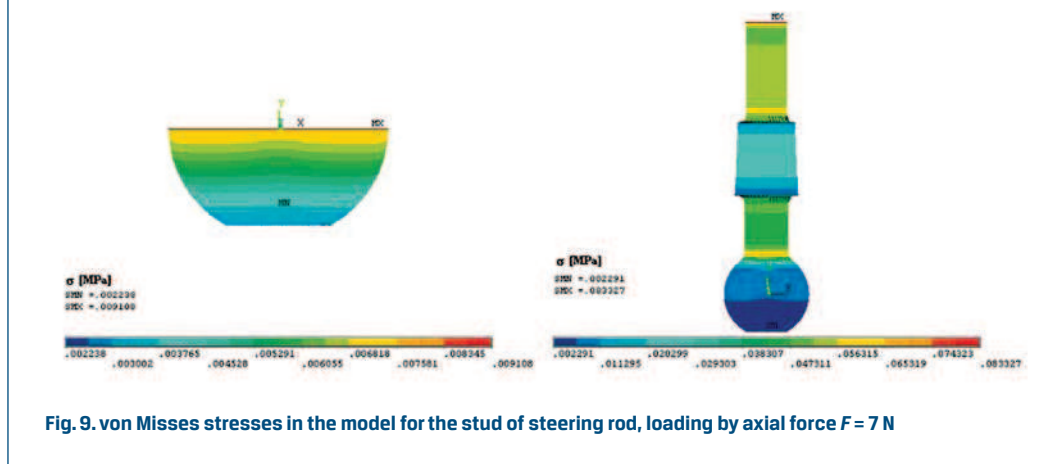


Fig. 9. von Mises stresses in the model for the stud of steering rod, loading by axial force $F = 7$ N

During loading the stud by radial force $F = 500$ N, averaged von Mises stresses in contact zone have been equal 0.87 MPa.

During loading the stud by axial force $F = 7$ N, averaged von Mises stresses in contact zone have been equal 0.00393 MPa, maximal von Mises stresses in contact zone have been equal 0.008 MPa.

Values of friction coefficient can be calculated from equation (3):

$$\mu = \frac{M_T}{2 \cdot \pi \cdot \sigma \cdot \frac{2}{3} \cdot R^3} \quad (3)$$

where: M_T - friction force, σ - averaged von Mises stress in contact zone

The calculated value of friction coefficient, for lithium grease, has been equal to 0.062. The value, for lithium grease with addition of 4% BN, valued from 0.031 to 0.045. With the addition of 4% BN into the lithium grease, friction force has decreased about 27 – 50%.

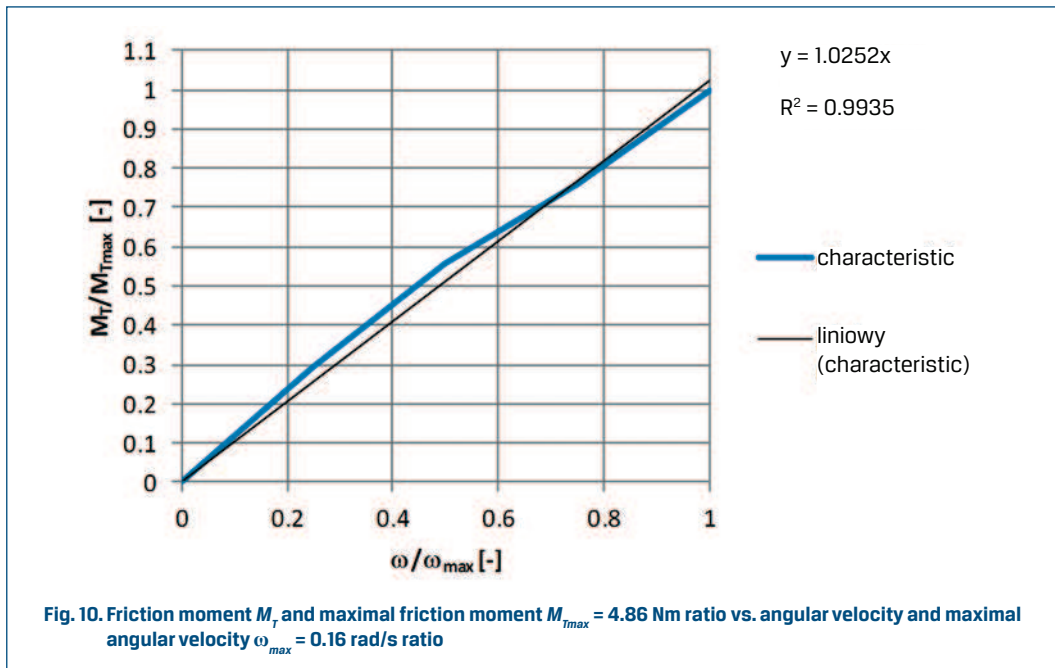
The power P_T , need to overloading such a moment can be estimated from the equation (4):

$$P_T = M_T \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \omega_{\max} \quad (4)$$

During loading of stud by radial force $F = 500$ N, there exist the friction moment with the value of 553 Nmm, in the contact between spherical surfaces of stud and of its seat, lubricated by lithium grease.

To overcome such a moment the power P_T is needed, which is calculated from the equation (4) and equal 0.012 – 0.041 W.

Also it is interesting the change in the coefficient of friction as a function of the average peripheral speed. For approximate analysis it has been assumed that the time course of changes in the relative friction in the contact against the relative angular velocity is similar to the time course of changes in the relative friction against the relative slip angular velocity for the friction clutch case, obtained from rotational LuGre model (Fig. 10) [26]. The relationship is nearly linear. To simplify the analysis it has been omitted the stick-slip phenomena, but due to the relatively low frequency of excitations (0.12 Hz) they can generate cyclical changes in the friction force / torque by up to 10%, the rate of at least an order greater than the frequency of excitation, as indicated in [26, 27].



In addition, it has been developed a chart for the slip speed of the investigated stud relative to its seat as a function of time (Fig. 11), basing on the data in [28]. Based on such chart and on the equation (2) it has been calculated changes in time course of the average slip speed in the tested stud against the time. 12). On the basis of the time courses for the speed and the friction torque and of equation (3) it has been obtained charts of friction coefficient against sliding velocity for three cases: pure lithium grease (Fig. 13), lithium grease with the addition of 4% boron nitride (Fig. 14) and the friction torque obtained from the rotational LuGre model (Fig. 15) [26].

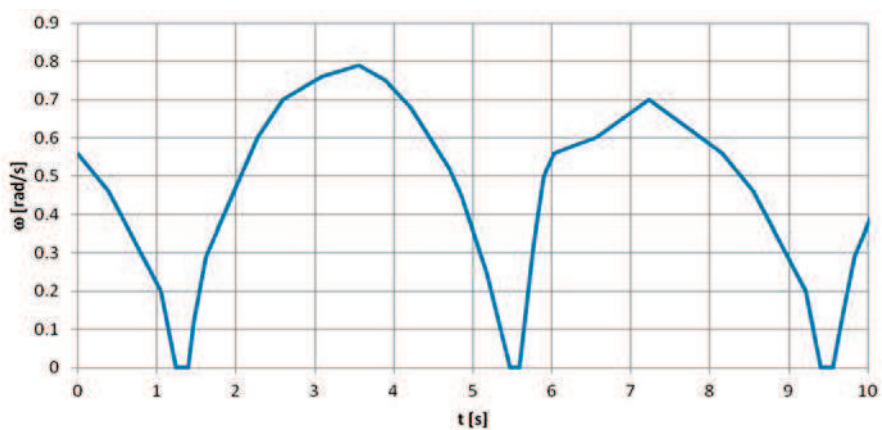


Fig. 11. The absolute value of angular velocity ω vs. time t

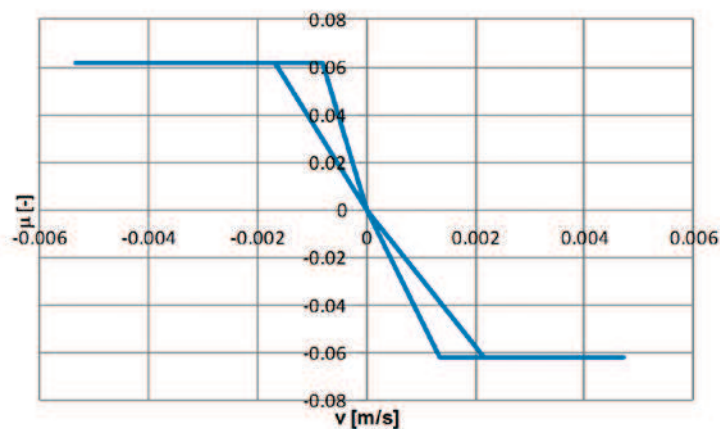


Fig. 12. Friction coefficient μ in the contact zone of the investigated stud and its seat vs. angular velocity ω , for the case of the pure lithium grease

