

FOLYÉKONY FÜSTÖLŐ BERENDEZÉS FEJLESZTÉSE

TDK DOLGOZAT

Zakupszki Richárd Zoltán

IV. évfolyamos mezőgazdasági és élelmiszeripari gépészmérnök

hallgató

Témavezető:

Kovács Róbertné Veszeloyszki Petra

tudományos munkatárs

SZEGED

2014

TARTALOMJEGYZÉK

BEVEZETÉS	3
1. A FOLYÉKONY FÜSTÖLÉS.....	4
1.1. A füstölés műveletének áttekintése	4
1.2. A folyékony füstaroma kiválasztása.....	4
2. A FOLYÉKONY FÜSTÖLŐ BERENDEZÉSEK.....	5
2.1. A jelenlegi folyékony füstölő berendezés hibáinak ismertetése	5
2.2. A fejlesztett folyékony füstölő berendezés részeinek és működésének bemutatása	5
2.2.1 <i>A folyékony füstölő főbb egységeinek bemutatása</i>	6
2.2.2 <i>Az áramlástan rendszer elemeinek és működésének bemutatása</i>	7
2.2.3 <i>A berendezés tisztítása</i>	10
2.2.4 <i>A konvejorpálya elemeinek és működésének bemutatása</i>	11
3. A KONVEJORPÁLYA ELEMEINEK MÉRETEZÉSE, KIVÁLASZTÁSA.....	13
3.1 A konvejorláncok kiválasztása és ellenőrzése.....	13
3.1.1 <i>A szükséges biztonsági tényező és súrlódási tényező meghatározása</i>	13
3.1.2 <i>A lánchúzó erő meghatározása</i>	14
3.1.3 <i>A konvejorláncok haladási sebességének meghatározása</i>	15
3.1.4 <i>A lánccsapok ellenőrzése</i>	16
3.1.5 <i>A konvejorpálya üzemeltetéséhez szükséges teljesítmény, fordulatszám és nyomaték meghatározása</i>	17
3.1.6 <i>A konvejorláncok hosszának és a lánctagok számának meghatározása</i>	18
3.2 A hajtómű és a villanymotor kiválasztása	18
3.3 A lánchajtások kiválasztása, ellenőrzése.....	19
3.3.1 <i>Az első típus, a hajtó lánc kiválasztása és ellenőrzése</i>	19
3.3.2 <i>A második típus, a hajtott láncok kiválasztása és ellenőrzése</i>	22
3.4 A hajtó tengely méretezése.....	24

3.4.1 A tengelyre ható erők meghatározása	25
3.4.2 Az x-z sík számításai	25
3.4.3 Az y-z sík számításai	27
3.4.4 A redukált feszültségek meghatározása	29
3.4.5 A tengely szükséges átmérőinek meghatározása	29
4. A FOLYÉKONY FÜSTÖLŐ ÁRAMLÁSTANI MÉRETEZÉSE, A RENDSZER ELEMINEK KIVÁLASZTÁSA.....	30
4.1 Az áramlásmérők, a fűvókák és a szűrő kiválasztása.....	30
4. 2 A szivattyúk kiválasztása	31
4.2.1 A folyékony füst aroma és az ivóvíz oldat szivattyújának kiválasztása	31
4.2.2 A folyékony füst aroma töltő szivattyúja	37
4.2.3 A folyékony füst aroma adagoló szivattyújának kiválasztása	42
4.2.4 A gyűjtő tálca szivattyújának kiválasztása	48
5. GAZDASÁGI SZÁMÍTÁS.....	52
ÖSSZEFOGLALÁS.....	53
JELMAGYARÁZAT	54
IRODALOMJEGYZÉK.....	59

BEVEZETÉS

Élelmiszeripari gépészmérnök hallgatóként fontosnak tartom azokat a berendezéseket, amelyekkel az elmúlt évszázadokban bevált technológiákat modernizálni lehet, így növelni az előállított élelmiszer mennyiségét. A mennyiségi növekedés mellett azonban fontos célkitűzés a minőség megőrzése is. Így a választásom a füstölés gépesítésére esett. A füstölést folyékony füstaromával végzik, amit az erre a célra fejlesztett berendezés a termékek felületére juttat. A dolgozatom célja egy ilyen berendezés továbbfejlesztésének bemutatása. A továbbfejlesztés azért szükséges, hogy a műveletet egy modern és biztonságos élelmiszeripari gép végezze a jelenlegi számítások és megfelelő kalkulációk nélkül összeállított berendezés helyett.

A dolgozatom első fejezetében bemutatom a folyékony füstölés műveletét és a megfelelő füstaroma kiválasztását.

A második fejezetben bemutatom a Pick Szeged Zrt-t, a jelenlegi berendezés hibáit és az általam fejlesztett élelmiszeripari gép főbb egységeit és működését a berendezésről készített modell segítségével.

A harmadik fejezetben a berendezés termékeket továbbító részével foglalkozom. A konveijorpálya megfelelő elemeinek kiválasztásával és azok méretezésével, főként a konveijorláncokkal és a működtetésükhöz szükséges hajtásrendszerrel.

A negyedik fejezetben a füstaroma termékek felületére juttatására szolgáló egység elemeit választom ki, köztük a szivattyúkat, fúvókákat és a szűrőt.

Az ötödik fejezetben a folyékony füstölő berendezés költségeit mutatom be, majd összehasonlítom a jelenlegi berendezéssel.

1. A FOLYÉKONY FÜSTÖLÉS

A folyamat célja a húskészítmények füstölt ízének és színének kialakítása a klasszikus füstölésnél sokkal rövidebb idő alatt.

1.1. A füstölés műveletének áttekintése

A füstölés egy olyan tartósító eljárás (<http://www.chemonet.hu/>), amely során kialakul a termék színe és íze is. Minőségét nagyban befolyásolja a felhasznált fa fajtája, ami általában keményfa, köztük tölgyfa, cserfa, bükkfa és akácfa. A fa égése alkotórészeinek szén-dioxiddá és vízzé történő oxidációját jelenti. A füstölésre alkalmas füst eléréséhez a tökéletes égés feltételeit kell biztosítani, mivel tökéletes égés esetén az illóanyagok teljes mértékben szén-dioxiddá és vízgőzzé oxidálódnak, füst komponenseket nem tartalmaznak. A szükséges oxigén nélküli égés esetén azonban a fa termikus bomlása, pirolízise megy végbe, aminek következményeképp szén, gázok, víz és illóanyagok keletkeznek. Fontos a megfelelő hőmérséklet, ugyanis az illóanyagok képződése 160 °C körül kezdődik, a túl nagy hőmérséklet azonban csökkenti a füst minőségét, mert az illóanyagok oxidálódhatnak.

A folyékony füstölés célja azonban csak a megfelelő szín és íz kialakítása. A folyékony füstaroma előállítása pirolízissel és kondenzációval történik, amit több ülepítés és szűrés követ. A kész aromát barna szín és a keményfára jellemző füst illata jellemzi. Megkülönböztethetünk víz vagy olaj alapú, illetve szárított füst aromát. A technológia előnye, hogy könnyebben és pontosabban lehet elérni a kívánt szint és ízt, továbbá a füstölés időtartamát akár 90%-al is csökkentheti. A füstaroma a termék felületére juttatható füst kondenzátum generátorral, permetezéssel vagy a fűszerkeverékhez történő keveréssel. A húsipar mellett a tejipar is felhasználja különböző sajtkészítmények ízesítéséhez.

1.2. A folyékony füstaroma kiválasztása

A választott technológia az aroma termék felületére történő permetezése. Erre a célra megfelelő a Red Arrow International által gyártott SmokeEZ Enviro 23, permetezésre is alkalmas víz alapú folyékony füstaroma (<http://www.redarrowinternational.com/>). A folyadék pH-ja 2,3 és 3,2 közötti érték, összes savtartalma 6-7% között változhat. Sűrűsége 1091 kg/m³, dinamikai viszkozitása 2·10⁻³ Pas. A füstaroma összetevők 10-16 mg/ml, a karbonilok mennyisége pedig 16-24%. Az aroma elsődlegesen tölgyfából és juharfából készül, de tartalmazhat kőriszt, birsfát és bükkfát is. Az ajánlott mennyiség a késztermékben húskészítmények esetén 2,5 g/kg, azonban nem haladhatja meg az 5 g/kg-os értéket. Az ajánlott érték eléréséhez a füst aroma vízzel történő megfelelő arányú hígítása szükséges (<http://www.efsa.europa.eu/> 2012).

2. A FOLYÉKONY FÜSTÖLŐ BERENDEZÉSEK

A folyékony füstölő berendezések célja, hogy a megfelelő összetételű folyékony füstaromát a termék felületére permetezzék.

2.1. A jelenlegi folyékony füstölő berendezés hibáinak ismertetése

Az általam korszerűsíteni kívánt berendezés a Pick Szeged Zrt. tulajdonában van. Az 1869-ben alapított szegedi cég ma már a legnagyobb magyar húsipari vállalkozás. Közel 2800 főnek biztosít munkahelyet az öt telephellyel és saját üzletlánccal rendelkező társaság. A cég évente 350 ezer sertés és 15 ezer marhát vág és dolgoz fel, aminek eredményeként évente több mint 45 ezer tonna húsipari készítményt értékesít.

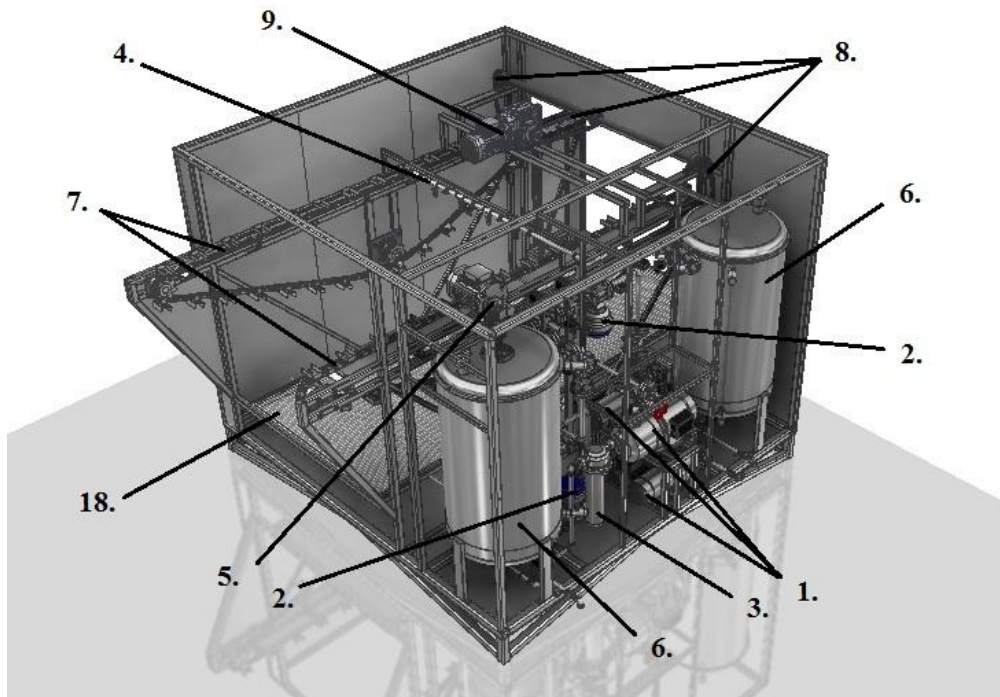
A Pick Szeged Zrt. folyékony füstölője egy alagúrendszerű berendezés, ami a folyékony füstaromát tartályba töltése után a fúvókákon keresztül a húskészítmények felületére juttatja.

A berendezés hátránya, hogy nem rendelkezik keverő és adagoló funkcióval, így a hígítást a berendezésbe töltés előtt kell elvégezni. A konveijorpálya munkavédelmi szempontból nem megfelelő, mivel a termékek felhelyezése és levétele nem megfelelő körülmények között történik. A bemeneti oldalon a terméket tartó rudakat a berendezésbe kell helyezni, így az azt üzemeltetők a művelet közben nem látják a konveijorláncok pontos helyét. A kimeneti oldalon a bemeneti oldal problémája mellett fontos, hogy a gépet üzemeltető esetleges késése esetén a termék a padlóra zuhan. Mivel a berendezés gyártását nem előzte meg semmilyen méretezés vagy ellenőrzés, ezért az előállítási költségei a szükségesnél nagyobbak. Az előállítási és üzemeltetési költségeket az alkatrészek meghibásodása esetén növeli, hogy a berendezés alkatrészei egyediek.

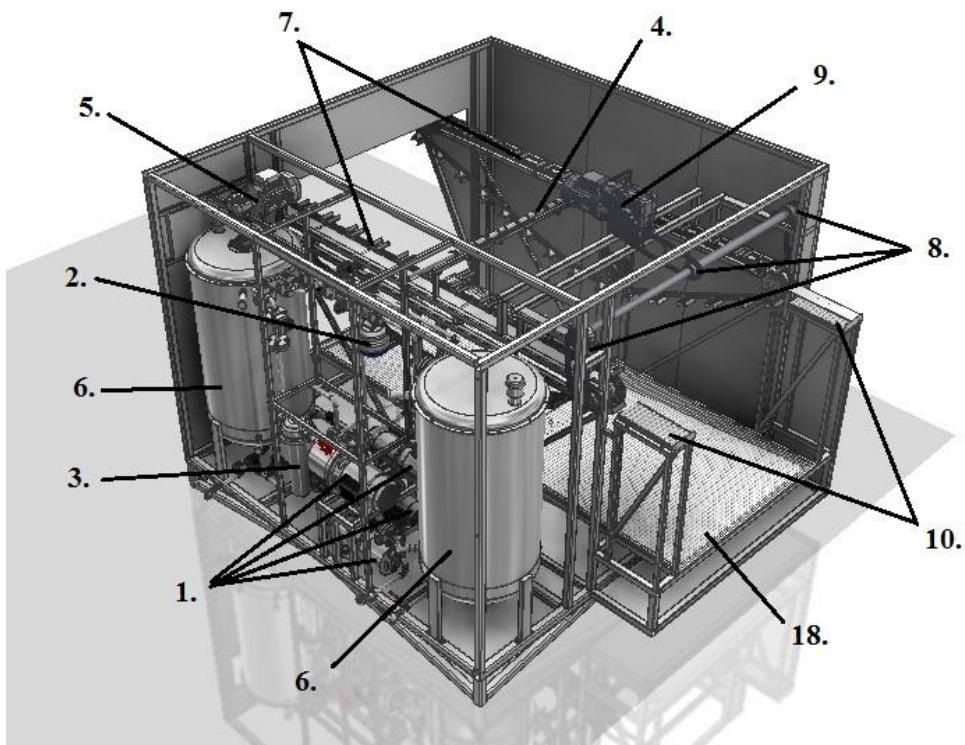
2.2. A fejlesztett folyékony füstölő berendezés részeinek és működésének bemutatása

A feladat egy olyan alagút rendszerű berendezés fejlesztése, amiben a húskészítmények felületére permetezhető az erre a célra megfelelő folyékony füstaroma. Továbbá fontos követelmény a jelenlegi berendezés problémáinak megoldása.

2.2.1 A folyékony füstölő főbb egységeinek bemutatása



1. ábra: A folyékony füstölő berendezés bemeneti oldala

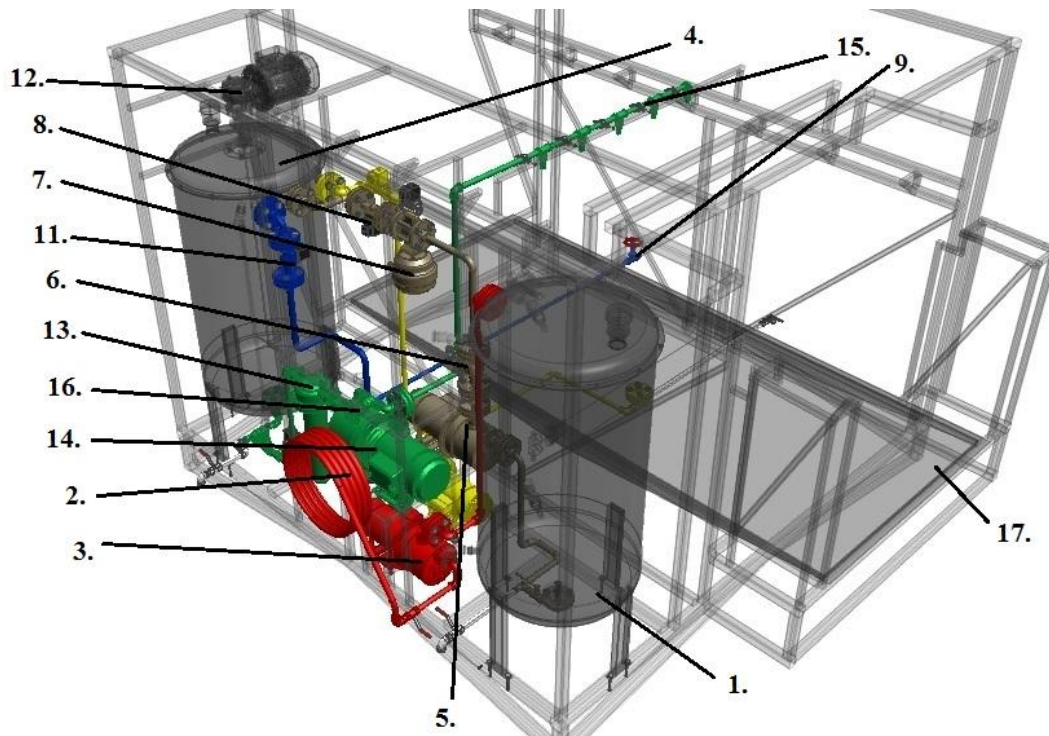


2. ábra: A folyékony füstölő berendezés kimeneti oldala

A berendezés főbb részeinek bemutatása érdekében eltávolított burkolattal a 1. és a 2. ábrán látható. A berendezés áramlástani rendszerének célja, hogy a folyékony füst aromát a termék felületére juttassa. Ez több szivattyúval (1.), áramlásmérővel (2.) és egy szűrővel (3.) a fűvókák (4.) keresztül megy végbe. A folyamatban részt vesz egy propellerkeverő is (5.) és két tartály is (6.). Az áramlástani rendszer részletes bemutatására később térek ki. A termékek áthordását a berendezésen a konvejorpálya (7.) biztosítja, amit három láncajtással (8.) és egy csigahajtóművel (9.) működtetnek. A füstölés műveletének végén a termék a görgősorra érkezik (10.). A konvejorpályát részletesen a fejezet végén mutatom be.

