

Vjedreni elevator za transport povrća

Pavišić, Lucija

Master's thesis / Diplomski rad

2024

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:022892>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-01-02**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET RIJEKA

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

VJEDRENI ELEVATOR ZA TRANSPORT POVRĆA

Rijeka, prosinac 2023.

Lucija Pavišić

0069082188

SVEUČILIŠTE U RIJECI

TEHNIČKI FAKULTET RIJEKA

Diplomski sveučilišni studij strojarstva

Diplomski rad

VJEDRENI ELEVATOR ZA TRANSPORT POVRĆA

Mentor: prof. dr. sc. Neven Lovrin

Komentor: izv. prof. dr. sc. Željko Vrcan

Rijeka, prosinac 2023.

Lucija Pavišić

0069082188

Rijeka, 13. ožujka 2023.

Zavod: **Zavod za konstruiranje u strojarstvu**
Predmet: **Elementi transportne tehnike**
Grana: **2.11.01 opće strojarstvo (konstrukcije)**

ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Lucija Pavišić (0069082188)**
Studij: **Sveučilišni diplomski studij strojarstva**
Modul: **Konstruiranje i mehatronika**

Zadatak: **VJEDRENI ELEVATOR ZA TRANSPORT POVRĆA / BUCKET ELEVATOR
FOR TRANSPORT OF VEGETABLES**

Opis zadatka:

Projektirati vjedreni elevator za potrebe vertikalnog i kosog transporta krumpira, šećerne repe i mrkve. Visina dizanja materijala u vertikalnoj poziciji iznosi 3,8 metara. Elevator treba moći raditi u vertikalnoj poziciji i pod kutom od 75 stupnjeva. Proračun napraviti za nosive elemente: lanac i traka te izabrati povoljnijeg od njih prema kriterijima nosivosti, težine i dimenzija elevatora. Ukrcaj materijala izvodi se putem orebrene transportne trake duljine 3,5 metra, postavljene pod kutom od 25 stupnjeva. Ostale potrebne podatke odrediti prema preporukama proizvođača i podacima u literaturi, za maksimalni kapacitet elevatora. Izraditi proračun i u Excel-u, koji će omogućiti izbor materijala te dimenzija i karakteristika vjedrenog elevatora.

Rad mora obuhvatiti:

- Proračun popraćen odgovarajućim komentarom te dopunjen potrebnim skicama i dijagramima računatih dijelova.
- Sklopni crtež reduktora te radioničke crteže pojedinih dijelova prema dogovoru s mentorom i komentorom.
- U radu navesti upotrijebljenu literaturu.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanje diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Lucija Pavišić

Zadatak uručen pristupniku: 20. ožujka 2023.

Mentor:

[Signature]

Izv. prof. dr. sc. Željko Vrcan

[Signature]

Prof. dr. sc. Neven Lovrin (komentor)

Predsjednik povjerenstva za
diplomski ispit:

[Signature]

Izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

IZJAVA

Sukladno članku 8. Pravilnika o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku diplomskih sveučilišnih studija Tehničkog fakulteta u Rijeci, izjavljujem da sam samostalno izradila diplomski rad pod naslovom „Vjedreni elevator za transport povrća“ pod vodstvom mentora prof. dr. sc. Nevena Lovrina i komentora izv. prof. dr. sc. Željka Vrcana.

Lucija Pavišić

SADRŽAJ:

1.	VJEDRENI ELEVATOR	1
1.1.	Primjena	2
1.2.	Dijelovi	3
1.3.	Princip rada	5
2.	ULAZNI PODACI.....	7
3.	PRORAČUN TRAKASTOG TRANSPORTERA	8
3.1.	Dimenzioniranje i odabir bubnja	8
3.2.	Odabir transportne trake	12
3.3.	Odabir vjedra	13
3.4.	Proračun vertikalnog transporta.....	15
3.4.1.	Proračun masenog i volumnog kapaciteta	15
3.4.2.	Provjera brzine transporta.....	17
3.4.3.	Maksimalna vučna sila.....	19
3.4.4.	Kontrola odabrane transportne trake.....	21
3.4.5.	Obodna sila	22
3.4.6.	Snaga elektromotora	24
3.4.7.	Proračun sila natezanja i snage elektromotora.....	25
3.5.	Proračun kosog transporta.....	32
3.5.1.	Ulazni podaci	32
3.5.2.	Proračun sile natezanja i snage elektromotora.....	33
4.	PRORAČUN LANČANOG TRANSPORTERA	38
4.1.	Odabir lanca i lančanika.....	38
4.2.	Odabir vjedra i spojnih elementa	41
4.3.	Proračun vertikalnog transporta.....	43
4.3.1.	Proračun masenog kapaciteta.....	43
4.3.2.	Opterećenje lanca.....	44
4.3.3.	Provjera sigurnosti lanca.....	47
4.3.4.	Proračun snage	49
4.4.	Proračun kosog transporta.....	51
4.4.1.	Ulazni podaci	51

4.4.2.	Opterećenje lanca.....	51
4.4.3.	Provjera sigurnosti lanca.....	53
4.4.4	Proračun snage.....	55
4.5.	Usporedba lančanog i trakastog transportera.....	57
5.	PRORAČUN OSTALIH DIJELOVA.....	58
5.1.	Odabir elektromotora.....	58
5.2.	Proračun vratila.....	59
5.2.1.	Minimalni promjer vratila.....	59
5.2.2.	Odabir uložnog pera.....	61
5.3.	Odabir ležajeva.....	62
5.4.	Odabir spojke.....	64
6.	TRAKASTI TRANSPORTER ZA UKRCAJ MATERIJALA.....	67
6.1.	Teorijski satni maseni kapacitet.....	67
6.2.	Provjera širine trake s obzirom na veličinu komada materijala.....	70
6.3.	Odabir nosivih i povratnih valjaka.....	70
6.3.2.	Izbor razmaka između valjčanih slogova.....	72
6.4.	Odabir trake.....	73
6.4.1	Težina trake po dužnom metru.....	74
6.4.2.	Težina nasipnog materijala.....	74
6.4.3.	Težina valjčanih slogova.....	75
6.5.	Proračun sila natezanja u karakterističnim točkama transportera.....	77
6.5.2.	Provjera natezanja trake na gornjem ogranku.....	81
6.6.	Odabir broja uložaka trake.....	82
6.7.	Proračun prekidne čvrstoće trake.....	83
6.8.	Elektromotor za pokretanje trakastog transportera.....	83
6.8.2.	Snaga elektromotora.....	83
6.8.3.	Odabir elektromotora.....	84
6.9.	Pogonski bubanj.....	85
6.9.1.	Promjer pogonskog bubnja.....	85
6.9.2.	Odabir bubnja.....	86
6.10.	Povratni natezni bubanj.....	87
6.11.	Spojka.....	88

7.	IZMJENJIVANJE VERTIKALNOG I KOSOG NAČINA TRANSPORTA ELEVATORA	90
7.1.	Odabir aktuatora.....	90
7.2.	Proračun opterećenja aktuatora.....	92
7.3.	Proračun vratila za izmjenu vertikalnog i kosog režima.....	94
7.4.	Ležajevi osovine za izmjenu vertikalnog i kosog režima	97
8.	KONSTRUIRANJE VJEDRENOG ELEVATORA	99
8.1.	Donji dio kućišta.....	99
8.2.	Srednji dio kućišta.....	102
8.3.	Gornji dio kućišta.....	103
8.3.	Unutrašnjost kućišta.....	104
9.	ZAKLJUČAK.....	106
	LITERATURA	107
	POPIS SLIKA.....	109
	POPIS TABLICA	111
	POPIS OZNAKA.....	113
	SAŽETAK	119
	ABSTRACT.....	120

UVOD

Ovaj diplomski rad opisuje načelne temelje principa rada vjedrenog elevatora, njegovih dijelova pa tako i samu njegovu primjenu. Glavni dijelovi odabiru se prema katalogima provjerenih proizvođača, a sam odabir potkrepljuje se proračunom dimenzija dijelova, proračunom opterećenja te sigurnosnim proračunima kako bi se odabrala funkcionalna i ispravna komponenta elevatora, dok se pak neki dijelovi, poput kućišta, konstruiraju iskustveno.

Odabir glavnih dijelova najprije se provodi za transporter pogonjen gumenom trakom, te kasnije za lančani transporter koji kao vučni element lanac. Zatim slijedi proračun prema odabranim komponentama, te se odabire povoljniji od dva vučna elementa. Odabir se temelji na usporedbi nosivosti, težine i dimenzija te ostalih dobivenih rezultata proračuna. Oba transportera proračunavaju se za rad u dvije pozicije, vertikalne i pod kutom te se zatim za odabranu verziju nudi rješenje izmjene vertikalnog i kosog režima rada. Svaki proračun provodi se za tri vrste povrća, krumpir, mrkva i šećerna repa, te se za odabir dijelova koriste mjerodavni podaci najtežeg materijala.

U drugom dijelu rada proračunava se orebrena transportna traka koja se koristi u svrhu ukrcanja materijala. Proračun obuhvaća biranje komponenata transportne trake poput valjčanih slogova, bubnjava, same trake, te zatim proračun sila natezanja i snage.

Cijeli diplomski rad popraćen je u „Excel“ programu koji detaljnije prikazuje cijeli proračun.

Također, izrađuju se montažni nacrt elevatora i trakastog transportera uz pripadajuće radioničke nacрте.

1. VJEDRENI ELEVATOR

Vjedreni elevatori mehanički su uređaji koji se upotrebljavaju za vertikalni i/ili kosi transport rasutog tereta, kao samostalni elementi ili u transportnom sustavu u kombinaciji sa transportnim trakama koje se koriste kao elementi za ukrcaj ili iskrcaj tereta u vjedreni elevator. Same transportne trake nisu najpovoljniji odabir kada je u pitanju podizanje tereta na veliku visinu ili pri velikom kutu dizanja radi kotrljanja tereta, stoga se u tada odabiru vjedreni elevatori. Imaju široku primjenu u raznim industrijama od prehrambenih do procesnih, najčešće u mlinskoj, cementnoj i procesnoj industriji te za transport žitarica, gnojiva, vapna i sl. Iako su izvedbe razne mogli bi se grubo kategorizirati kao zatvoreni i otvoreni sustavi. Zatvoreni sustavi imaju komponente ugrađene unutar limenog kućišta te se primjenjuju kada dolazi do prosipanja materijala prilikom centrifugalnog pražnjenja, dok otvoreni sustavi nemaju kućište te se uglavnom koriste prilikom dizanja tereta pod određenim kutom. Primjeri otvorenog i zatvorenog sustava prikazani su slikom 1.1.



Slika 1.1. Vjedreni elevator (lijevo-otvoreni, desno-zatvoreni) [1]

1.1. Primjena

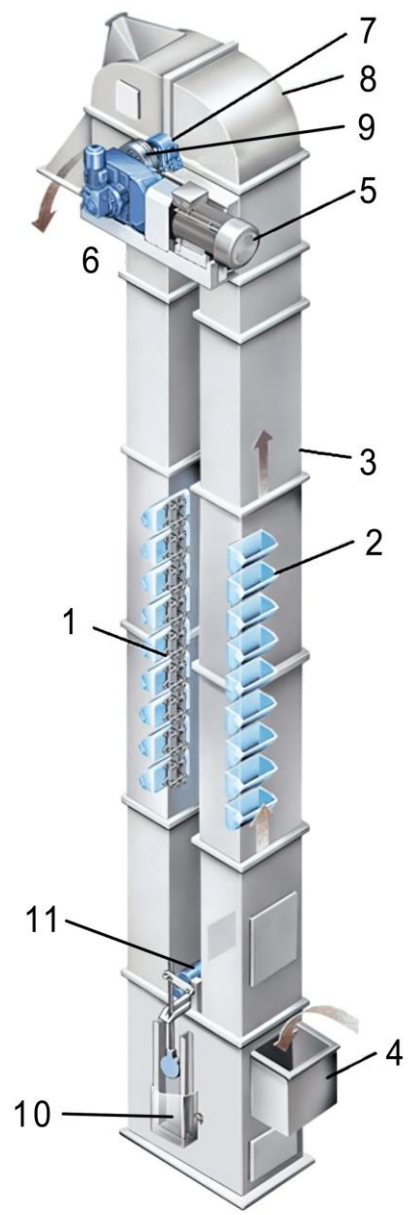
Već je spomenuto da se primjena vjedrenih elevatora proteže kroz raznolike industrije, prehrambena, cementa, kemijska, procesna, također u građevinarstvu i rudarstvu. Sve one imaju zajedničku osobinu, a to je vrsta materijala koja se transportira. To mogu biti prašnjavi, praškasti, zrnati, grubo zrnati pa čak i željezne rude te veći komadni materijali ali ljepljivi, mokri, viskozni materijali nisu pogodni za transport vjedrenim elevatorom. Takvi materijali uzrokovali bi nakupljanje i začepljenje elevatora te otežano pražnjenje.

Materijali pogodni za transport su sljedeći [1]:

- šljunak i pijesak
- vapno
- minerali (npr. talk)
- ugljen (npr. antracit)
- pepeo
- boksit
- kreda (u prahu)
- žitarice (slad, pšenica, riža, proso itd.),
- sol
- šećer

1.2. Dijelovi

Glavni dijelovi vjedrenog elevatora prikazani su slikom 1.2. Pozicijom jedan označen je vučni element. U ovom slučaju prikazan je lanac kao vučni element, umjesto kojega se inače može koristiti i traka. No namjena ostaje ista, pričvršćivanje vjedra (pozicija dva) koja transportiraju teret. Ipak, razlikuju se po svojim tehničkim osobinama stoga se lanci primjenjuju u situacijama kada se zahtijeva robusniji i otporniji dizajn prilikom transporta teških materijala, pri visokim temperaturama, u okruženjima s visokom razinom prašine, vlage ili korozivnih tvari i slično. Trake se primjenjuju za nježnije rukovanje materijalom, imaju nižu razinu buke od lanaca i čišći rad, pogodne su za prijenos umjereno teškog tereta i visine podizanja stoga se koriste u industrijama poput poljoprivrede, prerađivačke industrije hrane i rudarstva za podizanje materijala na srednje visine. Ukoliko se elevator primjenjuje u prehrambenoj industriji i vjedra moraju biti od određenog materijala poput nehrđajućeg čelika i određenih polimera. Traka prelazi preko pogonskog bubnja u gornjem dijelu elevatora te preko povratno nateznog bubnja u donjem dijelu, odnosno lanac preko pogonskog i povratnog lančanika. Pogonski bubanj odnosno lančanik spojen je vratilom sa pogonskim uređajem (pozicija pet) koji pokreće cijeli elevator. Sastoji se od elektromotora, reduktora i kočnice koja onemogućava rotaciju u krivom smjeru. Spoj vratila elektromotora i vratila pogonskog bubnja na slici ostvaren je pomoću spojke (pozicija devet), a potrebno ju je ugraditi kada se koristi sklop elektromotora i reduktora s ugrađenim vratilom. Povratno natezni bubanj zateže traku uz pomoć nateznog uređaja (pozicija deset, jedanaest) u donjem dijelu elevatora. Svi elementi obuhvaćeni su unutar limenog kućišta (pozicija tri). Kućište se dijeli prikladan broj limenih ploča koje se spajaju vijcima, a gornji dio (pozicija osam) je zaobljen ili zakošen radi usmjeravanja materijala prema ispusnom otvoru (pozicija šest). Također, na dnu kućišta se nalazi otvor za usip materijala prikazan brojem četiri.