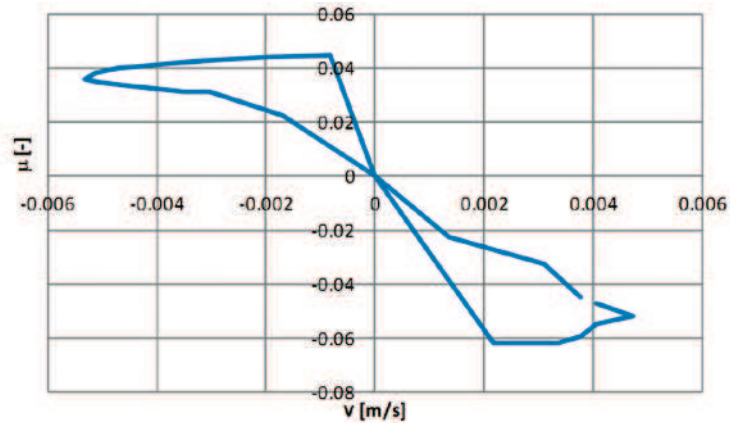


Fig. 13. Friction coefficient μ in the contact zone of the investigated stud and its seat vs. angular velocity ω , for the case of the lithium grease with addition of 4% BN

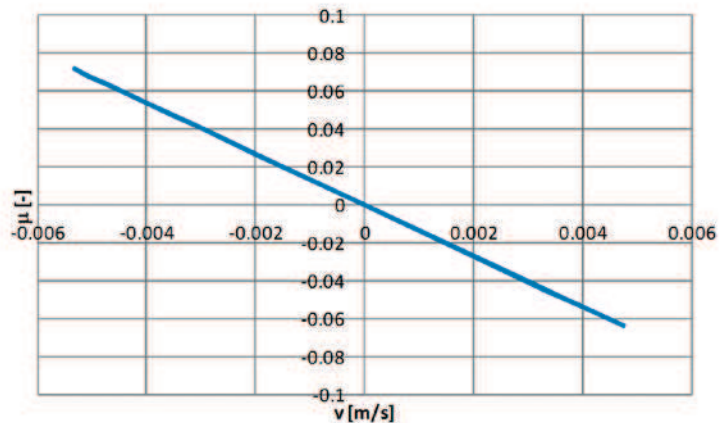


Fig. 14. Friction coefficient μ in the contact zone of the investigated stud and its seat vs. angular velocity ω , for the case of the moment calculated from LuGre rotational model.

The differences in the time courses of the angular velocity ω vs. time t have been due to differences in the tester stiffness at different rotation directions of the seat relative to the stud.

Dependence of the friction coefficient on the slip angular velocity shows nonlinearity (Fig. 10, 12-13), and hysteresis phenomena have occurred (Figures 13 and 14). The nature of the hysteresis for the case of pure lithium grease has been definitely different from the lithium grease with the addition of 4% boron nitride. The negative values of the coefficient of

friction and the rotational speed have occurred due to rotation. Almost linear dependence of friction coefficient on slip velocity, obtained from the rotational LuGre model only roughly reflects changes in time course for the coefficient of friction against slip speed.

7. Conclusions

1. Averaged values of stress in contact zone for spherical surfaces the stud and its seat are smaller about 50% than the maximal values.
2. Averaged values of the relative velocity in contact zone for spherical surfaces the stud and its seat are smaller about 22 % than the maximal values.
3. Additive of 4% BN into pure lithium grease has decreased friction force about 27 – 50% in respect to pure lithium grease.
4. There is non-linear dependence of the friction coefficient against slip velocity in the contact zone for the investigated stud and its seat lubricated with lithium grease. Hysteresis phenomena are present, the nature of which is changed after the addition of α -BN.

References

- [1] REIMPELL J., STOLL H.: *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Ed. Arnold, London, 1998.
- [2] OSSA E.A., PALACIO C.C., PANIAGUA M.A.: *Failure analysis of a car suspension system ball joint*, Engineering Failure Analysis 18 (2011), pp. 1388–1394
- [3] HE K., EDMONDS D.V.: *Formation of acicular ferrite and influence of vanadium alloying*. Mater Sci Technol 2002;18:289–96.
- [4] BOL'SHAKOV V.I., LAUKHIN D.V., SUKHOMLIN G.D., KUKSENKO V.I.: *Effect of heat treatment on formation of acicular ferrite and on the properties of low carbon microalloyed steels 10G2FB and 09G2S*. Met Sci Heat Treat 2004;46(11–12):545–50.
- [5] MAZANCOVA E., RUCKA Z., MAZANEC K.: *Comparison of microfractographic behaviour of acicular ferrite and bainite and hydrogen cracking resistance*. Arch. Mater Sci 2007;28(1–4):95–9.
- [6] HUANG Z., YAO M.: *Effect of arrangement of acicular ferrite in a Widmanstätten microstructure on the fracture of mild steel*. Mater Sci Eng: A 1989;119:211–7.
- [7] OSSA E.A., PANIAGUA M.: *Failure analysis of a fastener system and its analytical prediction*, SAMPE conference, Baltimore, MD, USA. 2009.
- [8] MURAKAMI Y.: *Metal fatigue: effects of small defects and non-metallic inclusions*. Elsevier; 2002.
- [9] ALSARAN A., KARAKAN M., CELIK A.: *The investigation of mechanical properties of ion-nitrided AISI 5140 low-alloy steel Materials Characterization*. Mater Charact 2002;48:323–7.
- [10] BAYRAK M., OZTURK F., DEMIREZEN M., EVIS Z.: *Analysis of tempering treatment on material properties of DIN 41Cr4 and DIN 42CrMo4 steels*. J Mater Eng Perform 2007;16(5):597–600.
- [11] RYU Y.I., KANG D.O., HEO S.J., YIM H.J., JEON J.I.: *Development of analytical process to reduce side load in strut-type suspension*. J Mech Sci Technol 2010;24:351–6.
- [12] <http://forum.vectraklub.pl/index.php/topic/38770-x16xel-dane-techniczne-i-parametry/>
- [13] YOSHII Y., HIRAOKA N., SASAKI A., NODOMI Y., KENMOCHI N., 1997. *The influence of atmosphere on the life of solid lubricated ball bearings*. Proc. 1 st World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 74.

