

# **DIPLOMADOLGOZAT**

**Mike Bence**

**2024**



**Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem**

**Szent István Campus**

**Műszaki Intézet**

**Gépészmérnöki mesterképzési szak**

**Automata raktározási rendszer tervezése**

**Belső konzulens:** Dr. Oldal István  
egyetemi docens

**Belső konzulens  
intézete/tanszéke:** **Műszaki Intézet**  
**Gépszerkezettani Tanszék**

**Külső konzulens:** Lovász Tibor  
vezető gépészmérnök

**Készítette:** **Mike Bence**

**Gödöllő**

**2024**

MŰSZAKI INTÉZET  
GÉPÉSZMÉRNÖKI MESTERSZAK  
műszaki fejlesztő specializáció

DIPLOMADOLGOZAT

feladatlap

Mike Bence (TTUC4U)

\_\_\_\_\_  
részére

A diplomadolgozat címe:

**Automata raktározási rendszer tervezése**

Feladatkiírás:

A feladat a megrendelő és a szolgáltató cég által megszabott kiindulási adatok alapján az automata raktározási rendszerbe görgős szállítópálya és 90°-os irányváltó egység tervezése. Az egységekhez szükséges ipari szállítópálya görgők, hajtóműves motorok és egyéb kereskedelmi gépelemek választása. Konstruksióknak megfelelő tengelyek tervezése, lánc- és golyósorsós hajtások kialakítása és méretezése.

Közreműködő tanszék: Gépszerkezettani Tanszék

Külső konzulens: Lovász Tibor vezető gépészmérnök, LOG-X Systems Kft., 1152 Budapest, Városkapu u. 14.

Belső konzulens: Dr. Oldal István egyetemi docens, MATE, Műszaki Intézet

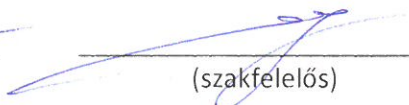
A dolgozat beadási határideje: 2024. év. 04. hó. 22. nap

Kelt: Gödöllő, 2024. év. 04. hó. 18. nap

Jóváhagyom



(tanszékvezető)



(szakfelelős)

Átvettem



(hallgató)

A dolgozat készítőjének külső konzulense nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon megjelent.

Kelt: Budapest, 2024. év. 04. hó. 18. nap



(külső konzulens)

## 1. Tartalomjegyzék

1.	Tartalomjegyzék .....	1
2.	Bevezető .....	3
3.	Célkitűzés .....	4
4.	Bevezetés az ipari raktározási rendszerekbe .....	5
4.1.	Az ipar 4.0 fogalma, jelentése, jellemzői .....	5
4.2.	A logisztika fogalma, célja, jelentősége .....	6
4.3.	Raktározási és anyagmozgatási rendszerek .....	8
5.	A LOG-X Systems Kft. és a projekt bemutatása .....	16
5.1.	A cég ismertetése .....	16
5.2.	A projekt és egyes elemeinek ismertetése .....	18
5.2.1.	Az állványrendszer .....	18
5.2.2.	A szállítópálya rendszer .....	24
5.2.3.	A rakodógép .....	29
6.	Tervezési feladat, alapadatok .....	31
6.1.	Tervezési feladat .....	31
6.2.	Tervezési alapadatok .....	32
7.	Az egyedi rendszer elemeinek megtervezése .....	34
7.1.	Görgős szállítópálya modul tervezése .....	34
7.1.1.	Görgő választása szállítópályába .....	34
7.1.2.	Hajtóműves motor választása szállítópályába .....	35
7.1.3.	Lánckerék választása szállítópályába .....	38
7.1.4.	Tengelytervezés szállítópályához .....	39
7.1.5.	Reteszkötések méretezése a szállítópályában .....	42
7.1.6.	Láncméretezés a szállítópályában .....	43
7.2.	Görgős szállítópályába irányváltó egység tervezése .....	45
7.2.1.	Hajtóműves motor választása irányváltóhoz .....	45
7.2.2.	Lánckerék választása irányváltóba .....	48
7.2.3.	Tengelyek tervezése irányváltóba .....	49
7.2.3.1.	Közlő tengely méretezése .....	50
7.2.3.2.	Hajtómű oldali rövid tengely méretezése .....	51
7.2.3.3.	Hajtómű oldali hosszú tengely méretezése .....	52
7.2.3.4.	Tengelykapcsoló oldali rövid tengely méretezése .....	52
7.2.4.	Tengelykapcsoló választás irányváltóhoz .....	53

---

7.2.5.	Írányváltó reteszeinek méretezése .....	54
7.2.6.	Írányváltó duplex láncának méretezése.....	54
7.2.7.	Emelő egységhez hajtóműves motor választása .....	56
7.2.8.	Lánckerék választás emelő hajtáshoz.....	58
7.2.9.	Tengelytervezés emelő motorhoz.....	59
7.2.10.	Emelő hajtás reteszeinek méretezése.....	60
7.2.11.	Emelő hajtás láncának méretezése .....	60
8.	Gazdasági számítások.....	61
9.	Összefoglalás .....	65
10.	Summary .....	66
11.	Irodalomjegyzék .....	67
12.	Ábrajegyzék .....	69

---

## 2. Bevezető

Az automatizáció és a technológia rohamos fejlődése új korszakot hozott létre a logisztika területén, különösen az automata raktározási rendszerek tekintetében. Az én munkám részét képezi ezeknek az innovatív rendszereknek a megértése, konstrukcióinak tervezése és fejlesztése. Úgy gondolom, hogy az automatizált raktározás nemcsak a vállalatok hatékonyságát növeli, hanem forradalmasítja az egész logisztikai iparágat az anyagmozgatást, készletkezelést, minőségellenőrzést, szoftveres háttérrel és helyigényt nézve. Ez azért lehetséges, mert ahogy a globalizáció teret kap és a kereskedelmi volumenek egyre növekednek, az üzleteknek és gyártóknak egyaránt szükségük van olyan raktározási megoldásokra, amelyek gyorsaságban, pontosságban és költséghatékonyságban is kiemelkednek. Erre nyújtanak megoldást az automata raktározási rendszerek. Ezek azok a forradalmi technológiákkal kiegészített megoldások, amelyek lehetővé teszik az automatizált raktározást és az intelligens logisztikai folyamatokat, ezáltal biztosítva a termékek zökkenőmentes mozgását a gyártástól egészen a végfelhasználóig. Az automatizált raktározás azonban nemcsak a termelékenységet növeli, hanem lehetővé teszi a humán erőforrásoknak, hogy magasabb szintű feladatokra összpontosítsanak, és ezáltal elősegíti egy cég, vállalkozás, raktárbázis fejlődését. Az intelligens raktározási rendszerek alkalmazása olyan lehetőségeket teremt, amelyekkel előre mozdíthatjuk a logisztikai ipart, megoldva a szállítási és raktározási kihívásokat például egy telephelyen belül, és ezzel együtt egy időben a szervezeten belüli folyamatok optimalizálása is megtörténhet. Emellett nem elhanyagolható a tény, hogy egy ilyen rendszer kritikus szerepet játszik a környezetvédelemben és a keletkező hulladék mennyiségének minimalizálásában. Ezen rendszerek által nyújtott energiahatékonyság és optimalizált erőforrásfelhasználás hozzájárul a zöld logisztika egy részének kialakításához, ami mind a vállalatok, mind pedig a környezet számára előnyös és elősegítheti a logisztika említett ágazatának fenntartható fejlődését. Mindez az ipar 4.0 alapjaira épül és ennek keretrendszerébe övezi, a szoftveres és hardveres elemek magasfokú egymásba integráltságán keresztül.

---

### 3. Célkitűzés

A diplomadolgozat célja, hogy keretein belül bemutassak egy repülőgép gumiabroncs mozgatásáért és tárolásáért felelős rendszert, és hogy bemutassam a szállítópálya rendszer egyes tagjainak tervezési folyamatát. Munkám során ennek a rendszernek az egyes moduljait, pályaszakaszait elemeztem és ezek megtervezését végeztem el a LOG-X Systems Kft. tervező gépészmérnökeként. Törekedni kellett az univerzalitás megtartására, az egyedi problémák megoldását és a vevői igényeket is szem előtt tartva úgy, hogy gyártható és szerelhető maradjon minden egység a cégen belül. A modulok között szerepelnek egyedi és moduláris görgős pályák eltérő hosszokban, rakodó robot számára termék fel- és leadó pontok, irányváltó egységek, liftek, AGV felépítmények, forgóasztalos minőségellenőrző pontok, abroncsbillentő egységek, két tengelyes manipulátorok, állványrendszer, érzékeléstechnikai megoldások és több egyedi igény szerinti megvalósítás, kialakítás. A témaválasztásban kiemelkedően nagy szerepet játszott a terület és a projekt iránti személyes érdeklődés jelenléte és a cég által biztosított stabil vállalati háttér. A tervezéshez a vevői igények, meglátások és a felettesemtől kapott kiinduló adatok álltak rendelkezésre, vagyis adottak voltak egyes problémákra már a koncepciók és az a keretrendszer, amit és amilyen módon viszont akart látni a vevő és a cégvezető egyaránt. Ezen adatok függvényében és ennek megfelelően végeztem a tervezői munkát.

---

## 4. Bevezetés az ipari raktározási rendszerekbe

### 4.1. Az ipar 4.0 fogalma, jelentése, jellemzői

Az „ipar 4.0” kifejezést egy német tudóscsoport hozta létre és ismertette a nyilvánossággal 2015-ben. Olyan multidiszciplináris kommunikációt, illetve technológiákat foglal magába, amelyek ötvözik a hardver elemeket, a szoftveres lehetőségeket, akár kiberfizikai rendszereket alkotva [1]. Kiberfizikai rendszerek (CPS) alatt azokat a szoftvertchnológiai és informatikában ismeretes, valamint elektronikai- és mechanikai elemek egységeibe integrálást értjük, amelyek pl. internet vagy ehhez hasonló adat-infrastruktúrán keresztül kommunikálnak egymással. Ezen rendszerek legfőbb jellemzője a magas komplexitás, ugyanis már eleve bonyolult felépítésű beágyazott rendszerek hálózatba kapcsolásával jönnek létre vezeték, vagy vezeték nélküli kommunikáció révén. A fogalom azon újszerű ipari gyártóberendezések létrehozása során született, amelyek magasfokú alkalmazkodási képességgel bírtak a gyakran változó gyártási követelmények, körülmények világában [2]. Az Európai Parlament 2016-ban tett nyilatkozata szerint „Az ipar 4.0 a termelési folyamatok olyan szervezését írja le, melynek keretében az eszközök önállóan kommunikálnak egymással az értéklánc mentén: a jövő egy olyan „okos” gyárat hozva létre ezzel, amelyben a számítógép-vezérelt rendszerek nyomon követik a fizikai folyamatokat, létrehozzák a fizikai valóság virtuális mását és decentralizált döntéseket hoznak önszervező mechanizmusok alapján” [3]. Tulajdonképpen az adatok feldolgozásának és hasznosításának, az értékelések alapján hozott intelligens döntéseknek a korát éljük, amit tekinthetünk akár negyedik ipari forradalomnak is. Ebben a korban a korábban megálmodott technológiák valóságossá, elérhetővé válnak, erre például szolgál a mesterséges intelligencia (AI), a gépi tanulás (Machine Learning) alkalmazása számos területen, vagy az ezeknek feldolgozásra szolgáltatott adatok, big data kinyerését segítő miniatűr és nagy pontosságú érzékelők létrejötte, teljesen új technológiák implementálása (pl. fémek, szerves anyagok 3D nyomtatása) [4].

Amennyiben megvalósításra kerül egy ilyen alapelveken és elemeken nyugvó rendszer, abban az esetben nem egy fontos előnyre teszünk szert, amelyek szoros összefüggést mutatnak. Ezen előnyök közé tartozik a nagyobb hatékonysággal és gyorsabb gyártási sebességgel előállított, egyenletesen magas minőségű termék és szolgáltatás, azaz a magasabb termelékenység. Ennek egyik meghatározója a rugalmas gyártás, amely rövidebb

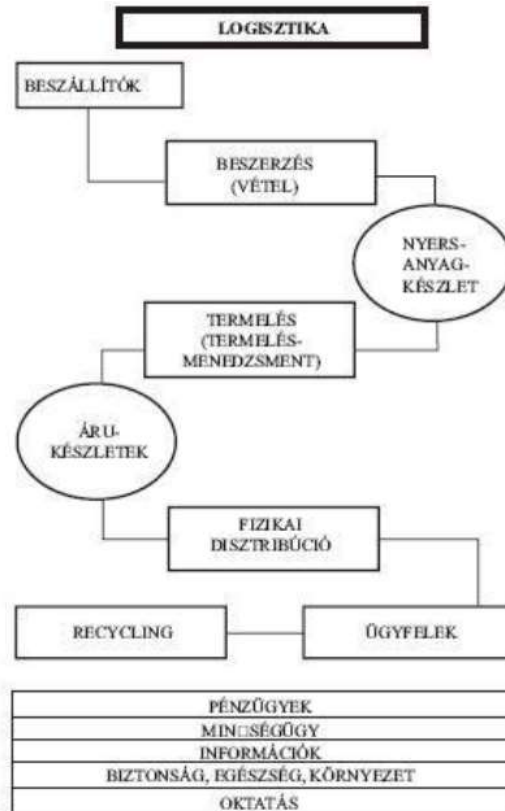


ciklusidőket és precízebb, egyedibb testreszabást is biztosít annak érdekében, hogy bővíthessük a termékpalettát és gyorsabb legyen a méretezés folyamata. Ezáltal a cégek képessé válnak a beszállítókkal való szorosabb együttműködésre, az ügyfelek által támasztott egyedi igények kielégítésére és az egyedi korlátozások figyelembevételére, azaz agilisabb folyamatokat kapunk. A piaci jelenlét biztosítása érdekében lehetőség nyílik a gyors prototípusgyártás és kísérletek lebonyolítására, amelyeket akár virtuálisan is megtehet a vállalat a 3D-s tervezési opciók bevetésével, más szóval gyors innovációt kapunk. Ugyanakkor az ipar 4.0-ra jellemző magas szintű automatizálás az emberi erőforrások kisebb mértékű felhasználását jelenti. Az elpazarolt anyagok mennyisége mérséklődik és az energiateljesítmény is optimálisabb szintet ér el, így összességében a hatékonyabb működés által a működési költségek közvetlen csökkenését kapjuk eredményként. Ezzel párhuzamosan magasabb minőségű és növelt értékű termékeket és kínálatot tud a cég biztosítani nagyobb piacokra is, így minimálisra csökkenthető egy termék előállításának költsége, azaz megnövelt bevételre teszünk szert. Az informatikai rendszer fejlettsége által tetemes mennyiségű részletes adatot nyerhetünk ki, tárolhatunk, dolgozhatunk fel és oszthatunk meg. Értékes információkhoz jutunk a gyártásról és a tervezés minden lépcsőjéről, egészen a szolgáltatásig és támogatásig, segítve ezzel az ütemezés javítását, az állásidők csökkentését és a meghibásodások akadályozását. Végeredményként az összes korábbi okozat kapcsán nagyobb elégedettségi szint válik nem csak elérhetővé, de fenntarthatóvá is [5].

#### **4.2. A logisztika fogalma, célja, jelentősége**

A logisztikát a legegyszerűbben az ellátás tudományaként nevezhetjük meg. A logisztika magába foglalja az összes olyan előre definiált tevékenységet, amely egy termék, félkész áru, alapanyag tárolásával és mozgatásával kapcsolatos. Ezek a tevékenységek elősegítik a termékek áramlását adott helyektől a végfelhasználóig, valamint az információáramlást. Ma a logisztika a hétköznapi életben tölt be meghatározó szerepet, ami két okra vezethető vissza. A vállalatok versenyképessége szempontjából a logisztika működőképessége és minősége a fontos. Másfelől a logisztikai rendszer, mint nagyméretű és komplex rendszer, megfelelő kialakításának és működésének optimális feltételeit kizárólag az elektronika, az informatika és a gépészet naprakésztsége korlátozta. A logisztikai fejlődés fontos lépései a termelés és az

értékesítés támogatása, az értéknövelt szolgáltatások előtérbe kerülése, vevőkiszolgálás követelményeinek növekedése [6].



4.2.1. ábra A logisztika tevékenységei [6]

A logisztika egy tevékenységeket összefogó terület, amit az 4.2.1. ábra szemléltet. A logisztika célja a gyakorlatban használt 7M-elv lekövetése és kivitelezése, amely szerint egy megfelelő, konkrét dolog előre meghatározott minőségben és mennyiségben legyen a megszabott helyen pontosan akkor, amikor arra szükség van, és hordozza a szükséges információkat magában úgy, hogy beszámítható áron álljon a rendelkezésünkre. Ez már önmagában érezteti a jelentőségét, és további alátámasztást nyer azzal, hogy mely területekre és tevékenységekre terjed ki. Ezek közé tartozik például a beszerzés, termelés (raktározás, készletgazdálkodás, anyagmozgatás) és a disztribúció is. Emellett a tevékenységi körök elemei közé tartozik a stratégia és tervezés kialakítása (pl. készletezési, beszerzési stratégia), a logisztikai folyamatok működése (pl. újrahasznosítási, termelési logisztika), illetve végső soron a számbavételezés, teljesítményelszámolás is [6].

---

### 4.3. Raktározási és anyagmozgatási rendszerek

A továbbiakban a raktározási és anyagmozgatási rendszerekkel fogok foglalkozni, amely a logisztika már egy konkrétabb egysége. A raktár fogalmát úgy határozhatnánk meg hagyományos módon, mint egy vállalat logisztikai rendszerének vagy az ellátási láncnak azon eleme, amely a termékeket, alapanyagokat, részegységeket, félkész vagy késztermékeket a gyártási és a felhasználási pontokon vagy azok között tárolja, és ezekkel kapcsolatban hordozott információt szolgáltatni képes. A raktározás fontos szerepet tölt be a kitermelés és a felhasználás folyamatrendszerében. A raktár egy a részfolyamatokat összekötő elem, amelyek a korábbi és a technológiai folyamatban a következő részfolyamat anyagáramlás intenzitás változásának vagy szükségletének kielégítése és kiegyenlítése céljából árukészleteket gyűjt, majd tovább ad. A raktárakat, mint összetett felépítményeket, és nem, mint valamilyen épületet kell kezelni, mivel a raktárak a raktározással kapcsolatos feladatok és teendők elvégzésének a helyei. A raktárak olyan létesítmények, amelyek az áruk mennyiségét és minőségét maradéktalanul megvédik és óvják, ugyanakkor az előre definiált befogadóképességük, valamint az anyagmozgatási rendszerük teljesítménye lehetővé teszi a szükség szerinti ki- és betárolást. Ezek kulcsfontosságú pozitív jellemzői egy raktárnak, de számolni kell a negatív oldallal is, ugyanis egy ilyen létesítmény jelentős beruházási és üzemeltetési költséggel bír. Az itt történő leállások és váratlan problémák súlyosan növelhetik az átfutási időket, és a tárolásra kialakított tér kihasználtsága sem minden esetben optimális [6]. A mai rendszereket leginkább magasraktározási rendszerekként értelmezhetjük, amelyek alatt olyan tárolási rendszert értünk, amelyben a tárolási magasság meghaladja az általános célú emelőtargoncák és gépek által elérhető átlagos magasságot, ezt a 4.3.1. ábra mutatja. További jellemzője, hogy az áruknak az állványzatra, polcokra helyezését és levételét az állványok közötti folyosókban mozgó felrakógépek vagy felrakótargoncák végzik. A magasraktárak elterjedésének több oka is van és elsősorban nagyobb cégek, multinacionális vállalatok alkalmazzák, ahol kifejezett elvárás a költségcsökkentés, a rendelkezésre álló terület jobb kihasználása, a termelési folyamatok magasfokú automatizálása, a nagy volumenű és intenzitású be- és kitárolási képesség, illetve egy korszerű disztribúciós rendszer kialakítása. Értelemszerűen ezen elvárások biztosítására jöttek létre a magasraktárak, amelyek viszonylag kis alapterületen nagy tárolási kapacitást nyújtanak és képesek a gyors ki- és betárolásra, valamint megteremtik a raktári anyagmozgatási munkák gépesítésének és automatizálásának

alapját oly módon, hogy gyors és megbízható adat- és információáramlást biztosítanak, így az irányítás automatizálása, a számítógépes technika és informatikai szoftverek kihasználása, a pontos és követhető készletnyilvántartás, az optimális készletgazdálkodási stratégiák megvalósítása és FIFO-elv megtartása mind megvalósíthatóvá válik a tévedési lehetőségek kizárásával párhuzamosan.



4.3.1. ábra Magasraktár létesítmény [6]

Mindezen jellemzők ellenére érdemes a megfelelő alkalmazási terület meglétének vizsgálata, amely vizsgálat keretein belül tudni kell, hogy milyen szervezeti szintű folyamatrendszert és disztribúciós rendszert szeretnénk kiszolgálni, kezelhető-e egységesen és homogén egységalkományokként a tárolandó árukészlet, mekkora a raktár áruforgalma, mekkora hely áll rendelkezésre a raktár létesítése során és milyen telekárak és egyéb díjszabások növelhetik a kiadásokat [6].

A magasraktározás egy komplex folyamatrendszer, ahol különböző technikai alrendszerek szoros kapcsolata és kölcsönhatása révén végzünk el a folyamatból egyes teendőket, valamint a raktározást megelőző és követő folyamatok technikai elemeivel is közeli kapcsolatot létesítünk. A kiszolgáló gépek alrendszere a szűkös közlekedőfolyosókon és az akár több emeletes tárolási magasságokon kap helyet, ami a raktár tárolóterületének minden más rendszernél jobb kihasználását teszi lehetővé. A keskeny terek miatt ezen alrendszer felrakógépei és targoncai sínpályán vagy efféle kötöttség nélkül mozognak. Az állványzat

alrendszere különösen fontos, hiszen megszabja a kivitele és a rendszerelemek anyaga (acél, vasbeton vagy a kettő kombinációja) a terhelhetőséget, nem is beszélve egyes országok kiemelt előírásairól, mint pl. Törökországban a földrengésbiztos tervezési szemlélet előtérbe helyezése egy ilyen felépítmény esetében, ahol több raktárépület és rendszer omlott össze a közelmúltban. Az árugyűjtés és elosztás alrendszerei a tárolás előtti és a tárolás után következő műveletek hibátlan elvégzéséért felelősek és a velük szemben támasztott követelmények különösen szigorúak lehetnek. Legtöbb esetben biztosítani kell a termékek számára a szükséges számú várakozó helyet, azaz meg kell adni a „pufferelés” lehetőségét. Az egységtrakományokat képesnek kell lenni a méreteik, alakjuk szerint megkülönböztetni és a nem megfelelő minősítést kapó egységeket elkülöníteni. Ugyanakkor a szállított egységtrakományok eltérő méretét, tömegét is rugalmasan kell tudnia kezelni, a szállításra alkalmasnak kell lennie a legtöbb esetben, így nem egy operátor munkatárs feladata lesz egy nem megfelelő egység elkülönítése például. A rakományok helyzetének, pozíciójának manipulálását és a pontos véghelyzetek felvételét is elvártnak tekintjük, mert enélkül a felrakógépek sem tudnak pontosan üzemelni és nő a hiba lehetősége. Ezek összessége a raktárépületben kap helyet, ahol a tárolóteret az anyagmozgató tér köti össze az előkészítőtérrel. Az előkészítőtérben történhetnek például a csomagolási folyamatok ki- és bevételezésnél, a RFID-s vagy QR kódos azonosítás, az ehhez szükséges címkézés és festés, darabszámok manuális ellenőrzése és sok más [6].

