

A forgácsolósebesség eloszlása hántolótárcsás fogaskerék-hántolás esetében

About the Distribution of the Cutting Velocity in Case of Gear Shaving Using Disk-type Shaver

Repartiția vitezei de așchiere în cazul șeveruirii

Dr. MÁTÉ Márton¹, Dr. HOLLANDA Dénes²

Sapientia Egyetem, Marosvásárhelyi Műszaki és Humán Tudományok Kar,
Marosvásárhely/ Koronka, Segesvári út 1C, 540034 OP9 Pf 4., Tel:+40 365 403030, Fax: +40 265 206211
¹egyetemi docens, email: mmate@ms.sapientia.ro, ²egyetemi tanár, email: hollanda@ms.sapientia.ro

ABSTRACT

This paper presents the calculus of the cutting velocity distribution of the tooth flank of the shaver tool when cutting. The literature indicates only the estimated value of the relative sliding velocity between the contact points of the tool and the machined gear tooth on the rolling cylinder. The other points are neglected. This paper offers a detailed calculus of the relative velocity vector and deduces from here the real distribution of the cutting velocity.

Key words: gear shaving, cutting velocity, distribution, edge inclination.

ÖSSZEFOGLALÓ

A szakirodalom hántolás esetére az érintkező fogoldalak gördülőhengeri pontjára adja meg a forgácsolósebesség képletét. Ezzel szemben a kapcsolódás során különböző helyzetű szerszámponatok válnak érintkezési ponttá, és ezekben a forgácsolósebesség változik. Jelen tanulmány célja a forgácsolósebességvektor eloszlásának felírása a kapcsolódó fogoldalok kapcsolódási helyzetének függvényében, az eloszlás tanulmányozása és a szakirodalomban megjelölt értékekkel való összehasonlítása.

Kulcsszavak: hántolótárcsa, sebességeloszlás, terelőszög

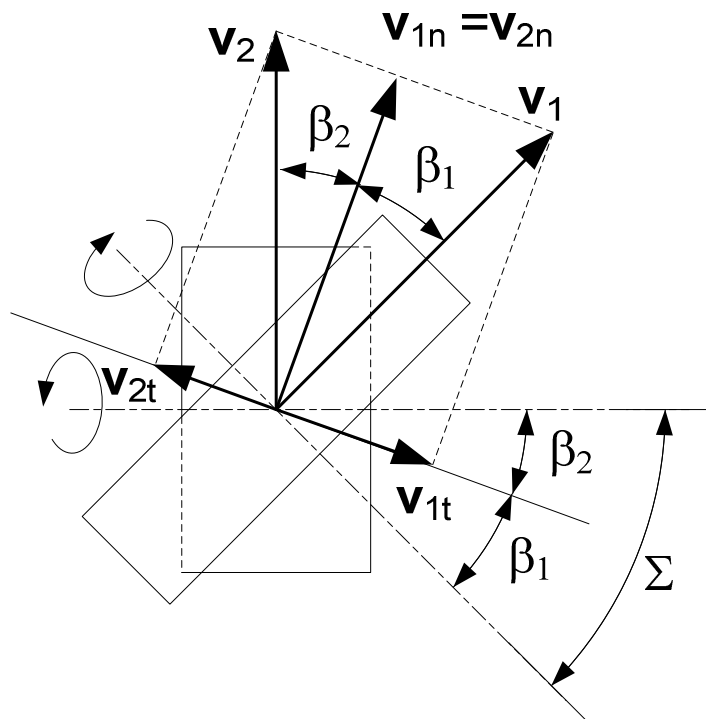
1. A HÁNTOLÁS ALAPFOGALMAI

A hántolás az ötvenes évek elején jelent meg, mint olyan alternatív fogaskerék simítási eljárás, amely nagyobb termelékenységével, hatékonyságával és alacsony költségigényével a hagyományos fogaskerék kőszőrülés kiváltását tűzte ki célul (<http://www.sicmat.com/web/guest/history>). A háború után óriási iramban növekedő autóipar „falta” a fogaskerekeket, tehát a gépi idők csökkentése mindennél fontosabb lett. Az eljárásnak azonban neves ellenzői is voltak szép számban, mint például Szeniczai Lajos, a Miskolci Egyetem legendás professzora, aki az „Általános fogazás” című művében a fogaskerekek kapcsolódásának összejáratással történő javításáról az alábbiakat írja: „Az összejáratás babonája ma is általános és a legtöbb technikus meggyőződése szerint az összejáratással a fogazás javul. Merő tévedés! **Összejáratással a rossz profil még rosszabb lesz, a jó profil elromlik. [...]** ...– már maga a módszer sokfélesége is bizonyítja azok kiforratlan voltát és kétes értékét, nem is szólva arról, hogy legújabbán a fogoldalok gépi hántolása (shaving) speciális hántológépeken mind divatosabb lesz és a régi eljárásokat kezdi kiszorítani.”[1]

