

Jiří FRIES

Fakulta strojní, VŠB - TU Ostrava

ZÁBĚR PROFILŮ BEZŘETĚZOVÝCH SYSTÉMŮ POJEZDU

WSPÓŁPRACA BEZCIĘGNOWYCH SYSTEMÓW POSUWU O RÓŻNYCH PROFILACH

Streszczenie. Obecnie w układach posuwu kombajnów ścianowych powszechnie są stosowane systemy typu Eicotrack z zazębieniem walcowym. W tym przypadku napędowe koło zębate o epicykloidalnym profilu zębów współpracuje ze sworzniami zębatego koła o profilu walcowym. Podczas eksploatacji tych systemów posuwu występują poważne problemy, które należy rozwiązać. Ich pozytywnemu rozwiązaniu może służyć studium współpracy poszczególnych profilów zębów koła zębatego z profilem zębów zębatego koła oraz analiza ich parametrów konstrukcyjnych.

CATCHING PROFILES OF CHAINLESS HAULAGE SYSTEMS

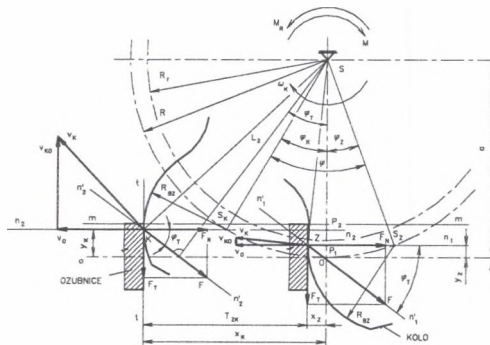
Summary. Upon using of chainless haulage systems Eicotrack type concur some problems which we have to solve up them. To successful and better solve up the problems, we can used study of catching process - gearing between separate tooth (cog) wheel profiles and tooth (cog) profiles of rack bar and their constructional parameters.

1. Analýza zábĕru ozubeného kola s kruhovým profilem zubu a ozubnice s přímkovým profilem zubu

V oblasti bezřetězových pojezdů dobývacích kombajnů doznaly velkého rozšíření pojezdy využívající záběr ozubeného kola s ozubnicí tedy pojezdy Eicotrackového typu [1].

Jedním ze základních typů tohoto druhu pojezdu byl pojezd využívající záběr ozubeného kola s kruhovým profilem zubu a ozubnice s přímkovým profilem zubů (viz. obr. 1). Z teorie záběru dvou profilů je známo, že bod dotyku leží na obecné normále těchto profilů. Normála (např. n_1) prochází středem poloměru profilu zubu (S_z), bodem dotyku (Z) kolmo na profil

zubu ozubnice a splývá s vektorem absolutní rychlosti ozubnice $\overline{v_o}$. Na průsečíku této normály a osy ozubeného kola (představující spojnicí středů spolu zabírajících částí) leží pól záběru P_1 . Podobně to bude vypadat v případě konce záběru těchto profilů jenž udává normála n_2 respektive m (horní plocha zubů ozubnice).



Obr. 1. Souosý záběr

Fig. 1. Coaxial mesh

Pokud za obecnou souřadnici budu uvažovat úhel natočení kola φ_1 , můžeme psát vztah pro úhel výstupu – konce záběru: $\varphi_k = \tau_k - \varphi_z$ kde $\tau_k = \frac{2\pi}{z_k}$ je úhlová rozteč zubů; z_k – počet zubů kola. Dále můžeme brát v úvahu (pro názornost), že se ozubené kolo pouze otáčí kolem své horizontální osy a ozubnice vykonává přímočarý pohyb jejíž rychlost je stejná jako postupová rychlost kombajnu ale opačného směru. Rychlost ozubnice můžeme vyjádřit vztahem: $\overline{v_o} = \overline{v_k} + \overline{v_{ko}}$, kde $\overline{v_o}$ je vektor absolutní rychlosti kontaktního bodu řináležející zubu ozubnice. Je stejně velký, ale opačného směru než vektor postupové rychlosti kombajnu; $\overline{v_k}$ je vektor absolutní rychlosti kontaktního bodu přináležející ozubenému kolu a $\overline{v_{ko}}$ je rychlost skluzu zubu ozubnice relativně k zubu kola jenž je paralelní s tečnou dotyku t-t. Jednotlivé rychlosti jsou také znázorněny na obr. 1, kde za póly jednotlivých vektorových obrazců jsou přijaty jednotlivé kontaktní body (Z resp. K). Jejich velikosti jsou dány rozměry spolu zabírajících částí. Analyticky je možné rychlosti popsat vztahy:

$$\overline{v_o} = \overline{SP_1} \cdot \overline{\omega_k} = R \cdot \cos \varphi_1 \cdot \overline{\omega_k}, \quad \overline{v_{ko}} = \overline{B_1P_1} \cdot \overline{\omega_k} = \overline{\omega_k} \cdot (R_{BZ} \pm R \cdot \sin \varphi_1)$$

