

UDK 621.833.1:531.43:621.89

## Možnosti rešitve problemov razjedanja zobnih bokov z neevolventnimi profilimi pri valjastih zobnikih z ravnimi zobmi

### The Possibilities of Solving the Scoring Problems of Tooth Flanks with Noninvolute Teeth Profiles in Plane Toothed Cylindrical Gears

MIROSLAV VEREŠ – ĽUBOMÍR PETRÁK

V sestavku so predstavljeni rezultati teoretičnih in eksperimentalnih raziskav odpornosti zobnih bokov s konveksno-konkavnimi bočnicami pri valjastih zobnikih proti razjedanju.

Podana so poslošena osnovna razmerja integralnega kriterija temperature. Teoretično dobljena razmerja so podkrepljena z rezultati preizkusov odpornosti proti razjedanju z metodo FZG (DIN 51 354).

*This paper presents results of theoretical and experimental research into the scoring resistance of plane convex-concave gears. The generalized basic relations of the Integral temperature criterion are given. Theoretically obtained relations are illustrated by the results of the scoring tests according to the FZG method (DIN 51 354).*

#### 0. UVOD

Poglavitni zahtevi v procesu načrtovanja zobnikov sta majhna teža in razmeroma majhne dimenzijske celotnega prenosnika. Takšne zahteve pa lahko pripeljejo do povečanih temperaturnih obremenitev v prenosniku in posledično do toplega razjedanja na občutljivih zobnih bokih.

Najučinkovitejši način preprečevanja razjedanja je dodatno oljno hlajenje ali uporaba specialnih maziv z aditivi. V nekaterih primerih pa ni mogoče uporabiti nobene od omenjenih rešitev. Takšni so npr. zobiški prenosniki s hidravličnim pretvornikom momenta, pri katerih uporablajo za zobiški prenosnik in pretvornik enako olje, ne moremo pa uporabljati visokotlačnega maziva EP. V velikih prenosnikih, kakršni so na ladjah, pogosto uporablajo motorna olja, ki nimajo zadovoljivih lastnosti za preprečevanje razjedanja, zunanje oljno hlajenje pa je zaradi visoke cene v glavnem negospodarno. Zaradi vsega omenjenega večjih zapletov in manjše rentabilnosti ta rešitev torej ni sprejemljiva. V teh specifičnih primerih obstaja možnost uporabe ozobij posebne geometrijske oblike, ki so odporna proti razjedanju. Pri evolventnem ozobju je mogoče na odpornost proti razjedanju vplivati s spremenjanjem osnovnih geometrijskih parametrov, vendar le v omejenem obsegu.

Zaradi tega je treba v vseh primerih, pri katerih lahko pričakujemo velike sile trenja in s tem nevarnost razjedanja, uporabiti posebne, neevolventne zobe.

Raziskave v obdobju leta 1988–1990 so pokazale, da je možno zmanjšati razmerje med dolžino zadevanja in dolžino zadevanja z občutljivimi zobnimi bokovi, kar je v skladu z teoretično dobljeno razmerje. Raziskave so potekale na zobiških zvezkih z ravnimi zobiškimi zobmi in z občutljivimi zobiškimi zobnimi bokovi. Teoretično dobljena razmerja so podkrepljena z rezultati preizkusov odpornosti proti razjedanju z metodo FZG (DIN 51 354).

#### 0. INTRODUCTION

The main requirements in the process of designing toothed gears are low weight and small size of the whole gear box. Such requirements can cause an increased temperature load of the gear box and consequent warm scoring of delicate gear teeth surfaces.

The most efficient solution of scoring problems is additional oil cooling or the use of a special lubricant additives. However, there are some cases where no such solution can be used. For example, there is no possibility of using an EP lubricant when there is the same oil in gear boxes using the hydraulic torque converter for the gear box and the converter. In the case of large gear boxes such as those found in ships, motor oil is often used with insufficient scoring parameters and external oil cooling is in general uneconomical (higher price). Because of this and due to increased complication and lower reliability this solution is unacceptable. In these peculiar cases there is the possibility of using a tooth of special geometric shape which is resistant to scoring. For involute profiles the scoring resistance can be influenced by changes of the basic geometric parameters only in a limited range.

It is therefore necessary to use special, noninvolute profiles in all cases where extremely high friction forces and scoring exertions are expected.

Konec sedemdesetih in v začetku osemdesetih let so se intenzivno ukvarjali s problemi zadrtja. Rezultat raziskav je bil, da sta Winter in Michaelis [1] uvedla t.i. integralni kriterij temperature pri ocenjevanju valjastih in stožčastih zobnikov. Ta kriterij so uspešno uporabljali tudi pri hipoidnih in spiralnih stožčastih zobnikih [2]. Obsežne eksperimentalne raziskave je opravil tudi Schauerhammer [3]. Žal pa še nismo sistematične analize odpornosti zobnikov proti razjedanju z vidika geometrijske oblike zob. Znani so le rezultati, ki jih je dosegel Hlebanja s konveksno-konkavnimi zobnimi boki [4].

