

VONTATMÁNYOK OLDALIRÁNYÚ STABILITÁSVESZTÉSE

LATERAL INSTABILITY OF TOWED STRUCTURES

Takács Dénes* és Stépán Gábor**

ABSTRACT

A low degree-of-freedom mechanical model of towed rolling systems is considered. The linear stability boundary is determined in the parameter plane of the dimensionless towing speed and caster length. A necessary (but not sufficient) condition of the stable stationary rolling is presented that gives important information about the proper loading of trailers, caravans, etc. The sense of the Hopf bifurcation at the linear stability boundary is calculated analytically and estimation is given for a critical damping ratio, which characterizes the parameter setup, where subcritical Hopf bifurcation changes to supercritical.

1. BEVEZETÉS

Járműveink biztonságos irányításában kulcsfontosságú szerepet játszik a megfelelő oldalirányú stabilitás [1]. A laterális stabilitás vizsgálata különösen fontos vontatmányok, például utánfutók, lakókocsik, csuklós buszok, tehergépjárművek esetén [2,3]. Ennek oka, hogy a vontatmánnyal rendelkező járművek által elszenvedett balesetek gyakran éppen a vontatmány stabilitásvesztésére vezethetők vissza. A mindennapi közlekedésben is sokszor megfigyelhető a vontatmányok úgynevezett kígyózó mozgása, amely megjelenésével veszélyhelyzeteket teremt a közúton.

A vontatmányok lineáris stabilitásvizsgálatát nagyban nehezíti, hogy járműveink számos szabadsági fokkal rendelkező komplex rendszerek [4], melyek modellezése az esetek többségében bonyolult feladat. Egy összetett rendszer azonban gyakran egyszerűsíthető, amennyiben a meghatározó lengésképek megfelelően kerülnek kiválasztásra. Ilyenkor a rendszer leírható egy egyszerű, általában analitikusan is kezelhető kis szabadságfokú mechanikai modellel, amely képes lényegileg megragadni és megmagyarázni a gyakorlatban megfigyelt releváns rezgéseket.

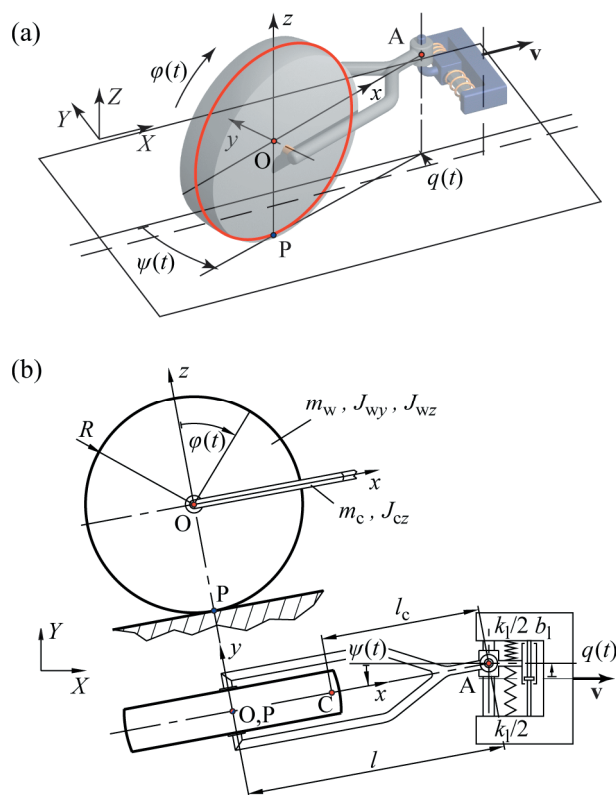
2. MECHANIKAI MODELL

A vontatmányok stabilitásának vizsgálatához tekintsük az 1. ábrán látható mechanikai modellt, amely egy tökéletesen merev R sugarú kerékből és a hozzá kapcsolódó l hosszúságú vontatórúdból áll.