$v_K = \overline{SB_i} \cdot \varpi_K = \varpi_K \cdot \sqrt{(R_{BZ} \pm R \cdot \sin \varphi_i)^2 + R_Z^2 \cdot \cos^2 \varphi_i}$, kde znaménko „-“ je pro případ, kdy střed křivosti profilu zubu S_Z leží zprava od spojnice středů spolu zabírajících profilů a znaménko „+“ když se nachází zleva. Z uvedených vztahů vyplývá, že při konstantní úhlové rychlosti ozubeného kola je postupová rychlost kombajnu proměnná. Je to dáno tím, že body dotyku spolu zabírajících členů neleží na jedné přímce – nemají společnou normálu. Rychlost se bude na intervalu $\varphi_Z \geq \varphi_i \geq 0$ zvětšovat, přičemž maximální bude pro úhel záběru $\varphi_i = 0$, kdy úsečka $\overline{SP_i} = R$. Na intervalu $0 < \varphi_i \leq \varphi_K$ se bude zmenšovat. Z nerovnosti absolutních rychlostí ozubnice na počátku a konci záběru profilů je zřejmé, že nemůže docházet k současnému rovnoměrnému záběru dvou párů zubů. Z toho důvodu na počátku záběru kola s ozubnicí dochází k rázům. Jejich rychlost je dána vztahem $v_U = v_{OZ} - v_{OK}$. Dále je ze vztahů patrné, že relativní rychlost skluzu je na počátku záběru minimální a během záběru narůstá v závislosti na poloze kontaktního bodu směrem k hlavové kružnici ozubeného kola. Čím blíže leží k této kružnici, tím je rychlost skluzu větší.

Velikosti a směry sil F_N - tažná síla kombajnu (normálová síla) a F_T - tečná síla, působících v bodě dotyku jsou dány polohou tohoto bodu resp. úhlem záběru, velikostí a směrem kroutícího momentu M ozubeného kola a vnitřními silami působícími při záběru obou součástí (obr. 1). Výslednice sil F je odkloněna od obecné normály n_i o úhel tření skluzu φ_T na opačnou stranu než je směr vektoru rychlosti skluzu $\overline{v_{KO}}$. Analyticky můžeme tyto síly vyjádřit vztahy:

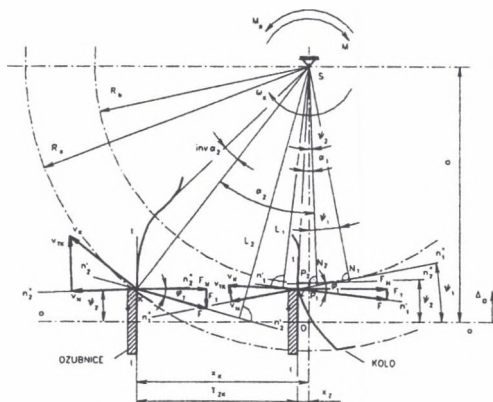
$$F_{Ni} = \frac{M \cdot \cos \varphi_T}{R \cdot \cos(\varphi_i \pm \varphi_T) + R_{BZ} \cdot \sin \varphi_T} \text{ nebo } F_N = F \cdot \cos \varphi_T,$$

$$F_{Ti} = \frac{M \cdot \sin \varphi_T}{R \cdot \cos(\varphi_i \pm \varphi_T) \pm R_{BZ} \cdot \sin \varphi_T} \text{ nebo } F_T = F \cdot \sin \varphi_T.$$

Z těchto vztahů je patrné, že tažná síla vrátku resp. normálová síla F_N není konstantní a mění se dle úhlu záběru. Maximální přitom bude při $\varphi_i = \varphi_Z$ a minimální při $\varphi_i = \varphi_K$. Zároveň pokud se bod záběru bude pohybovat po jedné či druhé straně spojnice středů spolu zabírajících součástí, nebude vektor rychlosti skluzu ani třecí síla měnit svůj směr. Ten se změní pouze v případě, kdy bod záběru bude přecházet přes spojnici středů tzn. přejde z pravé poloroviny do levé. Třecí sílu v pravé polorovině můžeme nazývat odtahující a v levé polorovině zatahující.