- [14] KAKIZAKI T., OKIZAKI Y., NISHIMURA M., 1999. *Improvement of tribological responses of sputtered MoS_x films by carbon ion implantation*. Proc. VII th Inter. Symp. INTERTRIBO'99. Stara Lesna (Slovakia). Dom Technika Bratislava. 3-B-348.
- [15] MRÓZ W., BUDNER B., CZWARTOS J., GOCMAN K., PROKOPIUK A., KAŁDOŃSKI T.: *Zastosowanie azotku boru jako materiału smarującego w porowatych łożyskach ślizgowych*, Inżynieria Materiałowa, nr 4(182), Warszawa, 2011
- [16] KAŁDOŃSKI T., KRZEMIŃSKI K., 1997. *Zastosowanie azotku boru jako dodatku do smaru plastycznego wypełniającego łożysko toczne*. Tribologia 5-6, 658-666. Bratislava, vol. A, 40-48.
- [17] KAŁDOŃSKI T.: *Tribologiczne zastosowania azotku boru*. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, 2006.
- [18] <http://www.machinerylubrication.com/Read/1352/grease-basics>
- [19] <http://www.modex.com.pl/>
- [20] BOROVINSKAYA I.P., BUNIN V. A., MERZHANOV A. G.: *Self-propagating high-temperature synthesis of high-porous boron nitride*. Mendeleev Communications., 1997, Issue 2, pp. 47-48
- [21] <http://accuratus.com/boron.html>
- [22] Patent PL 192006 B1
- [23] BURCAN J., SICZEK K.: *Badania wpływu warunków eksploatacyjnych na trwałość ponaprawczą łożysk na przykładzie układu łożyskowego rozrusznika*, sprawozdanie z projektu badawczego 7T07B00211, Politechnika Łódzka, 1998
- [24] BAJER J.: *Wpływ dodatku smarnego na charakterystyki tribologiczne niskotemperaturowego smaru plastycznego*. Tribologia, Nr 6, 2006, s. 67 -80
- [25] ANSYS v.12 help on-line documentation
- [26] ANDRZEJWSKI R.: *Dynamika pneumatycznego koła jezdneho*. Wydawnictwo Naukowo techniczne, Warszawa, 2010
- [27] GRUDZIŃSKI K., WARDA B.J., ZAPLATA M.: *Badania pary ślizgowej jako układu o dwóch stopniach swobody*. Tribologia, 1996, t. 27, nr 5, s. 631-651
- [28] BURCAN J., WITOSŁAWSKI P.: *Badania oporów tarcia w endoprotezach stawu biodrowego*. materiały seminarium Warsztaty Tribologiczne. Biotribologia. Politechnika Łódzka. Łódź, marzec 2007, dostępne: <http://www.kkp.p.lodz.pl/PW.pdf>

BADANIA WPŁYWU OBECNOŚCI AZOTKU BORU W SMARZE NA OPORY RUCHU SWORZNIA DRAŻKA KIEROWNICZEGO

KRZYSZTOF SICZEK¹, PIOTR JÓŹWIAK²

Politechnika Łódzka

Streszczenie

W artykule przedstawiono budowę sworznia drążka kierowniczego badanego pojazdu. Celem badań omówionych w artykule było określenie wartości współczynnika tarcia między kulistymi powierzchniami sworznia i jego gniazda dla dwóch rodzajów smarów. Wykonano badania drogowe, mające na celu oszacowanie liczby względnych ruchów powierzchni sworznia i gniazda, na długości odcinka pomiarowego. Opracowano, przy użyciu metody elementów skończonych, model sworznia i jego gniazda. W modelu tym obliczono naciski oddziałujące na powierzchnie sworznia. Ponadto w artykule zamieszczono schemat stanowiska badawczego do pomiaru momentu tarcia, między współpracującymi powierzchniami kulistymi, w warunkach ruchu rewersyjnego. Na tym stanowisku wykonano badania momentu tarcia między powierzchniami sworznia drążka kierowniczego i jego gniazda, w obecności smaru litowego oraz w obecności smaru litowego z dodatkiem azotku boru. Na podstawie obliczonych nacisków oddziałujących na kulistą powierzchnie sworznia oraz na podstawie zmierzonych wartości momentu tarcia oszacowano wartości współczynnika tarcia między sworzniem i jego gniazdem. Odnotowano nieliniową zależność współczynnika tarcia od prędkości poślizgu, w tym zjawiska histerezy.

Słowa kluczowe: sworzeń drążka kierowniczego, moment tarcia, smar litowy, azotek boru

Spis oznaczeń

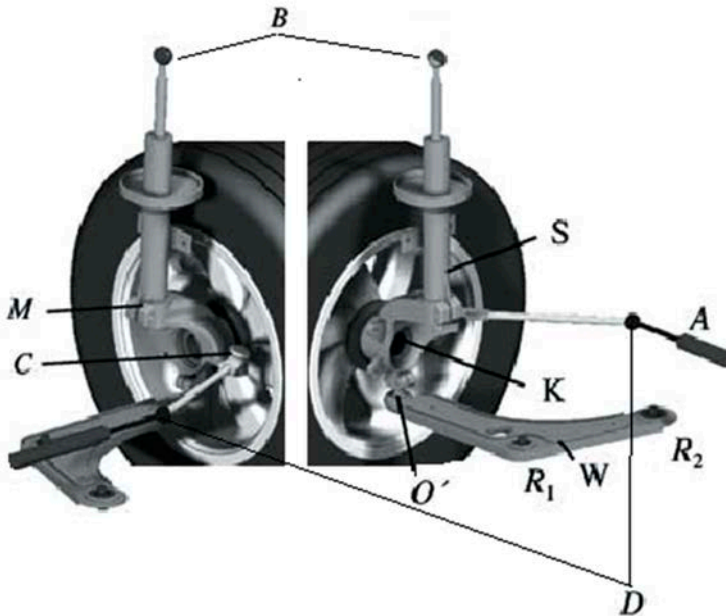
A – połączenie przesuwne zębátka kierownicza – nadwozie, *B* – kuliste połączenie amortyzatora z nadwoziem, *C* – połączenie kuliste poprzeczny drążek kierowniczy – amortyzator – przegub, *D* – połączenie kuliste drążek kierowniczy – zębátka kierownicza, *K* – przegub, *M* – tuleja amortyzująca, *O'* – kuliste połączenie wahacz-amortyzator-przegub, *R*₁ – tuleja, *R*₂ – tuleja, *S* – amortyzator, *W* – wahacz

¹ Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: ks670907@p.lodz.pl, tel. 42 631 22 50

² Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: piotr.jozwiak@p.lodz.pl, tel. 42 631 22 53

1. Wprowadzenie

Kolumna McPhersona jest systemem wykorzystywanym obecnie w wielu małych i średnich samochodach. Jej powszechna konfiguracja (rys. 1), obejmuje amortyzator (S) sztywno połączony ze wspornikiem koła lub przegubem (K). Górna część amortyzatora jest dołączona do nadwozia (B) za pomocą elastycznego zespołu utworzonego przez elastyczny element i oporowe łożysko kulkowe, co pozwala na obracanie się amortyzatora [1].



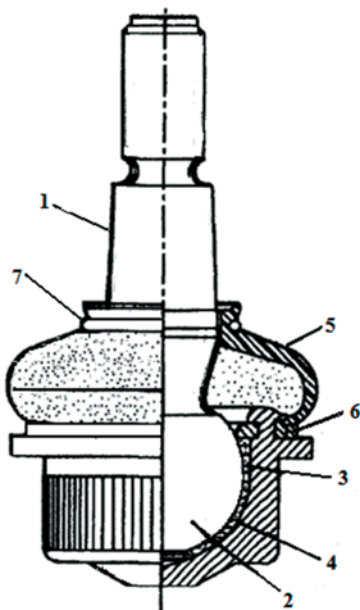
Rys. 1. Elementy zawieszenia McPhersona dla przedniego prawego koła.

A – połączenie przesuwne zębátka kierownicy – nadwozie, *B* – połączenie kuliste tłocznisko amortyzatora – nadwozie, *C* – połączenie kuliste poprzeczny drążek kierownicy – siłownik – przegub, *D* – połączenie kuliste drążek kierownicy – zębátka kierownicy, *K* – przegub, *M* – tuleja amortyzująca, *O'* – połączenie kuliste wahacz – siłownik – przegub, *R₁* – tuleja *R₂* – tuleja, *S* – amortyzator, *W* – wahacz

W dolnej części zawieszenia znajduje się wahacz (W), który dołącza przegub do podwozia. Połączenie pomiędzy przegubem i trójkątnym wahaczem jest ustanowione za pośrednictwem kulistego przegubu (*O'*), a trójkątny wahacz jest przyłączony do podwozia za pomocą dwóch tulei (*R₁* i *R₂*), które umożliwiają względny obrót pomiędzy tymi dwoma elementami.

W celu przekazania obrotu koła kierownicy do koła, drążek kierownicy jest podłączony do zwrotnicy lub tłumika również za pomocą kulistego przegubu (rys. 1).