### 1. KONVEKSNO-KONKAVNA OZOBJA IN NJIHOVA ODPORNOST PROTI RAZJEDANJU

Odpornost zobnikov proti razjedanju z vidika geometrijskih značilnosti, kakor jo določa integralni kriterij temperature v standardih ISO in DIN, je funkcija relativnega krivinskega polmera zobegega profila in razlike kvadratnih korenov tangencialnih hitrosti v določenih točkah na dotikalni poti. To lahko izrazimo z razmerjem, ki velja za trenutno temperaturo po Bloku:

$$\theta_{\text{fla}} = \mu \frac{\sqrt{v_{\rho_1}} - \sqrt{v_{\rho_2}}}{r^0,25}$$

Koeficient  $\mu$  pomeni vpliv negeometrijskih parametrov zobiške dvojice,  $\mu$  je koeficient trenja v določeni dotikalni točki. Da bi poenostavili razmerje, lahko lokalno vrednost koeficienteja trenja  $\mu$  nadomestimo z njegovo srednjo vrednostjo  $\mu_m$ , ki je odvisna od geometrijskih lastnosti zobnikov.

Kar zadeva parametre za izračun  $\theta_{\text{fla}}$ , je očitno, da imajo zobniki s konveksno-konkavnim profilom zob dobro odpornost proti poškodbam zaradi razjedanja. Probleme v zvezi z načrtovanjem konveksno-konkavnih zobnikov z ravnimi zobi je obdelal Hlebanja [4], njegovo delo pa dokazuje, da ima ta tip zobnikov ustrezno dotikalno pot v obliki črke S (sl. 1).

Pri načrtovanju zobnikov s konveksno-konkavnimi bočnicami pa je problem določiti pravilen zobiški sistem ubiranja med profiloma, ki ustrezata načrtovani dotikalni poti. Primerno je, da dotikalno pot definiramo v obliki dveh krožnih lokov. Središči obeh lokov ( $S_1, S_2$ ) nista na črti, ki povezuje središči vrtenja obeh zobnikov ( $O_1, O_2$ ). Tako je v tem primeru mogoče [5] izraziti enačbo parameterov dveh natančno ujemajočih se zobnikov takole:

$$x_k = \pm 2r_k \sin(\alpha - \alpha_C) \cos(\alpha + \varphi) + r_i \sin \varphi$$

$$y_k = \pm 2r_k \sin(\alpha - \alpha_C) \sin(\alpha + \varphi) - r_i (1 - \cos \varphi)$$

Intensive research into scoring problems was carried out at the end of the seventies and at the beginning of the eighties. The result was the introduction of the Integral Temperature Criterion by Winter and Michaelis [1] for the evaluation of scoring of cylindrical and bevel gears. This criterion has also been successfully used for hypoid and spiral gears [2]. Extensive experimental research of these problems was also made by Schauerhammer [3]. Systematic analysis of scoring resistance from the geometrical teeth-profile point of view has not yet been carried out. The article concludes with the results of Hlebanja in relation to convex-concave gears [4].

### 1. CONVEX-CONCAVE GEARS AND THEIR SCORING PROPERTIES

The scoring load capacity, from the point of view of the geometric features determined by the Integral Temperature Criterion of scoring quoted by ISO and DIN is a function of the relative radius of curvature of the teeth profiles and the difference between the square roots of the tangential velocities at particular points along the contact path. This can be expressed by the relation valid for the flash temperature according to Blok:

$$\theta_{\text{fla}} = \mu \frac{\sqrt{v_{\rho_1}} - \sqrt{v_{\rho_2}}}{r^{0,25}}$$

The coefficient  $\mu$  expresses the impact of the non-geometric parameters of the gear drive,  $\mu$  is the coefficient of friction for the concrete contact point. To simplify the relation we can replace the local value of the coefficient of friction  $\mu$  by its mean value  $\mu_m$ , which is dependent on the geometric features of the gears.

In terms of the relation for the calculation of  $\theta_{\text{fla}}$  it is obvious that gears with convex-concave gear profiles have good resistance against scoring damage. Problems concerning the design of plane convex-concave gears have been elaborated by Hlebanja [4], and his work has proved that this type of gear has its corresponding contact path in the shape of an S (Fig. 1).