V důlním prostředí resp. v důlně-geologických podmínkách není možné docílit přesné, námi požadované osové vzdálenosti. To je způsobeno nerovností počvy, díky čemu dochází

k vyosení spolu zabírajících profilů, jak je patrné na obrázku 2. Vyosení je označeno jako Δ_a , přičemž normála záběru prochází přes střed poloměru profilu zubů kola S_Z a přes bod dotyku B_i , ležící na hraně zubu ozubnice. To je dáno velikostí vyosení Δ_a a udává úhel tlaku zubu kola na ozubnici ψ_1 resp. ψ_2 . Každá nová kontaktní poloha má jiný pól záběru P_i , a ovlivňuje spolu s úhlem záběru součástí φ_i rychlost posuvu kombajnu $\overline{v_O}$, která je pro bod dotyku ležící zleva od spojnice středů obou částí dána vztahem:

$$\overline{v_O} = \overline{SP_i} \cdot \omega_K = R \cdot (\cos \varphi_i - \sin \varphi_i \cdot \operatorname{tg} \psi_i) \cdot \omega_K.$$


Obr. 2. Nesouosý záběr

Fig. 2. Abaxial mesh

Rychlost skluzu $\overline{v_{KO}} = -\overline{v_{OK}}$ kontaktních profilů je dána rozdílem tangenciálních složek rychlosti posuvu $\overline{v_{TO}}$ a $\overline{v_{TK}}$ bodu záběru B_i přináležící k jednotlivým částem – kolu a ozubnici. Rychlosti můžeme popsat vztahy: $\overline{v_{KO}} = \overline{P_i B_i} \cdot \omega_K = \left(R \cdot \frac{\sin \varphi_i}{\cos \psi_i} + R_{BZ} \right) \cdot \omega_K$, $\overline{v_{TK}} = \overline{N_i B_i} \cdot \omega_K = [R \cdot \sin(\varphi_i + \psi_i) + R_{BZ}] \cdot \omega_K$, $\overline{v_{TO}} = [R \cdot \cos(\varphi_i + \psi_i) \cdot \operatorname{tg} \psi_i] \cdot \omega_K$.

Koeficienty měrného skluzu spolu zabírajících profilů jsou pak dány vztahy:

$$k_i = \frac{\overline{v_{KO}}}{\overline{v_{Ti}}}, \quad k_K = \frac{\overline{v_{KO}}}{\overline{v_{TK}}} = \frac{R \cdot \frac{\sin \varphi_i}{\cos \psi_i} + R_{BZ}}{R \cdot \sin(\varphi_i + \psi_i) + R_{BZ}}, \quad k_O = \frac{\overline{v_{KO}}}{\overline{v_{TO}}} = \frac{R \cdot \frac{\sin \varphi_i}{\cos \psi_i} + R_{BZ}}{R \cdot \cos(\varphi_i + \psi_i) \cdot \operatorname{tg} \psi_i}$$

Odklonění normály záběru od normály zubů ozubnice způsobuje to, že dochází k interferenci zubu ozubnice se zubem kola. Zub kola se neodvaluje resp. nesmýká po

pracovní části zubu ozubnice, ale po jeho hraně. Tento nežádoucí záběr má negativní vliv na opotřebení obou částí záběru.

Ohledně sil působících při uvedeném záběru můžeme říci, že při poloze bodu dotyku po jedné straně spojnice středů součástí bude směr radiální resp. tečné složky F_T výslednice sil F neměnný. To také platí pro směr rychlosti skluzu $\overline{v_{KO}}$. Také u tohoto nesouosého záběru platí to co bylo popsáno dříve, ale ovlivněno nesouosostí záběru Δ_a .