Az anyagmozgatási rendszerek kifejezetten széles palettával és innovatív megoldásokkal szolgálnak mindennemű kész- és félkész termék, alapanyag, csomagolt egység, de akár porózus anyagok szállítására is. „Hagyományos értelmezés szerint az anyagmozgatás az anyagok, félkész- és késztermékek, illetve az áruk nem nagy távolságú, egy-egy üzem, raktár keretein belüli helyváltoztatását és az ahhoz kapcsolódó részfolyamatok összességét jelenti, amely nem jár együtt a mozgatott termék alak- és állapotváltozásával.” [6]. Ezen rendszerek gépei között a legkülönbözőbb konstrukciók kaptak helyet. Néhány jól bevált és elterjedt vagy innovatív megoldás a teljesség igénye nélkül: hevederes és csuklótagos szállítószalagok, elevátorok, mozgó- és forgóasztalok, robot targoncák, AGV kocsik, páternoszterek, kötélpályák, rázó szállítógépek, szállítócsigák, hajtott görgős szállítópályák, pneumatikus és hidraulikus szállítóberendezések, gravitációs görgős szállítópályák, síkcúszdák, ejtőcsövek,

---

nem említve a nehéz terhek mozgatására szánt darukat és kocsikat [6]. Ezen elemek bármelyikének felhasználása során érdemes az anyagmozgatás racionalizálás 5 alapelvét átvenni:

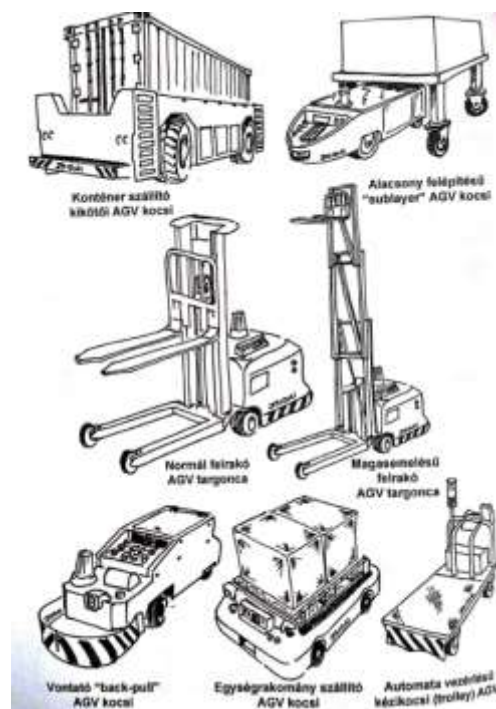
1. A mozgatandó anyagot a lehető legritkábban kelljen kézbe venni, átrakni, felrakni vagy lerakni.
2. Az anyagmozgatás útvonalait logikusan és egyértelműen kell kiépíteni, az elérhető legkevesebb kereszteződéssel.
3. A fedett tereket lehetőleg használjuk fel, pl. puffer megoldásokra.
4. Az anyagmozgatás folyamata legyen rugalmas, ezt a túl nagyfokú automatizálás akadályozhatja.
5. Kezeljük fenntartásokkal a legújabb műszaki megoldásokat, hiszen nem teljesen ismertek még a hatásaik [7].

Ezek szolgálnak támpontként a rendszer kialakítása során, habár szituációtól függően számolni kell 1-1 pont figyelmen kívül hagyásával és a felmerülő mérnöki problémák megoldásával pl. egy összetett kereszteződés kapcsán, ahol a helyhiány miatt muszáj lehet egy bonyolultabb gép megtervezése.

Ehhez kapcsolódik a modern korunkban a különböző ipari és technológiai ágazatok összefonódása, valamint ennek eredményeként az intelligens vezérléssel, fejlett érzékelőrendszerrel autonóm módon üzemelő, AGV technológiát alkalmazó robotkocsik, amelyek már szerves részét képezik az ipar 4.0-nak is. Ez a technológia és az általa nyújtott megoldások jelenleg magasan elterjedtek és vélhetően kisebb cégek számára is elérhetővé válnak a jövőben (lásd Amazon raktárak vagy a hatvani Bosch, Samsung, Siemens stb.). Íme néhány típus az elterjedtek közül, amelyekből párat az 4.3.2. ábra is szemléltet, illetve a 4.3.3. ábrán egy valóságos kivitel is megtekinthetünk:

- A kamerával irányított AGV-t nagy elvárt irányítási pontosság esetén alkalmazzuk kisebb létesítményekben és szűkösebb helyeken.
- A villás AGV-t különböző rakományok pl. raklapos termékek szállítására használjuk eltérő emelési magasságokkal.

- A tehetetlenségi vezérléses AGV-t a padló szintje alá telepített mágnesek, a fedélzeti mágneses érzékelő és egy giroszkóp, illetve útmérő segítségével helyezük el a térben és ezek alapján válik a targonca helye meghatározottá.
- Az egységtrakományok szállítására alkalmas AGV-eket nagy terhek mozgatásakor vetjük be és rendszerint valamilyen egyéb pályaelem kerül fel- és beszerelésre, mint pl. görgős pálya vagy lift szerkezet.
- Lézer által vezérelt AGV esetén a kibocsátott és visszaverődött lézer detektálása során a visszaverődés idejéből és a távolságból határozza meg a jármű a helyzetét.
- Optikai vezérelt AGV-nél mágnes helyett fényérzékeny szalag található a padlón és egy kerekes útmérő segítségével tudja a jármű, hogy hol jár a következő megállási ponthoz képest.
- A támasztókaros AGV esetén a szerkezetet két támasztókarral látják el a billenés lehetőségének kiküszöbölése miatt, ezen esetekben általában a jármű valamilyen keretet, raklapot mozgat.
- A kisméretű AGV-k értelemszerűen kis terhek és csomagok, egységek szállítására alkalmasak, zsúfolt helyeken is könnyen manővereznek [7].



4.3.2. ábra AGV kocsik főbb típusai [7]



4.3.3. ábra Raklapos AGV robot [8]

Azonban nem elég mindenféle szállítási megoldásokkal az anyag mozgatása, szükség van, egy automatikus raktározó rendszerre (AS/RS és SR). Az automatikus raktározó és kiszolgáló rendszerek, azaz AS/RS (Automatic Storage and Retrieval Systems), nagy kihasználtságot biztosít az emberi erőforrás nélküli anyagraktározás során, de a disztribúciós és a gyártási folyamatok közben is. Több fajtája létezik, ezek a lekezelt súly és a geometriai méret alapján csoportosíthatók, a leginkább elterjedtek a következők:

- Egység terhelésű AS/RS, azaz unit load.
- Kisterhelésű AS/RS, azaz mini load.
- Mélysávós AS/RS, azaz deep lane.
- Kezelő kosaras AS/RS, azaz man-on board.

Az egység terhelésű rendszerek esetén raklapos egységakományok képzése történik általában. Igen magas épületek ezek, ahol sok esetben a polcrendszer egyben az épület maga is, magasfokú automatizáltság jellemzi, azaz kevés dolgozót igényel, amellet, hogy biztonságos és jól kihasználható. egy bevett és jó választás sok esetben. A kisterhelésű rendszer csak a ki- és betárolt, mozgatott anyag méretében és súlyához képes tér el a korábbihoz képest. A koncepció ugyan az, a terhelés kisebb, míg a mélysávós rendszereket a hosszú folyosók és a tetemesen nagyobb tárolási kapacitás jellemzi, akár egység terhelésről, akár kicsi terhelésről van szó. Akad az emberi erőforrás és az automatika ötvözetéből is egy kivitel, ez a kezelő kosaras rendszer, ahol az operátor személy manuálisan képes mozogni a



sorok között, illetve fel-le vagy a mozgás lehet automatikus és a személy csak polcról történő megfelelő árú levételéért felel [7].

A mai korszerű rendszerek az ipar 4.0-ban már a korábban tárgyalt különböző kivitelű raktározási- és anyagmozgatási rendszerek ötvözéséből születtek. Ezeket korszerű, automatikus raktározó és kiszolgáló rendszereknek, azaz SR rendszereknek is hívjuk. Itt ér össze az informatika, elektronika és a gépészet csúcsa, lehetővé téve a termékek valós idejű mozgatását, szortírozását, ki- és betárolását, azonosítását, mennyiségük meghatározását, ellenőrzését, csomagok megalkotását, amely folyamatok összessége mind felel a termelés optimálisabb szintre hozásáért. Ennek komoly szoftveres háttere van és nagyobb rendszereknél óriási adatmennyiségek és adatbázisok lekezelésére, elemzésére lehet, és van is szükség. Továbbá nem elhanyagolhatók a vizualizáció eszközei sem, például a szimulációs szoftverek, amik lehetőséget adnak a logisztikai, anyagmozgatási, elrendezési folyamatok és a gyártástervezés, ütemezés valós idejű szimulálására és követésére, optimalizálási javaslatok megalkotására [7]. Ezek összességét nagy vonalakban szemlélteti a lent látható 4.3.4. és 4.3.5. ábra. Felfedezhetők görgős pályaszegmensek, ezek lehetnek szíj-, lánc-, vagy akár dobmotoros hajtásúak; a kisebb terhelésű polcrendszer pl. ládában tárolható termékekkel; a sorok között mozgó rakodó robot („STC” a stacker crane angol kifejezésből), amely önmagában képes a ládákat is szállítani, elhelyezni; a különböző kezelőfelületek és számítógépek a rendszerhez tartozó szoftverekkel, illetve a biztonságtechnika elemei pl. kerítések, fényfüggönyök, vészkapcsolók.



4.3.4. ábra Pálya elemek és rakodó robot [9]



4.3.5. ábra Polcrendszer és biztonság [10]

---

## 5. A LOG-X Systems Kft. és a projekt bemutatása

### 5.1. A cég ismertetése

A LOG-X Systems Kft.-t. intralogisztikai automatizálásban operál és saját rendszert értékesít szoftverrel együtt. Ennek elemeit a telephelyen történő programozást, tervezést, gyártást és részleges szerelést követően a helyszínen helyezi üzembe, ott történik a tesztüzem és minden utólagos javítás is. Garanciát vállal a saját rendszerére az ipari szegmensben megszokott 1 évhez képest egy újabb évre, tehát 2 teljes évre és ezt követően is biztosít cserealkatrészt. Jelenleg a 1152 Budapest, Városcsúcs utca 14. cím alatt található meg. Cégcsoportról beszélünk, amely egyik tagjaként megszületett a magyarországi vállalat gyártó, tervező és szerelő része. Emellett egy intralogisztikai szoftverszolgáltató cég, valamint egy alkatrészekkel, javítással, cserével foglalkozó vállalkozás jelenti a cégcsoport pillérét. Ezeket később, a német piacra való betörést követően egy németországi GmbH is kiegészítette. A cégek megalakulása szorosan összefonódik Nagy Attila tulajdonos és vezérigazgató életútjával és szenvedélyeivel. A jelenlegi működés 2018.07.19. óta tart, ekkor lett bejegyezve a cégcsoport első gyártó, tervező cége. Viszont ez harmadik alkalommal történt meg. Két korábbi sikertelenül lezáruló próbálkozását követően befektetők nélkül vágott bele az elképzeléseinek megvalósításába. Ezt a LOG-X Software Kft. szoftverszolgáltató cég követte 2018.10.18-án, majd a LOG-X Alkatrészek Kft. 2019.01.15-én. A tulajdonos egyik fő célja az volt, hogy létrehozson egy saját gyártású és tervezésű, ipari, automatizált raktározási rendszert, amely kiváló minőségű és innovatív megoldásokat kínál az intralogisztikai szektorban. A vállalkozás szilárd célrendszerrel rendelkezik, amely a hosszú távú fenntartható növekedésre és az üzleti sikerre összpontosít. Az egyik fő üzleti cél a pénzügyi kiterjedtség csökkentése, amelyet azáltal ér el, hogy igyekszik a saját erőforrásaira támaszkodni, és minimalizálni a külső finanszírozás igényét. Másik kiemelt cél az, hogy minden területen saját kezben tartsák a folyamatokat. Ez az önellátás és a teljes függetlenség iránti elkötelezettségüket tükrözi. A projektek határidőre való teljesítése is döntő, hiszen az ügyfelek számára a megbízhatóság és a pontosság kiemelten fontos és ezzel egy elengedhetetlen stratégiai elem valósul meg, ez a közbérek kerülése. Emellett a piaci változásokra történő rugalmas reagálás az, amivel elkerülik, hogy felesleges kötelezettségeket vállaljanak fel. Az első évük célja belföldi projektek szerzése volt, amelyek segítettek kiküszöbölni az üzleti

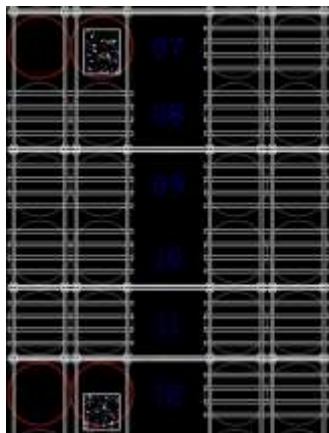
tapasztalatban és hálózatban lévő esetleges hiányosságokat. A második évben ambiciózus célt tűztek ki, ez volt a német piacra történő betörés, ami hosszú távon az európai terjeszkedés alapjául is szolgált. A harmadik évben az volt a fókuszban, hogy elérjék az egyes kiállításokat Stuttgartban, Münchenben, Budapesten, Rijádban, Kairóban, Genfben és Chicagóban, hogy nemzetközi megjelenésük megtörténjen és erősödjön. Az üzleti sikerüket nem hajszolják, mert hisznek a türelemben és az emberségességben, valamint egy családi munkakörnyezet fenntartásában. Az értékeik között szerepel a hosszú távú partneri kapcsolatok kialakítására való törekvés, a megbízhatóság és az ügyfélközpontúság. A jövőbeni terveik között szerepel a saját gyártóberendezéseik számának és a kapacitásuknak növelése a folyamatszabályozás meglétével. Emellett egyedi SAP vállalatirányítási rendszer bevezetésén dolgoznak, hogy tovább növeljék hatékonyságukat és versenyképességüket. A vállalat sikerességének számos kritériuma van és volt, amelyek hozzájárultak ahhoz, hogy a cég gyors növekedést érjen el az elmúlt években. Az első és alapvető kritérium az volt, hogy a piaci igény fennálljon a szolgáltatásukra. Az ügyfelek egyre nagyobb és komplexebb, egyedibb igényekkel fordultak hozzájuk, amiket ők nem utasítottak el a versenytársakkal ellentétben és ezt követve növekedett a projektek száma és a megkeresések száma is. Az elmúlt évek kihívásai között szerepelt a COVID-19 negatív hatása a gazdaságra, ami sok vállalatot érintett. Az alapanyaghiány, a gyártatott és szerelésre kész termékek hiánya is komoly probléma volt, de a saját gyártás beindítása segített ezen a területen is enyhíteni a körülményeket. Ezenkívül túl gyors növekedésükkel szembesülniük kellett, hiszen a kezdeti 4-5 fős csoport helyett ma már közel 50 fő tesz napi szinten a működésért, ez azonban szervezetlenséget okozott, problémákat eredményezett és a vállalati kultúra kialakulásának hiánya érezhetővé vált. A problémamegoldás képessége és a rugalmasság volt az, amelyek segítettek abban, hogy gyorsan tudjanak reagálni a változó körülményekre. Az ügyfélközpontúság mindig is kulcsfontosságú volt számukra, és ennek eredményeként sikerült megtartaniuk ügyfeleiket és hosszú távú partnerségeket alakítottak ki velük. A minőség és folyamatos fejlesztés is központi szerepet játszott sikerükben, így az árbevétel is jelentős növekedést mutatott az elmúlt években. 2018-ban 80 millió forint árbevétellel indultak, majd 2019-ben 500 millió forintot értek el. 2020-ban már 800 millió forintot értek el, és 2021-ben az árbevétel elérte az 1 milliárd forintot. 2022-ben az árbevétel tovább nőtt, elérve 1.4 milliárd forintot.

## 5.2. A projekt és egyes elemeinek ismertetése

A projekttel kapcsolatban a törökországi Flinstone Fiktív Kft. kereste fel a céget, amely eltérő méretű repülőgép abroncsokat akart lekezelni egy teljesen automatizált, egyedi kialakítású magasraktározási rendszerrel a betárolástól egészen a kitárolásig. A megrendelő Flinstone Fiktív Kft. és a szolgáltató LOG-X Systems Kft. vezetőinek megállapodását és a szerződés aláírását követően vette kezdetét az alaposabb helyszíni felmérés és a tervezési folyamat 2022-ben. Jelenleg a kiszállítási és beüzemelési fázis zajlik.

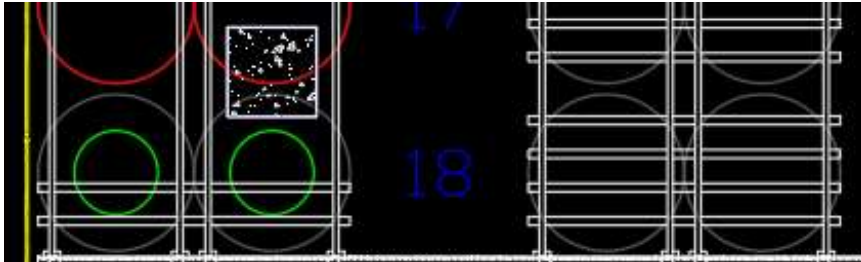
### 5.2.1. Az állványrendszer

A projekt keretein belül az állványrendszer tervezése nem az én konkrét feladatomból volt, de megismerése szükséges és érdekes is egyben. Kiindulási alapként, az önsúly mellett, az állványzatra nehezedő maximális lehetséges teher volt számításba véve. Ehhez a tárolásra szánt repülőgép abroncsok számát kellett meghatározni, azaz a rendszer befogadó képességét. Ez egyértelműen függött a termékek geometriai méretétől, ami a helyszíni felméréssel együtt kihatott a sorok, oszlopok és emeletek kialakítására. A terhelés meghatározásához a helyszíni felmérést követően csoportos mérnöki munkavégzéssel létrehoztunk egy koncepciós két- és háromdimenziós layout-ot, amelyen láthatók lettek a sorok, oszlopok és emeletek, valamint az ezek kialakítását egyes helyeken gátló, a csarnokban elhelyezkedő szerkezeti vasbeton oszlopok. Ezek az oszlopok valahol teljes mértékben ellehetetlenítették egy termék elhelyezését, míg más esetben csak korlátozták azt. Ez azt jelenti, hogy egy kisebb méretű abroncs még elfért az oszlopok által redukált térben. Ebből mutat meg részleteket az alábbi ábrák.



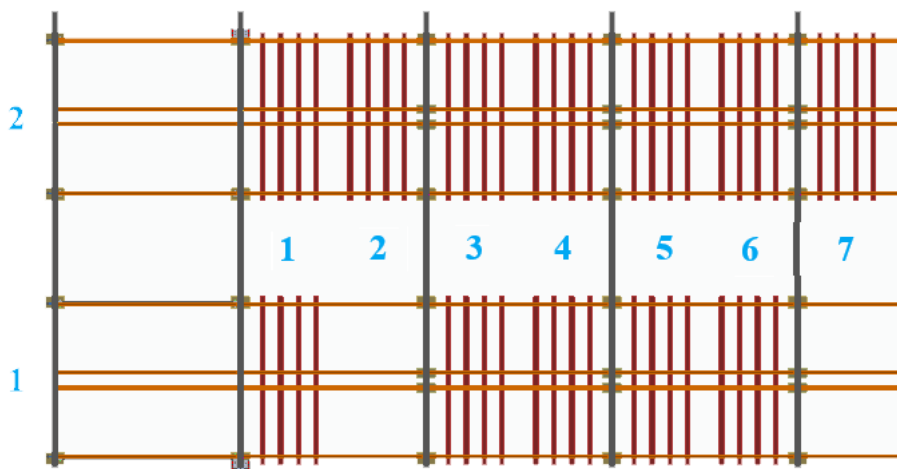
5.2.1.1. ábra 2D layout felülnézete

A 5.2.1.1.-es ábrán láthatók példaként 7-től 12-ig az oszlopok. Ezekben a fent említett gátló szerkezeti elemek lettek körbe építve. Piros körrel a logikailag részben vagy teljesen tiltott tárhelyek, fehér körrel pedig a befogadóképes tárhelyek lettek jelölve. A fehér kör a legnagyobb feltételezett abroncs 1400 mm-es átmérője, a legkisebbé pedig 600 mm-es és zöld kör jelzi a 5.2.1.2. ábrán.



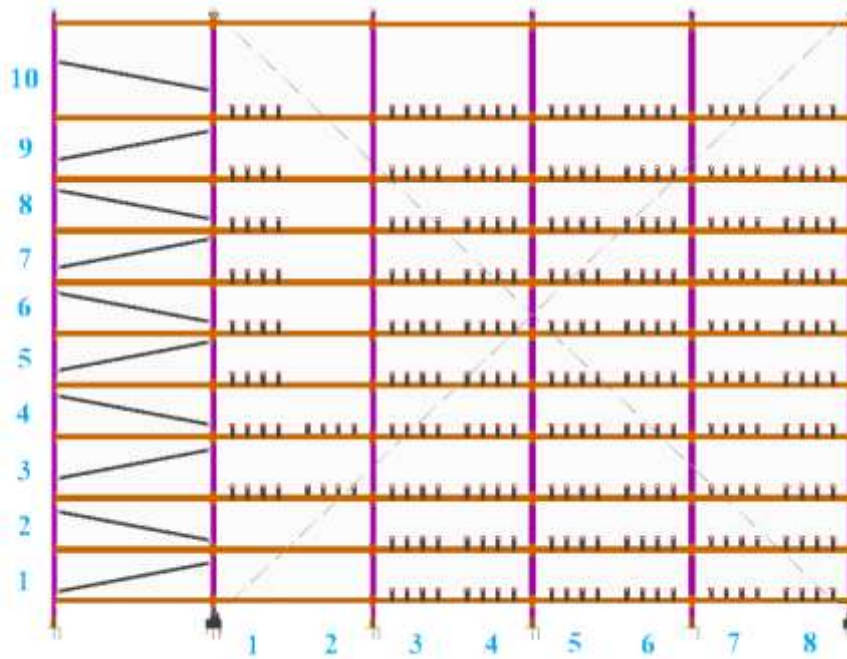
5.2.1.2. ábra 2D layout redukált hely

A 5.2.1.3. ábra két sort mutat meg felülnézetből és a 3D layout kimaradó tárhelyeit szemlélteti.



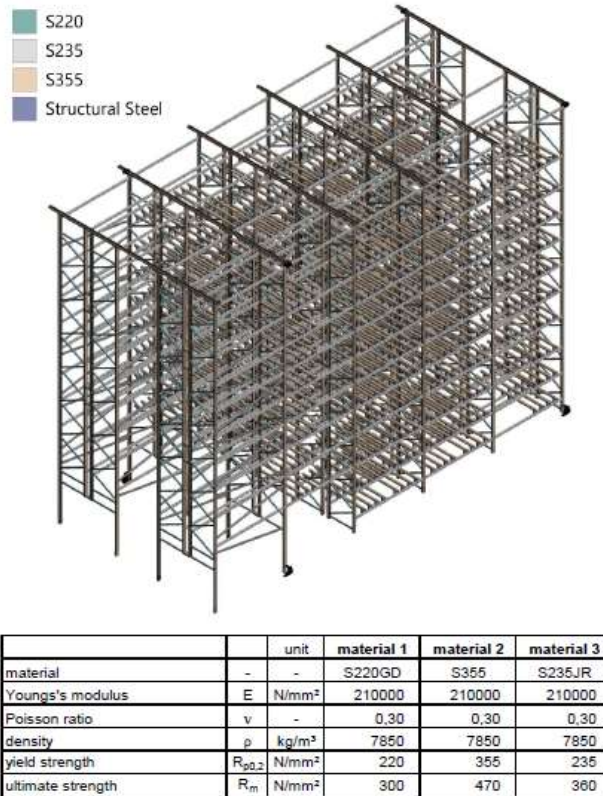
5.2.1.3. ábra 3D layout felülnézete

Az 5.2.1.4. ábra oldalnézetből ábrázolja az állványzat elejét. Összességében 10 emelet, 44 oszlop és 4 sor garantálja azt a masszív kapacitást, amely igényt teljesíteni kellett a projekt során. Ez, a gátolt helyeket számításba véve és a legnagyobb abronccsal számolva, adta a minimum befogadó képességet, ami 3160 db. A teljes egybefüggő állvány 12 m magas 74,7 m hosszú és 15,2 m széles.



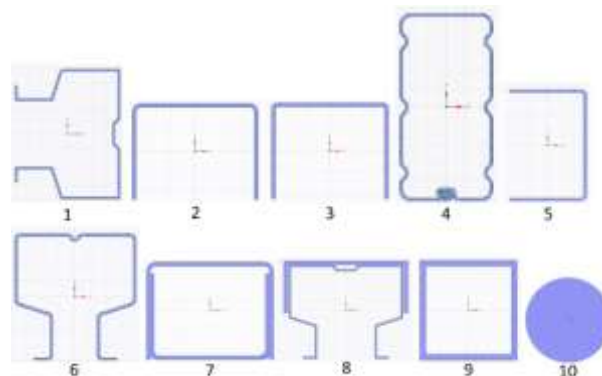
5.2.1.4. ábra 3D layout oldalnézete

Magát az állványrendszert a törökországi földrengés-sorozatot követően szigorú ellenőrzésnek kellett alávetnünk és külső felet kellett bevonnunk. A megfelelő statikai méretezésekkel alá kellett támasztanunk és egyben tesztelnünk is kellett azt, hogy kibír a rendszer önmagában egy földrengést és megfelelő biztonsági tényezőt kapunk eredménynek kihajlás és terhelés tekintetében is. Ehhez az állványrendszer leggyengébbnek vélt részét 15,5 m-es hosszban vette alapul a kooperációra felkért cég és Ansys 2021 R2 szoftvert használtunk a numerikus számításokhoz. Ebbe a dokumentumba ad betekintést a 5.2.1.5. ábra, ahol a STEP fájlként elküldött részegység látható az anyagokkal és azok tulajdonságaival.