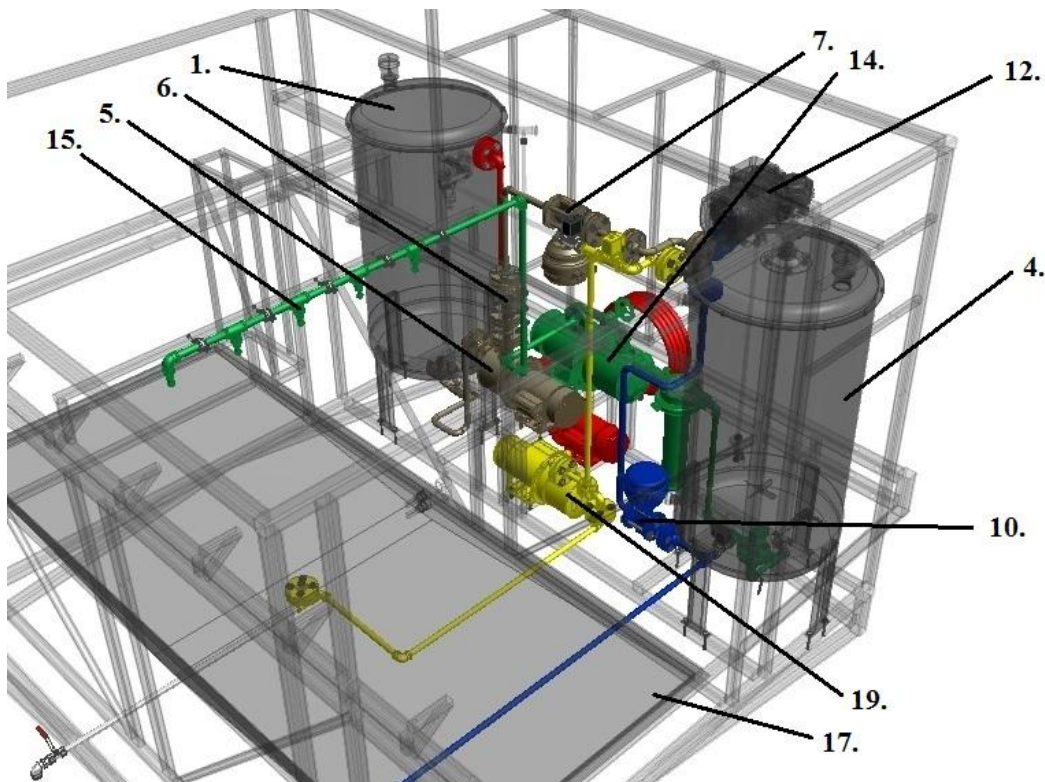
2.2.2 Az áramlástani rendszer elemeinek és működésének bemutatása

Az áramlástani rendszert a 3. és 4. ábrán mutatom be.



3. ábra: A folyékony füstölő áramlástani rendszere a kimeneti oldalról

A füstölés műveletét megelőzően a berendezés egyik tartályát (1.) fel kell tölteni a kiválasztott folyékony füst aromával. A tárolásra szolgáló hordókból egy tömlő (2.) segítségével szivattyúzzuk (3.) a folyadékot a berendezésbe. A tartály alsó és felső részében is szintkapcsoló található, az alsó a folyadékszint kritikus szintűre csökkenése esetén az utántöltésre figyelmeztet, a felső pedig a tartály túltöltését akadályozza meg. A leírt művelet a piros színnel jelölt csővezetéken és szivattyún megy végbe.



4. ábra: A folyékony füstölő áramlástan rendszere a bemeneti oldalról

Annak érdekében, hogy a folyékony füst ajánlott maximális mennyiségét ne lépjük túl a késztermékben, az aroma hígítása szükséges, amit ivóvízzel végzünk. A folyadékban egy szintetikus adalékanyag is található, a poliszorbát 80 (E433), ami oldhatóvá teszi a füstaroma komponenseket és gátolja a leülepedést. A pontos keverési arány ismeretének hiányában a folyadékok pontos adagolására az indukciós áramlásmérők jelentik a megoldást.

A hígítás folyamata a keverő tartályban (4.) megy végbe. A füst aroma egy rozsdamentes örvényszivattyú (5.) segítségével a tartályból egy visszacsapó szelepen (6.), majd az indukciós áramlásmérőn (7.), ezt követően pedig egy mágnesszelepen (8.) halad keresztül a keverő tartályba a barna színnel jelzett csővezetéken keresztül. A beállított folyadékmennyiség mérése után az áramlásmérő zárja a mágnesszelepet és leállítja a szivattyút. Az oldat előállításához szükséges ivóvizet hálózati vízvezetékről a kék színnel jelölt csővezetéken keresztül juttatjuk a tartályba. A csővezetéken található egy szabályószelep (9.) a megfelelő térfogatáram beállítására, valamint a kiválasztott típusú indukciós áramlásmérő (10.) és egy mágnesszelep (11.). A beállított vízmennyiség beáramlása után az áramlásmérő zárja a mágnesszelepet, így szüntette meg a folyadék további áramlását.

A beállított folyékony füst és ivóvíz keverő tartályba juttatása után a homogenizálást keveréssel hajtjuk végre. A komponensek alacsony viszkozitása és sűrűsége miatt propellerkeverőt (12.) kell alkalmazni. A propellerkeverő működtetéséhez szükséges fordulatszámot egy csigahajtómű lassító áttételével érjük el. A keverő tengelyét egy acéllamella tengelykapcsolóval rögzítjük a csigahajtómű tengelyéhez.

A homogenizálást követően az oldatot összetétele alapján már a termék felületére lehet permetezni. Ezt a folyamatot azonban az esetleges szennyeződések miatt egy szűrés előzi meg. A szűrés egy rozsdamentes acélból készült élelmiszer- és vegyiparban alkalmazott szűrőház (13.) segítségével megy végbe, amiben egy redőzött folyadékszűrő helyezkedik el.

Az oldat termék felületére juttatását egy nagyobb szállítomagassággal rendelkező rozsdamentes örvényszivattyú (14.) végzi a fúvókák (15.) segítségével. A szivattyú a keverő tartályból a szűrőn, egy szabályzó szelepen (16.), majd a fúvókákon keresztül permetezi a hígított füstaromát. A művelet a zöld színnel jelölt csővezetéken keresztül megy végbe.

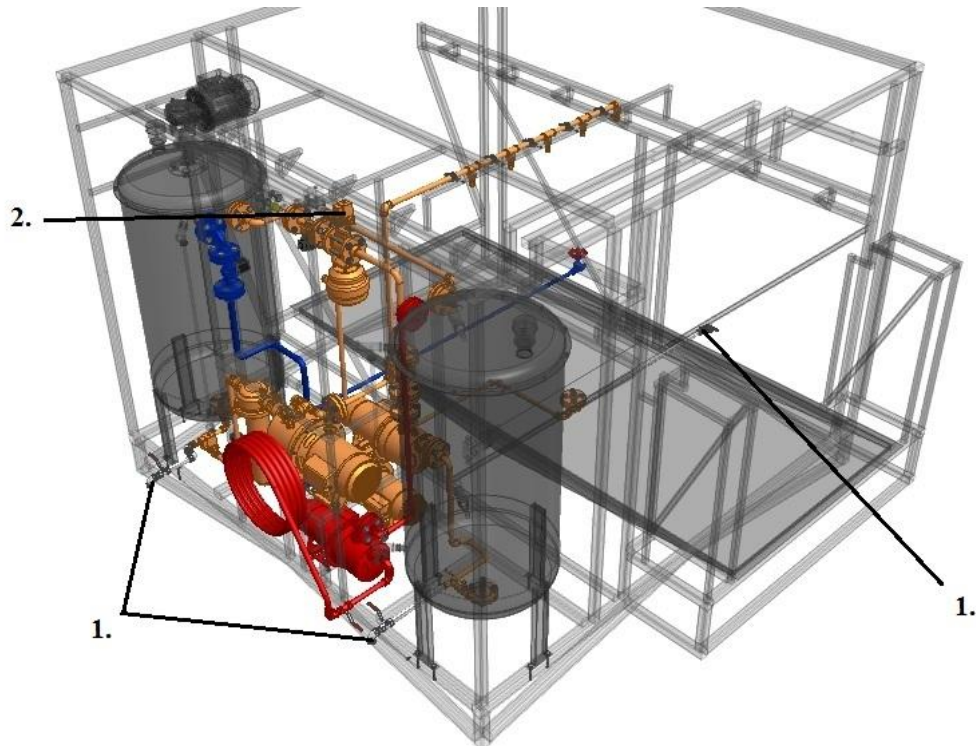
A füst aroma permittőbblete és a termék felületéről lecsepegő oldat a konvektor láncok és a görgősorok alatt elhelyezett gyűjtő tálcába (17.) kerül. A tálca tetején egy rács van elhelyezve (az 1. és 2. ábrán 18.), ami termék rudakról történő részleges vagy teljes leszakadása esetén megakadályozza, hogy a húskészítmény a felgyülemlett folyadékba kerüljön.

A veszteség minimalizálása érdekében a gyűjtő tálcába kerülő oldat újrafelhasználása megy végbe. A folyadékot egy szivattyú (19.) juttatja vissza a keverő tartályba a sárga színnel jelzett csővezetéken keresztül, amikor az eléri a tálca felső részébe épített szintkapcsolót. Ha a folyadékszint csökkenése eléri a tálca aljába épített szintkapcsolót, a szivattyú leáll.

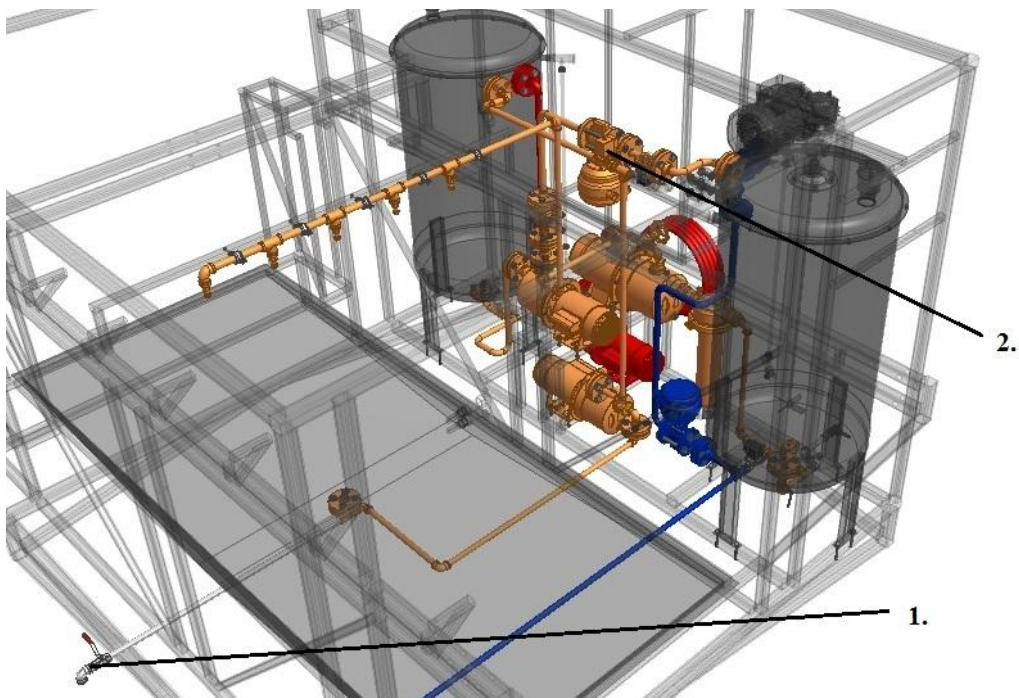
Ha az oldat tartályában a folyadékszint eléri az aljába szerelt szintkapcsolót, megismétlődik a folyékony füst aroma és az ivóvíz tartályba töltése, a berendezés üzembe helyezésénél leírt módon. A tartály túltöltését a felső részébe épített szintkapcsoló akadályozza meg. A művelet során a folyadékszintek figyelemmel követhetők a tartályok falára szerelt szintjelző csövek segítségével. A tartályokban az állandó nyomást a tartályfedelekre szerelt légzők biztosítják.

2.2.3 A berendezés tisztítása

A berendezés tisztításában résztvevő elemek megegyeznek az áramlási rendszerrel bemutatott egységekkel. A tisztítás során a folyadékot keringető elemeket az 5. és 6. ábrán mutatom be.



5. ábra: A folyékony füstölő tisztítása a kimeneti oldalról

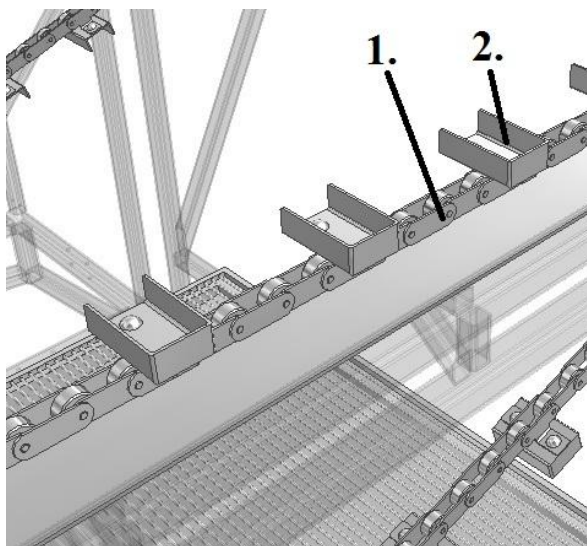


6. ábra: A folyékony füstölő berendezés tisztítása a bemeneti oldalról

A füstölés befejezésével a berendezés tisztítható. A berendezésben maradt folyékony füst és oldat a tartályok és a gyűjtő tálca aljára szerelt csővezetékeken keresztül a golyóscsapok (1.) nyitása után eltávolítható. A tisztításhoz szükséges folyadék a folyékony füst aroma tartályába tölthető az aroma töltéséhez hasonló módon. A tisztításhoz szükséges folyadék a piros színnel jelölt, folyékony füstaroma töltő csővezetékkel juttatható a berendezésbe. A gyűjtő tálca szivattyújának nyomó ágán a megfelelő mágnesszelepek (2.) nyitásával és zárásával már a folyékony füst tartályába juttatja a folyadékot, nem a keverő tartályba. Így a folyadék keringtethető a rendszerben, a narancssárga színnel jelölt csővezetékeken és szivattyúkon keresztül. A meghatározott tisztítási idő után a folyadék a folyékony füst aroma és az oldat eltávolításánál említett módon leereszthető a berendezésből. A tisztítást egy öblítés követi, a tisztítószer eltávolításának céljából. Az öblítéshez szükséges ivóvizet a kék színnel jelölt csővezetéken juttatjuk a rendszerbe. Az öblítés során az öblítéshez beállított vízmennyiség beáramlása után az indukciós áramlásmérő zárja a mágnesszelepet. A szivattyúk a vizet a tisztítószerhez hasonló módon keringtetik a rendszerben. A művelet végén a tisztítószer leeresztésénél leírt módon eltávolítható a berendezésből.

2.2.4 A konveijorpálya elemeinek és működésének bemutatása

A konveijorpályát 7. és 8. ábrán mutatom be.



7. ábra: A konveijorlánc felépítése

A terméket tartó rudak a berendezésen történő áthaladását két konveijorlánc (1.) biztosítja. A láncokon meghatározott távolságra a rudak elmozdulását gátló elemek (2.) vannak szerelve, így biztosítva a rudak folyamatos áthaladását a berendezésen és az oldalirányú elmozdulás megakadályozását. A konveijorláncok feszítése a láncra szerelt elemek

3. A KONVEJORPÁLYA ELEMEINEK MÉRETEZÉSE, KIVÁLASZTÁSA

A konvejorpálya célja a terméket tartó rudak átszállítása a berendezés bemeneti oldaláról a kimeneti oldalára.

3.1 A konvejorláncok kiválasztása és ellenőrzése

A Renold láncajtásokkal és konvejorláncokkal foglalkozó brit cég katalógusából választottam egy lánc típust, majd azt ellenőriztem a gyártó tervezői segédletében előírt módon (<http://www.renold.com/>).

A választott BS13 típusú lánc szakítóterhelése 13000 Newton, a láncosztás 0,0381 méter (<http://www.renold.com/>). A lánckerekek tengelytávolsága 2 méter. A konvejorláncon minden negyedik lánc tag a gyártó katalógusából választott tartozékkal van ellátva, abból a célból, hogy a rudak között közel 0,15 méter távolság legyen. Minden tartozékre egyedi tartó elem van rögzítve, ami biztosítja a húskészítményt tartó rudak folyamatosan haladását a láncsal és megakadályozza az oldalirányú elmozdulást, így azok konvejorpályáról történő leesését.

3.1.1 A szükséges biztonsági tényező és súrlódási tényező meghatározása

Első lépésként meg kell határozni a szükséges biztonsági tényezőt a gyártó által meghatározott 1. és 2. táblázatból.

1. táblázat: A szükséges biztonsági tényező a kenés az üzemi körülmények figyelembevételével

Kenés	Tiszta	Mérsékelt	Szennyezett	Koptató
Állandó	8	10	12	14
Alkalmankénti	10	12	14	16
Nincs	12	14	16	18

2. táblázat: A szükséges biztonsági tényező a kenés és az üzemi hőmérséklet figyelembevételével

Kenés	-30/+150 °C	150-200 °C	200-300 °C
Állandó	8	10	12
Alkalmankénti	10	12	14
Nincs	12	14	16

Az 1. táblázat szerint a szükséges biztonsági tényező a mérsékelt szennyezett üzemi körülmények és a kenés hiányában 14. A lánc kenése azért nem valósítható meg, mert fennáll annak a veszélye, hogy a kenőanyag a folyékony füstaroma oldatával együtt a gyűjtő tálcába

kerül, majd az újrafelhasználás következtében a termék felületére jut.

A 2. táblázat szerint a szükséges biztonsági tényező értéke $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ és $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ közötti üzemi hőmérséklet esetén, valamint a lánc kenésének hiányában 12.