Síly jsou popsány vztahy:

$$F_{Ni} = \frac{M \cdot \cos \psi_i \cdot \cos(\varphi_T - \psi_i)}{R \cdot \cos(\varphi_i - \psi_i) \cdot \cos(\varphi_T - \psi_i) + x_i \cdot \sin \varphi_T},$$

$$F_{Ti} = \frac{M \cdot \sin \psi_i \cdot \sin(\varphi_T - \psi_i)}{R \cdot \cos(\varphi_i - \psi_i) \cdot \cos(\varphi_T - \psi_i) + x_i \cdot \sin \varphi_T}.$$

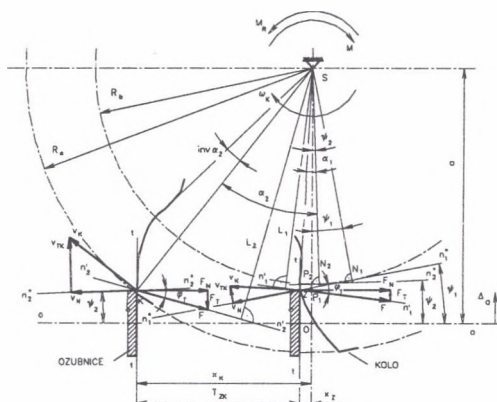
Z důvodu rozsahu tohoto článku budu dále uvádět pouze základní parametry spolu zabírajících profilů.

2. Analýza záběru ozubeného kola s evolventním profilem zubu a ozubnice s přímkovým profilem zubu

Tento typ záběru ozubeného kola s evolventním profilem zubu a ozubnice tvořenou zuby přímkového profilu je znázorněn na obr. 3. Je patrné, že všechny body záběru, včetně počátku záběru profilů Z a konce záběru profilů K, leží na jedné přímce – společné normále $n_1 = n_2 = n_i$. Tato přímka je kolmá na spojnici středů spolu zabírajících součástí a protíná ji v pólu záběru jenž je pro všechny fáze záběru profilů stejný $P_1 = P_2 = P_i = O$. Analytické

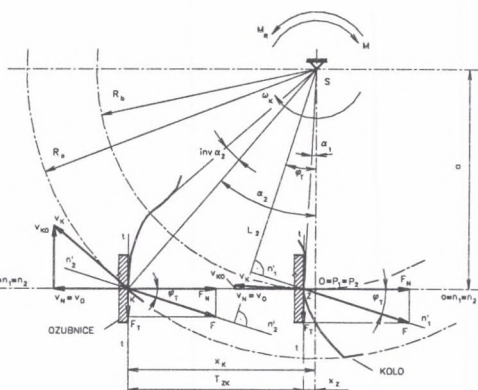
vyjádření rychlostí: $v_O = R_b \cdot \omega_K$, $v_K = \frac{R_b}{\cos \alpha_i} \cdot \omega_K$, $v_{KO} = R_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_i \cdot \omega_K$.

Z uvedených vztahů vyplývá, že při konstantní úhlové rychlosti ozubeného kola je postupová rychlost kombajnu také konstantní a zároveň může docházet k současnému záběru dvou párů zubů přičemž relativní rychlost skluzu je na počátku záběru minimální a během záběru narůstá v závislosti na poloze kontaktního bodu B_i .



Obr. 3. Souosý záběr

Fig. 3. Coaxial mesh



Obr. 4. Nesouosý záběr

Fig. 4. Abaxial mesh

3. Analýza záběru ozubeného kola s epicykloidním profilem zubu a ozubnice s kruhovým profilem zubu

Tento druh spolu zabírajících profilů, jenž je v dnešní době jediným používaným Eicotrackovým typem bezřetězových pojezdů dobývacích kombajnů, je označován také jako cévové ozubení. Je to označení typu ozubení resp. převodu v němž jeden prvek má zuby ve tvaru válečků a druhý člen pak zuby s epicykloidním profilem, přičemž v případě, kdy poloměr tvořící kružnice je nekonečně velký, přejde epicykloida respektive pericykloida v evolventu [2]. Tento typ ozubení je rozebrán v následující kapitole.