During the process of designing the gears with convex-concave flank, another problem presents itself: achieving a correct conjugated gear-toothed system between two profiles designed according to the given contact path. It is practical to define the given contact path in the shape of two circular arcs. The centers of these arcs ( $S_1, S_2$ ) are not located on the line connecting the turning centers ( $O_1, O_2$ ) of the two teeth gears. In this case it is accordingly [5] possible to express the parameter equation of two correctly mating gear tooth-profiles in the following way:

$$x_k = \pm 2r_k \sin(\alpha - \alpha_C) \cos(\alpha + \varphi) + r_i \sin \varphi$$

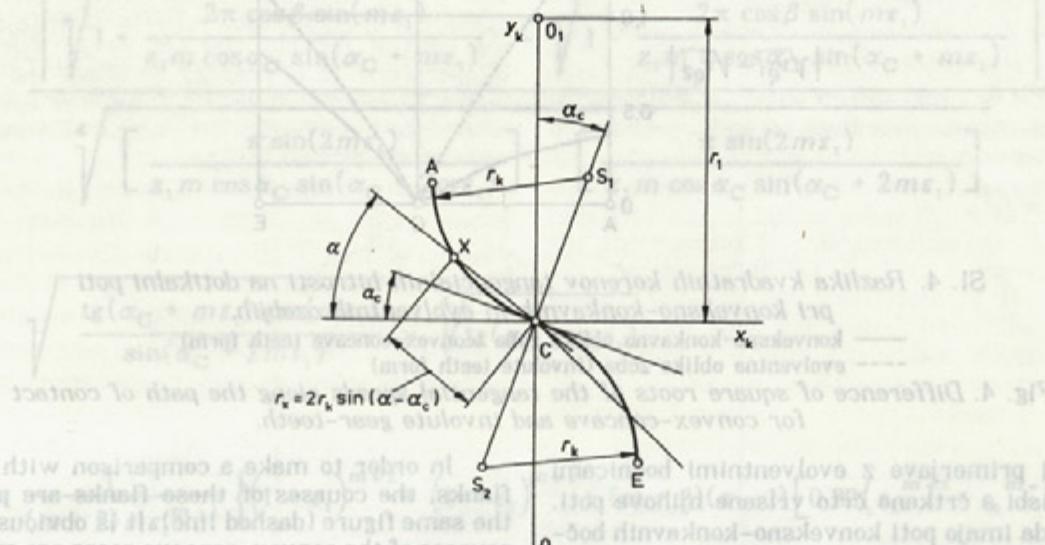
$$y_k = \pm 2r_k \sin(\alpha - \alpha_C) \sin(\alpha + \varphi) - r_i (1 - \cos \varphi)$$

Received: 20.10.1993

kjer je:  $\varphi = \pm \frac{2r_k}{r_1} \left[ (\alpha - \alpha_c) \cos \alpha_c + \sin \alpha_c \lg \frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha} \right]$

where:

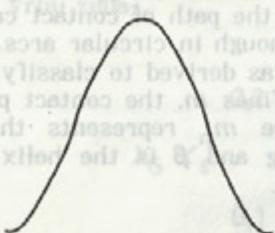
$$\varphi = \pm \frac{2r_k}{r_1} \left[ (\alpha - \alpha_c) \cos \alpha_c + \sin \alpha_c \lg \frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha} \right]$$



Sl. 1 Definicija valjastih zobnikov s konveksno-konkavnimi bočnicami.

Fig. 1. Definition of convex-concave cylindrical gear flanks.

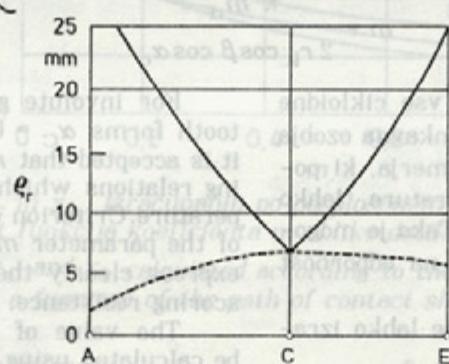
Vpadni kot  $\alpha$  poljubne točke na dotikalni poti je uporabljen kot parameter. Takšnega ozobja ne moremo načrtovati in izdelati z običajnimi metodami. Slika 2 prikazuje profil konveksno-konkavnega zoba, ki je bil izdelan po sistemu CAD/CAM [6]. Slike 3 in 4 prikazujeta graf relativnega krviljnega polmera profilov zob in razliko kvadratnih korenov tangencialnih hitrosti.



Sl. 2. Oblika zoba s konveksno-konkavnim profilom.

Fig. 2. Shape of the convex-concave gear-tooth profile.

The pressure angle  $\alpha$  of an arbitrary point on the contact path is used as the parameter. Design and production of this gearing cannot be achieved by common methods. Fig. 2 displays the profile of the convex-concave tooth, which was produced by a special CAD/CAM system described in [6]. The graph of the relative radius of curvature of teeth profiles and the difference between the square roots of the tangential velocities are shown in figs. 3 and 4.



Sl. 3. Potelek srednjega krvinskega polmera na dotikalni poti pri konveksno-konkavnih in evolventnih ozobjih.

Upoštevati je treba, da so vrednosti konveksno-konkavna oblika zoba (convex-concave tooth form) in tečni profil (involute tooth form) enaki.

Fig. 3. Course of the mean curvature radius along the path of contact for convex-concave and involute gear-teeth.