A két érték közül a nagyobbat kellett alkalmaznom. Tehát a konvejláncok ellenőrzése során a biztonsági tényező értéke 14-nek vettem.

Ezután meg kellett határoznom a 3. táblázatból a gördülési ellenállási tényezőt.

3. táblázat: A BS13 konvejlánc gördülési ellenállási tényezői

Szakítóterhelés	Csapok átmérője	Állandó kenés	Alkalmankénti kenés	Nincs kenés
13000 N	0,0254 m	0,14	0,14	0,16

A táblázatból meghatározott gördülési ellenállás értéke kenés hiányában 0,16.

3.1.2 A lánc húzó erő meghatározása

Ezt követően a láncok tömegét kellett meghatároznom. A láncok tömege $1,77\text{ kg/m}$, a tartozékok tömege $0,009\text{ kg/db}$. A tartók tömege $0,102\text{ kg/db}$, amit az Autodesk Inventorban készített modell segítségével határoztam meg.

A konvejlánc teljes tömegének ismeretéhez ki kell számítani a tartozékok és a tartók egy méterre jutó össztömegét. Mivel minden negyedik láncszemen található tartó egység, ezért a tartók között távolság:

$$l_{kr} = 4 \cdot p_{kl} \quad [1.]$$

$$l_{kr} = 4 \cdot 0,0381\text{ m} = 0,1524\text{ m}$$

Ennek ismeretében az egy méterre jutó tartozékok száma:

$$n_{kte} = \frac{l_v}{l_{kr}} \quad [2.]$$

$$n_{kte} = \frac{1\text{ m}}{0,1524\text{ m}} = 6,5617\text{ db}$$

A kapott eredmény alapján a tartozékok egy méterre jutó darabszámát hétnek választom. Így a tartozékok tömege egy méteren:

$$m_{kt\bar{0}1} = n_{ktv} \cdot m_{kt1} \quad [3.]$$

$$m_{kt\bar{0}1} = 7 \cdot 0,009\text{ kg} = 0,063\text{ kg}$$

Mivel a tartók száma megegyezik a tartozékokéval, ezért a tartozékok tömege egy méteren:

$$m_{kt\bar{0}2} = n_{ktv} \cdot m_{kt2} \quad [4.]$$

$$m_{kt\bar{0}2} = 7 \cdot 0,102\text{ kg} = 0,714\text{ kg}$$

Ennek ismeretében meghatározható a két konvejlánc egy méterre jutó össztömege:

$$m_{klö} = n_{kl} \cdot (m_{kl} + m_{ktö1} + m_{ktö2}) \quad [5.]$$

$$m_{klö} = 2 \cdot (1,77 \text{ kg} + 0,063 \text{ kg} + 0,714 \text{ kg}) = 5,094 \text{ kg}$$

Mivel a berendezés modelljén látható, hogy a konvejlórán maximálisan 14 rúd lehet, ezért a húskészítmény maximális tömege a berendezésben a rudakkal együtt:

$$m_{hmax} = n_{hr} \cdot m_h \quad [6.]$$

$$m_{hmax} = 14 \cdot 50 \text{ kg} = 700 \text{ kg}$$

A tömegek meghatározása után már számítható volt a lánchúzó erő:

$$F_k = g \cdot \mu_k \cdot [(2,05 \cdot m_{klö} \cdot l_{kt}) + m_{hmax}] \quad [7.]$$

$$F_k = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,16 \cdot [(2,05 \cdot 5,094 \text{ kg} \cdot 2 \text{ m}) + 700 \text{ kg}] = 1131,5017 \text{ N}$$

Biztonsági tényező meghatározása:

$$n_{kb} = \frac{F_{kmax} \cdot n_{kl}}{F_k} \quad [8.]$$

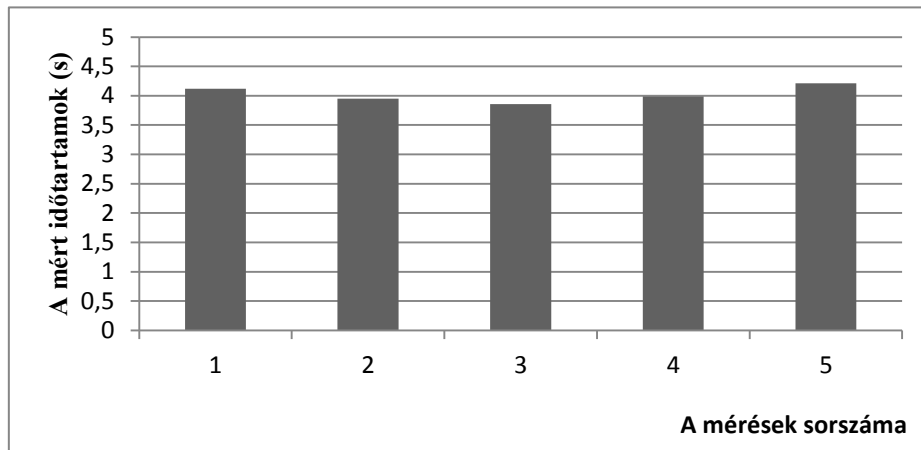
$$n_{kb} = \frac{13000 \text{ N} \cdot 2}{1131,5017 \text{ N}} = 22,9783$$

Mivel a kapott biztonsági tényező nagyobb a gyártó által meghatározott értéknél, ezért a választott konvejlánc megfelel az igénybevételre.

3.1.3 A konvejláncok haladási sebességének meghatározása

A terméket tartó rudak pontos tömege nem ismert, ezért egy rúd tömegének meghatározásánál a munkavédelem kézi anyagmozgatást korlátozó pontjait vettem figyelembe. A kézi anyagmozgatás rendelete (<http://www.omtki.hu/>) szerint 18 évnél idősebb férfi maximálisan 50 kg terhet emelhet és vihet, ezért egy rúd és a rajta található húskészítmények össztömegét 50 kg-nak vettem.

A konvejlánc haladási sebességének meghatározásához méréseket kellett végeznem. A mérés során a terméket tartó rudak kocsiról a konvejláncra történő áthelyezésének időtartamát vizsgáltam. A kocsit távolsága a berendezéstől 1,5 méter, a konvejlánc és a kocsik magassága közel azonos, 1,1 méter volt. A mérést digitális stopperórával öt alkalommal ismételt meg, az eredmények minden alkalommal eltérő értéket mutattak.



9. ábra: A rudak rakodási idejének mérése

A rakodás idejét 5 másodpercre választottam. A láncon a rudakat tartó elemek 0,1524 méterenként vannak elhelyezve. Tehát a konvejjornak 0,1524 métert kell megtennie 5 másodperc alatt. Így meghatároztam a sebességet:

$$v_{kl} = \frac{l_{kr}}{t_r} \quad [9.]$$

$$v_{kl} = \frac{0,1524 \text{ m}}{5 \text{ s}} = 0,03048 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Tehát a konvejjor láncok haladási sebessége 0,03048 m/s.

3.1.4 A lánccsapok ellenőrzése

Először a csapok terhelését kellett meghatároznom. Így a húskészítmények tömegéből eredő terhelés:

$$F_h = m_h \cdot g \quad [10.]$$

$$F_h = 50 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 490,5 \text{ N}$$

Mivel egy rúd, amin a termék van egyszerre két lánctagot, vagyis négy csapot terhel, ezért a lánc tömegéből eredő terhelő erő meghatározásához először egy lánctag tömegét kell számítani:

$$m_{klt} = m_{kl} \cdot p_{kl} \quad [11.]$$

$$m_{klt} = 1,77 \text{ kg} \cdot 0,0381 \text{ m} = 0,0674 \text{ kg}$$

Ennek ismeretében meghatározható volt a láncok tömegéből eredő csapterhelés:

$$F_{kt} = 2 \cdot g \cdot (m_{klt} + m_{kt1} + m_{kt2}) \quad [12.]$$

$$F_{kt} = 2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (0,067 \text{ kg} + 0,009 \text{ kg} + 0,102 \text{ kg}) = 3,4924 \text{ N}$$

Így már számítható volt a csapok teljes terhelése:

$$F_{kcs} = F_h + F_{kt} \quad [13.]$$

$$F_{kcs} = 490,5 \text{ N} + 3,4924 \text{ N} = 493,9924 \text{ N}$$

Ennek ismeretében felírtam az egy csapra jutó terhelés értékét:

$$F_{kcse} = \frac{F_{kcs}}{n_{kcs}} \quad [14.]$$

$$F_{kcse} = \frac{493,9924 \text{ N}}{4} = 123,4981 \text{ N}$$

A teherhordó felületének terheléséhez ismerni kellett a csapok teherhordó felületének nagyságát, ami a választott lánc típus esetén a gyártó táblázatából $9,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$.

$$F_{kcsA} = \frac{F_{kcse}}{A_{kcs}} \quad [15.]$$

$$p_{kcsA} = \frac{123,4981 \text{ N}}{9,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 1247365 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Az eredmény kisebb a megengedett $1,8 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ értéknél 0, ezért megfelelő.

3.1.5 A konvejorpálya üzemeltetéséhez szükséges teljesítmény, fordulatszám és nyomaték meghatározása

A konvejorláncok üzemeltetéséhez szükséges legkisebb teljesítmény:

$$P_{kl} = F_k \cdot v_{kl} \quad [18.]$$

$$P_{kl} = 1131,5017 \text{ N} \cdot 0,03048 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 34,49 \text{ W}$$

A konvejorláncok hajtó tengelyek fordulatszámának meghatározásához szükséges a lánckerék osztókör átmérője, ami a választott 8 foggal rendelkező lánckerék esetén 0,0996 méter.

$$n_{klf} = \frac{v_{kl}}{d_{klk} \cdot \pi} \quad [19.]$$

$$n_{klf} = \frac{0,03048 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,0996 \text{ m} \cdot \pi} = 0,0975 \frac{1}{\text{s}}$$

A konvejorláncok hajtó tengelyeinek szükséges nyomatéka:

$$M_{kl} = \frac{F_k \cdot d_{klk}}{2} \quad [20.]$$

$$M_{kl} = \frac{1131,5017 \text{ N} \cdot 0,0996 \text{ m}}{2} = 56,3488 \text{ Nm}$$

3.1.6 A konvejláncok hosszának és a láncszakaszok számának meghatározása

A konvejláncok szükséges hosszának meghatározása a lánckerekek osztókör átmérője és tengelytávolság ismeretében:

$$L_{kl} = \frac{d_{klk} + d_{klk}}{2} \cdot \pi + \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 2 \cdot \alpha_{kl} \cdot \frac{d_{klk} - d_{klk}}{2} + 2 \cdot a_{kl} \cdot \sin \frac{\beta_{kl}}{2} \quad [21.]$$

ahol:

$$\cos \frac{\beta_{kl}}{2} = \frac{d_{klk} - d_{klk}}{2 \cdot a} \quad [22.]$$

$$\cos \frac{\beta_{kl}}{2} = \frac{0,0996 \text{ m} - 0,0996 \text{ m}}{2 \cdot 2 \text{ m}} = 0 \rightarrow \frac{\beta_{kl}}{2} = 90^\circ \rightarrow \sin \frac{\beta_{kl}}{2} = 1$$

$$\alpha_{kl} = 90^\circ - \frac{\beta_{kl}}{2} \quad [23.]$$

$$\alpha_{kl} = 90^\circ - 90^\circ = 0$$

$$L_{kl} = \frac{0,0996 \text{ m} + 0,0996 \text{ m}}{2} \cdot \pi + \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 2 \cdot 0 \cdot \frac{0,0996 \text{ m} - 0,0996 \text{ m}}{2} + 2 \cdot 2 \text{ m} \cdot 1$$

$$L_{kl} = 4,3127 \text{ m}$$

A láncszakaszok számának meghatározásánál fontos, hogy a láncszakaszok száma osztható legyen négygyel, mivel minden negyedik láncszakaszon van tartó.

$$S_{kl} = \frac{L_{kl}}{p_{kl}} \quad [24.]$$

$$S_{kl} = \frac{4,3127 \text{ m}}{0,0381 \text{ m}} = 113,1942 \text{ db}$$

116 darab láncszakasz megfelelő lenne, azonban a konstrukció miatt nem lenne elegendő hely a feszítő lánckerék számára, így a láncszakaszok számát 120-nak választom. Ebben az esetben a berendezésről készített modell alapján már elhelyezhető a lánckerék.

3.2 A hajtómű és a villanymotor kiválasztása

Az konvejláncokat hajtó lánckerekek alacsony fordulatszáma miatt csigahajtómű indokolt. A szükségesnél nagyobb teljesítményű és nyomatékú, de a fordulatszámhoz legközelebb álló csigahajtóművet és villanymotort választottam. Így a Bonfiglioli WR 63 135 csigahajtómű és a Bonfiglioli BN 63 A6 villanymotor bizonyult megfelelőnek (<http://www.agisys.hu/>).

4. táblázat: A választott villanymotor adatai

Megnevezés	Érték
Teljesítmény	90 W
Nyomaték	0,98 Nm
Fordulatszám	14,67 1/s

5. táblázat: A csigahajtómű adatai

Megnevezés	Érték
Nyomaték	71 Nm
Áttétel	135
Dinamikai hatásfok	54%

A csigahajtómű és a villanymotor adatainak ismeretében meg kell határozni a csigahajtómű kimeneti teljesítményét és fordulatszámát Dudás (2007) szerint:

$$P_{cs} = P_v \cdot \eta_d \quad [25.]$$

$$P_{cs} = 90 \text{ W} \cdot 0,54 = 48,6 \text{ W}$$

$$n_{cs} = \frac{n_v}{i_{cs}} \quad [26.]$$

$$n_{cs} = \frac{14,67 \frac{1}{s}}{135} = 0,1087 \frac{1}{s}$$

3.3 A láncajtások kiválasztása, ellenőrzése

Összesen két különböző típusú hajtó lánc van a berendezésben. Az egyik a csigahajtómű kimeneti sebességét csökkenti a konvejlánc üzemeltetéséhez szükséges fordulatszámra. A másik típusból a berendezésben két darab van, céljuk, hogy a hajtó tengelyről továbbítsák a nyomatékot, teljesítményt és fordulatszámot a konvejláncokra. A láncajtásokat a Renold tervezői segédlete alapján méreteztem.

3.3.1 Az első típus, a hajtó lánc kiválasztása és ellenőrzése

Első lépésként meghatároztam a szükséges áttételt. Mivel a láncok közül csak ez rendelkezik lassító áttétellel, ezért a bemenet fordulatszámának a csigahajtómű kimeneti fordulatszámát, kimeneti fordulatszámának a konvejláncok tengelyeinek fordulatszámát tekintettem.

$$i_{hlsz} = \frac{n_{cs}}{n_{klf}} \quad [27.]$$

$$i_{hlsz} = \frac{0,1087 \frac{1}{s}}{0,0975 \frac{1}{s}} = 1,1145$$

A szükséges áttétel eléréséhez fontos a megfelelő fogszámú láncok kiválasztása. Az láncok kiválasztása során fontos, hogy az áttétel nem csökkenhet, mivel ez a konvejlánc nagyobb haladási sebességét eredményezné.

Több különböző fogszámú lánckerék áttételének vizsgálata során a 17 és 15 foggal ellátott lánckerekek alkalmazása bizonyult megfelelőnek, mivel az áttételük:

$$i_{hlv} = \frac{z_{hl2}}{z_{hl1}} \quad [28.]$$

$$i_{hlv} = \frac{17}{15} = 1,133\bar{3}$$

Így a konvejlórlánc tengelyeinek fordulatszáma módosul:

$$n_{klv} = \frac{n_{cs}}{i_{hlv}} \quad [29.]$$

$$n_{klv} = \frac{0,1087 \frac{1}{s}}{1,133\bar{3}} = 0,0959 \frac{1}{s}$$

Ennek eredményeképp a konvejlórpálya haladási sebessége is csökken. A választott egysoros hajtólánc osztása 0,01905 méter, szakítóterhelése 18640 N. Kódja a gyártó katalógusából: 12B1SS (<http://www.renold.com>).

A konvejlórlánccok fordulatszámának ismeretében meghatároztam a tengelyre ható forgatónyomatékokot:

$$M_t = \frac{P_{cs}}{2 \cdot \pi \cdot n_{klv}} \quad [30.]$$

$$M_t = \frac{48,6 \text{ W}}{2 \cdot \pi \cdot 0,0959 \frac{1}{s}} = 80,6971 \text{ Nm}$$

A láncsebesség meghatározásához a lánckerekek osztókör átmérőinek számítása szükséges:

$$d_{hl1} = \frac{p_{hl}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{hl1}}\right)} \quad [31.]$$

$$d_{hl1} = \frac{0,01905 \text{ m}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{15}\right)} = 0,09163 \text{ m}$$

$$d_{hl2} = \frac{0,01905 \text{ m}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 0,10367 \text{ m}$$

A számított értékek megegyeznek a gyártó katalógusában található értékekkel.

A kapott értékek ismeretében kiszámítottam a láncsebességet:

$$v_{hl} = d_{hl1} \cdot \pi \cdot n_{cs} \quad [32.]$$

$$v_{hl} = 0,09163 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,1087 \frac{1}{s} = 0,0313 \frac{\text{m}}{s}$$

A haladási sebességgel meghatároztam a kerületi erő értékét:

$$F_{hlk} = \frac{P_{cs}}{v_{hl}} \quad [33.]$$

$$F_{hlk} = \frac{48,6 \text{ W}}{0,0313 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1553 \text{ N}$$

Mivel a lánc sebessége nem haladja meg a 4 m/s-ot, ezért a maximális erő megegyezik a kerületi erő értékével.

A szükséges biztonsági tényező meghatározását a gyártó táblázatai alapján végeztem.

6. táblázat: A szükséges biztonsági tényező a kenés és az üzemi körülmények figyelembevételével

Kenés	Tiszta	Mérsékelt	Szennyezett
Állandó	8	10	12
Alkalmankénti	10	12	14
Nincs	12	12	14

Az alkalmankénti kenés és a tiszta üzemi körülmények miatt a biztonsági tényező értéke a 6. táblázat szerint 10.

7. táblázat: A szükséges biztonsági tényező a kenés és az üzemi hőmérséklet figyelembevételével

Kenés	10-150 °C	150-200 °C	200-300 °C
Állandó	8	10	12
Alkalmankénti	10	12	14
Nincs	12	12	14

Az alkalmankénti kenés és a 10-150 °C üzemi hőmérséklet miatt a biztonsági tényező értéke a 7. táblázat szerint 10.

