

VOZSECH ISTVÁN*

HEVEDERLÉPTETŐ KÉNYSZERPÁLYÁK



Összefoglalás: A tanulmány egy egyszerű, egy darab lengőkarral rendelkező hevederléptető mechanizmus kényszerpályájának kinematikai leírásával foglalkozik. A szerző bemutatja egy adott gyorsulásfüggvénnyel és geometriai kezdeti-, illetve végértékkel meghatározott kényszerpálya előállítását, számítási összefüggéseit. Első lépésben a számításokat analitikus úton tárgyalja és állítja elő a megoldásokat, közvetlen CAD-es 3D-s modellezésre is felhasználható formában. A szerző a műszaki problémát egy látszólag más módszerrel is megoldja, amely a gépészeti gyakorlatban régebben gyakran alkalmazott eljárás alapul. A nem inerciarendszerekben értelmezett d’Alambert-féle járulékos erők alkalmazásával felírt mozgásegyenletek megoldásával is előállítja a mechanizmus kényszerpályáját. Megmutatja a két módszerrel előállított pályaalak azonosságát, ezzel adva a leendő tervezők kezébe egy tisztán analitikus és egy numerikus megoldási módszert.

Kulcsszavak: hevederléptető mechanizmus, kinematikai kényszerpálya, optimalizált kényszerpálya, büttyös mechanizmus, automata fegyver

Abstract: This paper deals with the kinematic description of the cam profile of a simple single-piece rocker arm belt drive mechanism. The author presents the generation and the computational relations of a cam profile defined by a given acceleration function and a given initial and final geometric value. In a first step, the calculations are discussed analytically and solutions are produced in a form that can be used for direct CAD 3D modelling. The author also solves the engineering problem by an apparently different method, based on a procedure that has been used preferentially in mechanical engineering practice in the past. He also produces the cam profile of the mechanism by solving the equations of motion written using d’Alambert’s constraint forces interpreted in non-inertial systems. The identity of the cam profile generated by the two methods is shown, thus providing prospective designers with a purely analytical and a numerical solution method.

Keywords: belt traction mechanism, kinematics of cam profile, optimized cam profile, cam mechanism, automatic weapon

BEVEZETÉS

A sorozatlövő fegyverek töltényeinek elhelyezésére több megoldás létezik, de két, döntően más megközelítésű műszaki megoldás terjedt el. Az egyik a löszerek társzerkezetbe való helyezése, a másik a löszerek

1. ÁBRA. Az RPD golyószóró – oktatási célból – preparált léptetőszerkezetének alulnézeti képe (A szerző felvétele)

hevederezése. Míg az első esetben a löszereket szinte minden esetben megfeszített rugó tolja adogatási pozícióba, ezért a befogadható löszermennyiség elméletileg is korlátos, addig a hevederezett löszerek darabszáma korlátlan lehet, ha a heveder szabad hosszát maximalizálni tudjuk¹. A hevederezett löszerek alkalmazása a kifejezetten sorozatlövésre tervezett fegyverekre jellemző: a gépágyúkra, géppuskákra, automata gránátvetőkre és ritkábban a golyószórókra. A hevederezett löszerek alkalmazásának azonban van egy nem elhanyagolható hátránya: befogadásukra és léptetésükre külön mechanizmust kell a fegyverhez hozzárendelni, tervezni. Ezek a mechanizmusok jellemzően kétféle elven működhetnek. Az egyik, a mára már lényegében elfeledett máltai keresztmechanizmus², a másik a lineáris mozgással vezérelt egy- vagy többcsuklós mechanizmusok, amelyek jelenleg szinte egyeduralkodók.

A többcsuklós mechanizmusok meglehetősen bonyolult kinematikájuk ellenére régóta alkalmazott megoldások. Előnyük, hogy a pálya elfordulása mellett (részben helyett), annak lineáris eltolásával biztosítják a mechanizmus emelését, mintegy alkalmassá téve ezzel a mechanizmust tisztán lineáris mozgások megvalósítására. Az 1., a 2. és a 3. ábra az RPD golyószóró mechanizmusát szemlélteti, a végállásokban.