Konec sedemdesetih in v začetku osmdesetih let so se intenzivno ukvarjalo z problemom raziskovanja odpornosti zobnikov proti razjedanju. Rezultat reziskav je bil, da sta Winkel in Schäffer na koncu desetih let uvedla t.i. integralni kriterij temperature pri ocenjevanju valjastih in zvezčastih zobnikov. Ta kriterij so uspešno uporabili in spletalni stozčastih zobnikov. Experimentalne reziskave so opravljene na Hlebenihammer I31. Zaradi te nizke sistematike je bilo mogoče izpeljati odpornosti zobnikov proti razjedanju z geometrijske oblike zob. Znani so le rezultati, ki jih je dosegel Hlebenja s konveksno-konkavnimi zobnimi boki.

**Sl. 4. Razlika kvadratnih korenov tangencialnih hitrosti na dotikalni poti pri konveksno-konkavnih in evolventnih ozobjih.**

1. KONVEKSNO-KONKAVNE OBLIKE ZOB  
— konveksno-konkavna oblika zoba (convex-concave teeth form)  
---- evolventna oblika zoba (involute teeth form)

**Fig. 4. Difference of square roots of the tangential speeds along the path of contact for convex-concave and involute gear-teeth.**

Zaradi primerjave z evolventnimi bočnicami so v isti risbi s črtkano črto vrisane njihove poti. Očitno je, da imajo poti konveksno-konkavnih bočnic z vidika odpornosti proti razjedanju bokov precejšnjo prednost pred evolventnimi bočnicami.

## 2. POSPLOŠENJE INTEGRALNEGA KRITERIJA TEMPERATURE PRI VALJASTIH ZOBNIKIH Z RAVNIMI ZOBMI

Ocenjevanje velikega števila poskusov je pokazalo, da je integralni kriterij temperature najprimernejši za oceno odpornosti zobnikov proti razjedanju. V skladu s [5] je izpeljana mogoča najbolj običajna oblika tega kriterija, veljavnega za vse vrste zobnikov z ravnimi zobi, pri kateri lahko dotikalno pot dovolj natančno izrazimo s krožnimi lokimi. Naslednje razmere smo izpeljali zaradi klasifikacije te vrste ozobja, ki definira  $m$  kot koeficient dotikalne oblike, kjer je  $m_n$  standardni modul ozobja,  $\beta$  pa kot poševnost na kinematičnem valju:

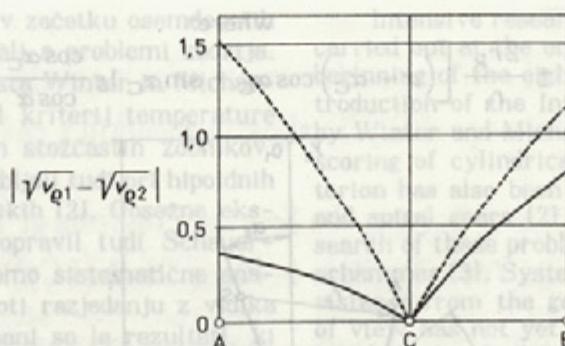
$$m = \frac{\pi m_n}{2 r_k \cos \beta \cos \alpha_c}$$

Za evolventne zobje  $m = 0$ , vse cikloidne oblike ozobj  $\alpha_c = 0$  in konveksno-konkavna ozobja velja  $m \neq 0$  in  $\alpha_c \neq 0$ . Dobljena razmerja, ki posplošujejo integralni kriterij temperature, lahko izrazimo kot funkcijo parametra  $m$ . Tako je mogočo jasno izraziti vpliv oblike ozobja na odporost proti razjedanju.

Vrednost integralne temperature lahko izracunamo po enačbi [1]:

$$\vartheta_{\text{int}} = \vartheta_0 + C \mu_m w_t^{0.75} v^{0.5} a^{-0.25} X_M X_G X_\epsilon$$

Geometrijski faktor  $X_G$  in faktor prekrivanja  $X_\epsilon$  sta neposredni funkciji profilov ozobj. Za ti vrednosti lahko izpeljemo naslednja razmerja:



In order to make a comparison with involute flanks, the courses of these flanks are plotted in the same figure (dashed line). It is obvious that the courses of the convex-concave gears are much more advantageous from the tooth flank scoring point of view than the courses of the involute gears.

## 2. GENERALIZING THE INTEGRAL TEMPERATURE CRITERION FOR CYLINDRICAL GEARS

The evaluation of a large number of experiments has shown that the Integral Temperature Criterion is the most appropriate criterion for assessing the scoring resistance of tooth flanks. According to [5], possibly the most common form of this criterion valid for all types of plane gears is derived where the path of contact can be expressed exactly enough in circular arcs. The following relation was derived to classify this kind of gear which defines  $m$ , the contact path shape coefficient, where  $m_n$  represents the normal module of gearing and  $\beta$  is the helix angle of the pitch cylinder.

For involute gears  $m = 0$ , for all cycloidal tooth forms  $\alpha_c = 0$  and for convex-concave gears it is accepted that  $m \neq 0$  and  $\alpha_c \neq 0$ . The resulting relations which generalize the Integral Temperature Criterion can be expressed as a function of the parameter  $m$ . In this way it is possible to express clearly the impact of tooth profiles on scoring resistance.