* tudományos segédmunkatárs, MTA-BME Gépek és Járművek Dinamikája Kutatócsoport

** egyetemi tanár, BME Műszaki Mechanikai Tanszék

A vonórúd az A pontban lévő királycsapnál kapcsolódik az v állandó sebességgel vontató szerkezethez, melyet oldalirányban kitérít. Az oldalirányú kitérés hatására létrejövő reakcióerőket a k_1 laterális irányú merevséggel és b_1 csillapítási tényezővel vesszük figyelembe a modellben, mint a kitérés nagyságával és sebességével arányos mennyiségeket. A vontatórúd tömege m_c , súlypontjának távolsága a királycsaptól l_c és a C súlypontján átmenő vett z tengelyre számított tehetetlenségi nyomatéka J_{cz} . Utóbbi paraméterek változtatásával vizsgálható a vontatmányon elhelyezett rakomány hatása a stabilitásra. A kerék tömege m_w és a súlypontján átmenő forgás- és keresztengelyére számított tehetetlenségi nyomatékok J_{wy} és J_{wz} .



1. ábra: A mechanikai modell: (a) axonometrikus nézet, (b) felül- és oldalnézet.

Az így megalkotott mechanikai modell szabadsági foka a gördülés kinematikai kényszerének figyelembe vétele nélkül három, azaz három független általános

koordináta választható. Legyenek ezek a vonórúd függőleges tengely körüli szögelfordulása ψ , a királycsap laterális elmozdulása q és a kerék forgástengely körüli elfordulása φ .

Amennyiben a vontatmány stabilitásvesztését kívánjuk vizsgálni, azaz a egyenesen való stacionárius gördülés lineáris stabilitását, joggal tételezhetjük fel, hogy a kerék gördül. Ez esetben a kerék talajjal érintkező P pontjának sebessége zérus. Ezen kinematikai feltétel két elsőrendű skalár differenciálegyenletet ad az általános koordinátákra:

$$\begin{aligned} l\dot{\psi} \sin \psi - R\dot{\varphi} \cos \psi + v &= 0, \\ \dot{q} - l\dot{\psi} \cos \psi - R\dot{\varphi} \sin \psi &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

amelyek egyenként fél szabadsági fokkal csökkentik a rendszer szabadsági fokainak számát. Így végül egy 2 szabadsági fokú anholonóm reonóm rendszert kapunk, melynek mozgásegyenleteit Appell-Gibbs egyenletek segítségével adhatjuk meg a legegyszerűbb alakban [5]:

$$\begin{aligned} \dot{\psi} &= \beta, \\ \dot{\beta} &= -\frac{N(\psi, \beta, q)}{D(\psi)}, \\ \dot{q} &= v \tan \psi + \frac{l}{\cos \psi} \beta, \\ \dot{\varphi} &= \frac{v + l\dot{\psi} \sin \psi}{R \cos \psi}, \end{aligned} \quad (2)$$

ahol:

$$\begin{aligned} N(\psi, \beta, q) &= \\ &\left(-(m_w l + m_c l_c) v + \frac{l v}{R^2} J_{wy} \tan^2 \psi + \frac{(m_w + m_c) l v}{\cos^2 \psi} + \frac{k_1 l^2}{\cos \psi} \right) \beta \\ &+ \left((m_w + m_c) l^2 + \frac{l^2}{R^2} J_{wy} \right) \frac{\sin \psi}{\cos^2 \psi} \beta^2 + k_1 l q + b_1 l v \tan \psi, \end{aligned} \quad (3)$$

és

$$\begin{aligned} D(\psi) &= (m_c l_c (l_c - 2l) - m_w l^2 + J_{wz} + J_{cz}) \cos \psi \\ &+ \frac{(m_w + m_c) l^2}{\cos \psi} + \frac{l^2}{R^2} J_{wy} \frac{\sin^2 \psi}{\cos \psi}. \end{aligned} \quad (4)$$

A négy közönséges geometriai nemlinearitásokat tartalmazó differenciálegyenlet által alkotott egyenletrendszerben csak az utolsó egyenletben szerepel a kerék saját tengely körüli szögelfordulása, azaz a $\varphi(t)$ ciklikus koordináta. A negyedik differenciálegyenlet ebből következően leválasztható az egyenletrendszerrel és a vontatmány stabilitása vizsgálható az első három differenciálegyenlet segítségével háromdimenziós fázistérben.