5.2.1.5. ábra Rendszer szegmens és anyagok

A lineáris statikai analízis során a megengedhető feszültség a folyáshatár  $n = 1.67$ -es biztonsági tényezővel osztott értéke, az ismétlődő igénybevételből származó feszültség határértéke a szakítószilárdság 0.4-szerese. A vizsgált részegység önsúlya 21.87 tonna, amely 10 különböző keresztmetszetű szerkezeti elemet tartalmaz. Ezeket szemlélteti a 5.2.1.6. ábra, amelyek között a fizikai kapcsolatot figyelembe véve egyes különálló keresztmetszeteket egyként kezeltünk. A hálózás 268 612 csomópontot és 132 875 elemet tartalmaz.



5.2.1.6. ábra Állványrendszer keresztmetszetek



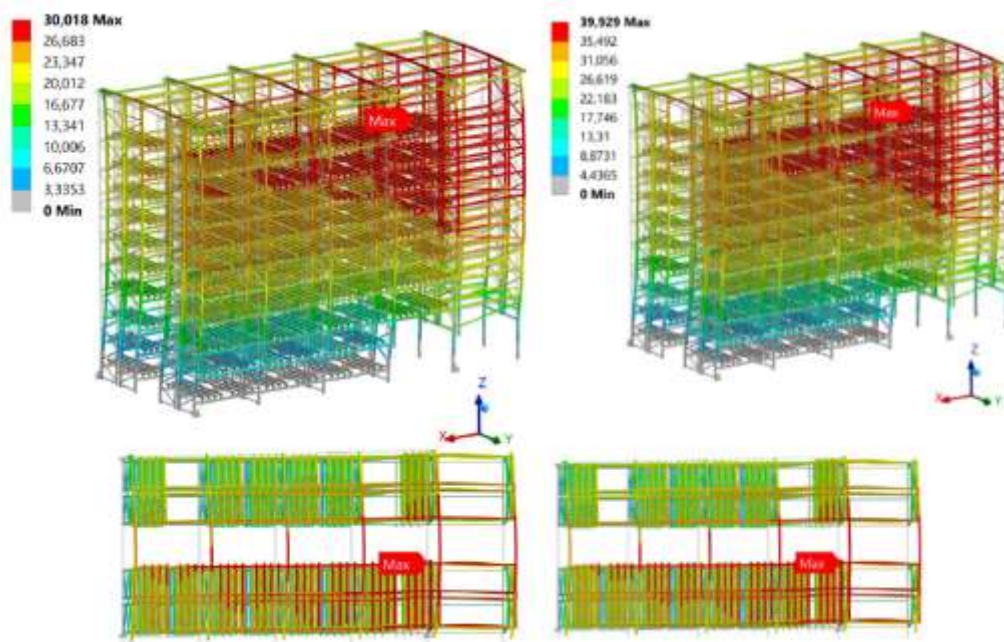
A földrengés okozta terhelések meghatározását a TBEC 2018 török sztenderd alapján végeztük arra a meghatározott területre, ahol a rendszer felépítésre került. Az értékelés és kalkuláció a FEMA 460 (Seismic Considerations for Steel Storage Racks) alapján történt, amit a BSSC (Building Seismic Safety Council) dolgozott ki a FEMA (Federal Emergency Management Agency) számára az Amerikai Egyesült Államokban. A FEMA 460 és a TBEC 2018 megfelelő alfejezetei alapján két eset került szimulálásra egy a biztonság céljából redukált rugalmas spektrumon belül, az ezekhez felhasznált kiinduló adatokat mutatja be a 5.2.1.7. ábra. A szekcióra jellemző 268 tárhely mindegyikében a legsúlyosabb 135 kg tömegű abroncsot feltételeztünk, ami 36180 kg összesítve, de ezt erők segítségével vittük be az analízisbe és nem 3D környezetben belül, így az üres állványrendszer súlya (DL) és a termékkel feltöltötté (PL) ugyanakkora volt.

	Source		Units		Comment
Earthquake Ground motion level	2.2			DD-2	475 year recurrence
Seismic Importance Factor	Table 3.1	I	-	1.5	
Withstand redundancy coefficient	Table 4.1(D2)	D	-	2	Structural Systems with Limited Ductility
System behaviour coefficient	Table 4.1(D2)	R	-	3	
		SS	g	0.583	
		S1	g	0.175	
Horizontal Elastic Design Spectrum	Eq. 2.1	SDS	g	0.738	
	Eq. 2.1	SD1	g	0.263	
	Table 2.1	FS	--	1.267	Soil Class ZC
	Table 2.1	F1	--	1.800	Soil Class ZC
	2.3	Ta	s	0.071	
	2.3	Tb	s	0.355	
	2.3.4.1	TL	s	6.000	
Vertical Earthquake Effect	4.4.3		m/s <sup>2</sup>	4.830	2/3 SDS

Accelerations for calculation	Combination FEMA460 6.4.1.1 (1)		Combination FEMA460 6.4.1.1 (2)	
	DL	PL	DL	PL
X in mm/s <sup>2</sup>	1901,8	1901,8	2535,8	2535,8
Y in mm/s <sup>2</sup>	1901,8	1901,8	2535,8	2535,8
Z in mm/s <sup>2</sup>	10570,7	8118,2	4871,7	4871,7
Pallet Load in kg	-	36180,0	-	36180,0
Pallet Load X in N	-	68808,7	-	91745,0
Pallet Load Y in N	-	68808,7	-	91745,0
Pallet Load Z in N	-	293717,8	-	176257,5

5.2.1.7. ábra Terhelési esetek kiinduló adatai és eredményei

Az első esetben az állványt „nyugalmi” állapotban éri rövid időintervallumban a rengések okozta terhelés és közel 30 mm-es elmozdulást eredményez a szerkezet felső, gyengébb szegmensében. A második esetben már önmagában is jelen van egy feszültség a rendszerben, amiről fontos megjegyezni, hogy negatívan befolyásolja a kimenetelt, és így éri a szerkezetet a korábbi esettel ekvivalens hatás. Ez 40 mm körüli deformációt okoz. Az eredményeket a 5.2.1.8. ábrán szemléltetem.



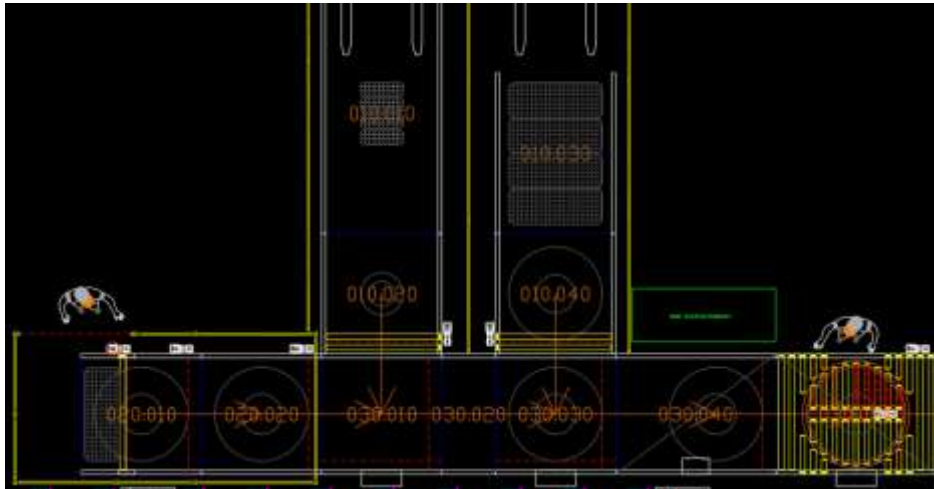
5.2.1.8. ábra Deformációk értékei

Az egyes elemek, mint pl. a hossz-kötők, kereszt-kötők, átlók talplemezek, oszlopok, tartógerendák stb. külön-külön történő vizsgálatai is azt támasztották alá, hogy az állványrendszer az adott területre jellemző földrengésekből származó terhelést elviseli. Néhány esetben a többszörös biztonsági intézkedések figyelembevételével a megengedhető igénybevételnél minimálisan nagyobb, azonban a valós folyáshatárnál jóval alacsonyabb eredményt kaptunk, így tolerálható tartományon belül maradt a biztonság szempontjából. Az is világossá vált, hogy 8.8-as szilárdsági osztályú M8-as csavarokat kellett bizonyos helyeken kialakított kötésekben magasabb osztályba sorolt 12.9-es csavarokra cserélni.

Szintén a két terhelési eset alapján végtünk numerikus, lineáris analízist kihajlásra. Az ebből kapott egyenérték bírt fontos jelentéssel, mert ez volt az a lehetséges kritikus szorzó, terhelést növelő tényező, ami tekinthető egyfajta biztonsági tényezőnek. Az 1.0 alatti értékek jelentik azt, hogy a fellépő igénybevétel hatására a szerkezet kihajlik, az 1.0 érték a szerkezetben törést okozó nyomófeszültség határesete, és jellemzően 3.0 feletti értékek elérése volt a cél. Az első terhelési esetben az egyenérték 4.85-tel, amíg a második esetben 3.53-mal volt egyenlő, tehát az elvárásoknak megfelelt.

### 5.2.2. A szállítópálya rendszer

A szállítópálya rendszer moduljainak tervezése javarészt az én feladatomból volt a projekt kapcsán. Több különböző kialakítású modulból és a modulokon belül is eltérő altípusokból áll a pályarendszer. A betárolási oldalról nézve két, egyszerre 4 abroncsot befogadni képes, targoncákkal tölthető vályú helyezkedik el, amelyben egy 2 tengelyes manipulátor továbbítja a terméket az első lánchajtású, görgős szállítópályáig. A kötött pályán mozgó manipulátor és a „V” alakú vályú egy modulnak tekinthető (pl. 010.010), habár a robot belenyúlik az ezt közvetlen követő pályába (pl. 010.020) és az alsó haladó kocsi egy része eléri az irányváltó egységet is (pl. 030.010). Ezt sematikusán a 5.2.2.1. ábra mutatja be és a 5.2.2.2. ábrán látható 3D környezetben is a vályú nélkül. A nyilak az anyagáramlási irányokat jelzik a 2D layout-on.

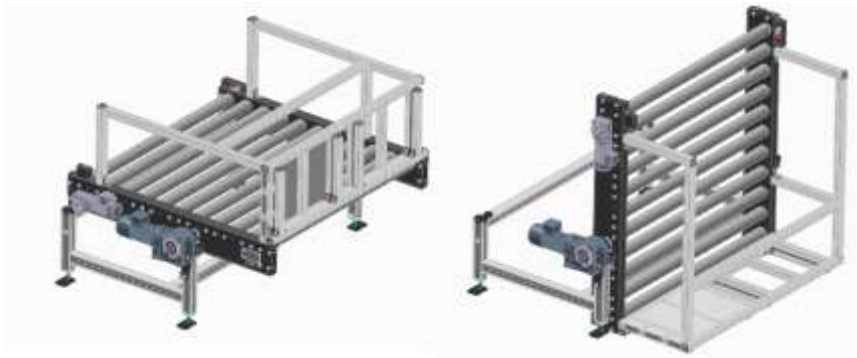


5.2.2.1. ábra Betárolási oldal



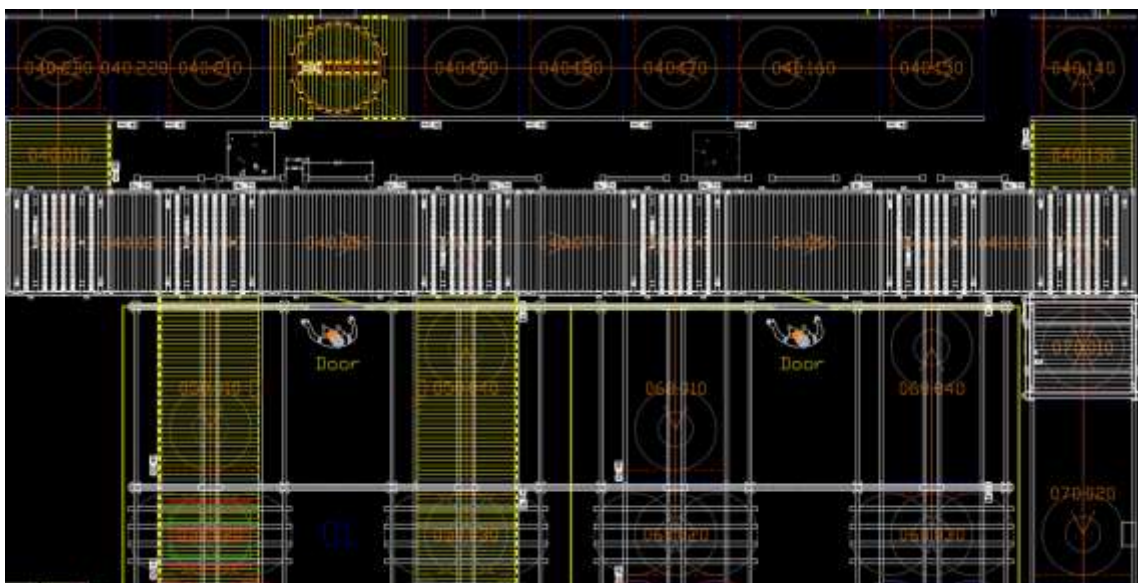
5.2.2.2. ábra Betárolási oldal 3D

A fentebb említett modulokból 2 sor tevődik össze egymás mellett és ugyanazt a funkciót látják el, ezzel gyorsítva a kamionok ürítését. Ezek mellett egy félautomata, emberi beavatkozással üzemelő betárolási pont is helyet kapott az ún. „Inbound” részen (020.010). Ez egy egyedi, kerékkel együtt billenő görgős pálya, amit a 5.2.2.3. ábra szemléltet a két végállásban.



5.2.2.3. ábra Billentő modul

Az egyéb modulok, amelyekről kiemelten nem esik szó, azok minden esetben 800 mm, 1200 mm, 1800 mm, 2400 mm, 2600 mm, 3200 mm és 3600 mm hosszú, 1800 mm széles és 800 mm magas, lánchajtású görgős pályák univerzális kivitelben. Ezek közel mindegyike megtalálható a layout „Loop”-nak elnevezett részében a modulok között, amit a 5.2.2.4.-es ábra tartalmaz.



5.2.2.4. ábra A „Loop” és az STC fel-leadó rész

Egyes esetekben a hajtás egyedi axiális kivitelben került kialakításra a felmerült kiindulási körülmények miatt, ami azt jelenti, hogy egy műanyag, profilos láncvezetővel kényszerpályán, vonalban megvezetett láncsal bírjuk forgásra a görgőket. Ugyanakkor megtalálható több irányváltó modul is (pl. 040.230, 040.040 stb.), STC fel-leadó modulok (pl. 050.020) és forgó asztalos minőségellenőrző pont is (pl. 040.200) ebben a szegmensben. Ebbe nyújt betekintést a 5.2.2.5.-ös, a 5.2.2.6.-os és a 5.2.2.7.-es ábra.



5.2.2.5. ábra Axiális modul



5.2.2.6. ábra STC fel-leadó modul



5.2.2.7. ábra Forgó asztalos minőségellenőrző modul

Az alaprajzon tovább haladva egy kritikus keresztmetszethez jutunk, ahol a két irányú anyagáramlást emeletek (pl. 070.020 tetején 130.060) kialakításával lehetett csak biztosítani. Ezt a részt a 5.2.2.8. és a 5.2.2.9. ábrán találjuk.



5.2.2.8. ábra Szerelde felé vezető folyosó



5.2.2.9. ábra Emeletes modul

Ehhez lift modulok (pl. 070.010) kialakítására volt szükség, mert a két szállítási szint közötti átjárás biztosítása ezen a szakaszon az anyagáramlás gyorsaságának fenntartásában döntő szerepet játszott. A liftet a 5.2.2.10. ábra tartalmazza.



5.2.2.10. ábra Lift modul

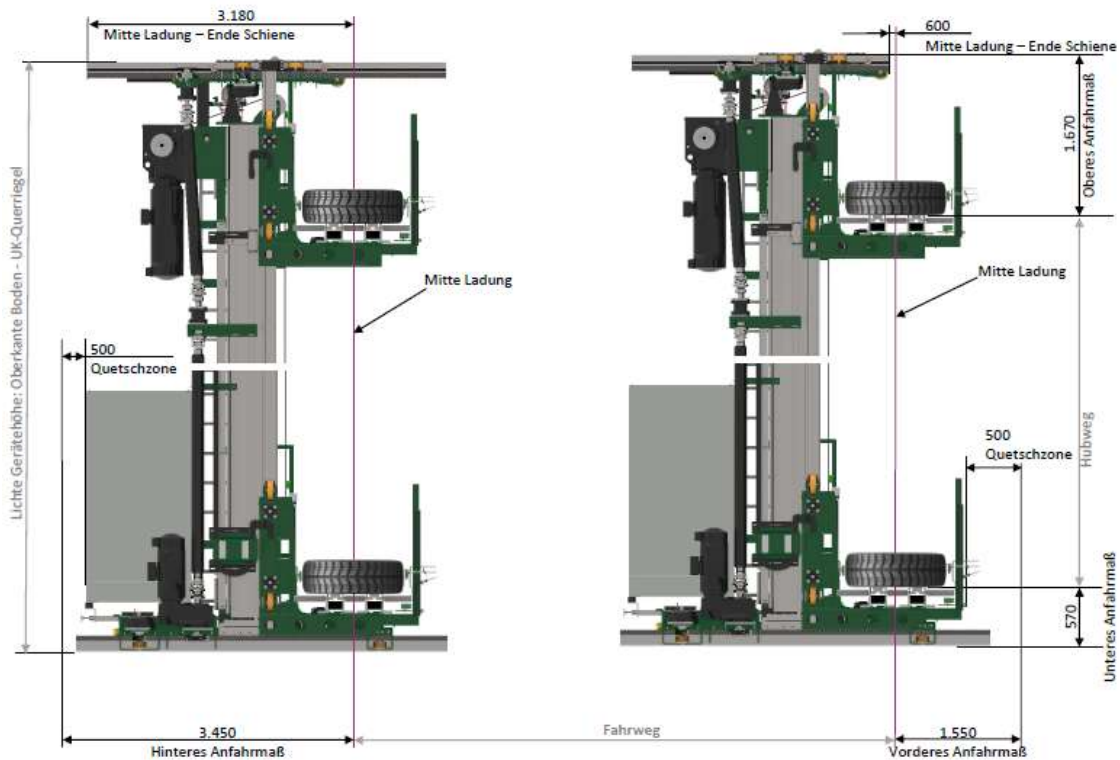
Ezt követően pedig az AGV-re (090.010) kellett a terméket továbbítani, amely a felújításra szoruló használt abroncsokat a megfelelő gyártósorhoz juttatja. Az AGV szállítási síkja emelhető 60 mm-el, így egy konzolos modul (080.020) és egy AGV-re épített keret bizonyult megoldásnak a problémára. Ezt a két rendszerelemet a 5.2.2.11. ábra mutatja be.



5.2.2.11. ábra Konzolos modul és az AGV

### 5.2.3. A rakodógép

A rakodógép tervezésével egy német alvállalkozót bízunk meg, akivel már több közös projektünk volt. A megoldandó feladat konkretizálását és a kezdeti feltételek tisztázását követően az alábbi 5.2.3.1 ábrán látható rakodógép került az állványrendszer egy-egy sora közé.

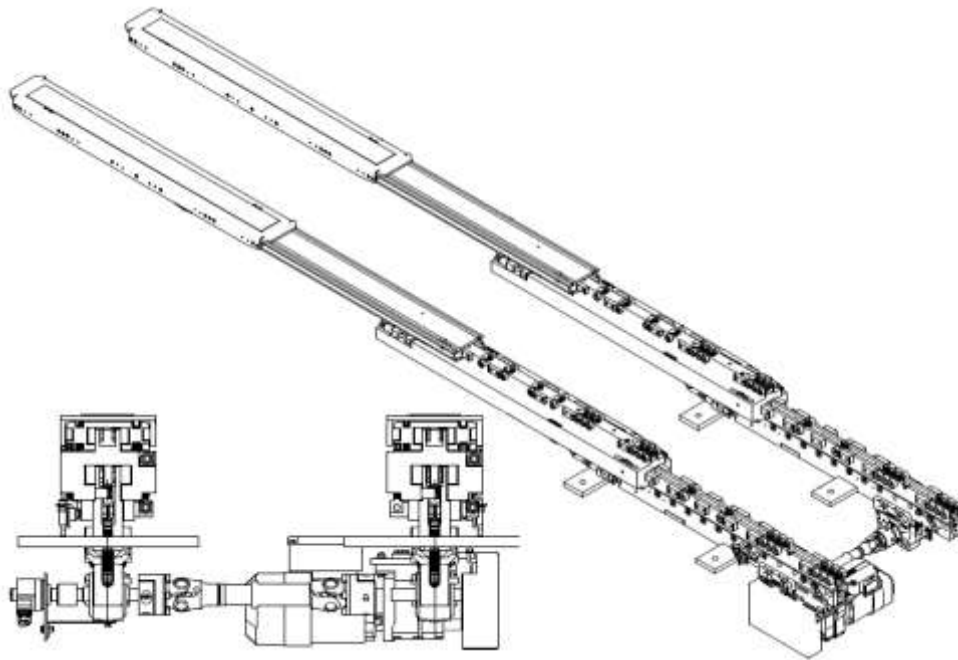


5.2.3.1. ábra A rakodógép

A rakodógép igen masszív szerkezetű. Erre a sebességek, gyorsulások és a kezelt teher miatt volt szükség. Az alsó haladó sínen az X-tengely mentén ferde fogazású fogaskerék-fogasléc hajtás biztosítja az elmozdulást egy forgó jeladóval felszerelt hajtóműves villanymotort követően. A fellépő nyomaték és fordulatszám több, az oszlopra csapágyazott és tengelykapcsolóval szerelt, kardántengellyel van eljuttatva a felső haladó sínhez, ahol az alsó sínnek megfelelő fogaskerék-fogasléc pár hozza létre a szinkronizált elmozdulást. A sínek és a rajtuk mozgó alsó-felső kocsik kialakítása adja magát a megvezetést is. Ezt teherviselő és borulásgátló kerekek biztosítják. Az Y-tengely mentén fogasszíjtárcsa és fogasszív kapcsolata, illetve szintén egy forgó jeladós hajtóműves motor hozza létre a mozgást. A teherfellevő egység (LHU), amin az abroncs nyugszik, görgős kocsikkal körtengelyes vezetősínen halad. A



Z-tengely mentén a mozgás a teherfelvevő egységbe épített szerkezet által valósul meg és egy teleszkóp kivitelű targonca villára hasonlító konstrukció végzi. A két kitolt egység szinkronizált hajtását ebben az esetben hajtóműves villanymotor, kardántengely, csapágyak, tengelykapcsolók és forgó jeladó alkotja lánchajtással. A villát az 5.2.3.2. ábra tartalmazza.



5.2.3.2. ábra Teleszkóp villa

## 6. Tervezési feladat, alapadatok

### 6.1. Tervezési feladat

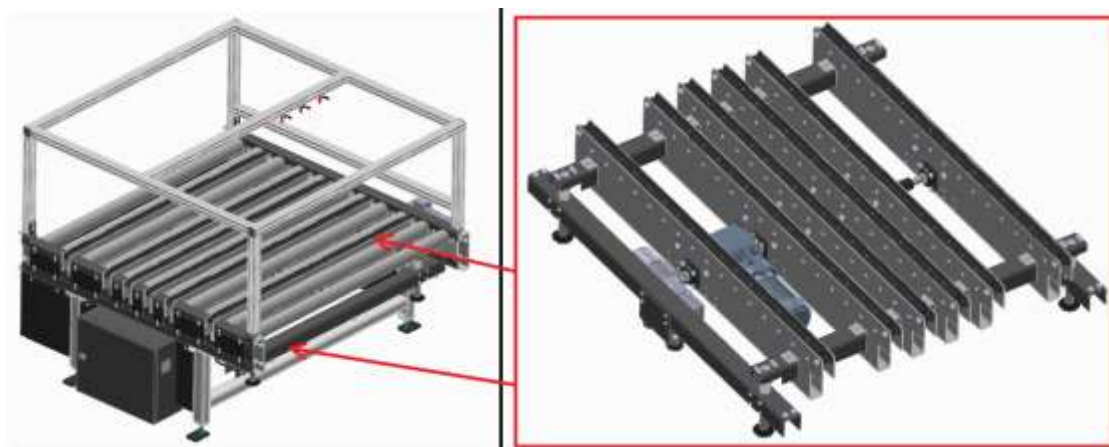
Az 5.2.2. fejezetben taglalt konstrukciókhoz az alábbi tervezési feladatokat végzem el:

- A görgős szállítópálya modulok görgőinek kiválasztása, a leghosszabb sztenderd 3600 mm-es taghoz motorválasztás, lánckerék választás, tengelytervezés, retesz méretezés, láncméretezés (6.1.1. ábra, 7.1. fejezet).