The value of the integral temperature can be calculated using this equation [1]:

$X_G$ , a geometrical factor and  $X_\epsilon$ , a contact ratio factor, are direct functions of the teeth profiles, and the following relations can be derived:

$$\begin{aligned}
 X_G &= 0,62 \sqrt{u+1} \times \\
 &\times \left| \sqrt{1 + \frac{2\pi \cos \beta \sin(m\epsilon_1)}{z_1 m \cos \alpha_C \sin(\alpha_C + m\epsilon_1)}} - \sqrt{1 - \frac{2\pi \cos \beta \sin(m\epsilon_1)}{z_1 m u \cos \alpha_C \sin(\alpha_C + m\epsilon_1)}} \right| \times \\
 &\times \sqrt[4]{\left[ \frac{\pi \sin(2m\epsilon_1)}{z_1 m \cos \alpha_C \sin(\alpha_C + 2m\epsilon_1)} \right] - \left[ \frac{\pi \sin(2m\epsilon_1)}{z_1 m \cos \alpha_C \sin(\alpha_C + 2m\epsilon_1)} \right]} \\
 &\times \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\alpha_C + m\epsilon_1) \cos(m\epsilon_1)}{\sin(\alpha_C + 2m\epsilon_1)}} \times \sqrt[4]{\operatorname{tg}(\alpha_C + m\epsilon_1)} \\
 X_\epsilon &= \frac{1}{(m+2)\epsilon \epsilon_1^{m+1}} \left\{ (1-\epsilon_1)^{m+2} + (1-\epsilon_2)^{m+2} + (m+2)(\epsilon-1) \left[ 0.22 (\epsilon_1^{m+1} + \epsilon_1^{m+2}) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + 0.37 \left( (1-\epsilon_1)^{m+1} + (1-\epsilon_2)^{m+1} \right) \right] \right\}
 \end{aligned}$$

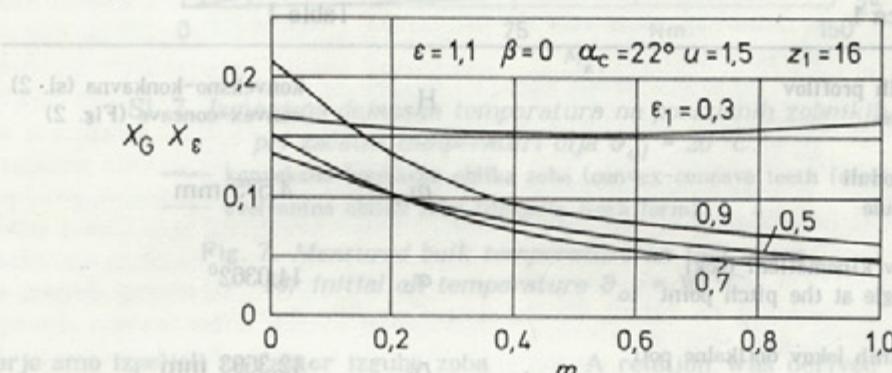
Faktorja  $C$  in  $\mu_m$  sta odvisna od geometrijskih lastnosti profilov zob, vpliv na vrednost  $\vartheta_{fla}$  pa je zanemarljiv, tako da so vrednosti odpornosti proti razjedanju (izražene s faktorjem  $m$ ) določene z zmnožkom  $X_G$  in  $X_\epsilon$ .

Slika 5 prikazuje primere poteka tega zmnožka za različne vrednosti  $\epsilon$ , ( $\epsilon$  – prekrivanje pašstoka na vrhu zoba).

The factors  $C$  and  $\mu_m$  are dependent on the geometrical features of the teeth profiles, but the impact on value  $\vartheta_{fla}$  is irrelevant so the values of scoring resistance (expressed by the factor  $m$ ) are determined by the product of  $X_G$  and  $X_\epsilon$ . Fig. 7. Fig. 7 shows also the of the coefficient of friction along the calculated from the measured temperature in test gear box which has input power  $P$ . The calculations were made using the following equation:

The factors  $C$  and  $\mu_m$  are dependent on the geometrical features of the teeth profiles, but the impact on value  $\vartheta_{fla}$  is irrelevant so the values of scoring resistance (expressed by the factor  $m$ ) are determined by the product of  $X_G$  and  $X_\epsilon$ .

Fig. 5 shows examples of the course of this product for various values of  $\epsilon$ , ( $\epsilon$  – the addendum contact ratio of pinion).



Sl. 5. Zmnožek faktorjev  $x_G$  in  $x_\epsilon$ , izračunanih po posplošenem integralnem kriteriju temperature kot funkcija koeficijenta  $m$  oblike dotikalne poti.

Fig. 5. Product of factors  $x_G$  and  $x_\epsilon$  calculated according to the generalized integral-temperature criterion as a function of the path of contact shape coefficient  $m$ .

