



MISKOLCI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR
SZERSZÁMGÉPEK TANSZÉKE
3515 Miskolc-Egyetemváros



TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

Feladat címe:

**GÖRDÜLŐ SZÁNVEZETÉK-RENDSZER MECHANIKAI MODELLJÉNEK
SZÁRMAZTATÁSA ÉS VIZSGÁLATA**

Készítette:

FEJES KATA BOGLÁRKA

*BSc szintű, gépészmérnök szakos
Szerszámgépészeti és Mechatronikai szakirányos hallgató*

2013/2014 TANÉV, 1. FÉLÉV

Konzulensek:

DR. TAKÁCS GYÖRGY

*egyetemi docens
Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke*

DR. SZILÁGYI ATTILA

*egyetemi docens
Miskolci Egyetem Szerszámgépek Tanszéke*

TARTALOMJEGYZÉK

1. SUMMARY	3
2. BEVEZETÉS	3
3. SZÁNVEZETÉKEK FEJLŐDÉSE	4
3.1 SZABADALOMKUTATÁS	5
3.1.1 <i>Lineáris gördülőpapucssal történő megvezetés [1]</i>	6
3.1.2 <i>Lineáris gördülőpapucs [2]</i>	7
3.1.3 <i>Visszatérítés nélküli golyósvezeték [3]</i>	8
3.1.4 <i>Lineáris görgőskocsis megvezetés [4]</i>	9
3.1.5 <i>Lineáris gördülőcsapágyazás cirkulációját megvalósító egység [5]</i>	10
3.1.6 <i>Lineáris gördülőkocsis megvezetés [6]</i>	11
4. IRODALMI ÁTTEKINTÉS	12
5. MÉRETEZÉSI AJÁNLÁSOK	14
5.1 THK	14
6. MECHANIKAI MODELL FELÁLLÍTÁSA	17
6.1 BEVEZETÉS A TERVEZÉSI ÖSSZEFÜGGÉSEK MEGHATÁROZÁSÁHOZ	17
6.2 ALAPÖSSZEFÜGGÉSEK MEGHATÁROZÁSA	17
7.1 EGYENSÚLYI EGYENLETEK MEGHATÁROZÁSA	24
7. A PROGRAM	29
7.1 A PROGRAM FOLYAMATÁBRÁJA	29
7.2 A PROGRAM BEMUTATÁSA	30
8. ÖSSZEGZÉS	34
9. IRODALOMJEGYZÉK	35

1. SUMMARY

At the University of Miskolc starting from 1982 to 1984 many publications have been created concerning the linear guide system of machine tools. These researchings are important to determine the accuracy of the machining.

This paper deals with the continuation of these projects, by establishing a mechanical model of a machine tool table with rollerguides. Than, there were equilibrium equations derived from the model. Due to the system of equations has many variables, and the equations are cyclic it was subservient to make a program to calculate it.

The program created granted the opportunity for the designer to determine the stress on the rollerguides and the shifts and angle rotations of the machine tool table. There was this kind of calculation made to the rolling guide of a lathe to present the program's utility.

2. BEVEZETÉS

A Miskolci Egyetemen 1982 és 1984 között több publikáció is született a különböző szerszámgépvezetékek mechanikai vizsgálatával kapcsolatban. Ezekben különböző csúszóvezeték-kialakítások, valamint gördülőpapucsos vezetékek lehetséges modelljeinek felállításával foglalkoztak, majd ezek segítségével olyan lineáris inhomogén egyenletrendszereket származtattak, melyekből meghatározhatóvá váltak a szán által elszenvedett elmozdulások és szögelfordulások, valamint a görgőskocsokra eső terhelések.

TDK dolgozatomban ennek a kutatásnak a folytatására, jelenlegi technológiába való átültetésére törekszem. Választásom a görgőskocsis vezetékek vizsgálatára esett, konkrétan egy négy görgőskocsival megtámasztott asztal megmunkálás közbeni mechanikai modelljének felállítása, majd egyensúlyi egyenletrendszerek származtatása, valamint az eredmények egy általam kifejlesztett program segítségével történő kiszámítása a célom.

A különböző lineáris csapágyazásokkal foglalkozó gyártók katalógusaiban ugyan találunk ajánlásokat az egyes kocsikra ható erők, valamint a tengelyekre ható nyomatékok kiszámítására, azonban ezekben figyelmen kívül hagyják a gördülő elemek, valamint a megmunkáló asztal rugalmas alakváltozását, amely így pontatlansághoz vezet. Precíziós megmunkálások esetén, pedig épp ezek a pontosságot befolyásoló értékek meghatározása a fontos. Így esetleges redukálásukkal, kompenzálásukkal pontosság növekedést érhetünk el. Ezért az általam felállított mechanikai modell esetén a lehető legkevesebb, a fentihez hasonló elhanyagolást alkalmazok, ezáltal pontosítva az eredményeket.

A származtatott egyenletrendszer megoldásához, annak ciklikussága, valamint a változók nagy száma végett, célszerűnek látom az általam fejlesztett program használatát. A kezelőfelület létrehozása során, a legtöbb gyártó által is elkészített, a fentebb említett méretezési ajánlásaik elvégzésére képes alkalmazás szemléletmódjának figyelembevételére is törekedtem a saját ötleteim megvalósítása mellett.

3. SZÁNVEZETÉKEK FEJLŐDÉSE

Az NC gépek megjelenése generálta a gördülővezetékek fejlesztését, ugyanis a megmunkálás számítógéppel segített háttere miatt nagyságrendekkel nőtt az elvárható pontosság, amelyhez elengedhetetlen volt egy nagy merevségű, pontos pozicionálásra képes vezetérendszer kialakítása. A gördülővezetékek előnyei a csúszóvezetékekkel szemben, hogy a kis gördülő súrlódási tényező miatt az elmozduláshoz kis erő szükséges, így alacsony előtoló sebességnél sem lép fel az akadó csúszás jelensége.

Eleinte a visszatérítés nélküli gördülővezetékek [3] jelentek meg, ezek korlátozott lökethossz megvalósítására képesek. Ilyen kialakítás esetén a gördülőtestek fele akkora utat tesznek meg, mint a megvezetett asztal, tehát a vezeték hosszúsága egy fél lökethosszal nagyobb, mint a gördülőtestek vezetési hosszúsága. A gördülőelemek egy számukra megfelelő horonnyal kialakított, az asztalba és profilsínbe rögzíthető futópályapárban kerülnek megvezetésre, melyeket csavarokkal rögzítenek az adott helyre. Egyszerűbb kialakítású a lépcsős hornyokba helyezett köszörült vezetőpálcákon megvezetett golyósoros változat. A golyók vagy görgők egymás közötti távolságának megtartását, valamint pályán maradását egy vezetőelem biztosítja. A vezeték előfeszítése rendszerint egy, az egyik oldalon található biztosító csavarral történik. Az ilyen típus előnye, éppen a cirkuláció hiányából adódik, mivel a terhelés alól kilépő gördülőelem rugalmas deformációja megszűnik, ezáltal energiát leadva, amely részben rezgések formájában jelentkezik a gépen. Hátránya a lökethossz végeessége, valamint a működési elvéből adódóan a gördülő elemek határozatlan pozíciója.

Később, a korlátlan lökethossz megvalósítása céljából megtervezték az első gördülőelem visszatérítéses vezetékeket, ahol a gördülőelemeket a működő felületről egy visszafordító elem a visszavezetőágba, majd ismét a terhelt oldalra irányítja, így létrehozva egy végtelen gördülőelemsort. Ezeket a gördülőpapucsokat [1] eleinte egy görgősorral szerelve gyártották. Egy asztal megvezetéséhez sínenként minimum hat-hat, tehát összesen legalább tizenkét darab gördülőpapucs szükséges, melyek előfeszítéséről külön gondoskodni kell. A gördülőpapucsok beszerelésénél törekedni kell a keskeny vezetés elvére tehát, az irányító papucsok minél közelebbi elhelyezésére.

A gördülőpapucsok számának és így a költségek csökkentése érdekében az egy gördülőelem sort tartalmazó papucsokról áttértek a többirányú, két görgő vagy golyósorral szereltre. Ezekben a V-alakú gördülőpapucsookban [2] a két gördülőelemsor egymással 45° -os szöget bezárva valósítja meg a vezetéket. Előfeszítéséről a hagyományos kialakításúhoz hasonlóan gondoskodni kell.

A gyárilag előfeszített, kompakt kialakítású gördülőkocsik jelentik jelenleg a gördülővezetékek legmodernebb változatát. Működése a gördülőpapucshoz hasonló, a terhelt felületről egy visszafordító elem vezeti a terheletlen ágba a gördülőelemeket, majd vissza a terhelt ágba, így végtelen cirkulációt előidézve. Egy megvezetés kivitelezéséhez szánónként minimum négy darab szükséges belőle. Beszerelése egyszerűbb, hiszen gyárilag előfeszítettek, valamint jobb pontosság és nagyobb sebességek megvalósítására képes. Ezek mellett általában kenéssel és tömítéssel is ellátottak, így szélsőséges üzemi körülmények között is megbízható működésűek, továbbá hosszú élettartamúak. A gördülőelemek által keltett rezgések csökkentése érdekében azok egyenletes futását vezetőkészülékkel [5] segítik. A golyóskocsis kialakítás [5] kis- és közepes, míg a görgős nagy merevségű vezetésekhez ajánlott. A görgőskocsis megvezetés [6] szerkezeti áttekintését a későbbiekben egy ilyen témájú szabadalom bemutatása kapcsán teszem meg.

3.1 SZABADALOMKUTATÁS

Bármilyen műszaki vizsgálat vagy fejlesztés megkezdése előtt célszerű lépés az adott tárgykörben megjelent szabadalmak kutatása. A lineáris vezetékek témájában általam megismert szabadalmak közül a továbbiakban olyanok kiválasztására és bemutatására törekedtem, melyek áttekintése mentén egyértelműen kirajzolódnak az eddigi fejlődési trendek. Ezek ismeretében következtethetünk az adott lineáris vezetés előnyeire és hátrányaira, valamint kijelölhetjük a jövőbeli fejlődési irányt. Mindezek mellett, a részletes nézeti és metszeti ábráknak köszönhetően pontos képet kaphatunk a különböző típusok működési elvéről is, az esetleges hibaforrások okaira, a lehetséges beépítési változatokra.

A gyártók által kiadott katalógusokból is megismerhetjük a különböző lineáris vezetékek-rendszereket, azok beépítési ajánlásait és az ehhez szükséges technikai adatait, azonban általában részletes metszeti képeket nem közölnek.

A fent felsorolt okok miatt látom szükségesnek, hogy a mechanikai modell származtatása előtt részletes szabadalomkutatást végezzek, hiszen csak akkor lehetséges a pontos modellezés, ha teljes körűen megismerjük a vezetékek felépítését és működését, és ezáltal a rá ható erőrendszert.

3.1.1 LINEÁRIS GÖRDÜLŐPAPUCCSAL TÖRTÉNŐ MEGVEZETÉS [1]

Eredeti cím: Linear guide apparatus using roller type linear bearing

Feltalálók: Toru Tsukada, Hitoshi Yamada

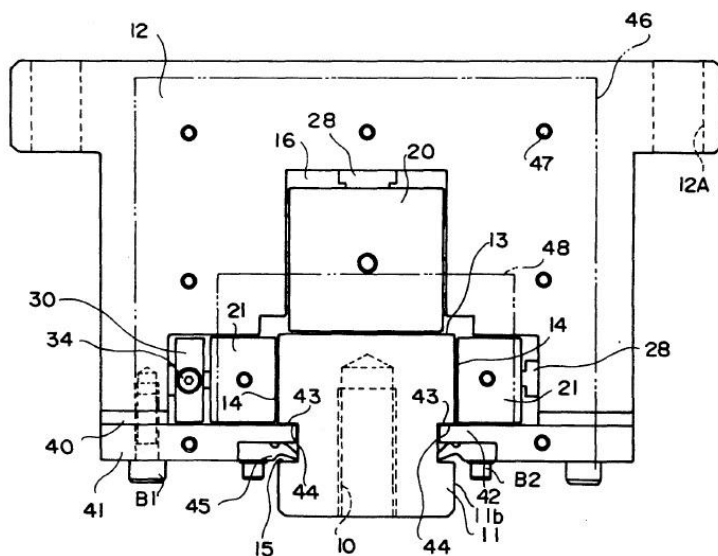
Eredeti jogtulajdonos: Nippon Seiko Kabushiki Kaisha

Iktatás dátuma: 1990. aug. 2.