6.1.1. ábra A 3600 mm-es alap modul

- Az 1800 mm-es modulokban az irányváltó egységet emelő golyósorsós hajtáshoz motorválasztás, lánckerék választás, tengelytervezés, retesz méretezés, láncméretezés és az irányváltást megvalósító hajtáshoz motorválasztás, lánckerék választás, tengelytervezés, tengelykapcsoló választás, retesz méretezés, láncméretezés, (6.1.2. ábra, 7.2. fejezet).



6.1.2. ábra Az 1800 mm-es irányváltós modul

## 6.2. Tervezési alapadatok

A megrendelő és a szolgáltató cég által előre megadott adatok, előírások:

- A mozgatott tömeg minimuma 25 kg és maximuma ráhagyással 140 kg.
- A legkisebb abroncs  $d_{\text{kicsi}} = 600$  mm, a legnagyobb abroncs  $d_{\text{nagy}} = 1400$  mm.
- A sztenderd pályák szállítási magassága 780 mm.
- A leghosszabb modul mérete 3600 mm.
- A modulok szállítási szélessége 1680 mm.
- A pályáknál használt két oldalprofil „C” alakú, 60 mm széles, anyagvastagsága  $s = 4$  mm, anyagminősége S235 acél, felületkezelése porfestés, színe RAL 9006.
- A takarólemezek anyagvastagsága  $s = 2$  mm, anyagminősége S235 acél, felületkezelése horganyzott vagy porfestett, színe RAL 9004.
- Az irányváltó teherviselő lemezalkatrészeinek anyagvastagsága  $s = 4$  mm, anyagminősége S235 acél, felületkezelése horganyzott.
- A görgők közötti távolságok osztása 160 mm.
- A görgők átmérője  $d_{\text{görgő}} = 80$  mm, felülete horganyzott.
- A görgők végkialakítása műanyag lánckerék.
- Az anyagáramlási sebesség minimális és maximális értéke 200 - 400 mm/s.
- A pályák görgős hajtása áttétel nélküli lánchajtás ISO 10B-1 szimplex láncsal.
- Az emelést végző mozgások golyósorsó-golyósanya kivitelűek.
- A golyósorsó-golyósanya hajtása áttétel nélküli lánchajtás ISO 10B-1 szimplex láncsal.
- A golyósorsó  $d_{\text{orsó}} = 40$  mm névleges átmérőjű és a menet  $n = 1$  bekezdésű, a menet osztása  $P = 10$  mm, emelkedése egy fordulatra 10 mm.
- 4 ponton történjen az emelés minden konstrukcióban.

- 
- Az irányváltó emelési magassága 40 mm, ezzel kerüljön a sztenderd szállítási magasság fölé 20 mm-rel.
  - Az irányváltó hajtása közvetlenül hajtóműves motorról történjen.
  - Az irányváltás 6 lehetséges szállítási felületen menjen végbe.
  - Az irányváltás láncvezetőkkel vezetett ISO 10B-2 duplex láncokon történjen.
  - A hajtások és a mechanikai rendszerek a hatásfoka  $\eta = 0,9$ .
  - Minden hajtásnál SINAMICS G120C frekvenciaváltóhoz illeszkedő maximum 0,55 kW-os, háromfázisú, IEC szabványoknak megfelelő, kúpfogaskerekes hajtóműves villanymotort kell használni, emelés esetén fékkel.
  - A reteszkötések és azok illesztése kereskedelmi tételtől eltérő egyedi alkatrészekben DIN 6885 A szerinti laza. A reteszek anyaga rozsdamentes acél, hossza a piacon elérhető sztenderdeknek megfelel.
  - A tengelyek anyaga 1.4571/X6CrNiMoTi17-12-2/AISI 316Ti jelölésű ausztenites, korrózióálló acél.

## 7. Az egyedi rendszer elemeinek megtervezése

Ebben a fejezetben végzem el a 6.1. alfejezetben bemutatott konstrukciók tervezését a 6.2. alfejezetben megadott adatok és előírások alapján.

### 7.1. Görgős szállítópálya modul tervezése

A taglalt szállítópálya modul képét mutatja a 7.1.1. ábra.



7.1.1. ábra Görgős szállítópálya modul

#### 7.1.1.1. Görgő választása szállítópályába

A 6.2. fejezetben megadott információk alapján a választott görgő az Interroll Series 3600 típusa egyedi EL = 1728 mm-es hosszban. Ennek átmérője  $d_{\text{görgő}} = 80 \text{ mm}$ , falvastagsága  $s = 2 \text{ mm}$ , felülete horganyzott, tömege  $m_{\text{görgő}} \cong 12 \text{ kg}$ , két oldalt csapáhyazott. A hajtás oldalán a választott kialakítás polimer lánckerék 5/8" -os osztással az ISO 10B-1 lánchoz igazodva,  $z = 15$  foggal. Statikus terhelhetősége a 7.1.1.1. ábra alapján a hossz függvényében  $F_{\text{load}} \cong 2000 \text{ N}$ .

A legkisebb gumi súlya  $G_{\text{kicsi}} = m_{\text{kicsi}} \cdot g = 25 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 245,25 \text{ N}$  és átmérője 600 mm. Ezt már egy görgő is elbírja, de a 160 mm-es görgő osztásból adódóan  $n = \frac{600 \text{ mm}}{160 \text{ mm}} = 3,75 \approx 3$  db görgő támasztja alá. A legnagyobb gumi súlya  $G_{\text{nagy}} = m_{\text{nagy}} \cdot g = 140 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1373,4 \text{ N}$  és átmérője 1400 mm. Ezt szintén elbírja egy görgő, de a 160 mm-es görgő osztásból adódóan  $n = \frac{1400 \text{ mm}}{160 \text{ mm}} = 8,75 \approx 8$  db görgő támasztja alá. A 3600 mm-es modulban

$\frac{3600 \text{ mm}}{160 \text{ mm}} = 22,5 \approx 22$  db görgő van, ez  $3600 \text{ mm} - (22 \cdot 160 \text{ mm}) = 80 \text{ mm}$  maradékot jelent, ami a modul két végén fele-fele arányban oszlik meg.

#### Technical data

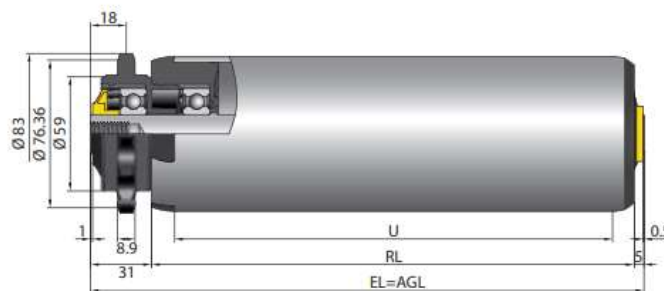
General technical data	
Platform	1450
Max. load capacity	3500 N
Max. conveyor speed	0.5 m/s
Anti-static version	Yes
Temperature range	-5 to +40 °C
Material	
Tube	Zinc-plated steel, stainless steel
Shaft	Uncoated steel, zinc-plated steel, stainless steel
Bearing housing	Polyamide, RAL9005 (jet black)
Drive head	Polyamide, RAL9005 (jet black)
Seal	Polyamide, RAL1021 (rape yellow)
Bearing version	Drive side: Precision steel ball bearing 6204 2RZ, greased Non-driven side: Precision steel ball bearing 6205 2RZ, greased

#### Load capacities of series 3600

The load capacity table refers to a temperature range of +5 to +40 °C.  
Valid for the following shaft designs: female thread or male thread.

Bearing: 6204 2RZ and 6205 2RZ.

Tube material	Ø Tube/ thickness [mm]	Drive element	Ø Shaft [mm]	Maximum static load [N] for installation length						
				400	600	800	1000	1200	1400	1600
Steel	80 x 2	Polymer sprocket head 5/8", T15 and T18	20	3500	3500	3500	3500	3500	3310	2510
		Polymer double sprocket head 5/8", T15 and T18		3500	3150	3005	2925	2880	2845	2600
		Polymer toothed belt drive head 8, T25		3500	3150	3005	2925	2880	2845	2600



7.1.1.1. ábra A görgő adatai

#### 7.1.2. Hajtóműves motor választása szállítópályába

A görgős szállítópályákra villanymotort a Siemens TIA Selection Tool program segítségével választottam ki. Ehhez a 6. fejezetben és a 7.1.1. pontban előre definiált vagy kiszámított adatokat vittem be a görgők hajtásáról és a görgők műszaki adatairól, valamint a rendszert érintő üzemi tényezőkről és egyéb jellemzőkről.

**Masses**

Steady payload \* 140 kg

**Moments of inertia**

Roller Moment of inertia of a roller 0.0183 kg m<sup>2</sup>

Roller Number of rollers 22

J\_add,load Additional moment of inertia in relation to load 0.00 kg m<sup>2</sup>

J\_add,motor Additional inertia in relation to motor 0.00 kg m<sup>2</sup>

**Mechanics**

D Roller diameter \* 80.0 mm

N\_chain Number of chain loops 2

alpha Angle of inclination 0.00 °

**Friction**

M\_fr Friction torque 0.500 Nm

F\_counter Additional counter force 0.00 N

eta\_chain Efficiency of one chain loop 0.900

eta\_mech Efficiency of the mechanical system without chain loop 0.900

mu Coefficient of rolling resistance 0.0100

\* - Mandatory field

**Moment of inertia of a roller**

Symbol	Object properties	Unit	Value
m	Mass	kg	12.0
m_hollow	Mass hollow	kg	
r <sub>1</sub>	Outer radius	mm	40.0
r <sub>2</sub>	Inner radius	mm	38.0
h	Length	m	
b	Width	m	
J	Moment of inertia	kg m <sup>2</sup>	0.0183

Geometry: Hollow cylinder

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_1^2 + r_2^2)$$

7.1.2.1. ábra Görgők láncajtásának mechanikai rendszere

**Motion profile**

**Motion profile**

Value	Unit	1. Move
Direction		→
Name		
Type		
Rounding		None
s	mm	3000
t	s	13.5
v_max / v_end	mm/s	400
a_max	m/s <sup>2</sup>	0.0889
t_pause	s	
Pause type		Activate
s_pos	m	3.00
t_acc	s	4.50
t_cruise	s	4.50
t_dec	s	4.50
t_cum	s	13.5

7.1.2.2. ábra Görgők láncajtásának kinematikai rendszere

A méretezést a 7.1.2.1. és a 7.1.2.2. ábra alapján a 3600 mm-es pályára végeztem el 400 mm/s szállítási sebességgel, beszámítva a gyorsulást és lassítást. Ezzel lefedtem a projekt többi, rövidebb egységét is. A láncok száma 2 db, mert ez a minimum érték a szoftverben, a valóságban csak 1 db beszerelt lánc van. Egy görgő tehetetlenségi nyomatéka  $J_{görgő} = \frac{1}{2} \cdot m_{görgő} \cdot (r_{külső}^2 + r_{belső}^2) = \frac{1}{2} \cdot 12 \text{ kg} \cdot ((0,04 \text{ m})^2 + (0,038 \text{ m})^2) = 0,0183 \text{ kgm}^2$ . A hajtásban feltételeztem a súrlódás és a gördülés meglétét, ezért a gördülő súrlódási tényező  $\mu_r = 0,01$  és a súrlódási nyomaték értéke  $M_{fr} = 0,5 \text{ Nm}$ , ezzel a biztonság irányába tolva a végeredményt. Sík mozgás zajlik le, így  $\alpha = 0^\circ$ .

Ezek alapján a 7.1.2.3. ábrán látható a választott 0,120 W teljesítményű, IEC szabványoknak megfelelő, IP55 védettségű, háromfázisú, 4 pólusú, 1500  $\frac{1}{perc}$  fordulatszámú, 50 Hz-es villanymotor és az  $i = 14,57$  áttételű,  $D_{kihajtó} = \varnothing 20 \text{ H7}$  kihajtó csőtengelyű, peremmel és talppal is szerelhető, kúpfogaskerekes hajtómű együttese. A motor és a hajtóműház alumínium, fedett csarnokban felhasználva felületkezelést nem igényel. Rendelési kódja ennek: 2KJ3500-5BD23-4HP1-Z D11+K01+K07+L00+M17+M60+P91.

▼ Application requirements for motor

Effective torque and average speed	2.11 Nm @ 63.7 rpm	Max. load moment of inertia	0.626 kg m <sup>2</sup>
Maximum torque at speed	3.35 Nm @ 95.5 rpm	Torque off in pause	No
Required maximum speed	95.5 rpm	Max. static load torque	1.44 Nm
Required effective power	14.1 W		

▼ Dimensioning specifications

Poles / reference speed	4-pole (1500 rpm; 50...)	Cooling methods	Self-ventilation (IC411)	Energy efficiency	IE3 / NEMA Premium...
Voltage / connection	400 V Y	Brake	<input type="checkbox"/>	Temperature class	105 K (F)
Gearbox settings	Bevel gear, M1, A			Inertia ratio warning limit	7.00



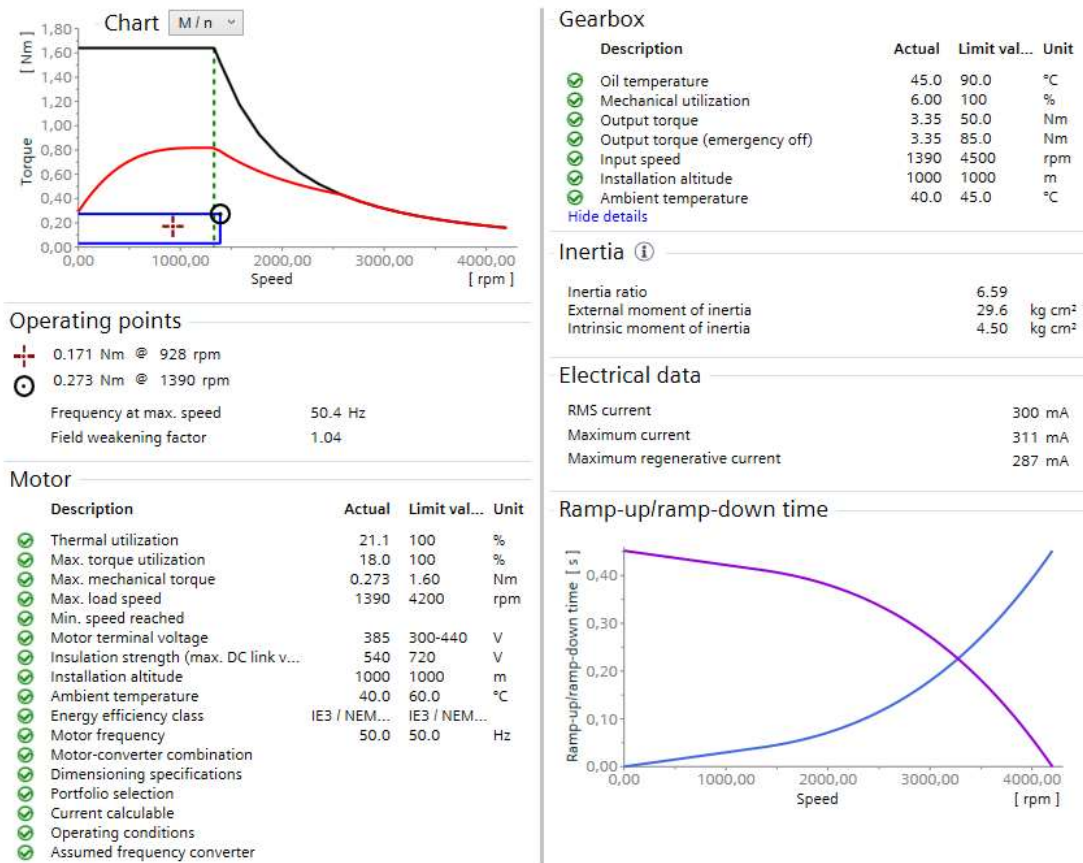
Rated Shaft height IE class	Rated M <sub>rated</sub> Nmax	Rated n <sub>rated</sub> Number of poles	Version Motor type Cooling method	Rated I <sub>rated</sub> Inax	Gearbox i f <sub>g</sub>	Rated M <sub>rated</sub> M <sub>rated</sub> / off	M <sub>2</sub> n <sub>2</sub> n <sub>2max</sub>	Just λ (Just / J <sub>let</sub> ) n <sub>req,max</sub>	Suitability
--------------------------------	-------------------------------------	--	---	-------------------------------------	--------------------------------	---	---	--	-------------

▼ Selected geared motor including configuration

SIMOGEAR 2KJ3 - IEC	0.120 kW	0.820 Nm	1385 rpm	aluminum	390 mA	B19	50.0 Nm	10.6 Nm	4.50 kg cm <sup>2</sup>
2KJ3500-5BD23-4HP1-Z D11+...	63.0 mm	1.60 Nm	4200 rpm	LEB32MH4P	640 mA	14.57	85.0 Nm	95.0 rpm	6.59
with SINAMICS GT20C	IE3 / NEMA Premi...		4	Self-ventilation (I...		4.18		288 rpm	1390 rpm

7.1.2.3. ábra Láncchajtású görgős szállítópálya motor 1





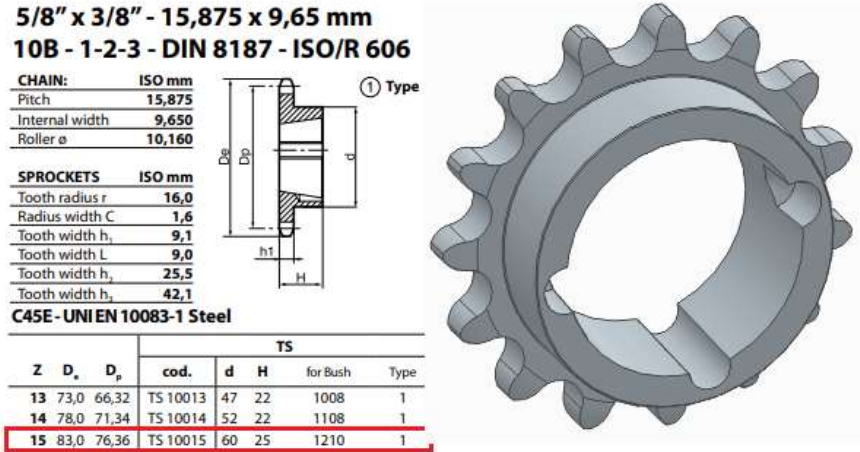
7.1.2.4. ábra Lánchajtású görgős szállítópálya motor 1

A 7.1.2.3. és a 7.1.2.4. ábrán szemléltetett eredmények alapján az  $f_B$  üzemtényező értéke 4,18, tehát nyomatékok szempontjából megfelel a kialakítás. A hajtás jelenlegi kivitele a kihajtás oldalán maximálisan leadható nyomatékot 18%-ban, az üzem közben megengedhető hőmérséklettartományt 21,1%-ban használja ki, így van tartalék a rendszerben. Az  $\lambda$  inercia arány elfogadható, mert  $\lambda < \lambda_{meg} \cong 7$ , így a tehetetlenségi nyomatékokat nézve is helytálló a választás. Ezek az értékek a hiányzó adatok miatt 0-24 órás és maximális sebességű üzem beállítása mellett adódnak, a valóságban egy pálya sem fog állandó jelleggel így működni. A további méretezésekhez  $M_2 = 10,6 Nm \rightarrow M_{safe} = 15 Nm$  értéket veszem figyelembe, habár a hajtás nyomatékigénye ennek közel ötöde.

### 7.1.3. Lánckerék választása szállítópálya

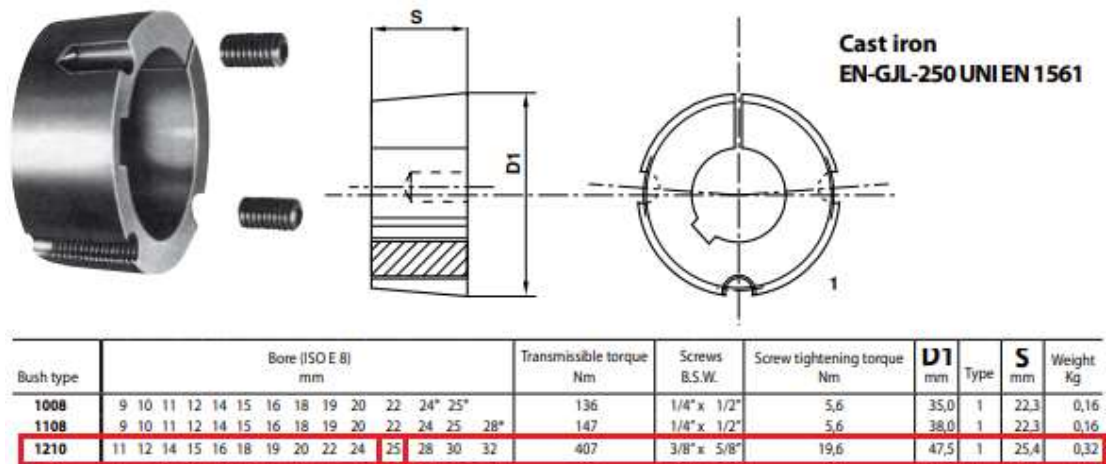
A DIN 8187-ISO/R 606 lánckeréknek a görgőkhöz és a későbbi kihajtó tengelyhez is illeszkednie kell. A választás során kerültem egy felesleges áttétel kialakítását ezért a fogszám

$z = 15$ . A lánckerék osztása egyezik az ISO 10B-1 szimplex lánccal 5/8"-os osztású, edzett fogú, kivitele 1210-es számú kúpos szorítóval párt alkot. Adatait a 7.1.3.1. ábra mutatja.



7.1.3.1. ábra Szimplex lánckerék adatok [11]

A kúpos szorító  $d = 25 \text{ mm}$ -es furattal és reteszpályával bír, adatait a 7.1.3.2. ábra mutatja. A rögzítő csavarokat megfelelő nyomatékkal meghúzva, retesszel, az átvihető nyomaték 407 Nm. A lánckerék méretezése a kis nyomaték és a nagy átfogási szög miatt nem releváns művelet.

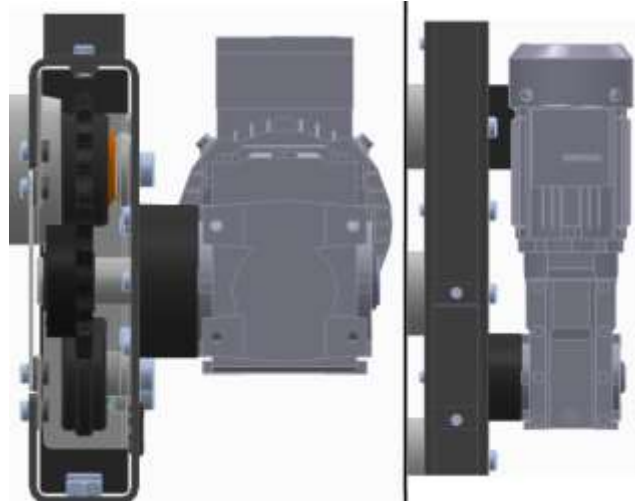


7.1.3.2. ábra Kúpos szorító adatai [12]

#### 7.1.4. Tengelytervezés szállítópályához

A tengelytervezés során az átmérők kiindulási pontja a hajtómű kihajtó csőtengelyének előírt  $d_{tengely} = \varnothing 20 \text{ h6}$  csatlakozó mérete és a kúpos szorító  $D_{furat} = \varnothing 25 \text{ E8}$  volt. A két

átmérőhöz tartozó hosszt a 7.1.4.1. ábrán látható motor távtartó és egyben nyomtávkarral, továbbá a „C” profil közepére elhelyezett hajtás befolyásolta.