Ma már tudjuk, hogy a hántolás bevált fogaskeréksimító módszer, és a fogaskerék-kőszőrülés kiváltása is csak részben valósult meg. Az eljárás elve a hántolókerék és a simítandó fogaskerék összejáratása úgy, hogy tengelyek kitérők legyenek. A kitérő tengelyes elhelyezés következtében a fogoldalok pontszerűen érintkeznek, ezen pontokban pedig – a kitérő tengelyes elhelyezésből adódó, végtelen elemi csavarmozgásra lebontható, relatív mozgás eredményeképpen – fogirányú relatív csúszás jön létre. Ily módon a szerszám fogára kiképzett evolvens hornyok élei forgácsvételt biztosítanak. Az eljárás elmélete nincsen egészen pontosan felállítva,

mert nehéz figyelembe venni a terhelés során keletkező deformációk profilmódosító hatását, mely egyidőben a technológiai hajtás mindkét elemén jelen lesz. A deformált, töben elhajlást elszenvedett szerszámfog szándék ellenére profilt módosít. Léteznek a szakirodalomban olyan munkák, amelyek a deformációk hatásának csökkentése végett eleve profilmódosított szerszámot tekintenek tanulmányuk céljául [2].

A szakirodalomban a hántolótárcsa forgácsolósebességét az egyszerűsített vázlat alapján (1. ábra) vezetjük le [3,4,5].



1. ábra

A forgácsolósebesség számítása hántoláskor

Felülnézetben láthatók a hántolótárcsa, alatta pedig a fogaskerék osztóhengerei, és az osztóhengeri csavarvonalak közös érintője, amely a szerszám tengelyével a β_1 , a fogaskerék tengelyével pedig a β_2 szöget zárja. A hántolótárcsa és a fogaskerék fogdőlés-irányai lehetnek azonosak (ahogyan az 1. ábrán látható), vagy pedig kitérők [3]. A tengelyek közötti Σ szög a fogdőlés-szögek algebrai összege. A sebességábrán a két osztóhenger közös érintősíkjában értelmezett. Továbbá feltételezzük, hogy az érintkező fogoldalak közös pontja az osztóhengereken található. Innen, figyelembe véve a csavarvonalak közös érintőjére merőleges, azaz normálirányú sebességösszetevők egyenlőségének szükségességét, a forgácsolási sebesség:

$$v_{forg} = v_{1t} + v_{2t} = v_1 \sin \beta_1 + v_2 \sin \beta_2 = v_1 \sin \beta_1 + v_1 \cos \beta_1 \sin \beta_2 \quad (1)$$

Ha figyelembe vesszük a fordulatszám és a tangenciális sebesség közötti összefüggést, akkor a forgácsolósebesség az alábbi alakra hozható:

$$v_{forg} = \frac{\pi D_1 n_1}{10^3} (\sin \beta_1 + \cos \beta_1 \sin(\Sigma - \beta_1)) = \frac{\pi m_n z_1 n_1}{10^3} (\operatorname{tg} \beta_1 + \sin(\Sigma - \beta_1)) \quad (2)$$

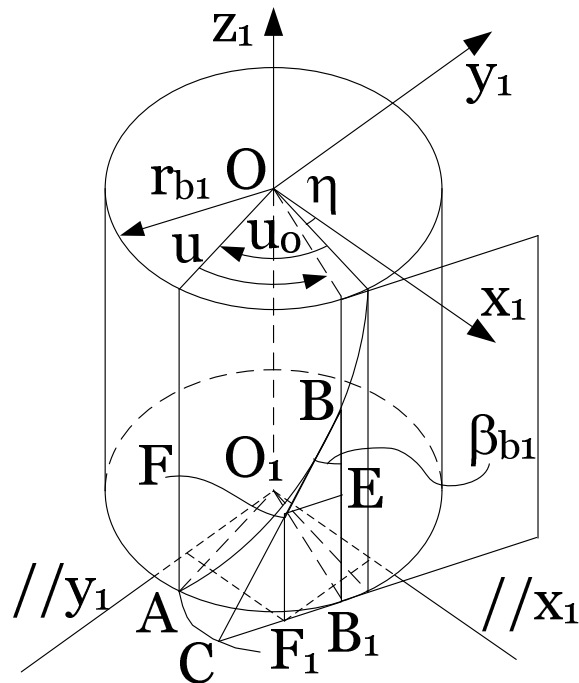
A (2)-es képlet összefüggést teremt a hántolótárcsa fogszáma és fogdőlésszöge, a hántolt kerék fogdőlésszöge, a tárcsa fordulatszám és a forgácsolósebesség között. A képlet előnye az egyszerűségében áll, de nem nyújt információt a forgácsolósebességvektor irányáról, ennek eloszlásáról és a fogak közötti érintkezési görbe méretéről. A szerszám optimalítása az említett adatok ismeretében lehetséges. Ezzel támasztjuk alá az elkövetkező elemzés szükségességét.

2. A FORGÁCSOLÓSEBESSÉG ANALITIKUS SZÁMÍTÁSA

2.1. A hántolótárca fogfelületeinek egyenletei

A hántolótárca elméleti szempontból ferde fogazatú hengeres fogaskerék, tehát fogoldalai csavarevolvens felületek. A csavarevolvens egyenleteit úgy találhatjuk a szakirodalomban, mint az evolvensgörbe osztó-hengeri csavarvonalon való eltolásából generált felületet [6]. A kapcsolódási egyenletek megoldása érdekében célszerű az egyenleteket olyan formában felírni, hogy a két független felületi paraméter szétválasztható legyen, ez a feltétel pedig nem teljesül a létező felírásokban, lévén, hogy az egyik paraméter mind szabadon, mind pedig trigonometriai függvény argumentumaként is szerepel.