8. táblázat: A szükséges biztonsági tényező a hőmérséklet és a terhelés típusának figyelembevételével

Hőmérséklet	Egyenletes	Kissé lökésszerű	Erősen lökésszerű
10-150 °C	8	11	15
0-10 °C	10	15	19
-20-0°C	12	20	25

A 10-150 °C üzemi hőmérséklet és egyenletes terhelés miatt a biztonsági tényező értéke a 8. táblázat szerint 8.

A táblázatokból meghatározott biztonsági tényezők közül a legnagyobbat alkalmazom, vagyis az értéke 10.

A maximális erő és a szükséges biztonsági tényező ismeretében meghatároztam a hajtó lánc biztonsági tényezőjét:

$$n_{bhl} = \frac{F_{hlm}}{F_{hlk}} \quad [34.]$$

$$n_{bhl} = \frac{18640 \text{ N}}{1553 \text{ N}} \approx 12$$

Mivel a biztonsági tényező értéke nagyobb az előírtnál, ezért a lánc megfelelő.

A berendezésben a lánckerek tengelytávolsága 0,365 méter. Ennek ismeretében meghatároztam a lánc szükséges hosszát a 21., 22. és 23. képlet alkalmazásával:

$$L_{hl} = \frac{0,09163 \text{ m} + 0,10367 \text{ m}}{2} \cdot \pi + \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 2 \cdot 0,9^\circ \cdot \frac{0,10367 \text{ m} - 0,09163 \text{ m}}{2} + 2 \cdot 0,365 \text{ m} \cdot 0,9999 = 1,0368 \text{ m}$$

ahol:

$$\cos \frac{\beta_{hl}}{2} = \frac{0,10367 \text{ m} - 0,09163 \text{ m}}{2 \cdot 0,365 \text{ m}} = 0,0165 \rightarrow \frac{\beta_{hl}}{2} = 89,1^\circ \rightarrow \sin \frac{\beta_{hl}}{2} = 0,9999$$

$$\alpha_{hl} = 90^\circ - 89,1^\circ = 0,9^\circ$$

Ennek ismeretében meghatároztam a lánctagok számát 24. képlet segítségével:

$$S_{hl} = \frac{1,0368 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} = 54,4252 \text{ db.}$$

A lánctagok számát a megfelelő láncfeszítés kialakítása miatt 65 darabnak választottam.

A hajtó lánc számításainak utolsó lépéseként a csapok felületi nyomásra történő ellenőrzését végeztem el. A megengedhető felületi nyomás lassú hajtások esetében $1 \cdot 10^7$ - $2 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$. A lánc csuklófelülete a gyártó táblázatából $0,89 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$.

$$p_{hlcs} = \frac{F_{hlk}}{A_{hlcs}} \quad [35.]$$

$$p_{hlcs} = \frac{1553 \text{ N}}{8,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 17449438 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Mivel a kapott érték a megengedhető értékét nem haladja meg, ezért a lánc megfelelő.

3.3.2 A második típus, a hajtott láncok kiválasztása és ellenőrzése

Mivel a tengelyek fordulatszámát nem kell tovább csökkenteni, ezért a hajtott láncok áttétele 1:1, vagyis direkt áttételről beszélhetünk. A hajtott láncok által továbbított

teljesítmény és nyomaték megegyezik a hajtó láncéval, így ezek az értékek megoszlanak. Ez csak abban az esetben érvényesül, ha a hajtott láncok minden paramétere azonos. Így az egy hajtó láncra érvényes nyomaték és teljesítmény:

$$M_l = \frac{M_{hl}}{2} \quad [36.]$$

$$M_l = \frac{80,66 \text{ Nm}}{2} = 40,33 \text{ Nm}$$

$$P_l = \frac{P_{cs}}{2} \quad [37.]$$

$$P_l = \frac{48,6 \text{ W}}{2} = 24,3 \text{ W}$$

A választott egysoros hajtólánc osztása 0,015875 méter, szakítóterhelése 14700 N. Kódja a gyártó katalógusából: 10B1SS.

A választott láncokerekek fogszáma 15.

Ezt követően meghatároztam az osztóköri nagyságát a 31. képlet segítségével:

$$d_l = \frac{0,01207 \text{ m}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{15}\right)} = 0,06109 \text{ m}$$

A számított érték megegyezik a gyártó katalógusában található értékkel.

Ennek ismeretében kiszámítottam a lánc sebességét 32. a képlet felhasználásával:

$$v_l = 0,06109 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,0959 \frac{1}{s} = 0,0184 \frac{\text{m}}{s}$$

Ezt követően meghatároztam a kerületi erőt a 33. képlet alkalmazásával:

$$F_{lk} = \frac{24,3 \text{ W}}{0,0184 \frac{\text{m}}{s}} = 1321 \text{ N}$$

Mivel a lánc sebessége nem haladja meg a 4 m/s-ot, ezért a maximális erő ennél a láncnál is megegyezik a kerületi erő értékével.

A biztonsági tényező értéke az azonos üzemi körülmények, hőmérséklet és kenés miatt megegyezik a hajtó láncéval, vagyis a szükséges biztonsági tényező 10.

A maximális erő és a szükséges biztonsági tényező ismeretében meghatároztam a hajtott lánc biztonsági tényezőjét a 34. képlet alkalmazásával:

$$n_{bl} = \frac{14700 \text{ N}}{1321 \text{ N}} = 11,13$$

Mivel a biztonsági tényező értéke nagyobb az előírtnál, ezért a lánc megfelelő.

A berendezésben a lánckerek tengelytávolsága 0,265 méter. Ennek ismeretében meghatároztam a lánc szükséges hosszát a 21., 22. és 23. képlet segítségével:

$$L_1 = \frac{0,06109 \text{ m} + 0,06109 \text{ m}}{2} \cdot \pi + \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 2 \cdot 0^\circ \cdot \frac{0,06109 \text{ m} - 0,06109 \text{ m}}{2} + 2 \cdot 0,265 \text{ m} \cdot 1 = 0,7218 \text{ m}$$

ahol:

$$\cos \frac{\beta_1}{2} = \frac{0,06109 \text{ m} - 0,06109 \text{ m}}{2 \cdot 0,365 \text{ m}} = 0 \rightarrow \frac{\beta_{hl}}{2} = 90^\circ \rightarrow \sin \frac{\beta_{hl}}{2} = 1$$

$$\alpha_1 = 90^\circ - 90^\circ = 0^\circ$$

Ennek ismeretében meghatároztam a lánctagok számát 24. képlet segítségével:

$$S_1 = \frac{0,7218 \text{ m}}{0,015875 \text{ m}} = 45,47 \text{ db.}$$

A megfelelő láncfeszítés kialakítása miatt a lánctagok számát 55-nek választottam.

A hajtó lánc számításainak utolsó lépéseként a csapok felületi nyomásra történő ellenőrzését végeztem el a 35. képlet alapján. A megengedhető felületi nyomás lassú hajtások esetében $1 \cdot 10^7 - 2 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$. A lánc csuklófelülete a gyártó táblázatából $6,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$.

$$p_{ics} = \frac{1321 \text{ N}}{6,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 19426471 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Mivel a számított érték a megengedhető alatt van, ezért a lánc megfelelő.

3.4 A hajtó tengely méretezése

A tengelyek méretezését a Huber-Mises-Hencky elmélet szerint végeztem.

A tengely méretezése során felhasznált biztonsági tényező értékét Diószegi (1979) alapján 2-nek választottam. A tengely méretezését Bíró (2009) és Zsáry (1989) alapján végeztem.

A választott tengely anyaga az E335 acél, melynek folyáshatára $3,14 \cdot 10^8 \text{ Pa}$, amit Nagy (1991) anyagi jellemzőket tartalmazó táblázatából olvastam le.

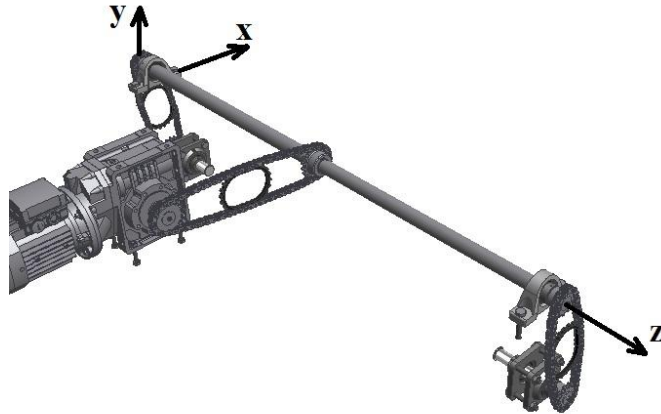
Így a megengedhető feszültség értéke:

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{R_{eH}}{n_{bt}} \quad [38.]$$

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{3,14 \cdot 10^8 \text{ Pa}}{2} = 1,57 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

3.4.1 A tengelyre ható erők meghatározása

A hajtó tengely a 12. ábrán látható.



10. ábra: A hajtó tengely

Első lépésként a tengelyre ható erőket határoztam meg. A láncok kerületi erőit x és y komponenseikre bontottam.

A hajtó lánc x és y irányú komponensei:

$$F_{hlx} = \cos\gamma_{hl} \cdot F_{hlk} \quad [39.]$$

$$F_{hlx} = \cos 170^\circ \cdot 1553 \text{ N} = -1529,4064 \text{ N}$$

$$F_{hly} = \sin\gamma_{hl} \cdot F_{hlk} \quad [40.]$$

$$F_{hly} = \sin 170^\circ \cdot 1553 \text{ N} = 269,6756 \text{ N}$$

A hajtott láncok x és y irányú komponenseinek meghatározása a 39. és a 40. képlet alapján:

$$F_{l1x} = F_{l2x} = \cos\gamma_l \cdot F_{lk}$$

$$F_{l1x} = F_{l2x} = \cos 285^\circ \cdot 1321 \text{ N} = 341,8999 \text{ N}$$

$$F_{l1y} = F_{l2y} = \sin\gamma_l \cdot F_{lk}$$

$$F_{l1y} = F_{l2y} = \sin 285^\circ \cdot 1321 \text{ N} = -1275,9880 \text{ N}$$

3.4.2 Az x-z sík számításai

A tengelyre ható erők ismeretében elvégeztem az x-z sík támasztóerőinek és hajlító nyomatékainak számításait, majd elkészítettem a 11. ábrán látható igénybevételi ábrákat.

A nyomatéki egyenlet felírása az A jelű csapágyra:

$$\Sigma M_{Ax} = -L_1 \cdot |F_{l1x}| - L_2 \cdot |F_{hlx}| + (L_2 + L_3) \cdot |F_{Bx}| + (L_2 + L_3 + L_4) \cdot |F_{xl2}| = 0 \quad [41.]$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Ax} = & -0,029 \text{ m} \cdot 341,8999 \text{ N} - 0,605 \text{ m} \cdot 1529,4064 \text{ N} + 1,21 \text{ m} \cdot |F_{Bx}| + 1,239 \text{ m} \\ & \cdot 341,8999 \text{ N} = 0 \end{aligned}$$

A képletet átalakítva meghatároztam a B jelű csapágó x komponensét:

$$F_{Bx} = \frac{L_1 \cdot |F_{11x}| + L_2 \cdot |F_{hlx}| - (L_2 + L_3 + L_4) \cdot |F_{12x}|}{L_2 + L_3}$$

$$F_{Bx} = \frac{0,029 \text{ m} \cdot 341,8999 \text{ N} + 0,605 \text{ m} \cdot 1529,4064 \text{ N} + 1,239 \text{ m} \cdot 341,8999 \text{ N}}{1,21 \text{ m}}$$

$$= 422,8033 \text{ N}$$

A nyomatéki egyenlet felírása a B jelű csapágyra:

$$\Sigma M_{Bx} = -(L_1 + L_2 + L_3) \cdot |F_{11x}| - (L_2 + L_3) \cdot |F_{Ax}| + L_3 \cdot |F_{hlx}| + L_1 \cdot |F_{12x}| = 0 \text{ [42.]}$$

$$\Sigma M_{Bx} = -1,239 \text{ m} \cdot 341,8999 \text{ N} - 1,21 \text{ m} \cdot |F_{Ax}| + 0,605 \text{ m} \cdot 1529,4064 \text{ N} + 0,029 \text{ m} \cdot 341,8999 \text{ N} = 0$$

A képletet átalakítva meghatároztam az A jelű csapágó x komponensét:

$$F_{Ax} = \frac{-(L_1 + L_2 + L_3) \cdot |F_{11x}| + L_3 \cdot |F_{hlx}| + L_1 \cdot |F_{12x}|}{L_2 + L_3}$$

$$F_{Ax} = \frac{-1,239 \text{ m} \cdot 341,8999 \text{ N} + 0,605 \text{ m} \cdot 1529,4064 \text{ N} + 0,029 \text{ m} \cdot 341,8999 \text{ N}}{1,21 \text{ m}}$$

$$= 422,8033 \text{ N}$$

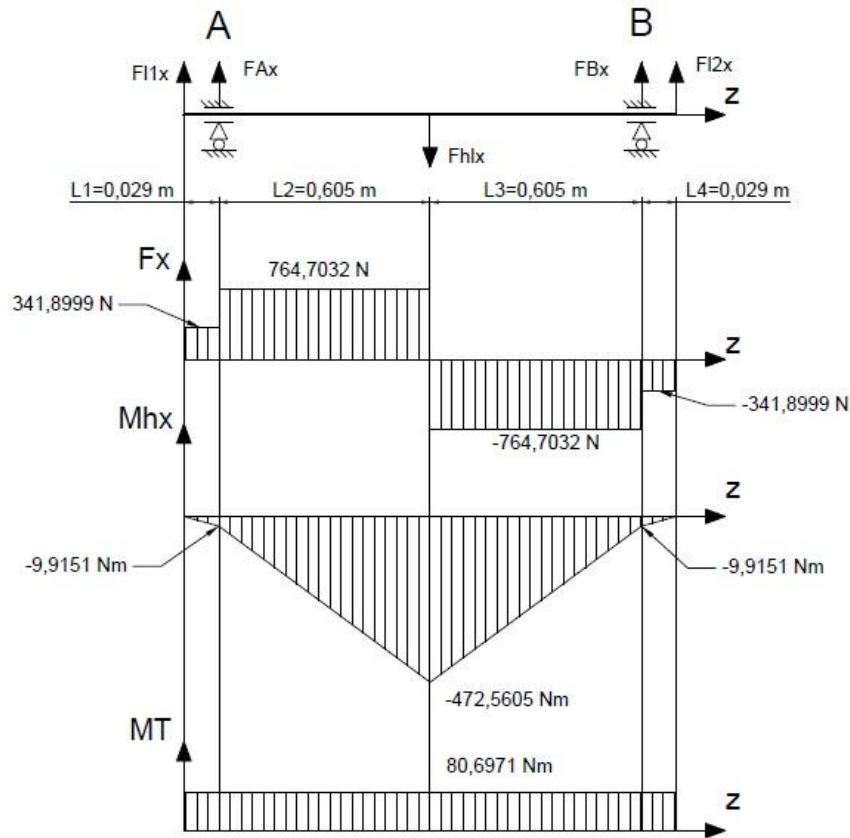
A hajlító nyomatékok meghatározása az x-z síkban:

$$M_{Ax} = M_{Bx} = -|F_{11x}| \cdot L_1 \quad [43.]$$

$$M_{Ax} = M_{Bx} = -341,8999 \text{ N} \cdot 0,029 \text{ m} = -9,9151 \text{ Nm}$$

$$M_{hlx} = -|F_{11x}| \cdot (L_1 + L_2) - |F_{Ax}| \cdot L_2 \quad [44.]$$

$$M_{hlx} = -341,8999 \text{ N} \cdot 0,634 \text{ m} - 422,8033 \text{ N} \cdot 0,605 \text{ m} = -472,5605 \text{ Nm}$$



11. ábra: A hajtó tengely igénybevételei az x-z síkban

3.4.3 Az y-z sík számításai

A tengelyre ható erők ismeretében elvégeztem az y-z sík támasztóerőinek és hajlító nyomatékainak számításait, majd elkészítettem a 12. ábrán látható igénybevételei ábrákat.