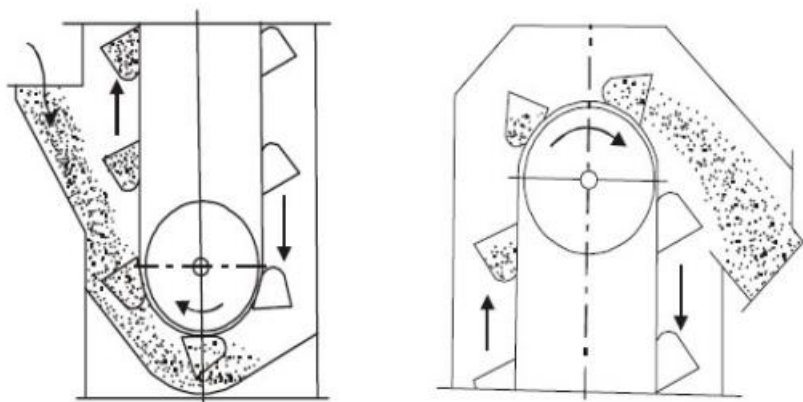


Slika 1.2. Dijelovi vjedrenog elevatora [2]

1.3. Princip rada

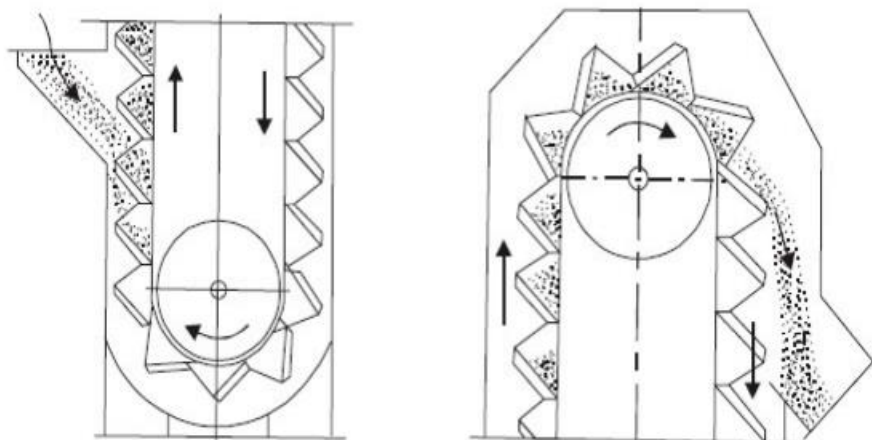
Princip rada elevatora razlikuje se s obzirom na punjenje i pražnjenje elevatora. Prilikom punjenja elevatora materijal se može sipati izravno u vjedra ili se mogu puniti grabljenjem. S obzirom na pražnjenje, razlikuju se elevatori s centrifugalnim, s kontinuiranim, te s pozitivnim pražnjenjem.

Elevatori s centrifugalnim pražnjenjem primjenjuju se za transport velikih količina praškastih, prašinastih, zrnastih i manje komadnih materijala te za rad pri velikim brzinama. Zbog velikih brzina transporta prilikom prelaska vjedra preko pogonskog bubnja stvara se centrifugalna sila koja omogućava pražnjenje vjedra i sipanje materijala kroz ispusni otvor. Usip materijala odvija se kroz uspni otvor preko kojega se pune vjedra, pri tome dio materijala pada i skuplja se na dnu. Oblik kućišta elevatora omogućava da zaostali materijal vjedra grabljenjem zahvaćaju te tako sprječavaju začepljenje elevatora. Princip punjenja i pražnjenja kod centrifugalnog rada elevatora prikazan je slikom 1.3.



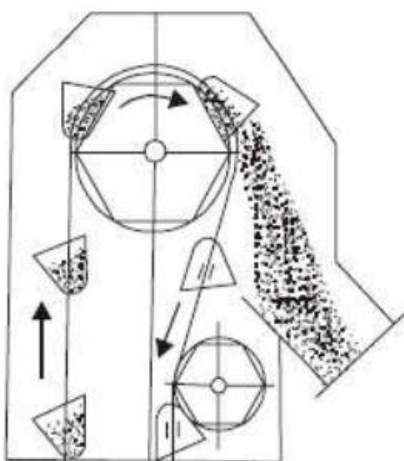
Slika 1.3. Centrifugalno pražnjenje elevatora [3]

Za male brzine transporta primjenjuje se elevator s kontinuiranim pražnjenjem tamo gdje se nastoji izbjeći oštećenje materijala, a to su uglavnom oštri, abrazivni i trošni materijali. Vjedra se postavljaju bez razmaka kako bi se izbjeglo prosipanje te je tako moguće direktno usipanje materijala u vjedra kroz uspni otvor i pražnjenje vjedra gravitacijskom silom kroz ispusni otvor. Ovaj princip pražnjenja prikazan je slikom 1.4.



Slika 1.4. Kontinuirano pražnjenje elevatora [3]

Elevatori s pozitivnim pražnjenjem primjenjuju se kod vrlo malih brzina transporta. Zbog toga sila za izbacivanje materijala iz vjedra postiže se brzim mehaničkim okretom uz djelovanje gravitacijske sile. Mehanički okret postiže se naglim skretanjem putanje vjedra te se tako ostvaruje slobodno pražnjenje. Zbog malih brzina primjenjuju se u prehrambenoj i farmaceutskoj industriji ili za materijale koji se teško prazne iz vjedra npr. praškasti, lomljivi ili ljepljivi materijali. Princip pražnjenja prikazan je slikom 1.5.



Slika 1.5. Pozitivno pražnjenje elevatora [3]

2. ULAZNI PODACI

Ulazni podaci, zadani zadatkom biti će korišteni za potrebe projektiranja vjedrenog elevatora u vertikalnoj i kosoj izvedbi za prijenos tri različite vrste povrća.

Ulazni podaci su sljedeći:

- povrće za transport:

krumpir, šećerna repa, mrkva

- visina dizanja materijala u vertikalnoj poziciji:

$$H = 3,8 \text{ m}$$

- kut kosog transporta:

$$\alpha = 75^\circ$$

- nosivi elementi:

lanac, traka

- ukrcaj materijala:

putem orebrene transportne trake

- duljina orebrene transportne trake:

$$L = 3,5 \text{ m}$$

- kut orebrene transportne trake

$$\alpha' = 25^\circ$$

Ostali potrebni podaci odrediti će se prema preporukama proizvođača i prema literaturi, za maksimalan kapacitet elevatora.

3. PRORAČUN TRAKASTOG TRANSPORTERA

Proračun trakastog transportera odnosi se na vjedreni elevator koji kao vučni element koristi gumenu traku. S obzirom da se traka pokreće bubnjevima, a materijal se vjedrima pričvršćenim na traku transportira u vis, u nastavku slijedi dimenzioniranje i odabir bubnjeva, te zatim odabir trake i vjedra. Prema zadatku, elevator treba moći raditi u vertikalnoj poziciji i pod kutom stoga se provode oba proračuna zasebno.

3.1. Dimenzioniranje i odabir bubnja

Prilikom dimenzioniranja bubnja kreće se od pretpostavke da su gravitacijska sila i centrifugalna sila u gornjoj mrtvoj točki pogonskog bubnja jednake. Iz toga proizlazi formula:

$$m \cdot v^2 \cdot \frac{\cos\beta}{r} = m \cdot g \quad (3.1)$$

gdje je:

m – masa [kg]

v – brzina transportne trake [m/s]

r – polumjer bubnja [m]

g – gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

Iz pretpostavke o jednakosti sila proizlazi da je $\cos\beta = 1$, pa početna formula tada glas:

$$r = \frac{v^2}{g} \quad (3.2)$$

Brzina transportne trake odabrana je prema preporuci iz literature [4], za brzohodni tip elevatora sa centrifugalnim pražnjenjem i trakom. Odabire se brzina sa intervala 2,0...3,2, te iznosi:

$$v = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.3)$$

Uvrštavanjem podataka u formulu dobiva se polumjer bubnja:

$$r = \frac{2^2}{9,81} = 0,408 \text{ m} \quad (3.4)$$

Prema tome, promjer bubnja iznosi:

$$D = 2r = 0,816 \text{ m} = 816 \text{ mm} \quad (3.5)$$

Usvaja se prvi veći promjer bubnja prema standardu:

$$D = 1000 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Kako bismo provjerili odgovara li usvojeni promjer mora se ispoštovati uvjet $l_p \leq r$ preko kojega se osigurava centrifugalno pražnjenje. Uvjet označava da duljina vratila treba biti manja ili jednaka od polumjera bubnja, prema tome najprije je potrebno izračunati duljinu vratila.

Duljina vratila dobiva se formulom:

$$l_p = \frac{0,2485}{n^2} \quad (3.7)$$

gdje je:

n – broj okretaja vratila [okr/s]

Prema formuli, potrebno je odrediti i broj okretaja vratila što će se postići preko omjera brzine trake i promjera bubnja.

$$n = \frac{v}{D \cdot \pi} = \frac{2}{1 \cdot \pi} = 0,637 \text{ okr/s} \quad (3.8)$$

Uvrštavanjem u gornju formulu (3.7) dobiva se duljina:

$$l_p = \frac{0,2485}{0,637^2} = 0,613 \text{ m} \quad (3.9)$$

Duljina vratila je veća od polumjera bubnja stoga uvjet $l_p \leq r$ nije zadovoljen i treba odabrati novi promjer bubnja i ponoviti postupak.

$$0,613 \text{ m} > 0,408 \text{ m}$$

Odabrani novi promjer bubnja prema standardu iznosi:

$$D = 520 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Sada je novi broj okretaja vratila:

$$n = \frac{v}{D \cdot \pi} = \frac{2}{0,52 \cdot \pi} = 2,354 \text{ okr/s} \quad (3.11)$$

Te duljina vratila:

$$l_p = \frac{0,2485}{2,354^2} = 0,045 \text{ m} \quad (3.12)$$

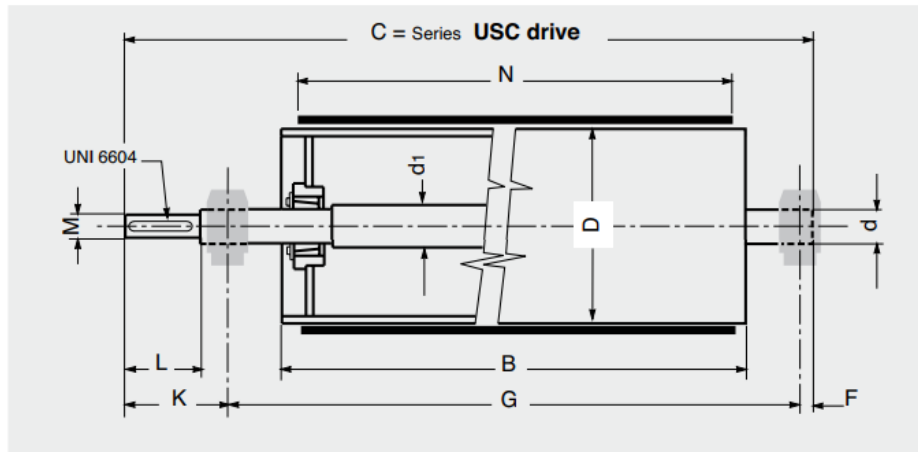
Kako je nova duljina vratila manja od polumjera bubnja, novi promjer zadovoljava.

$$0,045 \text{ m} \leq 0,408 \text{ m}$$

Novi usvojeni promjer bubnja iznosi:

$$D = 520 \text{ mm} \quad (3.13)$$

Ostale dimenzije odabrane su prema katalogu proizvođača „Rulmeca“ [5]. Odabire se pogonski bubanj tipa USC te je skica modela sa pripadajućim dimenzijama prikazana na slici 3.1, a tehničke karakteristike navedene tablicom 3.1.

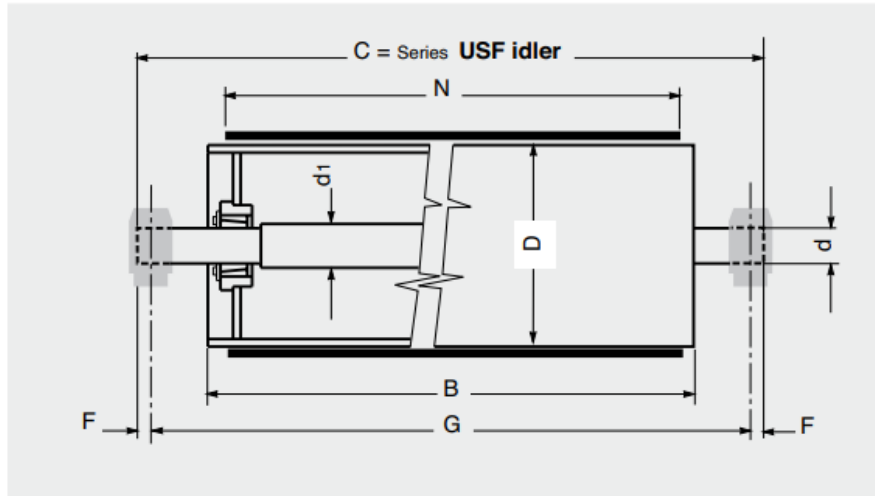


Slika 3.1. Pogonski bubanj [5]

Tablica 3.1. Dimenzije pogonskog bubnja [5]

Tip bubnja	USC	
Dužina bubnja	B	600 mm
Promjer bubnja	D	520 mm
Promjer vratila	d	50 mm
Maksimalan promjer vratila	d1	55 mm
Minimalan promjer vratila	M	48 mm
Ukupna dužina vratila	C	990 mm
Širina trake	Bt	500 mm
Udaljenost između ležajeva	G	780 mm
Dimenzije vratila	L	110 mm
	K	180 mm
	F	30 mm
Masa bubnja	mb	126 kg

Odabire se i povratno natezni bubanj tipa USF istog proizvođači [5], čija je skica prikazana na slici 3.2, te su odgovarajuće dimenzije dane tablicom 3.2.