### 3. REZULTATI PREIZKUSOV

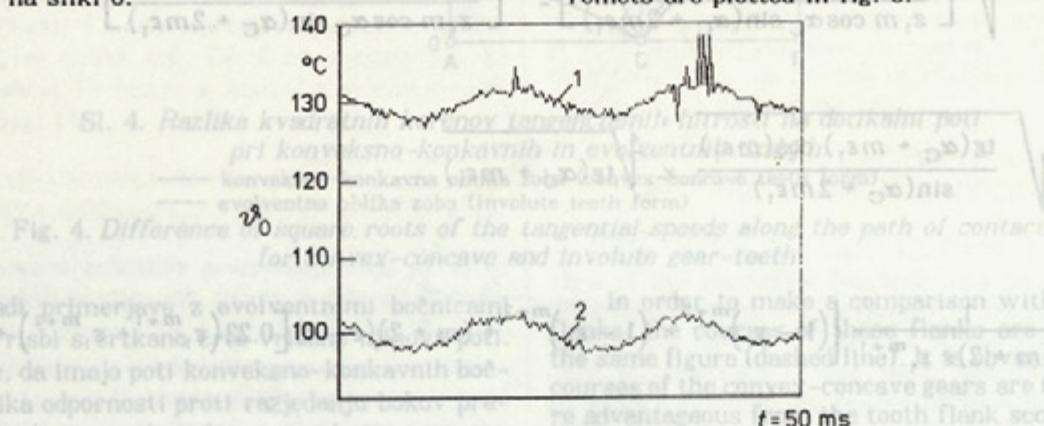
Upoštevati je treba vrednosti faktorjev  $C$  in  $\mu_m$  glede na obliko zob, za natančnejšo oceno pa vpliv geometrijskih parametrov konveksno-konkavnih ozobij na odpornost proti razjedanju.

### 3. EXPERIMENTAL RESULTS

It is necessary to respect the values of factors  $C$  and  $\mu_m$  in relation to teeth profiles in a more exact assessment of the impact of geometrical parameters of convex-concave gears on scoring resistance.

Faktor  $C$  pomeni prenos toplote in prevodnost toplote z zobnikov na olje, hkrati pa se uporablja kot prilagoditev kakovostne razlike med matematično ugotovljeno srednjo vrednostjo trenutne temperature na dotikalni poti in dejansko vrednostjo povprečne temperature. Vrednost faktorja  $C$  je mogoče dobiti le z merjenjem dejanske temperaturе na površini zob. Rezultati takšnih meritev so vrisani na sliki 6.

Factor  $C$  represents the heat transfer and conductivity from the wheels into the oil and it is simultaneously used as an adjustment of the qualitative difference between the mathematically established mean value of flash temperature along the path of contact and the real value of bulk temperature. It is possible to state the value of factor  $C$  only by measuring the real temperature on the teeth surfaces. The results of such measurements are plotted in fig. 6.



Zaradi primerjave z evolventnimi borbicami so v isti rezultati sestavljeni tudi za obliko A. Očitno je, da imajo poti konveksno-konkavnih borbic z veliko odpornosti proti rezanju prednosti pred obliko A.

SI. 6. Potekl koeficientov trenja in temperature olja pri konveksno-konkavnih in evolventnih oblikah ozobij na preizkuševališču FZG (brez dodatnega segrevanja olja).

Fig. 6. Courses of the coefficient of friction and oil temperature for convex-concave and involute teeth form in the FZG gear-rig machine (without additional oil heating).

Pri preizkusih razjedanja smo uporabili zobnike z evolventnim profilom oblike A po DIN 51 354 in zobnike s konveksno-konkavnim profilom v skladu s parametri iz preglednice 1.

Involute tooth profile test gears form A according to DIN 51354 and convex-concave tooth profile gears according to the parameters shown in tab. 1 were used for the scoring tests.

Preglednica 1

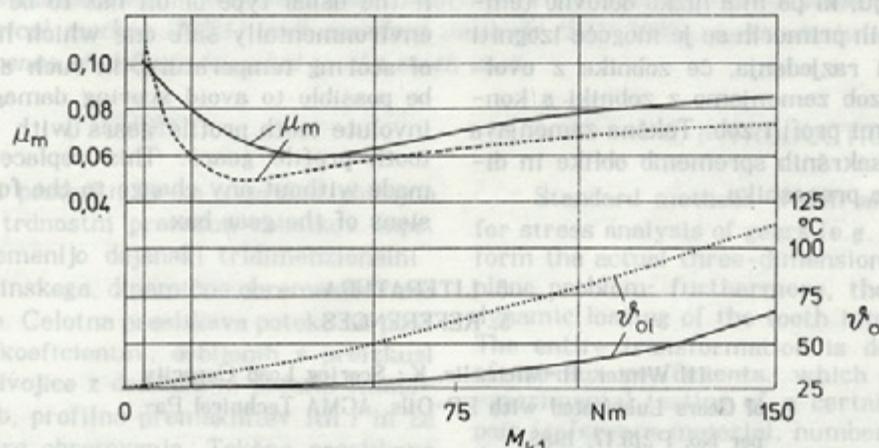
Table 1

oblike zobnih profilov teeth profiles	$H$	konveksno-konkavna (sl. 2) convex-concave (Fig. 2)
normalni moduli normal module	$m_n$	4,575 mm
ubirni kot v kinematični točki pressure angle at the pitch point	$\alpha_c$	14,0362°
polmer krožnih lokov dotikalne poti radius of the circular arcs of the contact path	$r_k$	12,3693 mm
koeficient dotikalne oblike contact path shape factor	$m$	0,5959
prestavno razmerje gear ratio	$n$	24/16
prekrivanje profila transverse contact ratio	$\epsilon$	1,1661
medosni razmik centre distance	$a$	91,5 mm