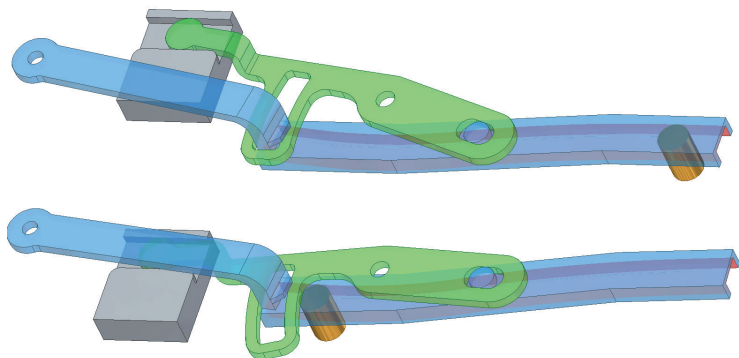
Látható, hogy az RPD golyószóró mechanizmusa kettő darab lengőkarral rendelkezik, amely kinematikai leírása összetett, ezért rövid vizsgálatunkat egy egylengőkaros műszaki megoldásra korlátozzuk – annak egyszerűsége miatt –, de ebből általános következtetéseket tudunk levonni, amelyből már könnyedén levezethetünk bármely specifikusabb, összetettebb konstrukciót is.

A mechanizmus mechanikai terhelését vizsgálva megállapíthatjuk, hogy azt a heveder behúzása közben éri a legnagyobb terhelés, így annak a vezérlőpályáját is. Feladatunk tehát, hogy a heveder behúzásánál meghatározzuk a hevederkocsi (a továbbiakban: csúszka) kívánt mozgásjellemzőit, ennek birtokában pedig megadjuk a kényszerkapcsolatban álló lengőkar mozgását. A lengőkar mozgásfüggvényeinek ismeretében kiszámítjuk a látszólagos pályagörbét, amely a lengőkaron mint valódi pálya jelentkezik.

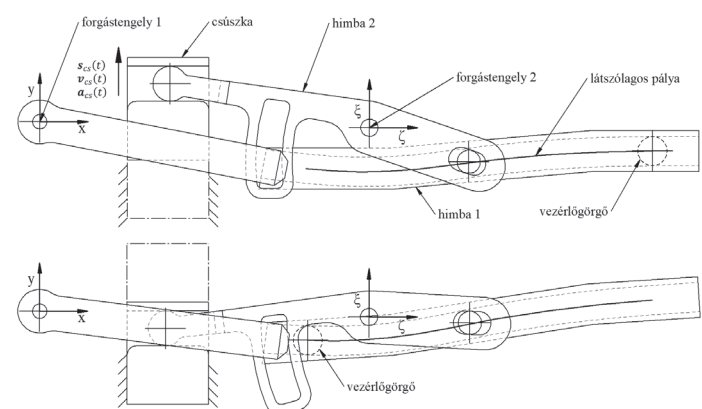
* Okl. gépészmérnök. ORCID: 0000-0001-9818-7755

¹ A szabad hossz alatt értendő az a fegyverből le/kilógó hevederhossz, amely súlyerejénél fogva közvetlenül terheli az adogató mechanizmust, valamint amelyet a léptetés során közvetlenül kell gyorsítani, ui. a rakaszba behajtogatott hevederrészek az adogatási folyamat során nyugalomban maradnak.

² Az utolsó máltai keresztmechanizmust alkalmazó fegyverek a DSK géppuskák korai változatai voltak. A nagy helyigényű máltai keresztmechanizmus az acélelemekből készült hevederemlek elterjedésével szorult háttérbe, ui. ezeket a láncokat már lehetett körmökkel továbbítani, a gyöngyváson jellegű szövethevederekkel ellentétben. Előnye a mechanizmusnak, hogy nem tartalmaz lengő tömegeket, ezért a kifejezetten nagy tűzűtemű, Gatling-rendszerű, külső meghajtású fegyvereknél továbbra is egyeduralgó, mivel a nagyobb geometriai méretek másodlagos jelentőségűek.



2. ÁBRA. Az RPD golyószóró léptetőmechanizmusa axonometrikus nézetben (A szerző szerkesztése)



3. ÁBRA. Az RPD golyószóró léptetőmechanizmusa vetületi nézetben (A szerző szerkesztése)

FELADATOK

1. a csúszka adott gyorsulás célfüggvényéből és a geometriai kezdeti- és végértékekből meg kell határozunk a csúszka mozgásfüggvényeit;
2. a csúszka mozgásfüggvényeiből előállítjuk a lengőkar mozgásfüggvényeit, a mechanizmus geometriai összefüggéseinek segítségével;
3. analitikus és egy érdekesebb numerikus módszerrel kiszámítjuk a latszólágos pályagörbét;
4. CAD³ rendszerben elkészítjük a vezérpályát.

FELHASZNÁLT SZAKIRODALOM

Munkánk során több meghatározó forrás anyagát tanulmányoztuk. Johannes Volmer [1] a gépiparban régebben meghatározó szerepet betöltött bütykös mechanizmusokról írt összefoglaló alapművében a kényszerpályák kinematikai és dinamikai vizsgálatainak, a mozgások elemzésének és a gépelemek geometriai tervezésének a részletes kifejtését találjuk. Külön fejezetben tárgyalja az itt is meghatározó, ún. mozgásfeladatokat, ezért műszaki problémánk megoldására ennek a műben ajánlott módszertant használjuk.