A nyomatéki egyenlet felírása az A jelű csapágyra:

$$\Sigma M_{Ay} = L_1 \cdot |F_{1ly}| + L_2 \cdot |F_{hly}| + (L_2 + L_3) \cdot |F_{By}| - (L_2 + L_3 + L_4) \cdot |F_{12y}| = 0 \quad [45.]$$

$$\Sigma M_{Ay} = 0,029\text{ m} \cdot 1275,9880\text{ N} + 0,605\text{ m} \cdot 269,6756\text{ N} + 1,21\text{ m} \cdot F_{By} - 1,239\text{ m} \cdot 1275,9880\text{ N} = 0$$

A képletet átalakítva meghatároztam a B jelű csapágy y komponensét:

$$F_{By} = \frac{-L_1 \cdot |F_{1ly}| - L_2 \cdot |F_{hly}| + (L_2 + L_3 + L_4) \cdot |F_{12y}|}{L_2 + L_3}$$

$$F_{By} = \frac{-0,029\text{ m} \cdot 1275,9880\text{ N} - 0,605\text{ m} \cdot 269,6756\text{ N} + 1,239\text{ m} \cdot 1275,9880\text{ N}}{1,21\text{ m}}$$

$$F_{By} = 1141,1502\text{ N}$$

A nyomatéki egyenlet felírása a B jelű csapágyra:

$$\Sigma M_{By} = (L_1 + L_2 + L_3) \cdot |F_{11y}| - (L_2 + L_3) \cdot |F_{Ay}| - L_3 \cdot |F_{hly}| - L_1 \cdot |F_{12y}| = 0 \quad [46.]$$

$$\Sigma M_{By} = 1,239 \text{ m} \cdot 1275,9880 \text{ N} - 1,21 \text{ m} \cdot F_{Ay} - 0,605 \text{ m} \cdot 269,6756 \text{ N} - 0,029 \text{ m} \cdot 1275,9880 \text{ N}$$

A képletet átalakítva meghatároztam a B jelű csapágy x komponensét:

$$F_{Ay} = \frac{(L_1 + L_2 + L_3) \cdot |F_{11y}| - (L_2 + L_3) \cdot |F_{Ay}| - L_3 \cdot |F_{hly}| - L_1 \cdot |F_{12y}|}{L_2 + L_3}$$

$$F_{Ay} = \frac{1,239 \text{ m} \cdot 1275,9880 \text{ N} - 0,605 \text{ m} \cdot 269,6756 \text{ N} - 0,029 \text{ m} \cdot 1275,9880 \text{ N}}{1,21 \text{ m}} = 1141,1502 \text{ N}$$

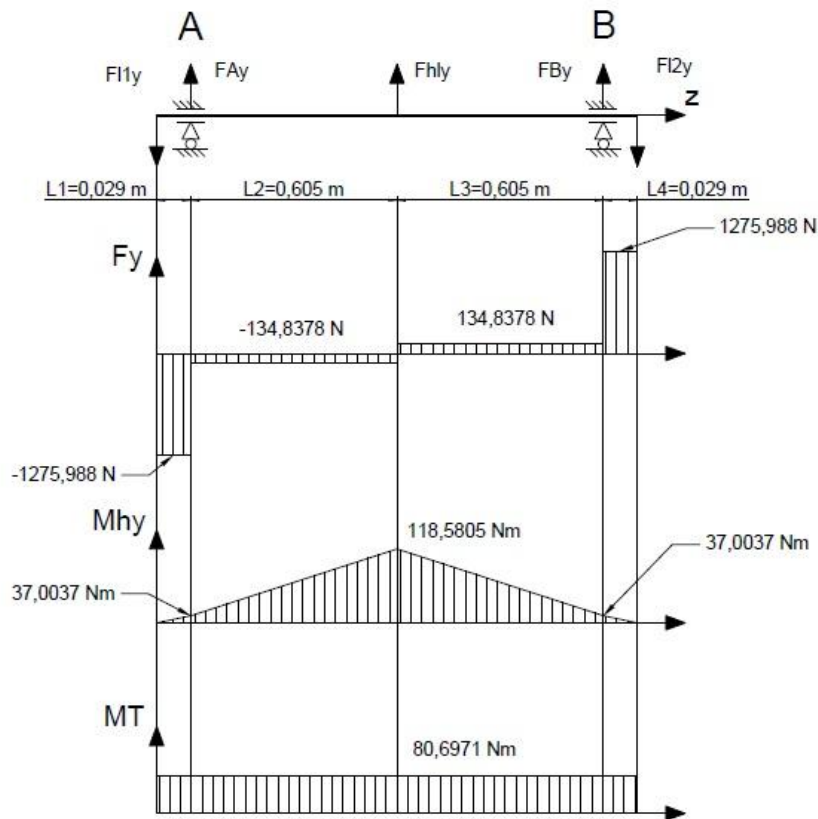
A hajlító nyomatékok meghatározása az y-z síkban:

$$M_{Ay} = M_{By} = |F_{11y}| \cdot L_1 \quad [47.]$$

$$M_{Ay} = M_{By} = 1275,9880 \text{ N} \cdot 0,029 \text{ m} = 37,0037 \text{ Nm}$$

$$M_{hly} = |F_{11y}| \cdot (L_1 + L_2) - |F_{Ay}| \cdot L_2 \quad [48.]$$

$$M_{hly} = 1275,9880 \text{ N} \cdot 0,634 \text{ m} - 1141,1502 \text{ N} \cdot 0,605 \text{ m} = 118,5805 \text{ Nm}$$



12. ábra: A hajtó tengely igénybevételei az y-z síkban

3.4.4 A redukált feszültségek meghatározása

Ezt követően meghatároztam eredő hajlító nyomatékokat:

$$M_A = M_B = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Ay}^2} \quad [49.]$$

$$M_A = M_B = \sqrt{(-9,9151 \text{ Nm})^2 + (37,0037 \text{ Nm})^2} = 38,3091 \text{ Nm}$$

$$M_{hl} = \sqrt{M_{hlx}^2 + M_{hly}^2} \quad [50.]$$

$$M_{hl} = \sqrt{(-472,5605 \text{ Nm})^2 + (118,5805 \text{ Nm})^2} = 487,2112 \text{ Nm}$$

Az eredő hajlító nyomatékok ismeretében felírtam a redukált feszültségeket. A Huber-Mises-Hencky elmélet szerint β értéke 3.

$$M_{redA} = M_{redB} = \sqrt{M_A^2 + \frac{\beta}{4} \cdot M_t^2} \quad [51.]$$

$$M_{redA} = M_{redB} = \sqrt{(38,3091 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \cdot (80,6971 \text{ Nm})^2} = 79,6969 \text{ Nm}$$

$$M_{redhl} = \sqrt{M_{hl}^2 + \frac{\beta}{4} \cdot M_t^2} \quad [52.]$$

$$M_{redhl} = \sqrt{(487,2112 \text{ Nm})^2 + \frac{3}{4} \cdot (80,6971 \text{ Nm})^2} = 492,1979 \text{ Nm}$$

3.4.5 A tengely szükséges átmérőinek meghatározása

A tengelyvégek szükséges átmérőjének meghatározása:

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{redA}}{\pi \cdot \sigma_{meg}}} \quad [53.]$$

$$d_{minv} = \frac{\sqrt[3]{\frac{32 \cdot 79,6969 \cdot 10^9 \text{ Nm}}{\pi \cdot 1,57 \cdot 10^8 \text{ Pa}}}}{1000} = 0,0173 \text{ m}$$

A tengelyvégek átmérőjét a reteszek kialakítása miatt 0,025 méternek választottam.

A tengely csapágyak közötti szakaszának szükséges átmérőjét az 53. képlet alkalmazásával határoztam meg:

$$d_{min} = \frac{\sqrt[3]{\frac{32 \cdot 492,1979 \cdot 10^9 \text{ Nm}}{\pi \cdot 1,57 \cdot 10^8 \text{ Pa}}}}{1000} = 0,0317 \text{ m}$$

A tengely csapágyak közötti átmérőjét a retesz kialakítása miatt 0,045 méternek választottam.

4. A FOLYÉKONY FÜSTÖLŐ ÁRAMLÁSTANI MÉRETEZÉSE, A RENDSZER ELEMINEK KIVÁLASZTÁSA

4.1 Az áramlásmérők, a fűvókák és a szűrő kiválasztása

Az áramlásméréshez szükséges indukciós áramlásmérőknél fontos a pontosság és az adagolási funkció. Erre a célra a legmegfelelőbb a KROHNE Messtechnik GmbH által gyártott OPTIFLUX 5000 áramlásmérő (<http://www.krohne.com/>), amit az élelmiszer- és a vegyipar számára fejlesztettek ki, alkalmazási funkciói között megtalálható az adagolás is. Névleges átmérője 0,015 m, tömege 1,6 kg. A berendezésbe az ún. „szendvics” kivitel választottam, a megfelelő helykihasználás érdekében. Ezt a típust két karima közé szerelik és méretétől függően a katalógusban meghatározott számú menetes szárral rögzítjük, ami ebben az esetben négy darab. Az elérhető legnagyobb pontosság érdekében azonban a beépítésnél figyelembe kell venni az előírt távolságot a csővezetéki szerelvényektől. Az áramlásmérő előtt a névleges átmérő legalább ötszöröse, az áramlásmérő után a névleges átmérő kétszerese a szükséges távolságok minimális nagysága. Az áramlásmérőt csak a szivattyú után, és az általa vezérelt szelep elé lehet beépíteni.

A fűvókák megfelelő típusának kiválasztása elengedhetetlen a technológia szempontjából. Céljuk a folyékony füst aroma oldatának permetezése a termék felületére. Erre a célra a leghatékonyabb a tele kúp fűvókák alkalmazása (<http://www.monojet.hu/>), amik felületkezelésre és tisztításra is felhasználhatók, valamint cseppeloszlásuk a fűvókák közül a legegyszerűsebb. A választott DIN 1.4301 anyagjelű rozsdamentes acélból készült fűvóka típus axiális elrendezésű, eltömődésre érzéketlen, nagy szórásszög jellemzi. Szétszerelhető, ezáltal könnyen tisztítható. Üzemeltetéséhez $2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ liter/min térfogatáram és $7 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ nyomáskülönbség szükséges, szórásszöge a meghatározott üzemeltetési feltételek mellett 120° . A fűvókák száma a tartó rudak hasznos hosszának és a fűvókák teoretikus szórásszélességének hányadosából határozhatók meg. A tartó rudak hasznos hossza a rudaknak az a része, amin a termék található, esetünkben 0,8 méter. A fűvókák teoretikus szórásszélessége a gyártó táblázatából leolvasható érték, ami a korábban meghatározott üzemeltetési feltételek esetén 0,173 méter.

$$n_f = \frac{l_r}{l_f} \quad [54.]$$

$$n_f = \frac{0,8 \text{ m}}{0,173 \text{ m}} = 4,6443 \text{ db}$$

A kapott eredmény alapján a fűvókák darabszámát ötnek választom. Ebben az esetben az üzemeltetéshez szükséges térfogatáram $1,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, a nyomáskülönbség $3,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Az esetleges szennyeződések miatt az oldat szűrése szükséges a permetezést

megelőzően. A megfelelő elrendezés és helykihasználás szempontjából a Parker domnick hunter által gyártott HIL típusú szűrőházat választottam (<http://vfautomatika.hu/>). Ez a DIN 1.4404 anyagjelű rozsdamentes acélból készült szűrőház élelmiszeripari és vegyipari folyadékok szűrésére alkalmazható. A választott méret 0,25 méter, teljes tömege 7,8 kg. A szűrőházba technológia követelmények hiányában egy polipropilénből készült, 100 μm porozitású, a szűrőház gyártójának PEPLYN PLUS típusú redőzött folyadékszűrőjét választottam (<http://vfautomatika.hu/>).

4. 2 A szivattyúk kiválasztása

A berendezésben található négy szivattyút a csővezetéki jelleggörbék felírásával választom ki. Élelmiszeripari gép esetén fontos követelmény a korrózióállóság és a könnyen tisztíthatóság, ezért a választás az Ebara rozsdamentes, önfelszívó szivattyúira esett. A pontos keverési arány ismeretének hiányában minden számítást a folyékony füst aroma adataival végeztem a jelleggörbék felírásához. A vesztségek meghatározásának részleteit a tíz pontból egy pontban mutatom be, a többi pont számított és leolvasott értékeit táblázatokban közlöm. A szivattyúk kiválasztásához a csővezetéki jelleggörbék felírását Bohl (1983) alapján végeztem.

A közeg adatai:

- dinamikai viszkozitás: $2,1 \cdot 10^{-3}$ Pas
- sűrűség: 1091 kg/m^3

4.2.1 A folyékony füst aroma és az ivóvíz oldat szivattyújának kiválasztása

A szivattyú célja, hogy az oldat tartályából a folyadékot egy szűrőn és a fűvókákon keresztül a húskészítmények felületére juttassa.

9. táblázat: A folyékony füst aroma és az ivóvíz oldat csővezetékének főbb jellemzői

Megnevezés	Mennyiség, mértékegység
Szívó oldali csőhossz	0,49 m
Nyomó oldali csőhossz	1,57 m
Teljes csőhossz	2,06 m
A csővezeték belső átmérője	0,0132 m
A csővezeték két végpontja közötti magasságkülönbség	1,11 m

A szükséges térfogatáram a fűvókák hatékony üzemeltetéséhez $1,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$.

Első lépésként meg kellett határozni a csővezeték keresztmetszetét:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad [55.]$$

$$A = \frac{(0,0132 \text{ m})^2 \cdot \pi}{4} = 0,000137 \text{ m}^2$$

A csővezeték keresztmetszetének ismeretében meghatároztam az áramlási sebességet:

$$q_v = v \cdot A \quad [56.]$$

A képletet átrendezése a sebességre:

$$v = \frac{q_v}{A} \quad [57.]$$

$$v = \frac{0,000125 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,000137 \text{ m}^2} = 0,9124 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Az áramlás jellegének ismeretéhez meghatároztam a Reynolds számot:

$$Re = \frac{d \cdot v \cdot \rho}{\eta} \quad [58.]$$

$$Re = \frac{0,0132 \text{ m} \cdot 0,9124 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0,0021 \text{ Pas}} = 6256$$

Mivel a Reynolds szám értéke nagyobb, mint 2320, ezért a számításban az áramlás turbulensnek tekinthető.

Turbulens áramlás esetén a lamináris határréteg vastagságának becslése szükséges:

$$\delta = \frac{34,2}{(0,5 \cdot Re)^{0,875}} \cdot d \quad [59.]$$

$$\delta = \frac{34,2}{(0,5 \cdot 6256)^{0,875}} \cdot 0,0132 \text{ m} = 0,3946 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Mivel a lamináris határréteg vastagsága nagyobb, mint a rozsdamentes acélokra jellemző $0,01 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ felületi érdesség (Sitkei (1997)), ezért hidraulikusan sima csővezetékéről beszélhetünk.

Ennek ismeretében meghatároztam a csősúrlódási tényezőt. Mivel hidraulikusan sima a csővezeték és a Reynolds szám nagyobb 2320-nál, de nem haladja meg a 10^5 értéket, ezért Blasius képletét alkalmazom:

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad [60.]$$

$$\lambda = 0,3164 \cdot 6256^{-0,25} = 0,03558$$

Ennek ismeretében már ki tudtam számolni a csővezeték egyenes szakaszainak nyomásvesztését:

$$\Delta p_e = \Sigma \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad [61.]$$

$$\Delta p_e = 0,03558 \cdot \frac{2,06 \text{ m}}{0,0132 \text{ m}} \cdot \frac{1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left(0,9124 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 2521 \text{ Pa}$$

Ha az áramlás jellege lamináris, a lamináris határreteg vastagságának becslése nem szükséges. A csőszűrlődési tényezőt ilyen esetben az alábbi képlettel határoztam meg:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad [62.]$$

10. táblázat: A folyékony füstaroma és az ivóvíz oldat csővezetékének szerelvényei (<http://www.nicron.hu/> és <http://vfautomatika.hu/>)

Megnevezés	Mennyiség
Könyök (90°)	9 db
T-idom	6 db
Szabályozószelep	1 db
Golyóscsap	1 db
Mágnesszelep	1 db
Szűrő	1 db
Fúvóka	5 db

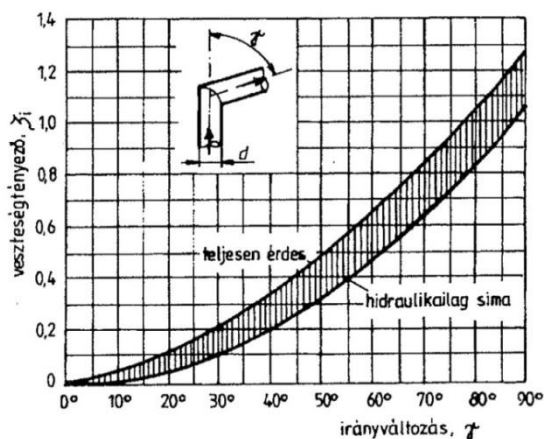
Az alaki ellenállások nyomásvesztésének kiszámításához először meg kell határozni az egyes szerelvényekhez és a tartályhoz tartozó ellenállási tényezőket. A szerelvények típusait és számát a 10. táblázatban soroltam fel. A T-idomok közül kettőt veszteségét könyökként számítottam, mivel a konstrukció miatt csak a megfelelő golyóscsapok nyitásával funkcionálnak elágazásként.

A tartályból történő kiáramlás vesztesége éles sarok esetében:

$$\xi_{a1} = 0,5$$

A könyökök ellenállási tényezőjének meghatározásához szükséges az irányváltás szöge, illetve annak ismerete, hogy hidraulikusan érdes vagy sima csővezetékről beszélhetünk. Mivel csővezeték hidraulikusan sima és az irányváltás szöge 90°, ezért az 13. ábráról leolvasható, hogy az ellenállási tényező értéke:

$$\xi_{k1} = 1,05$$



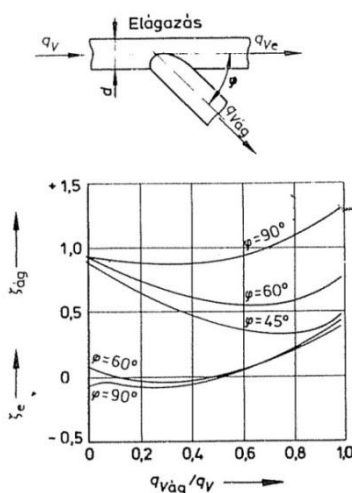
Az fűvókák elágazásaiból eredő veszteségtényezőt az irányváltozás szögéből és az egyes térfogatáramok ismeretében határozhatjuk meg. A veszteségtényező leolvasásához szükséges az elágazó cső és a beérkező cső térfogatáramának hányadosa. A beérkező cső térfogatárama $0,000125 \text{ m}^3/\text{s}$, az elágazó cső térfogatárama pedig megegyezik az egyik fűvóka térfogatáram igényével, vagyis $0,000025 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$\frac{q_{v\text{ág}}}{q_v} \quad [63.]$$

$$\frac{0,000025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,000125 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}} = 0,2$$

Ennek ismeretében 14. ábráról leolvasható, hogy az elágazás veszteségtényezője:

$$\xi_{e1} = 0,075$$



14. ábra: A csőelágazás veszteségtényezője (Bohl, 1983)

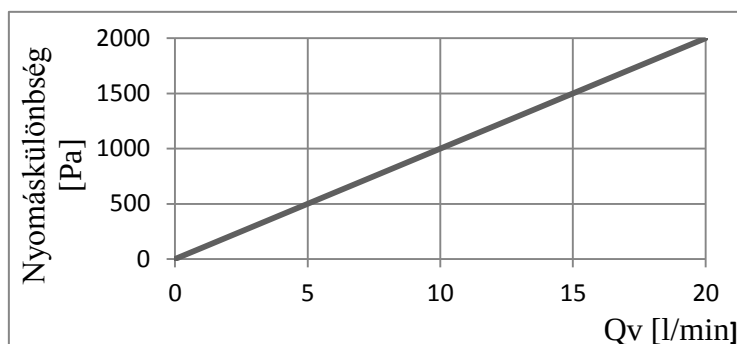
A csapok és szabályószelepek áramlási vesztesége Sitkei (1997) szerint teljesen nyitott helyzetben elhanyagolhatóan kismértékű.

A mágnesszelep vesztesége az átmérő kis értéke miatt elhanyagolható.