3. STABILITÁSI VIZSGÁLAT

A (2) mozgásegyenletek triviális megoldása a vontatmány egyenes vonalú stacionárius gördülésének felel meg:

$$\psi(t) \equiv 0, \quad \beta(t) \equiv 0, \quad q(t) \equiv 0 \quad \text{és} \quad \dot{\varphi}(t) \equiv v / R. \quad (5)$$

A vontatmány zérus vontatási sebesség esetén egy 1 szabadságfokú mechanikai rendszert alkot, melynek csillapítatlan sajátkörfrekvenciája és relatív csillapítása:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_1 l^2}{J_{wz} + J_{cz} + m_c (l - l_c)^2}}, \quad \zeta = \frac{b_1}{2k_1} \omega_n. \quad (6)$$

Az analitikus stabilitás vizsgálat illetve a következő fejezetben ismertetett analitikus nemlineáris számítások egyszerűsítése céljából vezessük be a dimenziótlan vontatási hosszt és vontatási sebességet:

$$L = \frac{l}{l_c}, \quad V = \frac{v}{\omega_n l_c}, \quad (7)$$

valamint a vontatmány geometriáját és tehetetlenségét leíró dimenziótlan paramétereket:

$$\begin{aligned} \kappa &= \frac{m_c l_c (l - l_c)}{J_{wz} + J_{cz} + m_c (l - l_c)^2}, \\ \chi &= \frac{(m_c + m_w) l^2 + J_{wy} l^2 / R^2}{J_{wz} + J_{cz} + m_c (l - l_c)^2}. \end{aligned} \quad (8)$$

A bevezetett dimenziótlan paraméterek segítségével a triviális megoldás körül harmadfokig sorfejlesztett mozgásegyenletek:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \\ \dot{q} / l_c \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -2\zeta V \omega_n^2 / L & -(2\zeta + \kappa V) \omega_n & -\omega_n^2 / L \\ \omega_n V & L & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi \\ \beta \\ q / l_c \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ -\omega_n \left((2\zeta + \kappa V)(1 - \chi) + V \left(\frac{\chi}{L} - \frac{\kappa}{2} \right) \right) \psi^2 \beta \\ \frac{\omega_n V}{3} \psi^3 + \frac{L}{2} \psi^2 \beta \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ -\chi \psi \beta^2 - \frac{\omega_n^2}{L} \left(\frac{1}{2} - \chi \right) \psi^2 \frac{q}{l_c} - \frac{2\zeta V \omega_n^2}{L} \left(\frac{5}{6} - \chi \right) \psi^3 \\ 0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (9)$$

A $\mathbf{K}e^{\lambda t}$ megoldást behelyettesítve a rendszer karakterisztikus egyenlete a lineáris együttható mátrix segítségével meghatározható:

$$\lambda^3 + (2\zeta + \kappa V)\omega_n \lambda^2 + \left(1 + \frac{2\zeta V}{L}\right)\omega_n^2 \lambda + \frac{V}{L}\omega_n^3 = 0. \quad (10)$$

A Routh–Hurwitz-feltételnek [6] megfelelően a stacionárius gördülés aszimptotikusan stabilis, ha:

$$V/L > 0, \quad (11)$$

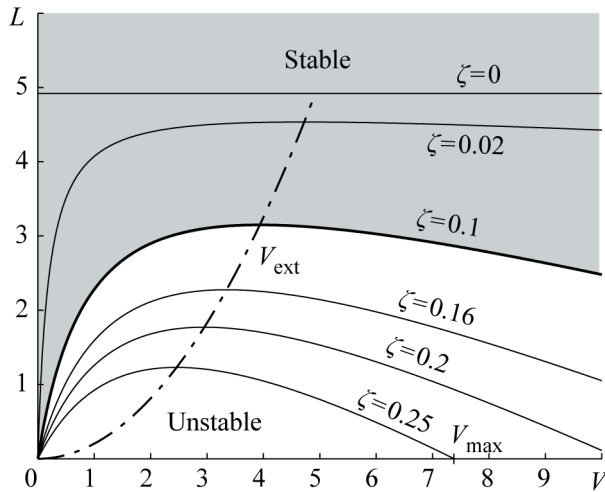
és

$$L > L_{cr}(V) = \frac{V(1 - 4\zeta^2 - 2\zeta\kappa V)}{2\zeta + \kappa V}, \quad (12)$$

