

**TŰ- ÉS CÉRNARÁNGATÓ MECHANIZMUS SEBESSÉGÉNEK
VIZSGÁLATA KÉNYSZEREGYENLETEK SEGÍTSÉGÉVEL****NEEDLE AND THREAD PULLING MECHANISM'S SPEED
EXAMINATION WITH CONSTRAINT EQUATIONS**Popa-Müller Izolda¹, Papp István², Kakucs András³¹SAPIENTIA-Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humán Tudományok Kar,
Gépészmérnöki Tanszék, Románia, Koronka, Segesvári út,1/C, Fax: 0265-206211,
ipmuller@ms.sapientia.ro²SAPIENTIA-Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humán Tudományok Kar,
Gépészmérnöki Tanszék, pappistvan1944@yahoo.com³SAPIENTIA-Erdélyi Magyar Tudományegyetem, Műszaki és Humán Tudományok Kar,
Gépészmérnöki Tanszék, kakucs@ms.sapientia.ro**Abstract**

The aim of this theses or presentation is the definition of the general shape of the onstraint equations which are necessary to calculate the speed of the robot arm and the mechanisms and the presentation of their application. The speed is expressed in the form of constraint equations for the case when the axes $O_i^*Z_i^* = O_j^*Z_j^*$ are overlaped. After the derivation in time of the constraint equations of the position, the constraint equations of the speed are found after grouping the unknowns.

The programs written for the mechanisms speed determination are forming a linear system of equations.

Keywords: kinematic pairs, constraints equations, the main axes of inertia, angular velocity

Összefoglalás

A dolgozat célja a karos mechanizmusok és robotok sebességeinek kiszámításához szükséges kényszer-egyenletek általános alakjainak meghatározása és alkalmazási lehetőségeinek bemutatása.

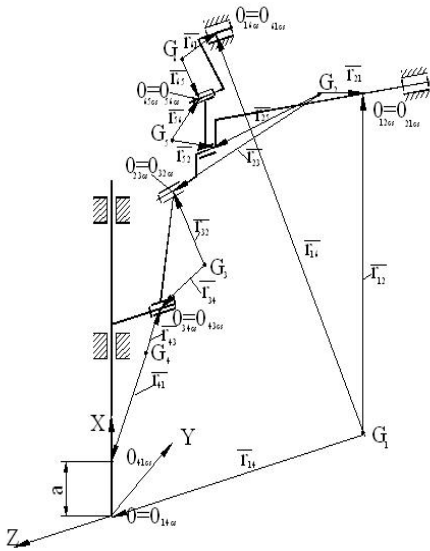
A sebesség kifejezett alakban írt kényszer-egyenleteit a $O_i^*Z_i^* = O_j^*Z_j^*$ tengelyek egymásra tevésének esete határoztuk meg. A sebesség kényszer-egyenleteit a pozíciók kényszer-egyenleteinek időfüggvényében való deriválása és a kifejezések az ismeretlenek szerinti csoportosítása után kaptuk meg.

A mechanizmusok sebességeinek meghatározására írt programok egyenletei lineáris rendszert alkotnak.

Kulcsszavak: kinematikai párok, kötöttségek, kényszer-egyenletek, tehetetlenségi főtengelyek, szögsebesség.

1. Tű- és cérnarágató mechanizmus sebességének meghatározása

A gyorsvarrógép tűrúd és cérnarágató mechanizmusa: géptörzs (1), főtengely (2), hajtókar (3), tűrúd (4), cérnarágató (5) és a lengőkarból (6) tevődik össze. A mechanizmus tagjai egy választott XOY síkkal párhuzamos síkokban mozognak, amelynek síkmozgást végző tagjai az XOY síkra mérőleges $O_i^*Z_i^*$ tengelyek körül fordulnak el. A sebesség meghatározására, akár csak a pozíciók esetén, a gép törzséhez rögzített segédkoordináta-rendszert használunk [1]. A mechanizmus bármely tagjának súlypontjához viszonyított O_{ij}^* pontok koordinátái mindig állandók, amelyeket az r_{ij} vagy $r_{ij}I$ helyzetvektorokkal határoztunk meg, ezért az idő szerinti deriváltjaik mindig zéróértékek.



1. ábra. A tűrúd és cérnarágató mechanizmusa

A segédrendszer helyzeteinek meghatározása a központi tehetelenségi főtengelyekhez képest ugyanaz, mint a pozíciók esetén.

2. A forgócsuklóval kapcsolt kinematikai pár sebességeinek kényszeregyenletei

A kényszeregyenletekkel kapcsolt kinematikai párok sebességeit a pozíciókhoz hasonlóan határoztuk meg, azzal a különbséggel, hogy ebben az esetben minden zárt vektorkontúrura egy-egy lineáris egyenletrendszer írható fel. Adataink és egyenleteink az [2], [3] és [4]-es kutatási eredményeinkre alapoznak.