Kiadás dátuma: 1991. máj. 28.

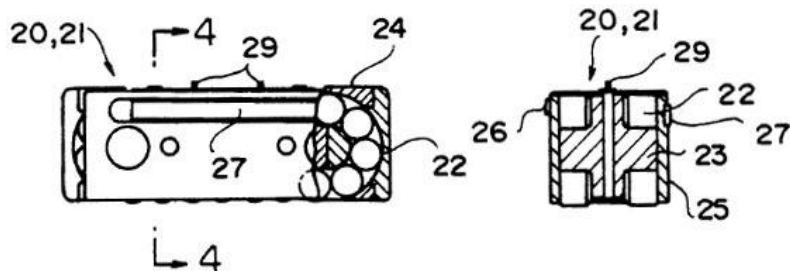
Szabadalom száma: 5018878

Az alábbi ábrákon egy profilsín, gördülőpapucssal történő megvezetés látható. A profilsín (1. ábra 11) ez esetben egy négyszög keresztmetszetű prizmatikus rúd, melynek felső oldalán (1. ábra 13) veszi fel a főterhelést egy, valamint két oldalsó felületén (1. ábra 14) a mellékterhelést két, az U-alakú gördülőtestbe (1. ábra 12) szerelt gördülőpapucs (1. ábra 20, 21). A fent említett gördülőpapucs felépítését a 2. ábra szemlélteti: a két görgősor (2. ábra 22) a gördülőpapucstestben (2. ábra 23) kerül megvezetésre, a cirkulációjukat a véglezáró elemben (2. ábra 24) kialakított horony, a futópályán maradásukat pedig a vezetőlemez (2. ábra 25) biztosítja. A gördülőpapucssok központosítását a (1. ábra) 28-as tételszámmal jelölt illesztőlemezek végzik, melyekbe a papucstest tetején található rugóscsapok (2. ábra 29) illeszkednek. Megfelelő előfeszítésüket a profilsín oldalsó felületéhez az 1. ábra 30-as számmal jelölt beállító ék végzi.



1. ábra

Gördülőpapucssal történő megvezetés



2. ábra

Gördülőpapucs

3.1.2 LINEÁRIS GÖRDÜLŐPAPUCS [2]

Eredeti cím: Roller bearing and roller type linear guide apparatus

Feltaláló: Toru Tsukada

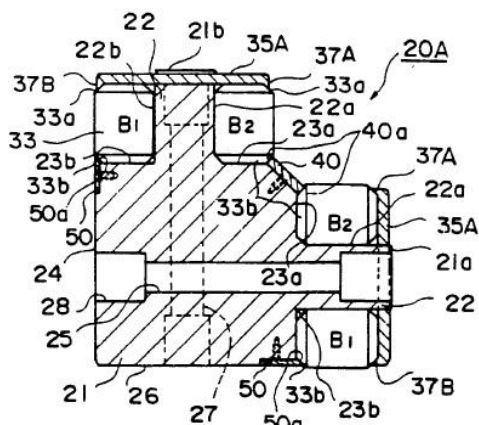
Eredeti jogtulajdonos: Nippon Seiko Kabushiki Kaisha

Iktatás dátuma: 1991. febr. 22.

Kiadás dátuma: 1992. febr. 25.

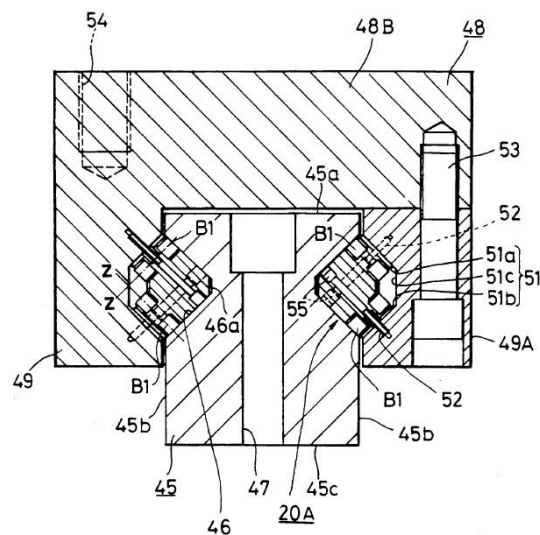
Szabadalom száma: 5090821

A lentebbi ábrákkal illusztrált szabadalom egy V-alakú gördülőpapucs felépítésével és annak beépítési lehetőségeivel foglalkozik. A 3. ábra mutatja a gördülőpapucs keresztmetszeti képét. láthatjuk, hogy az V-alakú gördülőpapucstestben (3. ábra 21) két görgősor (3. ábra 33) fut egymásra merőleges elrendezésben, a görgőket egy rögzítőlemez (3. ábra 35A) tartja a futópályájukon, valamint ez hozza létre a terheletlen ág visszavezető-csatornáját. A 4. ábra és a 5. ábra szerinti elrendezésekben javasolja a szabadalmas a fentebb taglalt gördülőpapucs beépítését. A rögzítést az ábrán látható módon, a gördülőkocsi testben lévő két furaton (3. ábra 25, 27) át történik.



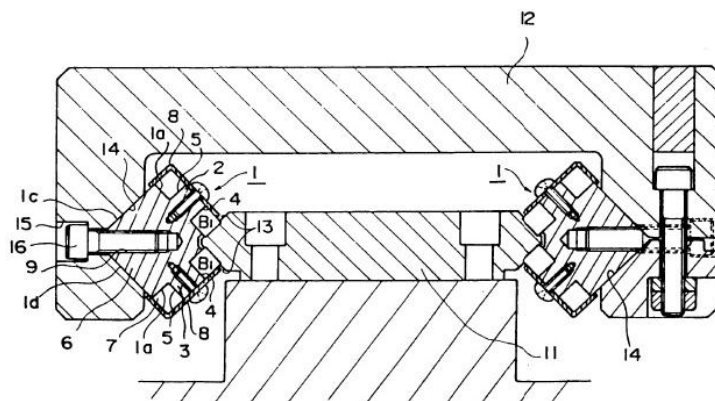
3. ábra

Gördülőpapucs metszetben



4. ábra

Gördülőpapucs beépítés



5. ábra

Gördülőpapucs beépítés

3.1.3 VISSZATÉRÍTÉS NÉLKÜLI GOLYÓSVEZETÉK [3]

Eredeti cím: Ball slide designed for extended travel

Feltalálók: Richard O. Fry

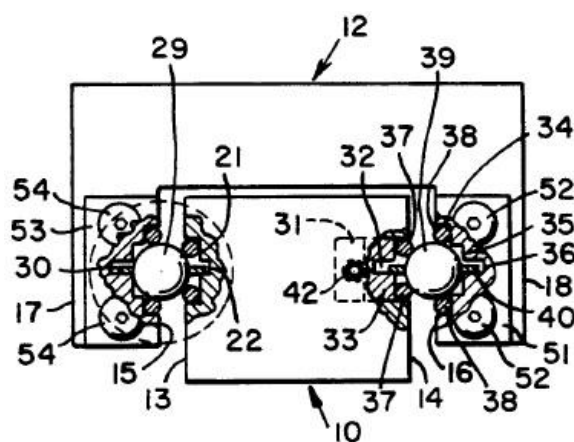
Eredeti jogtulajdonos: Automation Gages, Inc.

Iktatás dátuma: 1991. márc. 25.

Kiadás dátuma: 1992. ápr. 21.

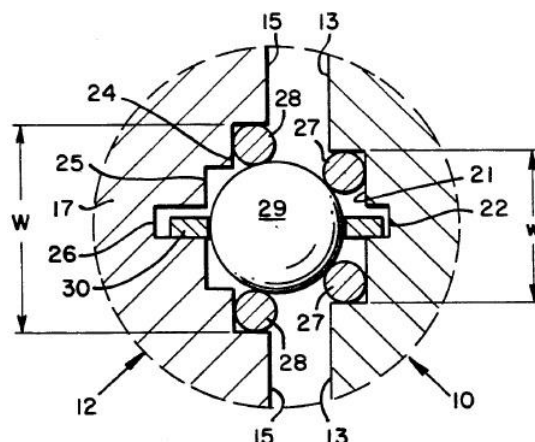
Szabadalom száma: 5106207

A lentebbi ábrák egy visszatérítés nélküli golyós megvezetést ábrázolnak, mely a 6. ábra által illusztrált módon, az U-alakú asztal (6. ábra 12) profilsínén (6. ábra 10) való axiális elmozdulásával történik meg. A 7. ábra által bemutatott lépcsős hornyokba (7. ábra 21, 22, 24, 25, 26) helyezett vezetópálcák (7. ábra 27, 28), valamint a golyók egymás közötti távolságát meghatározó vezetőelemek (7. ábra 30) biztosítják a gördülőfelületet a golyók számára. Hasonló, de vezetópálcák nélküli visszatérítés nélküli golyós megvezetést szemléltet a 8. ábra. A 8. ábra által illusztrált módon golyók vezetését a profilsínben (8. ábra 10) és az asztalban (8. ábra 12) kialakításra kerülő V-alakú horony (8. ábra 21', 24') biztosítja. A jelenlegi konstrukciókhoz hasonlóan vezetőelemek (8. ábra 30) determinálják a golyók egymás közti távolságát, amely a 8. ábra szerinti módon ez esetben a függőleges felületekhez pozicionálva került beépítésre.



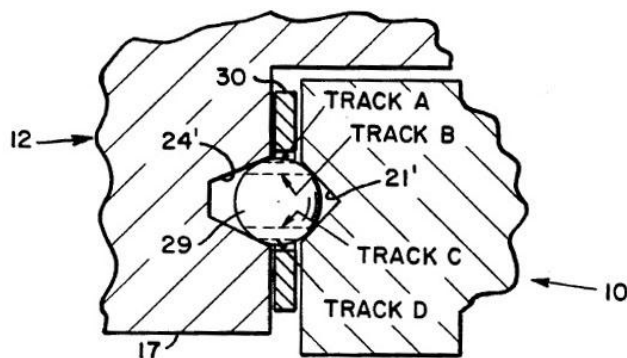
6. ábra

Visszatérítés nélküli golyós megvezetés



7. ábra

A gördülés megvalósítása



8. ábra

A gördülés megvalósítása vezetópálcák nélkül

3.1.4 LINEÁRIS GÖRGŐSKOC SIS MEGVEZETÉS [4]

Eredeti cím: Linear motion rolling guide unit

Feltaláló: Kazuhiko Tanaka

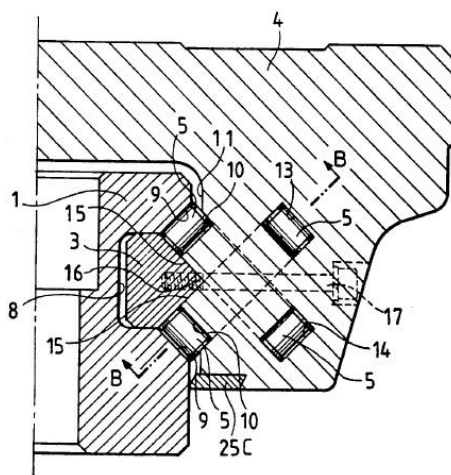
Eredeti jogtulajdonos: Nippon Thompson, Co., Ltd.

Iktatás dátuma: 1993. jan. 29.

Kiadás dátuma: 1994. máj. 3.

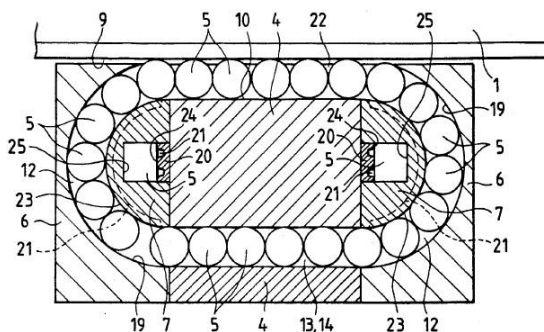
Szabadalom száma: 5308164

Az alábbi ábrákon egy lineáris görgőskocsis profilsínen való megvezetését láthatjuk. A profilsínben valamint az U-alakú görgőskocsitest (9. ábra 4) két bordájának belső felében futópályák (9. ábra 9, 10) biztosítják a görgősor terhelt oldali megvezetését. A görgők visszavezetését a keresztmetszetüknek megfelelő, a kocsitesten átmenő szögletes furat (9. ábra 13) teszi lehetővé. A görgő cirkuláció az 10. ábra szerinti módon történik. A lezáró elem két részből áll: a 10. ábra 7-es tételszámmal jelölt egységéből, amely egy közbetét elem kenőanyag-bevezető hornyokkal (10. ábra 21), valamint a külső lezáróelemből (10. ábra 6), mely a cirkulációt biztosítja. Az oldalankénti két görgősor a 9. ábra szerinti módon egymással 90°-ot zár be. Ennek megvalósításához a fentebb említett közbetét elemben létrehozott horonyba egy másik, 90°-al elforgatott az előbbihez hasonló közbetét elem kerül a 10. ábra által illusztrált módon.