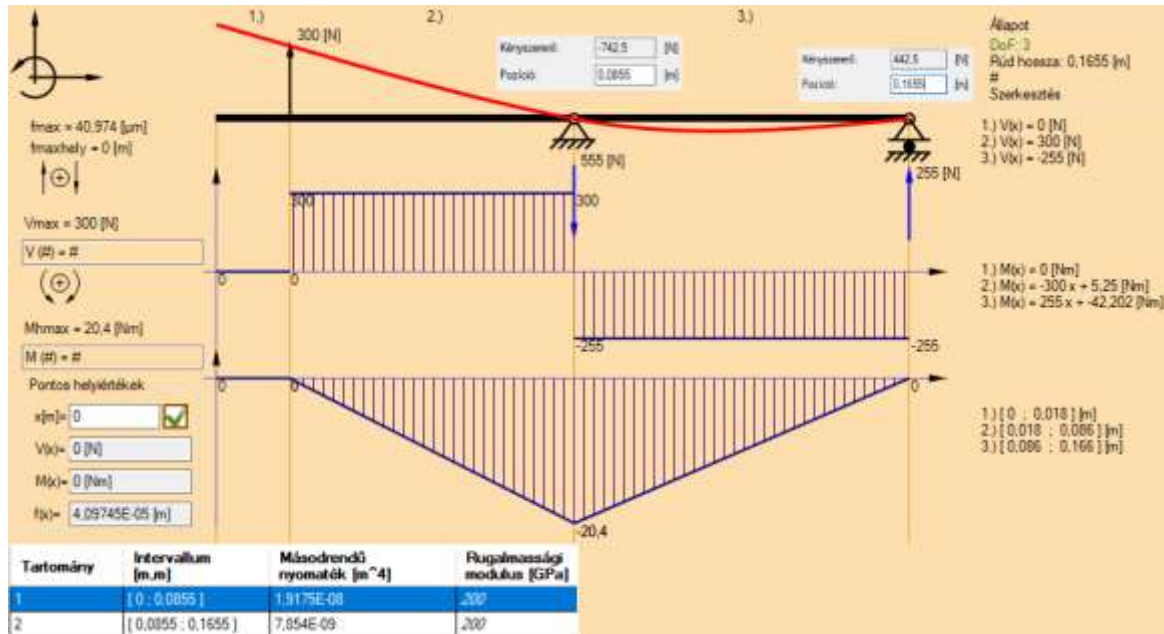
7.1.4.1. ábra Szállítópálya hajtó tengely beépítve

A  $d_{\text{szorító}} = \varnothing 25^{+0,3}$  tengely átmérő a kúpos szorító  $D_{\text{furat}} = \varnothing 25 E8$  tűréséhez illeszkedik, hossza  $l_{25} = 85,5 \text{ mm}$ . Az  $d_{\text{tengely}} = \varnothing 20 h6$  átmérő hossza  $l_{20} = 85 \text{ mm}$ . A tengelyre ható csavaró nyomaték a 7.1.2. fejezet alapján  $M_{\text{safe}} = 15 \text{ Nm}$ . A lánc feszítéséből származó terhelő erő  $F_{\text{fesz}} = 300 \text{ N}$ . A tengelyt a hajtómű csőtengelye tartja két illesztett mérettel Y irányban. Az X irányban a kirázkódás elleni tengelyvég rögzítés fogja meg. Ezek alapján kéttámaszú tartóként vettem fel a mechanikai modellt. A statikai szoftverrel történő méretezés megadja a lehajlást és a maximális ébredő hajlítónyomatékokat az ábrákkal és függvényekkel. A megengedhető sztenderd határérték lehajlásra jelen esetben  $f_{\text{meg}} = \frac{L}{3000} = \frac{165,5 \text{ mm}}{3000} = 5,517 \cdot 10^{-5} \text{ m}$ , csavarodásra  $\tan \varphi_{\text{meg}} = 0,001$ . A kritikus keresztmetszetben a kedvezőtlenebb állapotban ellenőrzöm. Az anyagra jellemző szakítószilárdság  $R_m = 600 \text{ MPa}$ , folyáshatára  $R_{p0,2} \geq 220 \text{ MPa}$ , rugalmassági modulusa  $E = 200 \text{ GPa}$ , a Poisson-tényező  $\mu = 0,3$ , csúsztató rugalmassági modulusa  $G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} = \frac{200000 \text{ MPa}}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 76923,08 \text{ MPa} \approx 77 \text{ GPa}$ . A megengedhető hajlítófeszültség  $\sigma_{\text{hmeg}} = \frac{R_m}{n} = \frac{600 \text{ MPa}}{3} = 200 \text{ MPa} \leq R_{p0,2}$ . A megengedhető csavarófeszültség  $\tau_{\text{csmeg}} = \sigma_{\text{hmeg}} \cdot 0,5 = 100 \text{ MPa}$ . A két támasz közötti távolságon, a kisebb keresztmetszetben megjelenő csavarófeszültség  $\tau_{\text{cs}} =$

$$\frac{M_{safe}}{K_p} = \frac{M_{safe}}{\frac{(d_{tengely})^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{15000 \text{ Nmm}}{\frac{(20 \text{ mm})^3 \cdot \pi}{16}} = 9,55 \text{ MPa}. \text{ A méretezésből adódó nyíró és hajlító}$$

igénybevételi ábrákat a szoftverből a 7.1.4.2. ábrán szemléltetem. A hajlítófeszültség  $\sigma_h =$

$$\frac{M_{hmax}}{K} = \frac{M_{hmax}}{\frac{(d_{tengely})^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{20400 \text{ Nmm}}{\frac{(20 \text{ mm})^3 \cdot \pi}{32}} = 25,97 \text{ MPa} [13]. \text{ A nyírófeszültség elhanyagolható.}$$



7.1.4.2. ábra Tengely részleges méretezése

A keletkező lehajlás értéke  $f = 4,098 \cdot 10^{-5} \text{ m} < f_{meg}$ , és a kialakuló szögelfordulás  $\varphi =$

$$\frac{M_{safe} \cdot L \tau}{I_p \cdot G} = \frac{M_{safe} \cdot L \tau}{\frac{(d_{tengely})^4 \cdot \pi}{32} \cdot G} = \frac{15000 \text{ Nmm} \cdot 115,5 \text{ mm}}{\frac{(20 \text{ mm})^4 \cdot \pi}{32} \cdot 77000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1,432 \cdot 10^{-3} \text{ rad}, \text{ itt } 1,432 \cdot 10^{-3} \text{ rad} =$$

$$1,432 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 0,082^\circ \rightarrow \tan \varphi = \tan 0,082^\circ = 0,001432 > \tan \varphi_{meg}, \text{ azonban ez a}$$

tényező semmilyen üzemi körülményt nem ront olyan mértékben, hogy problémát okozzon és geometriai összeférhetetlenséget sem eredményez, és a valós fellépő terhelés sem éri el a számításban használt értéket, illetve a kisebb keresztmetszet lett ellenőrizve. Emellett  $\sigma_h <$

$$\sigma_{hmeq} \text{ és } n_h = \frac{\sigma_{hmeq}}{\sigma_h} = \frac{200 \text{ MPa}}{25,97 \text{ MPa}} = 7,7, \text{ és } \tau_{cs} < \tau_{csmeg} \text{ és } n_\tau = \frac{\tau_{csmeg}}{\tau_{cs}} = \frac{100 \text{ MPa}}{9,55 \text{ MPa}} = 10,47,$$

tehát megfelel a tengely több szempontból is. A redukált nyomaték kör keresztmetszet esetén

$$M_{red} = \sqrt{(M_{hmax})^2 + (M_{safe})^2} = \sqrt{(20,4 \text{ Nm})^2 + (15 \text{ Nm})^2} = 25,32 \text{ Nm}. \text{ Ebből a}$$

$$\text{minimális tengely átmérő a kisebb megengedett feszültséggel } d_{tmin} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\tau_{csmeg} \cdot \pi}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{32 \cdot 25320 \text{ Nmm}}{100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \pi}} = 13,7714 \text{ mm} \leq d_{\text{tengely}}$$
 A tengelyről a képet a 7.1.4.3. ábra mutatja a letörésekkel, a lekerekítéssel kedvezőbbé téve az erővezetést az eltérő átmérők találkozásánál, pozícionáló biztosító gyűrű beszúrásokkal, reteshornokkal és axiális rögzítéshez furattal.



7.1.4.3. ábra Szállítópálya hajtó tengely

### 7.1.5. Reteszkötések méretezése a szállítópályában

A tengelybe két eltérő méretű retesz kerül. Az első eset a hajtómű kihajtás, amelynek választott retesze rozsdamentes DIN 6885 A 6x6x60 mm-es méretben. Az anyag 1.4571 acél, erre a megengedhető palástnyomás értéke lengő igénybevétel alapján viszonyítva  $p_{meg} = 100 \text{ MPa}$  [14], a megengedhető nyírófeszültség a 7.1.4. fejezet alapján  $\tau_{meg} = \frac{\sigma_{meg}}{2} = 100 \text{ MPa}$ . Az ébredő felületi nyomás  $p_{ébr1} = \frac{2 \cdot M_{safe}}{d_{tengely} \cdot z \cdot l \cdot (h_1 - t_1)} = \frac{2 \cdot 15000 \text{ Nmm}}{20 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 60 \text{ mm} \cdot (6 \text{ mm} - 3,5 \text{ mm})} = 10 \text{ MPa} \leq p_{meg}$ . A nyírófeszültség  $\tau_1 = \frac{2 \cdot M_{safe}}{d_{tengely} \cdot z \cdot l_1 \cdot b_1} = \frac{2 \cdot 15000 \text{ Nmm}}{20 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 60 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} = 4,17 \text{ MPa} \leq \tau_{meg}$ . A kúpos szorítóval szerelt lánckerék retesze a második eset, amelyre fenti jellemzők továbbra is igazak, ennek mérete 8x7x20 mm. A felületi nyomás  $p_{ébr2} = \frac{2 \cdot M_{safe}}{d_{szorító} \cdot z \cdot l_2 \cdot (h_{12} - t_{12})} = \frac{2 \cdot 15000 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 20 \text{ mm} \cdot (7 \text{ mm} - 4 \text{ mm})} = 20 \text{ MPa} \leq p_{meg}$ . A nyírófeszültség  $\tau_2 = \frac{2 \cdot M_{safe}}{d_{szorító} \cdot z \cdot l_2 \cdot b_2} = \frac{2 \cdot 15000 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 20 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}} = 7,5 \text{ MPa} \leq \tau_{meg}$ , tehát a reteszek megfelelnek.

### 7.1.6. Láncméretezés a szállítópályában

A pályák esetén előírt lánc ISO 10B-1 szimplex kivitel. Ismertek az előírások, a lánckerék adatai és a méretezési nyomaték is a 6.2., a 7.1.2. és a 7.1.3. fejezet által. A láncot terhelő erők eredője a teljes húzóerő  $F_r = F_t + F_c = 392,86 \text{ N} + 0,144 \text{ N} = 393,004 \text{ N}$ , ahol a kerületi erő a lánckerék osztóköre  $F_t = \frac{2 \cdot M_{safe}}{d_p} = \frac{2 \cdot 15000 \text{ Nmm}}{76,36 \text{ mm}} = 392,86 \text{ N}$ . A centrifugális erőből adódó húzás  $F_c = q \cdot v^2 = 0,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \left(0,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 0,144 \text{ N}$ . A lánc adatai a 7.1.6.1. ábrán találhatóak meg.

Láncjel	Osztás, $p$ (mm)	Szakítóerő, $F_b$ (N)	Folyóméter tömeg, $q$ kg/m	Csuklófelület, $A$ (mm <sup>2</sup> )
05B - 1	8,000	5000	0,20	11
06B - 1	9,525	9000	0,40	28
08B - 1	12,700	18000	0,70	50
10B - 1	15,875	22400	0,90	67

7.1.6.1. ábra A lánc adatai [15]

A láncnál megengedhető felületi nyomás  $p_{meg} = p_a \cdot \frac{K_8}{K_3} = 28,45 \text{ MPa} \cdot \frac{0,69}{1,2} = 16,36 \text{ MPa}$ , ahol a 7.1.6.2 ábra szerint  $K_8$  a súrlódást figyelembe vevő tényező és  $K_3$  az üzemtényező. Itt az áttétel  $i = 1$  és releváns „a” tengelytáv nincs, mert több görgőt hajt a lánc eltérő távolságokban, de a két legközelebbi görgő 100 mm-re van a hajtástól névlegesen, így ezt figyelembe véve a tengelytáv és a láncosztás viszonya  $a/p < 20$ . Az üzemtényező esetében a hajtóműves motor egyenletesen gyorsul és lassul PLC és frekvenciaváltó általa vezérelve, így a hajtógép járása egyenletes. A kezelt tömeg és a váratlan események lehetősége miatt a hajtásra, mint hajtott gép, enyhe lökéseket feltételeztem.

Felületi nyomás,  $p_s$

Lán sebesség, $v$ (m/s)	Lánkerék fogszáma, $z_1$					
	15	17	19	21	23	25
0,1	31,29	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	30,21	30,41	30,41	31	31,49	31,89
0,4	28,45	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51

Sűrűlási tényező,  $K_8$

$a/p$	Ártétel, $i$				
	1	2	3	5	7
20	0,69	0,8	0,87	0,98	1,04

Az üzemi tényező,  $K_3$

Hajtott gép jellemzője	Hajtógép jellemzője		
	Egyenletes járás	Enyhe lökések	Erős lökések
Egyenletes járás	1	1,1	1,2
Enyhe lökések	1,2	1,3	1,4

7.1.6.2. ábra Lán felületi nyomás adatai [16]

A számított érték  $p = \frac{F_r}{A} = \frac{393,004 \text{ N}}{67 \text{ mm}^2} = 5,87 \text{ MPa}$ , ez elfogadható nagyságú. A lánchajtás biztonságos működésének további feltétele a statikus és dinamikus biztonság megléte. Az irányadó értékeket a 7.1.6.3. ábra szemlélteti.  $S_{smin}$  és  $S_{dmin}$  értéke a biztonság felé tolva kisebb osztást és nagyobb fordulatszámot figyelembe véve.

A statikus biztonság ajánlott értékei,  $S_{smin}$

Lán sebessége, $v$ (m/s)	Lán osztása, $p$ (mm)		
	6	25,4	50
0	12	10	9
5	20	15	10
10	30	20	20
30	40	30	30

A dinamikus biztonság ajánlott értékei,  $S_{dmin}$

Fordulatszám, $n_e$ (1/min)	Lán osztása, $p$ (mm)						
	9,52	15,87	25,4	38,1	50,8	63,5	88,9
1	7,61	7,69	7,87	8,19	8,7	9,24	10,71
4	8,73	8,83	9,04	9,4	9,99	10,61	12,3
10	9,58	9,68	9,91	10,31	10,95	11,64	13,49
50	11,25	11,37	11,64	12,11	12,86	13,67	15,84
100	12,05	12,18	12,47	12,98	13,79	14,65	16,98

7.1.6.3. ábra Lánchajtás biztonsági referencia értékei [17]

A számított értékek a következők:  $S_s = \frac{F_b}{F_r} = \frac{22400 \text{ N}}{393,004 \text{ N}} = 56,997$ ,  $S_d = \frac{F_b}{F_r \cdot K_3} = \frac{22400 \text{ N}}{393,004 \text{ N} \cdot 1,2} = 47,497$  [18]. Ezzel a lánchajtás megfelel.

## 7.2. Görgős szállítópályába irányváltó egység tervezése

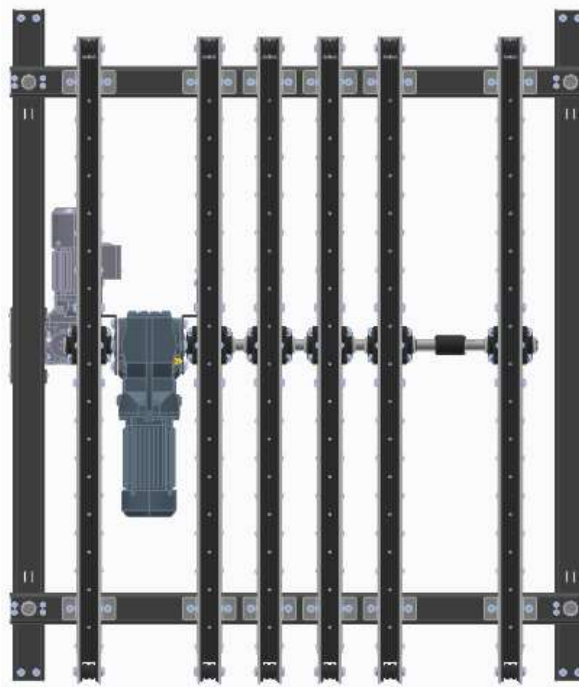
Az említett irányváltó egység képe látható a 7.2.1. ábrán.



7.2.1. ábra Irányváltó egység

### 7.2.1. Hajtóműves motor választása irányváltóhoz

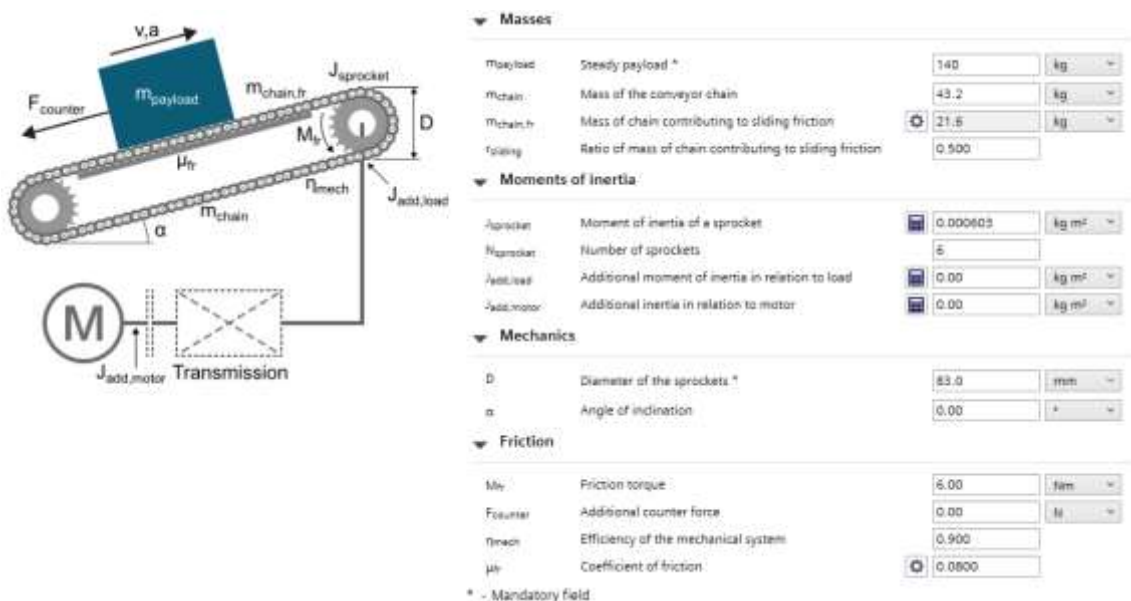
A hajtóműves motor az irányváltó hat szegmensét hajtja meg három különböző tengellyel, tengelykapcsolóval, duplex láncsal. Ezt a 7.2.1.1. ábrán mutatom be.



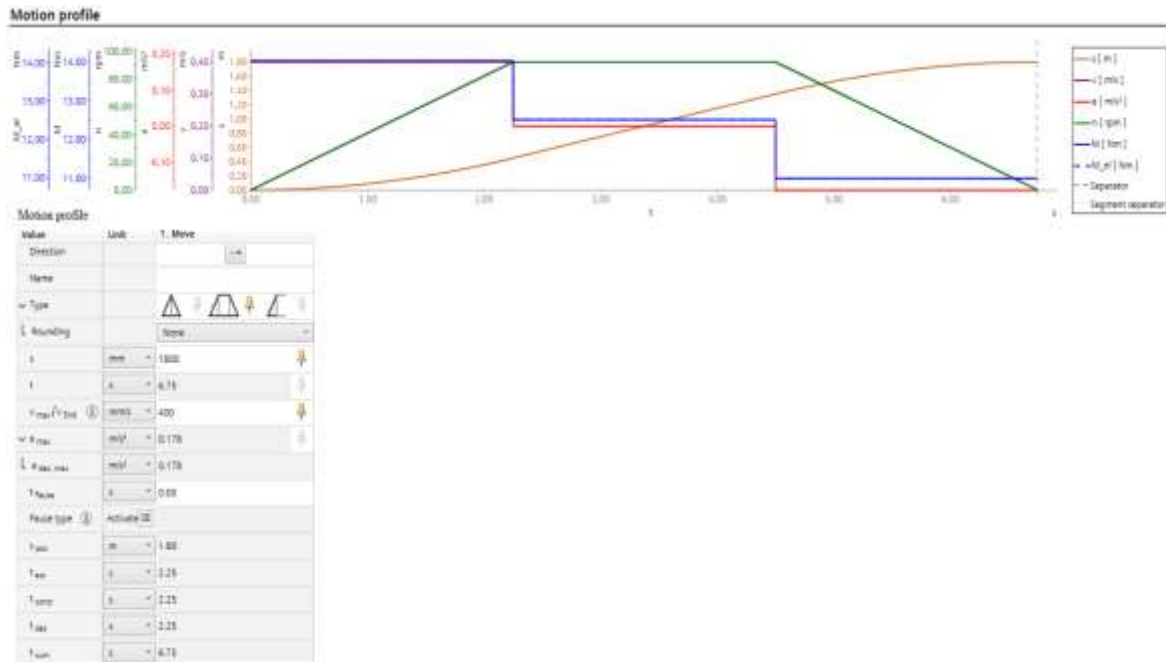
7.2.1.1. ábra Hat szegmenses irányváltó egység



A hat részt figyelembe véve vittem be az adatokat a TIA Selection Tool szoftverbe. A teher továbbra is 140 kg. A tervezés során egy beszerelt duplex lánc hosszát 4 méternek tekintettem. A használt 10B-2 lánc fajlagos tömege  $1,8 \frac{kg}{m}$ , így a lánc teljes tömege a rendszerben  $m_{lánc} = 6 \cdot 4 m \cdot 1,8 \frac{kg}{m} = 43,2 kg$ . Ennek a tömegnek felfelé becsülve a fele, azaz  $\frac{m_{lánc}}{2} = 21,6 kg$  vesz részt a gördülésben és súrlódásban a POM láncvezető sínen. Összesen 6 db duplex lánckerék van a hajtásban. Tehetetlenségi nyomatéka kúpos szorítóval, egyszerűsítésként egy tömör testnek tekintve a két elemet és a biztonság felé közelítve,  $J_{lánckerék} = \frac{1}{2} \cdot m_{szum} \cdot (r_p)^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,7 kg \cdot (0,0415 m)^2 = 0,000603 kgm^2$ . A lánckerék külső átmérője  $D_e = 83 mm$ . A hajtás síkja  $\alpha = 0^\circ$  fokos, a rendszer hatásfoka  $\eta = 0,9$ . Rossz minőségű gördülés megy végbe és előzetes szerkesztés alapján a teher  $n \cong 200$  db hüvelyen oszlik meg egy időben. Itt egy hüvelyre jutó terhelés  $F_{hüvely} = \frac{(m_{nagy} + \frac{m_{lánc}}{2}) \cdot g}{n} = \frac{(140 kg + 21,6 kg) \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{200} = 7,93 N$ . Ez elhanyagolható a POM méretstabilitása és a kedvező súrlódási és kopási viselkedése miatt, de a termékkel érintkező lánc kenés nélküli és a hajtásláncban feltételezem anomáliák jelentkezését, ezért a súrlódási tényezőt  $\mu_0 = 0,08$  értéként szabtam meg, illetve felvettem egy  $M_{fr} = 6 Nm$ -es súrlódási nyomatékot. A mechanikai modellt a 7.2.1.2. ábrán, a kinematikai modellt a 7.2.1.3. ábrán szemléltetem.



7.2.1.2. ábra Irányváltó lánchajtásának mechanikai modellje



7.2.1.3. ábra Irányváltó lánchajtásának kinematikai modellje

Az 1600 mm-es láncos pálya mozgató hosszáat, megtett útját némi túljáratással 1800 mm-nek szabtam meg, így biztosan továbbítja a terméket a következő modulra. A méretezési sebesség 400 mm/s, szinkronban a görgős hajtással. A választott hajtóműves motor esetén a 7.1. fejezetre hivatkozva csak az eltéréseket közlöm. A motor 0,370 W teljesítményű, az áttétel  $i = 20,57$ , a kihajtó csőtengely  $D_{kihajtó1} = \varnothing 40 H7$ , rendelési kódja: 2KJ3508-5CE23-4HK1-Z D11+K01+K07+L00+M17+M68+P91. Egyéb adatai a 7.2.1.4. és a 7.2.1.5. ábrán.