Az $OZ \parallel O_iZ_i^*$ tengelyek körül elforduló tagok Euler-szögei közül csak a $\psi_i^*, \psi_j^*, \psi_i, \psi_j$ szögek változók. Az $OZ \parallel O_iZ_i^*$ tengelyek iránytényezői állandók, és deriváltjaik zérók.

$$\begin{aligned} b_{13i} &= b_{13j} = 0 \\ b_{33i} &= b_{33j} = 1 \end{aligned} \tag{1}$$

A mechanizmus működése közben nem változnak a precessziós θ_i, θ_j és elfordulási szögek ϕ_i, ϕ_j .

$$\dot{\theta}_i = \dot{\phi}_i = \dot{\theta}_j = \dot{\phi}_j = 0 \tag{2}$$

Forgócsuklóval kapcsolt kinematikai pár sebességeinek kényszeregyenlete:

$$\begin{aligned} X'_{G_i} - \dot{\psi}_i(x_{ij} \cdot \alpha_{2i} + y_{ij} \cdot \beta_{2i} + z_{ij} \cdot \gamma_{2i}) + \\ -X'_{G_j} + \dot{\psi}_j(x_{ji} \cdot \alpha_{2j} + y_{ji} \cdot \beta_{2j} + z_{ji} \cdot \gamma_{2j}) = 0 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} Y'_{G_i} - \dot{\psi}_i(x_{ij} \cdot \alpha_{1i} + y_{ij} \cdot \beta_{1i} + z_{ij} \cdot \gamma_{1i}) + \\ -Y'_{G_j} - \dot{\psi}_j(x_{ji} \cdot \alpha_{1j} + y_{ji} \cdot \beta_{1j} + z_{ji} \cdot \gamma_{1j}) = 0 \end{aligned} \tag{4}$$

3. Kényszeregyenletek a tű- és cérnarágató mechanizmus tagjai sebességeinek meghatározására

A mechanizmus egy síkban fekvő négyoldalú mechanizmusból és egy síkban fekvő hajtóműből tevődik össze.

Figyelembe véve, hogy a két mechanizmust ugyanaz a főtengely hajtja meg, a kettes tag ismeretlenjei mindkét rendszerben azonosak, ezért a két mechanizmus egyenleteiből alkotott rendszernek 13 ismeretlenje van, a tűrúd mechanizmusnak 7, a cérnarángatónak 6 ismeretlenje van.

Az ismeretlenek meghatározásához tízenhárom kényszeregyenletből alkotott rendszert írunk fel kifejezett alakban.

A hat egyenletet a cérnarángató mechanizmusra felírt kényszeregyenletek alkotják.

A főtengely (2) és a cérnarángató (5) kinematikai pár kényszeregyenletei a következők:

$$\dot{X}_{G2} - \dot{\psi}_2(x_{25} \cdot \alpha_{25} + y_{25} \cdot \beta_{25} + z_{25} \cdot \gamma_{25}) - \dot{X}_{G5} + \dot{\psi}_5(x_{52} \cdot \alpha_{25} + y_{52} \cdot \beta_{25} + z_{52} \cdot \gamma_{25}) = 0 \quad (5)$$

$$\dot{Y}_{G2} - \dot{\psi}_2(x_{25} \cdot \alpha_{12} + y_{25} \cdot \beta_{12} + z_{25} \cdot \gamma_{12}) - \dot{Y}_{G5} - \dot{\psi}_5(x_{52} \cdot \alpha_{15} + y_{52} \cdot \beta_{15} + z_{52} \cdot \gamma_{15}) = 0 \quad (6)$$

A cérnarángató (5) és a lengőkar (6) kinematikai pár kényszeregyenletei :

$$\dot{X}_{G5} - \dot{\psi}_5(x_{56} \cdot \alpha_{25} + y_{56} \cdot \beta_{25} + z_{56} \cdot \gamma_{25}) - \dot{X}_{G6} + \dot{\psi}_6(x_{65} \cdot \alpha_{26} + y_{65} \cdot \beta_{26} + z_{65} \cdot \gamma_{26}) = 0 \quad (7)$$

$$\dot{Y}_{G5} - \dot{\psi}_5(x_{56} \cdot \alpha_{15} + y_{56} \cdot \beta_{15} + z_{56} \cdot \gamma_{15}) - \dot{Y}_{G6} - \dot{\psi}_6(x_{65} \cdot \alpha_{16} + y_{65} \cdot \beta_{16} + z_{65} \cdot \gamma_{16}) = 0 \quad (8)$$

A lengőkar (6) és a géptörzs (1) kinematikai pár kényszeregyenletei :

$$\dot{X}_{G6} - \dot{\psi}_6(x_{61} \cdot \alpha_{26} + y_{61} \cdot \beta_{26} + z_{61} \cdot \gamma_{26}) = 0 \quad (9)$$

$$\dot{Y}_{G6} - \dot{\psi}_6(x_{61} \cdot \alpha_{16} + y_{61} \cdot \beta_{16} + z_{61} \cdot \gamma_{16}) = 0 \quad (10)$$

A hét egyenletet a tűrúd mechanizmusra felírt kényszeregyenletek alkotják.