9. ábra

Megvezetett görgőskocsi



10. ábra

Görgősor cirkulációjának megvalósítása

3.1.5 LINEÁRIS GÖRDÜLŐCSAPÁGYAZÁS CIRKULÁCIÓJÁT MEGVALÓSÍTÓ EGYSÉG [5]

Eredeti cím: Structure of linear sliding rail circulating device

Feltaláló: Mao-Tu Lee

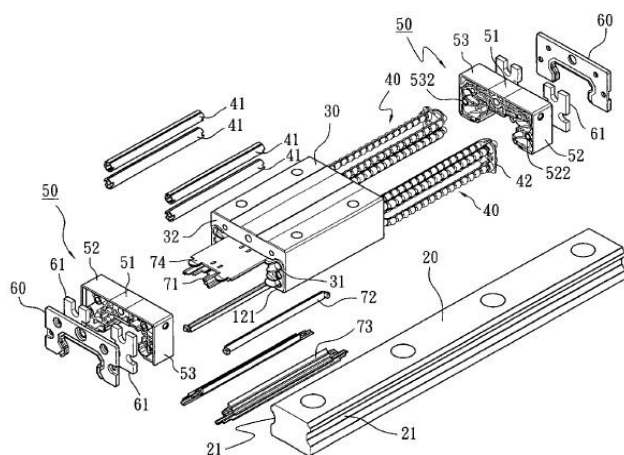
Eredeti jogtulajdonos: Linear Tech Co., Ltd.

Iktatás dátuma: 2004. okt. 12.

Kiadás dátuma: 2006. dec. 19.

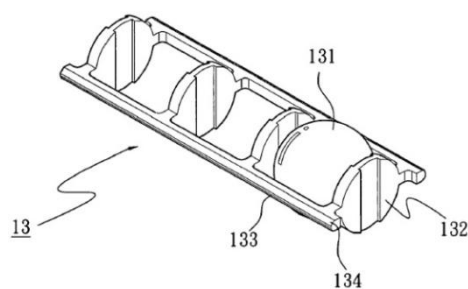
Szabadalom száma: 7150564

Az alábbi ábrákon látható lineáris gördülőcsapágyazás a következő egységekből épül fel: profilsín (11. ábra 20), golyóskocsitest (11. ábra 30), véglezárók (11. ábra 50), porvédők (11. ábra 60). A profilvezetéken és a golyóskocsin kialakított futópályában a terhelt golyósor, míg a golyóskocsin levő furatban a terheletlen visszavezető ág van megvezetve a 13. ábra szerinti módon. A fentebb említett véglezáró elem három részre tagolódik: középső (11. ábra 51), jobb (11. ábra 52) és baloldali (11. ábra 53) részre. A két szélső elem a középsőhöz, majd az a golyóskocsi testhez rögzítődik. A golyók cirkulációját a véglezáró elem jobb és baloldali részében található hornyok biztosítják. A golyósor a 12. ábra által illusztrált vezetőkészülékkel van kiegészítve. A 13. ábra alapján láthatjuk, hogy a visszavezető ágak vezető csatornákon át haladnak, amelyek a jobb és baloldali véglezáró elemekhez kerülnek rögzítésre.



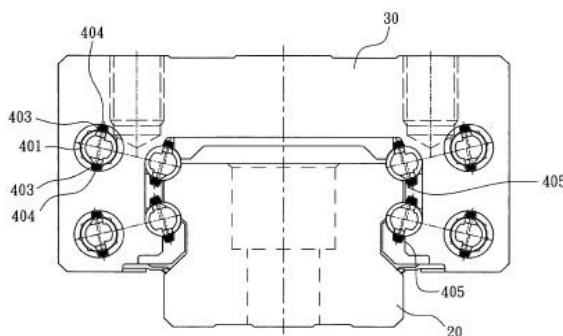
11. ábra

Gördülőkocsis megvezetés



12. ábra

Vezetőkészülék



13. ábra

Megvezetés metszetben

3.1.6 LINEÁRIS GÖRDÜLŐKOC SIS MEGVEZETÉS [6]

Eredeti cím: Linear guide unit

Feltalálók: Stefan Hantke, Peter Lutz, Martin Menges

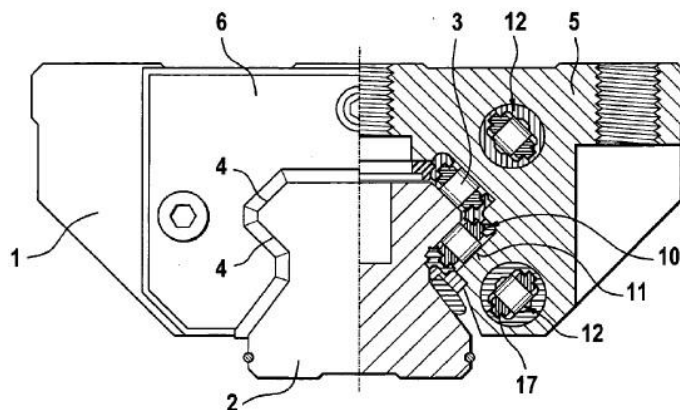
Eredeti jogtulajdonos: Ina-Schaeffler KG

Iktatás dátuma: 2005. júl. 20.

Kiadás dátuma: 2007. nov. 20.

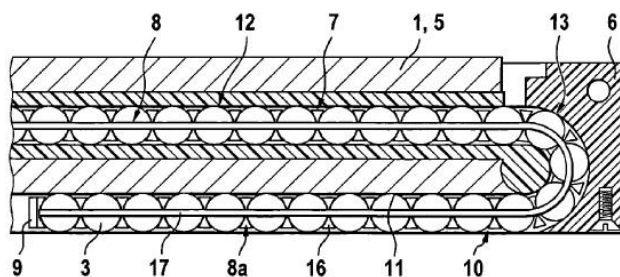
Szabadalom száma: 7296929

A lentebbi illusztrációkon látható egy lineáris csapágyazású gördülő kocsi profilsínen történő megvezetése. A négy görgősor a 14. ábra által bemutatott módon biztosítja a gördülést: a terhelt oldali görgők a profilsín 14. ábra 4-es tételszámmal jelölt részén, valamint az U-alakú kocsi test ezekkel párhuzamos felületein veszik fel a terhelést. A terheletlen oldal a kocsi testen át, egy a 15. ábra által bemutatott speciálisan kialakított vezetőcsatornában futnak. Cirkulációjukat a véglezáró elem (15. ábra 25), valamint a kocsi testben kialakított ívelt futópálya biztosítja. A görgők között a 15. ábra szerinti módon közbetételek (15. ábra 16) találhatóak, valamint egy, az egész görgősor összekötő sín (15. ábra 17) amely segíti a görgők vezetését.



14. ábra

Görgős megvezetés félnézet-félmetszetben



15. ábra

Görgősor cirkulációja

4. IRODALMI ÁTTEKINTÉS

A Miskolci Egyetemen 1982 és 1984 között több publikáció keretein belül is foglalkoztak a lineáris vezetékek vizsgálatával, konkrétan a különböző kialakítású csúszóvezetékekkel, valamint a gördülőpapucsos vezeték megoldásokkal. Ezt a kutatás sorozatot, a jelenleg is alkalmazott gördülőkocsi vezetékek vizsgálatával kívánom kiegészíteni. Ebből adódóan, elsősorban ezen cikkek [7] [8] [9] szemléletmódjának megismerésével, az analógiák megkeresésével kezdtem meg a TDK dolgozatomban ismertetett mechanikai modell alapjainak felállítását. A Miskolci Egyetemen megjelent cikkekben a vezetékrendszereket a ráható erőrendszerek miatt végbemenő rugalmas alakváltozás, és az emiatt létrejövő pontosságvesztés szempontjából tárgyalják.

Ezek mellett természetesen több külföldi publikáció megismerésén át is bővítettem a tudásom a pontossági vizsgálatok lehetőségeit illetően. Keresésükkor szem előtt tartottam, hogy minél közelebb álljanak az általam tárgyalt témához és mindezek mellett, más aspektusait is bemutassák a szerszámgépek szánvezetékeire irányuló vizsgálati módszereknek.

A merevség és a kopás is jelentős mértékben befolyásolja a lineáris megvezetés pontosságát és élettartamát, ezért vizsgálatuk kiemelten fontos lineáris vezetés tervezésekor. Ez a publikáció [11] a görgők és a futópálya közti kontaktusból adódó görgődeformációval és kopással foglalkozik. A deformáció kiszámítására egy 45° -os csatlakozási szögű görgővisszatérítéssel golyóskocsi helyettesítő modelljét használják, amelyen megjelenítik összegezve a horizontális és vertikális erőket, a Z-tengely körüli csavarónyomatékot és ezekből külön minden görgősor rugalmas alakváltozását, deformációját a klasszikus mechanika szabályai szerint. Továbbá meghatározzák a futópálya kopását a futási távolságok és a különböző terhelések függvényében, valamint a görgők X,Y-tengely irányú elmozdulásából és Z-tengely körüli elfordulásából is következtetnek annak mértékére. Végül az analitikus számítások igazolására egy MATLAB-ban létrehozott szimulációs modellel ellenőrzik.

Egy másik, gördülőkocsi pontosságvizsgálatával foglalkozó publikáció [10] a rezgések kialakulásának okaival, valamint az azokat befolyásoló tényezők kísérleti és végeselemes módszerrel való meghatározásának lehetőségeit vizsgálja. Megfigyelték, hogy a golyóskocsi periodikus rezgéseket keltenek a golyók haladási frekvenciájának megfelelően, azok cirkulációja miatt. Továbbá, hogy ez a rezgés csökkenthető, ha a visszavezetőág és visszafordító elem találkozása domború kialakítású. Az elvégzett kísérletek során különböző sebességek, előterhelések és mérési pontok függvényében vizsgálták a golyóskocsi létrejövő rezgéseket, majd a kapott értékek és a felállított elméleti modell segítségével összefüggéseket hoztak létre, azok későbbi analitikus meghatározására. Az említett modell egy 45° -os csatlakozási szögű golyóskocsi egyszerűsített vázlata. A kialakuló rezgések nagyságának meghatározása érdekében stacioner körülmények között vizsgálták a golyóskocsi, mint merev test természetes rezgéseit, valamint annak csillapítását is mérték. A kísérletek alapján megállapításra került, hogy a rezgéseket leginkább befolyásoló tényezők az előterhelés és a lineáris sebesség, valamint, hogy a különböző mérési pontokon eltérő nagyságú rezgések mérhetők.

A fentebbi publikációkban [10] [11] kizárólag a lineáris vezetékrendszer pontosságvesztési lehetőségeit tárgyalták, ezzel szemben a következő cikkben [12] a gördülőkocsi geometriai hibái okozta kinematikai hibákon túl, a megmunkáló asztal deformációját is szignifikánsnak tekintik. A gördülőszánvezeték-rendszeren lehetségesen előforduló geometriai eltéréseket különböző terhelési esetekben végeselemes modellekkel szimulálták úgy, hogy a megmunkáló asztalt is rugalmas testként kezelve eredményül kapták annak deformációjának mértékét az egyes esetekben.

Megállapításra került, hogy az asztal rugalmas deformációja sem elhanyagolható, így a megmunkáló asztal, mint vastag négyszögletes lemez alakváltozásával foglalkozó cikkek is relevánsak ebben a témában. Az ilyen publikációkban [14] [16] a számítások alapjainak származtatása a legtöbb esetben a Kármán-féle egyenletek alapján történik (vékony lemezek nagy lehajlása, membránok elmozdulása). Azonban vastag lemezek esetén ezek az egyenletek, annak csak alsó és felsőlapjára használhatók, továbbá kis elmozdulásokat és szögelfordulásokat feltételeznek. Több esetben [13] [15] a számítások igazolása számítógépes modellezéssel történik.