Slika 3.2. Povratno natezni bubanj [5]

Tablica 3.2. Dimenzije pogonskog bubnja [5]

Tip bubnja	USF		
Dužina bubnja	B	600	mm
Promjer bubnja	D	520	mm
Minimalni promjer vratila	d	50	mm
Maksimalan promjer vratila	d1	55	mm
Ukupna dužina vratila	C	840	mm
Širina trake	Bt	500	mm
Udaljenost između ležajeva	G	780	mm
Dimenzije vratila	F	30	mm
Masa bubnja	mb	124	kg

3.2. Odabir transportne trake

Širina trake već je prethodno određena izabranom dužinom bubnja, prema tome se iz kataloga proizvođača „4B Braime components“ [6] odabire transportna traka FDA – FRASOR – EP800/4

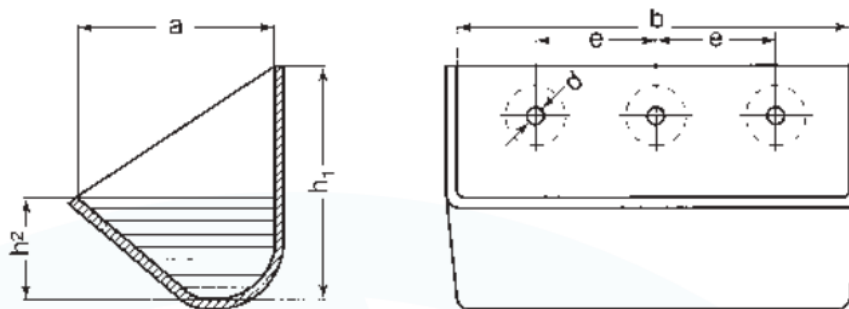
pogodna za transport hrane i odobrena od strane FDA, sa sljedećim tehničkim karakteristikama danim tablicom 3.3.

Tablica 3.3. Transportna traka [6]

Model	FDA - FRASOR - EP800/4		
Broj uložaka	i	4	
Debljina gornje g. obloge	S1	2	mm
Debljina donje g. obloge	S2	2	mm
Debljina trake	δ	9,4	mm
Masa trake	m	11,9	kg/m ²
Vlačna čvrstoća trake	σ_v	800	kN/m
Prekidna čvrstoća jednog uložka	σ_t	200	kN/m
Minimalan promjer bubnja	Bt	500	mm

3.3. Odabir vjedra

Odabire se vjedro 500x250x4 iz kataloga proizvođača VAV Aandriyvingen BV [7] prema standardu DIN 15234. Vjedro je duboko, prikladno za prijenos teške robe, od nehrđajućeg čelika u zavarenoj izvedbi. Izvedba i dimenzije prikazane su na slici 3.3. i popraćene tablicom 3.4.



Slika 3.3. Vjedro [7]

Tablica 3.4. Dimenzije i specifikacije vjedra [7]

Model	500 x 250 x 4		b x a x t
Dimenzije			
širina	b	500	mm
duljina	a	250	mm
visina 1	h1	315	mm
visina2	h2	170	mm
Razmak između provrta	e	100	mm
Promjer provrta	d	10	mm
Masa praznog vjedra	mvp	12,8	kg
Volumen vjedra	Vv	14,9	dm ³
Max buckets/m	2,5		

Razmak između svakog vjedra računa se u odnosu na najveću visinu vjedra, te iznosi:

$$a_L = (2 \dots 3) \cdot h_1$$

$$a_L = 2 \cdot 315 = 630 \text{ mm} \quad (3.14)$$

Potrebno je odrediti i volumen materijala u vjedru koji će biti jednak za svaku vrstu povrća u proračunu. Određuje se s obzirom na koeficijent punjenja koji je standardno određen te iznosi 0,75 [4] te volumen vjedra određen izabranim vjedrom.

Volumen materijala u vjedru određuje se formulom:

$$V = V_V \cdot \psi \quad (3.15)$$

gdje je:

V_V – volumen vjedra [m³]

ψ – koeficijent popunjenosti vjedra

Kada uvrstimo podatke dane tablicom 3.4. slijedi da je popunjenost vjedra jednaka:

$$V = 14,9 \cdot 0,75 = 0,0111 \text{ m}^3 \quad (3.16)$$

3.4. Proračun vertikalnog transporta

Nakon odabira glavnih komponenata transportera slijedi proračun masenog i volumnog kapaciteta, maksimalne vučne sile, obodne sile, snage elektromotora te sila natezanja kako bi se ustanovilo da odabrane komponente mogu uspješno ispunjavaju funkciju i podnose opterećenje.

3.4.1. Proračun masenog i volumnog kapaciteta

Maseni kapacitet elevatora ovisi o odabranoj brzini transporta, prethodno izračunatom volumenu materijala u vjedru i razmaku među njima, te gustoći materijala. Kako su gustoće materijala različite i proračun će biti različit za svaku vrstu povrća.

Maseni kapacitet računa se prema formuli:

$$q_t = 3600 \cdot v \cdot \frac{V}{a_L} \cdot \rho \quad (3.17)$$

gdje je:

v - brzina transportiranja [m/s]

V - volumen materijala u vjedru [m^3]

a_L - razmak između vjedara [m]

ρ - gustoća materijala [t/m^3]

Gustoće materijala odnosno povrća za transport prikazane su tablicom 3.5, te njihove rastresite gustoće tablicom 3.6.

Tablica 3.5. Gustoća materijala [8]

Gustoća materijala			
krumpir	ρ	1101	kg/m ³
šećerna repa	ρ	1080	kg/m ³
mrkva	ρ	1040	kg/m ³

Tablica 3.6. Rastresita gustoća materijala [9]

Rastresita gustoća materijala			
krumpir	ρ_{sk}	657	kg/m ³
šećerna repa	$\rho_{sš}$	961	kg/m ³
mrkva	ρ_{sm}	641	kg/m ³

Uvrštavanjem podataka iz tablice 3.5. i prije poznatih podataka slijedi da maseni kapacitet za svaku vrstu povrća iznosi:

$$q_{t(k)} = 3600 \cdot 2 \cdot \frac{0,0111}{0,63} \cdot 1,101 = 140,61 \text{ t/h} \quad (3.18)$$

$$q_{t(šm)} = 3600 \cdot 2 \cdot \frac{0,0111}{0,63} \cdot 1,08 = 137,93 \text{ t/h} \quad (3.19)$$

$$q_{t(m)} = 3600 \cdot 2 \cdot \frac{0,0111}{0,63} \cdot 1,04 = 132,82 \text{ t/h} \quad (3.20)$$

Zatim, uz podatke iz tablice 3.6. i izračunati maseni kapacitet moguće je dobiti volumni kapacitet za svako povrće. Formula glasi:

$$q_v = \frac{q_t}{\rho_s} \quad (3.21)$$

gdje je:

q_t - maseni kapacitet [t/h]

ρ_s - rastresita gustoća [t/m³]

Volumni kapacitet iznosi:

$$q_{v(k)} = \frac{140,61}{0,657} = 214,02 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.22)$$

$$q_{v(\text{\$m})} = \frac{137,93}{0,961} = 143,52 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.23)$$

$$q_{v(m)} = \frac{132,82}{0,641} = 207,21 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.24)$$

3.4.2. Provjera brzine transporta

Proračunava se potrebna brzina transporta na način da se odredi broj vjedra koja prenose teret u određenom vremenskom intervalu. Da bi se odredio broj vjedra koji prenose teret u jednom satu potrebno je poznavati masu svakog povrća u pojedinom vjedru, te prethodno izračunati maseni kapacitet (3.18)...(3.20).

Masa materijala u vjedru jednaka je umnošku volumena materijala u vjedru, izraz (3.16), te gustoći istog materijala čiji su podaci dani tablicom 3.5. Prema tome masa materijala u vjedru za svako povrće iznosi:

$$m_{v(k)} = V \cdot \rho_{(k)} = 0,0111 \cdot 1101 = 12,3 \text{ kg} \quad (3.25)$$

$$m_{v(\text{\textit{sr}})} = V \cdot \rho_{(\text{\textit{sr}})} = 0,0111 \cdot 1080 = 12,07 \text{ kg} \quad (3.26)$$

$$m_{v(\text{\textit{m}})} = V \cdot \rho_{(\text{\textit{m}})} = 0,0111 \cdot 1040 = 11,6 \text{ kg} \quad (3.27)$$

Radi preglednosti podaci su prikazani tablicom 3.7.

Tablica 3.7. Masa materijala u vjedru

Masa materijala u vjedru			
krumpir	mvk	12,303675	kg
šećerna repa	mvš	12,069	kg
mrkva	mvm	11,622	kg

Sada se može odrediti broj vjedra koji prenose teret u jednom satu, koji je jednak za svako povrće:

$$z_h = \frac{q_t}{m_v} = \frac{140610}{12,303} = 11428,57 \text{ vjedra/h} \quad (3.28)$$

Prema tome, broj vjedra u sekundi biti će:

$$z_s = \frac{z_h}{3600} = \frac{11428,57}{3600} = 3,17 \text{ vjedra/s} \quad (3.29)$$

Kada uzmemo u obzir i razmak među vjedrima potrebna brzina transporta iznosi:

$$v_p = z_s \cdot a_L = 3,17 \cdot 0,63 = 2 \text{ m/s} \quad (3.30)$$

Provjerom brzine transporta ustanovljeno je da je potrebna brzina transporta jednaka uzetoj, te stoga odabrana brzina transporta zadovoljava.

3.4.3. Maksimalna vučna sila

Potrebno je izračunati maksimalnu vučnu silu u svrhu kontrole odabrane gumene transportne trake.

Računa se prema formuli:

$$F_{\max} = H \cdot (G_m + k_1 \cdot G_j) \cdot s \quad (3.31)$$

gdje je:

H - visina dizanja materijala [m]

G_m - težina materijala po 1 m duljine [N/m]

k_1 - faktor otpora grabljenja

G_j - težina vučnog elementa [N/m]

s - faktor sigurnosti

Visina dizanja materijala zadana je zadatkom, a potrebno je izračunati težinu materijala po 1 metru duljine. Računa se kao omjer težine materijala u vjedru odnosno gravitacije i mase, i razmaka među vjedrima (3.14). Dobivaju se sljedeće težine svakog povrća po metru duljine:

$$G_{m(k)} = \frac{g \cdot m_{v(k)}}{a_L} = \frac{9,81 \cdot 12,303}{0,63} = 191,58 \text{ N/m} \quad (3.32)$$

$$G_{m(\text{šr})} = \frac{g \cdot m_{v(\text{šr})}}{a_L} = \frac{9,81 \cdot 12,07}{0,63} = 187,9 \text{ N/m} \quad (3.33)$$

$$G_{m(m)} = \frac{g \cdot m_{v(m)}}{a_L} = \frac{9,81 \cdot 11,62}{0,63} = 180,97 \text{ N/m} \quad (3.34)$$

Zatim je potrebno odrediti različite faktore na temelju iskustvenih podataka iz literature. Odabrani faktori dani su tablicom 3.8. Faktor otpora grabljenja određuje se u rasponu od 2...2,5 za elevatore sa trakom [10], faktor ovisan o izvedbi elevatora razlikuje za svaku vrstu materijala i maseni protok [11], a određuje se i standardni faktor sigurnosti.

Tablica 3.8. Faktori za izračun vučne sile

Faktor ovisan o izvedbi elevatora			
krumpir	k ₂	0,35	100... t/h
šećerna repa	k ₂	0,35	100... t/h
mrkva	k ₂	0,35	100... t/h
Faktor otpora grabljenja	k ₁	2,3	za traku: 2...2,5
Faktor sigurnosti	s	10	

Sada je moguće odrediti težinu vučnog elementa za svaku vrstu materijala:

$$G_{j(k)} = 10 \cdot k_2 \cdot q_{t(k)} = 10 \cdot 0,35 \cdot 140,61 \cdot \frac{1000}{3600} = 136,71 \text{ N/m} \quad (3.35)$$

$$G_{j(\text{šr})} = 10 \cdot k_2 \cdot q_{t(\text{šr})} = 10 \cdot 0,35 \cdot 137,9 \cdot \frac{1000}{3600} = 134,1 \text{ N/m} \quad (3.36)$$

$$G_{j(m)} = 10 \cdot k_2 \cdot q_{t(m)} = 10 \cdot 0,35 \cdot 132,82 \cdot \frac{1000}{3600} = 129,13 \text{ N/m} \quad (3.37)$$

Vraćanjem u gornju formulu (3.31) dobivena je maksimalna vučna sila za sve slučajeve:

$$F_{\max(k)} = 3,8 \cdot (191,58 + 2,3 \cdot 136,71) \cdot 10 = 19228,5 \text{ N} \quad (3.38)$$

$$F_{\max(\text{šr})} = 3,8 \cdot (187,9 + 2,3 \cdot 134,1) \cdot 10 = 18861,74 \text{ N} \quad (3.39)$$

$$F_{\max(m)} = 3,8 \cdot (180,97 + 2,3 \cdot 129,13) \cdot 10 = 18163,16 \text{ N} \quad (3.40)$$

3.4.4. Kontrola odabrane transportne trake

Transportna traka kontrolira se proračunavanjem potrebnog broja uložaka trake koji se zatim uspoređuje sa pretpostavljenim. Broj uložaka trake određuje se prema maksimalnoj vučnoj sili te drugim karakteristikama odabrane trake. Formula glasi:

$$z = \frac{F_{\max} \cdot s_1}{B_t \cdot \sigma_t} \quad (3.41)$$

gdje je:

s_1 - koeficijent rezervne čvrstoće trake

σ_t - prekidna čvrstoća uložka za odabranu traku transportera [N/mm]

B_t - širina trake [mm]

Koeficijent rezervne čvrstoće trake određuje se prema standardu HRN M.D2.050 te za broj uložaka 3 do 5 iznosi:

$$s_1 = 11$$

Iz tablice 3.3 uzeti su ostali podaci:

$$B_t = 500 \text{ mm}$$

$$\sigma_t = 200 \text{ kN/m}$$

Kada uvrstimo podatke u gornju formulu (3.41) dobiva se potreban broj uložaka trake:

$$z = \frac{19228,5 \cdot 11}{500 \cdot 200} = 2,11 \quad (3.42)$$

$$z = \frac{18861,74 \cdot 11}{500 \cdot 200} = 2,07 \quad (3.43)$$

$$z = \frac{18163,16 \cdot 11}{500 \cdot 200} = 1,99 \quad (3.44)$$

Prema tablici 3.3., odabrani broj uložaka trake iznosi $i = 4$. Proračunom je ustanovljeno da je potreban broj uložaka manji od odabranog, čime je uvjet zadovoljen.

3.4.5. Obodna sila

Potrebno je odrediti obodnu silu kako bi se mogao odabrati prikladni elektromotor za pogon elevatora. Obodna sila računa se prema formuli:

$$F_o = f_u \cdot h_{sr} \cdot (q + G_g) + G_g \cdot H \quad (3.45)$$

gdje je:

f_u - ukupni faktor gubitaka

h_{sr} - srednja visina pada pri punjenju materijala [m]

q - masa vjedara po metru duljine [N/m]

G_g - ukupno težinsko opterećenje po metru duljine [N/m]

H - visina dizanja materijala [m]

Ukupni faktor gubitaka odabire se iz raspona 0,2...0,4, usvaja se srednja vrijednost:

$$f_u = 0,3$$

Srednja visina pada pri punjenju materijala jednaka je razmaku između vjedra:

$$h_{sr} = a_L = 0,63 \text{ m}$$

Masa vjedara po metru duljine određuje se kao omjer težine praznog vjedra i razmaka između vjedra, gdje je masa praznog vjedra određena tablicom 3.4.

$$q = \frac{g \cdot m_{vp}}{a_L} = \frac{9,81 \cdot 12,8}{0,63} = 199,31 \text{ N/m} \quad (3.46)$$

Zatim je potrebno odrediti ukupno težinsko opterećenje po metru duljine. Jednako je zbroju početnog težinskog opterećenja, težinskog opterećenja uzrokovanog masom vjedra te težinskog opterećenja uzrokovanog masom trake. Najprije je potrebno odrediti tražena težinska opterećenja.