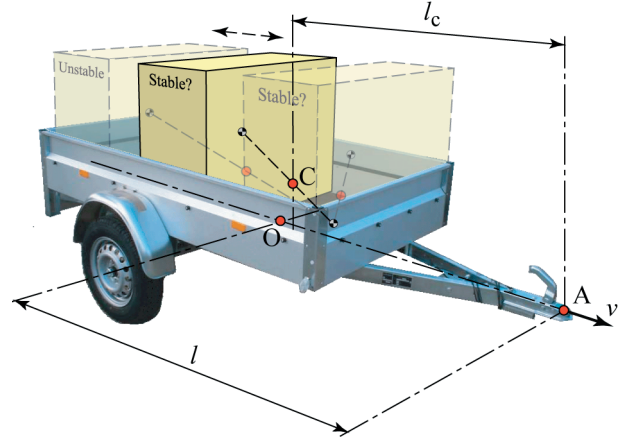
amennyiben $\kappa > \kappa_{cr} = 2\zeta/V$. A stabilitási feltétel által meghatározott stabilitási határokat a 2. ábra mutatja különböző csillapítás értékekre, $\kappa = 0.203$ és $\chi = 5.67$ műszakilag reális paraméterek esetén. A stabilitási görbe maximum helye és zérus helye szintén bejelölésre került az ábrán, amely jellegzetes pontok értékei számíthatók a következő formulákkal:

$$V_{ext} = \frac{1 - 2\zeta}{\kappa} \quad \text{és} \quad V_{max} = \frac{1 - 4\zeta^2}{2\zeta\kappa}. \quad (13)$$

A formulák segítségével egyszerűbb alakban megadhatók azon paramétertartományok, amelyekben az egyenes vonalú gördülés aszimptotikusan stabilis. Tehát, a rendszer lineárisan stabilis, ha $L > L_{cr}(V_{ext})$ vagy $V > V_{max}$.



2. ábra: Lineáris stabilitási térkép



3. ábra: Utánfutóra helyezett teher hatása a stabilitásra.

A meghatározott stabilitási feltételekből látható, hogy amennyiben $\zeta = 0$, azaz csillapítatlan rendszerrel van szó, vagy a vontatási sebesség tart a végtelenhez $V \rightarrow \infty$, akkor $\kappa_{cr} = 0$. Mindez azt jelenti, hogy csak pozitív κ paraméter esetén létezik a stabil stacionárius gördülés. A dimenziós paraméterekkel ez az $l_c < l$ feltételnek felel meg, azaz a stabilitás szükséges (de nem elégséges) feltétele, hogy a vontatmány súlypontja a kerekek tengelye előtt helyezkedjen el. Ezen állítás rendkívüli fontossággal bír gyakorlati szempontból, különösen a teher szállító vontatmányok megrakodásához nyújt segítséget, hiszen az $l_c < l$ feltétel teljesülése könnyen ellenőrizhető a gyakorlatban. Ezt kívánja szemléltetni a 3. ábra, amin az utánfutóra túlságosan hátul elhelyezett rakomány a vontatmány súlypontját úgy mozdítja el, hogy nem teljesül az $l_c < l$ feltétel, amiből következően biztosan létezik olyan vontatási sebesség, amelyre a stacionárius gördülés instabillá válik. Ezzel szemben az $l_c < l$ feltétel teljesül, amennyiben a rakomány a kerekek tengelye elé kerül elhelyezésre, bár mint tudjuk, ez még mindig nem garancia a lineáris stabilitásra.

4. ÖNGERJESZTETT REZGÉSEK

A (9) mozgásegyenletben szereplő lineáris együttható mátrix sajátértékeit meghatározva az $L = L_{cr}$ feltétel teljesülése mellett, egy tisztán képzetes komplex konjugált gyökpárt és egy valós karakterisztikus gyököt kaptunk eredményül:

$$\lambda_{1,2} = \pm i\omega, \quad \lambda_3 = -(2\zeta + \kappa V)\omega_n, \quad (14)$$

ahol

$$\omega = \frac{\omega_n}{\sqrt{1 - 4\zeta^2 - 2\zeta\kappa V}}. \quad (15)$$

Ennek megfelelően Hopf bifurkáció van a stabilitási határon, és ω a kialakuló öngerjesztett rezgés körfrekvenciája. A sajátértékekhez tartozó sajátvektorok szintén meghatározhatók:

$$s_1 = \bar{s}_2 = \begin{bmatrix} (2\zeta + \kappa V) \left(1 + i(2\zeta + \kappa V) \frac{\omega}{\omega_n} \right) \\ -(2\zeta + \kappa V) \omega \left((2\zeta + \kappa V) \frac{\omega}{\omega_n} - i \right) \\ V \left((2\zeta + \kappa V)^2 + \frac{\omega_n^2}{\omega^2} \right) \end{bmatrix}, \quad s_3 = \begin{bmatrix} -1 \\ (2\zeta + \kappa V) \omega_n \\ 2\zeta V \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Az úgynevezett Központi Sokaság redukció [7] elvégzéséhez a sajátvektorokból az alábbi transzformációs mátrixot állítjuk elő:

$$\mathbf{T} = [\text{Re } s_1 \quad \text{Im } s_1 \quad s_3], \quad (17)$$

melynek segítségével vezessünk be új változókat:

$$\begin{bmatrix} \psi \\ \beta \\ q/l_c \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}. \quad (18)$$

Amennyiben ezt behelyettesítjük (9)-be, majd megszo-
rozzuk azt a transzformációs mátrix inverzével, megkap-
juk az úgynevezett Jordan normál alakot:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \omega & 0 \\ -\omega & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -(2\zeta + \kappa V)\omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sum_{j,k>0}^{j+k=3} a_{jk} x_1^j x_2^k + \dots \\ \sum_{j,k>0}^{j+k=3} b_{jk} x_1^j x_2^k + \dots \\ \dots \end{bmatrix}. \quad (19)$$

A rendszerben lévő nemlinearitások szimmetrikusak (azaz, nincsenek másodfokú tagok a Jordan normál alak nemlineáris tagjaiban), miközben a Központi Sokaság másodfokú felülettel közelíthető. Ebből adódóan az x_3 változót tartalmazó tagok elhanyagolhatók, hiszen azokból csak harmadfoknál magasabb fokszámú tagok származnának a közelítés végrehajtása után. A Hopf bifurkáció típusa meghatározható a Poincaré-Lyapunov paraméter szimmetrikus esetekre érvényes formulájával:

$$\Delta = \frac{1}{8} (3a_{30} + a_{12} + b_{21} + 3b_{03}). \quad (20)$$

A hosszadalmas számítás részletezésétől itt eltekintünk. A Poincaré-Lyapunov paraméterre eredményül kapott összefüggés:

$$\Delta = \frac{(2\zeta + \kappa V)^2 \omega_n}{8V^2} \frac{\zeta + \kappa V - (2\zeta + \kappa V) \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \left(2 - \zeta \kappa V + \chi \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} - 2 \right) \right)}{\left(1 + (2\zeta + \kappa V)^2 \frac{\omega_n^2}{\omega^2} \right) \left((2\zeta + \kappa V)^2 + \frac{\omega_n^2}{\omega^2} \right)}. \quad (21)$$

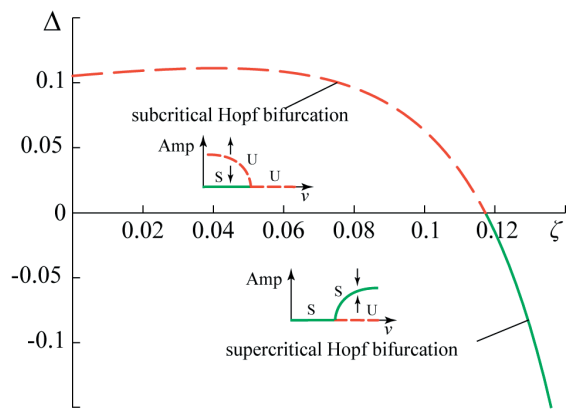
Amennyiben Δ pozitív/negatív, a Hopf bifurkációs ponthoz kapcsolódó periodikus pályák instabilak/stabilak, más néven a Hopf bifurkáció szubkritikus/szuperkritikus.

A $\kappa = 0.203$ és $\chi = 5.67$ paraméterek esetén $V = 8$ vontatási sebesség mellett a Hopf bifurkáció típusának csillapítás növelés hatására bekövetkező megváltozását a 4. ábra mutatja. A vizsgált esetben $\zeta_{cr} = 0.117$ relatív csillapítás értéknél a szubkritikus Hopf bifurkáció szuperkritikussá válik, azaz a lineárisan stabil tartományt körülölelő instabil határciklus helyett, a lineárisan instabil tartomány felett jelenik meg stabilis határciklus.