A megismert publikációk alapján láthatjuk, hogy számos vizsgálati lehetőség létezik a lineáris vezetések pontosságvesztésének meghatározására, így ezeknek a figyelembevételével és a Miskolci Egyetemen korábban megkezdett kutatások nyomán kívánom megalkotni a gördülőszánvezeték-rendszer mechanikai modelljét.

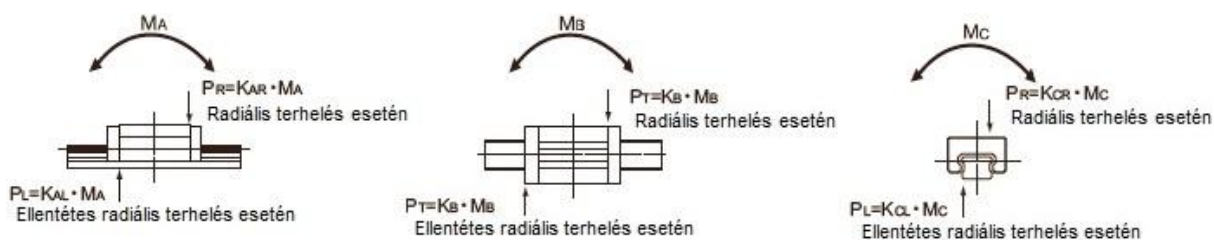
5. MÉRETEZÉSI AJÁNLÁSOK

A különböző lineáris technikákkal foglalkozó gyártók katalógusaiban megtalálhatók a gördülőkocsi kiválasztásához szükséges számítások, azonban ezek nem szolgálnak a rugalmas deformációk okozta pontosságvesztés meghatározására. Mivel az ajánlott számítási módok gyártónként hasonlóak, beleértve a számítógépes program változatot, ezért a továbbiakban csak a THK katalógusban található méretezést mutatom be.

5.1 THK

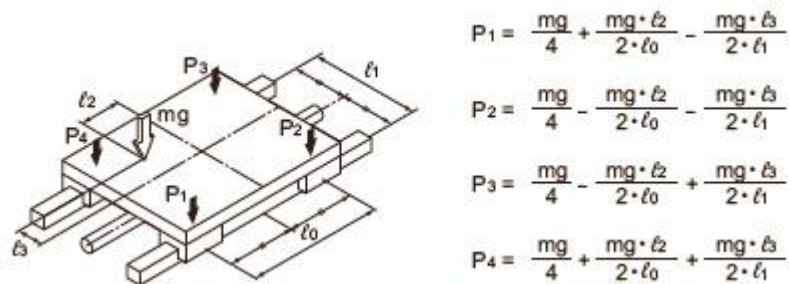
A gördülőkocsik, kialakításuknak köszönhetően képesek a terhelések és nyomatékok minden irányú felvételére. Ezek értéke az orientációjuk és az igénybevétel irányától, a munkadarab és asztal közös súlypontjának helyétől egyaránt függ.

Egysínes használat esetén, egy vagy kettő, de közeli elhelyezésű gördülőkocsi szerelésekor a terhelés eloszlása nem lesz egyenletes, a szélső gördülő elemekre esnek a maximális feszültség értékek, így ezeken a helyeken az elemek kopása figyelhető meg, ami az élettartam és a pontosság redukálódását okozhatja. Tehát a megfelelő gördülőkocsi kiválasztásához meg kell határoznunk az egyenértékű terhelést. Ennek értékét az adott irányba ható nyomaték és egy minden golyókocsira a katalógusban egyedien megadott nyomaték kiegyenlítő tényező szorzataként kapjuk. Mivel az orientáció függvényében a terhelőerők értéke változik, ezért az M_A és M_C nyomatékok esetében a korrekciós tényező sem azonos a különböző irányítottságok esetén.



16. ábra
Egyenértékű terhelések meghatározása

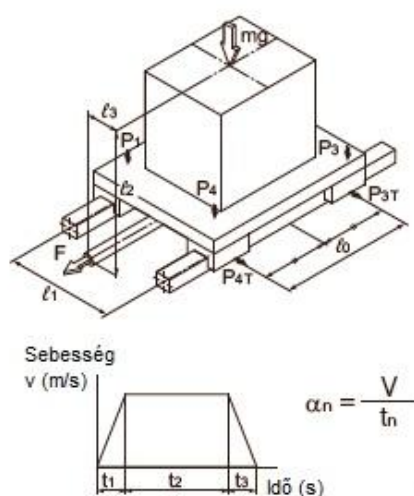
Két sín használatakor az egyenértékű terhelést a külső erők határozzák meg, mint a szán súlypontja, az igénybevétel pozíciója, a gyorsulásból adódó tehetetlenség valamint a nyíróerő. A megfelelő vezetőegység kiválasztásakor ez esetben is meg kell határoznunk az egy gördülőkocsira ható egyenértékű terhelést. Ez egy horizontálisan elhelyezett szán esetén a következőképp történik.



17. ábra

Egyenértékű terhelések meghatározása négy gördülőkocsi használata esetén

Ha a gyorsításkor fellépő tehetetlenségi erőt is figyelembe vesszük, az egyes gördülőkocsikra eső egyenértékű terhelések a következőképp számíthatók.



Gyorsítás alatt

$$P_1 = P_4 = \frac{mg}{4} - \frac{m \cdot \alpha_1 \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$$

$$P_2 = P_3 = \frac{mg}{4} + \frac{m \cdot \alpha_1 \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$$

$$P_{1T} = P_{4T} = -\frac{m \cdot \alpha_1 \cdot l_3}{2 \cdot l_0}$$

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m \cdot \alpha_1 \cdot l_3}{2 \cdot l_0}$$

Egyenletes sebesség alatt

$$P_1 \text{ to } P_4 = \frac{mg}{4}$$

Lassítás alatt

$$P_1 = P_4 = \frac{mg}{4} + \frac{m \cdot \alpha_3 \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$$

$$P_2 = P_3 = \frac{mg}{4} - \frac{m \cdot \alpha_3 \cdot l_2}{2 \cdot l_0}$$

$$P_{1T} = P_{4T} = -\frac{m \cdot \alpha_3 \cdot l_3}{2 \cdot l_0}$$

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m \cdot \alpha_3 \cdot l_3}{2 \cdot l_0}$$

18. ábra

Egyenértékű terhelések meghatározása a tehetetlenségi erők figyelembevételével

Ahogy fentebb említettem egyidejűleg több irányú terhelő erő és nyomaték felvételére is képes egy vezetőegység, ezekből az egyenértékű terhelés kiszámítására értelemszerűen a következő képletet használjuk.

$$P_E = X \cdot P_{R(L)} + Y \cdot P_T$$

Az élettartam még azonos körülmények között is eltérő lehet, de ennek ellenére fontos a névleges élettartam meghatározása, mint referencia érték. Ez esetben ez az érték nem az üzemórák számát határozza meg, mint ahogy az a csapágyaknál megszokott, hanem azt a távolságot, melyet a golyóskocsik 90%-a a golyók berágódása nélkül megtenni képes. Kiszámolására a következő képletet ajánlja az NSK katalógus:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \cdot 50$$

Görgőskocsi esetén a képlet az alábbiak szerint módosul:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100$$

ahol: f_H a profilsínre vonatkozó keménységi tényező

f_T hőmérséklet faktor

f_C csatlakozási tényező

f_W pedig terhelési faktor.

6. MECHANIKAI MODELL FELÁLLÍTÁSA

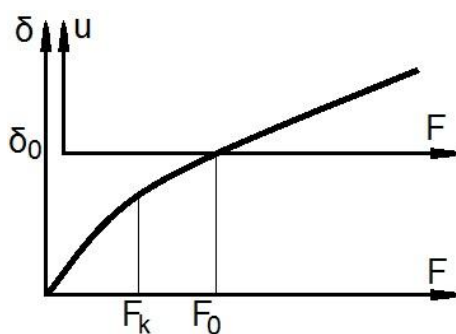
A megmunkálás pontosságát jelentős mértékben predesztinálja a szerszámgépek vezetérendszerének kialakítása. A különböző mozgási mechanizmusú vezetéktípusok közül, precíziós gépek esetén a különleges kialakítású, valamint a gördülő vezetékek jöhetnek szóba. Az eddigiek folytatásaképpen a továbbiakban a gördülő vezetékek, ezen belül a görgős kocsik mechanikai vizsgálatával foglalkozom. Megkísérlem felállítani egy négy görgőkocsival megtámasztott asztal mechanikai modelljét, amely a terhelés és a kocsik elhelyezkedésének függvényében képes azok igénybevételek és ezáltal az asztal elmozdulásának és szögelfordulásának meghatározására alkalmas összefüggések létrehozására.

6.1 BEVEZETÉS A TERVEZÉSI ÖSSZEFÜGGÉSEK MEGHATÁROZÁSÁHOZ

A tervezési összefüggések meghatározásával és a szánra ható igénybevételek ismeretében pontos adatokat származtathatunk a gördülőkocsikra eső terhelésről. Ennek tudatában történhet meg a megfelelő típus és méret kiválasztása, valamint az elhelyezésük determinálása.

6.2 ALAPÖSSZEFÜGGÉSEK MEGHATÁROZÁSA

A szerkezeti anyagaink rugalmasak, így tulajdonképpen minden szerkezetet rugalmas testként, rugóként kezelhetnénk. Azonban az összefüggések származtatásakor, a kocsitestet és a profilvezetőket merev testnek tekintjük, ugyanis ezek alakváltozásai elhanyagolhatók a gördülőtestek által elszenvedetthez képest. Tehát jelen mechanikai modell létrehozásakor csak a görgőket modellezzük rugalmas testként. Éppen emiatt a fentebb említett viszonylagosan nagy volumenű rugalmas alakváltozás miatt a gyártók a gördülőkocsikat előfeszített állapotba hozzák, ugyanis így a gördülőelemek kezdeti deformációja, ami intenzívebb, nem a vezetési pontosságot befolyásolja.



19. ábra
F-δ diagram

A rugalmas alakváltozás mértékét az erő függvényében a 19. ábra szemlélteti. A diagramon elkülöníthető az alakváltozás kezdeti ($F < F_k$) és későbbi szakasza, amely egy egyenessel jól közelíthető. Látható, hogy az előfeszítő erő (F_0) hatására már a megmunkálás előtt bekövetkezik azaz intenzív rugalmas alakváltozás, amely jelentős pontatlansághoz vezethetne.

A görgő rugalmas alakváltozását tökéletesnek lineárisnak tekintve, tehát a rugóhiszterézis figyelembe vétele nélkül annak rugóállandója konstans, értéke az alakváltozás (esetünkben elmozdulás) és az azt előidéző erő hányadosaként számítható:

$$c = \frac{u}{F} \quad (1)$$

ahol: $c \left[\frac{mm}{N} \right]$ a görgő rugóállandója,

$u = \delta - \delta_0 \text{ [mm]}$ a terhelt görgőskocsi közeledése a profilsínhez

A fentieket figyelembe véve meghatározhatjuk az i -edik görgőskocsira ható erőrendszert a következő képlet szerint:

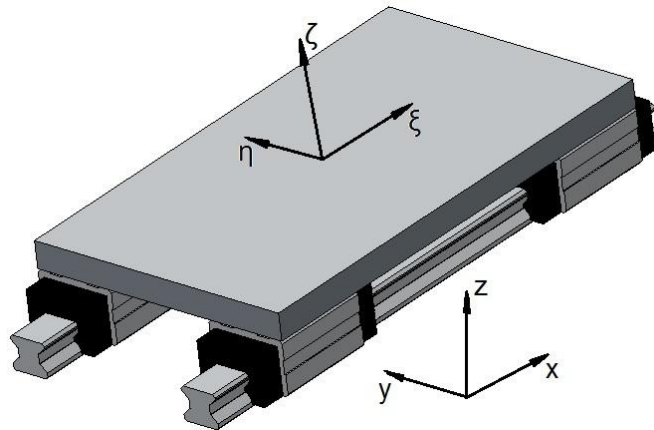
$$F_i = F_{0i} + \frac{u_i}{c} \quad (2)$$

Mivel a gördülőköcsik előfeszítése szimmetrikus, ezért feltételezhetjük, hogy az egy kocsi jutó előfeszítő erő a görgőkön egyenletesen oszlik meg:

$$f_0 = \frac{F_0}{N} \quad (3)$$

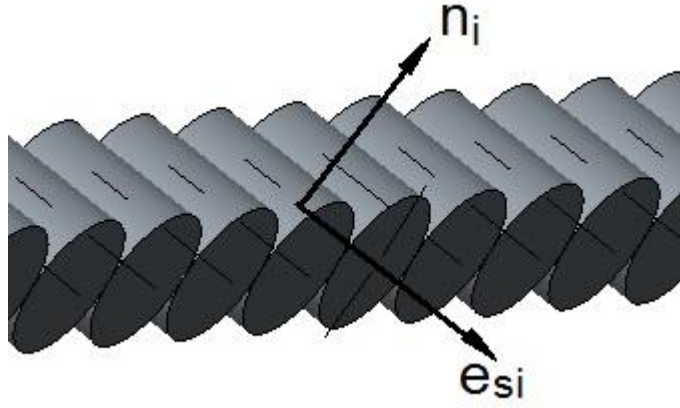
ahol: $N \text{ [db]}$ az egy kocsi jutó támasztógörgők száma

Mivel az asztal nem csak horizontális pozícióban állhat, ezért szükséges, hogy az alapsíkhoz kötött hagyományos $x - y - z$ koordináta-rendszer mellé egy, az asztal alsó síklapjának (a görgőskocsik támasztófelületével egybeeső síkban) középpontjához kötött $\xi - \eta - \zeta$ koordináta-rendszer is felvételre kerüljön (20. ábra).