Početno težinsko opterećenje prema sljedećem izrazu, iznosi:

$$G_{m(k)} = \frac{g \cdot q_{t(k)}}{3,6 \cdot v} = \frac{9,81 \cdot 140,61}{3,6 \cdot 2} = 191,58 \text{ N/m} \quad (3.47)$$

$$G_{m(\text{šr})} = \frac{g \cdot q_{t(\text{šr})}}{3,6 \cdot v} = \frac{9,81 \cdot 137,93}{3,6 \cdot 2} = 187,9 \text{ N/m} \quad (3.48)$$

$$G_{m(m)} = \frac{g \cdot q_{t(m)}}{3,6 \cdot v} = \frac{9,81 \cdot 132,82}{3,6 \cdot 2} = 180,97 \text{ N/m} \quad (3.49)$$

Težinsko opterećenje uzrokovano masom vjedra jednako je masi vjedra po metru duljine:

$$G_v = q = 199,31 \text{ N/m} \quad (3.50)$$

Težinsko opterećenje uzrokovano masom trake određuje se prema podacima danim tablicom 3.3, kao umnožak širine, debljine trake te gravitacije:

$$G_{tr} = 1,1 \cdot B_t \cdot \delta \cdot g = 1,1 \cdot 0,5 \cdot 9,4 \cdot 9,81 = 50,72 \text{ N/m} \quad (3.51)$$

Ukupno težinsko opterećenje po metru duljine sada iznosi:

$$G_{g(k)} = G_{m(k)} + G_v + G_{tr} = 191,58 + 199,31 + 50,72 = 441,62 \text{ N/m} \quad (3.52)$$

$$G_{g(\text{šr})} = G_{m(\text{šr})} + G_v + G_{tr} = 187,9 + 199,31 + 50,72 = 437,96 \text{ N/m} \quad (3.53)$$

$$G_{g(m)} = G_{m(m)} + G_v + G_{tr} = 180,97 + 199,31 + 50,72 = 431 \text{ N/m} \quad (3.54)$$

Poznati su svi podaci za izračun obodne sile:

$$F_{o(k)} = 0,3 \cdot 0,63 \cdot (199,31 + 441,62) + 441,62 \cdot 3,8 = 1774,3 \text{ N} \quad (3.55)$$

$$F_{o(\text{šr})} = 0,3 \cdot 0,63 \cdot (199,31 + 437,96) + 437,96 \cdot 3,8 = 1784,7 \text{ N} \quad (3.56)$$

$$F_{o(m)} = 0,3 \cdot 0,63 \cdot (199,31 + 431) + 431 \cdot 3,8 = 1756,9 \text{ N} \quad (3.57)$$

3.4.6. Snaga elektromotora

Snaga elektromotora računa se prema izrazu:

$$P = \frac{F_o \cdot v}{\eta_{\text{uk}}} \quad (3.58)$$

gdje je:

F_o - obodna sila [N]

v - brzina transporta [m/s]

η_{uk} - ukupni stupanj korisnog djelovanja

Kako su svi podaci poznati, uz ukupan stupanj djelovanja približno 0,825 [10] snaga elektromotora za svaku zadanu vrstu transportiranog materijala iznosi:

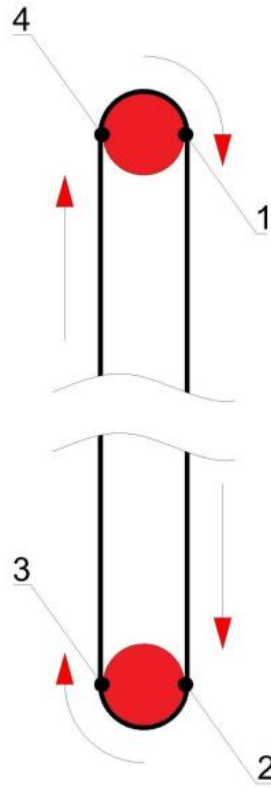
$$P_{(k)} = \frac{F_{o(k)} \cdot v}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{1774,3 \cdot 2}{0,825} = 4301,3 \text{ W} \quad (3.59)$$

$$P_{(\text{šr})} = \frac{F_{o(\text{šr})} \cdot v}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{1784,7 \cdot 2}{0,825} = 4326,56 \text{ W} \quad (3.60)$$

$$P_{(m)} = \frac{F_{o(m)} \cdot v}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{1756,9 \cdot 2}{0,825} = 4259,25 \text{ W} \quad (3.61)$$

3.4.7. Proračun sila natezanja i snage elektromotora

Proračun sila natezanja, pritom i odabir snage elektromotora provodi se za četiri karakteristične točke transportne trake prikazane slikom 3.4. Točke su prikazane brojevima, a strelicom je označen smjer gibanja transportne trake.



Slika 3.4. Karakteristične točke transportne trake

U proračun se ulazi sa pretpostavkom da se početna sila natezanja kreće u granicama 1500...2000 N. To je sila koja se ostvaruje preko nateznog uređaja te kao takva nije poznata već se uzima iskustvena vrijednost. Za potrebe proračuna usvaja se vrijednost početne sile natezanja u iznosu:

$$F_n = 2000 \text{ N} \quad (3.62)$$

Zatim se može odrediti sila u točki 2, koja je ujedno i najmanja sila. Jednaka je polovici početne sile natezanja te iznosi:

$$F_2 = 0,5 \cdot F_n = 1000 \text{ N} \quad (3.63)$$

Kako bi se dalje odredila sila u točki 1 potrebno je odrediti silu otpora koja djeluje između točaka 1 i 2. Sila otpora jednaka je umnošku težine trake i visine dizanja odnosno računa se prema formuli:

$$W_{1-2} = G_j \cdot H \quad (3.64)$$

gdje je:

G_j - težina vučnog elementa [N/m]

H - visina dizanja [m]

Kako se težina trake razlikuje za svako različito povrće tako će i sila otpora biti različita, stoga slijedi da sila otpora iznosi:

$$W_{1-2(k)} = G_{j(k)} \cdot H = 136,71 \cdot 3,8 = 519,48 \text{ N} \quad (3.65)$$

$$W_{1-2(\text{\textit{šr}})} = G_{j(\text{\textit{šr}})} \cdot H = 134,1 \cdot 3,8 = 509,58 \text{ N} \quad (3.66)$$

$$W_{1-2(m)} = G_{j(m)} \cdot H = 129,13 \cdot 3,8 = 490,71 \text{ N} \quad (3.67)$$

Sada se može izračunati sila natezanja u točki 1:

$$F_{1(k)} = 0,5 \cdot F_n + W_{1-2(k)} = 1000 + 519,48 = 1519,48 \text{ N} \quad (3.68)$$

$$F_{1(\text{\textit{šr}})} = 0,5 \cdot F_n + W_{1-2(\text{\textit{šr}})} = 1000 + 509,58 = 1509,58 \text{ N} \quad (3.69)$$

$$F_{1(m)} = 0,5 \cdot F_n + W_{1-2(m)} = 1000 + 490,71 = 1490,71 \text{ N} \quad (3.70)$$

Isto tako ponavlja se postupak za točku 3. Najprije je potrebno odrediti silu otpora koja djeluje između točaka 2 i 3, pomoću formule:

$$W_{2-3} = (2,05 \cdot F_2 + G_{\text{bubanj}}) \cdot \frac{d}{D_{\text{bubanj}}} \cdot \mu + K_{\text{str}} \cdot B_t \cdot z + K_z \cdot G_m \quad (3.71)$$

gdje je:

G_{bubanj} - težina bubnja [N]

d - minimalni promjer vratila bubnja [m]

D_{bubanj} - promjer bubnja [m]

μ - koeficijent trenja kotrljanja ležajeva

K_{str} - koeficijent koji uzima u obzir savijanje trake

B_t - širina trake [m]

z - broj uložaka trake

K_z - koeficijent zahvaćanja materijala

G_m - opterećenje uslijed težine materijala [N/m]

Prema tablici 3.1. tražene dimenzije bubnja iznose:

$$D_{\text{bubanj}} = 520 \text{ mm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$B_t = 500 \text{ mm}$$

$$m_b = 126 \text{ kg}$$

Pošto je poznata samo masa bubnja potrebno je izračunati njegovu težinu:

$$G_{\text{bubanj}} = m_b \cdot g = 126 \cdot 9,81 = 1236,1 \text{ N} \quad (3.72)$$

Sljedećom tablicom 3.9. navedeni su potrebni koeficijenti za proračun sile otpora između točaka 2 i 3. Koeficijent trenja i kotrljanja ležajeva te koeficijent koji uzima u obzir savijanje trake određeni su prema iskustvenim podacima, dok je koeficijent zahvaćanja materijala uzet za srednje komadaste materijale sa intervala 2...4 [4].

Tablica 3.9. Koeficijenti proračuna sile otpora točaka 2-3

Koef. trenja kotrljanja ležajeva	μ	0,02
Koef. savijanja trake	K_{str}	2
Koef. zahvaćanja materijala	K_z	4

Sila otpora između točaka 2 i 3 za sve vrste materijala, nakon definiranja svih parametara iznosi:

$$W_{2-3(k)} = (2,05 \cdot 1000 + 1236,1) \cdot \frac{50}{520} \cdot 0,02 + 2 \cdot 0,5 \cdot 4 + 4 \cdot 191,58 \quad (3.73)$$

$$= 776,66 \text{ N}$$

$$W_{2-3(\text{šr})} = (2,05 \cdot 1000 + 1236,1) \cdot \frac{50}{520} \cdot 0,02 + 2 \cdot 0,5 \cdot 4 + 4 \cdot 187,9 \quad (3.74)$$

$$= 762,05 \text{ N}$$

$$W_{2-3(m)} = (2,05 \cdot 1000 + 1236,1) \cdot \frac{50}{520} \cdot 0,02 + 2 \cdot 0,5 \cdot 4 + 4 \cdot 180,97 \quad (3.75)$$

$$= 734,2 \text{ N}$$

Sila natezanja u točki 3 prema tome iznosi:

$$F_{3(k)} = F_2 + W_{2-3(k)} = 1000 + 776,66 = 1776,66 \text{ N} \quad (3.76)$$

$$F_{3(\text{šr})} = F_2 + W_{2-3(\text{šr})} = 1000 + 762,05 = 1762,05 \text{ N} \quad (3.77)$$

$$F_{3(m)} = F_2 + W_{2-3(m)} = 1000 + 734,2 = 1734,2 \text{ N} \quad (3.78)$$

Kako bi se zatim odredila sila natezanja u točki 4 potrebno je odrediti silu otpora koja djeluje između točaka 3 i 4, pomoću formule:

$$W_{3-4} = (G_j + G_m) \cdot H \quad (3.79)$$

gdje je:

G_j - težina vučnog elementa [N/m]

G_m - opterećenje uslijed težine materijala [N/m]

Svi podaci su poznati iz izraza (3.35)..(3.37) te (3.47)...(3.49) pa je tada sila otpora između točaka 3 i 4 jednaka:

$$W_{3-4(k)} = (G_{j(k)} + G_{m(k)}) \cdot H = (136,71 + 191,58) \cdot 3,8 = 1247,51 \text{ N} \quad (3.80)$$

$$W_{3-4(\check{s}r)} = (G_{j(\check{s}r)} + G_{m(\check{s}r)}) \cdot H = (134,1 + 187,9) \cdot 3,8 = 1223,72 \text{ N} \quad (3.81)$$

$$W_{3-4(m)} = (G_{j(m)} + G_{m(m)}) \cdot H = (129,13 + 180,97) \cdot 3,8 = 1178,4 \text{ N} \quad (3.82)$$

Sila natezanja u točki 4 iznosi:

$$F_{4(k)} = F_{3(k)} + W_{3-4(k)} = 1776,66 + 1247,51 = 3024,18 \text{ N} \quad (3.83)$$

$$F_{4(\check{s}r)} = F_{3(\check{s}r)} + W_{3-4(\check{s}r)} = 1762,05 + 1223,72 = 2985,77 \text{ N} \quad (3.84)$$

$$F_{4(m)} = F_{3(m)} + W_{3-4(m)} = 1734,2 + 1178,4 = 2912,6 \text{ N} \quad (3.85)$$

Preostalo je odrediti silu otpora između točaka 4 i 1 kako bi se potom mogla odrediti vučna sila na pogonskom bubnju.

Sila otpora između točaka 4 i 1 iznosi :

$$W_{4-1(k)} = \mu \cdot (F_{4(k)} + F_{1(k)}) = 0,02 \cdot (3024,18 + 1519,48) = 90,87 \text{ N} \quad (3.86)$$

$$\begin{aligned} W_{4-1(\check{s}r)} &= \mu \cdot (F_{4(\check{s}r)} + F_{1(\check{s}r)}) = 0,02 \cdot (2985,77 + 1509,58) \\ &= 89,91 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.87)$$

$$W_{4-1(m)} = \mu \cdot (F_{4(m)} + F_{1(m)}) = 0,02 \cdot (2912,6 + 1490,71) = 88,07 \text{ N} \quad (3.88)$$

Vučna sila na pogonskom bubnju prema tome iznosi:

$$\begin{aligned} W_{(k)} &= F_{4(k)} - F_{1(k)} + W_{4-1(k)} = 3024,18 - 1519,48 + 90,87 \\ &= 1595,56 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.89)$$

$$W_{(\text{šr})} = F_{4(\text{šr})} - F_{1(\text{šr})} + W_{4-1(\text{šr})} = 2985,77 - 1509,58 + 89,91 = 1566,1 \text{ N} \quad (3.90)$$

$$W_{(\text{m})} = F_{4(\text{m})} - F_{1(\text{m})} + W_{4-1(\text{m})} = 2912,6 - 1490,71 + 88,07 = 1509,96 \text{ N} \quad (3.91)$$

Dobivena vučna sila uz brzinu transporta (3.30) i ukupni stupanj korisnog djelovanja [10] omogućuje izračun potrebne snage elektromotora:

$$P_{(\text{k})} = \frac{W_{(\text{k})} \cdot v}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{1595,56 \cdot 2}{0,825} = 3868,03 \text{ W} \quad (3.92)$$

$$P_{(\text{šr})} = \frac{W_{(\text{šr})} \cdot v}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{1566,1 \cdot 2}{0,825} = 3796,59 \text{ W} \quad (3.93)$$

$$P_{(\text{m})} = \frac{W_{(\text{m})} \cdot v}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{1509,96 \cdot 2}{0,825} = 3660,5 \text{ W} \quad (3.94)$$

Možemo vidjeti da je potrebna snaga elektromotora dobivena proračunom sila natezanja manja od one dobivene približnim proračunom (3.59)...(3.61), stoga za sve slučajeve proračun zadovoljava.

$$P_{(\text{k})} = 3868,03 \text{ W} < 4301,3 \text{ W}$$

$$P_{(\text{šr})} = 3796,59 \text{ W} < 4326,56 \text{ W}$$

$$P_{(\text{m})} = 3660,5 \text{ W} < 4259,25 \text{ W}$$

Iz proračuna sila natezanja moguće je odrediti i maksimalnu silu koja djeluje u traci.