Meritev je bila opravljena na preizkuševališču pri obodni hitrosti 12,5 m/s in z začetno temperaturo olja  $\vartheta_{\text{ol}} = 90^\circ\text{C}$ . Med samim preizkusom se je temperatura olja zvišala za okrog 24 °C pri zobnikih z evolventnimi boki, medtem ko je temperatura olja pri zobnikih s konveksno-konkavnimi boki bila ves čas preizkusa konstantna.

Naslednji preizkus smo opravili brez dodatnega segrevanja olja. Pri uporabi zobnikov s konveksno-konkavnimi boki se je temperatura olja povišala z začetne vrednosti  $\vartheta_{\text{ol}} = 20^\circ\text{C}$ , ki je bila enaka temperaturi okolice, na  $\vartheta_{\text{ol}} = 57^\circ\text{C}$ , kar je razvidno s slike 7. Na njej so vršane tudi srednje vrednosti koeficiente trenja na dotikalni poti, izračunanega iz izmerjene izgube moči  $P_s$  na preizkusnem zobiščkem prenosniku z vstopno močjo  $P$ . Izračun je bil narejen po enačbi:

$$\mu_m = \frac{P_s}{P H_s}$$



Sl. 7. Izmerjena dejanska temperatura na poskusnih zobnikih pri začetni temperaturi olja  $\vartheta_{\text{ol}} = 20^\circ\text{C}$ .

— konveksno-konkavna oblika zoba (convex-concave teeth form)  
--- evolventna oblika zoba (involute teeth form)

Fig. 7. Measured bulk temperature on test gears for initial oil temperature  $\vartheta_{\text{ol}} = 20^\circ\text{C}$ .

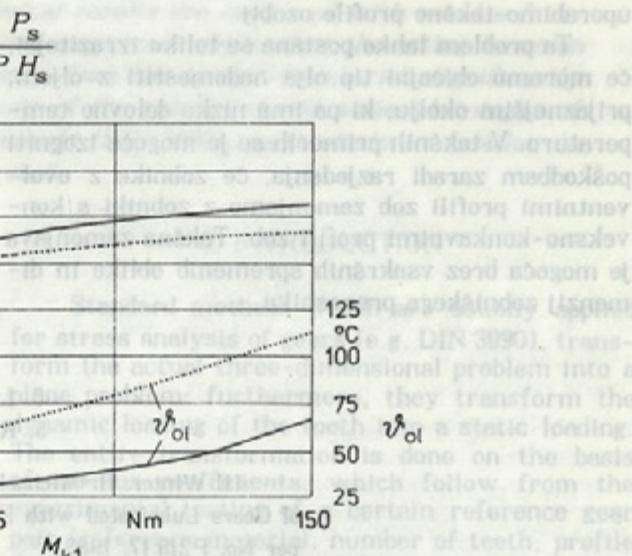
Razmerje smo izpeljali za faktor izgube zoba  $H_s$  za konveksno-konkavna ozobja:

$$H_s = \frac{2(1+u)r_k \cos \alpha_C \cos \beta}{uz_1 m_n (\alpha_A + \alpha_D - 2\alpha_C)} \left[ \lg \frac{\cos \alpha_A \cos \alpha_B \cos \alpha_D \cos \alpha_E}{\cos^4 \alpha_C} + (\alpha_A + \alpha_B + \alpha_D + \alpha_E) \operatorname{tg} \alpha_C \right]$$

kjer so koti  $\alpha_A$ ,  $\alpha_B$ ,  $\alpha_C$ ,  $\alpha_D$  in  $\alpha_E$  ubirni koti v ustreznih točkah na dotikalni poti. Dokazati je mogoče, da je dobro znan izraz za faktor izgube zoba pri evolventnih ozobjih poseben primer tega razmerja.

The measurement was carried out on a gear machine at a pitch circle velocity of 12.5 m/s and with an initial oil temperature of  $\vartheta_{\text{ol}} = 90^\circ\text{C}$ . During the experiment, the temperature of the oil increased about 24 °C with involute tooth flank gears, but the oil temperature in a gear box which used convex-concave tooth flank gears was constant throughout the whole test.