A felírást az evolvens csavarfelület geometriai leképezésének elvén írjuk fel. Ismert [7], hogy adott alaphengeren csúszásmentesen legördülő síkba illeszkedő, a henger generátorával nem párhuzamos egyenes a legördülés során csavarevolvens felületet generál. A párhuzamosság esetében létrejön az evolvens hengerfelület, vagyis az egyenes fogazatú fogaskerék fogoldal-felülete. Feladatunk abban áll, hogy a képletet úgy vezessük le, hogy a lehetséges matematikai megoldásokból csak a létező fogfelület kerekedjen ki. (A teljes matematikai megoldás két, egymástól elforduló, de közös alaphengeri csavarvonalból kiinduló evolvens csavarfelület.) A levezetést a 2. ábra alapján végeztük el.



2. ábra

A csavarevolvens-felület generálása csúszásmentesen legördülő síkba illeszkedő ferde egyenessel

A hántolótárca szélességének közepére tájolt $S_1\{O_1x_1y_1z_1\}$ koordináta-rendszerhez viszonyítjuk a csavarfelületet. Az r_{b1} sugarú alaphengeren felvesszük az AB alapcsavarvonalat úgy, hogy az x_1y_1 síkbeli pontjának sugara az x_1 tengellyel η szöveget zárjon, ami az alapköri fogív felének felel meg. Az evolvenstrigonometria alkalmazásával azonnal kapjuk, hogy

$$\eta = \frac{s_{b1}}{2r_{b1}} = \frac{\pi}{2z_1} + 2\frac{\xi}{z_1} \operatorname{tg} \alpha_t + \operatorname{inv}(\alpha_t) \quad (3)$$

A generáló egyenes a henger alkotójával β_{b1} szöveget zár be. A generálóegyenes rányomódik az alapcsavarvonalra miközben az őt tartalmazó sík legördül az alaphengeren. A legördülés kezdőpontja az A pont, amely az x_1y_1 sík alatt, $B_s/2$ távolságra található. Az OA sugár az x_1 tengellyel u_0 szöveget zár be, melynek mértéke

$$u_0 = \frac{-B_s}{2p_1} = \frac{-B_s \operatorname{tg} \beta_{b1}}{2r_{b1}} = \frac{-B_s \operatorname{tg} \beta_1}{m_t z_1} = \frac{-B_s \sin \beta_1}{m_n z_1} \quad (4)$$

A legördülés óramutató járásával ellentétesen történik. Ha a legördülést mérő központi szög értéke u , akkor a csavarvonal és az egyenes a B pontban érintkeznek. Az érdekelte fogfelületet az alkotóegyenes B pont alatti pontjai írják le. Legyen az alkotóegyenes tetszőleges pontja F mely B -től λ távolságra helyezkedik el. Egyszerű geometriai számítások alapján következnek az F pont, egyben a csavarevolvens felület futópontjának koordinátái:

$$\begin{cases} x_1(u, \lambda) = r_{b1} \cos(u_0 + u - \eta) + \lambda \sin \beta_{b1} \sin(u_0 + u - \eta) \\ x_1(u, \lambda) = r_{b1} \left(\sin(u_0 + u - \eta) - \frac{\lambda \sin \beta_{b1}}{r_{b1}} \cos(u_0 + u - \eta) \right) \\ z_1(u, \lambda) = p_1(u_0 + u) - \lambda \cos \beta_{b1} \end{cases} \quad (5)$$

Észrevehető, hogy a felület független paraméterei szétválaszthatók.

A valós fogfelület lehatárolására az (u, λ) paraméterekre korlátfeltételeket kell felírni. A csavarfelület hasznos része az alaphenger és az r_{a1} sugarú fejhenger között, illetve a $z_1 = -B_s/2$, $z_1 = B_s/2$ síkok között található, így az (5)-ös egyenletek első két egyenletének négyzetreemelésével és összegezésével, valamint a harmadik egyenlet felhasználásával kapjuk az (u, λ) paraméterek értelmezési tartományát:

$$\begin{cases} 0 \leq \lambda \leq \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{\sin \beta_{b1}} \\ -\frac{B_s}{2} \leq p_1(u_0 + u) - \lambda \cos \beta_{b1} \leq \frac{B_s}{2} \end{cases} \quad (6)$$

A hántolótárcsa fogának jobb oldali felületét hasonló módon vezetjük le, azzal a különbséggel, hogy az alapszavartvonal kezdőpontja nem az alsó, hanem a felső határsíkban lesz, és a legördítést óramutató járásával megegyező irányban végezzük el. Ebben az esetben is kimutatható, hogy a paraméterek értelmezési tartománya nem változik.