▼ Application requirements for motor

Effective torque and average speed	12.6 Nm 61.4 rpm	Max. load moment of inertia	0.319 kg m <sup>2</sup>
Maximum torque at speed	14.0 Nm @ 92.0 rpm	Torque off in pause	No
Required maximum speed	92.0 rpm	Max. static load torque	12.5 Nm
Required effective power	80.8 W		

▼ Dimensioning specifications

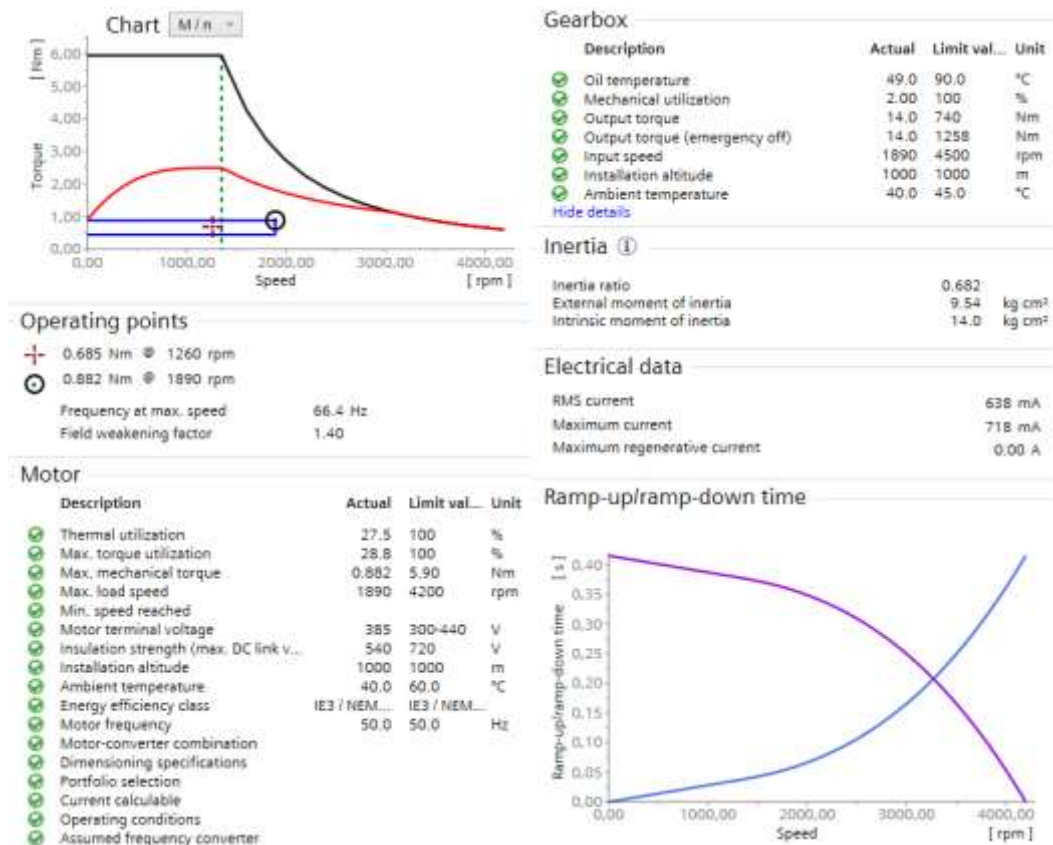
Poles / reference speed: 4-pole (1500 rpm) 50...  
Voltage / connection: 400 V V  
Gearbox settings: Bevel gear, M1, A  
Cooling methods: Self-ventilation (IC411)  
Energy efficiency: IEC / NEMA Premium...  
Temperature class: 105 K (F)  
Inertia ratio warning limit: 7.00

Poles	Shaft height	Motor	Rated	Version	Rated	Gearbox	Motor	M <sub>2</sub>	n <sub>2</sub>	i	Fit	Suitability
IE class	mm	Model	Power	Motor type	torque	kg	Model	Nm	rpm		mm	

▼ Selected geared motor including configuration

Model	Power	Rated torque	Rated speed	Version	Rated current	Rated torque	Moment of inertia	Shaft diameter	Shaft speed	Reduction ratio	Fit	Suitability
SIMOGEAR 2KJ3 - IEC	0.370 kW	2.50 Nm	1406 rpm	aluminum	990 mA	679	740 Nm	47.3 mm	14.0 rpm	14.0	H7	14.0 kg cm <sup>2</sup>
2KJ3508-5CE23-4HK1-Z D11...	71.0 mm	5.90 Nm	4200 rpm	LE71YMS4P	2.18 A	20.57	1298 Nm	68.4 mm	68.4 rpm	0.682	H7	0.682
www.siemens.com	IE3 / NEMA Premi...		4	Self-ventilation (I...		14.4		204 rpm	1890 rpm			

7.2.1.4. ábra Irányváltó láncos pálya motor 1



7.2.1.5. ábra Irányváltó láncos pályá motor 2

A hőmérséklet és a nyomaték felső határértékének 30%-át sem éri el a választott hajtóműves motor esetén a hajtás jelen kivitelezése. Minden egyes pontban ismét a zöld pipa jelöli a megfelelőséget. Az üzemtényező  $f_B = 14,4$ , ez magas biztonságot jelent. A  $\lambda = 0,682$  inercia arány meg sem közelíti a limitáló értéket, ami  $\lambda_{meg} = 7$ , de  $\lambda_{meg} = 10$ -ig elfogadható. Ebben az esetben is igaz, hogy 0-24 órás üzem és tervezési sebesség mellett keletkeztek az eredmények. A számításokban az applikációra jellemző „Maximum torque at speed”  $M_{max} = 14 \text{ Nm} \rightarrow M_{safe1} = 20 \text{ Nm}$  értéket veszem figyelembe.

## 7.2.2. Lánckerék választása irányváltóba

Az előírt ISO 10B-2 lánchoz kellett lánckereket választani. A 7.1.3. fejezetben választott alkatrész alapján a jelenlegi elem ennek a duplex kivitele. A fogszáma  $z = 15$ , osztása 5/8"-os, edzett fogú, kivitele ugyanúgy 1210-es számú kúpos szorítóval szerelhető. Adatait a 7.2.1.1. ábra tartalmazza.

**5/8" x 3/8" - 15,875 x 9,65 mm**  
**10B - 1-2-3 - DIN 8187 - ISO/R 606**

CHAIN:		ISO mm
Pitch		15,875
Internal width		9,650
Roller ø		10,160

SPROCKETS		ISO mm
Tooth radius r		16,0
Radius width C		1,6
Tooth width h <sub>1</sub>		9,1
Tooth width L		9,0
Tooth width h <sub>2</sub>		25,5
Tooth width h <sub>3</sub>		42,1

**C45E - UNI EN 10083-1 Steel**

Z	D <sub>a</sub>	D <sub>p</sub>	TD				
			cod.	d	H	for Bush	Type
13	73,0	66,32	TD 10013	-	25,5	1108	3
14	78,0	71,34					
15	83,0	76,36	TD 10015	-	25,5	1210	3



7.2.2.1. ábra Duplex lánckerék adatai [19]

### 7.2.3. Tengelyek tervezése irányváltóba

Az irányváltó egység hajtásában négy egyedi tengely van, amelyek méretezését a 7.1.4. fejezet alapján végzem el  $M_{safe1} = 20 Nm$  csavaró nyomatékra és  $F_{feszt1} = 300 N$  láncfeszítő erőre szükség esetén. Ebből három tengely lánckerékkel szerelt és egy közlő szerepet visel a hajtómű csőtengelye és a két csatlakozó tengelyvég között. Ezek a 7.2.3.1. ábrán találhatók.



7.2.3.1. ábra Irányváltó egység tengelyek

A közlő tengelyt Y irányban a csőtengely és annak csapágyazása, X irányban biztosító gyűrű tartja. A hajtott tengelyek csapágyazása Y irányban minden egyes különálló szegmens esetén a lánckerék körül szimmetrikusan, két önbeálló UCF 205 típusú, termoplaszt PBT poliészter házú csapággal történik, ahogy a 7.2.3.2. ábrán látható.



7.2.3.2. ábra Irányváltó tengely csapágyazása

Egyszerűsítésképpen és szükség szerint kéttámaszú tartónak tekintem a csapágyazásokat. A rendszerben hőtágulás szempontjából van mozgástér és az ebből fakadó befeszülés és túlzott kopás esélye elhanyagolható vagy kedvező hatású. A megengedhető értékek változatlanok.

### 7.2.3.1. Közlő tengely méretezése

A hajtómű  $D_{kihajtó1} = \varnothing 40 H7$  méretéhez  $d_{köz1} = \varnothing 40 h6$  külső átmérőt és az ezekbe csatlakozó tengelyek miatt  $D_{köz2} = \varnothing 25 H7$  belső átmérőt írtam elő. A közlő tengelyre kizárólag csavaró nyomaték hat az  $L_1 = 170 \text{ mm}$ -es hosszban. A  $\tau_{cs1} = \frac{M_{safe1} \cdot d_{köz1}}{I_{p1} \cdot 2} =$

$$\frac{M_{safe1}}{\frac{(d_{köz1}^4 - D_{köz1}^4) \cdot \pi}{32}} \cdot \frac{d_{köz1}}{2} = \frac{20000 \text{ Nmm}}{\frac{((40 \text{ mm})^4 - (25 \text{ mm})^4) \cdot \pi}{32}} \cdot \frac{40 \text{ mm}}{2} = 1,88 \text{ MPa}. \text{ Ebből } \varphi_1 = \frac{M_{safe1} \cdot L_1}{I_{p1} \cdot G} =$$

$$\frac{M_{safe1} \cdot L_1}{\frac{(d_{köz1}^4 - D_{köz1}^4) \cdot \pi}{32} \cdot G} = \frac{20000 \text{ Nmm} \cdot 170 \text{ mm}}{\frac{((40 \text{ mm})^4 - (25 \text{ mm})^4) \cdot \pi}{32} \cdot 77000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 2,07 \cdot 10^{-4} \text{ rad} = 2,07 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} =$$

$$0,0119^\circ \rightarrow \tan \varphi_1 = \tan 0,0119^\circ = 2,07 \cdot 10^{-4} < \tan \varphi_{meg}. \quad n_{\tau1} = \frac{\tau_{csmeg}}{\tau_{cs1}} = \frac{100 \text{ MPa}}{1,88 \text{ MPa}} =$$

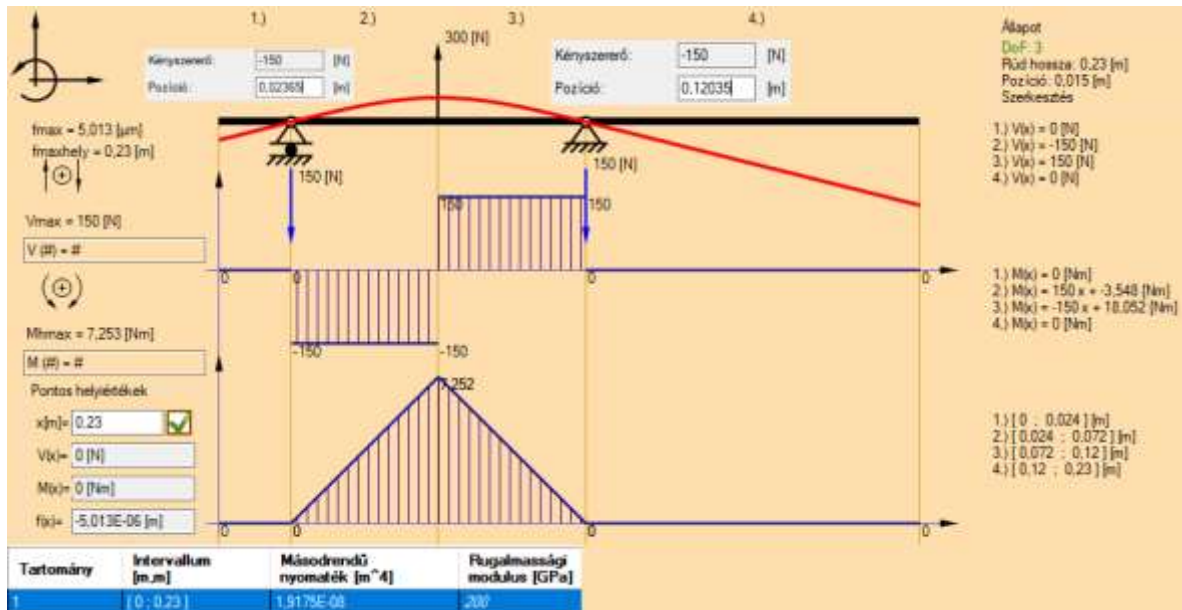
53,19. A tengelyben két eltérő retesz kapott helyet a nyomatékátvitel megvalósítására, ezek némileg rontanak szilárdsági számítások eredményein, de nem számottevő mértékben. A tengelyről képet a 7.2.3.1.1. ábra ad.



7.2.3.1.1. ábra Irányváltó egység közlő tengelye

### 7.2.3.2. Hajtómű oldali rövid tengely méretezése

Ez a tengely a közlő tengelybe csatlakozva  $d_{h.o.r.} = \varnothing 25$  h6 átmérőjű  $L_2 = 230$  mm hosszú. A csavaró nyomaték a tengely jobb végén ébred és a támasztó pontok közötti távolság felénél adjuk le,  $L_{\tau_2} = 158$  mm hosszon hat. A tartó igénybevételi ábráit az alátámasztási pontokkal a 7.2.3.2.1. ábra tartalmazza.



7.2.3.2.1. ábra Közvetlen hajtott tengely igénybevételei

$$\tau_{cs2} = \frac{M_{safe1}}{K_{p2}} = \frac{M_{safe1}}{\frac{(d_{h.o.r.})^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{20000 \text{ Nmm}}{\frac{(25 \text{ mm})^3 \cdot \pi}{16}} = 6,52 \text{ MPa}, \quad \text{és} \quad \sigma_{h2} = \frac{M_{hmax2}}{K_2} = \frac{M_{hmax2}}{\frac{(d_{h.o.r.})^3 \cdot \pi}{32}} =$$

$$\frac{7252 \text{ Nmm}}{\frac{(25 \text{ mm})^3 \cdot \pi}{32}} = 4,73 \text{ MPa}, \quad f_2 = 5,013 \cdot 10^{-6} \text{ m} < f_{meg} = \frac{L_2}{3000} = \frac{230 \text{ mm}}{3000} = 7,66 \cdot 10^{-5} \text{ m},$$

$$\varphi_2 = \frac{M_{safe1} \cdot L_2}{I_{p2} \cdot G} = \frac{M_{safe1} \cdot L_2}{\frac{(d_{h.o.r.})^4 \cdot \pi}{32} \cdot G} = \frac{20000 \text{ Nmm} \cdot 230 \text{ mm}}{\frac{(25 \text{ mm})^4 \cdot \pi}{32} \cdot 77000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1,5578 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 1,5578 \cdot 10^{-3} \cdot$$

$$\frac{180^\circ}{\pi} = 0,089^\circ \rightarrow \tan \varphi_2 = \tan 0,089^\circ = 1,5578 \cdot 10^{-3} > \tan \varphi_{meg}, \text{ de ez nem probléma.}$$

$$\text{Emellett } n_{h2} = \frac{\sigma_{hmeq}}{\sigma_{h2}} = \frac{200 \text{ MPa}}{4,73 \text{ MPa}} = 42,28, \quad n_{\tau_2} = \frac{\tau_{csmeg}}{\tau_{cs2}} = \frac{100 \text{ MPa}}{15,33 \text{ MPa}} = 6,52 \quad \text{és} \quad M_{red2} =$$

$$\sqrt{(M_{hmax2})^2 + (M_{safe1})^2} = \sqrt{(7,25 \text{ Nm})^2 + (20 \text{ Nm})^2} = 21,28 \text{ Nm}. \quad \text{A} \quad d_{tmin2} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red2}}{\tau_{csmeg} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 21280 \text{ Nmm}}{100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \pi}} = 12,94 \text{ mm} \leq d_{h.o.r.}. \text{ A tengely a 7.2.3.2.2. ábrán található.}$$



7.2.3.2.2. ábra Irányváltó egység rövid tengelye a motornál

### 7.2.3.3. Hajtómű oldali hosszú tengely méretezése

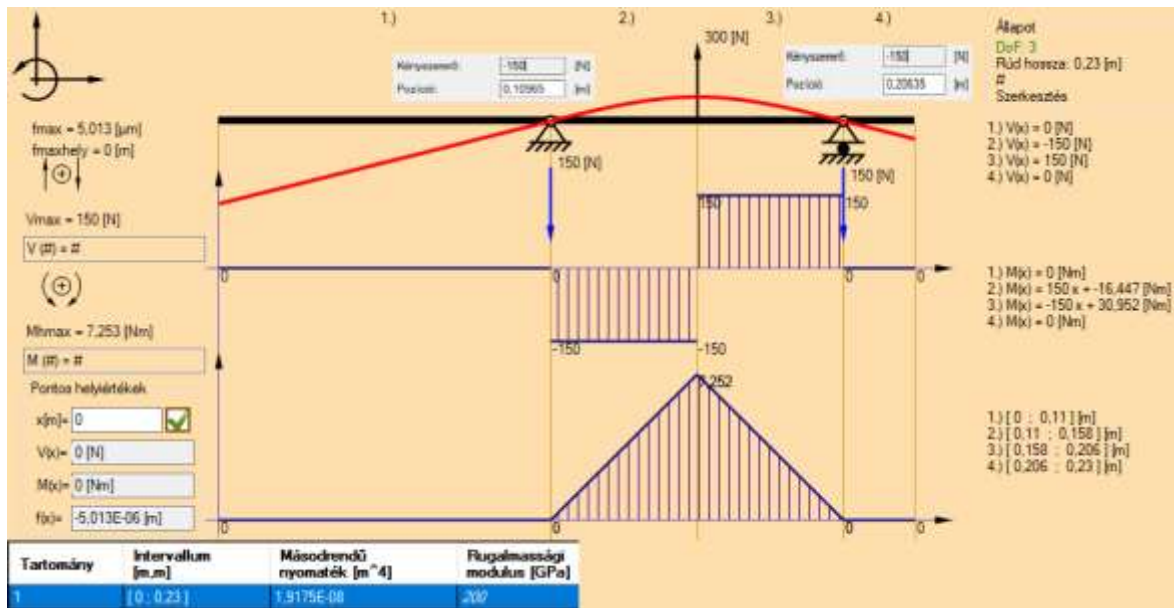
A 7.2.3.2. fejezet alapján a csavaró nyomaték, a tengely átmérője  $d_{h.o.h.} = \varnothing 25 h6$  és ebből a csavarófeszültség változatlan. A tengely eltérései:  $L_3 = 796 \text{ mm}$ ,  $L_{\tau 3} = 796 \text{ mm}$ . A tengely a négy csapágy pár miatt túlhatározott, de számomra a nyomatékátvitel megléte a mérvadó. Mivel a többi terhelést a csapágyak minden szegmens esetén felveszik és az alátámasztási pontok közel esnek egymáshoz, így a lehajlás és a hajlítás lényegtelené válik, ezért csak a csavarással foglalkozok.  $\varphi_3 = \frac{M_{safe1} \cdot L_3}{I_{p3} \cdot G} = \frac{M_{safe1} \cdot L_3}{\frac{(d_{h.o.h.})^4 \cdot \pi}{32} \cdot G} = \frac{20000 \text{ Nmm} \cdot 796 \text{ mm}}{\frac{(25 \text{ mm})^4 \cdot \pi}{32} \cdot 77000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 5,3913 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = 5,3913 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 0,3^\circ \rightarrow \tan \varphi_3 = \tan 0,3^\circ = 5,3913 \cdot 10^{-3} > \tan \varphi_{meg}$ . Az előző fejezet alapján az eredmény várható volt a hosszok arányaiból és nem okoz a működésben beszámítani szükséges hatást. A 7.2.3.3.1. ábrán látható a taglalt alkatrész.



7.2.3.3.1. ábra Irányváltó egység hosszú tengelye a motornál

### 7.2.3.4. Tengelykapcsoló oldali rövid tengely méretezése

Erre a tengelyre a 7.2.4. fejezetben bemutatott tengelykapcsolón keresztül történik a nyomaték átadás,  $d_{t.o.r.} = \varnothing 25 h6$ ,  $L_4 = 230 \text{ mm}$ ,  $L_{\tau 4} = 158 \text{ mm}$ .

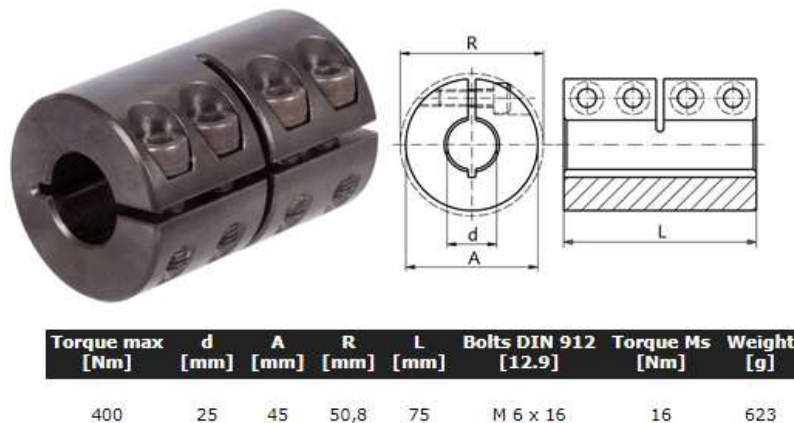


7.2.3.4.1. ábra Közvetve hajtott tengely igénybevételei

A 7.2.3.4.1. ábrán látható, hogy az eredmények és ebből minden további számítás is megegyezik a 7.2.3.2. fejezetben bemutatott esettel, így az alkatrész elfogadható.

### 7.2.4. Tengelykapcsoló választás irányváltóhoz

A geometriai méretek és a hajtott rendszer elvárt viselkedése szabták meg típus kiválasztását. A közölni kívánt nyomaték nagysága a korábbi fejezetek alapján másodlagos szerepű a tengely  $d = 25 \text{ mm}$  névleges dimenziójához képest, de az átvitelrel stabil és flexibilitás nélküli kapcsolat létesítése volt a cél. Ennek megfelelően egy egy részből álló, hasított, reteszpálya nélküli merev tengelykapcsolót választottam, amit a 7.2.4.1. ábra mutat.



7.2.4.1. ábra Merev tengelykapcsoló [20]



Ez a termék fekete, oxidált felületű és  $-40^{\circ}\text{C} + 175^{\circ}\text{C}$  tartományban alkalmazható maximum  $4000 \frac{1}{\text{min}}$  fordulatszámig. A felhasznált szorítócsavarok DIN 912 – 12.9 szilárdsági osztályúak és poliamid bevonat van rajtuk a kirázkódás ellen. Furata  $d = \varnothing 25_0^{+0,051} \text{ mm}$  és 400 Nm nyomaték átadására képes pontos szerelés és méretek esetén.

### 7.2.5. Irányváltó reteszeinek méretezése

A reteszeket a 7.1.5. fejezet szerint méretezem. A közlő tengelyben lévő 12x8x100 mm-es reteszben  $p_{ébr3} = \frac{2 \cdot M_{safe1}}{d_{közlő} \cdot z \cdot l_3 \cdot (h_{13} - t_{13})} = \frac{2 \cdot 20000 \text{ Nmm}}{40 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 100 \text{ mm} \cdot (8 \text{ mm} - 5 \text{ mm})} = 3,33 \text{ MPa} \leq p_{meg}$ . A nyírófeszültség  $\tau_3 = \frac{2 \cdot M_{safe1}}{d_{közlő} \cdot z \cdot l_3 \cdot b_3} = \frac{2 \cdot 20000 \text{ Nmm}}{40 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 100 \text{ mm} \cdot 12 \text{ mm}} = 0,83 \text{ MPa} \leq \tau_{meg}$ . A kihajtásban szerepet kapó kettő retesz mérete 8x7x80 mm-es. A palástnyomás  $p_{ébr4} = \frac{2 \cdot M_{safe1}}{d_{25} \cdot z \cdot l_4 \cdot (h_{14} - t_{14})} = \frac{2 \cdot 20000 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 80 \text{ mm} \cdot (7 \text{ mm} - 4 \text{ mm})} = 6,67 \text{ MPa} \leq p_{meg}$ . A nyírófeszültség  $\tau_4 = \frac{2 \cdot M_{safe1}}{d_{25} \cdot z \cdot l_4 \cdot b_4} = \frac{2 \cdot 20000 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 80 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}} = 2,5 \text{ MPa} \leq \tau_{meg}$ , így az alkatrészek megfelelnek. A duplex lánckerekeknél a használt méret 8x7x20 mm, ebben az esetben  $p_{ébr5} = \frac{2 \cdot M_{safe1}}{d_{25} \cdot z \cdot l_5 \cdot (h_{15} - t_{15})} = \frac{2 \cdot 20000 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 20 \text{ mm} \cdot (7 \text{ mm} - 4 \text{ mm})} = 26,67 \text{ MPa} \leq p_{meg}$ . A nyírófeszültség  $\tau_4 = \frac{2 \cdot M_{safe1}}{d_{25} \cdot z \cdot l_5 \cdot b_5} = \frac{2 \cdot 20000 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 20 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}} = 10 \text{ MPa} \leq \tau_{meg}$ , ez is elfogadható.