Računa se prema izrazu:

$$F_t = \frac{F_b \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.95)$$

gdje je:

F_b - sila koja djeluje na pogonskom bubnju [N]

$e^{\mu\alpha}$ - faktor koji ovisi o obuhvatnom kutu i koeficijentu μ

Najprije se određuje sila koja djeluje na pogonskom bubnju. Jednaka je izračunatoj vučnoj sili na pogonskom bubnju (3.89)...(3.91):

$$F_{b(k)} = W_{(k)} = 1595,56 \text{ N}$$

$$F_{b(\text{šr})} = W_{(\text{šr})} = 1566,1 \text{ N}$$

$$F_{b(m)} = W_{(m)} = 1509,96 \text{ N}$$

Faktor $e^{\mu\alpha}$ za obuhvatni kut 180° i $\mu = 0,3$ iznosi:

$$e^{\mu\alpha} = 2,57 \quad (3.96)$$

Maksimalna sila u traci tada iznosi:

$$F_{t(k)} = \frac{F_{b(k)} \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{1595,56 \cdot 2,57}{2,57 - 1} = 2611,84 \text{ N} \quad (3.97)$$

$$F_{t(\text{šr})} = \frac{F_{b(\text{šr})} \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{1566,1 \cdot 2,57}{2,57 - 1} = 2563,6 \text{ N} \quad (3.98)$$

$$F_{t(m)} = \frac{F_{b(m)} \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{1509,96 \cdot 2,57}{2,57 - 1} = 2471,72 \text{ N} \quad (3.99)$$

Može se zaključiti da je proračunata maksimalna sila u traci poprilično manja od maksimalne sile natezanja dobivene približnim proračunom (3.38)...(3.40), što je očekivano zbog velikog faktora sigurnosti uzetog prilikom približnog proračuna.

$$F_{t(k)} = 2611,84 \text{ N} < F_{\max(k)} = 19228,5 \text{ N} \quad (3.100)$$

$$F_{t(\text{šr})} = 2563,6 \text{ N} < F_{\max(\text{šr})} = 18861,74 \text{ N} \quad (3.101)$$

$$F_{t(m)} = 2471,72 \text{ N} < F_{\max(m)} = 18163,16 \text{ N} \quad (3.102)$$

3.5. Proračun kosog transporta

Osim vertikalnog transporta zadani elevator mora imati i režim kosog transporta, pod kutom od 75°. Oba proračuna su vrlo slična s obzirom da se radi o istom materijalu za transport zbog čega su maseni i volumni kapaciteti, maksimalna vučna i obodna sila te potrebna snaga elektromotora jednaki. Razliku čini visina dizanja koja će zbog kuta transporta biti manja, s toga je potrebno napraviti novi proračun sila naprezanja i onoga što slijedi uz njih.

3.5.1. Ulazni podaci

Nova visina dizanja za kosi transport, s obzirom na vertikalnu visinu dizanja od 3,8 m te kut transporta od 75°, iznosi:

$$H' = \sin 75^\circ \cdot 3,8 = 3,67 \text{ m} \quad (3.103)$$

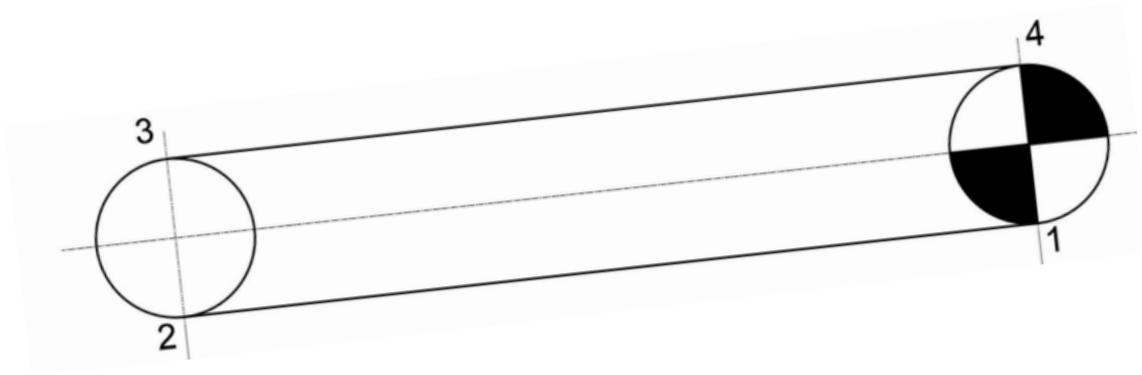
Ulazni podaci potrebni za daljnji proračun navedeni su u tablici 3.10.

Tablica 3.10. Ulazni podaci za proračun kosog transporta

		KRUMPIR	ŠEĆERNA REPA	MRKVA
Težina vučnog elementa [N/m]	Gj	136,7075	134,1	129,1333333
Početno težinsko opterećenje [N/m]	Gm	191,5857964	187,9315714	180,9711429

3.5.2. Proračun sile natezanja i snage elektromotora

Proračun sile natezanja te pritom i odabir snage elektromotora provodi se za četiri karakteristične točke transportne trake prikazane slikom 3.5. Točke su prikazane brojevima te je strelicom označen smjer gibanja transportne trake.



Slika 3.5. Karakteristične točke transportne trake

Za početak se pretpostavlja jednaka početna sila natezanja:

$$F_n = 2000 \text{ N} \quad (3.104)$$

Sila natezanja u točki 2 jednaka je polovici početne sile natezanja te iznosi:

$$F_2 = 0,5 \cdot F_n = 1000 \text{ N} \quad (3.105)$$

Kako bi se dalje odredila sila u točki 1 potrebno je odrediti silu otpora koja djeluje između točaka 1 i 2. Sila otpora računa se prema formuli:

$$W_{1-2} = G_j \cdot H' \cdot \cos \beta - G_j \cdot H' \cdot \sin \beta \quad (3.106)$$

gdje je:

G_j - težina vučnog elementa [N/m]

H' - nova visina dizanja [m]

β – kut dizanja [°]

Težina trake razlikuje za svako povrće koje se prenosi stoga će i sile otpora biti različite. Sila otpora između točaka 1 i 2 iznosi:

$$\begin{aligned} W_{1-2(k)} &= G_{j(k)} \cdot H' \cdot \cos \beta - G_{j(k)} \cdot H' \cdot \sin \beta & (3.107) \\ &= 136,7 \cdot 3,67 \cdot \cos 75^\circ - 136,7 \cdot 3,67 \cdot \sin 75^\circ = -354,82 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{1-2(\text{šr})} &= G_{j(\text{šr})} \cdot H' \cdot \cos \beta - G_{j(\text{šr})} \cdot H' \cdot \sin \beta & (3.108) \\ &= 134,1 \cdot 3,67 \cdot \cos 75^\circ - 134,1 \cdot 3,67 \cdot \sin 75^\circ = -348,05 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{1-2(m)} &= G_{j(m)} \cdot H' \cdot \cos \beta - G_{j(m)} \cdot H' \cdot \sin \beta & (3.109) \\ &= 129,13 \cdot 3,67 \cdot \cos 75^\circ - 129,13 \cdot 3,67 \cdot \sin 75^\circ = -335,16 \text{ N} \end{aligned}$$

Sada se može izračunati sila natezanja u točki 1:

$$F_{1(k)} = 0,5 \cdot F_n + W_{1-2(k)} = 1000 - 354,82 = 645,18 \text{ N} \quad (3.110)$$

$$F_{1(\text{šr})} = 0,5 \cdot F_n + W_{1-2(\text{šr})} = 1000 - 348,05 = 651,95 \text{ N} \quad (3.111)$$

$$F_{1(m)} = 0,5 \cdot F_n + W_{1-2(m)} = 1000 - 335,16 = 664,84 \text{ N} \quad (3.112)$$

Postupak se ponavlja za točku 3. Najprije se određuje sila otpora koja djeluje između točaka 2 i 3 pomoću formule (3.71). Zbog svih jednakih parametara rezultati će biti jednaki kao kod proračuna vertikalnog transporta:

$$\begin{aligned} W_{2-3(k)} &= (2,05 \cdot 1000 + 1236,1) \cdot \frac{50}{520} \cdot 0,02 + 2 \cdot 0,5 \cdot 4 + 4 \cdot 191,58 & (3.113) \\ &= 776,66 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{2-3(\text{šr})} &= (2,05 \cdot 1000 + 1236,1) \cdot \frac{50}{520} \cdot 0,02 + 2 \cdot 0,5 \cdot 4 + 4 \cdot 187,9 & (3.114) \\ &= 762,05 \text{ N} \end{aligned}$$

$$W_{2-3(m)} = (2,05 \cdot 1000 + 1236,1) \cdot \frac{50}{520} \cdot 0,02 + 2 \cdot 0,5 \cdot 4 + 4 \cdot 180,97 \quad (3.115)$$

$$= 734,2 \text{ N}$$

Sila natezanja u točki 3 prema tome iznosi:

$$F_{3(k)} = F_2 + W_{2-3(k)} = 1000 + 776,66 = 1776,66 \text{ N} \quad (3.116)$$

$$F_{3(\text{šr})} = F_2 + W_{2-3(\text{šr})} = 1000 + 762,05 = 1762,05 \text{ N} \quad (3.117)$$

$$F_{3(m)} = F_2 + W_{2-3(m)} = 1000 + 734,2 = 1734,2 \text{ N} \quad (3.118)$$

Kako bi se zatim odredila sila natezanja u točki 4 određuje se sila otpora između točaka 3 i 4, pomoću formule:

$$W_{3-4} = (G_j + G_m) \cdot H' \cdot \cos \beta + (G_j + G_m) \cdot H' \cdot \sin \beta \quad (3.119)$$

Svi podaci su poznati pa je tada sila otpora između točaka 3 i 4 jednaka:

$$W_{3-4(k)} = (136,71 + 191,58) \cdot 3,67 \cdot \cos 75^\circ + (136,71 + 191,58) \cdot 3,67 \cdot \sin 75^\circ$$

$$= 1475,83 \text{ N} \quad (3.120)$$

$$W_{3-4(\text{šr})} = (134,1 + 187,9) \cdot 3,67 \cdot \cos 75^\circ + (134,1 + 187,9) \cdot 3,67 \cdot \sin 75^\circ$$

$$= 1447,68 \text{ N} \quad (3.121)$$

$$W_{3-4(m)} = (129,13 + 180,97) \cdot 3,67 \cdot \cos 75^\circ + (129,13 + 180,97) \cdot 3,67 \cdot \sin 75^\circ$$

$$= 1394,06 \text{ N} \quad (3.122)$$

Sila natezanja u točki 4 iznosi:

$$F_{4(k)} = F_{3(k)} + W_{3-4(k)} = 1776,66 + 1475,83 = 3252,49 \text{ N} \quad (3.123)$$

$$F_{4(\text{šr})} = F_{3(\text{šr})} + W_{3-4(\text{šr})} = 1762,05 + 1447,68 = 3209,72 \text{ N} \quad (3.124)$$

$$F_{4(m)} = F_{3(m)} + W_{3-4(m)} = 1734,2 + 1394,06 = 3128,26 \text{ N} \quad (3.125)$$

Preostalo je odrediti silu otpora između točkaka 4 i 1, kako bi se potom mogla odrediti vučna sila na pogonskom bubnju.

Sila otpora između točkaka 4 i 1 jednaka je:

$$W_{4-1(k)} = \mu \cdot (F_{4(k)} + F_{1(k)}) = 0,02 \cdot (3252,49 + 645,18) = 77,95 \text{ N} \quad (3.126)$$

$$W_{4-1(\check{s}r)} = \mu \cdot (F_{4(\check{s}r)} + F_{1(\check{s}r)}) = 0,02 \cdot (3209,72 + 651,95) = 77,23 \text{ N} \quad (3.127)$$

$$W_{4-1(m)} = \mu \cdot (F_{4(m)} + F_{1(m)}) = 0,02 \cdot (3128,26 + 664,84) = 75,86 \text{ N} \quad (3.128)$$

Vučna sila na pogonskom bubnju tada iznosi:

$$W_{(k)} = F_{4(k)} - F_{1(k)} + W_{4-1(k)} = 3252,49 - 645,18 + 77,95 = 2685,26 \text{ N} \quad (3.129)$$

$$W_{(\check{s}r)} = F_{4(\check{s}r)} - F_{1(\check{s}r)} + W_{4-1(\check{s}r)} = 3209,72 - 651,95 + 77,23 = 2635 \text{ N} \quad (3.130)$$

$$W_{(m)} = F_{4(m)} - F_{1(m)} + W_{4-1(m)} = 3128,26 - 664,84 + 75,86 = 2539,28 \text{ N} \quad (3.131)$$

Dobivena vučna sila uz brzinu transporta (3.30) i ukupni stupanj korisnog djelovanja [10] omogućuje izračun potrebne snage elektromotora:

$$P_{(k)} = \frac{W_{(k)} \cdot v}{\eta_{uk}} = \frac{2685,26 \cdot 2}{0,825} = 6509,72 \text{ W} \quad (3.132)$$

$$P_{(\check{s}r)} = \frac{W_{(\check{s}r)} \cdot v}{\eta_{uk}} = \frac{2635 \cdot 2}{0,825} = 6387,89 \text{ W} \quad (3.133)$$

$$P_{(m)} = \frac{W_{(m)} \cdot v}{\eta_{uk}} = \frac{2539,28 \cdot 2}{0,825} = 6155,84 \text{ W} \quad (3.134)$$

Zatim se određuje maksimalna sila koja djeluje u traci prema izrazu (3.95).