2.2. Az alkalmazott koordináta-rendszerek

A kapcsolódást a 3. ábrán feltüntetett koordináta-rendszerek egymáshoz viszonyított elmozdulásával tanulmányozzuk. Az $S_0\{Ox_0y_0z_0\}$ rögzített rendszer z_0 tengelye a fogaskerékhez csatolt $S_2\{O_2x_2y_2z_2\}$ rendszer z_2 tengelyével egybeesik: ez lesz a fogaskerék forgástengelye. Alaphelyzetben, vagyis a φ_2 szög nulla értékére az S_2 és S_0 rendszerek egybeesnek. A szerszámhoz kötött $S_1\{O_1x_1y_1z_1\}$ rendszer alaphelyzetben, $\varphi_1 = 0$ esetben az $S_a\{Ox_a y_a z_a\}$ segédrendszerrel esik egybe. A szerszám a saját tengelye körüli forgáson kívül előtoló mozgást is kell végezzen. Jelen esetben a klasszikus hántolási technológiának megfelelő, a munkadarab tengelye mentén való előtolást tekintjük, melyet a modellben a ψ távolsággal fejezünk ki.

A hajtás két eleme közötti koordinátatranszformáció egyenletei

$$\mathbf{r}_2 = \mathbf{M}_{20} \mathbf{M}_{0a} \mathbf{M}_{a1} \mathbf{r}_1, \quad \mathbf{r}_1 = \mathbf{M}_{1a} \mathbf{M}_{a0} \mathbf{M}_{02} \mathbf{r}_2 \quad (7)$$

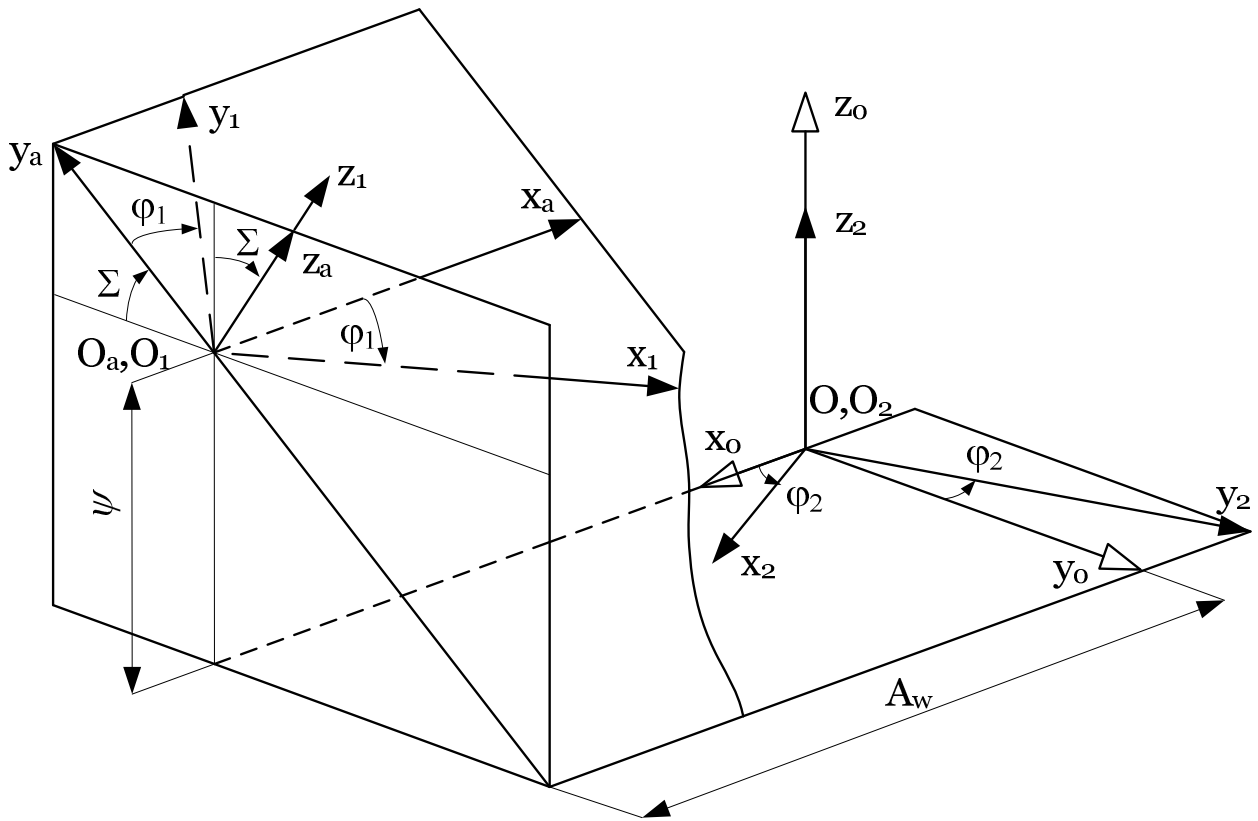
amelyben a transzformációk mátrixai rendre

$$\mathbf{M}_{1a} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \mathbf{M}_{a0} = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 & A_w \\ 0 & -\cos \Sigma & \sin \Sigma & -\psi \sin \Sigma \\ 0 & \sin \Sigma & \cos \Sigma & -\psi \cos \Sigma \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}; \mathbf{M}_{02} = \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (8)$$

2.3. A relatív sebességvektorok

A kitérő tengelyű hajtások esetében ismert, hogy a kölcsönösen burkoló fogfelületek pontban érintkeznek, mivel kétparaméteres burkolással hozzuk létre ezeket [8]. A burkolás független paraméterei a szerszám

φ_1 elfordulási szöge, illetve a szerszám tengelynek a megmunkált fogaskerék tengelyének irányában történő elcsúsztatás ψ értéke.