4. Analýza záběru ozubeného kola s evolventním profilem zubu a ozubnice s kruhovým profilem zubu

Pro ozubené převody využívající záběru ozubeného kola s evolventním profilem zubu a ozubnice s kruhovým profilem zubu (obr. 5) je charakteristická totožnost obecných normál n_i jednotlivých postupných záběrů těchto dvou profilů jenž shodně procházejí pólem záběru P. Tento pól záběru je pro všechny fáze záběrů obou profilů shodný, ležící v tečném bodě

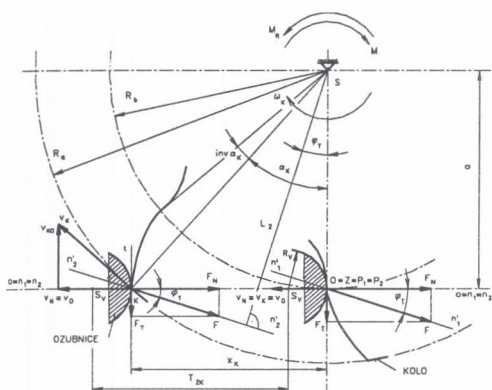
roztečné kružnice ozubeného kola a obecné normály ozubení. Rychlosti v bodě záběru B_i můžeme popsat vztahem $\overline{v_O} = \overline{v_K} + \overline{v_{KO}}$.

Také zde je patrné, že při konstantní úhlové rychlosti ozubeného kola je postupová rychlost kombajnu rovněž konstantní. Zároveň může docházet k současnému záběru dvou párů zubů protože absolutní rychlosti ozubnice na počátku i konci záběru profilů jsou si rovny. Relativní rychlost skluzu je na počátku záběru minimální a během záběru narůstá v závislosti na poloze kontaktního bodu B_i . Velikosti a směry sil, působících v bodě dotyku nejsou konstantní a jsou dány polohou tohoto bodu resp. úhlem profilu α_i .

Vyosení obou prvků má za následek větší opotřebování zubů ozubnice z důvodu interference zubu kola se zubem ozubnice na konci vzájemného záběru. Síly působící při vyosení tohoto typu záběru můžeme vyjádřit vztahy:

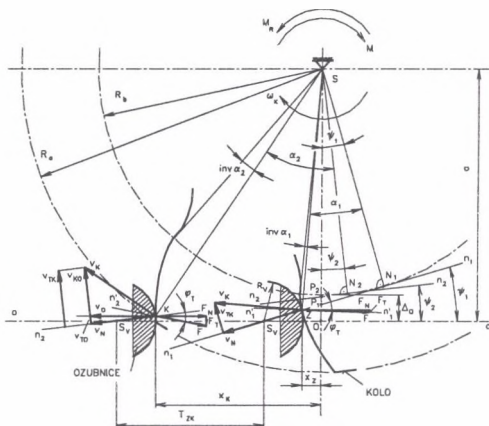
$$F_{Ni} = \frac{M}{\frac{R_b}{\cos \alpha_i} \cdot \cos(\alpha_i - \psi_i) + x_i \cdot \operatorname{tg}(\varphi_T - \psi_i)},$$

$$F_{Ti} = \frac{M \cdot \sin(\varphi_T - \psi_i)}{\left[\frac{R_b}{\cos \alpha_i} \cdot \cos(\alpha_i - \psi_i) + x_i \cdot \operatorname{tg}(\varphi_T - \psi_i) \right] \cdot \cos(\varphi_T - \psi_i)}$$