### 7.2.6. Irányváltó duplex lánccának méretezése

A 7.1.6. fejezet értelmében és a 7.2.6.1. ábra adatai alapján  $F_{r1} = F_{t1} + F_{c1} = 523,84 \text{ N} + 0,288 \text{ N} = 524,128 \text{ N}$ , itt  $F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{safe1}}{d_{p1}} = \frac{2 \cdot 20000 \text{ Nmm}}{76,36 \text{ mm}} = 523,84 \text{ N}$  és  $F_{c1} = q_1 \cdot v^2 = 1,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \left(0,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 0,288 \text{ N}$ .

Láncjel	Osztás, $p$ (mm)	Szakítóerő, $F_b$ (N)	Folyóméter tömeg, $q$ (kg/m)	Csuklófelület, $A$ (mm <sup>2</sup> )
05B - 2	8,000	7800	0,40	22
06B - 2	9,525	16900	0,80	56
08B - 2	12,700	32000	1,30	101
10B - 2	15,875	44500	1,80	134

7.2.6.1. ábra Duplex lánc adatai [21]

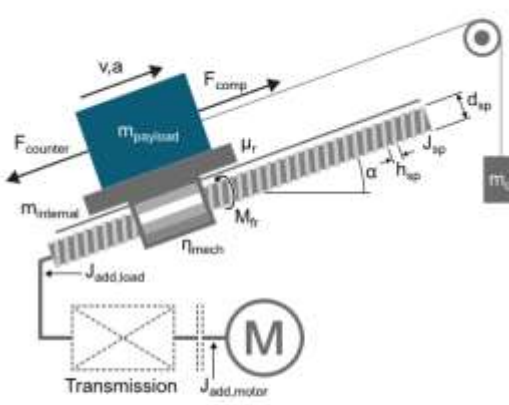
---

Mivel a használt lánckerék fogszáma  $z = 15$ , így  $p_{meg1} = p_{a1} \cdot \frac{K_{81}}{K_{31}} = 28,45 \text{ MPa} \cdot \frac{0,69}{1,2} = 16,36 \text{ MPa}$ . Habár a tengelytáv irreleváns ebben az esetben a  $K_{81} = 0,69$  kiválasztásával a biztonságot erősítjük. Ugyanazon megfontolásból  $K_{31} = 1,2$  és  $p_1 = \frac{F_{r1}}{A_1} = \frac{524,128 \text{ N}}{134 \text{ mm}^2} = 3,91 \text{ MPa}$ . A biztonság mértéke  $S_{s1} = \frac{F_{b1}}{F_{r1}} = \frac{44500 \text{ N}}{524,128 \text{ N}} = 84,903$ ,  $S_{d1} = \frac{F_{b1}}{F_{r1} \cdot K_{31}} = \frac{44500 \text{ N}}{524,128 \text{ N} \cdot 1,2} = 70,752$  értékekkel alkalmas.

### 7.2.7. Emelő egységhez hajtóműves motor választása

Az emelő egység hajtásának modellje láncsal hajtott fixált, axiálisan és radiálisan csapággal támasztott golyósorsó és a szerkezetbe szerelt mozgó golyósanya párosából tevődik össze, a szoftverben ezt veszem figyelembe. Az emelt szerkezet teljes tömege a legnagyobb viselt teherrel felfelé kerekítve  $m_{irányváltó} = 540 \text{ kg}$ . A rendszerben az emelt tömegen kívül az emelést végző elemek, mint pl. a golyósanya  $m_{internal} \cong 4 \text{ kg}$  többlet terhelést jelentenek. A golyósorsó átmérője  $D_{sp} = 40 \text{ mm}$ , a négy ponton történő emelés értelmezéséhez az orsó hosszának négyszeresét kellett megadni  $l_{sp} = 4 \cdot l_1 = 4 \cdot 327,3 \text{ mm} = 1309,2 \text{ mm}$ , ami így a változó hosszúsággal egyenes arányosságban megjelent a tömegben, és ezáltal a tehetetlenségi nyomatékban is. Az orsó anyaga S55C indukciósan edzve, rendelési kódja a TBI Motion tajvani gyártó katalógusa alapján: SFA R 040 10 B2 S G C7-327,3-P0+SS, sűrűsége  $\delta = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . A menet osztása  $h_{sp} = 10 \text{ mm}$  és a mozgás szöge  $\alpha = 90^\circ$ , a rendszer hatásfok  $\eta = 0,9$ . A négy emelési pont szinkron mozgásában fellépő esetleges hibákból, a lánchajtásból és a golyósorsós hajtásból kiindulva felvettem  $\mu_{fr} = 0,05$  súrlódási tényezőt és  $M_{fr} = 3 \text{ Nm}$  súrlódási nyomatékot, ahogy az a 7.2.7.1. ábrán látható.

▼ Mechanical model: ball screw



▼ Masses

$m_{payload}$	Steady payload *	540	kg
$m_{internal}$	Internal mass	4.00	kg
$m_{counter}$	Counterweight	0.00	kg
$F_{comp}$	Weight compensation	0.00	N

▼ Moments of inertia

$J_{sp}$	Spindle moment of inertia	0.00258	kg m <sup>2</sup>
$D_{sp}$	Ball screw diameter *	40.0	mm
$l_{sp}$	Ball screw length *	1309.2	mm
$\rho_{sp}$	Ball screw density *	7850	kg/m <sup>3</sup>
$J_{add.load}$	Additional moment of inertia in relation to load	0.00	kg m <sup>2</sup>
$J_{add.motor}$	Additional inertia in relation to motor	0.00	kg m <sup>2</sup>

▼ Mechanics

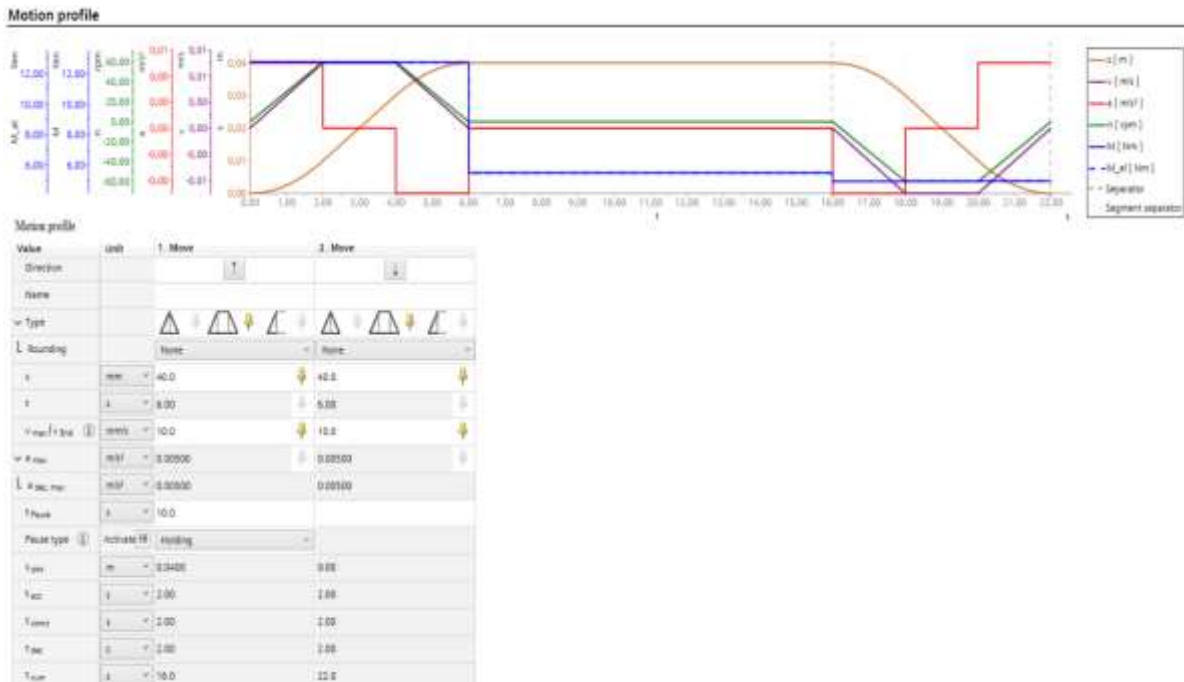
$h_{sp}$	Leadscrew pitch *	10.0	mm
$\alpha$	Angle of inclination	90.00	°

▼ Friction

$M_{fr}$	Friction torque	3.00	Nm
$F_{counter}$	Additional counter force	0.00	N
$\eta_{mech}$	Efficiency of the mechanical system	0.900	
$\mu_{fr}$	Coefficient of friction	0.0500	

\* - Mandatory field

7.2.7.1. ábra Golyósorsós hajtásmodell



7.2.7.2. ábra Golyósorsós hajtás mozgásprofil

A 7.2.7.2. ábra alapján az emelés magassága 40 mm, sebessége erre a kialakításra 10 mm/s. A fenti pozícióban a termék továbbításának idejére 10 másodperc pozíció és nyomaték tartást iktattam be. Ezt egyező bemeneti paraméterek mellett a leengedés követi, de itt bekapcsolódik a villanymotor fékje is, részben tehermentesítve a motort. A 7.2.1. fejezethez mérten a motor teljesítménye  $P_{rated} = 0,120 W$ ,  $i = 22,78$ , a kihajtás átmérője  $D_{kihajtó} = \varnothing 20 H7$ , a fék névleges nyomatéka 4 Nm és vezérlése 24V DC alapú. A rendelési kód: 2KJ3500-5BD23-4AT1-Z B00+C66+D15+K01+K07+L00+M17+M60+P91. További részletek a 7.2.7.3. és a 7.2.7.4. ábrán.

Application requirements for motor

Effective torque and average speed	8.05 Nm 21.8 rpm	Max. load moment of inertia	0.00296 kg m²
Maximum torque at speed	12.8 Nm @ 60.0 rpm	Torque off in pause	No
Required maximum speed	60.0 rpm	Max. static load torque	12.8 Nm
Required effective power	19.4 W		

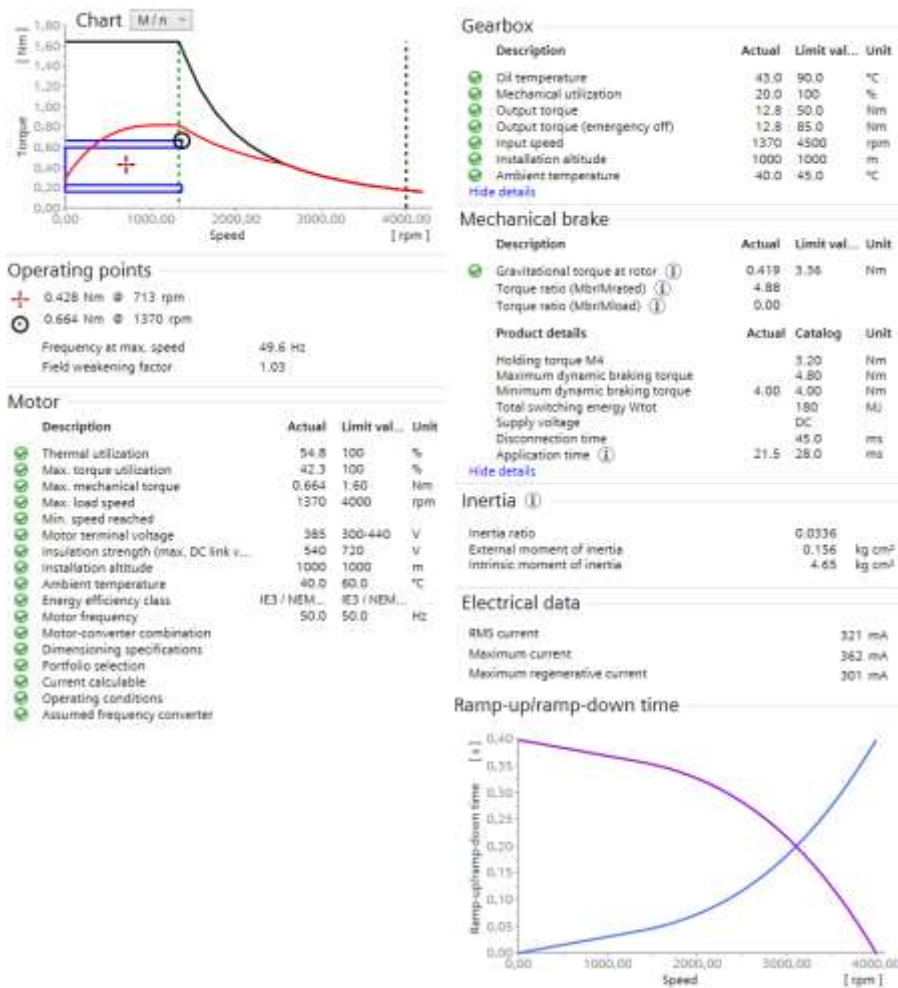
Dimensioning specifications

Poles / reference speed	4-pole (1500 rpm; 50)	Cooling methods	Self-ventilation (IC411)	Energy efficiency	IE3 / NEMA Premium
Voltage / connection	400 V Y	Brake	<input checked="" type="checkbox"/>	Temperature class	105 K (F)
Gearbox settings	Bevel gear, MS, A	Dynamic brake check	<input type="checkbox"/>	Inertia ratio warning limit	7.00

Selected geared motor including configuration

Product	Power	Max Torque	Rated Speed	Version	Motor type	Max. Inertia	Gearbox	Max. Torque	M <sub>2</sub>	n <sub>2</sub>	Inertia	λ (In/Im)	λ (In/Im) max	Suitability
SIMOGEAR 2KJ3 - IEC	0.120 kW	0.820 Nm	1385 rpm	aluminum	LE632VH4P	390 mA	B19	50.0 Nm	16.6 Nm	4.65 kg cm²				
2KJ3500-5BD23-4AT1-Z B00-	63.0 mm	1.60 Nm	4000 rpm	Self-ventilation (L)		640 mA	22.78	83.0 Nm	60.8 Nm	0.0336				
	IE3 / NEMA Premi...		4				2.88		184 rpm	1370 rpm				

7.2.7.3. ábra Emelő motor 1



7.2.7.4. ábra Emelő motor 2

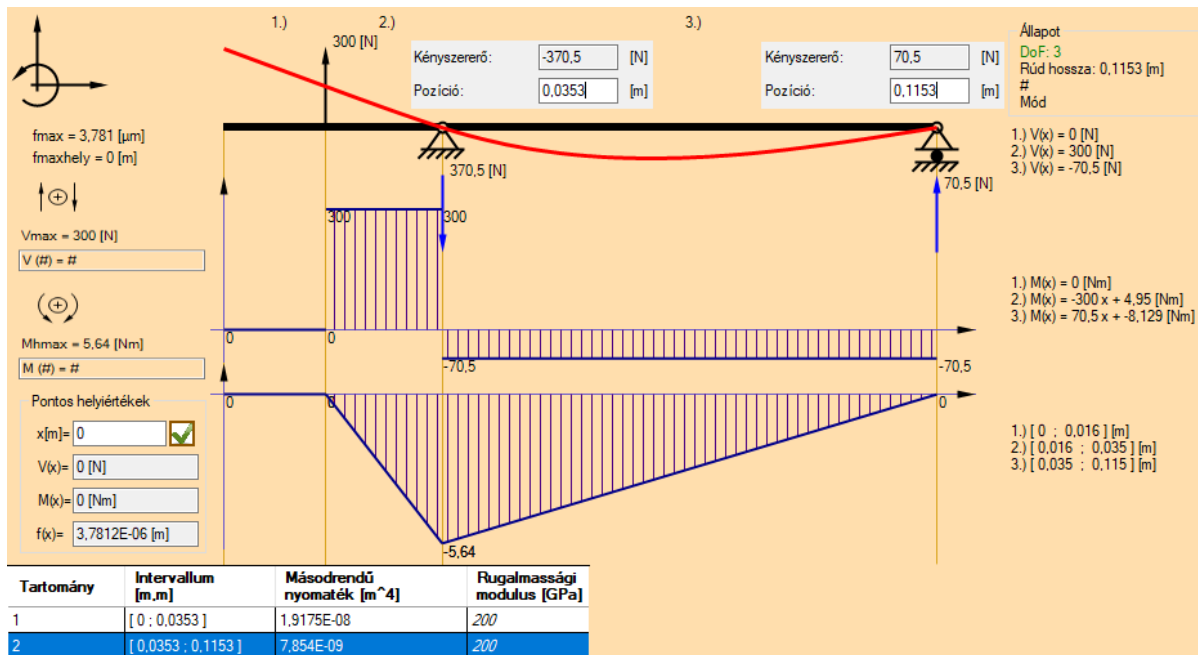
Az értékek és a korábbi fejezetek alapján túl lett méretezve a motor, viszont mivel emelést végez, így biztonsági szempontból a 12,8 Nm nyomatékigény helyett  $M_{safe2} = 30 \text{ Nm}$  értékkel számolok tovább. Ez elvárható, bár a gép nem érintkezik üzem közben emberrel és biztonsági ajtós elkerítés veszi körbe a teljes rendszerrel együtt. Vezérlési elve arra épül, hogy a fék a 24V DC jel megléte nélkül zárt, tehát tart, így áramszünet esetén a legrosszabb esetben is lassan ütközőig süllyed a szerkezet. A keletkező energia a fékellenálláson idő közben hővé alakul.

### 7.2.8. Lánckerék választás emelő hajtáshoz

A 7.1.3. fejezetben szereplő lánckerék került kiválasztásra és beépítésre ebben az esetben is. Ez az alkatrész a hozzá tartozó elemekkel megtalálható az emelő motor kihajtó tengelyén és a golyósorsók tengelyvég kialakításán.

### 7.2.9. Tengelytervezés emelő motorhoz

A korábbi fejezetekben figyelembe vett  $F_{feszt} = 300 \text{ N}$  és a 7.2.7. fejezetben szereplő csavaró nyomaték  $M_{safez} = 30 \text{ Nm}$  jelentkezik a tengelyen. Kialakítása a 7.1.4. fejezetben bemutatott alkatrészhez hasonló és méretezési folyamata megegyezik vele. Igénybevételei a 7.2.9.1. ábrán tekinthetők meg. A  $d_{szoritó2} = \varnothing 25^{+0,3}$  hossza  $l_{252} = 35,3 \text{ mm}$ . A  $d_{lift} = \varnothing 20 \text{ h6}$  hossza  $l_{202} = 80 \text{ mm}$ , teljes hossza  $L_5 = 115,3 \text{ mm}$ . A csavaró nyomaték hatásának hossza a tengely jobb végpontjától a kisebb keresztmetszettel nézve  $L_{\tau5} = 98,8 \text{ mm}$ .



7.2.9.1. ábra Emelő tengely igénybevételei

$$\text{A kisebb átmérőt figyelembe véve } \tau_{cs5} = \frac{M_{safez}}{K_{p5}} = \frac{M_{safez}}{\frac{(d_{lift})^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{30000 \text{ Nmm}}{\frac{(20 \text{ mm})^3 \cdot \pi}{16}} = 19,1 \text{ MPa}, \text{ és}$$

$$\sigma_{h5} = \frac{M_{hmax5}}{K_5} = \frac{M_{hmax5}}{\frac{(d_{lift})^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{5640 \text{ Nmm}}{\frac{(20 \text{ mm})^3 \cdot \pi}{32}} = 7,18 \text{ MPa}, \quad f_5 = 3,781 \cdot 10^{-6} \text{ m} < f_{meg} = \frac{L_5}{3000} =$$

$$\frac{98,8 \text{ mm}}{3000} = 3,293 \cdot 10^{-5} \text{ m}, \quad \varphi_5 = \frac{M_{safez} \cdot L_{\tau5}}{I_{p5} \cdot G} = \frac{M_{safez} \cdot L_{\tau5}}{\frac{(d_{lift})^4 \cdot \pi}{32} \cdot G} = \frac{30000 \text{ Nmm} \cdot 98,8 \text{ mm}}{\frac{(20 \text{ mm})^4 \cdot \pi}{32} \cdot 77000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 2,4506 \cdot$$

$$10^{-3} \text{ rad} = 2,4506 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 0,14^\circ \rightarrow \tan \varphi_5 = \tan 0,14^\circ = 2,4506 \cdot 10^{-3} >$$

$$\tan \varphi_{meg}, \text{ ami ismételtlen nem releváns. Emellett } n_{h5} = \frac{\sigma_{hmeg}}{\sigma_{h5}} = \frac{200 \text{ MPa}}{7,18 \text{ MPa}} = 27,86, \quad n_{\tau5} =$$

$$\frac{\tau_{csmeg}}{\tau_{cs5}} = \frac{100 \text{ MPa}}{19,1 \text{ MPa}} = 5,23 \quad \text{és} \quad M_{red5} = \sqrt{(M_{hmax5})^2 + (M_{safez})^2} =$$

$$\sqrt{(5,64 \text{ Nm})^2 + (30 \text{ Nm})^2} = 30,53 \text{ Nm.} \quad \text{A} \quad d_{tmin2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red5}}{\tau_{csmeg} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 30530 \text{ Nmm}}{100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \pi}} =$$

14,6 mm  $\leq d_{lift}$ . Az alkatrész a 7.2.9.2. ábrán található.



7.2.9.2. ábra Emelő motor tengelye

### 7.2.10. Emelő hajtás reteszeinek méretezése

A hajtómű csőtengelyében a retesz 6x6x60 mm-es. Ebben  $p_{\hat{e}br5} = \frac{2 \cdot M_{safe2}}{d_{lift} \cdot z \cdot l_5 \cdot (h_{15} - t_{15})} =$

$$\frac{2 \cdot 30000 \text{ Nmm}}{20 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 60 \text{ mm} \cdot (6 \text{ mm} - 3,5 \text{ mm})} = 20 \text{ MPa} \leq p_{meg}. \quad \text{A} \quad \tau_5 = \frac{2 \cdot M_{safe2}}{d_{lift} \cdot z \cdot l_5 \cdot b_5} = \frac{2 \cdot 30000 \text{ Nmm}}{20 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 60 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} =$$

8,33 MPa  $\leq \tau_{meg}$ . A lánckerekeknél elhelyezkedő retesz mérete 8x7x20 mm-es. A  $p_{\hat{e}br6} =$

$$\frac{2 \cdot M_{safe2}}{d_{szorit62} \cdot z \cdot l_6 \cdot (h_{16} - t_{16})} = \frac{2 \cdot 30000 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 20 \text{ mm} \cdot (7 \text{ mm} - 4 \text{ mm})} = 40 \text{ MPa} \leq p_{meg}. \quad \text{A} \quad \tau_6 = \frac{2 \cdot M_{safe2}}{d_{szorit62} \cdot z \cdot l_6 \cdot b_6} =$$

$$\frac{2 \cdot 30000 \text{ Nmm}}{25 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 20 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}} = 15 \text{ MPa} \leq \tau_{meg},$$
 ezért ezek az alkatrészek felhasználhatók.