Sila koja djeluje na pogonskom bubnju jednaka je izračunatoj vučnoj sili na pogonskom bubnju (3.129)...(3.131):

$$F_{b(k)} = W_{(k)} = 2685,26 \text{ N}$$

$$F_{b(\check{s}r)} = W_{(\check{s}r)} = 2635 \text{ N}$$

$$F_{b(m)} = W_{(m)} = 2539,28 \text{ N}$$

Faktor $e^{\mu\alpha}$ za obuhvatni kut 180° i $\mu = 0,3$ iznosi:

$$e^{\mu\alpha} = 2,57 \quad (3.135)$$

Maksimalna sila u traci tada je:

$$F_{t(k)} = \frac{F_{b(k)} \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{2685,26 \cdot 2,57}{2,57 - 1} = 4395,61 \text{ N} \quad (3.136)$$

$$F_{t(\check{s}r)} = \frac{F_{b(\check{s}r)} \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{2635 \cdot 2,57}{2,57 - 1} = 4313,35 \text{ N} \quad (3.137)$$

$$F_{t(m)} = \frac{F_{b(m)} \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{2539,28 \cdot 2,57}{2,57 - 1} = 4156,66 \text{ N} \quad (3.138)$$

Može se zaključiti da je proračunata maksimalna sila u traci poprilično manja od maksimalne sile natezanja dobivene približnim proračunom (3.38)...(3.40), što je očekivano zbog velikog faktora sigurnosti uzetog prilikom približnog proračuna.

$$F_{t(k)} = 4395,61 \text{ N} < F_{\max(k)} = 19228,5 \text{ N}$$

$$F_{t(\check{s}r)} = 4313,35 \text{ N} < F_{\max(\check{s}r)} = 18861,74 \text{ N}$$

$$F_{t(m)} = 4156,66 \text{ N} < F_{\max(m)} = 18163,16 \text{ N}$$

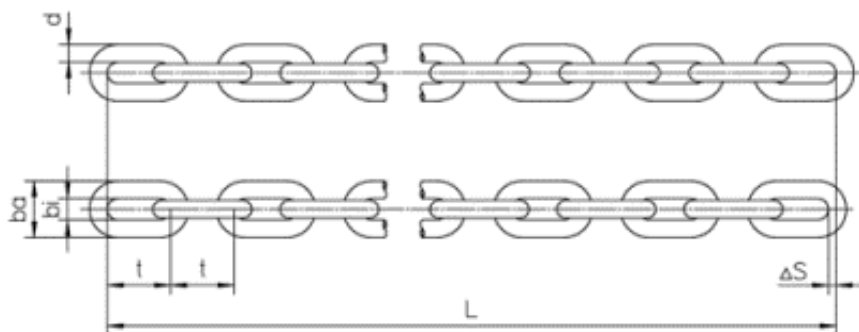
4. PRORAČUN LANČANOG TRANSPORTERA

U sklopu proračuna najprije se odabiru glavne komponente lančanog transportera pod koje ubrajamo: lanac, lančanik, vjedra, spojne elemente i dodatke. Komponente će se birati da tako da dimenzije budu približno jednake trakastom transporteru kako bi se kasnije što točnije mogla napraviti usporedba dvaju izvedbi i odabrati ona povoljnija. Prilikom odabira uzimati će se u obzir kriteriji nosivosti, težine te same dimenzije elevatora.

Nakon preliminarnog određivanja komponenata računaju se opterećenja pri radu kako bi se ustanovila sigurnost i funkcionalnost sklopa. Jednako kao za trakasti transporter proračun će se provoditi za vertikalni, potom kosi transport za jednake ulazne podatke i teret koji se transportira.

4.1. Odabir lanca i lančanika

Preliminarno se odabire lanac iz kataloga „Bucket Elevator Chains and Components“ proizvođača Pewag [12]. Odabire se člankasti HV-lanac 14 x 50 izrađen od CrNi- ili CrNiMo-specijalno legiranog čelika pogodnog za primjenu u industriji hrane. Skica odabranog modela prikazana je slikom 4.1., dok su njegove tehničke karakteristike dane tablicom 4.1. ispod.

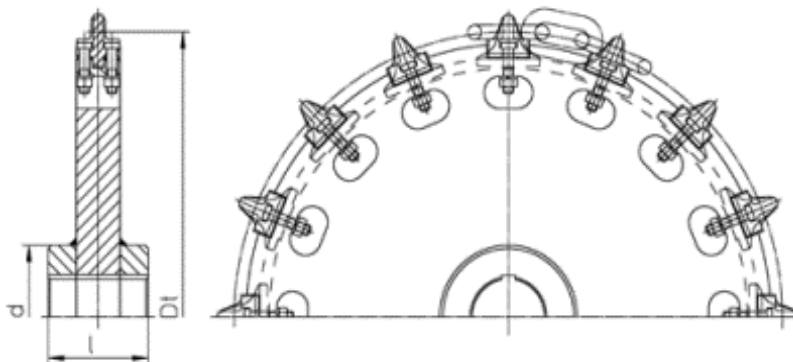


Slika 4.1. Odabrani lanac[12]

Tablica 4.1. Tehničke karakteristike lanca [12]

Broj lanca	HV- chains 14 x 50 G80 E10		
Duljina karike	t	50	mm
Debljina	d	14	mm
Unutarnja širina	bi	16,3	mm
Vanjska širina	ba	47	mm
Dužina1	L	215	mm
Dužina 2	L*	10,75	mm
Vlačna čvrstoća	σ_v	74	kN
Lomna sila lanca	σ_L	128	kN
Masa	m	4,1	kg/m

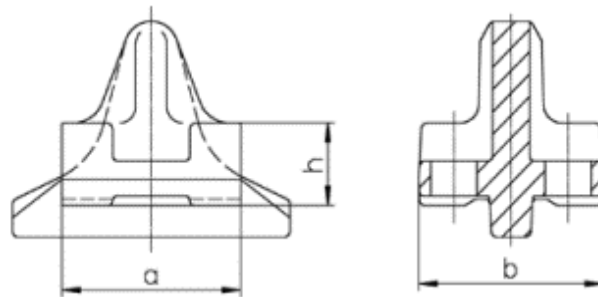
Uz HV-lanac 14 x 50 odabiran je pripadajući lančanik RHV 14/16 – 50 iz istog kataloga [12]. Lančanik je izrađen od MnCr legiranog čelika te ima podesive pojedinačne zube od istog materijala koji su vrlo otporni na trošenje. Model lančanika prikazan je slikom 4.2. i tablicom 4.2., dok su specifikacije jednog zuba dane slikom 4.3. i tablicom 4.3.



Slika 4.2. Odabrani lančanik [12]

Tablica 4.2. Tehničke karakteristike lančanika [12]

Model	RHV 14/16 - 50		
Lanac	d x t	14 x 50	mm
Broj zubi	z	16	
Unutarnji promjer	d	150	mm
Vanjski promjer	Dt	510	mm
Standardna širina	l	110	mm
Masa	m	53	kg



Slika 4.3. Zub lančanika[12]

Tablica 4.3. Tehničke specifikacije pojedinog zuba lančanika [12]

Model	EHV 14 x 50		
Širina	a	40	mm
Visina	h	19	mm
Dubina	b	40	mm
Vijak	M 8 x 40		
Masa	m	0,22	kg/pc

Duljina jedne konture lanca za dizanje tereta na visinu od 3,8 m iznositi će:

$$l_{10} = 2 \cdot H = 2 \cdot 3,8 = 7,8 \text{ m} \quad (4.1)$$

Potrebno je uzeti u obzir i promjer lančanika, stoga ukupna duljina konture lanca iznosi:

$$l_1 = l_{10} + d_v = 7,8 + 0,51 = 8,11 \text{ m} \quad (4.2)$$

Potreban broj karika jedne konture lanaca, poznavajući ukupnu duljinu lanaca iznosi:

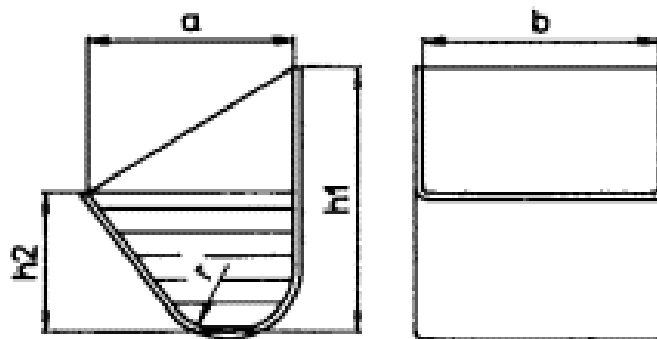
$$n_k = \frac{l_1}{P} = \frac{8,11}{0,05} = 162,2 \text{ karika} \quad (4.3)$$

Poželjno je imati paran broj karika kako ne bi bila potrebna ugradnja zakrivljenog završnog članka koji smanjuje nosivost lanca. Prema tome usvaja se broj karika:

$$n_k = 162 \text{ karika} \quad (4.4)$$

4.2. Odabir vjedra i spojnih elementa

Odabrano je vjedro A 500 x 250 x 4 L91, DIN 15234 prema istom katalogu „Bucket Elevator Chains and Components“ proizvođača Pewag [12]. Model je dizajniran bez ojačanja, a moguće su čelične izvedbe ili od polimernog materijala prema narudžbi. Skica odabranog modela tipa L prikazana je slikom 4.4. sa dimenzijama u tablici 4.4.

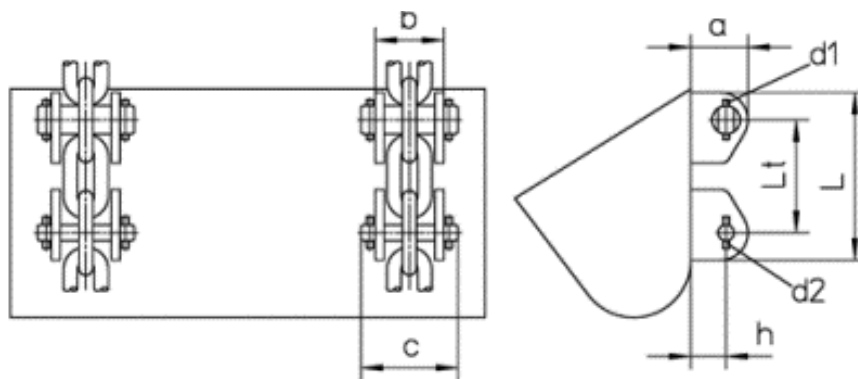


Slika 4.4. Odabrano vjedro [12]

Tablica 4.4. Tehničke karakteristike vjedra [12]

Model	A 500 x 250 x 4 L91		
Širina	b	500	mm
Duljina	a	250	mm
Visina 1	h1	315	mm
Visina 2	h2	170	mm
Radijus	r	80	mm
Masa	m _v	12,8	kg
Volumen	V _v	14,9	l

Odabrano vjedro se pričvršćuje uz pomoć BHV 14 x 50 spojnog elementa na odabrani lanac [12]. Koristi se za montiranje vjedra sa stražnje strane pomoću ploča za zavarivanje i klinova. Pogodni su za rad pri velikim kapacitetima, otporni su na habanje i jednostavni su za montažu. Skica je prikazana slikom 4.5. uz tehničke karakteristike u tablici 4.5.



Slika 4.5. Priključak za vjedro [12]

Tablica 4.5. Tehničke karakteristike priključka [12]

Model	BHV 14 x 50		
Lanac	14 x 50		
Razmak između provrta	Lt	100	mm
Širina	a	55	mm
Razmak između klinova	b	66	mm
Širina klina	c	93	mm
Visina	L	55	mm
Širina 2	h	33	mm
Promjer 1	d1	6 x 40	mm
Promjer 2	d2	6 x 30	mm
Masa	mp	2,6	kg/pc

4.3. Proračun vertikalnog transporta

Nakon odabira glavnih komponenata transportera slijedi proračun masenog i volumnog kapaciteta, maksimalne vučne sile, obodne sile, snage elektromotora te sila natezanja kako bi se ustanovilo da odabrane komponente mogu uspješno podizati zadani teret i ispunjavati funkciju na pravi način.

4.3.1. Proračun masenog kapaciteta

Maseni kapacitet računa se prema formuli:

$$q_t = 3600 \cdot v \cdot \frac{V}{a_L} \cdot \rho \quad (4.5)$$

gdje je:

v - brzina transportiranja [m/s]

V - volumen materijala u vjedru [m^3]

a_L - razmak između vjedara [m]

ρ - gustoća materijala [t/m^3]

Gustoće materijala od prije su poznate iz tablice 3.5, a razmak između svakog vjedra iznosi:

$$a_L = (2 \dots 3) \cdot h_1$$

$$a_L = 2 \cdot 315 = 630 \text{ mm} \quad (4.6)$$

Zatim je potrebno odrediti volumen materijala u vjedru koji je jednak umnošku volumena vjedra i koeficijenta punjenja. Volumen vjedra određen je tablicom 4.4, a koeficijent punjenja iznosi 0,75 [4]. Prema tome, volumen iznosi:

$$V = V_V \cdot \psi = 0,0149 \cdot 0,75 = 0,0112 \text{ m}^3 \quad (4.7)$$

Uz gustoće materijala definirane u tablice 3.5. i procijenjenu brzinu transporta 0,3 m/s, slijedi da maseni kapacitet za svaku vrstu povrća iznosi:

$$q_{t(k)} = 3600 \cdot 0,3 \cdot \frac{0,0112}{0,4} \cdot 1,101 = 4,24 \text{ t/h} \quad (4.8)$$

$$q_{t(\text{šr})} = 3600 \cdot 0,3 \cdot \frac{0,0112}{0,4} \cdot 1,08 = 4,16 \text{ t/h} \quad (4.9)$$

$$q_{t(m)} = 3600 \cdot 0,3 \cdot \frac{0,0112}{0,63} \cdot 1,04 = 4,0 \text{ t/h} \quad (4.10)$$

4.3.2. Opterećenje lanca

Proračunavaju se sva opterećenja koja djeluju na lanac kako bi se osigurala ispravnost i sigurnost pri radu odabranog lanca. Opterećenja koja se javljaju uzrokovana su najprije težinom samog lanca, zatim djelovanjem težine tereta koji se transportira te opterećenje zbog težine nosača.

Opterećenje uslijed djelovanja težine lanca računa se formulom:

$$F_{1v} = 2 \cdot q_{Lv} \cdot H \cdot g \quad (4.11)$$

gdje je:

q_{Lv} - masa lanca po dužnom metru [kg/m]

H - udaljenost između lančanika [m]

g – gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

Masa lanca definirana je tablicom 4.1, a udaljenost između lančanika jednaka je visini transporta.

Stoga opterećenje uslijed djelovanja težine lanca iznosi:

$$F_{1v} = 2 \cdot 4,1 \cdot 3,8 \cdot 9,81 = 305,67 \text{ N} \quad (4.12)$$

Opterećenje uslijed djelovanja težine transportiranog tereta računa se formulom:

$$F_{2v} = q_t \cdot H \cdot g \quad (4.13)$$

gdje je:

q_t - masa tereta po dužnom metru [kg/m]

H - udaljenost između lančanika [m]

g - gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

Najprije se određuje masa tereta po dužnom metru. Jednaka je omjeru mase tereta i koraka materijala, prema tome potrebno je odrediti masu materijala u vjedru.