3. ábra
Az alkalmazott koordináta-rendszerek

Jelen esetben a kapcsolódási egyenletek a következők:

$$\begin{cases} \mathbf{v}^{(1,2,\varphi)} \mathbf{n} = 0 \\ \mathbf{v}^{(1,2,\psi)} \mathbf{n} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Az első kapcsolódási egyenlet a φ_1 szerinti kapcsolódásra vonatkozik, miközben $\psi = \text{állandó}$. A második kapcsolódási egyenlet a ψ változására vonatkozik állandó φ_1 szögérték mellett, ami, a csavarhatás miatt arra kényszeríti a 2-es elemet, hogy az 1-es elem elmozdulásának megfelelően elforduljon a saját tengelye körül. Ily módon a $\frac{d\psi}{dt}$ tengelymenti sebesség $\omega_{O_2}^{(2*)} = -\frac{d\psi}{dt} \frac{1}{p_1}$ értékű, a 2-es elem tengelyén ébredő szögsebességet indukál, tehát a 2-es elem elfordulni kényszerül, miközben az 1-es elem ennek a tengelye mentén elmozdul. Ez a tény a két elem között létrejövő relatív csavarmozgást igazolja.

A relatív sebességeket a szerszámhoz kötött koordináta-rendszerben vezetjük le. A vektoregyenletek a következők:

$$\begin{cases} \mathbf{v}_1^{(12,\varphi)} = \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(1)} \times \mathbf{r}_1 - \boldsymbol{\omega}_{O_2}^{(2)} \times \mathbf{r}_2 = (\boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(1)} - \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(2)}) \times \mathbf{r}_1 + \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(2)} \times \mathbf{O}_1 \mathbf{O}_2 \\ \mathbf{v}_1^{(12,\psi)} = \left(\frac{d\psi}{dt} \right)_1 - \boldsymbol{\omega}_{O_2}^{(2*)} \times \mathbf{r}_2 = \left(\frac{d\psi}{dt} \right)_1 - \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(2*)} \times \mathbf{r}_1 + \boldsymbol{\omega}_{O_1}^{(2*)} \times \mathbf{O}_1 \mathbf{O}_2 \end{cases} \quad (10)$$

A számításokat, bonyolultságuk és terjedelmük miatt mellőzzük. A relatív sebességvektorok koordinátái, ha $\omega_{O_1}^{(1)} = 1s^{-1}$ és $\frac{d\psi}{dt} = 1mm/s$, a következők lesznek:

$$\mathbf{v}_1^{(1,2\varphi)} = \begin{pmatrix} (1 + i_{21} \cos \Sigma)y_1 - i_{21} \sin \Sigma \cos \varphi_1 z_1 - i_{21} A_w \cos \Sigma \sin \varphi_1 \\ -(1 + i_{21} \cos \Sigma)x_1 - i_{21} \sin \Sigma \sin \varphi_1 z_1 + i_{21} A_w \cos \Sigma \cos \varphi_1 \\ i_{21} \sin \Sigma (x_1 \cos \varphi_1 + y_1 \sin \varphi_1 - A_w) \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{v}_1^{(1,2\psi)} = \begin{pmatrix} \omega_{O_2}^{(2*)}(y_1 \cos \Sigma - z_1 \cos \varphi_1 \sin \Sigma) \\ -\omega_{O_2}^{(2*)}(z_1 \sin \varphi_1 \sin \Sigma + x_1 \cos \Sigma) \\ \omega_{O_2}^{(2*)}(x_1 \cos \varphi_1 \sin \Sigma + y_1 \sin \varphi_1 \sin \Sigma) \end{pmatrix} \quad (12)$$

2.4. A kapcsolódási egyenletek és az érintkezési görbe

A fogazatok kapcsolódásának feltétele, hogy az érintkezési pontban felírt relatív sebességvektor merőleges legyen a felületek közös normálisára, vagyis $\mathbf{v}_1^{(1,2,\varphi,\psi)} \mathbf{n}_1 = 0$. A szerszámfog evolvens csavarfelületének normálisát a 2. ábra alapján, egyszerű geometriai összefüggések alapján felírhatjuk:

$$\mathbf{n}_1 = \begin{pmatrix} -\cos \beta_{b1} \sin(u_0 + u - \eta) \\ \cos \beta_{b1} \sin(u_0 + u - \eta) \\ -\sin \beta_{b1} \end{pmatrix} \quad (13)$$