### 7.2.11. Emelő hajtás lánccának méretezése

Az alkatrész méretezése teljes mértékben a 7.1.6. fejezet szerint történik, de a lánccsúszási sebessége  $v_2 = d_{p2} \cdot \pi \cdot n_2 = 76,36 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 1 \frac{1}{s} = 239,89 \frac{\text{mm}}{s}$ , ahhoz, hogy a motor lassításától és a gyorsításától eltekintve a megadott emelési sebességünk adódjon.  $F_{r2} = F_{t2} + F_{c2} = 785,75 \text{ N} + 0,052 \text{ N} = 785,802 \text{ N}$ ,  $F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{safe2}}{d_{p2}} = \frac{2 \cdot 30000 \text{ Nmm}}{76,36 \text{ mm}} = 785,75 \text{ N}$ ,  $F_{c1} = q_2 \cdot v_2^2 = 0,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \left(0,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 0,052 \text{ N}$ . Emellett  $p_{meg2} = p_{a2} \cdot \frac{K_{82}}{K_{32}} = 28,45 \text{ MPa} \cdot \frac{0,69}{1,2} = 16,36 \text{ MPa}$ .  $K_{82} = 0,69$  és  $K_{32} = 1,2$  értékű. A  $p_2 = \frac{F_{r2}}{A_2} = \frac{785,802 \text{ N}}{67 \text{ mm}^2} = 11,73 \text{ MPa}$ . A biztonság tényezői  $S_{s2} = \frac{F_{b2}}{F_{r2}} = \frac{22400 \text{ N}}{785,802 \text{ N}} = 28,51$ ,  $S_{a2} = \frac{F_{b2}}{F_{r2} \cdot K_{32}} = \frac{22400 \text{ N}}{785,802 \text{ N} \cdot 1,2} = 23,75$ .

## 8. Gazdasági számítások

A gazdasági számítások során azoknak a moduloknak az bekerülési értékét fogom táblázatos formában megállapítani, mint előállítási érték, amiket a korábbi fejezetekben bemutattam és amelyek egyes részegységeit megterveztem. Tehát a leghosszabb görgős szállítópályáról és ennek az irányváltóval ellátott rövidebb változatáról van szó. A lemezalkatrészeknél a legkisebb táblaméret  $2 \text{ m}^2$ , de a modulokban szereplő lemezanyagok a teljes projektre vetítve lettek rendelve nagyobb mennyiségekben, így az ár és mennyiség alapján arányosítva szerepelnek az összegek. A görgők ára kedvező volt, mert közel 8-900 db lett rendelve ugyanazon típusból. A további kereskedelmi anyagok és alkatrészek nyers, kedvezmény nélküli árait adtam meg és a végösszezből vonok le átlagosan 20%-ot. Ezt indokolja továbbá, hogy külföldi beszerzésű és külföldön gyártott alkatrészeket tartalmaznak a konstrukciók, a partnerségi viszonyból eredő beszerzési kedvezmények százaléka magas, a cégen belül a piaci árhoz képest alacsonyabb áron CNC lézervágott, élhajlított, esztergált vagy mart alkatrész elkészítése lehetséges. A hozzávetőleges ár kalkulációkat az 1. és a 2. táblázat tartalmazza.

### 8.1. táblázat A szállítópálya előállítási értéke

Megnevezés	Ár (Ft/db/m/m <sup>2</sup> /stb.)	Mennyiség (db, m, m <sup>2</sup> , stb.)	Összeg (Ft)
Lemez S235 S12	≈ 76.000/m <sup>2</sup>	≈ 0,15 m <sup>2</sup>	11.400
Lemez S235 S8	≈ 50.000/m <sup>2</sup>	≈ 0,1 m <sup>2</sup>	5.000
Lemez S235 S4	≈ 24.000/m <sup>2</sup>	≈ 8 m <sup>2</sup>	192.000
Lemez S235 S2,5	≈ 16.000/m <sup>2</sup>	≈ 1 m <sup>2</sup>	16.000
Lemez S235 S2	≈ 12.000/m <sup>2</sup>	≈ 2 m <sup>2</sup>	24.000
M20 menetes szál	≈ 3.000/fm	≈ 0,7 m	2.100
Zárt szelvény 80x60x3	≈ 3.000/fm	≈ 6 m	18.000
Rozsdamentes köracél D40	≈ 25.000/fm	≈ 0,5 m	12.500
Rozsdamentes köracél D25	≈ 10.000/fm	≈ 0,2 m	2.000
POM-C rúd D90	≈ 55.000/fm	≈ 0,05 m	2.750
POM-C rúd D70	≈ 33.000/fm	≈ 0,3 m	9.900
Lánckerék 10B-1 Z15 TB1210	≈ 3.500/db	1 db	3.500



Kúpos szorító TB1210-25	≈ 2.000/db	1 db	2.000
10B-1 párhuzamos hevederes lánc	≈ 3.000/fm	≈ 8 m	24.000
Hajtóműves motor	≈ 220.000/db	1 db	220.000
Szállítópálya görgő	≈ 10.000/db	22 db	220.000
Galvanizálás költsége	≈ 300/kg	≈ 100 kg	30.000
Porfestés költsége	≈ 5.000/m <sup>2</sup>	≈ 10 m <sup>2</sup>	50.000
Elektromos szekrény és vezérlés	≈ 250.000/db	1 db	250.000
Mérnöki munka költsége	≈ 10.000/óra/fő	≈ 40 óra/fő	400.000
Programozói munka költsége	≈ 15.000/óra/fő	≈ 4 óra/fő	60.000
CNC gyártás költsége	≈ 20.000/óra/fő	≈ 20 óra/fő	400.000
Hegesztés költsége	≈ 5.000/óra/fő	≈ 4 óra/fő	20.000
Szerelés költsége	≈ 3.500/óra/fő	≈ 8 óra/2 fő	56.000
Egyéb költségek (pl. kötőelemek, szállítás, beüzemelés stb.)	≈ 470.000	-	470.000
Összesen	-	-	≈ 2.500.000
Egyéni árképzésből	≈ -20%	-	≈ 2.000.000
Becsült eladási ár	-	-	≈ 3.000.000
Más európai gyártók árai	-	-	≈ 4-5.000.000

Ez arra a 3600 mm-es gépre vonatkozik, aminél szerkezetileg csak kisebb változatok szerepelnek a rendszerben, ugyanakkor előfordul, hogy egy kisebb tag (pl. irányváltós) a komplexitása miatt magasabb összegbe is kerül. Ez nem beszerzési érték, mivel a gép saját előállításának minősül. Figyelembe kell venni azt, hogy egyedi és egyszeri rendszerről van szó.

#### 8.2. táblázat Az irányváltó előállítási értéke

Megnevezés	Ár (Ft/db/m <sup>2</sup> /stb.)	Mennyiség (db, m, m <sup>2</sup> , stb.)	Összeg (Ft)
Lemez S235 S12	≈ 76.000/m <sup>2</sup>	≈ 0,15 m <sup>2</sup>	11.400
Lemez S235 S8	≈ 50.000/m <sup>2</sup>	≈ 0,1 m <sup>2</sup>	5.000
Lemez S235 S4	≈ 24.000/m <sup>2</sup>	≈ 15 m <sup>2</sup>	360.000

Lemez S235 S2,5	≈ 16.000/m <sup>2</sup>	≈ 0,6 m <sup>2</sup>	9.600
Lemez S235 S2	≈ 12.000/m <sup>2</sup>	≈ 7,5 m <sup>2</sup>	90.000
M20 menetes szál	≈ 3.000/fm	≈ 0,7 m	2.100
Zárt szelvény 80x60x3	≈ 3.000/fm	≈ 6 m	18.000
Rozsdamentes köracél D40	≈ 25.000/fm	≈ 0,7 m	17.500
Rozsdamentes köracél D25	≈ 10.000/fm	≈ 1,5 m	15.000
Rozsdamentes köracél D20	≈ 8.000/fm	≈ 1 m	8.000
POM-C rúd D90	≈ 55.000/fm	≈ 0,05 m	2.750
POM-C rúd D70	≈ 33.000/fm	≈ 1 m	33.000
POM-C rúd D50	≈ 17.000/fm	≈ 0,6 m	10.200
POM-C tábla S35	≈ 300.000/m <sup>2</sup>	≈ 0,5 m <sup>2</sup>	150.000
Lánckerék 10B-1 Z15 TB1210	≈ 3.500/db	6 db	21.000
Lánckerék 10B-2 Z15 TB1210	≈ 3.500/db	6 db	21.000
Kúpos szorító TB1210-25	≈ 2.000/db	12 db	24.000
10B-1 párhuzamos hevederes lánc	≈ 3.000/fm	≈ 10 m	30.000
10B-2 párhuzamos hevederes lánc	≈ 5.000/fm	≈ 12 m	60.000
Hajtóműves motor	≈ 220.000/db	3 db	660.000
SFA R 040 10 B2 S G C7-327,3-PO+SS golyósorsó-anya	≈ 17.500/pár	4 pár	70.000
50x50 alumínium szerelőprofil	≈ 7.000/fm	12 m	84.000
Szállítópálya görgő	≈ 10.000/db	11 db	110.000
Galvanizálás költsége	≈ 300/kg	≈ 250 kg	75.000
Porfestés költsége	≈ 5.000/m <sup>2</sup>	≈ 16,5 m <sup>2</sup>	82.500
Elektromos szekrény és vezérlés	≈ 350.000/db	1 db	350.000
Mérnöki munka költsége	≈ 10.000/óra/fő	≈ 40 óra/fő	400.000
Programozói munka költsége	≈ 15.000/óra/fő	≈ 12 óra/fő	180.000
CNC gyártás költsége	≈ 20.000/óra/fő	≈ 40 óra/fő	800.000
Hegesztés költsége	≈ 5.000/óra/fő	≈ 4 óra/fő	20.000
Szerelés költsége	≈ 3.500/óra/fő	≈ 16 óra/2 fő	112.000

Egyéb költségek (pl. kötőelemek, szállítás, beüzemelés stb.)	≈ 660.000	-	660.000
Összesen	-	-	≈ 4.500.000
Egyéni árképzésből	≈ -20%	-	≈ 3.600.000
Becsült eladási ár	-	-	≈ 5.000.000
Más európai gyártók árai	-	-	≈ 6-8.000.000

Ez a becsült ár jellemző a konstrukcióra, amelyet a vállalat kínál és ehhez képest kerülnek többre a piacon az ehhez hasonló egyedi gépek. Bár az európai és amerikai piacokon egyértelműen teret nyernek a termékek és a rendszer teljes koncepciója, azonban a világ keleti régióiban továbbra is a kínai gépgyártók érvényesülnek és nagyjából az európai árak kétharmadáért már hozzájuthatunk valamilyen minőségben és méretben szállítópályákhoz vagy irányváltóhoz.

---

## 9. Összefoglalás

A diplomadolgozatban szó esett korunk meghatározó, modern logisztikai rendszereiről, majd a LOG-X Systems Kft. projektjének keretein belül egy automatizált repülőgép gumibroncs raktározási rendszer több moduljának alegységét terveztem meg az előre definiált kiinduló adatok és igények szerint. A feladatok közé tartozott a sztenderd szállítópálya egységekhez és irányváltó alegységgel ellátott modulokhoz a görgő típusának kiválasztása és ellenőrzése. Ezt követte az eltérő körülmények között üzemelő hajtásrendszerekhez a hajtóműves motorok kiválasztása, majd az előírt lánchajtásokhoz kereskedelmi hajtáselemek felkutatása és tengelyek tervezése, méretezése. Ennek indítéka a rendszer egyedisége, cégen belüli saját fejlesztés, és a futó projekthez kapcsolódó megrendelői és vezetői igények kielégítése volt. A tervezési módszer jellege alapvetően intuitív és szabad kezet kaptam a munka során, de a biztonságtechnikai előírásokat figyelembe véve és a többi mérnök kollégával előzetesen és folyamatosan egyeztetve zajlott a folyamat meglévő koncepciók alapján. A célkitűzés szerinti legfontosabb, de nem számszerűsített eredmények értelmében az egységek egyszerűen szerelhetők és kisebb geometriai átalakításokkal akár más, jövőbeli projekteknél is univerzálisan felhasználhatók. Ennek alapja az, hogy a választott kereskedelmi tételek, hajtóműves motorok és a méretezett tengelyek biztonsági és üzemi szempontok szerint is sokszorosán felülmúlják az elvárt és a 2006/42/EK gépdirektívában előírt értékeket, ezzel növelve az élettartamot és tartalékot hagyva a rendszer elemekben egy utólagos fejlesztés esetére. A bemutatott munka mellett a teljes folyamat valódi értékét az adja, hogy a legyártott és összeszerelt, tesztelt és a vevő számára kiszállított gép jelenleg beüzemelés alatt áll.

Ezzel személyesen is betekintést kaptam a mérnöki munka komplexitásába. A napról napra felbukkanó valós problémák megoldása és kérdések megválaszolása, ezek nehézsége és kritikus pontjai, a csapatban gondolkodás és cselekvés mind hozzájárultak az ismereteim elmélyítéséhez és új, a jövőben is használható tudás megszerzéséhez.

## 10. Summary

In the thesis I introduced the most important modern logistics systems of our time, and within the project of the LOG-X Systems Ltd. I designed several modules of an automated aircraft tire storage system according to predefined initial data and requirements. The tasks included the selection and verification of the roller type for the standard transport track units and modules with direction changing sub-units. This was followed by the selection of geared motors for the drive systems operating under different conditions, and then the search for commercial drive elements and the design and sizing of shafts for the required chain drives. This was due to the uniqueness of the system, in-house development, and to meet customer and management requirements for the current project. The nature of the design method was basically intuitive and I was given a free hand in the work, but the process was based on existing concepts, taking into account safety regulations, and in prior and continuous consultation with other engineer colleagues. The main, but not numerical, results under the objective are that the units are easy to assemble and can be universally used in other future projects with minor geometric modifications. This is based on the fact that the chosen commercial components, geared motors and sized shafts exceed the expected and required values of the Machinery Directive 2006/42/EC many times in both safety and operational aspects, thus increasing the lifetime and leaving a potential spare in the systems components in case of a future development. In addition to the work shown, the real value of the whole process is that the machine, once manufactured and assembled, tested and delivered to the customer, is now in operation.

This gave me a personal insight into the complexity of engineering. Solving real problems and answering questions that arise on a daily basis, their difficulties and critical points, thinking and acting in a team, all contributed to deepen my knowledge and to gain new knowledge that can be used in the future.

---

## 11. Irodalomjegyzék

- [1]: <https://airmonitor.hu/ipar-4-0/>, 2023.10.13.
- [2]: <https://industry4.hu/en/tudastar/fogalomtar/kiber-fizikai-rendszerek>, 2023.10.13.
- [3]: Jan S., Stephan K., Carolin M., Malin C. (2016) Industry 4.0 Policy Department Economic and Scientific Policy. Brussels, Belgium. (Letöltés időpontja: 2023.10.13. 19:27)
- [4]: <https://airmonitor.hu/ipar-4-0/>, 2023.10.13.
- [5]: <https://airmonitor.hu/ipar-4-0/>, 2023.10.15.
- [6]: Zsombik L. (2013) LOGISZTIKAI ALAPISMERETEK. Debreceni Egyetem, Agrár- és Gazdálkodástudományok Centruma. ISBN 978-963-473-691-2; ISBN 978-963-473-692-9 (Letöltés időpontja: 2023.10.15. 17:47)
- [7]: Zsidai L. (2016) Integrált gyártórendszerek. Gödöllő, Fenyves Dent Kft. ISBN 978-963-12-5403-7
- [8]: <https://etisoft.hu/pc/agv-amr-rendszerek/>, 2023.10.28.
- [9]: <https://log-x.systems/>, 2023.11.01.
- [10]: <https://log-x.systems/>, 2023.11.01.
- [11]: [https://www.powerbelt.hu/uploads/source/catalogs/4140\\_10b\\_taper\\_bored\\_sprockets.pdf](https://www.powerbelt.hu/uploads/source/catalogs/4140_10b_taper_bored_sprockets.pdf) alapján saját szerkesztés, 2024.01.23.
- [12]: [https://www.powerbelt.hu/uploads/source/couplings\\_pulleys\\_joints/sati/Taper%20bushes%20metric%20pitch.pdf](https://www.powerbelt.hu/uploads/source/couplings_pulleys_joints/sati/Taper%20bushes%20metric%20pitch.pdf) alapján saját szerkesztés, 2024.01.23.
- [13]: Nagy Z., Bojtár G., Tarnai G. (2019) 6. Mechanika-szilárdságtan gyakorlat. Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott mechanika tanszék. (Letöltés időpontja: 2024.01.24. 20:48)
- [14]: Czupy I., Horváth B., Major T. (2013) Általános géptan gyakorlatok. Nyugat-magyarországi egyetem, Műszaki metaadatbázis alapú fenntartható e-learning és tudástár létrehozása. Sopron, TÁMOP-4.1.2.A/1-11/1-2011-0067. ISBN 978-963-334-159-9. (Letöltés időpontja: 2024.01.19. 21:23)

[15]: Sente, 2008 alapján saját szerkesztés, 2024.02.02.

[16]: Sente, 2008 alapján saját szerkesztés, 2024.02.02.

[17]: Sente, 2008 alapján saját szerkesztés, 2024.02.02.

[18]: Sente J. (2008) Görgőcs lánchajtás tervezése Oktatási segédlet a Gépelemek II. c. tárgyhoz. Miskolci Egyetem, Gépelemek tanszék. Miskolc. (Letöltés időpontja: 2024.01.21. 17:49)

[19]: [https://www.powerbelt.hu/uploads/source/catalogs/4140\\_10b\\_taper\\_bored\\_sprockets.pdf](https://www.powerbelt.hu/uploads/source/catalogs/4140_10b_taper_bored_sprockets.pdf) alapján saját szerkesztés, 2024.02.09.

[20]: <https://www.maedler.co.hu/product/1643/1622/1644/geschlitzte-schalenkupplung-en-mas-stahl-ohne-nut> alapján saját szerkesztés, 2024.02.21.

[21]: Sente, 2008 alapján saját szerkesztés, 2024.02.26.

## 12. Ábrajegyzék

4.2.1. ábra A logisztika tevékenységei [6] .....	7
4.3.1. ábra Magasraktár létesítmény [6] .....	9
4.3.2. ábra AGV kocsik főbb típusai [7] .....	12
4.3.3. ábra Raklapos AGV robot [8] .....	13
4.3.4. ábra Pálya elemek és rakodó robot [9] .....	14
4.3.5. ábra Polcrendszer és biztonság [10] .....	15
5.2.1.1. ábra 2D layout felülnézete .....	18
5.2.1.2. ábra 2D layout redukált hely .....	19
5.2.1.3. ábra 3D layout felülnézete .....	19
5.2.1.4. ábra 3D layout oldalnézete .....	20
5.2.1.5. ábra Rendszer szegmens és anyagok .....	21
5.2.1.6. ábra Állványrendszer keresztmetszetek .....	21
5.2.1.7. ábra Terhelési esetek kiinduló adatai és eredményei .....	22
5.2.1.8. ábra Deformációk értékei .....	23
5.2.2.1. ábra Betárolási oldal .....	24
5.2.2.2. ábra Betárolási oldal 3D .....	24
5.2.2.3. ábra Billentő modul .....	25
5.2.2.4. ábra A „Loop” és az STC fel-leadó rész .....	25
5.2.2.5. ábra Axiális modul .....	26
5.2.2.6. ábra STC fel-leadó modul .....	26
5.2.2.7. ábra Forgó asztalos minőségellenőrző modul .....	27
5.2.2.8. ábra Szerelde felé vezető folyosó .....	27
5.2.2.9. ábra Emeletes modul .....	27
5.2.2.10. ábra Lift modul .....	28
5.2.2.11. ábra Konzolos modul és az AGV .....	28
5.2.3.1. ábra A rakodógép .....	29
5.2.3.2. ábra Teleszkóp villa .....	30
6.1.1. ábra A 3600 mm-es alap modul .....	31
6.1.2. ábra Az 1800 mm-es irányváltós modul .....	31
7.1.1. ábra Görgős szállítópálya modul .....	34
7.1.1.1. ábra A görgő adatai .....	35
7.1.2.1. ábra Görgők lánchajtásának mechanikai rendszere .....	36



7.1.2.2. ábra Görgők lánchajtásának kinematikai rendszere .....	36
7.1.2.3. ábra Lánchajtású görgős szállítópálya motor 1 .....	37
7.1.2.4. ábra Lánchajtású görgős szállítópálya motor 1 .....	38
7.1.3.1. ábra Szimplex lánckerék adatok [11] .....	39
7.1.3.2. ábra Kúpos szorító adatai [12] .....	39
7.1.4.1. ábra Szállítópálya hajtó tengely beépítve .....	40
7.1.4.2. ábra Tengely részleges méretezése .....	41
7.1.4.3. ábra Szállítópálya hajtó tengely .....	42
7.1.6.1. ábra A lánc adatai [15] .....	43
7.1.6.2. ábra Lánc felületi nyomás adatai [16] .....	44
7.1.6.3. ábra Lánchajtás biztonsági referencia értékei [17] .....	44
7.2.1. ábra Irányváltó egység .....	45
7.2.1.1. ábra Hat szegmenses irányváltó egység.....	45
7.2.1.2. ábra Irányváltó lánchajtásának mechanikai modellje .....	46
7.2.1.3. ábra Irányváltó lánchajtásának kinematikai modellje.....	47
7.2.1.4. ábra Irányváltó láncos pálya motor 1.....	47
7.2.1.5. ábra Irányváltó láncos pálya motor 2.....	48
7.2.2.1. ábra Duplex lánckerék adatai [19].....	49
7.2.3.1. ábra Irányváltó egység tengelyek.....	49
7.2.3.2. ábra Irányváltó tengely csapágyazása .....	50
7.2.3.1.1. ábra Irányváltó egység közlő tengelye .....	50
7.2.3.2.1. ábra Közvetlen hajtott tengely igénybevételei .....	51
7.2.3.2.2. ábra Irányváltó egység rövid tengelye a motornál.....	52
7.2.3.3.1. ábra Irányváltó egység hosszú tengelye a motornál.....	52
7.2.3.4.1. ábra Közvetve hajtott tengely igénybevételei.....	53
7.2.4.1. ábra Merev tengelykapcsoló [20].....	53
7.2.6.1. ábra Duplex lánc adatai [21] .....	54
7.2.7.1. ábra Golyósorsós hajtásmodell .....	56
7.2.7.2. ábra Golyósorsós hajtás mozgásprofil.....	57
7.2.7.3. ábra Emelő motor 1.....	57
7.2.7.4. ábra Emelő motor 2.....	58
7.2.9.1. ábra Emelő tengely igénybevételei .....	59
7.2.9.2. ábra Emelő motor tengelye.....	60

8.1. táblázat A szállítópálya előállítási értéke .....	61
8.2. táblázat Az irányváltó előállítási értéke .....	62

## NYILATKOZAT

### a diplomadolgozat nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve: Mike Bence

A Hallgató Neptun kódja: TTUC4U

A dolgozat címe: Automata raktározási rendszer tervezése

A megjelenés éve: 2024

A konzulens intézetének neve: Műszaki Intézet

A konzulens tanszékének a neve: Gépszerkezettani Tanszék

Kijelentem, hogy az általam benyújtott diplomadolgozat egyéni, eredeti jellegű, saját szellemi alkotásom. Azon részeket, melyeket más szerzők munkájából vettem át, egyértelműen megjelöltem, és az irodalomjegyzékben szerepeltettem.

Ha a fenti nyilatkozattal valótlanul állítottam, tudomásul veszem, hogy a záróvizsga-bizottság a záróvizsgából kizár és a záróvizsgát csak új dolgozat készítése után tehetek.

A leadott dolgozat, mely PDF dokumentum, szerkesztését nem, megtekintését és nyomtatását engedélyezem.

Tudomásul veszem, hogy az általam készített dolgozatra, mint szellemi alkotás felhasználására, hasznosítására a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem mindenkori szellemi tulajdon-kezelési szabályzatában megfogalmazottak érvényesek.

Tudomásul veszem, hogy dolgozatom elektronikus változata feltöltésre kerül a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem könyvtári repozitori rendszerébe. Tudomásul veszem, hogy a megvédett és

- nem titkosított dolgozat a védést követően
- titkosításra engedélyezett dolgozat a benyújtásától számított 5 év eltelte után nyilvánosan elérhető és kereshető lesz az Egyetem könyvtári repozitori rendszerében.

Kelt: 2024 év 04 hó 17 nap



Hallgató aláírása

## NYILATKOZAT

Mike Bence (név) (hallgató Neptun azonosítója: TTUC4U) konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a diplomadolgozatot áttekintettem, a hallgatót az irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól tájékoztattam.

A záródolgozatot/szakedolgozatot/diplomadolgozatot/portfóliót a záróvizsgán történő védésre javaslom / nem javaslom<sup>1</sup>.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem<sup>\*2</sup>

Kelt: Gödöllő, 2024 év 04 hó 17 nap



belső konzulens

---

<sup>1</sup> A megfelelő aláhúzendó.

<sup>2</sup> A megfelelő aláhúzendó.