Így már meghatározhattam az alaki ellenállásokból eredő nyomásveszteséget:

$$\Delta p_{a1} = (\Sigma \xi_{a1} + \Sigma \xi_{k1} + \Sigma \xi_{e1}) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad [64.]$$

$$\Delta p_{a1} = (0,5 + 11,55 + 0,3) \cdot \frac{1091}{2} \cdot \left(0,9124 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 5608 \text{ Pa}$$



15. ábra: A szűrőelem nyomáskülönbsége a térfogatáram függvényében (VF automatika szűrőbetét katalógusa alapján szerkesztett)

A szűrő nyomásveszteségét a 15. ábráról olvastam le a térfogatáram ismeretében.

$$\Delta p_{\text{szűrő}} = 750 \text{ Pa}$$

A fűvókák megfelelő üzemeltetéséhez szükséges nyomáskülönbség értékét a 4.1-es pontban határoztam meg:

$$\Delta p_{\text{fűvóka}} = 350000 \text{ Pa}$$

A szívó és a nyomócsonk közötti szintkülönbségből eredő nyomásveszteség értéke:

$$\Delta p_h = \rho \cdot g \cdot h \quad [65.]$$

$$\Delta p_h = 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1,11 \text{ m} = 11880 \text{ Pa}$$

Ezeknek az értékeknek ismeretében meghatároztam az összes nyomásveszteséget:

$$\Delta p_{\delta} = \Delta p_e + \Delta p_a + \Delta p_{sz} + \Delta p_f + \Delta p_h \quad [66.]$$

$$\Delta p_{\delta} = 2521 \text{ Pa} + 5608 \text{ Pa} + 750 \text{ Pa} + 350000 \text{ Pa} + 11880 \text{ Pa} = 370759 \text{ Pa}$$

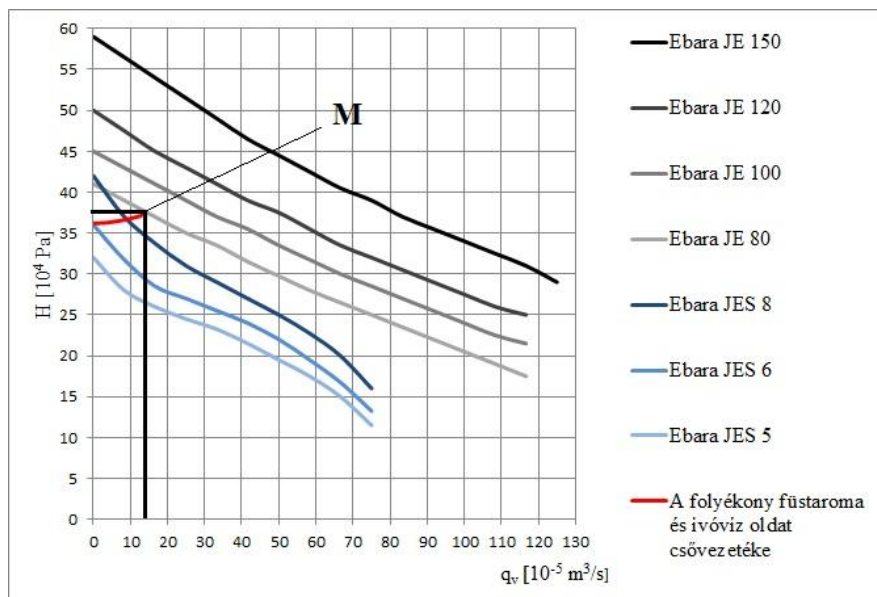
11. táblázat: A folyékony füstaroma és az ivóvíz oldat csővezetéki jelleggörbéjének tíz pontban számított és leolvasott értékei

	v [m/s]	q_v [m ³ /s]	Re	δ [m]	λ
1.	0,9124	$1,25 \cdot 10^{-4}$	6256	$0,3946 \cdot 10^{-3}$	0,03558
2.	0,8212	$1,125 \cdot 10^{-4}$	5632	$0,4327 \cdot 10^{-3}$	0,03652
3.	0,7299	10^{-4}	5005	$0,4797 \cdot 10^{-3}$	0,03762
4.	0,6387	$8,75 \cdot 10^{-5}$	4380	$0,5391 \cdot 10^{-3}$	0,03889
5.	0,5474	$7,5 \cdot 10^{-5}$	3753	$0,6171 \cdot 10^{-3}$	0,04042
6.	0,4562	$6,25 \cdot 10^{-5}$	3128	$0,7237 \cdot 10^{-3}$	0,04231
7.	0,365	$5 \cdot 10^{-5}$	2503	$0,8797 \cdot 10^{-3}$	0,04473
8.	0,2737	$3,75 \cdot 10^{-5}$	1877	-	0,03409
9.	0,1825	$2,5 \cdot 10^{-5}$	1252	-	0,05113
10.	0,0912	$1,25 \cdot 10^{-5}$	625	-	0,10233

12. táblázat: A folyékony füstaroma és ivóvíz oldat csővezetékének nyomásveszteségei

	Δp_e [Pa]	Δp_a [Pa]	Δp_{sz} [Pa]	Δp_f [Pa]	Δp_h [Pa]	Δp_{Σ} [Pa]
1.	2521	5608	750	$3,5 \cdot 10^5$	11880	370759
2.	2097	4543	675	$3,5 \cdot 10^5$	11880	369195
3.	1706	3589	600	$3,5 \cdot 10^5$	11880	367775
4.	1351	2748	525	$3,5 \cdot 10^5$	11880	366504
5.	1031	2019	450	$3,5 \cdot 10^5$	11880	365380
6.	750	1402	375	$3,5 \cdot 10^5$	11880	364407
7.	507	898	300	$3,5 \cdot 10^5$	11880	363585
8.	217	505	225	$3,5 \cdot 10^5$	11880	362827
9.	145	225	150	$3,5 \cdot 10^5$	11880	362400
10.	72	56	75	$3,5 \cdot 10^5$	11880	362083

A csővezetéki jelleggörbét a 11. és 12. táblázatban meghatározott értékek alapján írtam fel.



16. ábra: A szivattyútípusok és a folyékony füstaroma és víz oldat csővezetékének jelleggörbéi (<http://www.d-m.hu/>)

A 16. ábra alapján az Ebara JE 80 típusú szivattyú bizonyult megfelelőnek. A szivattyú és a csővezetéki jelleggörbék a munkapontban metszik egymást. Ebben a pontban a nyomás $37,55 \cdot 10^4$ Pa, a térfogatáram pedig $14,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$.

4.2.2 A folyékony füstaroma töltő szivattyúja

A szivattyú célja a füstaroma tartályba töltése a szívó oldalára szerelt tömlő segítségével.

13. táblázat: A folyékony füstaroma töltő szivattyú csővezetékének főbb jellemzői

Megnevezés	Mennyiség és mértékegység
Szívó oldali csőhossz	0,13 m
A szívó oldali tömlő hossza	3 m
Nyomó oldali csőhossz	0,85 m
Teljes csőhossz	3,98 m
A csővezeték belső átmérője	0,0132 m
A tömlő belső átmérője	0,014 m
A csővezeték két végpontja közötti magasságkülönbség	1,25 m

Mivel nincs technológiai követelmény a szállított folyadékmennyiségre, ezért az áramlási sebességet a csővezetékben 1,5 m/s-nak választottam. A csővezeték térfogatárama megegyezik a tömlőével, így a keresztmetszet változás miatt itt az áramlási sebesség is módosul.

Első lépésben meghatároztam a csővezeték keresztmetszetét az 55. képlettel:

$$A = \frac{(0,0132 \text{ m})^2 \cdot \pi}{4} = 0,000137 \text{ m}^2$$

A csővezeték keresztmetszetének ismeretében meghatároztam a csővezetékre jellemző térfogatáramot az 56. képlet alkalmazásával.

$$q_v = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,000137 \text{ m}^2 = 0,0002055 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

A tömlő keresztmetszetének meghatározása a 55. képlet segítségével:

$$A_t = \frac{(0,014 \text{ m})^2 \cdot \pi}{4} = 0,0001539 \text{ m}^2$$

A tömlő keresztmetszetének és a csővezeték térfogatáramának ismeretében meghatároztam tömlőre jellemző áramlási sebességet az 57. képlettel:

$$v_t = \frac{0,0002055 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,0001539 \text{ m}^2} = 1,335 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Először a tömlő áramlási veszteségét kellett kiszámítanom. Ehhez szükséges a tömlőre jellemző Reynolds szám ismerete, amit az 58. képlettel határoztam meg.

$$\text{Re}_t = \frac{0,014 \text{ m} \cdot 1,335 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0,0021 \text{ Pas}} = 9710$$

Mivel a kapott Reynolds szám értéke meghaladja a 2320-at, ezért az áramlás turbulensnek tekinthető. Ebben az esetben az 59. képlettel végeztem el a lamináris határréteg vastagságának becslését.

$$\delta_t = \frac{34,2}{(0,5 \cdot 9710)^{0,875}} \cdot 0,014 \text{ m} = 0,2849 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Mivel a lamináris határréteg vastagsága meghaladja a rugalmas gumitömlőkre jellemző $0,007 \cdot 10^3$ méteres felületi érdességet (Sitkei (1997)), ezért a tömlő hidraulikailag sima. Ennek ismeretében, valamint hogy a Reynolds szám 2320 és 105 közé esik, a csősúrlódási tényezőt a 60. képlettel határoztam meg.

$$\lambda_t = 0,3164 \cdot 9710^{-0,25} = 0,03187$$

Ennek ismeretében meghatározható volt a tömlőre jellemző nyomásveszteség 61. képlet alkalmazásával:

$$\Delta p_t = 0,03187 \cdot \frac{3 \text{ m}}{0,014 \text{ m}} \cdot \frac{1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left(1,335 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 6640 \text{ Pa}$$

Lamináris áramlás esetén a csősúrlódási tényezőt a 9. képlettel határoztam meg.

14. táblázat: A tömlő számított értékei és veszteségei

	v_t [m/s]	Re_t	δ_t [m]	λ_t	Δp_t [Pa]	q_v [m ³ /s]
1.	1,335	9710	$0,2849 \cdot 10^{-3}$	0,03187	6640	$2,055 \cdot 10^{-4}$
2.	1,202	8743	$0,3123 \cdot 10^{-3}$	0,03272	5526	$1,8495 \cdot 10^{-4}$
3.	1,068	7768	$0,3464 \cdot 10^{-3}$	0,03370	4494	$1,644 \cdot 10^{-4}$
4.	0,935	6801	$0,3891 \cdot 10^{-3}$	0,03484	3561	$1,4385 \cdot 10^{-4}$
5.	0,801	5826	$0,4455 \cdot 10^{-3}$	0,03622	2716	$1,233 \cdot 10^{-4}$
6.	0,668	4859	$0,5222 \cdot 10^{-3}$	0,03789	1977	$1,0275 \cdot 10^{-4}$
7.	0,534	3884	$0,6352 \cdot 10^{-3}$	0,04008	1336	$8,22 \cdot 10^{-5}$
8.	0,401	2917	$0,8162 \cdot 10^{-3}$	0,04305	809	$6,165 \cdot 10^{-5}$
9.	0,267	1942	-	0,03296	275	$4,11 \cdot 10^{-5}$
10.	0,134	975	-	0,06567	138	$2,055 \cdot 10^{-5}$

A tömlő veszteségeinek meghatározása után a csővezetéki jelleggörbe első pontjának számításai következnek.

Az áramlás jellegének ismeretéhez az 58. képlettel meghatároztam a Reynolds számot:

$$Re = \frac{0,0132 \text{ m} \cdot 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0,0021 \text{ Pas}} = 10287$$

Mivel a Reynolds szám értéke nagyobb 2320-nál, ezért turbulens áramlás jellemzi a rendszert.

Az áramlás jellegéből adódóan az 59. képlettel végeztem el a lamináris határréteg vastagságának becslését:

$$\delta = \frac{34,2}{(0,5 \cdot 10287)^{0,875}} \cdot 0,0132 \text{ m} = 0,2555 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Mivel a lamináris határréteg vastagsága meghaladja az acélokra jellemző 10^{-5} métert, valamint a Reynolds szám 2320 és 10^5 közé esik, ezért a csősúrlódási tényezőt a 60. képlettel számítottam:

$$\lambda = 0,3164 \cdot 10287^{-0,25} = 0,03142$$

Ezt követően meghatároztam a csővezeték egyenes szakaszainak nyomásvesztését a 61. képlet segítségével:

$$\Delta p_e = 0,03142 \cdot \frac{0,98 \text{ m}}{0,0132 \text{ m}} \cdot \frac{1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \left(1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 2854 \text{ Pa}$$

Amikor az áramlás jellege lamináris volt, a 62. képlettel határoztam meg a csőszúrlódási tényezőt.

16. táblázat: A folyékony füstaroma töltő szivattyú csővezetékének szerelvényei

(<http://www.nicron.hu/>)

Megnevezés	Mennyiség
Könyök (90°)	7 db
Golyóscsap	1 db

A könyökök ellenállási tényezőjét a 4.2.1-es pontban leírt módon határoztam meg a 15. ábra felhasználásával.

$$\xi_{k1} = 1,05$$

A golyóscsap ellenállási tényezője teljesen nyitott állapotban elhanyagolható.

Az alaki ellenállások nyomásvesztése:

$$\Delta p_{a1} = \sum \xi_{k1} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad [67.]$$

$$\Delta p_{a1} = 7,35 \cdot \frac{1091}{2} \cdot \left(1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 9021 \text{ Pa}$$

A szívó és a nyomócsonk szintkülönbségéből eredő veszteséget a 65. képlettel számítottam:

$$\Delta p_h = 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1,25 \text{ m} = 13378 \text{ Pa}$$

Összes nyomásvesztés:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_e + \Delta p_a + \Delta p_h + \Delta p_t \quad [68.]$$

$$\Delta p_{\Sigma} = 2863 \text{ Pa} + 9021 \text{ Pa} + 13378 \text{ Pa} + 6640 \text{ Pa} = 31902 \text{ Pa}$$

17. táblázat: A folyékony füstaroma töltő csővezeték jelleggörbéjének tíz pontban számított értékei

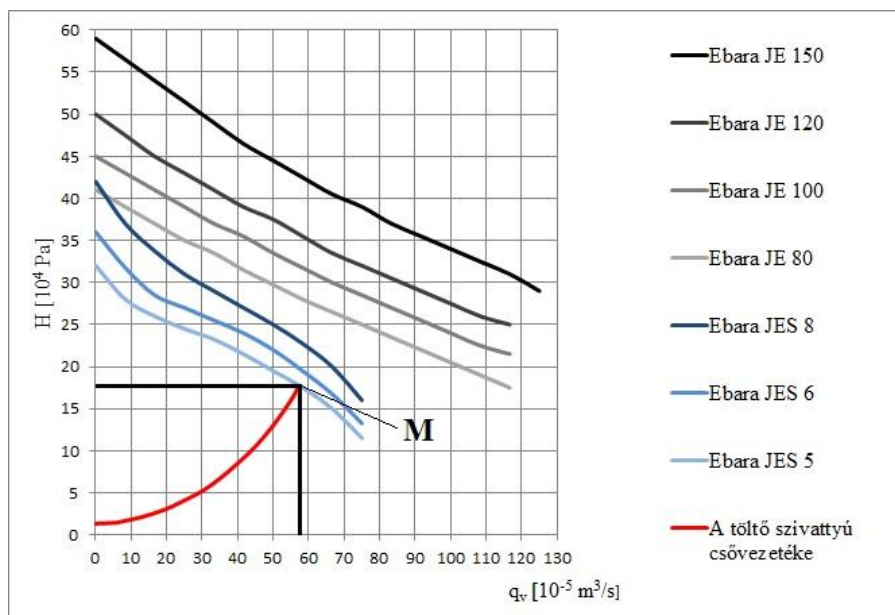
	v [m/s]	q_v [m³/s]	Re	δ [m]	λ
1.	1,5	2,055·10 ⁻⁴	10287	0,2555·10 ⁻³	0,03142
2.	1,35	1,8495·10 ⁻⁴	9258	0,2801·10 ⁻³	0,03226
3.	1,2	1,644·10 ⁻⁴	8231	0,3105·10 ⁻³	0,03322
4.	1,05	1,4385·10 ⁻⁴	7201	0,3489·10 ⁻³	0,03435
5.	0,9	1,233·10 ⁻⁴	6172	0,3994·10 ⁻³	0,03569
6.	0,75	1,0275·10 ⁻⁴	5143	0,4685·10 ⁻³	0,03736
7.	0,6	8,22·10 ⁻⁵	4115	0,5695·10 ⁻³	0,03951
8.	0,45	6,165·10 ⁻⁵	3086	0,7325·10 ⁻³	0,04245
9.	0,3	4,11·10 ⁻⁵	2057	-	0,03111
10.	0,15	2,055·10 ⁻⁵	1029	-	0,06222

18. táblázat: A folyékony füstaroma töltő csővezetékének nyomásvesztései

	Δp_e [Pa]	Δp_a [Pa]	Δp_h [Pa]	Δp_ö [Pa]
1.	2863	9021	13378	31902
2.	2381	7307	13378	28592
3.	1937	5774	13378	25583
4.	1534	4420	13378	22893
5.	1171	3248	13378	20513
6.	851	2255	13378	18461
7.	576	1443	13378	16733
8.	348	812	13378	14813
9.	113	361	13378	14127
10.	57	91	13378	13664

A csővezetéki jelleggörbét a 17. és 18. táblázatokban meghatározott értékek alapján írtam fel.

Az 17. ábra alapján az Ebara JES 5 típusú szivattyú bizonyult megfelelőnek. A szivattyú és a csővezetéki jelleggörbék a munkapontban metszik egymást. Ebben a pontban a szállítómagasság 17,75·10⁴ Pa, a térfogatáram pedig 58,5·10⁻⁵ m³/s.



17. ábra: A szivattyútípusok és a folyékony füstaroma töltő csővezetékének jelleggörbéi (<http://www.d-m.hu/>)

4.2.3 A folyékony füstaroma adagoló szivattyújának kiválasztása

A szivattyú célja a folyadék füstaroma tartályból az oldat tartályába juttatása egy áramlásmérőn keresztül.