Általános esetben a kritikus csillapítás értéke nem határozható meg analitikus úton. Azonban egy műszaki szempontból elfogadható analitikus felső becslés adható $\kappa > 0$ esetén, ami amúgy is szükséges feltétele a stacionárius gördülés stabilitásának nagy vontatási sebességek esetén. A felső becslés eredménye:

$$\zeta_{cr} < \zeta_{cr,est} = \frac{\sqrt{\kappa^2 V^2 + 2} - \kappa V}{4}, \quad (22)$$

amely alapján kijelenthető, hogy a Hopf bifurkáció biztosan szuperkritikus minden $\zeta > \zeta_{cr,est}$ esetén. A bemutatott paraméterek mellett a kritikus csillapítás becsült értéke $\zeta_{cr,est} = 0.132$, ami 13 % relatív hibát jelent a numerikusan meghatározott pontos $\zeta_{cr} = 0.117$ értékhez képest.



4. ábra: A Hopf bifurkáció típusának változása a csillapítás függvényében.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A vontatmányok oldalirányú stabilitásának vizsgálatához egy kis szabadságfokú mechanikai modell került alkalmazásra. A modellben szereplő kevés paraméter ellenére műszaki szempontból hasznosítható, a gyakorlatban is könnyen ellenőrizhető stabilitási feltétel került levezetésre. A feltétel értelmében a vontatmányon a rakományt mindig a kerekek tengelye elé javasolt elhelyezni, elkerülendő a sebességnövelés hatására biztosan bekövetkező stabilitásvesztést.

A stabilitási határhoz tartozó Hopf bifurkáció típusa analitikus úton meghatározásra került. Egy használható pontosságú analitikus becslést adtunk azon kritikus csillapításra, amelynél nagyobb csillapítást alkalmazva biztosítható, hogy kis amplitúdójú rezgések jelezzék az

egyenes vonalú gördülés lineáris stabilitásvesztését, és egyúttal elkerüljük, hogy az egyébként stabil vontatás nagyobb zavarások hatására „váratlanul” instabillá váljon.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A munka szakmai tartalma kapcsolódik a "Minőségorientált, összehangolt oktatási és K+F+I stratégia, valamint működési modell kidolgozása a Műegyetemen" c. projekt szakmai célkitűzéseinek megvalósításához. A projekt megvalósítását az ÚMFT TÁMOP-4.2.1/B-09/1/KMR-2010-0002 programja támogatja.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Pacejka, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.
- [2] Sharp, R. S. and Fernández, M. A. A.: Car-caravan snaking - part 1: the influence of pintle pin friction, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C - Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 216 of 7, pp. 707–722., 2002.
- [3] Troger, H. and Zeman, K.: A nonlinear-analysis of the generic types of loss of stability of the steady-state motion of a tractor-semitrailer, *Vehicle System Dynamics* 13(4), 161–172., 1984.
- [4] Schwab, A. L. and Meijaard, J. P.: Dynamics of flexible multibody systems having rolling contact: application of the wheel element to the dynamics of road vehicles, *Vehicle System Dynamics* 33(Supplement), 338–349., 1999.
- [5] Stépan, G.: Appell-Gibbs equation for classical wheel shimmy - an energy view, *Journal of Computational and Applied Mechanics* 3(1), 85–92., 2002.
- [6] Gantmacher, F.: Lectures in analytical mechanics, MIR Publishers, Moscow, 1975.
- [7] Guckenheimer, J. and Holmes, P.: Nonlinear Oscillations, Dynamical Systems, and Bifurcations of Vector Fields, Springer-Verlag, New York., 1983.

Dudás Illés, Friedhelm Lierath, Varga Gyula: Környezetbarát technológiák a gépgyártásban Forgácsolás szárazon, minimális hűtéssel-kenéssel Műszaki Kiadó, 2010



A szerzőhármas tagjai magyar és német földön hosszú ideje foglalkoznak ezzel a témával, és számos publikációt jegyeznek. Legújabb könyvük – amely a Műszaki Kiadónál jelent meg – hiánypótló mű, nem csak összefoglalja a környezetbarát technológiák eddigi fejlődését, jelenlegi helyzetét, de új forgácsolásméleti megközelítést is ad, és számos saját kísérlettel alátámasztott eredményt is közöl.