Jak pokazano na rysunku 2, zespół przegubu kulowego zawiera sworzeń 1 z kulą 2 na jego dalszym końcu. Kula jest osadzona w smarze 3, w gnieździe 4, które może być zintegrowane z łącznikiem drążka stabilizatora. Elastomerowa osłona 5 jest zabezpieczona dolnym i górnym pierścieniem mocującym 6, 7 dla zapewnienia uszczelniania gniazda 4.



Rys. 2 Zespół przegubu kulowego. 1 – sworzień, 2 – kula, 3 – smar, 4 – gniazdo, 5 – osłona elastomerowa, 6, 7 – dolny i górny pierścienie mocujące

2. Warunki pracy analizowanego sworznia drążka kierowniczego

Sworzień drążka kierowniczego może być wykonany, na przykład, ze stali AISI-SAE 5140. Jak stwierdzono w pracy [2] mikrostruktura kuli sworznia była utworzona głównie przez odpuszczony martenzyt z iglastymi wtrąceniami ferrytu na granicach ziaren. Taka obecność odpuszczonego martenzytu oznacza, że materiał poddano ulepszeniu cieplnemu. Występował korzystny efekt w postaci wzrostu ciągliwości iglastego ferrytu w stalach niskowęglowych [3–5]. Dodatkowo iglasty ferryt może zmniejszać odporność na kruche pękanie i wytrzymałość na rozciąganie hartowanych stali, gdy występuje na granicach ziaren odpuszczonego martenzytu [6, 7].

Obecność iglastego ferrytu na granicach ziaren może oznaczać lokalne zmniejszenie twardości materiału, co powoduje zmniejszenie trwałości zmęczeniowej. To, wraz ze zmniejszeniem ciągliwości może gwałtownie obniżyć trwałość składnika.

Według Murakami [8], jednoosiowa wytrzymałość na zmęczenie σ_f może być uzależniana od twardości Vickersa H_v za pomocą wzoru (1):

$$\sigma_f = 1.6H_v \pm 0.1H_v \quad (1)$$

Mierzona twardość objętościowa Vickersa wynosiła 353 Hv. Dlatego, korzystając ze wzoru (1), jednoosiowa wytrzymałość na zmęczenie materiału mogło wynosić w przybliżeniu $565 \text{ MPa} \pm 35.3 \text{ MPa}$. W pracach [9, 10] studiowano eksperymentalnie wpływ obróbki cieplnej na własności stali AISI-SAE 5140, używanej w produkcji sworzni kulistych elementów zawieszenia, ustalając wytrzymałość zmęczeniową na 416 MPa. Ponieważ wytrzymałość określona przez Alsarana jest niższa niż obliczona ze wzoru (1), ją użyto jako objętościową wytrzymałość na zmęczenie badanych sworzni kulistych.

Mikrotwardość Vickersa iglastego ferrytu na granicach ziaren odpuszczonego martenzytu wynosiła średnio 204 Hv. Używając wzoru (1), wytrzymałość na zmęczenie dla iglastego ferrytu wynosi około $326 \text{ MPa} \pm 20.4 \text{ MPa}$. Mimo różnic w wytrzymałości zmęczeniowej określonych z zależności Murakami i Alsarans, wyraźnie iglasty ferryt zmniejsza wytrzymałość zmęczeniową materiału o około 40%. To zmniejszenie wytrzymałości zmęczeniowej może być przyczyną inicjowania pęknięć zmęczeniowych elementu, które są następnie wzmagane poprzez naciski stykowe, co jest podkreślone przez obecność oznak zapadnięć na powierzchni przełomu.

Obciążenie sworznia drążka kierowniczego może wynosić nawet 500 N [2, 11].

Kątowe przemieszczenia powierzchni kuli względem jej gniazda nie przekraczają 15° . Prędkości tych przemieszczeń nie są duże i silnie zależą od reakcji kierowcy.

W celu wyznaczenia orientacyjnych wartości przemieszczeń powierzchni kulistych sworzni drążków kierowniczych względem ich gniazd wykonano obserwację ruchów kierownicy podczas jazdy pojazdem Opel Vectra B rok produkcji 1999.

Podczas jazdy na odcinku pomiarowym 1300 m, ze średnią prędkością 40 km/h, wykonane zostało 67 ruchów kierownicą, co odpowiada 67 przemieszczeniom w kulistych łącznikach drążków kierowniczych. Ruchy te były spowodowane omijaniem nierówności nawierzchni. Obserwowane kątowe przemieszczenia kierownicy wahały się od $30^\circ - 100^\circ$, wykonywanych poniżej 1 s. Przy uwzględnieniu maksymalnego przełożenia zębatkowej przekładni kierowniczej 16.5:1 [12], odpowiada to kątowym przemieszczeniom powierzchni kulistych sworzni rzędu $1.8^\circ - 6^\circ$. Oczywiście, przy większych kątach skrętu kierownicy, przełożenie przekładni jest nieco mniejsze, co zwiększa kątowe przemieszczenia wspomnianych powierzchni kulistych.

Średnia prędkość względnego ruchu współpracujących powierzchni kulistych sworzni i jego gniazda może być oszacowana ze wzoru (2):

$$v_a = \frac{\sqrt{2}}{2} \omega_{\max} \cdot \frac{2R}{\pi} \quad (2)$$

gdzie: R – promień części kulistej sworzni, ω_{\max} – maksymalna względna prędkość kątowa sworzni względem jego gniazda.

Wyznaczona maksymalna prędkość kątowa ω_{\max} waha się od 0.032 – 0.105 rd/s. Odpowiada to średniej prędkości względnej v_a równej 0.00019 – 0.00063 m/s.

3. Cel pracy i środki stosowane do zmniejszenia oporów ruchu w styku sworznia z jego gniazdem

Celem badań omówionych w artykule było określenie wartości współczynnika tarcia między kulistymi powierzchniami sworznia i jego gniazda dla dwóch rodzajów smarów.

W przypadku smarów plastycznych, w tym litowych, stosowane są w pewnych specjalnych przypadkach jako środki przeciwwzartarciowe i uszczelniające: grafit [13], dwusiarczek molibdenu [14], azotek boru [15-17], proszki metali i inne. Smar utrzymuje cząstki stałe w zawieszynie. Drobnio zmielone, smary stałe, takie jak dwusiarczek molibdenu i grafit są mieszane ze smarem w wysokiej temperaturze lub w przy bardzo wysokim ciśnieniu [18].

Przykładem smaru plastycznego z dodatkiem dwusiarczku molibdenu jest Vecolit MOS, przeznaczony do smarowania mechanizmów podwozi pojazdów i urządzeń przemysłowych, pracujących w warunkach obciążeń uderzeniowych, wibracji i zapylenia. Przeznaczony on jest do pracy w zakresie temperatur od -50 do 140 °C. Jest zalecany do smarowania samochodowych przegubów homokinetycznych [19].

Przykładem smaru plastycznego z dodatkiem grafitu jest Vecocal grafitowany, przeznaczony do smarowania mechanizmów podwozi pojazdów i mechanizmów o niewielkiej dokładności wykonania (przekładni betoniarek, przekładni śrubowych, prowadnic), pracujących w typowych warunkach eksploatacji. Może być stosowany jako smar montażowy, ułatwiający montaż i ponowny demontaż połączeń gwintowych i sworzni. Przeznaczony jest on do pracy w zakresie temperatur od -30 do 60 °C [19].

Do smarów plastycznych stosuje się stabilną termodynamicznie odmianę azotku boru, którą w warunkach normalnych jest faza heksagonalna (α -BN), o wytrzymałości zbliżonej do grafitu. Można ją otrzymać z wykorzystaniem syntezy spalenkowej w wyniku rozkładu tetrahydroboranu hydrazyniowego ($N_2H_5BH_4$) [20].

Azotek boru jest nazywany "białym grafitem", gdyż jest stałym materiałem smarnym o płatkowej heksagonalnej strukturze, podobnie jak grafit. W odróżnieniu od grafitu jest dobrym izolatorem. Ma bardzo wysoka przewodność cieplną i dobrą odporność na udar cieplny. Jest on stabilny w obojętnej i redukującej atmosferze, aż do 2800°C, a w atmosferze utleniającej 850°C [21].