Újabb és részletesebb szakirodalom Harold A. Rothbart [2], Cam⁴ Design Handbook című könyve, amely a mai kor szakirodalmá, annak matematikai formalizmusa mellett. Részletesen tárgyalja a különböző kényszerkapcsolatok mechanikai viszonyait, kitérve az alap- és a módosított pályaalakokra, ismertetve azok tulajdonságait, alkalmazási területeit. Útmutatást ad a jelenlegi technikai színvonalon elvárható tervezési módszerekről, a pályaoptimalizációs eljárásokról.

A léptetőmechanizmusok konstrukciós megoldásait részletesen tárgyaló alapmű [3] George M. Chinn ötkötetes összefoglalója. A kiadvány a múlt század '50-es éveik megvalósított géppuskák és gépgyűk konstrukciós kialakításáról ad alapos ismertetést.

Fontos megemlíteni Peter Dannecker művét [4] a lőfegyverek zárolási mechanizmusáról, amelynek sematikus ábráit tanulmányozva nagy segítségünkre volt a saját ábrák elkészítésében.

A feladat egyenletrendszereinek megoldásait, ábráinak elkészítését a Maple szimbolikus matematikai editorral végeztük, amely programozáshoz André Heck művét [8] hívtuk segítségül.

A MŰSZAKI PROBLÉMA

Az adogatási folyamat részeként a hevederezett lőszer soron következő tagját adogatási pozícióba kell mozdítani, általában a csőtengely alá valamivel több, mint egy hevederosztást⁵ mozgatva a szabad hevederszakaszt. A mozgatás során a szabad hevederhossz⁶ és az esetleges gátlások⁷ függvényében jelentős terhelések lépnek/léphetnek fel. A pozícióba mozgatáshoz először fel kell gyorsítani a csúszkát (és vele együtt a szabad hevederszakaszt), majd a mozgást vissza kell fékezni mindaddig, amíg a soron következő töltény adogatási pozícióba nem kerül. Könnyen belátható, hogy az adogatószerkezet léptetőmechanizmusa a gyorsítási szakaszban kapja a legnagyobb terhelést, mivel ekkor a szabad hevederszakaszt is gyorsítani kell, elmentetben a lassítással. Lassításkor ugyanis a szabad hevederszakasz (mint lánclemek sokasága) nem tud erőt kifejtetni a léptetőmechanizmusra.

Célszerű a mozgástartományokat nem egyenlő arányban felvenni, de ez (lásd részletesebben a [6] hivatkozásban) nemcsak a számításainkat, hanem a léptetőkar CAD tervezését is jelentősen megnehezíti. Mivel első lépésben a megfelelő célfüggvény meghatározásával kell kezdenünk, ezért fontos eldönteni, hogy szimmetrikus avagy aszimmetrikus jellegű kocsimozgást szeretnénk-e. A továbbiakban egy aszimmetrikus jellegű, de analitikusan kétszer integrálható gyorsulásfüggvénnyel rendelkező mechanizmus számításait mutatjuk be példaként.

MODELLÁLLÍTÁS

Kinematikai rendszerünkre az alábbi megszorításokat tesszük:

- a zárkeret vezetőcsapjának mozgása a csúszka mozgására merőleges;
- a zárkeret vezetőcsapja egyenes vonalú és egyenletes mozgást végez;
- a 3 dimenziós álló és a szintén 3 dimenziós forgó, Descartes-féle, jobbsodrású koordinátarendszert a lengőkar forgástengelyén rögzítjük közös origóval. A koordinátarendszer x tengelye a vezetőcsap előremozgásával azonos irányú és értelmű, z tengelye pedig a lengőkar forgástengelyével azonos és a lengőkar szögsebességvektorával egyező értelmű (lásd: 4.a, 4.b ábrák).

³ Computer Aided Design: számítógéppel támogatott tervezés.

⁴ Cam: itt „bütykös mechanizmus”. Nem azonos a „számítógéppel támogatott gyártás” rövidítésének elterjedt CAM betűszóval.

⁵ Az elméleti hevederosztás mindig kisebb, mint a valóság, ui. a lánc tagok hézaggal kapcsolódnak, amelyek a húzás alatt álló hevederen növelik az osztás értékét.

⁶ A szabad hevederhossz – rakaszól történt tüzelés esetén – az adogatási pozícióban lévő, ill. a rakaszól már függesztett töltény közötti heveder-ív hossz. Ez normál esetben pár tíz centiméter. De amennyiben a felhasználó úgy mond „rambózik”, azaz álló helyzetben tartja a fegyvert és földig lelógó hevederrel tüzel, akkor ez a hossz kb. 2 méter. Ha emellett még tüzel is, akkor ez akár tízszeres túlterhelést is jelenthet, amit érdemes figyelembe venni.