A kapcsolódási egyenleteket hosszas számítások után, a (11), (12), és (13) vektorok skalárszorzatából kapjuk. Ezek, bonyolult alakjuk ellenére, λ szerint elsőfokú egyenletek. Észre kell venni, hogy ha a φ_1 szerinti relatív sebességből származó egyenletet beszorozzuk $\omega_{O_2}^{(2*)}$ -vel, majd a ψ szerinti egyenletet az i_{21} áttétellel, és az elsőből kivonjuk a másodikat, egyszerű trigonometriai egyenlethez jutunk:

$$\cos(\varphi_1 - u_0 - u + \eta) = \frac{\cos \Sigma \operatorname{tg} \beta_{b1} + \sin(\Sigma - \beta_1) \cos \alpha_t}{\sin \Sigma \cos \beta_1} \quad (14)$$

melynek jó megoldása

$$u(\varphi_1) = \varphi_1 - u_0 + \eta + \arccos\left(\frac{\cos \Sigma \operatorname{tg} \beta_{b1} + \sin(\Sigma - \beta_1) \cos \alpha_t}{\sin \Sigma \cos \beta_1}\right) \quad (15)$$

A (15) megoldást bármelyik kapcsolódási egyenletbe behelyettesítjük, és innen kifejezzük a λ paramétert. Ezzel, bármely φ_1 szögértékre kiszámíthatjuk az érintkezési pont paramétereit:

$$\begin{cases} x_1 = x_1(u(\varphi_1), \lambda(\varphi_1)) \\ y_1 = y_1(u(\varphi_1), \lambda(\varphi_1)) \\ z_1 = z_1(u(\varphi_1), \lambda(\varphi_1)) \end{cases} \quad (16)$$

2.5. A forgácsolósebesség képlete

A forgácsolósebesség-vektor a forgácsolóél adott pontjának relatív sebességvektora a munkadarab ugyanazon pontjához viszonyítva, a szerszámhoz kötött vonatkoztatási rendszerben értelmezve. Elméletileg, a működő forgácsolósebesség-vektort a φ_1 és a ψ szerinti relatív sebességvektorokból kapjuk úgy, hogy a (11) és (12) redukált sebességvektorokat a valós szögsebesség-értékkel, illetve a tengelymenti eltolási sebességgel szorozzuk:

$$\mathbf{v}_{forg} = \omega^{(1)} \mathbf{v}_1^{(1,2\varphi)} + v_s \mathbf{v}_1^{(1,2\psi)} \quad (17)$$

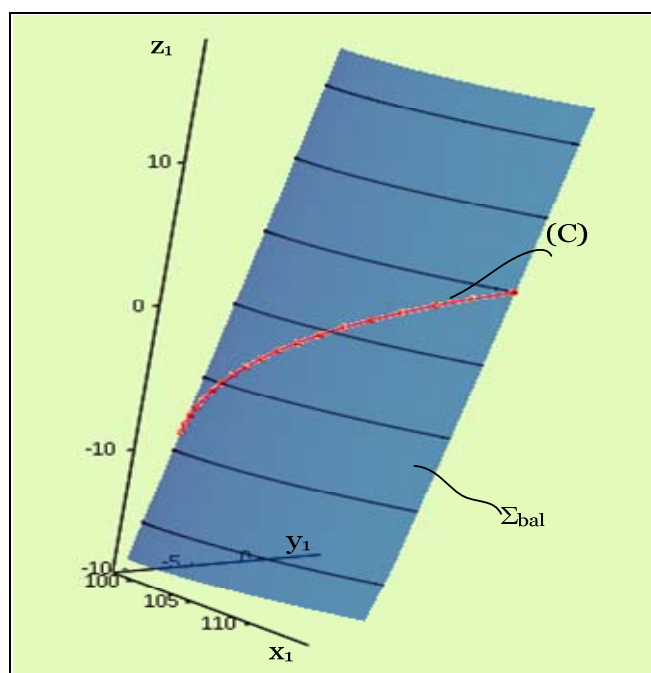
A gyakorlatban a tengelymenti elmozdulási sebesség elhanyagolható a forgómozgásból származó relatív sebességhez viszonyítva, ezért a gyakorlati alkalmazásokban a (17) kifejezés utolsó tagját mellőzzük.

3. A FORGÁCSOLÓSEBESSÉG-MODELL NUMERIKUS VIZSGÁLATA

A numerikus vizsgálatot a következő technológiai hajtásra végeztük el:

- A hántolótárcsa fogszáma: $z_1 = 41$;
- Modul: $m_n = 5 \text{ mm}$;
- Normálkapcsolószög: $\alpha_n = 20^\circ$;
- Szerszám- fogdőlésszög: $\beta_1 = 15^\circ$;
- Fogaskerék-fogszám: $z_2 = 27$;
- Fogaskerék-fogdőlésszög: $\beta_2 = 30^\circ$.

A kapcsolódási egyenletek megoldásával kiszámítottuk az elméleti érintkezési görbe pontjait, melyet a fogfelülettel együtt a 4. ábrán szemléltetünk.