Według opisu patentowego [22], w bazie plastycznej o wysokiej czystości i niskiej temperaturze mięknięcia i kroplenia jest zalecane wprowadzanie w procesie mieszania drobnego zmielonego azotku boru (α -BN) w ilości do 10% wagowo. W smarze plastycznym do nasycania porowatych łożysk, spiekanych z proszków żelaza lub brązu, o porowatości 20 - 30%, najkorzystniej jest stosować azotek boru w ilości 5% wagowo [22].

Azotek boru zasadniczo nie wpływa na własności reologiczne smaru litowego.

Podczas badań stożkowych łożysk tocznych łożysk nr 30209, o wymiarach 45x85x19 mm przy obciążeniu $P = 1820$ N oraz $n = 1700$ obr/min uzyskano dwukrotnie mniejsze opory ruchu smarowanych smarem LH43 z dodatkiem 2% wagowych azotku boru w porównaniu z czystym smarem [22].

Z kolei podczas badań porowatych łożysk rozrusznika, wykonanych ze spiekanych proszków brązu i napełnionych litowym smarem plastycznym z dodatkiem azotku boru w ilości 1 – 10 % wagowo stwierdzono, że zmniejszenie wartości momentu tarcia w stosunku do czystego smaru, występowało dla zawartości azotku 2-4% wagowo [23].

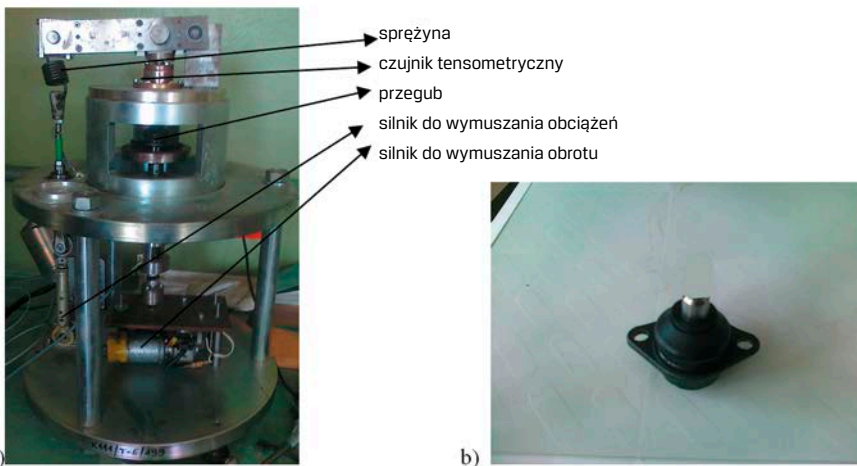
W [24] przedstawiono wyniki badań odpornych na działanie niskich temperatur smarów, opracowanych na bazie mieszaniny syntetycznych polialfaolefin i sebacyanianu dioktylu i zagęszczonych modyfikowaną krzemionką – czystego i z dodatkiem azotku boru. Stwierdzono, że azotek boru zastosowany w stężeniu 2%, 4%, 8% pogorszył właściwości przeciwzużyciowe opracowanego smaru i nie wpłynął na poprawę właściwości przeciwzatarciowych smaru.

4. Stanowisko badawcze do pomiaru momentu tarcia między kulistymi powierzchniami sworznia i jego gniazda

Jeden ze wspomnianych oryginalnych sworzni drążka kierowniczego został zbadany na stanowisku umożliwiającym wyznaczenie momentu tarcia między kulą sworznia i jej gniazdem. Zdjęcie stanowiska badawczego, posiadanego przez Katedrę Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej zamieszczono na rysunku 3.

Badaniom poddano sworzeń drążka kierowniczego wraz z jego gniazdem. Średnica kulistej części sworznia wynosiła 27 mm. Nieruchomy sworzeń był obciążany stałą siłą równą 7 N. Gniazdo wykonywało ruchy rewersyjne ze stałą częstotliwością równą 0.12 Hz. Wykonano dwie serie pomiarowe:

- dla współpracy kuli sworznia z jej gniazdem smarowanych oryginalnym smarem litowym,



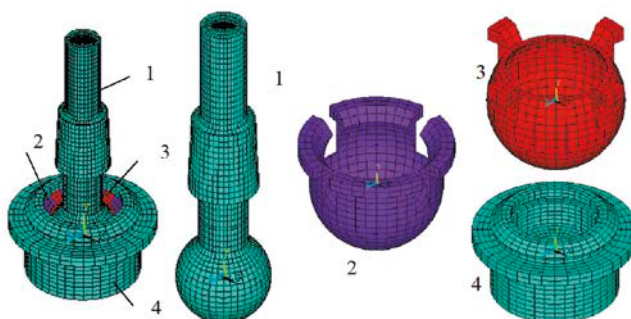
Rys. 3. a) Stanowisko badawcze do pomiaru momentu tarcia między kulistymi powierzchniami sworznia drążka kierowniczego i jego gniazda, b) badany sworzeń (po obcięciu)

- dla współpracy kuli sworznia z jej gniazdem smarowanych smarem litowym z zawartością 4% BN

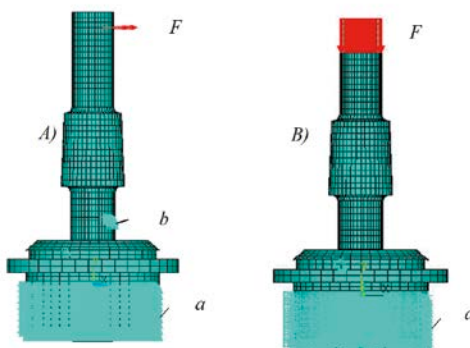
5. Model sworznia drążka kierowniczego

Model sworznia drążka kierowniczego został wykonany przy użyciu MES i przedstawiony na rysunku 4. Model składał się ze sworznia 1, gniazda 2, smaru 3 i oprawy 4. Siatka elementów skończonych została wygenerowana automatycznie przez komercyjny program ANSYS [25]. Warunki brzegowe, przedstawione na rysunku 5, były następujące. Oprawa gniazda została zamocowana na swej zewnętrznej powierzchni cylindrycznej. W przypadku, odpowiadającym rzeczywistemu obciążeniu (rys. 5A), sworzień został w miejscu a podparty na wycinku powierzchni walcowej o długości 3 mm i wysokości 1 mm. Sworzień został obciążony promieniową siłą 500 N. Wartość tej siły przyjęto na podstawie danych literaturowych [2, 11].

W przypadku odpowiadającym badaniom eksperymentalnym (rys. 5B) sworzień został obciążony siłą osiową równą 7 N, równej rzeczywistemu obciążeniu na stanowisku badawczym.



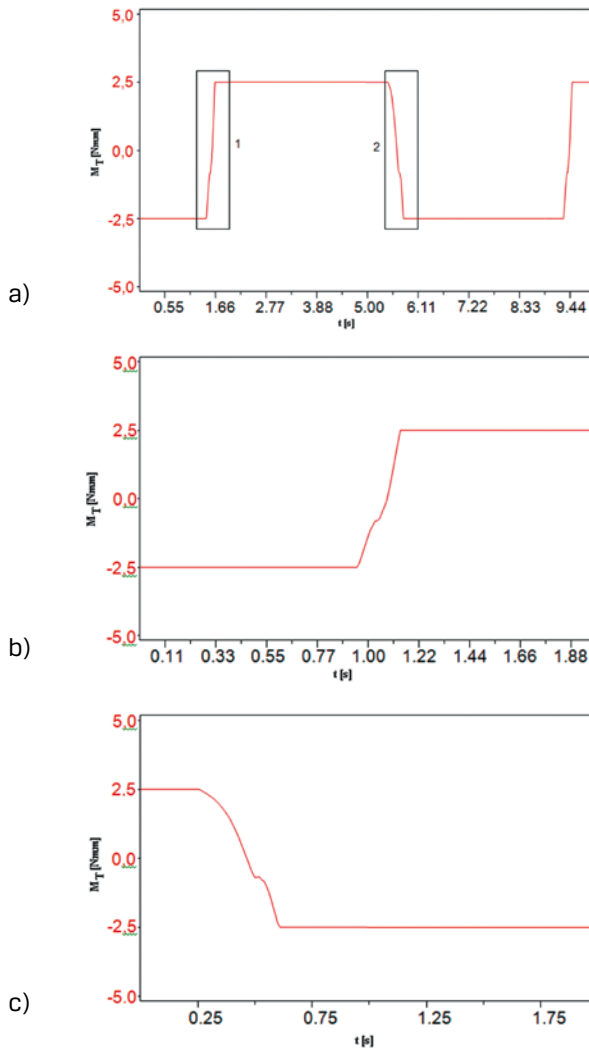
Rys. 4. Siatka elementów skończonych w modelu sworznia drążka kierowniczego 1 - sworzień, 2 - gniazdo, 3 - smar, 4 - oprawa