20. ábra
Az asztal és a koordináta-rendszerek

Továbbá a gördülési felület normálisa jelöli ki az n_i irányvektort, valamint a görgők forgástengelye az előzőre merőleges e_{si} egységvektort. Ezek szemléltetésére szolgál a 21. ábra.



21. ábra
Görgőkre helyezett vektorok

A terhelés hatására bekövetkező, szán 0 pontja által elszenvedett elmozdulást és szögelfordulást célszerű az asztalhoz kötött koordináta-rendszerben vizsgálni, tehát:

$$u_0 = u_0 \cdot e_\xi + v_0 \cdot e_\eta + w_0 \cdot e_\zeta \quad (4)$$

$$\varphi = \varphi_\xi \cdot e_\xi + \varphi_\eta \cdot e_\eta + \varphi_\zeta \cdot e_\zeta \quad (5)$$

A fentiek ismeretében a szán egy tetszőleges P_i pontjának elmozdulása a következőképpen határozható meg:

$$u_i = u_0 + \varphi \times \rho_i \quad (6)$$

ahol ρ_i a P_i pont koordinátája

Kifejtve a $\varphi \times \rho_i$ vektoriális szorzatot determináns alakban:

$$\begin{aligned} \varphi \times \rho_i &= \begin{vmatrix} e_\xi & -e_\eta & e_\zeta \\ \varphi_\xi & \varphi_\eta & \varphi_\zeta \\ \xi_i & \eta_i & \zeta_i \end{vmatrix} = \\ &= (\varphi_\eta \cdot \zeta_i - \varphi_\zeta \cdot \eta_i) \cdot e_\xi - (\varphi_\xi \cdot \zeta_i - \varphi_\zeta \cdot \xi_i) \cdot e_\eta + (\varphi_\xi \cdot \eta_i - \varphi_\eta \cdot \xi_i) \cdot e_\zeta = \\ &= (\varphi_\eta \cdot \zeta_i - \varphi_\zeta \cdot \eta_i) \cdot e_\xi + (\varphi_\zeta \cdot \xi_i - \varphi_\xi \cdot \zeta_i) \cdot e_\eta + (\varphi_\xi \cdot \eta_i - \varphi_\eta \cdot \xi_i) \cdot e_\zeta \end{aligned} \quad (7)$$

Tehát a szán P_i pontjának elmozdulása:

$$u_i = u_0 + \varphi \times \rho_i = (u_0 + \varphi_\eta \cdot \zeta_i - \varphi_\zeta \cdot \eta_i) \cdot e_\xi + (v_0 + \varphi_\zeta \cdot \xi_i - \varphi_\xi \cdot \zeta_i) \cdot e_\eta + (w_0 + \varphi_\xi \cdot \zeta_i - \varphi_\eta \cdot \xi_i) \cdot e_\zeta \quad (8)$$

Mivel az elmozdulás a görgők rugalmas alakváltozása miatt következik be, ezért az elmozdulás n_i irányú vetületének vizsgálata szükséges. A 21. ábra alapján láthatjuk, hogy az n_i irányvektornak csak η és ζ irányú koordinátái vannak:

$$n_i = n_{\eta i} \cdot e_\eta + n_{\zeta i} \cdot e_\zeta \quad (9)$$

Az elmozdulás n_i irányú vetülete skaláris szorzattal számítható:

$$u_i = (v_0 + \varphi_\zeta \cdot \xi_i - \varphi_\xi \cdot \zeta_i) \cdot n_{\eta i} + (w_0 + \varphi_\xi \cdot \zeta_i - \varphi_\eta \cdot \xi_i) \cdot n_{\zeta i} \quad (10)$$

Mivel az e_{si} egységvektorra igaz, hogy merőleges az n_i valamint az e_ξ egységvektorokra, ezért vektoriális szorzattal meghatározható:

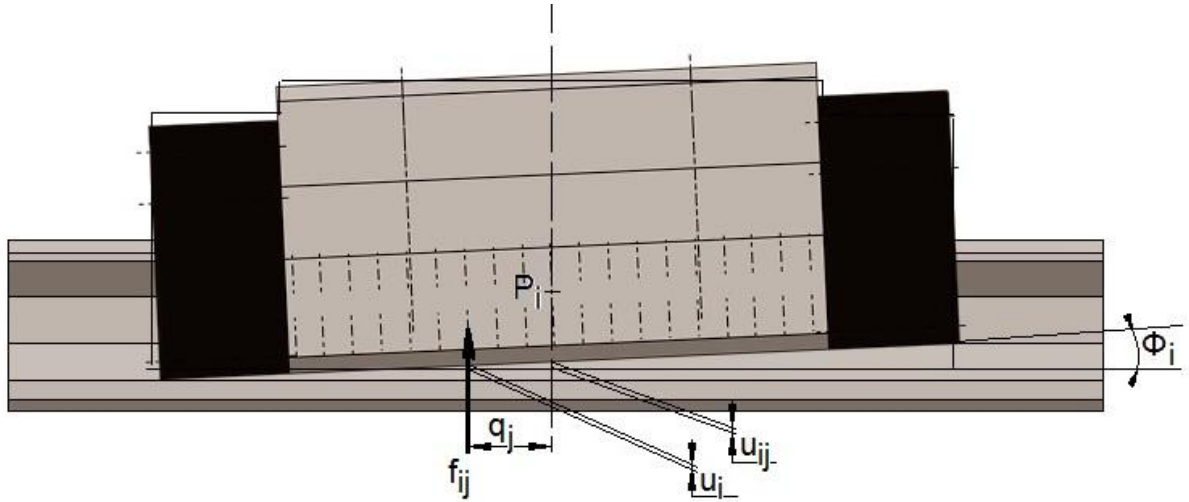
$$e_{si} = n_i \times e_\xi = (n_{\eta i} \cdot e_\eta + n_{\zeta i} \cdot e_\zeta) \times e_\xi = -n_{\eta i} \cdot e_\zeta + n_{\zeta i} \cdot e_\eta = n_{\zeta i} \cdot e_\eta - n_{\eta i} \cdot e_\zeta \quad (11)$$

A görgőskocsi szögelfordulását a szán e_{si} egységvektorral megadható tengelykörüli szögelfordulása adja meg, azaz:

$$\Phi_i = \varphi \cdot e_{si} = \varphi_\eta \cdot n_{\zeta i} - \varphi_\zeta \cdot n_{\eta i} \quad (12)$$

ahol Φ_i a görgőskocsi szögelfordulása

A görgőskocsin végbement szögelfordulás miatt, az egyes támasztógörgőkre eltérő támasztóerő hat, ez a görgők különböző mértékű összenyomódásával magyarázható.



22. ábra
Görgőskocsi szögelfordulása

A 22. ábra alapján láthatjuk, hogy a tetszőleges, j-edik görgő összenyomódását, azaz a profilvezeték, mint merev test irányába történő elmozdulását a következőképpen számolhatjuk:

$$u_{ij} = u_i - q_j \cdot \Phi_i \quad (13)$$

ahol: u_{ij} a j-edik görgő összenyomódása

q_j a j-edik görgő távolsága a görgőskocsi középvonalától

Ez alapján a j-edik görgőre eső támasztóerő is számítható a már korábban felhasznált képletek szerint: a (2) osztva a görgők számával, megkapjuk az egy görgőre eső terhelést, valamint a u_{ij} -t behelyettesítve a j-edik görgőre eső támasztóerőt:

$$f_{ij} = f_{0i} + \frac{u_{ij}}{N \cdot c} = f_{0i} + \frac{u_i - q_j \cdot \Phi_i}{N \cdot c} \quad (14)$$

A 22. ábra alapján láthatjuk, hogy ha a $q_j \cdot \Phi_i$ szorzatot, mind a q pozitív és mind negatív irányában elvégezzük és összegezzük, akkor eredményül 0-t kapunk. Ebből következik, hogy az i-edik görgőskocsira ható eredő támasztó erő:

$$F_i = \sum_j f_{ij} = F_{0i} + \frac{u_i}{c} \quad (15)$$

A súrlódás figyelembevételével kapjuk a valós értéket:

$$S = F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v \cdot e_\xi \quad (16)$$

$$\begin{aligned} F_i &= -F_i \cdot n_i + S_i \cdot e_\xi = -F_i \cdot n_\zeta - F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v \cdot e_\xi \\ &= -F_i \cdot (n_{\zeta i} + \mu_g \cdot \text{sign } v \cdot e_\xi) \end{aligned} \quad (17)$$

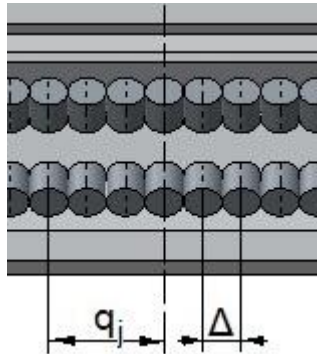
ahol: v a szán sebessége, értéke pedig pozitív, ha a ξ tengely pozitív irányába mozog

μ_g gördülő súrlódási tényező, mely görgőscsapágy esetén 0,0015-0,0025 közötti érték

A már korábban kiszámolt (14) j -edik görgőre eső támasztóerő (összességében támasztó erőrendszer), amely nem halad át a P_i pontbeli s_i tengelyen, nyomatékot ébreszt:

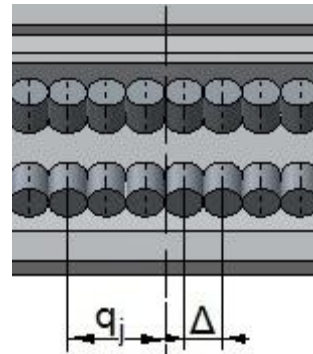
$$M_{P_i} = \sum_j f_{ij} \cdot q_j = \sum_j f_{0i} + \frac{u_i + q_j \cdot \Phi_i}{N \cdot c} \cdot q_j = (f_{0i} + \frac{u_i}{N \cdot c}) \cdot \sum_j q_j - \frac{\Phi_i}{N \cdot c} \cdot \sum_j q_j^2 \quad (18)$$

Mivel a görgők száma a kocsihossz függvényében változhat, ezért meg kell vizsgálnunk, mind a páros, mind a páratlan számú támasztógörgő esetét.