19. táblázat: A folyékony füstaroma adagoló szivattyú csővezetékének főbb jellemzői

Megnevezés	Mennyiség
Szívó oldali csőhossz	0,46 m
Nyomó oldali csőhossz	0,95 m
Teljes csőhossz	1,41 m
A csővezeték belső átmérője	0,015 m
A csővezeték két végpontja közötti magasságkülönbség	0,87 m

Mivel nincs technológiai követelmény a szállított folyadékmennyiségre, ezért az áramlási sebességet 1,5 m/s-nak választottam.

Először a csővezeték keresztmetszetét határoztam meg az 55. képlet segítségével:

$$A = \frac{0,015^2 \cdot \pi}{4} = 0,0001766 \text{ m}^2$$

Ezt követően az 56. képlettel kiszámítottam a térfogatáramot:

$$q_v = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0001766 \text{ m}^2 = 0,0002649 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

A térfogatáram és a sebesség ismeretében elvégeztem a csővezetéki jelleggörbe első pontjának felírásához szükséges értékek meghatározását.

Az áramlás jellegének ismeretéhez a Reynolds számot kellett számítanom az 58. képlettel:

$$\text{Re} = \frac{0,015 \text{ m} \cdot 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0,0021 \text{ Pas}} = 11689$$

Mivel a Reynolds szám értéke nagyobb 2320-nál, ezért az áramlás turbulensnek tekinthető.

Ezt követően elvégeztem a lamináris határréteg vastagságának becslését az 59. képlet alkalmazásával:

$$\delta = \frac{34,2}{(0,5 \cdot 11689)^{0,875}} \cdot 0,015 \text{ m} = 0,2596 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Mivel lamináris határréteg vastagsága meghaladja a rozsdamentes acélok 10^{-5} méter értékű felületi érdességét, ezért a hidraulikailag sima csővezetékről beszélhetünk. Ennek ismeretében, valamint hogy a Reynolds szám 2320 és 10^5 értékek közé esik, a csősúrlódási tényezőt a 60. képlettel határoztam meg:

$$\lambda = 0,3164 \cdot 11689 = 0,03043$$

A csősúrlódási tényezővel és a 61. képlet alkalmazásával számított ki a csővezeték egyenes szakaszainak áramlási veszteségét:

$$\Delta p_e = 0,03043 \cdot \frac{1,41 \text{ m}}{0,015 \text{ m}} \cdot \frac{1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left(1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 3511 \text{ Pa}$$

Lamináris jellegű áramlás esetén a 62. képletet használtam a csősúrlódási tényező kiszámításához.

20. táblázat: A folyékony füstaroma adagoló szivattyú csővezetékének szerelvényei

(<http://www.nicron.hu/> és <http://vfautomatika.hu/>)

Megnevezés	Mennyiség
Ív (90°)	8 db
T-idom	1 db
Golyóscsap	1 db
Visszacsapó szelep	1 db
Mágnesszelep	1 db

A tartályból történő kiáramlás vesztesége éles sarok esetében:

$$\xi_{a1} = 0,5$$

Az ívek ellenállási tényezőjének meghatározásához szükséges az irányváltás szöge, ami ebben az esetben 90°, valamint meg kell határozni az ív sugarának és belső átmérőjének hányadosát.

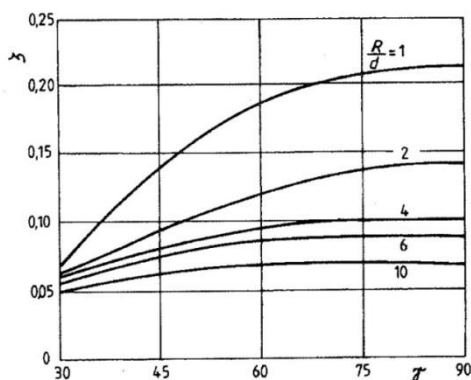
$$\frac{R}{d}$$

[69.]

$$\frac{0,025 \text{ m}}{0,015 \text{ m}} = 1,67$$

Ennek ismeretében a 18. ábráról leolvastam, hogy az ívek ellenállási tényezője:

$$\xi_i = 0,165$$

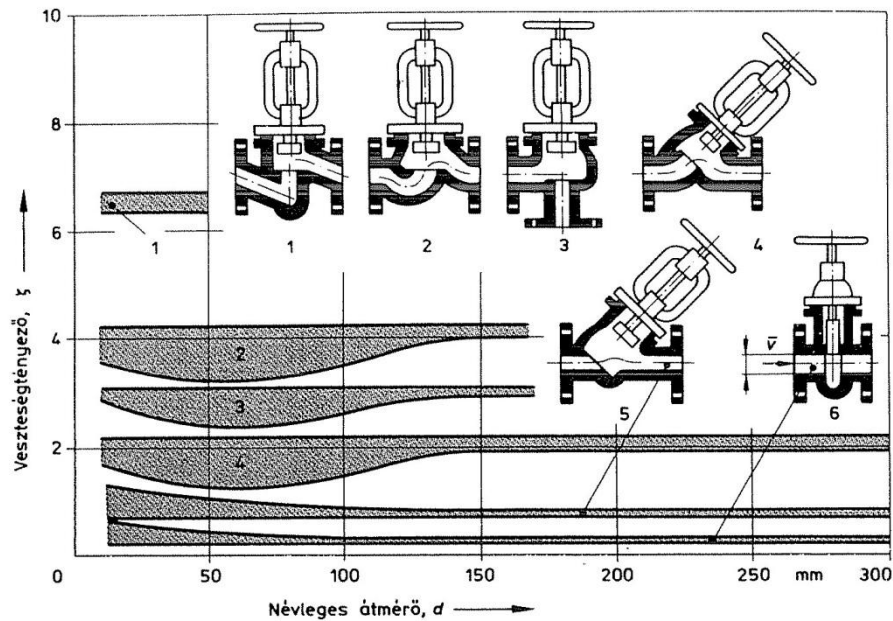


18. ábra: A csőívek veszteségtényezője (Bohl, 1983)

A T-idomot a könyök ellenállási tényezőjével számolom, mivel csak a megfelelő golyóscsap nyitása után funkcionál könyökként.

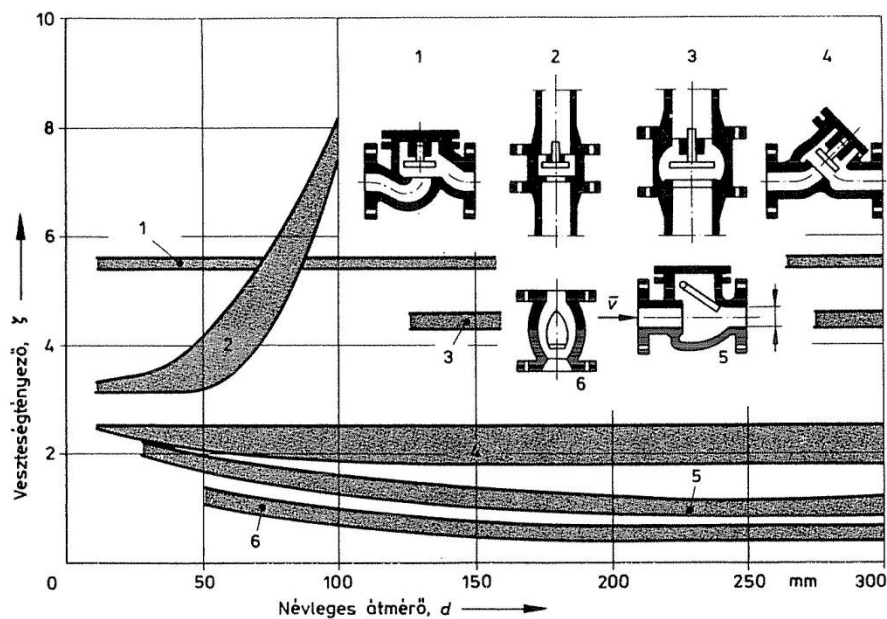
A mágnesszelep konstrukciója a 19. ábrán az 2-essel jelölt, így a 0,015 méteres belső átmérő ismeretében a 19. ábráról leolvastam veszteségtényező értékét:

$$\xi_m = 4,1$$



19. ábra: Az elzáró szerelvények veszteségtényezője (Bohl, 1983)

A golyóscsap vesztesége teljesen nyitott állapotban elhanyagolható.



20. ábra: A visszacsapó szelepek veszteségtényezője (Bohl, 1983)

A visszacsapó szelep konstrukciója a 20. ábrán az 1-essel jelölt, így a 0,015 méteres belső átmérő ismeretében a 20. ábráról leolvastam veszteségtényező értékét:

$$\xi_v = 6,6$$

Az alaki ellenállások nyomásvesztésének meghatározása:

$$\Delta p_{a1} = (\Sigma \xi_a + \Sigma \xi_l + \Sigma \xi_m + \Sigma \xi_v) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad [70.]$$

$$\Delta p_{a1} = (0,5 + 1,485 + 4,1 + 6,6) \cdot \frac{1091}{2} \cdot \left(1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 15569 \text{ Pa}$$

A szívó és a nyomócsonk szintkülönbségéből eredő veszteséget a 65. képlettel állapítottam meg:

$$\Delta p_h = \rho \cdot g \cdot h = 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,87 \text{ m} = 9311 \text{ Pa}$$

A csővezetékre jellemző összes áramlási veszteséget az alábbi képlettel számítottam ki:

$$\Delta p_{\bar{o}} = \Delta p_e + \Delta p_a + \Delta p_h \quad [71.]$$

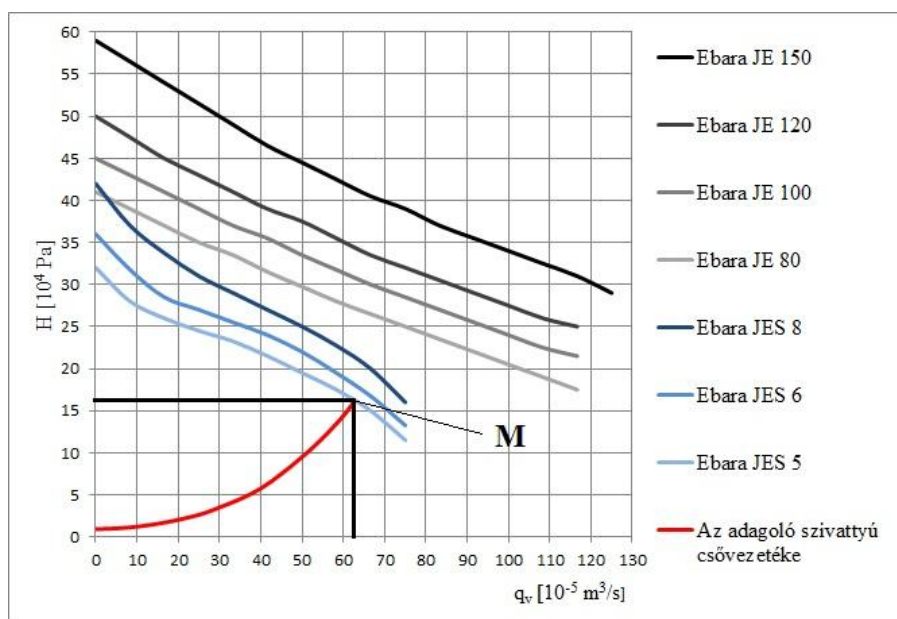
$$\Delta p_{\bar{o}} = 3511 \text{ Pa} + 15569 \text{ Pa} + 9311 \text{ Pa} = 28391 \text{ Pa}$$

21. táblázat: A folyékony füstaroma adagoló szivattyú csővezetéki jelleggörbéjének tíz pontban számított értékei

	v [m/s]	q_v [m³/s]	Re	δ [m]	λ
1.	1,5	2,649·10 ⁻⁴	11689	0,2595·10 ⁻³	0,03043
2.	1,35	2,384·10 ⁻⁴	10520	0,2846·10 ⁻³	0,03124
3.	1,2	2,119·10 ⁻⁴	9351	0,3155·10 ⁻³	0,03217
4.	1,05	1,854·10 ⁻⁴	8183	0,3546·10 ⁻³	0,03327
5.	0,9	1,589·10 ⁻⁴	7014	0,4059·10 ⁻³	0,03457
6.	0,75	1,325·10 ⁻⁴	5845	0,4759·10 ⁻³	0,03619
7.	0,6	1,059·10 ⁻⁴	4676	0,5786·10 ⁻³	0,03826
8.	0,45	7,946·10 ⁻⁵	3507	0,7443·10 ⁻³	0,04112
9.	0,3	5,298·10 ⁻⁵	2338	1,0612·10 ⁻³	0,04551
10.	0,15	2,649·10 ⁻⁵	1169	-	0,05475

22. táblázat: A folyékony füstaroma adagoló szivattyú csővezetékének nyomásvesztései

	Δp_e [Pa]	Δp_a [Pa]	Δp_h [Pa]	Δp_{Σ} [Pa]
1.	3511	15569	9311	28391
2.	2920	12611	9311	24842
3.	2376	9964	9311	21651
4.	1881	7629	9311	18821
5.	1436	5605	9311	16352
6.	1044	3892	9311	14247
7.	706	2491	9311	12508
8.	427	1401	9311	11139
9.	210	623	9311	10144
10.	63	156	9311	9530

**21. ábra:** A szivattyútípusok és a folyékony füstaroma adagoló csővezetékének jelleggörbéi (<http://www.d-m.hu/>)

A csővezetéki jelleggörbét a 21. és 22. táblázatban meghatározott értékek alapján írtam fel.

Az 21. ábra alapján az Ebara JES 5 típusú szivattyú bizonyult megfelelőnek. A szivattyú és a csővezetéki jelleggörbék a munkapontban metszik egymást. Ebben a pontban a szállítómagasság $16,5 \cdot 10^4$ Pa, a térfogatáram pedig $62,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$.

4.2.4 A gyűjtő tálca szivattyújának kiválasztása

A szivattyú célja a felgyülemlett oldat gyűjtő tálcából az oldat tartályába juttatása

23. táblázat: A gyűjtő tálca csővezetékének főbb jellemzői

Megnevezés	Mennyiség és mértékegység
Szívó oldali csőhossz	0,95 m
Nyomó oldali csőhossz	1,1 m
Teljes csőhossz	2,05 m
A csővezeték belső átmérője	0,0132 m
A csővezeték két végpontja közötti magasságkülönbség	0,88 m

Mivel nincs technológiai előírás a szállított folyadék mennyiségére, ezért az áramlási sebességet 1,5 m/s-nak választottam.

Elsőként a csővezeték keresztmetszetét határoztam meg az 55. képlet alkalmazásával:

$$A = \frac{0,0132^2 \cdot \pi}{4} = 0,000137 \text{ m}^2$$

Ezután az 56. képlettel meghatároztam a térfogatáramot:

$$q_v = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,000137 \text{ m}^2 = 0,0002055 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

A térfogatáram és a sebesség ismeretében elvégeztem a csővezetéki jelleggörbe első pontjának felírásához szükséges értékek meghatározását.

Az áramlás jellegének ismeretéhez szükséges Reynolds számot az 58. képlettel számítottam:

$$\text{Re} = \frac{0,0132 \text{ m} \cdot 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0,0021 \text{ Pas}} = 10287$$

Mivel a Reynolds szám értéke meghaladja a 2320-at, ezért az áramlás turbulens.

Ezt követően elvégeztem a lamináris határréteg vastagságának becslését az 59. képlet segítségével:

$$\delta = \frac{34,2}{(0,5 \cdot 10287)^{0,875}} \cdot 0,0132 \text{ m} = 0,2554 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Mivel lamináris határréteg vastagsága meghaladja a rozsdamentes acélok 10^{-5} méter nagyságú felületi érdességét, ezért a hidraulikailag sima csővezetékéről van szó.

Ennek ismeretében, valamint hogy a Reynolds szám 2320 és 10^5 értékek közé esik, a csőszúrlódási tényezőt a 60. képlettel határoztam meg:

$$\lambda = 0,3164 \cdot 10287 = 0,03142$$

A csőszúrlódási tényezővel és a 61. képlet alkalmazásával számított ki a csővezeték egyenes szakaszainak áramlási veszteségét:

$$\Delta p_e = 0,03142 \cdot \frac{2,05 \text{ m}}{0,0132 \text{ m}} \cdot \frac{1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left(1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 5989 \text{ Pa}$$

Lamináris jellegű áramlás esetén a csőszúrlódási tényezőt a 62. képlet alkalmazásával határoztam meg.

24. táblázat: A gyűjtő tálca csővezetékének szerelvényei (<http://www.nicron.hu/> és <http://vfautomatika.hu/>)

Megnevezés	Mennyiség
Könyök (90°)	9 db
T-idom	2 db
Mágnesszelep	1 db

A gyűjtő tálcából történő kiáramlás vesztesége éles sarok esetében:

$$\xi_{a1} = 0,5$$

A könyökök ellenállási tényezőjét a 4.2.1-es pontban leírt módon határoztam meg az 15. ábra felhasználásával.

$$\xi_{k1} = 1,05$$

Mivel a T-idom csak a megfelelő szelepek nyitásával funkcionálnak elágazásként, ezért könyököknek számítottam őket.

A mágnesszelep vesztesége az átmérő kis értéke miatt elhanyagolható.