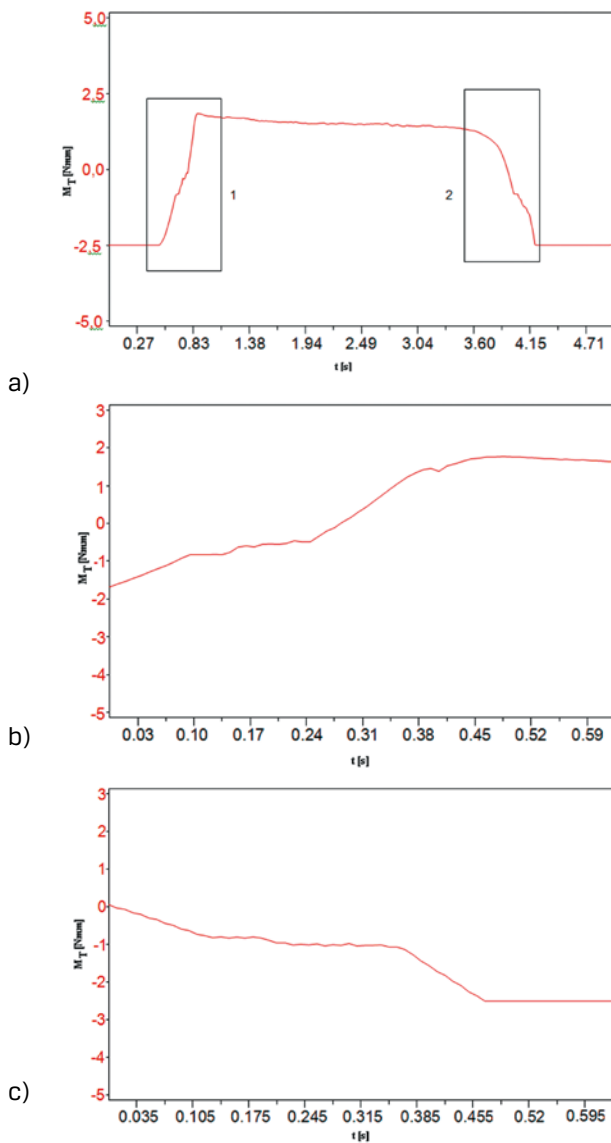
Rys. 5. Warunki brzegowe w modelu sworznia drążka kierowniczego; A) obciążenie promieniową siłą F , B) obciążenie osiową siłą F ; a - zamocowanie zewnętrznej powierzchni cylindrycznej gniazda, b - podparcie sworznia na wycinku powierzchni cylindrycznej, F - siła obciążająca sworzień

6. Wyniki pomiarów

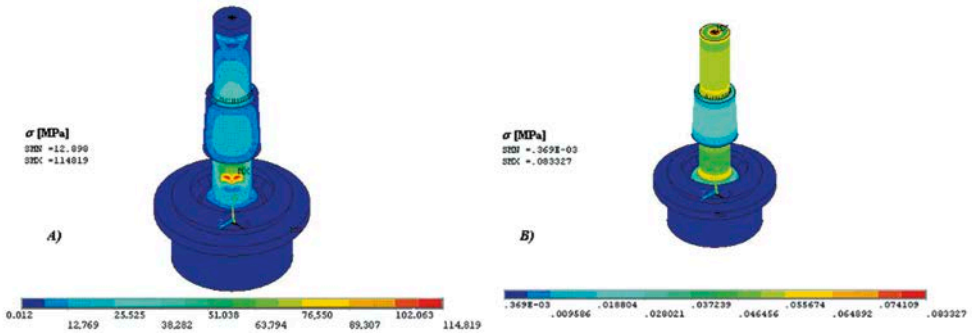
W wyniku przeprowadzonych pomiarów na stanowisku badawczym uzyskano wykresy momentu tarcia w funkcji czasu dla przegubów smarowanych smarem oryginalnym i smarem z dodatkiem azotku boru. Uzyskane wartości mierzonego momentu tarcia w funkcji czasu przedstawiono na rysunku 6a. Powiększenia częściowych widoków 1 i 2 pokazano na rysunkach odpowiednio na rysunku 6b i 6c. Wartości bezwzględne momentu tarcia nie przekraczały 2.5 Nmm.



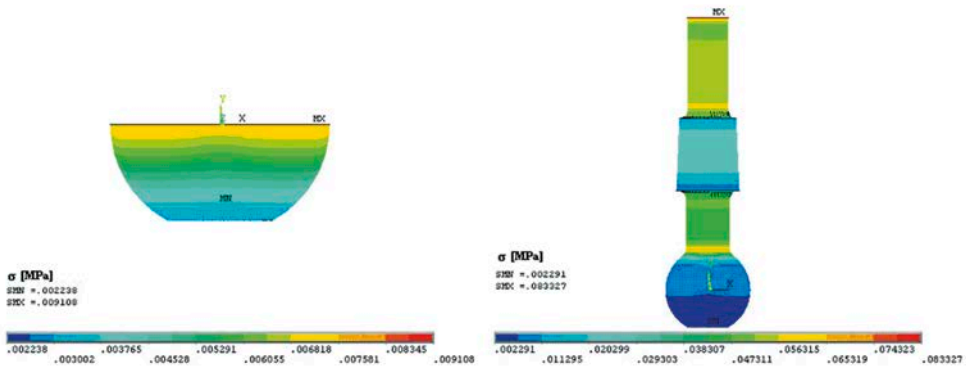
Rys. 6. a) Moment tarcia w funkcji czasu, częstotliwość ruchu rewersyjnego 36 Hz, b) powiększenie fragmentu 1), c) powiększenie fragmentu 2; przypadek styku stal - stal



Rys. 7. a) Moment tarcia w funkcji czasu, częstotliwość ruchu rewersyjnego 36 Hz, b) powiększenie fragmentu 1), c) powiększenie fragmentu 2; przypadek styku stal – stal ze smarem z dodatkiem azotku boru



Rys. 8. Naprężenia zredukowane w modelu sworznia drążka kierowniczego; A - obciążenie siłą promieniową $F = 500$ N, B - obciążenie siłą osiową $F = 7$ N



Rys. 9. Naprężenia zredukowane w modelu sworznia drążka kierowniczego obciążonego siłą osiową $F = 7$ N

Przy obciążeniu sworznia siłą promieniową 500 N średnie obciążenia powierzchni kulistej sworznia wyniosły 0.87 MPa.

Przy obciążeniu sworznia siłą osiową 7 N, średnie zredukowane naprężenie w styku wyniosło 0.00393 MPa, a maksymalne zredukowane naprężenie w styku wyniosło 0.008 MPa.

Współczynnik tarcia może być wyznaczony z zależności (3):

$$\mu = \frac{M_T}{2 \cdot \pi \cdot \sigma \cdot \frac{2}{3} \cdot R^3} \quad (3)$$

gdzie: M_T – moment tarcia, σ – średnie naprężenie zredukowane w styku

Obliczona wartość współczynnika tarcia, dla smaru litowego wynosiła 0.062. Dla smaru litowego z dodatkiem 4% azotku boru wynosiła od 0.031 do 0.045. Dodatek 4% azotku boru do smaru litowego spowodował zmniejszenie oporów tarcia od 27 – 50%.