Masa tereta u vjedru računa se kao umnožak izraza (4.7) za volumen materijala i gustoće materijala dane u tablici 3.5. Iznosi:

$$m_{v(k)} = V \cdot \rho_{(k)} = 0,0112 \cdot 1101 = 12,3 \text{ kg} \quad (4.14)$$

$$m_{v(\text{\textit{s}}r)} = V \cdot \rho_{(\text{\textit{s}}r)} = 0,0112 \cdot 1080 = 12,07 \text{ kg} \quad (4.15)$$

$$m_{v(m)} = V \cdot \rho_{(m)} = 0,0112 \cdot 1040 = 11,62 \text{ kg} \quad (4.16)$$

Zatim, masa tereta po dužnom metru:

$$q_{t(k)} = \frac{m_{v(k)}}{a_L} = \frac{12,3}{0,63} = 19,53 \text{ kg/m} \quad (4.17)$$

$$q_{t(\text{\textit{s}}r)} = \frac{m_{v(\text{\textit{s}}r)}}{a_L} = \frac{12,07}{0,63} = 19,16 \text{ kg/m} \quad (4.18)$$

$$q_{t(m)} = \frac{m_{v(m)}}{a_L} = \frac{11,62}{0,63} = 18,45 \text{ kg/m} \quad (4.19)$$

Prema tome, opterećenje uslijed djelovanja težine transportiranog tereta iznosi:

$$F_{2v(k)} = q_{t(k)} \cdot H \cdot g = 19,53 \cdot 3,8 \cdot 9,81 = 728,03 \text{ N} \quad (4.20)$$

$$F_{2v(\text{\textit{s}}r)} = q_{t(\text{\textit{s}}r)} \cdot H \cdot g = 19,16 \cdot 3,8 \cdot 9,81 = 714,14 \text{ N} \quad (4.21)$$

$$F_{2v(m)} = q_{t(m)} \cdot H \cdot g = 18,45 \cdot 3,8 \cdot 9,81 = 687,7 \text{ N} \quad (4.22)$$

Na kraju, računa se opterećenje uslijed djelovanja težine nosača. Formula glasi:

$$F_{3v} = q_N \cdot H \cdot g \quad (4.23)$$

gdje je:

q_N - masa nosača po dužnom metru [kg/m]

H - udaljenost između lančanika [m]

g – gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

Poznata je masa nosača prema tablici 4.3. kojoj je potrebno pribrojiti masu spojnog elementa definiranu tablicom 4.4. Prema tome, masa nosača po dužnom metru iznosi:

$$q_N = \frac{m_N}{a_L} = \frac{m_v + m_p}{a_L} = \frac{12,8 + 2,6}{0,63} = 24,44 \text{ kg/m} \quad (4.24)$$

Uvrštavanjem podataka dobiva se:

$$F_{3v(k)} = q_N \cdot H \cdot g = 24,44 \cdot 3,8 \cdot 9,81 = 911,24 \text{ N} \quad (4.25)$$

Ukupno opterećenje iznosi:

$$F_{ukv(k)} = F_{1v} + F_{2v(k)} + F_{3v} = 305,67 + 728,03 + 911,24 = 1945 \text{ N} \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} F_{ukv(\text{šr})} &= F_{1v} + F_{2v(\text{šr})} + F_{3v} = 305,67 + 714,14 + 911,24 \\ &= 1931,06 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.27)$$

$$\begin{aligned} F_{ukv(m)} &= F_{1v} + F_{2v(m)} + F_{3v} = 305,67 + 687,7 + 911,24 \\ &= 1904,61 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.28)$$

4.3.3. Provjera sigurnosti lanca

Da bi lanac zadovoljio uvjete sigurnosti mora se zadovoljiti statička i dinamička sigurnost lanca.

Statička sigurnost lanca provjerava se kao:

$$S_{\text{stat}} = \frac{F_M}{F_{ukv}} \geq 7 \quad (4.29)$$

gdje je:

F_M - lomna sila lanca [N]

F_{ukv} - ukupno opterećenje koje djeluje na lanac [N]

Vlačna čvrstoća lanca određena je u tablici 4.1. prema čemu statička sigurnost iznosi:

$$S_{\text{stat(k)}} = \frac{128\,000 \cdot 2}{1945} = 131,62 \geq 7 \quad (4.30)$$

$$S_{\text{stat(šr)}} = \frac{128\,000 \cdot 2}{1931,06} = 132,6 \geq 7 \quad (4.31)$$

$$S_{\text{stat(m)}} = \frac{74000 \cdot 2}{1904,61} = 134,41 \geq 7 \quad (4.32)$$

Dinamička sigurnost lanca:

$$S_{\text{din}} = \frac{F_M}{F_{\text{ukv}} \cdot c} \geq 5 \quad (4.33)$$

gdje je:

F_M - vlačna čvrstoća lanca [N]

F_{ukv} - ukupno opterećenje koje djeluje na lanac [N]

c - faktor udara

Faktor udara prema DIN 8195 [13] iznosi:

$$c = 2$$

Tada je:

$$S_{\text{din(k)}} = \frac{74000}{1945 \cdot 2} = 19,02 \geq 5 \quad (4.34)$$

$$S_{\text{din(m)}} = \frac{74000}{1904,61 \cdot 2} = 19,43 \geq 5 \quad (4.36)$$

$$S_{\text{din(šr)}} = \frac{74000}{1931,06 \cdot 2} = 19,16 \geq 5 \quad (4.35)$$

4.3.4. Proračun snage

Za proračun snage mjerodavno je samo opterećenje koje se javlja uslijed djelovanja težine tereta na lanac s obzirom da se opterećenja težine lanca i težine nosećeg elementa poništavaju prilikom kretanja dolje.

Sila pritiska računa se kao:

$$F_P = \frac{q_t \cdot H \cdot h \cdot g}{L_t} \quad (4.37)$$

gdje je:

q_t - masa tereta po dužnom metru [kg/m]

H - udaljenost između lančanika [m]

g - gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

h - udaljenost između težišta tereta i mjesta oslanjanja nosača na lanac [mm]

L_t - udaljenost između prihvatnih ploča vjedra [mm]

Udaljenost između prihvatnih ploča vjedra definirana je tablicom 4.4., a udaljenost težišta tereta i mjesta oslanjanja prema tablicama 4.3. i 4.4. iznosi:

$$h = 137,11 \text{ mm} \quad (4.38)$$

Uvrštavanjem svih podataka dobiva se sila pritiska na vodilice:

$$F_{P(k)} = \frac{q_t \cdot H \cdot h \cdot g}{L_t} = \frac{q_{t(k)} \cdot 3,8 \cdot 0,137 \cdot 9,81}{0,1} = 998,19 \text{ N} \quad (4.39)$$

$$F_{P(\text{šr})} = \frac{q_t \cdot H \cdot h \cdot g}{L_t} = \frac{q_{t(\text{šr})} \cdot 3,8 \cdot 0,137 \cdot 9,81}{0,1} = 979,16 \text{ N} \quad (4.40)$$

$$F_{P(m)} = \frac{q_t \cdot H \cdot h \cdot g}{L_t} = \frac{q_{t(m)} \cdot 3,8 \cdot 0,137 \cdot 9,81}{0,1} = 942,89 \text{ N} \quad (4.41)$$

Također, javlja se dodatni otpor zbog trenja u lancu:

$$F_{\text{dod}} = 2 \cdot F_{\text{p}} \cdot f \quad (4.42)$$

gdje je:

F_{p} - sila pritiska [N]

f - faktor trenja između članaka lanca

Uz faktor trenja između članaka 0,08 [13] dodatni otpor zbog trenja iznosi:

$$F_{\text{dod(k)}} = 2 \cdot 998,19 \cdot 0,08 = 159,71 \text{ N} \quad (4.43)$$

$$F_{\text{dod(šr)}} = 2 \cdot 979,16 \cdot 0,08 = 156,67 \text{ N} \quad (4.44)$$

$$F_{\text{dod(m)}} = 2 \cdot 942,89 \cdot 0,08 = 150,86 \text{ N} \quad (4.45)$$

Prema tome, ako odaberemo stupanj korisnosti transportera 0,75 potrebna snaga elektromotora biti će:

$$P_{\text{(k)}} = \frac{(F_{\text{uk(k)}} + F_{\text{dod(k)}}) \cdot v}{\eta} = \frac{(1944,95 + 159,71) \cdot 2}{0,75} = 841,86 \text{ W} \quad (4.46)$$

$$P_{\text{(šr)}} = \frac{(F_{\text{uk(šr)}} + F_{\text{dod(šr)}}) \cdot v}{\eta} = \frac{(1931,06 + 156,67) \cdot 2}{0,75} = 835,09 \text{ W} \quad (4.47)$$

$$P_{\text{(m)}} = \frac{(F_{\text{uk(m)}} + F_{\text{dod(m)}}) \cdot v}{\eta} = \frac{(1904,61 + 150,86) \cdot 2}{0,75} = 822,19 \text{ W} \quad (4.48)$$

4.4. Proračun kosog transporta

Jednako kao za transporter sa gumom i ovdje se provodi proračun za transport pod kutom od 75°. Proračun vertikalnog i kosog transporta razlikuje se ponajviše zbog nove visine dizanja koja se javlja zbog kuta. Maseni i volumni kapaciteti, maksimalna vučna i obodna sila te potrebna snaga elektromotora ostati će jednaki kao za vertikalni transport ali sile naprezanja biti će drugačije.

4.4.1. Ulazni podaci

Nova visina dizanja za transport pod kutom 75° iznosi:

$$H' = \sin 75^\circ \cdot 3,8 = 3,67 \text{ m} \quad (4.49)$$

Za daljnji proračun biti će potrebne prethodno izračunate vrijednosti, navedene u sljedećoj tablici 4.6.

Tablica 4.6. Ulazni podaci za proračun kosog transporta

Masa tereta po dužnom metru			
krumpir	qt(k)	19,529643	kg/m
šećerna repa	qt(šr)	19,157143	kg/m
mrkva	qt(m)	18,447619	kg/m

4.4.2. Opterećenje lanca

Proračunavaju se sva opterećenja koja djeluju na lanac kao i kod vertikalnog transporta.

Opterećenje uslijed djelovanja težine lanca računa se formulom:

$$F_{1k} = 2 \cdot q_L \cdot H' \cdot g \quad (4.50)$$

gdje je:

q_L - masa lanca po dužnom metru [kg/m]

H' - udaljenost između lančanika [m]

g – gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

Masa lanca definirana je tablicom 4.1, stoga su poznate sve vrijednosti pa opterećenje uslijed djelovanja težine lanca iznosi:

$$F_{1k} = 2 \cdot 4,1 \cdot 3,67 \cdot 9,81 = 295,26 \text{ N} \quad (4.51)$$

Opterećenje uslijed djelovanja težine transportiranog tereta računa se formulom:

$$F_{2k} = q_t \cdot H' \cdot g \quad (4.52)$$

gdje je:

q_t - masa tereta po dužnom metru [kg/m]

H' - udaljenost između lančanika [m]

g – gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

Masa tereta po dužnom metru dana je tablicom 4.5, pa se dobiva:

$$F_{2k(k)} = q_{t(k)} \cdot H' \cdot g = 19,53 \cdot 3,67 \cdot 9,81 = 703,23 \text{ N} \quad (4.53)$$

$$F_{2k(\text{šr})} = q_{t(\text{šr})} \cdot H' \cdot g = 19,16 \cdot 3,67 \cdot 9,81 = 689,81 \text{ N} \quad (4.54)$$

$$F_{2k(m)} = q_{t(m)} \cdot H' \cdot g = 18,45 \cdot 3,67 \cdot 9,81 = 664,26 \text{ N} \quad (4.55)$$

Na kraju, opterećenje uslijed djelovanja težine nosača računa se prema formuli:

$$F_{3k} = q_N \cdot H' \cdot g \quad (4.56)$$

gdje je:

q_N - masa nosača po dužnom metru [kg/m]

H' - udaljenost između lančanika [m]

g – gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

Uvrštavanjem podataka dobiva se:

$$F_{3k(k)} = q_N \cdot H' \cdot g = 24,44 \cdot 3,67 \cdot 9,81 = 880,19 \text{ N} \quad (4.57)$$

Zbrajanjem svih opterećenja ukupno opterećenje iznosi:

$$\begin{aligned} F_{ukv(k)} &= F_{1k} + F_{2k(k)} + F_{3k} = 295,26 + 703,23 + 880,19 \\ &= 1878,67 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.58)$$

$$\begin{aligned} F_{ukv(\text{šr})} &= F_{1k} + F_{2k(\text{šr})} + F_{3k} = 295,26 + 689,81 + 880,19 \\ &= 1865,26 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.59)$$

$$\begin{aligned} F_{ukv(m)} &= F_{1k} + F_{2k(m)} + F_{3k} = 295,26 + 664,26 + 880,19 \\ &= 1839,71 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.60)$$

4.4.3. Provjera sigurnosti lanca

Da bi lanac zadovoljio uvjete sigurnosti mora se zadovoljiti statička i dinamička sigurnost lanca.

Statička sigurnost lanca provjerava se kao:

$$S_{\text{stat}} = \frac{F_M}{F_{ukv}} \geq 7 \quad (4.61)$$

gdje je:

F_M - lomna sila lanca [N]

F_{ukv} - ukupno opterećenje koje djeluje na lanac [N]

Vlačna čvrstoća lanca određena je u tablici 4.1. prema čemu statička sigurnost iznosi:

$$S_{\text{stat(k)}} = \frac{128\,000 \cdot 2}{1878,67} = 136,27 \geq 7 \quad (4.62)$$

$$S_{\text{stat(šr)}} = \frac{128\,000 \cdot 2}{1865,26} = 137,25 \geq 7 \quad (4.63)$$

$$S_{\text{stat(m)}} = \frac{74000 \cdot 2}{1839,71} = 139,15 \geq 7 \quad (4.64)$$

Dinamička sigurnost lanca:

$$S_{\text{din}} = \frac{F_M}{F_{\text{ukv}} \cdot c} \geq 5 \quad (4.65)$$

gdje je:

F_M - vlačna čvrstoća lanca [N]

F_{ukv} - ukupno opterećenje koje djeluje na lanac [N]

c - faktor udara

Faktor udara prema DIN 8195 [13] iznosi:

$$c = 2$$

Tada je:

$$S_{\text{din(k)}} = \frac{74000}{1878,67 \cdot 2} = 34,07 \geq 5 \quad (4.66)$$

$$S_{\text{din(šr)}} = \frac{74000}{1865,26 \cdot 2} = 34,31 \geq 5 \quad (4.67)$$

$$S_{\text{din(m)}} = \frac{74000}{1839,71 \cdot 2} = 34,79 \geq 5 \quad (4.68)$$

4.4.4 Proračun snage

Za proračun snage mjerodavno je samo opterećenje koje se javlja uslijed djelovanja težine tereta na lanac jednako kao kod vertikalnog transporta.