Obr. 5. Souosý záběr

Fig. 5. Coaxial mesh

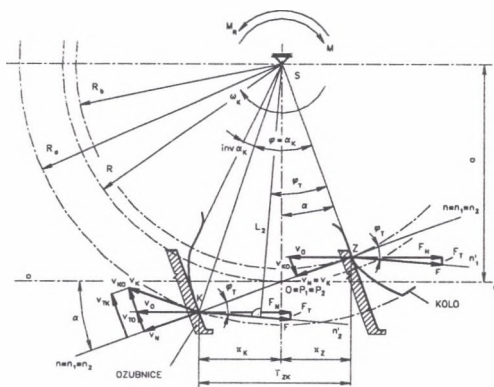


Obr. 6. Nesouosý záběr

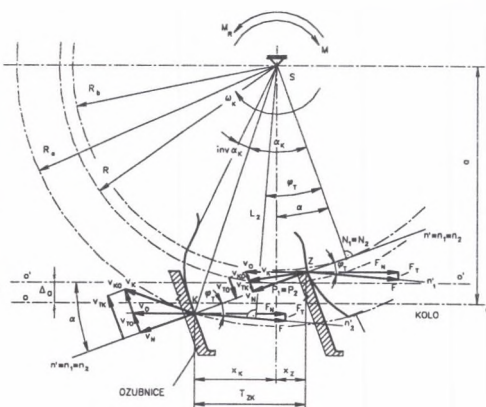
Fig. 6. Abaxial mesh

5. Analýza záběru ozubeného kola s evolventním profilem zubu a ozubnice s evolventní profilem zubu

Jednotlivé druhy ozubení uvedené výše mají jednu obrovskou nevýhodu, kterou je ztráta společného pólu záběru a nedodržení záběrové přímky alespoň při relativně malém vzájemném vyosení spolu zabírajících profilů. Z analýzy záběru jednotlivých profilů a ze znalosti evolventního ozubení, u něhož evolventní profil zubu při nekonečně velkém poloměru ozubeného kola (hřeben – ozubnice) se transformuje v přímkový profil zubu skloněný o úhel záběru α , navrhuji nový profil zubu ozubnice, jenž je naznačen na obr. 7 respektive na obr. 8, kde je znázorněn při vyosení převodu o Δ_a . Společná přímka záběrů a zároveň obecná normála spolu zabírajících profilů je kolmá na profil zubu hřebene – ozubnice, prochází společným pólem záběru P a je tečnou k základní kružnici ozubeného kola R_b . Společný pól záběru P je dán průsečíkem roztečné kružnice R a spojnicí středů obou částí. Je patrné, že toto platí také při jisté nesouososti záběru Δ_a a tím se stává tento druh pojezdu dobývacího kombajnu necitlivý na stav počvy, jenž má na vyosení spolu zabírajících



Obr. 7. Souosý záběr
Fig. 7. Coaxial mesh



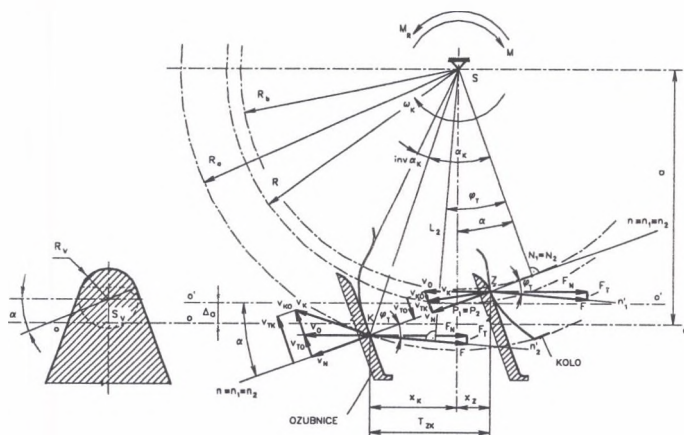
Obr. 8. Nesouosý záběr
Fig. 8. Abaxial mesh

profilů největší vliv. Velikost necitlivosti je dána několika parametry jako např.: konstrukcí ozubnice resp. jejich zubů, typem a délkou záběru a v neposlední řadě také tvarem zubů ozubeného kola. Z toho vyplývá, že zmíněnou necitlivost tohoto druhu ozubnice dokonce mohou prakticky ovlivňovat již zmíněnými konstrukčními parametry. To u výše popisovaných profilů nebylo možné ani teoreticky.

6. Analýza záběru ozubeného kola s evolventním profilem zubu a ozubnice s kombinovaným profilem zubu

V předchozí kapitole byl navržen a stručně popsán bezřetězový pojezd dobývacího kombajnu Eicotrackového typu s evolventním profilem zubů ozubeného kola a ozubnice. Jelikož má ozubnice nekonečně velký poloměr roztečné kružnice (hřeben) transponovala se evolventa do přímky, jenž je skloněna pod úhlem záběru profilů α . Výhoda tohoto typu pojezdu je zřejmá, ale přesto je tento tvar zubu ozubnice ještě částečně nevyhovující, a to v tom, že na počátku záběru může docházet k interferenci zubu ozubnice se zubem kola. To se může stát při záporném vyosení obou profilů, tedy když se pól záběrů P dostane pod roztečnou kružnici respektive roztečnou osu ozubnice.

Tento zmíněný negativní jev eliminují „vylepšeným“ profilem zubu ozubnice jenž označují jako kombinovaný profil zubu (obr. 9). Tento profil si ponechává vlastnosti převodu jenž byl popsán v kapitole 5. a zároveň řeší možnost vzájemné interference obou profilů na počátku záběru respektive ji znemožňuje, díky válcovému profilu hlavy zubu.