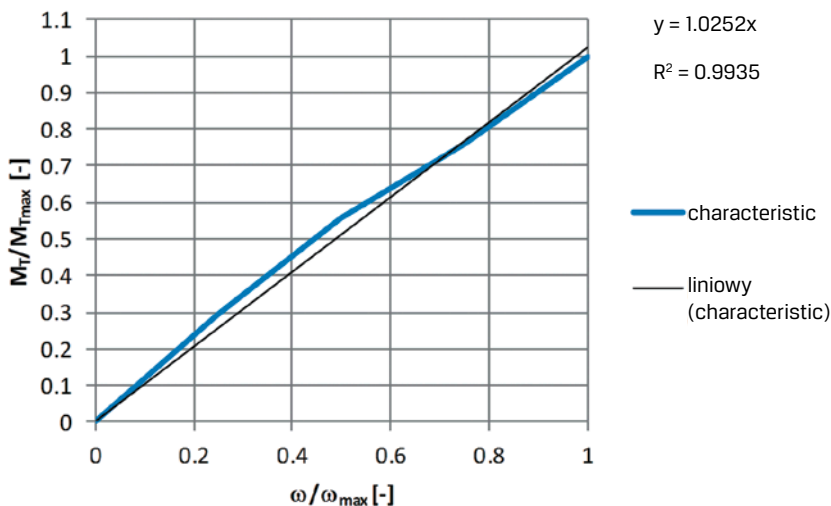
Moc P_T , potrzebna na pokonanie oporów tarcia w sworzniu drążka kierowniczego może być wyznaczona ze wzoru (4):

$$P_T = M_T \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \omega_{\max} \quad (4)$$

Przy obciążeniu sworznia siłą promieniową $F = 500$ N w styku powierzchni kulistej sworznia i gniazda, smarowanego smarem litowym występuje moment tarcia M_T wynoszący 553 Nmm.

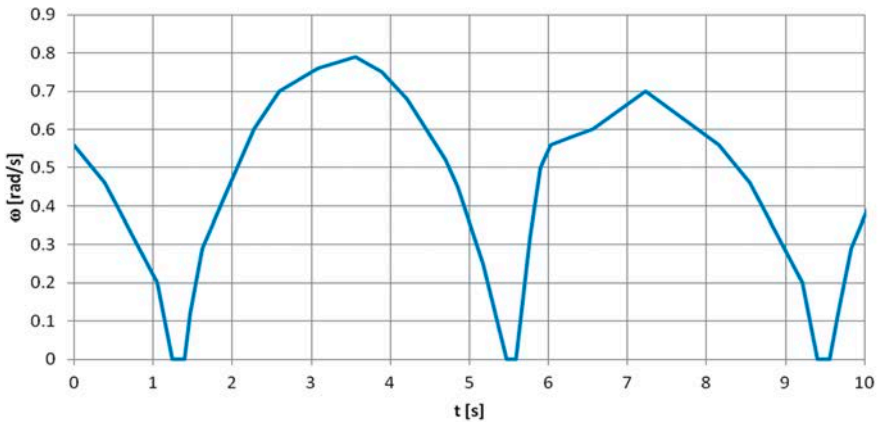
Na jego pokonanie potrzebna jest moc tarcia P_T , obliczana ze wzoru (4) i wynosząca 0.012 – 0.041 W.

Interesująca jest zmiana współczynnika tarcia w funkcji średniej prędkości obwodowej. Do przybliżonej analizy założono, że przebieg zmian względnego momentu tarcia w styku w funkcji względnej prędkości kątowej jest analogiczny do przebiegu zmian względnego momentu tarcia w funkcji względnej prędkości kątowej poślizgu w sprzęgle ciernym, uzyskanej z rotacyjnego modelu LuGre (rys. 10) [26]. Zależność ta jest niemal liniowa. Dla uproszczenia analizy pominięto zjawiska stick-slip, choć z uwagi na stosunkowo małą częstotliwość wymuszeń (0.12 Hz) mogą one generować cykliczne zmiany wartości siły/momentu tarcia nawet o 10%, z częstotliwością co najmniej o rząd większą od częstotliwości wymuszenia, zgodnie ze wskazaniami w [26, 27].

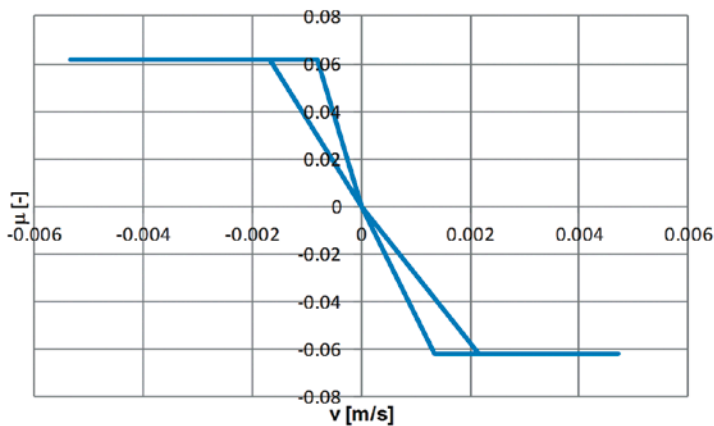


Rys. 10. Stosunek momentu tarcia M_T do momentu maksymalnego $M_{T_{\max}} = 4.86$ Nm Nm w funkcji stosunku prędkości kątowej poślizgu $\omega_{\max} = 0.16$ rad/s

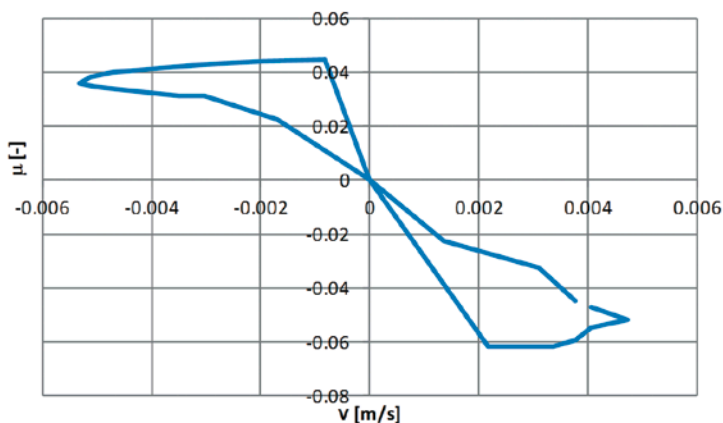
Dodatkowo opracowano wykres prędkości obrotowej poślizgu badanego sworznia względem jego gniazda w funkcji czasu (rys. 11), na podstawie danych z [28]. Na podstawie tego wykresu i wzoru (2) obliczono przebieg zmian średniej prędkości poślizgu w badanym sworzniu w funkcji czasu. 12). Na podstawie przebiegu prędkości, przebiegu momentu tarcia oraz wzoru (3) wyznaczono wykresy współczynnika tarcia w funkcji prędkości poślizgu dla trzech przypadków: czystego smaru litowego (rys. 13), smaru litowego z dodatkiem 4% azotku boru (rys. 14) i z momentu tarcia uzyskanego z rotacyjnego modelu LuGre (rys. 15) [26].