⁷ A heveder mozgatása gátolt, ha a szabad hevederszakasz valamely része valamilyen objektív okból megakad.

A CSÚSZKA GYORSULÁSFÜGGVÉNYÉNEK ELŐÁLLÍTÁSA

Ahhoz, hogy a csúszka lágy indítását és megállítását biztosítani tudjuk, a következő elvárásokat kell megfogalmaznunk a csúszka kulisz-szájában lévő mozgatócsapra:

1. a mozgatócsap mozgása során az érintkező felületeken se ütősszerű, se lökésszerű terhelés ne keletkezzen;
2. a csúszka gyorsulása egyetlen függvénnyel leírható legyen;
3. a csúszka gyorsítása és lassítása közötti váltás – a bejárt útra vonatkoztatva – általános, de az általunk megadott pozícióban legyen.

Az első kikötés teljesülésének szükséges feltétele, hogy a csúszka gyorsulásfüggvényének teljes mozgástartományon vett integrálja zérus:

$$\int_{t_1}^{t_2} a_{cs}(t) dt = 0, \quad (1)$$

vagy másképpen:

$$\int_{t_1}^{t_z} a_{cs}(t) dt = - \int_{t_z}^{t_2} a_{cs}(t) dt, \quad (2)$$

ahol t_z a gyorsulásfüggvény második zérushelyéhez tartozó időpillanatot, így t_1 és t_z között a mozgás gyorsuló, t_z és t_2 között pedig lassuló.

További szükséges feltételek a gyorsulásfüggvény tartományon belüli korlátossága és folytonossága, amelyeket a 2. kikötésünknek megfelelő analitikus célfüggvények kiválasztásánál kell szem előtt tartanunk.

Ahhoz, hogy a zérus kezdeti és végértékek, a gyorsítás és a lassítás közötti átmenet helye, valamint az elemi függvény feltételek egyszerre teljesüljenek, egy legalább negyedrendű polinom már megfelelő választás. A legalább negyedrendű polinom azért szükséges, mert az általunk megfogalmazott megkötések pontosan négy darab, egymástól független matematikai egyenlettel írhatók le⁸. Ezeknek az egyenleteknek akkor létezhet pontosan egy megoldása, ha a polinomiális célfüggvénynek pontosan négy szabadságfoka van. Az így megvalósuló mozgások azonban nem minden esetben elégítik ki az itt meg nem fogalmazott monotonitási kritériumokat, így nagy zéruspont-eltolású pályák esetén a pályaalak elfajulhat (lásd 6. ábra). Mivel a polinomok véges tartományokon mindig korlátosak és folytonosak, valamint analitikusan tetszőlegesen sokszor integrálhatók, ezért a geometriai kötöttségek ismeretében a csúszka másik két mozgásfüggvénye is mindig előállítható.

Legyen most a paraméteres gyorsulásfüggvényünk egy hatodrendű polinom, amelynek lassító szakasza a teljes mozgástartomány egy általános pontjánál (a mintapéldában 67%-ánál) kezdődik. Ennek paraméteres egyenlete:

$$a_{cs}(t) = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + a_3 \cdot t^3 + a_4 \cdot t^4 + a_5 \cdot t^5 + a_6 \cdot t^6. \quad (3)$$

Belátható, hogy a koordinátarendszer jelenlegi megválasztása mellett az a_0 paraméter értéke zérus, mivel a gyorsulásfüggvényünk csak ebben az esetben adhat a mozgás kezdetén zérus értéket.

A sebesség- és az útfüggvény definíció szerint:

$$v_{cs}(t) = \int a_{cs}(t) dt + C_v, \quad (4)$$

$$s_{cs}(t) = \int v_{cs}(t) dt + C_y, \quad (5)$$

ahol C_v és C_y a kezdeti-, illetve végértékekből meghatározandó konstansok. Mivel a sebességfüggvénytől elvárjuk, hogy a mozgás kezdetén zérus legyen, valamint az útfüggvénytől, hogy a mozgás y_{cs1} -ből induljon, így megállapíthatjuk, hogy $C_v = 0$ és $C_y = y_{cs1}$.

Az ismeretlen 6 darab paraméter meghatározásához hat független egyenletet kell találnunk. A gyorsulásra fel tudunk írni kettőt, a sebességre és az útra egyet-egyet. A fennmaradó két egyenlethez meg kell adnunk az útfüggvény rántásának⁹ egyenletét, amely a gyorsulás idő szerinti deriváltfüggvénye:

$$j_{cs}(t) = \frac{d}{dt} a_{cs}(t). \quad (6)$$

A pálya rántásának pillanatnyi értéke a gyorsulásfüggvény meredekségét adja. Ennek a kezdő- és a végpontokra megadott értékeivel írjuk fel a fennmaradó két egyenletet.