Az ember felelősségteljes életében egyre fontosabb szerepet tölt be a környeze-

tének védelme. A termékek tervezése teljes életciklusra történik, az elhasznált termékek újrahasznosítása a komplex folyamat része. Tudatos tervezői magatartás, hogy a teljeskörű műszaki és gazdasági megoldással egyidőben az ökológiai szempontok is megvalósuljanak. A termékek életciklusa rövidül, az erkölcsi kopás felgyorsul, és ezért az előállítási technológia jelentősége igencsak magas.

A szerzők könyve a gépgyártástechnológiai eljárások ökológiai szempontú vizsgálatára irányul. A kutatások fő célja annak vizsgálata, hogy a különböző típusú szerszámok, a bevonatok, a hűtés-kenés fajtája, a különböző technológiai paraméterek milyen hatással vannak a forgácsoló élék kopásviszonyaira, a megmunkált felület minőségére, a szerszám gép terhelésére és a megmunkálás hatékonyságára.

A környezetbarát gyártási eljárások világszerte új szakterületnek számítanak. Az új technológia birtokosa lépéselőnybe kerül. A szerzők választ keresnek a minimális mennyiségű hűtés-kenés alkalmazásakor jelentkező hőtani kérdésekre, tribológiai szempontból elemezték a forgácsolást.

A könyv 10 fejezetből áll, amely a szárazmegmunkálás és minimálkenés alapjait, fejlesztési irányokat, kapcsolódó gyakorlati alkalmazásokat, befejező megmunkálásokat tárgyalja.

Jól és hasznosan illeszkedik a fejezetek sorába a saját kísérletek ismertetése, a tapasztalatok bemutatása, levonható következtetések és költséglemezek.

Az első két fejezet áttekintést ad a környezetbarát megmunkálás jellemzőiről, a szerszámgépek, szerszámartók konstrukciós módosulásairól.

A harmadik fejezet a fémforgácsolás elméletének fejlesztése száraz megmunkálásra. Ez a könyv legértékesebb része. Közérthetően megfogalmazott, tudományos igényű mű. A Szerzők igényesen, a mechanikai, termikus változások feltárásával elemezték a komplex forgácsolási folyamatot.

A negyedik fejezet a szárazmegmunkálás gyakorlati elemeiről szól, ismerteti a szárazmegmunkálásra alkalmas anyagokat, a felhasználható szerszámokat, és az alkalmazható forgácsolási eljárásokat. Napi gyártástervezésben használható ismeretanyagot túl általánosan érvényes elveket fogalmaz meg.

Az ötödik fejezet a befejező szárazmegmunkálásokat tárgyalja, a szárazkősörülés jelenlegi és jövőbeli alkalmazási lehetőségeit mutatja be. Tudományos igénnyel tárgyalja a tengelymetszetben körív profilú helikoid felületek képzését, egyenleteit, kősörülési megmunkálását.

A hatodik fejezetben a szerzők a saját kísérleti eredményeiken alapulva a szárazmegmunkálás egyik legnehezebben megvalósítható esetét, a fúrás technológiáját ismertetik. Számos mérési eredmény és következtetés teszi izgalmasá ezt a fejezetet.

A jövőbeni kutatásokat és a kutatók munkáját segíti a hetedik fejezet, ahol a környezetkímélő megmunkálási folyamatok modellezéséről, az alkalmazható faktorális kísérlettervezésről írnak a szerzők.

Az új technológia ipari bevezetése nagymértékben függ attól, hogy az elkészült felületek, a munkadarab minősége mellett hogyan alakulnak a gyártási tevékenység költségei. Erről szól a nyolcadik fejezet.

A kilencedik fejezetben összefoglalják a környezetbarát technológia műszaki megvalósíthatóságának eredményeit, hatásait.

A tizedik fejezet melléklet, szimulációs modelleredményeket mutat be.

A könyv hiánypótló mű, segíti a gyakorlati gyártástervező mérnökök munkáját, támpont a kutatóknak, és nélkülözhetetlen a BSc, MSc, PhD képzésben résztvevő mérnökhallgatóknak.

A Gépgyártás-technológia sorozat további tagjairól a www.muszakikiado.hu oldalon találnak bővebb információt.

Dr. Mátyási Gyula