The next experiment was carried out without the additional heating of oil. Using gears with convex-concave tooth flanks, the oil temperature increased from an initial value  $\vartheta_{\text{ol}} = 25^\circ\text{C}$  (equal to the surrounding air temperature) to  $\vartheta_{\text{ol}} = 57^\circ\text{C}$ . This is shown in fig. 7. Fig. 7 shows also the mean values of the coefficient of friction along the contact path calculated from the measured power loss  $P_s$  in a test gear box which has input power  $P$ . The calculations were made using the following equation:



A relation was derived for  $H_s$  — tooth loss factor for convex-concave gears:

where angles  $\alpha_A$  to  $\alpha_E$  are angles of pressure at corresponding points on the contact path. It is possible to prove that the well-known expression for the tooth loss factor of involute gears is a special case of this relation.

#### 4. SKLEP / Scoring resistance of tooth flanks

Odpornost bokov proti razjedanju lahko znatno povečamo z uporabo konveksno-konkavnih profilov pri valjastih zobnikih z ravnimi zobi. Obstaja tudi možnost zanesljive ugotovitve vrednosti obremenitve ali faktorja varnosti pred razjedanjem za take profile z uporabo integralnega kriterija temperature. Prav tako je mogoče dokazati, da enačbi za  $X_G$  in  $X_\epsilon$ , ki smo ju izpeljali za konveksno-konkavne profile zobi, veljajo tudi za evolventne in cikloidne profile. V primerjavi z evolventnimi ozobji z enakimi vrednostmi drsnostno-kotalnih razmerij na začetku in koncu dotika, imajo konveksno-konkavna ozobja ( $\epsilon > 0.3$ ) prednost, saj lahko prenesejo dva- do trikrat večje obremenitve. To pomeni, da se lahko okvari zaradi razjedanja zobnih bokov z ekstremnimi obremenitvami izognemo, če uporabimo takšne profile ozobj.

Ta problem lahko postane še toliko izrazitejši, če moramo običajni tip olja nadomestiti z oljem, priljaznejšim okolju, ki pa ima nizko delovno temperaturo. V takšnih primerih se je mogoče izogniti poškodbam zaradi razjedanja, če zobnike z evolventnimi profilimi zamenjamo z zobniki s konveksno-konkavnimi profilimi zobi. Takšna zamenjava je mogoča brez vsakršnih sprememb oblike in dimenzijs z zobniškega prenosnika.

Pri preizkušnjah so bili uporabljeni zobniški z evolventnim profilom z objekto A po DIN 5131 in z zobniki s konveksno-konkavnim profilom skladu s parametri iz predložka Izo-

#### 4. CONCLUSION / Zvezdica 4.1. and Conclusion

The scoring resistance of tooth flanks can be significantly raised by using convex-concave profiles in plain tooth gears. There is also the possibility of reliably determining the value of loading or the scoring safety factor for such profiles using the Generalized Integral Temperature Criterion. It is possible to demonstrate that the equations concerning  $X_G$  and  $X_\epsilon$  which were derived for convex-concave profiles of teeth are also valid for involute and cycloidal profiles as a special type of Generalized Integral Temperature Criterion. Compared to involute gears with the same values of slide-roll ratios at the beginning and at the end of contact, convex-concave gearing (with  $\epsilon > 0.3$ ) has a great advantage in that it can be loaded two to three times higher. This means that scoring damage in the case of extremely loaded tooth flanks could be avoided by the use of these profiles.

This problem may soon become more relevant if the usual type of oil has to be replaced by an environmentally safe one which has a low value of scoring temperature. In such a case it would be possible to avoid scoring damage by replacing involute tooth profile gears with convex-concave tooth profile gears. This replacement could be made without any change to the form and dimensions of the gear box.

#### 5. LITERATURA / References

#### 5. REFERENCES

- [1] Winter, H.-Michaelis, K.: Scoring Load Capacity of Gears Lubricated with EP-Oils. AGMA Technical Paper No. P219.17, 1983.

- [2] Winter, H.-Michaelis, K.: Berechnung der Freßtragfähigkeit von Hypoidgetrieben. Antriebstechnik 1982 No 21.

- [3] Schauerhammer, K.: Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit mineralölgeschmierten Stirnradverzahnungen. Thesis, TU Dresden, 1978.

- [4] Hlebanja, J.: Konkav-konvexe Verzahnung. Ermittlung der Zahnflanken und einige Grenzfälle. Antriebstechnik 1976/15.

- [5] Vereš, M.: Odolnost ozubenia voči zadieraniu z hladiska jeho tvaru. Thesis, STU Bratislava, 1987.

- [6] Vereš, M.-Bošanský, M.: CAD/CAM system pre navrh a výrobu neevolventných ozubení. XI. Medzinárodné kolokvium Použitie vypočítovéj techniky v oblasti konštrukčného rizikového analýz. Bratislava 1987.

Naslov avtorjev: prof. dr. Miroslav Vereš, dipl. inž. Lubomir Petrák, dipl. inž. Slovaška Tehniška Univerza Bratislava, Slovaška

Authors' Address: Prof. Dr. Miroslav Vereš, Dipl. Ing. Lubomír Petrák, Dipl. Ing. Slovak Technical University Bratislava, Slovakia