A kezdeti és végértékegyenletek a pálya rántására:

$$j_{cs}(t_1) = j_1, \quad (7)$$

$$j_{cs}(t_2) = j_2, \quad (8)$$

ahol j_1 és j_2 értékek általunk – önkényesen, de egyben észszerűen – meghatározott mennyiségek, amelyek megfelelő megválasztásával a polinom számunkra érdektelen gyökei a vizsgált tartományon kívül tarthatók, elkerülendő a 6. ábra szerinti elfajuló mozgásfüggvények kialakulását.

A gyorsulás a pálya zérus- és végpontjában is nulla:

$$a_{cs}(t_1) = 0, \quad (9)$$

$$a_{cs}(t_2) = 0. \quad (10)$$

A sebesség a pálya végpontjában nulla, az útfüggvény a kezdőpontban y_{cs1} értékét veszi fel:

$$v_{cs}(t_2) = 0, \quad (11)$$

$$s_{cs}(t_1) = y_{cs1}. \quad (12)$$

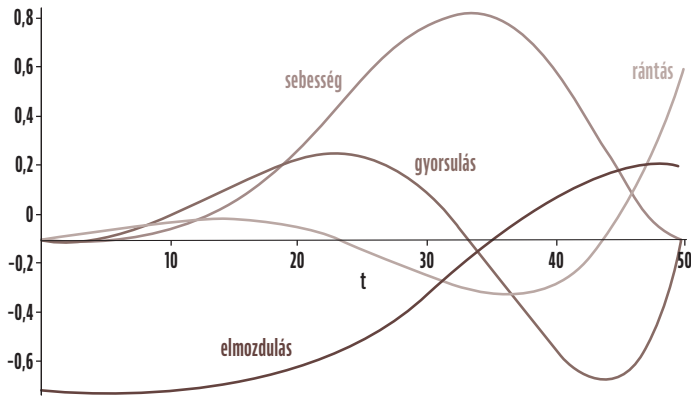
A hat egyenlet megoldásával a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 és a_6 értéke ismertté válik, így a feltételeket kielégítő útfüggvény – $s_{cs}(t)$ – megadható. A nyolcadrendű útfüggvény rántásának – $j_{cs}(t)$ –, gyorsulásának – $a_{cs}(t)$ –, sebességének – $v_{cs}(t)$ – és elmozdulásának – $s_{cs}(t)$ – egységre normált közös diagramját az 5. ábra mutatja.

A FORGÓ 123 KOORDINÁTARENDSZER FÜGGVÉNYEINEK ELŐÁLLÍTÁSA

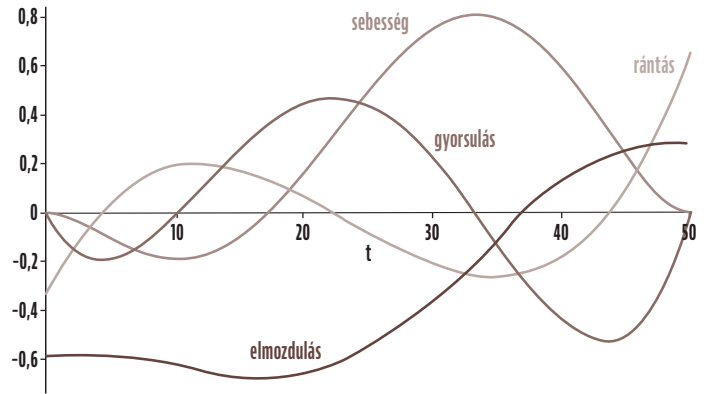
A következő feladatunk, hogy az $s_{cs}(t)$ és a geometriai elrendezés ismeretében a forgó 123 rendszert leíró szög-, szögsebesség- és szöggyorsulásfüggvényeket meghatározzuk.

⁸ A négy egyenletből kettő, a két darab nem nulla értékű gyökre felírt egyenlet, egy a sebesség végértékére felírt egyenlet, valamint a negyedik a mozgás végállapotára felírt elmozdulás egyenlete.

⁹ A rántásfüggvény az útfüggvény harmadik idő szerinti deriváltja, amelyet az angolszász terminológia „jerk”, a német „Shock” néven illet.



5. ÁBRA. Nyolcadrendű polinomiális útfüggvény, annak sebessége, gyorsulása és rántása, 67%-os zéruspont elhelyezkedés esetén (A szerző szerkesztése)



6. ÁBRA. Elfajult hatodrendű polinomiális útfüggvény, annak sebessége, gyorsulása és rántása, 67%-os zéruspont elhelyezkedés esetén (A szerző szerkesztése)

hez viszont szükségesek a szögelfordulás-függvény első és második deriváltjai.