23. ábra

Páratlan számú támasztógörgő esete



24. ábra

Páros számú támasztógörgő esete

Páratlan számú görgő esetén a 23. ábra alapján láthatjuk, hogy:

$$q_j = \pm j \cdot \Delta \quad (19)$$

ahol: Δ a görgőosztás

$$j \in \mathbb{Z}; j = 0 \dots \frac{N-1}{2}$$

Tehát behelyettesítve és matematikai axióma [17] alapján:

$$\sum_j q_j^2 = 2 \cdot \sum_{j=1}^{\frac{N-1}{2}} j^2 \cdot \Delta^2 = N \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \cdot \Delta^2 \quad (20)$$

Mivel tudjuk, hogy $F_i = F_{0i} + \frac{u_i}{c}$ és az F_i eredő áthalad a P_i ponton, így s_i tengely körül nem ébreszt nyomatékot, így:

$$M_{P_i} = -\frac{\Phi_i}{N \cdot c} \cdot \sum_j q_j^2 = -\frac{\Phi_i}{N \cdot c} \cdot N \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \cdot \Delta^2 = -\frac{\Phi_i \cdot \Delta^2}{c} \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \quad (21)$$

Páros számú görgő esetén a 24. ábra alapján láthatjuk, hogy:

$$q_j = (\pm j + \frac{1}{2}) \cdot \Delta \quad (22)$$

ahol: $j \in \mathbb{Z}; j = 1 \dots \frac{N}{2}$

Ami behelyettesítve:

$$\sum_j q_j^2 = 2 \cdot \Delta^2 \cdot \sum_{j=1}^{\frac{N}{2}} \frac{(2 \cdot j - 1)^2}{4} = N \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \cdot \Delta^2 \quad (23)$$

Tehát megállapíthatjuk, hogy a nyomaték nagysága páros és páratlan görgő esetén is:

$$M_{P_i} = -\frac{\Phi_i \cdot \Delta^2}{c} \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \quad (24)$$

A nyomaték vektoriális alakban, azaz skalárisan szorozva az e_{si} egységvektorral:

$$M_{P_i} = -\frac{\Phi_i \cdot \Delta^2}{c} \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \cdot (n_{\zeta i} \cdot e_\eta - n_{\eta i} \cdot e_\zeta) \quad (25)$$

7.1 EGYENSÚLYI EGYENLETEK MEGHATÁROZÁSA

Mivel a vizsgált szán egyenes pályán halad állandó sebességgel, így a rá ható külső erők összege, valamint az O pontra számított nyomatékuk is zérus.

Azonban az egyensúlyi egyenletek felírása előtt célszerű a bennük szereplő változók jelöléseinek a tisztázása:

ξ_F, η_F, ζ_F a szánra ható forgácsolóerő koordinátái

$M_{\xi F}, M_{\eta F}, M_{\zeta F}$ a forgácsoló nyomaték koordinátái

$\xi_{af}, \eta_{af}, \zeta_{af}$ a forgácsoló erő támadáspontjának koordinátái

G_ξ, G_η, G_ζ a súlyerő koordinátái

F_e előtoló erő ($F_e = F_e \cdot e_\xi$)

$\xi_{ae}, \eta_{ae}, \zeta_{ae}$ előtoló erő támadáspontjának koordinátái

$\xi_{ai}, \eta_{ai}, \zeta_{ai}$ i-edik papucs P_i pontjának koordinátái

ξ_0, η_0, ζ_0 a súlypont koordinátái

Mivel az egyensúlyi egyenletek felírása a súlypontra történik, ezért szükséges a koordináták átszámítása.

$$\xi_f = \xi_{af} - \xi_0 \quad (26)$$

$$\xi_e = \xi_{ae} - \xi_0$$

$$\xi_i = \xi_{ai} - \xi_0$$

$$\eta_f = \eta_{af} - \eta_0$$

$$\eta_e = \eta_{ae} - \eta_0$$

$$\eta_i = \eta_{ai} - \eta_0$$

$$\zeta_f = \zeta_{af} - \zeta_0$$

$$\zeta_e = \zeta_{ae} - \zeta_0$$

$$\zeta_i = \zeta_{ai} - \zeta_0$$

A változók deklarációja után felírhatjuk a súlypontra számított egyensúlyi egyenleteket:

$$F_F + G + F_e + \sum_i F_i = 0 \quad (27)$$

$$M_F + \rho_f \times F_F + \rho_e \times F_e + \rho_i \times F_i + \sum_i M_{P_i} = 0 \quad (28)$$

Ebből a két általános egyensúlyi egyenletből az x, y, z irányokra vonatkozóan hat, egymástól független egyenlet képezhető. Ha az ismeretlenek számát tekintjük, akkor is hatot kapunk:

$F_e; v_0; w_0; \varphi_\xi; \varphi_\eta; \varphi_\zeta$.

Láthatjuk, hogy az egyenletrendszer lineáris és inhomogén, tehát van egyértelmű megoldása, de a változók száma végett célszerű azok kiszámítására számítógépes programot írni. Az említett hat egyenlet kifejezése az eddigiek ismeretében:

A ξ irányú külső erőket tekintve (17) alkalmazásával a következőt kapjuk:

$$F_e = -\xi_F - G_\xi - (-F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v) = -\xi_F - G_\xi + \sum_i F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v \quad (29)$$

Az η irányú külső erőket tekintve figyelembe kell vennünk, hogy az F_e erőnek, csak ξ irányú összetevője van, valamint (27) felhasználásával:

$$\eta_F + G_\eta - \sum_i F_i \cdot n_{\eta i} = 0 \quad (30)$$

A ζ irányú külső erőket tekintve (27) felhasználásával:

$$\zeta_F + G_\zeta - \sum_i F_i \cdot n_{\zeta i} = 0 \quad (31)$$

A nyomatéki egyenletek meghatározásához először célszerű az azokban szereplő vektoriális szorzatok felírása:

$$\begin{aligned} \rho_f \times F_F &= \begin{vmatrix} e_\xi & -e_\eta & e_\zeta \\ \xi_f & \eta_f & \zeta_f \\ \xi_F & \eta_F & \zeta_F \end{vmatrix} \\ &= (\eta_f \cdot \zeta_F - \zeta_f \cdot \eta_F) \cdot e_\xi - (\xi_f \cdot \zeta_F - \zeta_f \cdot \xi_F) \cdot e_\eta + (\xi_f \cdot \eta_F - \eta_f \cdot \xi_F) \\ &\quad \cdot e_\zeta \\ &= (\eta_f \cdot \zeta_F - \zeta_f \cdot \eta_F) \cdot e_\xi + (\zeta_f \cdot \xi_F - \xi_f \cdot \zeta_F) \cdot e_\eta + (\xi_f \cdot \eta_F - \eta_f \cdot \xi_F) \\ &\quad \cdot e_\zeta \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \rho_e \times F_e &= \begin{vmatrix} e_\xi & -e_\eta & e_\zeta \\ \xi_e & \eta_e & \zeta_e \\ F_e & 0 & 0 \end{vmatrix} = -(\zeta_e \cdot F_e) \cdot e_\eta + (-\eta_e \cdot F_e) \cdot e_\zeta \\ &= (\zeta_e \cdot F_e) \cdot e_\eta - (\eta_e \cdot F_e) \cdot e_\zeta \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned}
\rho_i \times F_i &= \begin{vmatrix} \mathbf{e}_\xi & -\mathbf{e}_\eta & \mathbf{e}_\zeta \\ \xi_i & \eta_i & \zeta_i \\ -\sum_i F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v & -\sum_i F_i \cdot n_{\eta i} & -\sum_i F_i \cdot n_{\zeta i} \end{vmatrix} \\
&= \left(\eta_i \cdot -\sum_i F_i \cdot n_{\zeta i} + \zeta_i \cdot \sum_i F_i \cdot n_{\eta i} \right) \cdot \mathbf{e}_\xi \\
&\quad - \left(\xi_i \cdot -\sum_i F_i \cdot n_{\zeta i} + \zeta_i \cdot \sum_i F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v \right) \cdot \mathbf{e}_\eta \\
&\quad + \left(\xi_i \cdot -\sum_i F_i \cdot n_{\eta i} + \eta_i \cdot \sum_i F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v \right) \cdot \mathbf{e}_\zeta
\end{aligned} \tag{34}$$

A (25) alapján láthatjuk, hogy az M_{P_i} -nek nincs ξ tengelyre ható koordinátája. A fentebbiek felhasználásával a súlyponton áthaladó, ξ tengellyel párhuzamos tengely körül ébredő nyomatékok:

$$M_{\xi F} + \zeta_F \cdot \eta_f - \eta_F \cdot \zeta_f + \sum_i F_i \cdot (\zeta_i \cdot n_{\eta i} - \eta_i \cdot n_{\zeta i}) = 0 \tag{35}$$

Az F_e a (17) alapján helyettesíthető, így a súlyponton áthaladó, η tengellyel párhuzamos tengely körül ébredő nyomatékok:

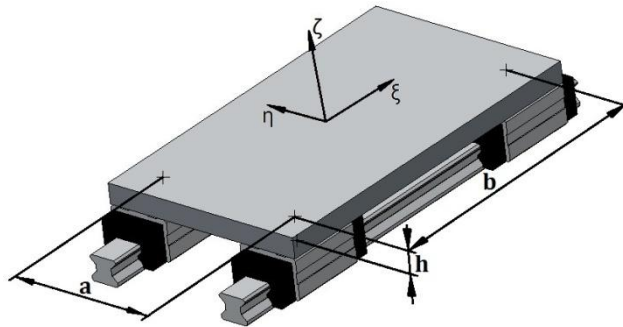
$$\begin{aligned}
M_{\eta F} + \xi_F \cdot \zeta_f - \zeta_F \cdot \xi_f + \left(-\xi_F - G_\xi + \sum_i F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v \right) \cdot \zeta_e + \sum_i F_i \\
\cdot (\xi_i \cdot n_{\zeta i} - \zeta_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v) - \frac{\Phi_i \cdot \Delta^2}{c} \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \cdot n_{\zeta i} \\
= M_{\eta F} + \xi_F \cdot \zeta_f - \zeta_F \cdot \xi_f - (\xi_F + G_\xi) \cdot \zeta_e + \sum_i F_i \\
\cdot (\xi_i \cdot n_{\zeta i} + (\zeta_e - \zeta_i) \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v) - \frac{\Phi_i \cdot \Delta^2}{c} \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \cdot n_{\zeta i} = 0
\end{aligned} \tag{36}$$

Az előbbihez hasonlóan a súlyponton áthaladó, ζ tengellyel párhuzamos tengely körül ébredő nyomatékok egyensúlyi egyenlete:

$$\begin{aligned}
 M_{\zeta F} + \eta_F \cdot \xi_f - \xi_F \cdot \eta_f - \left(-\xi_F - G_\xi + \sum_i F_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v \right) \cdot \eta_e + \sum_i F_i \\
 \cdot (\eta_i \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v - \xi_i \cdot n_{\eta i}) + \frac{\Phi_i \cdot \Delta^2}{c} \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \cdot n_{\eta i} \\
 = M_{\zeta F} + \eta_F \cdot \xi_f - \xi_F \cdot \eta_f + (\xi_F + G_\xi) \cdot \eta_e - \sum_i F_i \cdot (\xi_i \cdot n_{\eta i} - (\eta_i \\
 - \eta_e) \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v) + \frac{\Phi_i \cdot \Delta^2}{c} \cdot \frac{N^2 - 1}{12} \cdot n_{\eta i} = 0
 \end{aligned} \tag{37}$$

A ξ -tengely körüli szögelfordulást a tengelyre ható nyomatékok, valamint a másodrendű nyomaték (38) meghatározása után számolhatjuk a (39)-ben szereplő mechanikai alapösszefüggés segítségével.

$$I_\xi = \frac{h \cdot b^3}{12} \tag{38}$$



25. ábra
Méretek értelmezése az asztalon

$$\begin{aligned}
 \varphi_\xi &= \frac{M_\xi \cdot a}{I_\xi \cdot E} = \frac{12 \cdot M_\xi \cdot a}{h \cdot b^3 \cdot E} \\
 &= \frac{12 \cdot (M_{\xi F} + \zeta_F \cdot \eta_{af} - \eta_F \cdot \zeta_{af} + \sum_i F_i \cdot (\zeta_{ai} \cdot n_{\eta i} - \eta_{ai} \cdot n_{\zeta i})) \cdot a}{h \cdot b^3 \cdot E}
 \end{aligned} \tag{39}$$

$$\text{ahol: } M_\xi = M_{\xi F} + \zeta_F \cdot \eta_{af} - \eta_F \cdot \zeta_{af} + \sum_i F_i \cdot (\zeta_{ai} \cdot n_{\eta i} - \eta_{ai} \cdot n_{\zeta i}) \tag{40}$$