$$\dot{X}_{G2} = \dot{\psi}_2 \cdot (x_{21} \cdot \alpha_{22} + y_{21} \cdot \beta_{22} + z_{21} \cdot \gamma_{22}) \quad (11)$$

$$\dot{Y}_{G2} = -\dot{\psi}_2 \cdot (x_{21} \cdot \alpha_{12} + y_{21} \cdot \beta_{12} + z_{21} \cdot \gamma_{12}) \quad (12)$$

A főtengely (2) és a hajtókar (3) kinematikai pár kényszeregyenletei a következők:

$$\dot{X}_{G2} - \dot{\psi}_2(x_{23} \cdot \alpha_{22} + y_{23} \cdot \beta_{22} + z_{23} \cdot \gamma_{22}) - \dot{X}_{G3} + \dot{\psi}_3(x_{32} \cdot \alpha_{23} + y_{32} \cdot \beta_{23} + z_{32} \cdot \gamma_{23}) = 0 \quad (13)$$

$$\dot{Y}_{G2} - \dot{\psi}_2(x_{23} \cdot \alpha_{12} + y_{23} \cdot \beta_{12} + z_{23} \cdot \gamma_{12}) - \dot{Y}_{G3} - \dot{\psi}_3(x_{32} \cdot \alpha_{13} + y_{32} \cdot \beta_{13} + z_{32} \cdot \gamma_{13}) = 0 \quad (14)$$

A hajtókar (3) és a tűrúd (4) kinematikai pár kényszeregyenletei a következők:

$$\begin{aligned} \dot{X}_{G3} - \dot{\psi}_3(x_{34} \cdot \alpha_{23} + y_{34} \cdot \beta_{23} + z_{34} \cdot \gamma_{23}) \\ - \dot{X}_{G4} = 0 \\ \dot{Y}_{G3} - \dot{\psi}_3(x_{34} \cdot \alpha_{13} + y_{34} \cdot \beta_{13} + z_{34} \cdot \gamma_{13}) \\ - \dot{Y}_{G4} = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

A tűrúd (4) és a géptörzs (1) kinematikai pár kényszeregyenletei a következők:

$$\dot{X}_{G4} + \dot{a} \cdot b_{114} = 0 \quad (16)$$

A mechanizmus ismeretlen paraméterei az oszlop mátrix értékei:

$$\begin{aligned} [Q_i]^T \\ = (X_{G2} \ Y_{G2} \ X_{G3} \ Y_{G3} \ \psi_3 \ a \ X_{G5} \ Y_{G5} \ \psi_5 \ X_{G6} \ Y_{G6} \ \psi_6) \end{aligned} \quad (17)$$

A mechanizmus tagjainak sebességei:

$$[Q_i] = [A_{ij}]^{-1} \cdot [B_i] \quad (18)$$

ahol $[A_{ij}]$ az ismeretlen együtthatóinak értékeit tartalmazó négyzet mátrixértékei meghatározhatók.

$[B_i]$ a szabad tagokat tartalmazó oszlop mátrix tagjainak értékei:

$$b_1 = \dot{\psi}_2 \cdot (x_{21} \cdot \alpha_{22} + y_{21} \cdot \beta_{22} + z_{21} \cdot \gamma_{22})$$

$$b_2 = -\dot{\psi}_2 \cdot (x_{21} \cdot \alpha_{12} + y_{21} \cdot \beta_{12} + z_{21} \cdot \gamma_{12})$$

$$b_3 = \dot{\psi}_2 \cdot (x_{23} \cdot \alpha_{22} + y_{23} \cdot \beta_{22} + z_{23} \cdot \gamma_{22})$$

$$b_4 = -\dot{\psi}_2 \cdot (x_{23} \cdot \alpha_{12} + y_{23} \cdot \beta_{12} + z_{23} \cdot \gamma_{12})$$

$$b_5 = 0, b_6 = 0, b_7 = 0, b_8 = 0 \quad (19)$$

4. Következtetések

A kényszeregyenletek módszere széles körű alkalmazást ad a karos térmechanizmusok és robotok kinematikai és dinamikai vizsgálatában. A kényszeregyenletek módszerével lehet a legkönnyebben és legpontosabban meghatározni a térmechanizmusok tagjaihoz tartozó központi tehetetlenségi főtengelek sebességét, szögsebességét mind a saját, mind egy külső rögzített koordináta-rendszerhez viszonyítva.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] Maros D.: *Calculé numerice la mecanismele plane*. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1987.
- [2] Papp I., Popa-Müller I.: *Karos mechanizmus kinematikai elemzése kényszeregyenletekkel*. 1298. számú Kutatási szerződés a Sapientia Alapítvány Kutatási Programok Intézetével, 2005.
- [3] Papp I., Popa-Müller I.: *Karos mechanizmust alkotó tagok sebességeinek meghatározása kényszeregyenletek segítségével*. Kutatási szerződés a Sapientia Alapítvány Kutatási Programok Intézetével, 2006.
- [4] Papp, I., Popa-Müller, I.: *Pozíció meghatározása kényszeregyenletek segítségével, általános transzformálás esetén*. Kutatási szerződés a Sapientia Alapítvány Kutatási Programok Intézetével, 2008.