Nézzük az analitikus módszert, de ne feledjük, hogy a (14) $\varphi(t)$ függvény előállításához is kétszeres integrálás után jutottunk el, ezért az itt következők csak akkor relevánsak, ha $s_{cs}(t)$ analitikusan előállítható.

Tartozzon a csúszka mozgatásának kezdő időpillanatához (t_1) egy φ_1 hosszúságú és φ_1 szöggel jellemzett helyvektor. Képezzük most a $\psi(t)$ szögfüggvényt, amely a valódi pályapont t szerinti aktuális értékéhez rendel egy z körüli forgatási szöget. Ez a szög nem más, mint az xyz álló és az 123 forgó koordináta-rendszer által bezárt szög. Mivel a látszólagos és a valódi pálya t_1 -ben vett pontjai (így a két koordináta-rendszer is) azonosak, ezért a forgató szögfüggvényre kapjuk, hogy:

$$\psi(t) = \varphi(t) - \varphi_1, \quad (17)$$

ahol:

$$\varphi_1 = \varphi(t_1). \quad (18)$$

Tudjuk, hogy a vezetőcsap a valódi pályát járja be, és egységnyi zársebességet feltételezve a pillanatnyi helyzetét megadó helyvektorra írhatjuk, hogy:

$$\mathbf{q}_v(t) = \begin{bmatrix} x_{v1} + t \\ y_v \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (19)$$

Feladatunk innen annyi, hogy a $\mathbf{q}_v(t)$ vektort a $\psi(t)$ függvénnyel meghatározottan elforgassuk. Ennek a forgatásnak az eredményeképpen megkapjuk a látszólagos pályát leíró $\mathbf{q}_{v123}(t)$ vektort, amivel a feladatunk számítási részével el is készültünk.

A forgatást a z tengely körül végezzük, ekkor a forgató mátrix:

$$\mathbf{F}_z(t) = \begin{bmatrix} \cos \psi(t) & -\sin \psi(t) & 0 \\ \sin \psi(t) & \cos \psi(t) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (20)$$

Ezzel pedig a látszólagos pálya $\mathbf{q}_{v123}(t)$ helyvektora:

$$\begin{aligned} \mathbf{q}_{v123}(t) &= \mathbf{F}_z(t) \cdot \mathbf{q}_v(t) = \\ &= \begin{bmatrix} \cos \psi(t) (x_{v1} + t) - \sin \psi(t) y_v \\ \sin \psi(t) (x_{v1} + t) + \cos \psi(t) y_v \\ 0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (21)$$

Látható, hogy ha $\psi(t)$ függvényt kifejtjük, akkor meglehetősen bonyolult összefüggést kapunk, de a kapott eredményeket a CAD rendszerek közvetlenül kezelni képesek, ezért innentől könnyű az alkatrész megtervezése. (A kapott síkgörbe CAD reprezentációjának részletes bemutatásáról a [7] tanulmányban olvashatunk.)

Egy CAD rendszerben elkészített, de erősen leegyszerűsített mechanizmus végállapotát szemlélteti a 7. axonometrikus ábra. A méretezésből látható, hogy a vezetőcsap a mozgás végpillanatában is 20 mm-re van az álló xyz rendszer x tengelyétől. A választott elrendezés mellett a vezetőcsap 40 mm-t mozdul el, illetve a vezérpálya a csúszkát y irányban 15 mm-t emeli.

NUMERIKUS MEGOLDÁS D'ALAMBERT-FÉLE GYORSULÁSOKKAL

Látható, hogy $s_{cs}(t)$ ismeretében $\psi(t)$ egyszerű geometriai összefüggésekkel mindig megadható. Megadható analitikusan, ha $s_{cs}(t)$ analitikus, és előállítható numerikusan, ha $s_{cs}(t)$ pontpárosokkal adott. Tehát $s_{cs}(t)$ valamilyen ismeretében a látszólagos pálya mindig előállítható, mert a geometriai összefüggések mindig leírhatók.

Ennek ellenére érdemes egy másik módszert is bevonni vizsgálódásainkba, mert ballisztikai alkalmazása mellett gépészeti alkalmazása is számottevő. A módszer lényege, hogy felírjuk a mozgásokat a nem inerciarendszer 123 koordináta-rendszerben, az álló xyz rendszerben észlelt valódi erők vagy gyorsulások felhasználásával.