Az η és ζ -tengelyek körüli szögelfordulások ehhez hasonlóan:

$$\varphi_\eta = \frac{M_\eta \cdot a}{I_\eta \cdot E} = \frac{12 \cdot M_\eta \cdot b}{h \cdot a^3 \cdot E} = \quad (41)$$

$$12 \cdot b \cdot \left(\frac{M_{\eta F} + \xi_F \cdot \zeta_{af} - \zeta_F \cdot \xi_{af} - (\xi_F + G_\xi) \cdot \zeta_{ae}}{h \cdot a^3 \cdot E} + \frac{\sum_i F_i \cdot (\xi_{ai} \cdot n_{\zeta i} + (\zeta_{ae} - \zeta_{ai}) \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v)}{h \cdot a^3 \cdot E} \right)$$

$$\varphi_\zeta = \frac{M_\zeta \cdot h}{I_\zeta \cdot E} = \frac{12 \cdot M_\eta \cdot h}{a \cdot b^3 \cdot E} = \quad (42)$$

$$12 \cdot h \cdot \left(\frac{M_{\zeta F} + \eta_F \cdot \xi_{af} - \xi_F \cdot \eta_{af} + (\xi_F + G_\xi) \cdot \eta_{ae}}{a \cdot b^3 \cdot E} + \frac{\sum_i -F_i \cdot (\xi_{ai} \cdot n_{\eta i} - (\eta_{ai} - \eta_{ae}) \cdot \mu_g \cdot \text{sign } v)}{a \cdot b^3 \cdot E} \right)$$

A fentiek ismeretében meghatározhatjuk a súlypont v_0 és w_0 elmozdulásait is:

$$v_0 = (\eta_F + G_\eta) \cdot c - \varphi_\zeta \cdot \xi_0 + \varphi_\xi \cdot \zeta_0 \quad (43)$$

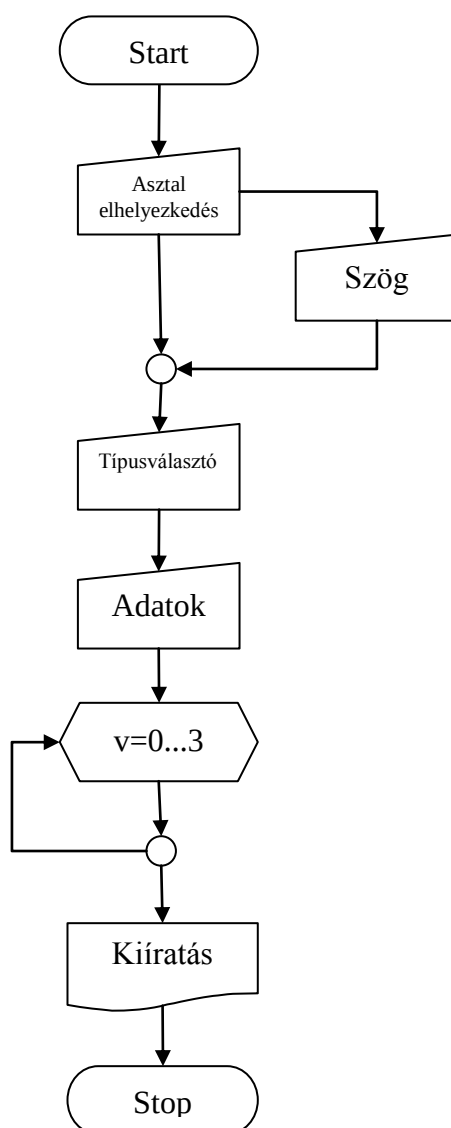
$$w_0 = (\zeta_F + G_\zeta) \cdot c - \varphi_\xi \cdot \eta_0 + \varphi_\eta \cdot \xi_0 \quad (44)$$

Az így eredményül kapott értékeket behelyettesítve a (6), majd azt a (10), majd (17) számú egyenletbe kapjuk a görgőskocsikra jutó terheléseket.

7. A PROGRAM

A mechanikai modell megalkotása, és az egyenletrendszer származtatása után célom az egyenletek algoritmizálása egy általam fejlesztett program segítségével. Megállapításra került, hogy egy lineáris inhomogén egyenletrendszerről van szó, valamint egy átlátható kezelőfelületű program kialakítása a célom, ezért úgy döntöttem, hogy Visual Studiot használatával készítem el ezt az applikációt, mivel ez alkalmas a fent felsorolt kritériumok teljesítésére. A program megírása előtt tanulmányoztam a THK kiválasztási feladatot ellátó programját, ami a 5.1 fejezetben bemutatott számítások elvégzésére alkalmas, hogy képet alkothassak az általuk elkészített kezelőfelületről.

7.1 A PROGRAM FOLYAMATÁBRÁJA

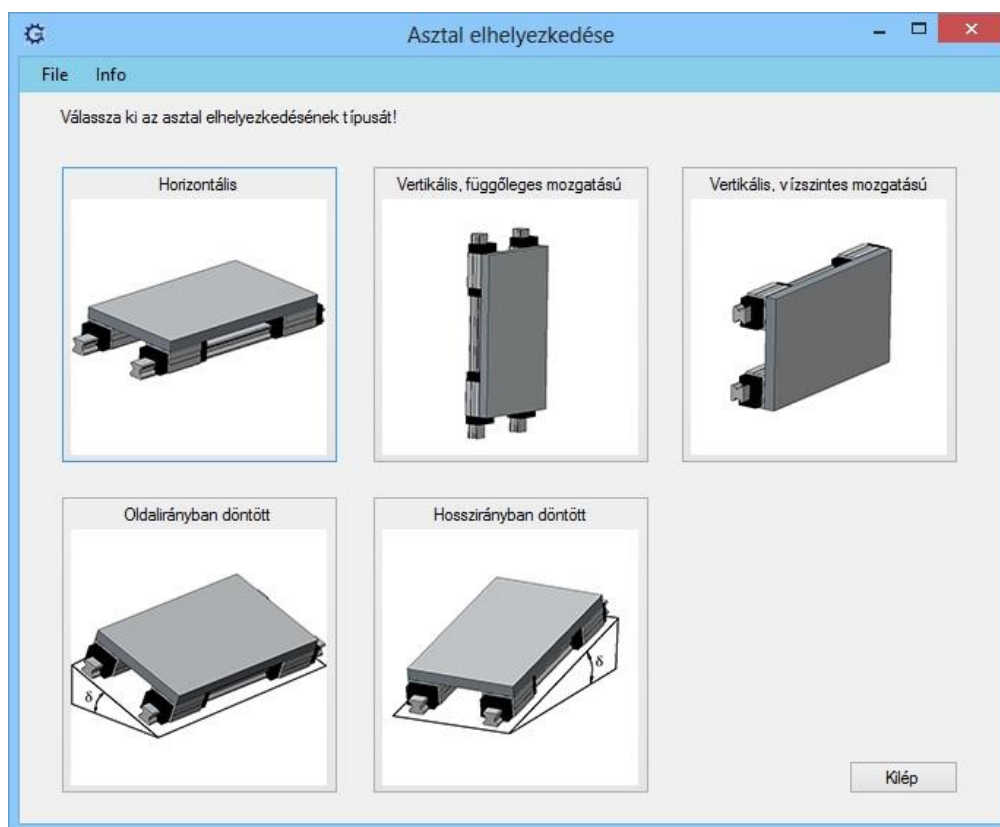


26. ábra
A program folyamatábrája

7.2 A PROGRAM BEMUTATÁSA

Az általam fejlesztett program bemutatását egy tankörtársam TDK dolgozatában [20] tervezett eszterga szánrendszerének vizsgálatával kívánom bemutatni.

A program indítása után az "Asztal elhelyezkedése" ablak (1. ábra) nyílik meg. Itt a felhasználó a meglévő piktogramok segítségével választhatja ki a vizsgálni kívánt asztal helyzetét. Ez lehet horizontális, vertikális függőleges mozgással, vertikális vízszintes mozgással, oldal-, valamint hosszirányban döntött. A tetszőleges szöggel döntött asztal kiválasztása esetén egy ablak jelenik meg, melyben megadható a megdöntés értéke szögben kifejezve. Az érték begépelése és az Ok gomb megnyomása után, vagy még korábban valamely egyértelműsített piktogramra kattintás után a "Típusválasztó" oldalra kerülünk.

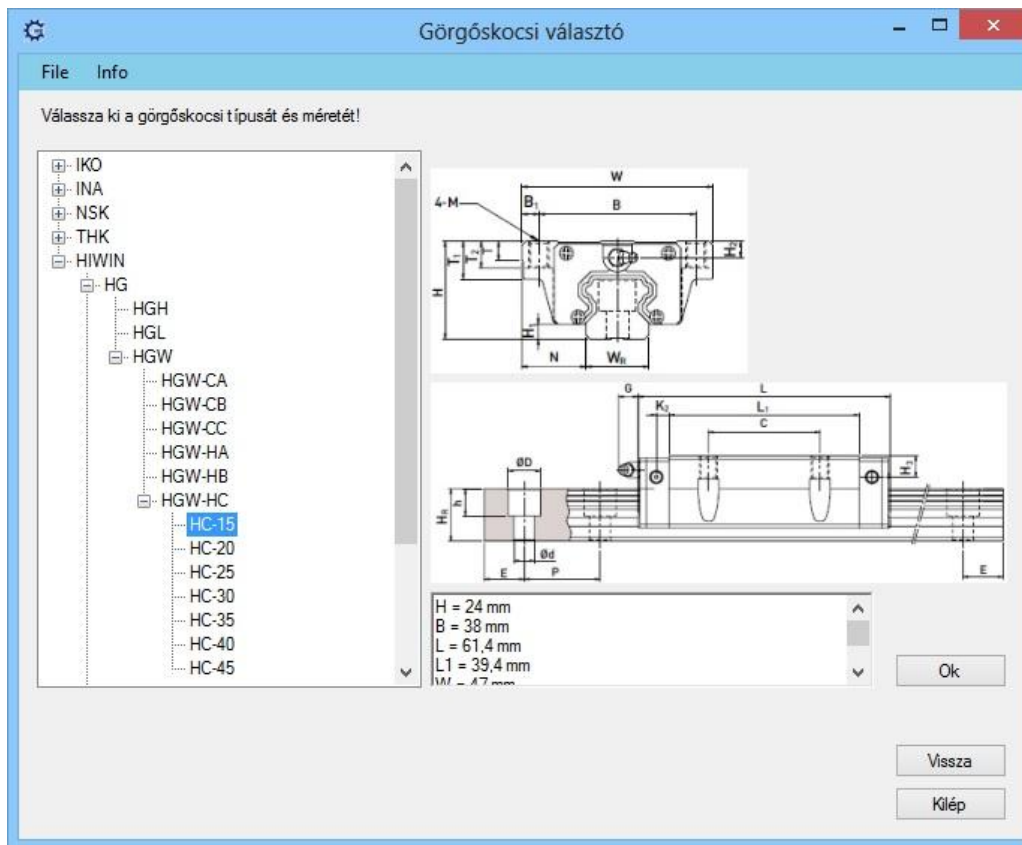


27. ábra
Asztal elhelyezkedése



28. ábra
Döntési szög megadása

A Típusválasztó ablakban a különböző lineáris vezetések gyártó cégek görgőkocsiait látjuk csoportosítva, fa struktúrában. Ezek közül választhatjuk ki azt, amelynek a vizsgálatát folytatjuk. Ahogy a 29. ábra mutatja az aktuálisan kiválasztott görgőkocsi katalógus adatait leolvashatjuk a szövegmezőből. Az Ok gomb mindaddig inaktív, míg meg nem történik egy pontos gördülőkocsi típus kiválasztása.



29. ábra
Típusválasztó

A kívánt típus és méret kiválasztása után, az Ok gomb lenyomásával az Előfeszítés lapra (30. ábra) kerülünk. A gördülőkocsik legtöbbje rendelhető különböző intenzitású előfeszítéssel. A megjelent ablakban az általunk választott gördülőkocsira állíthatjuk be a kívánt előfeszítés mértékét rádiógombok segítségével.

Előfeszítés

File Info

Válassza ki az előfeszítés nagyságát!

☐ Gyenge
☐ Közepes
☒ Erős

Ok

Vissza

Kilép

30. ábra
Előfeszítés mértékének kiválasztása

Adatok

File Info

Adja meg az asztal méreteit és a megmunkálással kapcsolatos adatokat!