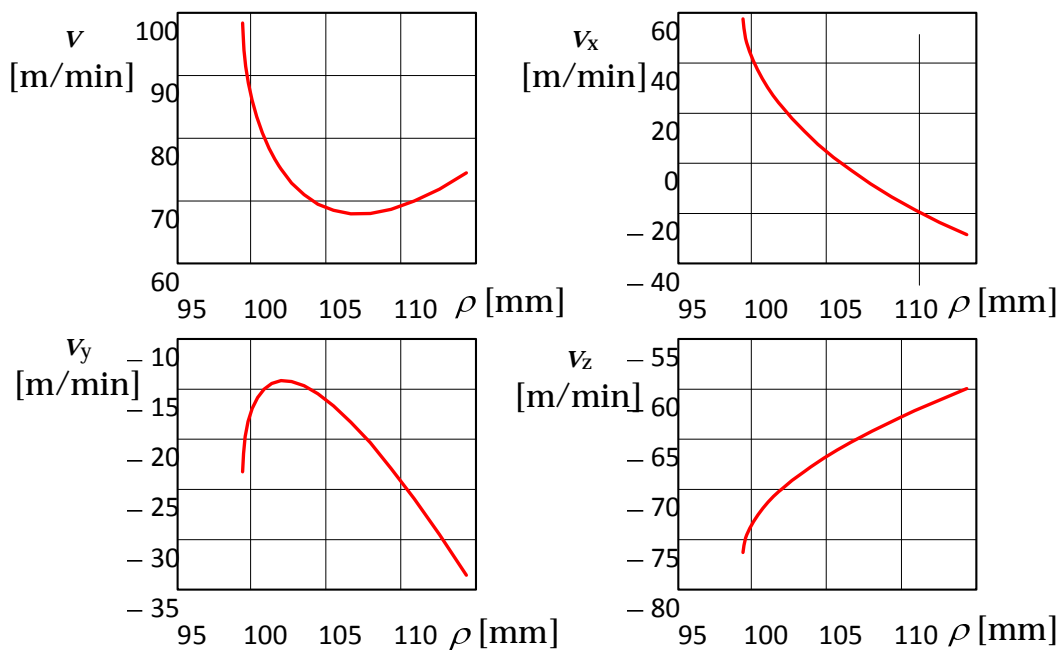
4. ábra

A szerszám fogoldal és az érintkezési görbe

A (11)-(16) képletek tanulmányozásával meggyőződhetünk arról, hogy a kapcsolódási görbe helyzete a szerszámon nem változik, vagyis a forgácsolópontok ugyanazok maradnak. A kapcsolódási görbe természetesen eltolódik a hántolt keréken, így annak egész oldalát burkoljuk. Ennek oka a fogaskerék tengelye mentén történő előtolás, minek következtében a relatív sebességek kifejezéséből a ψ előtolás kiesik. Ebből is látszik, hogy a hántolótárcsát kár nagyon szélesre méretezni.

Feltételezzük, hogy a diagonális előtolás módszerével a kapcsolódási görbe alakja változik az előtolás függvényében.

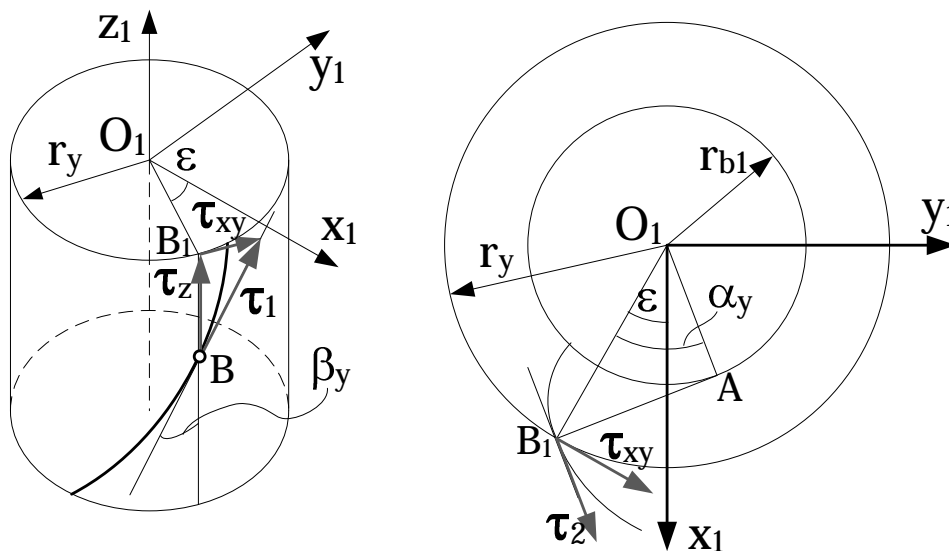
Ha az (1)-es képlettel számítjuk a forgácsolósebességet, a $v_{forg} = 61,822 \text{ m/min}$ eredményt kapjuk. Meglepő, hogy ez mennyire távol áll az analitikus modellben felállított képlettel számított értékektől. A sebességeloszlást a kapcsolódási ponton áthaladó kör sugarához viszonyítjuk. Kiszámítottuk a kapcsolódási görbe alapkör és fejkör közötti szakaszán, $N = 19$ diszkrét pontban a forgácsolósebesség-vektor abszolút értékét, valamint ennek tengelyvetületeit. A számított értékek változása az 5. ábrán látható.



5. ábra

A forgácsolósebesség-vektor abszolút értéke és koordinátái

Figyeljük meg, hogy a forgácsolósebesség abszolút értéke az osztóhenger közelében a legkisebb, és ez az érték is nagyobb a klasszikus képlettel számított értéknél. A sebességvektor a fogfelület érintősíkjaiba illeszkedik, így felbontható az adott ponton áthaladó bármely két felületi görbe érintőjének iránya szerint. Evolvens csavarfelület esetében az evolvensgörbe és a csavarvonal érintőit tekintjük.