Amennyiben az álló rendszert ⁽¹⁾, a forgót ⁽²⁾ felső indexszel különböztetjük meg, úgy a két vonatkoztatási rendszer közötti összefüggést a következő írja le:

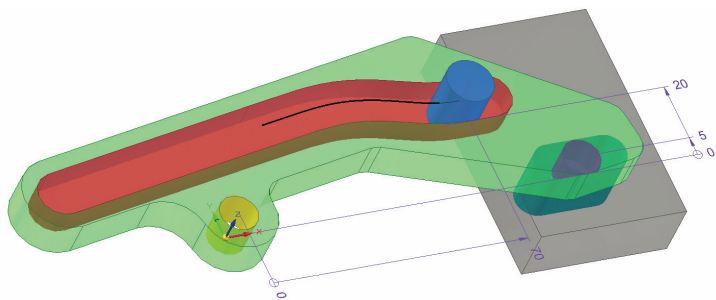
$$\mathbf{a}_{rel}^{(2)} = \mathbf{a}_{akt}^{(1)} + \mathbf{a}_{száll}^{(2)} + \mathbf{a}_{Cor}^{(2)}, \quad (22)$$

ahol:

$\mathbf{a}_{rel}^{(2)}$ a 2-es rendszerben észlelt látszólagos (relatív) eredő gyorsulás, amely a test látszólagos pályagörbéjét és látszólagos sebességét adja úgy, mintha a mozgás inerciarendszerben történt volna,
 $\mathbf{a}_{akt}^{(1)}$ az inerciarendszerben észlelt valódi eredő gyorsulás,
 $\mathbf{a}_{száll}^{(2)}$ a 2-es rendszer első járulékos gyorsulása, a pályapont szállító-gyorsulása,
 $\mathbf{a}_{Cor}^{(2)}$ a 2-es rendszer második járulékos fiktív gyorsulása a Coriolis-gyorsulás.

Célunk a mozgás leírása a kettes rendszerben, azaz $\mathbf{a}_{rel}^{(2)}$ meghatározása, majd ezzel a vezetőcsap (mint szabad test) látszólagos mozgásának leírása.

A szállító komponenst felbontva írhatjuk, hogy:



7. ÁBRA. A léptetőszerkezet axonometrikus nézete a léptetés végén
(A szerző szerkesztése)

$$\mathbf{a}_{száll}^{(2)} = \mathbf{a}_{tran}^{(2-1)} + \mathbf{a}_{Eul}^{(2)} + \mathbf{a}_{centr}^{(2)} \quad (23)$$

ahol:

$\mathbf{a}_{tran}^{(2-1)}$ a 2-es rendszer translációs gyorsulása az 1-eshez képest,

$\mathbf{a}_{centr}^{(2)}$ a 2-es rendszer centrifugális gyorsulása,

$\mathbf{a}_{Eul}^{(2)}$ a 2-es rendszer Euler-féle gyorsulása,

Mivel a lengőkaros mechanizmusnál az origó közös, így a translációs komponens zérus, ezért a szállító gyorsulás a következőre egyszerűsödik:

$$\mathbf{a}_{száll}^{(2)} = \mathbf{a}_{Eul}^{(2)} + \mathbf{a}_{centr}^{(2)} = \boldsymbol{\beta} \times \mathbf{r}^{(2)} - \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}^{(2)}), \quad (24)$$

ahol:

$\boldsymbol{\omega}$ a 2-es rendszer szögsebesség vektora,

$\boldsymbol{\beta}$ a 2-es rendszer szöggyorsulás vektora.

Ez a mi feladatunknál egy vektorfüggvény, amelynek minden komponensét korábban meghatároztuk. Most már felső indexelések nélkül:

$$\mathbf{a}(t)_{száll} = \boldsymbol{\beta}(t) \times \mathbf{q}_v(t) - \boldsymbol{\omega}(t) \times (\boldsymbol{\omega}(t) \times \mathbf{q}_v(t)). \quad (25)$$

A második járulékos gyorsuláskomponens a Coriolis-gyorsulás, amely általánosan:

$$\mathbf{a}_{Cor}^{(2)} = 2 \cdot \mathbf{v}^{(2)} \times \boldsymbol{\omega}, \quad (26)$$

és esetünkben:

$$\mathbf{a}_{Cor}(t) = 2 \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \boldsymbol{\omega}(t), \quad (27)$$

mivel most is egységnyi zársebességet rendeltünk a rendszerhez.