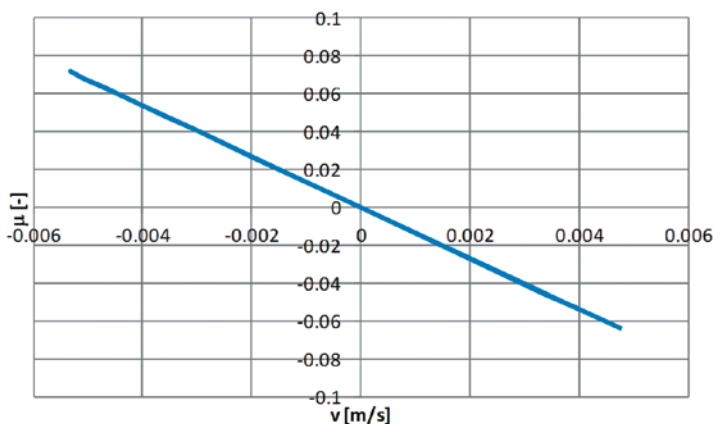
Rys. 11. Bezwzględna wartość prędkości kątowej poślizgu ω w funkcji czasu t



Rys. 12. Współczynnik tarcia μ w styku badanego sworznia z jego gniazdem w funkcji prędkości kątowej poślizgu ω , dla przypadku czystego smaru litowego



Rys. 13. Współczynnik tarcia μ w styku badanego sworznia z jego gniazdem w funkcji prędkości kątowej poślizgu ω , dla przypadku smaru litowego z dodatkiem 4% azotku boru



Rys. 14. Współczynnik tarcia μ w styku badanego sworznia z jego gniazdem w funkcji prędkości kątowej poślizgu ω , dla momentu tarcia obliczanego z rotacyjnego modelu LuGre

Różnice w przebiegach prędkości kątowej ω w funkcji czasu t wynikają z różnic sztywności stanowiska badawczego podczas różnych kierunków obracania gniazda względem sworznia.

Zależność współczynnika tarcia od prędkości kątowej poślizgu wykazuje nieliniowość (rys. 10, 12-13), w tym obecność zjawisk histerezy (rys. 13 i 14). Charakter histerezy dla przypadku czystego smaru litowego zdecydowanie się różni od smaru litowego z dodatkiem 4% azotku boru. Ujemne wartości współczynnika tarcia i prędkości obrotowej

wynikają z kierunku obrotów. Niemal liniowa zależność współczynnika tarcia w funkcji prędkości poślizgu, uzyskana z modelu LuGre tylko zgrubnie oddaje zmiany współczynnika tarcia w funkcji prędkości poślizgu.

7. Wnioski

1. Średnie wartości naprężeń w styku powierzchni kulistych sworznia i jego gniazda są o 50% mniejsze niż wartości maksymalne.
2. Średnie wartości prędkości względnej w styku powierzchni kulistych sworznia i jego gniazda są o 22 % mniejsze od wartości maksymalnych.
3. Dodatek 4% azotku boru do smaru litowego spowodował zmniejszenie oporów tarcia od 27 – 50% w stosunku do czystego smaru litowego.
4. W styku badanego sworznia i jego gniazda smarowanego smarem litowym występuje nieliniowa zależność współczynnika tarcia od prędkości poślizgu. Obecne są zjawiska histerezowe, których charakter zmienia się po dodaniu azotku boru.

Literatura

- [1] REIMPELL J., STOLL H.: *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Ed. Arnold, London, 1998.
- [2] OSSA E.A., PALACIO C.C., PANIAGUA M.A.: *Failure analysis of a car suspension system ball joint*, Engineering Failure Analysis 18 (2011), s. 1388-1394
- [3] HE K., EDMONDS D.V.: *Formation of acicular ferrite and influence of vanadium alloying*. Mater Sci Technol 2002;18:289-96.
- [4] BOL'SHAKOV V.I., LAUKHIN D.V., SUKHOMLIN G.D., KUKSENKO V.I.: *Effect of heat treatment on formation of acicular ferrite and on the properties of low carbon microalloyed steels 10G2FB and 09G2S*. Met Sci Heat Treat 2004;46(11-12):545-50.
- [5] MAZANCOVA E., RUCKA Z., MAZANEC K.: *Comparison of microfractographic behaviour of acicular ferrite and bainite and hydrogen cracking resistance*. Arch. Mater Sci 2007;28(1-4):95-9.
- [6] HUANG Z., YAO M.: *Effect of arrangement of acicular ferrite in a Widmanstätten microstructure on the fracture of mild steel*. Mater Sci Eng: A 1989;119:211-7.
- [7] OSSA E.A., PANIAGUA M.: *Failure analysis of a fastener system and its analytical prediction*, SAMPE conference, Baltimore, MD, USA. 2009.
- [8] MURAKAMI Y.: *Metal fatigue: effects of small defects and non-metallic inclusions*. Elsevier; 2002.
- [9] ALSARAN A., KARAKAN M., CELIK A.: *The investigation of mechanical properties of ion-nitrided AISI 5140 low-alloy steel Materials Characterization*. Mater Charact 2002;48:323-7.
- [10] BAYRAK M., OZTURK F., DEMIREZEN M., EVIS Z.: *Analysis of tempering treatment on material properties of DIN 41Cr4 and DIN 42CrMo4 steels*. J Mater Eng Perform 2007;16(5):597-600.
- [11] RYU Y.I., KANG D.O., HEO S.J., YIM H.J., JEON J.I.: *Development of analytical process to reduce side load in strut-type suspension*. J Mech Sci Technol 2010;24:351-6.
- [12] <http://forum.vectraklub.pl/index.php/topic/38770-x16xel-dane-techniczne-i-parametry/>
- [13] YOSHII Y., HIRAOKA N., SASAKI A., NODOMI Y., KENMOCHI N., 1997. *The influence of atmosphere on the life of solid lubricated ball bearings*. Proc. 1 st World Tribology Congress. Mechanical Engineering Publications Ltd. London, 74.

- [14] KAKIZAKI T., OKIZAKI Y., NISHIMURA M., 1999. *Improvement of tribological responses of sputtered MoSx films by carbon ion implantation*. Proc. VII th Inter. Symp. INTERTRIBO'99. Stara Lesna (Slovakia). Dom Technika Bratislava. 3-B-348.
- [15] MRÓZ W., BUDNER B., CZWARTOS J., GOCMAN K., PROKOPIUK A., KAŁDOŃSKI T.: *Zastosowanie azotku boru jako materiału smarującego w porowatych łożyskach ślizgowych*, Inżynieria Materiałowa, nr 4(182), Warszawa, 2011
- [16] KAŁDOŃSKI T., KRZEMIŃSKI K., 1997. *Zastosowanie azotku boru jako dodatku do smaru plastycznego wypełniającego łożysko toczne*. Tribologia 5-6, 658-666. Bratislava, vol. A, 40-48.
- [17] KAŁDOŃSKI T.: *Tribologiczne zastosowania azotku boru*. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, 2006.
- [18] <http://www.machinerylubrication.com/Read/1352/grease-basics>
- [19] <http://www.modex.com.pl/>
- [20] BOROVINSKAYA I.P., BUNIN V. A., MERZHANOV A. G.: *Self-propagating high-temperature synthesis of high-porous boron nitride*. Mendeleev Communications., 1997, Issue 2, pp. 47-48
- [21] <http://accuratus.com/boron.html>
- [22] Patent PL 192006 B1
- [23] BURCAN J., SICZEK K.: *Badania wpływu warunków eksploatacyjnych na trwałość ponaprawczą łożysk na przykładzie układu łożyskowego rozrusznika*, sprawozdanie z projektu badawczego 7T07B00211, Politechnika Łódzka, 1998
- [24] BAJER J.: *Wpływ dodatku smarnego na charakterystyki tribologiczne niskotemperaturowego smaru plastycznego*. Tribologia, Nr 6, 2006, s. 67 -80
- [25] ANSYS v.12 help on-line documentation
- [26] ANDRZEJWSKI R.: *Dynamika pneumatycznego koła jezdneho*. Wydawnictwo Naukowo techniczne, Warszawa, 2010
- [27] GRUDZIŃSKI K., WARDA B.J., ZAPŁATA M.: *Badania pary ślizgowej jako układu o dwóch stopniach swobody*. Tribologia, 1996, t. 27, nr 5, s. 631-651
- [28] BURCAN J., WITOSŁAWSKI P.: *Badania oporów tarcia w endoprotezach stawu biodrowego*. materiały seminarium Warsztaty Tribologiczne. Biotribologia. Politechnika Łódzka. Łódź, marzec 2007, dostępne: <http://www.kkp.p.lodz.pl/PW.pdf>