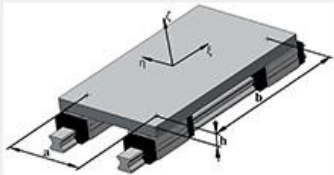
Asztal (ábra szerinti) méretei (a x b x h): 153 x 88,6 x 18 mm

Rácsos szerkezet esetén (h2) 25 mm ☒ Rácsos szerkezetű asztal

Asztal és a munkadarab együttes tömege: 13,98066 kg

Asztal és a munkadarab közös súlypontjának koordinátái:

ξ 14,628540 mm
 η 39,432107 mm
 ζ 82,728806 mm



☐ Forgácsolás nélkül

Forgácsoló erő támadáspontjának koordinátái és komponensei:

ξ 133,561 mm ξ 112,12 N
 η 178,977 mm η 500,5287 N
 ζ 69,652 mm ζ 30,0388 N

Forgácsoló nyomaték komponensei:

ξ 40,23907 Nm
 η 11,821012 Nm
 ζ 86,917514 Nm

Előtoló erő támadáspontjának koordinátái:

ξ -75 mm
 η 0 mm
 ζ -37 mm

Ok

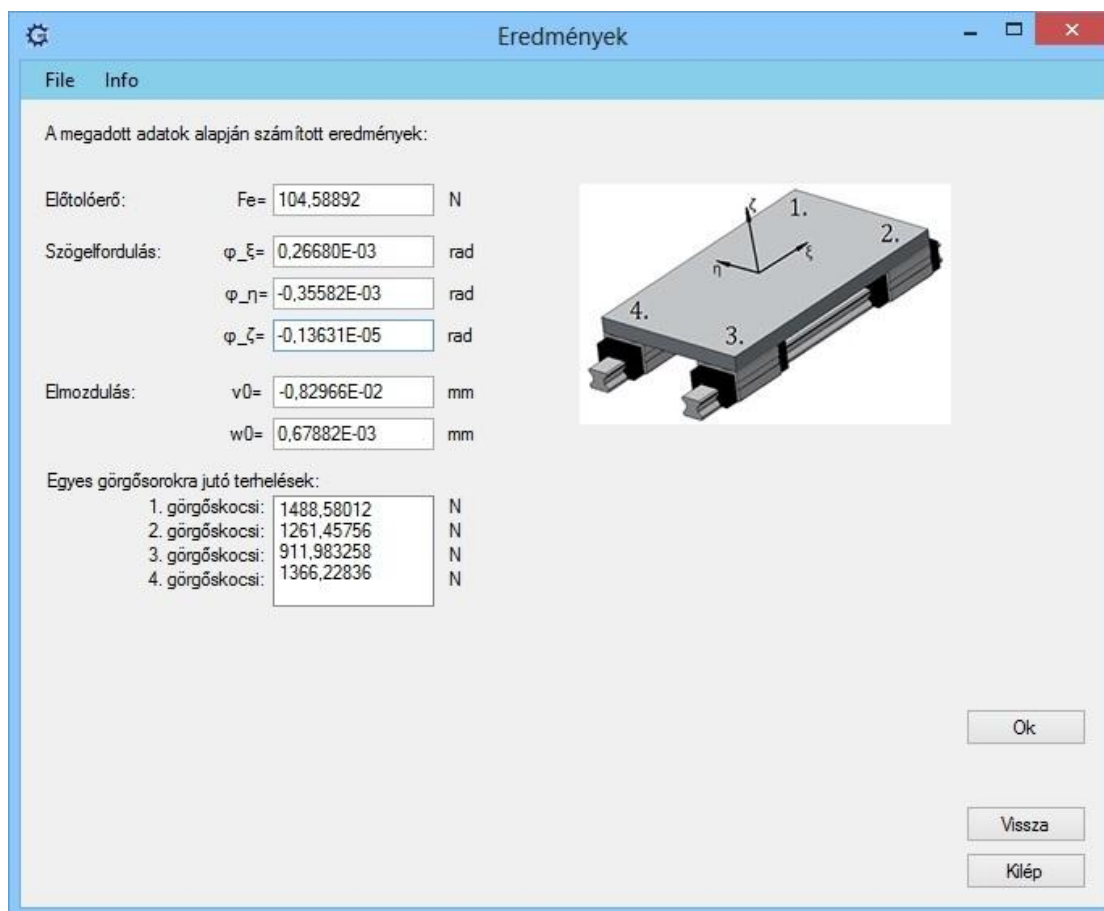
Vissza

Kilép

31. ábra
Adatok megadása

Tovább lépés után az Adatok ablakba (31. ábra) kerülünk. A számításokhoz szükséges a felhasználó által ismert értékek nagyságának és koordinátáinak bevitele. Az asztal méreteinek megadása az ábrán látható módon, a többi adat pedig a vázolt koordináta rendszer szerint történik. Forgácsolás nélkül, azaz csak a szán mozgása által okozott görgőskocsi-terhelések számítására is van lehetőség, ilyen esetben a szükségtelenné vált adatok inaktívvá válnak. Minden érték megadása után az Ok gomb lenyomásával a számítások eredményeinek kiírása következik a 32. ábra szerinti módon.

A kapott eredmények alapján megállapíthatjuk, hogy a legnagyobb görgőskocsi terhelés is szignifikánsan kisebb, mint $C_d=11,38$ kN, így a kiválasztott görgőskocsi megfelelnek.



Eredmények

File Info

A megadott adatok alapján számított eredmények:

Előtolóerő:	$F_e = 104,58892$	N
Szögelfordulás:	$\varphi_{\xi} = 0,26680E-03$	rad
	$\varphi_{\eta} = -0,35582E-03$	rad
	$\varphi_{\zeta} = -0,13631E-05$	rad
Elmozdulás:	$v_0 = -0,82966E-02$	mm
	$w_0 = 0,67882E-03$	mm

Egyes görgősorokra jutó terhelések:

1. görgőskocsi:	1488,58012	N
2. görgőskocsi:	1261,45756	N
3. görgőskocsi:	911,983258	N
4. görgőskocsi:	1366,22836	N

3D diagram showing a cart on a track with coordinate axes ξ , η , and ζ . The cart is labeled with numbers 1, 2, 3, and 4.

Ok
Vissza
Kilép

32. ábra
Eredmények kiírása

8. ÖSSZEGZÉS

Mivel a Miskolci Egyetemen számos publikáció született 1982-1984 között a különböző szerszámgépvezetékek mechanikai vizsgálatával kapcsolatban, így egyetemünk hallgatójaként fontosnak véltem ezen a kutatásoknak a folytatását úgy, hogy a jelenleg használatos technológiákra is kiterjesztettem azokat.

A lineáris csapágyazások fejlődési trendjeinek megállapítása, valamint a különböző típusok kialakításainak áttekintése érdekében szabadalom kutatást végeztem, amely kronologikus osztályozása mentén vizsgáltam az innovációkat, és azok működésre gyakorolt hatásait. Ezután a szerszámgép vezetékek pontosságvesztésének témakörében végeztem irodalomkutatást, ezáltal feltárva a lehetséges vizsgálati módszereket. Ezek alapján megállapítottam, hogy az általam vizsgált vezetékrendszer rugalmas deformációja mellett a profilvezeték kopása, valamint a kialakuló rezgések is a szerszámgép pontosságvesztéséhez vezetnek, ezért fontosnak tartottam az ezekben a témákban kiadott publikációk ismertetését is egy rövid irodalmi áttekintés keretein belül.

Az elméleti összefoglaló után áttértem a modell alkotásra, azaz egy négy görgőskocsival megtámasztott asztal megmunkálás közbeni mechanikai modelljének felállítására. Ennek létrehozása után, majd egyensúlyi egyenleteket származtatva megkaptam azt a lineáris inhomogén egyenletrendszert, melyből meghatározhatóvá váltak a szán által elszenvedett elmozdulások és szögelfordulások, valamint az egyes görgőskocsikra eső terhelések.

Az egyenletrendszer megoldásához valamint, hogy különböző görgőskocsik és szánelhelyezések esetén is dinamikusan történjen az eredmények kiszámítása, kifejlesztettem egy programot, mely a szükséges adatok megadása után gyors és pontos eredményt ad. A program bemutatását egy valós példán át végeztem el, ezzel prezentálva aktualitását.

Ugyan a különböző lineáris vezetékrendszerekkel foglalkozó gyártók katalógusaiban is találunk ajánlásokat az egyes gördülőkocsikra ható erők, valamint a tengelyekre ható nyomatermek kiszámítására, azonban ezekben figyelmen kívül hagyják a gördülő elemek, valamint a megmunkáló asztal rugalmas alakváltozását. Precíziós megmunkálások esetén, pedig épp ezeknek a pontosságot befolyásoló értékeknek a meghatározása lényeges, hiszen így lehetséges redukálásukkal, kompenzálásukkal pontosság növekedést érhetünk el. Ezért az általam felállított mechanikai modell, valamint a kifejlesztett program használatával nem csak reális képet alkothatunk az aktuális megmunkálás várható pontosságáról, hanem a kapott eredményeket felhasználva javíthatjuk is azt.

ELÉRT EREDMÉNYEK

- Kidolgoztam egy négy görgőskocsival megtámasztott asztal megmunkálás közbeni mechanikai modelljét. Ebből olyan egyenletek származtattam, melyek segítségével kiszámíthatók egy megmunkálást végző szerszámgép szánjainak deformációja és a görgőskocsikra eső terhelések.
- Kifejlesztettem egy olyan számítógépes programot amely segítségével könnyen elvégezhetők az említett számítások. Ennek használatával különböző asztal elhelyezések és választható görgőskocsi típusok esetén is gyors eredményhez jutunk.
- Elvégeztem egy reális számítást, mely egy eszterga szánrendszerére irányul és megállapítottam a deformációk és a görgőskocsikra eső terhelések mértékét.

9. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Toru Tsukada, Hitoshi Yamada. Linear guide apparatus using roller type linear bearing. 5018878 1990.
- [2] Tsukada, Toru. Roller bearing and roller type linear guide apparatus. 5090821 1991.
- [3] Fry, Richard O. Ball slide designed for extended travel. 5106207 1991.
- [4] Tanaka, Kazuhiko. Linear motion rolling guide unit. 5308164 1993.
- [5] Lee, Mao-Tu. Structure of linear sliding rail circulating device. 7150564 2004.
- [6] Stefan Hantke, Peter Lutz, Martin Menges. Linear guide unit. 7296929 2005.
- [7] Mörk J. - Molnár L. - Csáki T. Rechnerunterstützte Konstruktion der Führungssysteme von Werkzeugmaschinen. Miskolc, 1982.
- [8] Mörk J. - Molnár L. - Csáki T. - Takács Gy. Szerszámgépek vezetőkeinek számítógéppel segített tervezése görgőspapucsok alkalmazása esetén. Miskolc, 1984.
- [9] Csáki T. - Molnár L. - Mörk J. Rechnerunterstützte Dimensionierung von Gleitführungen der Werkzeugmaschinen unter Berücksichtigung der sich in Querrichtung verändernden Flächenpressung. Miskolc, 1984.
- [10] Hiroyuki Ohta, Eiji Hayashi. Vibration of linear guideway type recirculating linear ball bearings. Journal of Sound and Vibration. 2000.
- [11] Weijun Tao, Yang Zhong, Hutian Feng, Yulin Wang. Model for wear prediction of roller linear guides. Wear. 2013.
- [12] Paweł Majda. Modeling of geometric errors of linear guideway and their influence on joint kinematic error in machine tools. Precision Engineering. 2011
- [13] GH., Little. An efficient computer program for the large deflection analysis of rectangular orthotropic plates. Comput Struct. 1987.
- [14] N. Bencharif, S. F. NC. Linear and non-linear deflection analysis of thick rectangular plates. Department of Civil Engineering, University of Ottawa. 1992.
- [15] G. J. Turvey, M. Y. Osman. Elastic large deflection analysis of isotropic rectangular mindlin plates. Engineering Department, Lancaster University. 1989.
- [16] S. P. Lim, K. H. Lee, S. T. Chow, N. R. Senthilnathan. Linear and non-linear bending of shear-deformable plates. Department of Mechanical and Production Engineering, National University of Singapore. 1988.
- [17] Dr. Pattantyús Á. Géza. Gépész- és villamosmérnökök kézikönyve 1.-3. 1961.
- [18] M. Csizmadia Béla, Nándori Ernő Modell alkotás. 2003.
- [19] M. Csizmadia Béla, Nándori Ernő Szilárdságtan. 1999.
- [20] Görögh Imre, Különleges eszterga gépágy tervezése. 2013.