Az ellenállási tényezők ismeretében az alaki ellenállások áramlási veszteségét az alábbi képlettel számítottam:

$$\Delta p_{a1} = (\Sigma \xi_a + \Sigma \xi_k) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad [72.]$$

$$\Delta p_{a1} = (0,5 + 11,55) \cdot \frac{1091}{2} \cdot \left(1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 14790 \text{ Pa}$$

A szívó és a nyomócsonk szintkülönbségéből eredő veszteséget a 65. képlettel állapítottam meg:

$$\Delta p_h = \rho \cdot g \cdot h = 1091 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,88 \text{ m} = 9311 \text{ Pa}$$

A csővezetékre jellemző összes áramlási veszteséget a 71. képlettel számítottam ki:

$$\Delta p_{\delta} = \Delta p_e + \Delta p_a + \Delta p_h$$

$$\Delta p_{\delta} = 5989 \text{ Pa} + 14790 \text{ Pa} + 9418 \text{ Pa} = 30197 \text{ Pa}$$

25. táblázat: A gyűjtő tálca csővezetéki jelleggörbéjének tíz pontban számított értékei

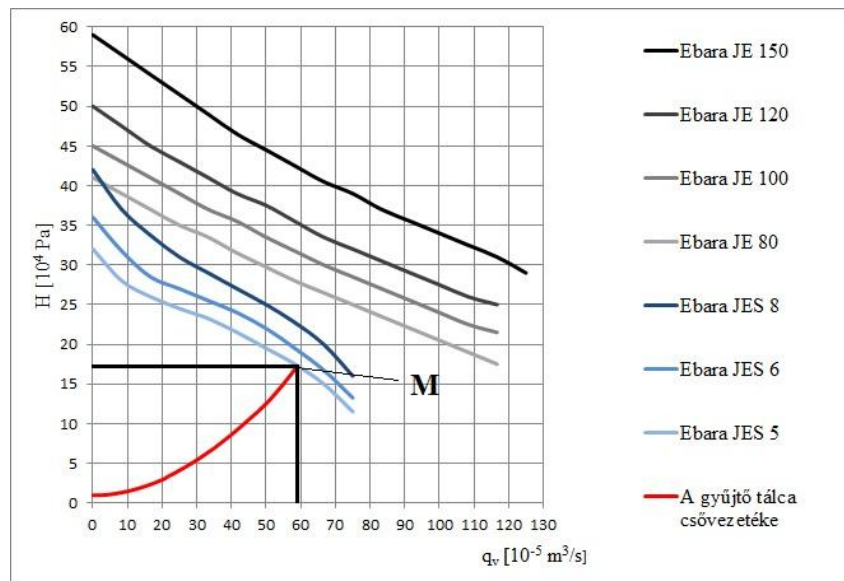
	v [m/s]	q_v [m³/s]	Re	δ [m]	λ
1.	1,5	2,055·10 ⁻⁴	10287	0,2554·10 ⁻³	0,03142
2.	1,35	1,8495·10 ⁻⁴	9258	0,2801·10 ⁻³	0,03226
3.	1,2	1,644·10 ⁻⁴	8229	0,3105·10 ⁻³	0,03322
4.	1,05	1,4385·10 ⁻⁴	7201	0,3489·10 ⁻³	0,03435
5.	0,9	1,233·10 ⁻⁴	6172	0,3994·10 ⁻³	0,03569
6.	0,75	1,0275·10 ⁻⁴	5143	0,4685·10 ⁻³	0,03736
7.	0,6	8,22·10 ⁻⁵	4115	0,5695·10 ⁻³	0,03951
8.	0,45	6,165·10 ⁻⁵	3086	0,7325·10 ⁻³	0,04245
9.	0,3	4,11·10 ⁻⁵	2057	-	0,03111
10.	0,15	2,055·10 ⁻⁵	1029	-	0,06222

26. táblázat: A gyűjtő tálca csővezetékének nyomásveszteségei

	Δp_e [Pa]	Δp_a [Pa]	Δp_h [Pa]	Δp_δ [Pa]
1.	5989	14790	9418	30197
2.	4980	11980	9418	26378
3.	4053	9466	9418	22937
4.	3208	7247	9418	19873
5.	2450	5324	9418	17192
6.	1780	3697	9418	14896
7.	1205	2366	9418	12989
8.	728	1331	9418	11477
9.	237	592	9418	10247
10.	119	148	9418	9685

A csővezetéki jelleggörbét a 25. és a 26 táblázatokban meghatározott értékek alapján írtam fel.

A 22. ábra alapján az Ebara JES 5 típusú szivattyú bizonyult megfelelőnek. A szivattyú és a csővezetéki jelleggörbék a munkapontban metszik egymást. Ebben a pontban a szállítómagasság $17,25 \cdot 10^4$ Pa, a térfogatáram pedig $59,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$.



22. ábra: A szivattyútípusok és a gyűjtő tálca csővezetékének jelleggörbéi (<http://www.d-m.hu/>)

5. GAZDASÁGI SZÁMÍTÁS

A folyékony füstölő berendezés költségeit a 27. táblázat tartalmazza. Az árak nem tartalmazzák az általános forgalmi adót. A dolgozat írása során az Euró árfolyama 311 Forint volt, így az Euróban megadott árak átváltásához ezt az árfolyamot alkalmaztam.

27. táblázat: A folyékony füstölő berendezés költségei

Megnevezés	Ár [HUF]
Aramlástani rendszer (csővezetékek, csővezetéki szerelvények, szivattyúk, szűrő, tartályok)	2 350 000
Keverő berendezés (csapágy és csapágyház, csigahajtómű, propellerkeverő, tengely, tengelykapcsoló, villanymotor)	85 000
Konveijorpálya (csapágyak, csapágyházak, csigahajtómű, láncok, láncfeszítők, tengelyek, villanymotor)	395 000
Munkadíj	1 200 000
Váz	685 000
Vezérlés	770 000
Összköltség	5 285 000

A táblázat alapján a berendezés teljes költsége 5,285 millió Forint.

Elmondható, hogy az új berendezés összköltsége kevesebb, mint az eredeti berendezés 6,5 millió Forintos ára.

ÖSSZEFOGLALÁS

Összességében elmondható, hogy sikerült kijavítani az eredeti berendezés hibáit és pótolni hiányosságait. Az új berendezés összköltsége a méretezéseknek, számításoknak és a szabványos alkatrészek alkalmazásának köszönhetően a berendezés funkcióinak bővülése ellenére közel 15%-al kisebb. A folyékony füstölő fejlesztése során elvégeztem a tartályok, csővezetékek, a keverő berendezés, a karimák, és konvejorpálya tengelyeinek, csapágyainak, reteszeinek méretezését, valamint a váz véges elem analízisét, ezeket azonban a terjedelem korlátai miatt nem tudtam beépíteni a dolgozatomba.

JELMAGYARÁZAT

Jelölés	Megnevezés	Mértékegység
A	csővezeték keresztmetszete	m ²
a _{hl}	hajtó lánc tengelytávolsága	m
a _{kl}	konvejlórlánc tengelytávolsága	m
A _t	tömlő keresztmetszete	m
A _{hlcs}	hajtó lánc csapok felülete	m ²
A _{klcs}	konvejlórlánc csapok felülete	m ²
a _l	hajtott láncok tengelytávolsága	m
A _{lcs}	hajtott lánc csapok felülete	m ²
d	csővezeték belső átmérője	m
δ	lamináris határréteg vastagsága	m
Δ _{pa}	alaki ellenállások nyomásvesztése	Pa
Δ _{pe}	egyenes csőszakasz nyomásvesztése	Pa
Δ _{pf}	fűvókák nyomásvesztése	Pa
Δ _{ph}	magasságkülönbség nyomásvesztése	Pa
Δ _{pö}	az összes nyomásvesztés	Pa
Δ _{psz}	szűrő nyomásvesztése	Pa
Δ _{pt}	tömlő nyomásvesztése	Pa
δ _t	tömlő lamináris határréteg vastagsága	m
d _{hl}	hajtó láncok kerekének osztókör átmérője	m
d _{klk}	konvejlórlánc kerekének osztókör átmérője	m
d _l	hajtott lánc kerekének osztókör átmérője	m
d _{min}	minimális tengelyvastagság a csapágók között	m
d _{minv}	minimális tengelyvastagság a tengelyéveken	m
d _t	tömlő belső átmérője	m
η	dinamikai viszkozitás	Pas
η _d	csigahajtómű dinamikai hatásfoka	-
F _{Ax}	a jelű csapágó x-z síkba eső erő komponense	N
F _{Ay}	a jelű csapágó y-z síkba eső erő komponense	N
F _{Bx}	b jelű csapágó x-z síkba eső erőkomponense	N
F _{By}	b jelű csapágó y-z síkba eső erőkomponense	N

Jelölés	Megnevezés	Mértékegység
F_h	a húskészítmények súlyereje	N
F_{hlk}	a hajtó lánc kerületi ereje	N
F_{hlm}	a hajtó lánc szakítóterhelése	N
F_{hlx}	a hajtó lánc x-z síkba eső erőkomponense	N
F_{hly}	a hajtó lánc y-z síkba eső erőkomponense	N
F_k	a konvejláncokat húzó erő	N
F_{kcs}	a konvejlánc csapokat terhelő erő	N
F_{kcse}	a konvejlánc egy csapjára jutó terhelés	N
F_{kmax}	a konvejlánc szakítóterhelése	N
F_{kt}	a konvejlánc csapjait terhelő erő	N
F_{l1x}	baloldali lánc x-z síkba eső erőkomponense	N
F_{l1y}	baloldali lánc y-z síkba eső erőkomponense	N
F_{l2x}	jobboldali lánc x-z síkba eső erőkomponense	N
F_{l2y}	jobboldali lánc y-z síkba eső erőkomponense	N
F_{lk}	hajtott láncok kerületi ereje	N
F_{lm}	a hajtott lánc szakítóterhelése	N
γ_{hl}	hajtó lánc irányszöge	°
γ_l	hajtott láncok irányszöge	°
h	szívó és nyomócsonk közötti magasságkülönbség	m
i_{cs}	csigahajtómű áttétele	-
i_{hlsz}	hajtó lánc szükséges áttétele	-
i_{hlv}	hajtó lánc valós áttétele	-
ξ_a	tartályból történő kiáramlás veszteségi tényezője	-
ξ_e	elágazás veszteségtényezője	-
ξ_i	ívek veszteségtényezője	-
ξ_k	könyökök veszteségtényezője	-
ξ_m	mágnesszelepek veszteségtényezője	-
ξ_v	visszacsapó szelep veszteségtényezője	-
L_1	a bal oldali lánc és az A jelű csapágyszáma távolsága	m
L_2	az A jelű csapágyszáma és a hajtó lánc távolsága	m

Jelölés	Megnevezés	Mértékegység
L_3	a hajtó lánc és a B jelű csapágy távolsága	m
L_4	a B jelű csapágy és a jobb oldali hajtott lánc távolsága	m
λ	csővezeték csősúrlódási tényező	-
λ_t	tömlő csősúrlódási tényezője	-
l_f	a fűvókák elméleti szórásszélessége	m
L_{hl}	a hajtó lánc hossza	m
L_{kl}	a konvejlánc hossza	m
l_{kr}	a rúd tartók közötti távolság a konvejláncon	m
L_l	hajtott láncok hossza	m
l_r	a húskészítményeket tartó rudak hasznos hossza	m
l_v	a konvejláncon vizsgált hossza	m
M_A	az A jelű csapágy eredő hajlítónyomatéka	Nm
M_{Ax}	az A jelű csapágy hajlító nyomatéka az x-z síkban	Nm
M_{Ay}	az A jelű csapágy hajlító nyomatéka az y-z síkban	Nm
M_B	a B jelű csapágy eredő hajlító nyomatéka	Nm
M_{Bx}	a B jelű csapágy hajlító nyomatéka az x-z síkban	Nm
M_{By}	a B jelű csapágy hajlító nyomatéka az y-z síkban	Nm
m_h	egy rúd és az arra jutó húskészítmény össztömege	kg
M_{hl}	a hajtó lánc lánckerekének eredő hajlító nyomatéka	Nm
M_{hlx}	a hajtó lánc lánckerekének x-z síkba eső nyomatéka	Nm
M_{hly}	a hajtó lánc lánckerekének y-z síkba eső nyomatéka	Nm
m_{hmax}	húskészítmény maximális tömege a konvejláncon	kg
m_{kl}	a konvejlánc egy méterre jutó tömege	kg
M_{kl}	a konvejláncon üzemeltetéséhez szükséges nyomaték	Nm
$m_{klö}$	a konvejláncon teljes tömege egy méteren	kg
m_{klt}	a konvejlánc egy lánctagjának tömege	kg
m_{kt1}	egy tartó egység tömege	kg
m_{kt2}	egy rúd tartó tömege	kg
$m_{ktö1}$	a tartó egységek tömege a vizsgált egy méteren	kg
$m_{ktö2}$	a rúd tartók tömege a vizsgált egy méteren	kg

Jelölés	Megnevezés	Mértékegység
M_l	egy hajtott láncra jutó nyomaték	Nm
M_{redA}	redukált nyomaték az A jelű csapágyra	Nm
M_{redB}	redukált nyomaték az A jelű csapágyra	Nm
M_{redhl}	redukált nyomaték a hajtó lánc lánckerekére	Nm
M_t	a hajtó tengelyre ható nyomaték	Nm
μ_k	konveor láncsapok súrlódási tényezője	-
n_{bhl}	a hajtó lánc biztonsági tényezője	-
n_{bl}	a hajtott láncok biztonsági tényezője	-
n_{bt}	a tengely biztonsági tényezője	-
n_{kcs}	a terhelt konveorlánc csapok száma	-
n_{cs}	csigahajtómű fordulatszáma	1/min
n_f	a fűvókák száma	-
n_{hr}	a terméket tartó rudak maximális száma a konvejorpályán	-
n_{kb}	a konveorlánc biztonsági tényezője	-
n_{kl}	a konveorláncok száma	-
n_{klf}	a konveorláncok tengelyeinek szükséges fordulatszáma	1/min
n_{klv}	a konveorláncok tengelyeinek valós fordulatszáma	1/min
n_{kte}	a lánctagok egy méterre jutó elméleti darabszáma	-
n_{ktv}	a lánctagok egy méterre jutó valós darabszáma	-
n_v	a villanymotor fordulatszáma	1/min
P_{cs}	a csigahajtómű teljesítménye	W
p_{hl}	hajtó lánc osztása	m
p_{hlcs}	a hajtó lánc csapterhelése	N/m ²
p_{kcsA}	a konveorlánc csapterhelése	N/m ²
p_{kl}	konveorlánc osztása	m
P_{kl}	a konveorláncok teljesítményszükséglete	W
P_l	egy hajtott láncra jutó teljesítmény értéke	W
p_l	hajtott lánc osztása	m
p_{lcs}	a hajtott lánc csapterhelése	N/m ²
P_v	a villanymotor teljesítménye	W

Jelölés	Megnevezés	Mértékegység
q_v	a csővezeték térfogatárama	m^3/s
$q_{vág}$	az elágazás térfogatárama	m^3/s
q_{vt}	a tömlő térfogatárama	m^3/s
R	csőív sugara	m
Re	a csővezeték Reynolds száma	-
Re_t	a tömlő Reynolds száma	-
ReH	a tengely anyagának folyáshatára	Pa
ρ	folyadék sűrűsége	kg/m^3
s_{hl}	hajtó lánc lánctagjainak száma	-
s_{kl}	konvejlórlánc lánctagjainak száma	-
s_l	hajtott láncok lánctagjainak száma	-
σ_{meg}	a tengely megengedhető feszültsége	Pa
$\sum M_{Ax}$	nyomatéki egyenlet az A jelű csapágyra az x-z síkban	-
$\sum M_{Ay}$	nyomatéki egyenlet az A jelű csapágyra az y-z síkban	-
$\sum M_{Bx}$	nyomatéki egyenlet az B jelű csapágyra az x-z síkban	-
$\sum M_{By}$	nyomatéki egyenlet az B jelű csapágyra az y-z síkban	-
t_r	a hűtőszítmények rakodásához szükséges idő	s
v	áramlási sebesség	m/s
v_t	a tömlő áramlási sebessége	m/s
v_{hl}	a hajtó lánc sebessége	m/s
v_{kl}	a konvejlórlánc sebessége	m/s
v_l	a hajtott lánc sebessége	m/s
z_{hl}	a hajtó lánc lánckerekeinek fogszáma	-
z_l	a hajtott láncok lánckerekeinek fogszáma	-

IRODALOMJEGYZÉK

- Bíró I. (2009): Mechanika II. Szilárdságtan oktatási segédlet, Szegedi Tudományegyetem, Szeged, 100-105
- Bohl W. (1983): Műszaki áramlástan, Műszaki Könyvkiadó, Budapest 95-118
- Diószegi Gy. (1979): Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 94-98
- Dudás I. (2007): Csigahajtások elmélete és gyártása, Műszaki Kiadó, Budapest, 279-282
- Nagy G. (1991): Gépszerkesztési Atlasz, Gépipari Tudományos Testület, Budapest 30-58
- Sitkei Gy. (1997): Gyakorlati áramlástan, Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó, Budapest 175-202
- Zsáry Á. (1989): Gépelemek I. kötet, Tankönyvkiadó, Budapest 393-402

Lánchajtás tervezői segédlete:

<http://www.renold.com/nmsruntime/saveasdialog.asp?IID=1468&sID=3354> (2014.08.17.)

Konvejlórlánc tervezői segédlete:

<http://www.renold.com/nmsruntime/saveasdialog.asp?IID=1483&sID=3354> (2014.08.29.)

Folyékony füstölés:

<http://www.redarrowinternational.com/smoke.html> (2014.06.23.)

A folyékony füstároma adatai:

<http://www.efsa.europa.eu/en/efsajournal/doc/2829.pdf> (2014.04.09.)

Dióspatonyi Ildikó: A húsfeldolgozás technológiája:

<http://www.chemonet.hu/hun/food/technol/husipar/husipar.html> (2014.09.04.)

Kézi anyagmozgatás rendelete (78/2003 (XII. 23.) ESzCsM):

http://www.omtki.hu/index_htm_files/feu0503c1.html (2014.07.09.)

Katalógusok:

Mágnesszelep katalógus:

<http://vfautomatika.hu/attachments/products/198.pdf> (2014.07.09.)

Szűrőbetét katalógusa:

<http://vfautomatika.hu/attachments/products/296.pdf> (2014.07.02.)

Szűrőház katalógusa:

<http://vfautomatika.hu/attachments/products/323.pdf> (2014.07.09.)

Csigahajtómű és villanymotor katalógus:

http://www.agisys.hu/documents/br_cat_vf-w_1847_r12_b.pdf (2014.09.02.)

Ebara örvényszivattyú katalógus

http://www.d-m.hu/mell/45_130419_130910_62_60_jes-je_eng.pdf (2014.06.28.)

Csővezetéki szerelvények katalógusa:

<http://www.nicron.hu/products.php?c=5> (2014.07.03.)

Lánchajtások és lánckerekek katalógusa:

<http://www.renold.com/nmsruntime/saveasdialog.asp?IID=1301&sID=3354> (2014.09.17.)

Konvejlórláncok és lánckerekek katalógusa:

<http://www.renold.com/nmsruntime/saveasdialog.asp?IID=1884&sID=3354> (2014.09.05)

Áramlásmérők katalógusa:

<http://www.krohne-downloadcenter.com/dlc/>

[MA_OPTIFLUX5000SW_en_111003_4000686202_R02.pdf](#) (2014.06.08.)

Fúvókák katalógusa:

http://www.monojet.hu/assets/files/telekup/telekup_fuvoka_BA_BC.pdf (2014.06.02.)