Obr. 9. Nesouosý záběr

Fig. 9. Abaxial mesh

7. Syntéza záběru spolu zabírajících profilů

V uvedených kapitolách byly provedeny analýzy záběru jednotlivých druhů profilů spolu zabírajících částí z hlediska kinematických a silových parametrů, jenž jsou u všech poměrně dost podobné, jsou u posledně popsaného typu nejvyrovnanější. Je zřejmé, že jediné nově navržený kombinovaný profil si také po vyosení zachovává své původní parametry a je tím poměrně necitlivý na nesouosost převodu. Tím se liší od ostatních profilů ozubení. Navíc se tato hodnota „necitlivosti“ může ovlivňovat profilem zubů obou součástí, hlavně pak profilem zubů ozubnice. Proto také navrhuji záběr ozubnice s kombinovaným profilem zubu a ozubeného kola s evolventním ozubením.

LITERATURA

1. Semenov O. N. Lukijenjko V. G., 1988: Bezcepnýje systémy padači očistných kombajnov. Nědra. 211 s. ISBN 5-247-00070-6.
2. Schmidt Z., 1954: Technická příručka. Praha, PRÁCE., 1276 s.

Recenzent: Dr inž. Piotr Sobota

Abstract

Increased heftiness to exploitation of mineral deposits and mainly quantity of coal mining, apart from worsening of mine-geological conditions which are done by underground mining of coal seams at bigger depth, steered engineers to increasing power of longwall shearers. Therefore often happen to overload of haulage unit. The most failure parts are hydraulics and mainly idler wheel, which is at contact with rack bar (Eicotrack).

Haulage unit is one of basic parts of longwall shearer and determines about shearer conditions and dependability. This important constructional part is instrumental to draggle of shearer along face and it has to serve a few requirements like as eduction of tensile, operation

speed and its stepless regulation, operating of haulage unit by minimum component units, which are located at one accessible place and etc.

Outside part of haulage unit of longwall shearer includes idler wheel. This wheel and rack bar (Eicotrack) fixed to face conveyor are cardinal parts of shearer haulage. Machine timedown for crankiness are more frequently mainly for increase installed power. Reason of frequent disturbances or machine timedown is mainly:

- Breakage of tooth of idler wheel
- Very big wear of teeth of rack bar (Eicotrack)
- Big deformation of rack bar

Relatively big wear of teeth of idler wheel or rack bar with breakage of tooth of idler wheel is big problem. Attrition of same material depends on a contact pressure between two catch parts. Pressure is determined by tensile of haulage unit or by his power. This power increases when I wrote earlier.

One of occasions to decrease this unfavourable phenomenon is also selection of advisable material. We have to choice material, which meets to sophisticated conditions with its characteristics and molecular structure. For example, idler wheel could be designed by designer and technologist to acceptable admeasurements and at the same time has to be abrasion less, hard, tenacious because it is ensemble loaded by dynamic forces.

In primary line, it is construction design of catch components, which affected length of frictional areas of driving elements. For example figure 5. and 6. show catch of idler wheel with roller rack bar used just now at coal deep mines.

It is position, when axis of rack bar's rollers is tangent to basic circle of idler wheel's teeth. From catch theory of evolvent gear we know, that normal of immediate catch of idler wheel with rack bar's rollers is congruent to common normal of all phases of gradual catch of idler wheel and roller. However, it stands good only for "ideal" position. Mangers of face conveyor can skew itself at horizontal plane due to foot-wall indirectness. Therefore we can't keep idler wheel at same plane (required by constructor) owing to a few factors such as quantity wear of shearer guides, quantity wear of rack bar – reason about tooth breakage, distance catch point of idler wheel with rack bar from the shearer guides, foot-wall indirectness etc. During change of axis distance of together catching parts, decrease catch length and particular phases already haven't coincident normal. It lead up to bigger dynamic loading of components and herewith whole shearer and to bigger wear of catch areas too.

This ineligible phenomenon can be eliminated by rack bar design so-called basic profile (Figure 9). From knack we know, that basic profile is used to matching of evolvent cog-

wheel, when teeth of this profile makes cog-wheel by rectilinear back cutting motions. We know, that we have radius of spacing circle which is lead up to infinity, evolvent gearing melted to cog axis and evolvent cog cheek melted to straight line bowed from cog axis by catch angle α . Big advantage catch of idler wheel with so designed rack bar would be relatively stepless motion with smallish cog cheek wear or rack bar wear. Other advantage is biggish insensitive to abaxial of together catching parts, because common normal of sequential catch simply shift together with idler wheel by Δa distance.