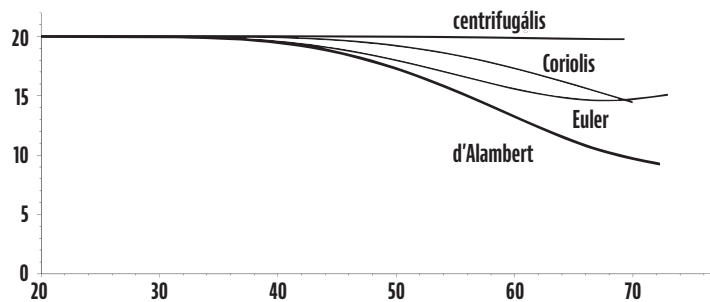
A d'Alambert-féle járulékos gyorsulásvektor tehát:

$$\mathbf{a}_{d'Alamb}^{(2)}(t) = \mathbf{a}(t)_{száll} + \mathbf{a}_{Cor}(t), \quad (28)$$

ezzel a mozgásegyenleteink x és y irányban, külső erő nem lévén:

$$\frac{d^2}{dt^2} x_{123}(t) = \mathbf{a}_{d'Alamb}(t)[1], \quad (29)$$

$$\frac{d^2}{dt^2} y_{123}(t) = \mathbf{a}_{d'Alamb}(t)[2], \quad (30)$$



8. ÁBRA. A d'Alambert-gyorsulásokkal számított pálya és ez egyes komponenseivel kialakuló pályaalakok (A szerző szerkesztése)

ahol:

$\mathbf{a}_{d'Alamb}^{(2)}(t)[1]$ a d'Alambert-féle járulékos gyorsulásvektor x irányú skalárösszetevője,

$\mathbf{a}_{d'Alamb}^{(2)}(t)[2]$ a d'Alambert-féle járulékos gyorsulásvektor y irányú skalárösszetevője.

A fenti differenciálegyenlet-rendszert numerikusan megoldva kapjuk meg a látszólagos pálya x-y pontpárosait. A centrifugális, az Euler-féle és a Coriolis-féle gyorsulások egyedi hatását, valamint összegződésüket – amely (a numerikus hibáktól eltekintve) azonos pályaalakot szolgáltat az analitikusan kiszámítottal¹⁰ – a 8. ábra illusztrálja.

ÖSSZEGZÉS

Belátható, hogy egy géppuska üzemszerű működése esetén is jelentős terhelés éri a léptető mechanizmusát a viszonylagosan nagy zársebesség miatt. Azonkívül, a mozgatáshoz szükséges erő jelentősen megnövekedhet a heveder nem előírászerű elrendezése, valamint (a nem rendeltetésszerű használatból adódóan) a heveder szabad hosszának túlzott értéke miatt. Egy fegyver tervezési szakaszában ezeket a szempontokat a konstruktőrnek szem előtt kell tartania, még akkor is, ha a terhelés pontos értékeit megmondani nem tudja. Nem tudja, mert az alkalmazó „találékonyágának” nincsenek korlátjai, hangozzék is ez bármilyen furcsán¹¹. Amit viszont a tervező tehet és tennie is kell, az az, hogy meghatározza a terhelési szempontok szerint optimalizált pályaalakokat, elősegítve ezzel a fegyver megbízható és hibamentes működését. ■

HIVATKOZÁSOK

- [1] Prof. Dr.-Ing. habil. Volmer, Johannes. Büttykös mechanizmusok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1980;
- [2] Rothbart, Harold A. CAM Design Handbook, 1st Edition, 2004, The McGraw-Hill Companies, Inc.;
- [3] Chinn, George M. The machine gun. Vol. 1–5, Government Printing Office, U. S. Washington, D.C., 1951;
- [4] Dannecker, Peter. Verschlussysteme von Feuerwaffen, Journal-Verlag Schwend GmbH, Schwäbisch Hall, 1992;
- [5] Vozsech István. „A Föld forgásának hatása a lövedékmozgásra.” Haditechnika, 2022/3., pp. 15–20. <https://doi.org/10.23713/HT.56.3.03>;
- [6] Vozsech István. „Forgózárak kényszerpályái I.” Haditechnika, 2024/4., pp. 12–18. <https://doi.org/10.23713/HT.58.4.03>;
- [7] Vozsech István. „Forgózárak kényszerpályái II.” Haditechnika, 2024/5., pp. 13–16. <https://doi.org/10.23713/HT.58.5.03>;
- [8] Heck, André. Bevezetés a Maple használatába, JGYF Kiadó, 1999.

¹⁰ Az analitikus és a numerikus megoldás grafikonjai vonalvastagságon belül fedik egymást, ezért közös diagramban történő ábrázolásuktól eltekintünk.

¹¹ A felhasználók „újításaira” szép számmal találhatunk videó- és fotófelvételeket az orosz–ukrán háborúból. Gondoljunk az RPG–7 gránátvetőből indított gyalogsági ásókra vagy a szintén ebből a vetőből löhető PG–7VR gránát „hatásfokozásaként” kézigránátokkal összebarkácsolt „karácsonyfákra”.