6. ábra

Az érintkezési ponton áthaladó csavarvonal és evolvens érintővektorai

A két érintőt a 6. ábrán látható felbontás jellemző értékei szerint számítjuk ki. Legyen a B pont az érintkezési görbe futópontja, (x_B, y_B, z_B) koordinátákkal. Innen rögtön számíthatók a szükséges mennyiségek:

$$\begin{cases} r_y = \sqrt{x_B^2 + y_B^2} \\ \varepsilon = \arctg \frac{y_B}{x_B} \\ \beta_y = \arctg \left(\frac{r_y}{r_{b1}} \operatorname{tg} \beta_{b1} \right) \\ \alpha_y = \arccos \frac{r_{b1}}{r_y} \end{cases} \quad (18)$$

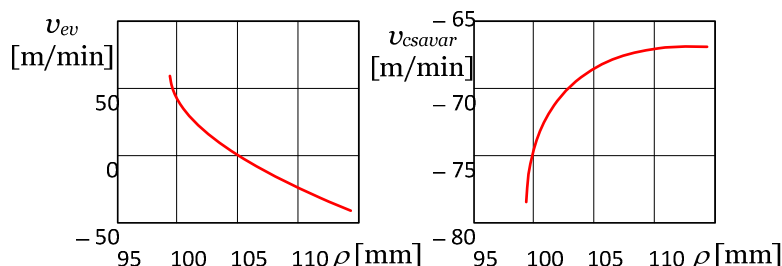
A csavarvonal érintővektorát $\tau_2 = \tau_{xy} + \tau_z$ alakban írjuk fel. Az ábrából könnyen levezethetők a vektorkoordináták:

$$\tau_2 = -\sin \beta_y \sin \varepsilon \mathbf{i}_1 + \sin \beta_y \cos \varepsilon \mathbf{j}_1 + \cos \beta_y \mathbf{k}_1 \quad (19)$$

Az evolvensgörbe τ_1 érintőjének koordinátái pedig

$$\tau_1 = \cos(\alpha_y + \varepsilon) \mathbf{i}_1 + \sin(\alpha_y + \varepsilon) \mathbf{j}_1 \quad (20)$$

A relatív sebességvektort skalárisan szorozzuk rendre a két érintővel, hogy megkapjuk a forgácsolósebesség-vektor élıirányú, illetve csavarvonal irányú összetevőjének értékeit az érintkezési görbe pontjaiban. A sebességösszetevők változását a 7. ábrán szemléltettük. Megfigyelhetı, hogy a hántolólél mentén ébredı sebességösszetevı értéke csak az osztóhenger közelében elhanyagolható értékü, az alap és a lábkör felé abszolút értékben növekvı.



7. ábra
A sebesség összetevők eloszlásai

Az alapkör és a lábkör környezetében talált értékek nagyságrendben megegyeznek a csavarvonal mentén ébredı összetevı nagyságrendjével, ami nem tekinthetı elınynek. Ezekben a pontokban a szerszám nem forgácsol a leghatékonyabban.

A csavarvonal mentén, tehát az élıirányra majdnem merıleges irányban ébredı sebességösszetevı abszolút értékben folytonos, konkáv csökkenést mutat a sugár növekedésével. Az osztóköri pontban talált érték és a klasszikus módon számított érték közötti különbség elenyészı.

A fentiek alapján elképzelhetı a szerszám és a hántoló eljárás forgácsolás szempontjából megvalósítandó optimalása, melynek egyik lehetséges célja az élımenti csúszás minimalizálása. Ennek érdekében a megfelelı szerszámfog-dılésszög kiszámítása mellett a szerszám elcsúsztatásának iránya, illetve a forgács hornyok alakjának meghatározása is szerepelhet.

IRODALOM

- [1] Szeniczei, L. Általános fogazás. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1955.
- [2] Hsu, R-H., Fong, Z-H. Theoretical and practical investigations regarding the influence of the Serration's geometry and position on the tooth surface roughness by shaving with plunge gear cutter. doi: 10.1243/09544062C19404 Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science February 1, 2006 vol. 220 no. 2 223-242.
- [3] Csudakov, J.A. Gépipari Enciklopédia, VII.-ik Kötet. Nehézipari Műszaki Könyvkiadó, 1952.
- [4] Hollanda, D. Așchiere și scule. I.I.S. Țirgu-Mureș, 1983.
- [5] Hollanda, D., Máté, M. Așchiere și scule. Editura Universității „Petru Maior” Țirgu-Mureș, 2004., ISBN 973 - 8084-95-4.
- [6] Hollanda, D. Bazele așchierii și generării suprafețelor. Note de curs. Universitatea „Petru Maior” Țirgu-Mureș, 1994.
- [7] Dudiță, F. Mecanisme. Fascicula 2. Universitatea din Brașov, 1982.
- [8] Litvin, F.L., Fuentes, A. Geometria angrenajelor și teorie aplicată. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 2009, ISBN 978-973-35-2458-8.