Sila pritiska računa se kao:

$$F_P = \frac{q_t \cdot H' \cdot h \cdot g}{L_t} \quad (4.69)$$

gdje je:

q_t - masa tereta po dužnom metru [kg/m]

H' - udaljenost između lančanika [m]

g - gravitacijsko ubrzanje [m/s^2]

h - udaljenost između težišta tereta i mjesta oslanjanja nosača na lanac [mm]

L_t - udaljenost između prihvatnih ploča vjedra [mm]

Udaljenost između prihvatnih ploča vjedra definirana je tablicom 4.4, a udaljenost težišta tereta i mjesta oslanjanja prema tablicama 4.3. i 4.4. iznosi:

$$h = 137,11 \text{ mm}$$

Uvrštavanjem svih podataka dobiva se sila pritiska na vodilice:

$$F_{P(k)} = \frac{q_t \cdot H \cdot h \cdot g}{L_t} = \frac{19,53 \cdot 3,67 \cdot 0,137 \cdot 9,81}{0,1} = 964,18 \text{ N} \quad (4.70)$$

$$F_{P(\text{šr})} = \frac{q_t \cdot H \cdot h \cdot g}{L_t} = \frac{19,16 \cdot 3,67 \cdot 0,137 \cdot 9,81}{0,1} = 945,79 \text{ N} \quad (4.71)$$

$$F_{P(m)} = \frac{q_t \cdot H \cdot h \cdot g}{L_t} = \frac{18,45 \cdot 3,8 \cdot 0,137 \cdot 9,81}{0,1} = 910,76 \text{ N} \quad (4.72)$$

Također, u lancu se javlja se dodatni otpor zbog trenja:

$$F_{\text{dod}} = 2 \cdot F_{\text{P}} \cdot f \quad (4.73)$$

gdje je:

F_{P} - sila pritiska [N]

f - faktor trenja između članaka lanca

Uz faktor trenja između članaka 0,08 [13] dodatni otpor zbog trenja iznosi:

$$F_{\text{dod(k)}} = 2 \cdot 964,18 \cdot 0,08 = 154,27 \text{ N} \quad (4.74)$$

$$F_{\text{dod(šr)}} = 2 \cdot 945,79 \cdot 0,08 = 151,33 \text{ N} \quad (4.75)$$

$$F_{\text{dod(m)}} = 2 \cdot 910,76 \cdot 0,08 = 145,72 \text{ N} \quad (4.76)$$

Prema tome ako uzmemo stupanj korisnosti transportera 0,75 potrebna snaga elektromotora biti će:

$$P_{(k)} = \frac{(F_{\text{uk(k)}} + F_{\text{dod(k)}}) \cdot v}{\eta} = \frac{(1878,67 + 154,27) \cdot 2}{0,75} = 813,18 \text{ W} \quad (4.77)$$

$$P_{(šr)} = \frac{(F_{\text{uk(šr)}} + F_{\text{dod(šr)}}) \cdot v}{\eta} = \frac{(1865,26 + 151,33) \cdot 2}{0,75} = 806,63 \text{ W} \quad (4.78)$$

$$P_{(m)} = \frac{(F_{\text{uk(m)}} + F_{\text{dod(m)}}) \cdot v}{\eta} = \frac{(1839,71 + 145,72) \cdot 2}{0,75} = 794,17 \text{ W} \quad (4.79)$$

4.5. Usporedba lančanog i trakastog transportera

U tablici 4.7. prikazani su dobiveni rezultati proračuna lančanog i trakastog transportera. Treba napomenuti da iako se težilo odabiru približno jednakih dimenzija dijelova transportera, princip djelovanja transportera se poprilično razlikuje. Prema tome, iz tablice je vidljiva velika razlika u masenom kapacitetu koja proizlazi iz mogućnosti veće brzine transporta sa gumenom trakom.

Ukupno opterećenje pri vertikalnom transportu veće je pri korištenju gumene trake što očekivano zbog veće čvrstoće lanca pa je tako i potrebna snaga elektromotora za gumenu traku veća. Isto vrijedi i za kosi transport, no tu je razlika između dva vučna elementa još više naglašena.

Uzevši sve u obzir dalo bi se zaključiti da veći maseni kapacitet opravdava veću snagu potrebnu snagu elektromotora zbog čega je isplativije koristiti traku kao vučni element u ovom slučaju.

Isto tako za potrebe transporta povrća prikladnije je koristiti traku zbog njezinog utjecaja na očuvanje materijala, stoga se ostatak proračuna provodi za trakasti transporter.

Tablica 4.7. Usporedba lančanog i trakastog transportera

Usporedba trake i lanca							
		Gumena traka			Lanac		
		KRUMPIR	Š. REPA	MRKVA	KRUMPIR	Š. REPA	MRKVA
Maseni kapacitet [t/h]	qt	140,6134	137,9314	132,8229	21,09201	20,68971	19,92343
Vertikalni transport							
Ukupno opterećenje	F _{max}	2611,843	2563,604	2471,719	1944,946	1931,06	1904,61
Snaga elektromotora [W]	P	3868,029	3796,588	3660,51	841,8628	835,0899	822,1891
Kosi transport							
Ukupno opterećenje	F _{max}	4395,615	4313,352	4156,662	1878,673	1865,26	1839,712
Snaga elektromotora [W]	P	6509,718	6387,891	6155,839	813,177	806,6349	794,1737
Dimenzije elevatora							
Promjer bubnja/r lančanika [mm]		520			510		
Masa bubnja/ lančanika [kg]		126			53		
Masa trake/lanca [kg/m]		11,9			4,1		
Masa vjedra [kg]		12,8			12,8		
Volumen materijala u vjedru vjedra [m ³]		0,011175			0,011175		
Vlačna čvrstoća trake/lanca [kN/m]		800			74		

5. PRORAČUN OSTALIH DIJELOVA

5.1. Odabir elektromotora

Elektromotor se odabire prema broju okretaja pogonskog bubnja te prema maksimalnoj proračunatoj potrebnoj snazi elektromotora. Prema tome računa se broj okretaja:

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 2}{0,52 \cdot \pi} = 73,46 \text{ okr/min} \quad (5.1)$$

U okviru provedenih proračuna ustanovljeno je da je najveća potrebna snaga za kosi transport potrebna za prijenos krumpira. Iznosi:

$$P = 6,509 \text{ kW}$$

Prema katalogu proizvođača „SEW EURODRIVE“ [14], odabire se elektromotor s reduktorom serijskog broja modela „S77DRNN132M4“, čije su tehničke karakteristike prikazane u tablici 5.1.

Tablica 5.1. Tehničke karakteristike odabranog elektromotora s reduktorom [14]

Tip	S77DRNN132M4		
Snaga	P	7,35	KW
Broj okretaja elektromotora	n _e	1468	okr/min
Broj okretaja	n	77	okr/min
Prijenosni omjer	u	18,97	
Promjer izlaznog vratila	d	50	mm
Dužina izlaznog vratila	l	100	mm

Model elektromotora s preuzet je sa stranice proizvođača te je prikazan na slici 5.1.



Slika 5.1. Sklop elektromotora s reduktorom [14]

5.2. Proračun vratila

U sklopu proračuna vratila dimenzionira se i kontrolira minimalni promjer vratila pogonskog i gonjenog bubnja na temelju momenta torzije i dopuštenog torzijskog naprezanja za odabrani materijal vratila, te se za usvojeno vratilo odabire prema standardu sukladno uložno pero.

5.2.1. Minimalni promjer vratila

Minimalni promjer vratila računa se prema izrazu:

$$d_{vr} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{dop}}} \quad (5.2)$$

gdje je:

T – moment torzije [Nm]

τ_{dop} – dopušteno torzijsko naprezanje [N/mm²]

Moment torzije jednak je omjeru snage elektromotora očitano iz tablice 5.1. te kutnoj brzini koja iznosi:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{77}{60} = 8,06 \text{ rad}^{-1} \quad (5.3)$$

Prema tome, moment torzije jednak je:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{7,35 \cdot 10^3}{8,06} = 912 \text{ Nm} \quad (5.4)$$

Nadalje, dopušteno torzijsko naprezanje koje ovisi o odabranom materijalu vratila računa se kao:

$$\tau_{\text{dop}} = \frac{R_{\text{dt-0}}}{10 \dots 12} \quad (5.5)$$

gdje je:

$R_{\text{dt-0}}$ – trajna dinamička čvrstoća za odabrani materijal [N/mm^2]

Odabire se materijal vratila Č4320 za koji trajna dinamička čvrstoća iznosi:

$$R_{\text{dt-0}} = 435 \text{ N}/\text{mm}^2$$

Iz toga slijedi dopušteno torzijsko naprezanje:

$$\tau_{\text{dop}} = \frac{R_{\text{dt-0}}}{10 \dots 12} = \frac{435}{100} = 43,5 \text{ N}/\text{mm}^2 \quad (5.6)$$

Minimalni promjer vratila, nakon definiranja svih potrebnih parametara, iznosi:

$$d_{\text{vr}} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{\text{dop}}}} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 912}{\pi \cdot 43,5}} = 47,4 \text{ mm} \quad (5.7)$$

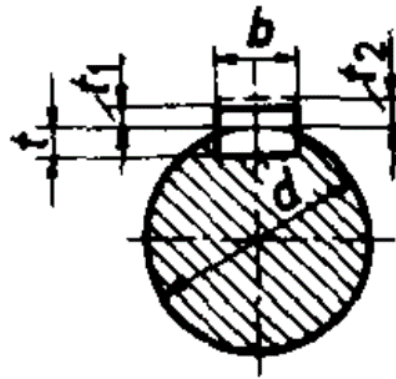
Usvojeni minimalni promjer vratila iznosi:

$$d_{\text{vr}} = 48 \text{ mm}$$

5.2.2. Odabir uložnog pera

Uložno pero postavlja se na minimalni promjer pogonskog vratila kako bi se moment prenio sa elektromotora na pogonski bubanj. Odabir pera provodi se prema standardu JUS M.C2.020, te je prema odabranim dimenzijama potrebno provesti kontrolu duljine pera.

Za minimalni promjer vratila 48 mm prema strojarskom priručniku [15] odabiru se dimenzije pera dane tablicom 5.2. prikazane slikom 5.2.



Slika 5.2. Karakteristične dimenzije uložnog pera [15]

Tablica 5.2. Dimenzije uložnog pera [15]

Uložno pero			
Visina pera	h	10	mm
Dubina utora	t	6,2	mm
Širina	b	16	mm
Dubina	t1	3,2	mm

Duljina pera računa se prema formuli:

$$l \geq \frac{2000 \cdot T}{d_{vr} \cdot (h - t_1) \cdot p_{dop}} \quad (5.8)$$

gdje je:

T – ulazni moment [Nm]

d_{vr} – minimalni promjer vratila [mm]

h – visina pera [mm]

t_1 – dubina utora u vratilu [mm]

p_{dop} – dozvoljeni pritisak [MPa]

Ulazni moment torzije određen je prema izrazu (5.4.), dok dozvoljeni pritisak za zadani promjer vratila iznosi:

$$p_{dop} = 140 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Uz ostale dimenzije iz tablice 5.2. duljina pera iznosi:

$$l \geq \frac{2000 \cdot T}{d_{vr} \cdot (h - t_1) \cdot p_{dop}} \geq \frac{2000 \cdot 912,52}{48 \cdot (10 - 3,2) \cdot 140} \geq 39,89 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Usvojena duljina pera iznosi:

$$l = 40 \text{ mm} \quad (5.11)$$

5.3. Odabir ležajeva

Ležajevi se odabiru prema radijalnoj sili koja djeluje na vratilo. Radijalna komponenta sile jednaka je zbroju sila natezanja koje se javljaju u točkama 1 i 4, stoga se za proračun uzimaju najveće dobivene vrijednosti koje se javljaju prilikom transporta krumpira.

Radijalna sila jednaka je:

$$F_R = F_1 + F_4 = 1519,49 + 3024,18 = 4543,67 \text{ N} \quad (5.12)$$

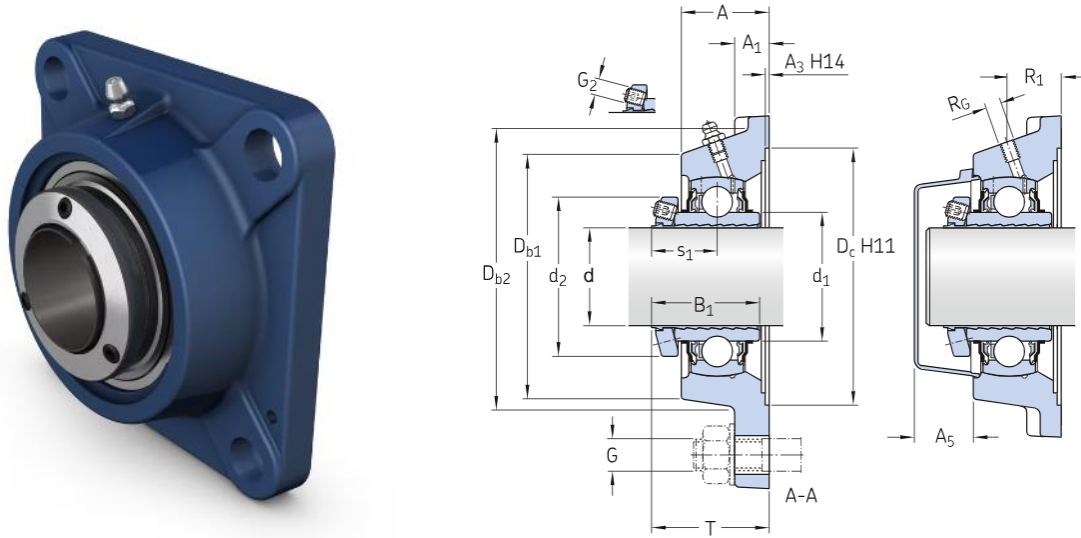
Uležištenje bubnja se izvodi s obe strane pa treba uzeti u obzir da svaki od ležaja preuzima polovinu ukupnog iznosa radijalne sile. Također, uzima se u obzir i sama težina bubnja koja iznosi:

$$G_b = m_b \cdot g = 126 \cdot 9,81 = 1236,1 \text{ N} \quad (5.13)$$

Slijedi da je radijalna sila u jednome ležaju:

$$S_A = \frac{F_R}{2} + G_b = \frac{4543,67}{2} + 1236,1 = 3507,9 \text{ N} \quad (5.14)$$

Odabire se ležaj proizvođača SKF [16], model SKF-FY 50 LF. Maksimalno statičko opterećenje iznosi 23,2 kN, a dinamičko 35,1 kN. Na slici 5.3 vidljiv je izgled ležaja, a tablica 5.3 prikazuje njegove dimenzije.



Slika 5.3. Odabrani ležaj FY-50 LF [16]

Tablica 5.3. Karakteristične dimenzije ležaja[16]

Model	SKF-FY 50 LF		
Unutarnji promjer	d	50	mm
Vanjski promjer	D _{b1}	107	mm
Širina unutarnjeg prstena	B	37	mm
Širina ležaja	B1	46,2	mm
Ukupna širina	A	43	mm
Masa	m	2,25	kg
Kalkulacijski podaci			
Dinamičko opterećenje	C	35,1	kN
Statičko opterećenje	C ₀	23,2	kN

Provjerava se i statička nosivost ležaja prema uvjetu:

$$C_0 \geq F_1 \quad (5.15)$$

Prema podacima iz tablice 5.3. te proračunatim silama naprezanja vidljivo je da provjera statičke nosivosti zadovoljava:

$$23,2 \text{ kN} \geq 1,51 \text{ kN} \quad (5.16)$$

5.4. Odabir spojke

Spojku je potrebno odabrati kako bi se ostvarila veza pogonskog vratila te vratila elektromotora. Odabir se provodi prema nazivnom momentu, računa se kao:

$$T_N = T_0 \cdot (c_1 + c_2) \quad (5.17)$$

gdje je:

T_0 – moment opteretivosti [Nm]

c_1 – faktor udara za pogonski stroj

c_2 – faktor udara za radni stroj

Moment opterećenja jednak je ulaznom momentu torzije:

$$T_0 = T = 912 \text{ Nm}$$

Faktor udara za pogonski stroj, odnosno za elektromotor, iznosi:

$$c_1 = 0,5$$

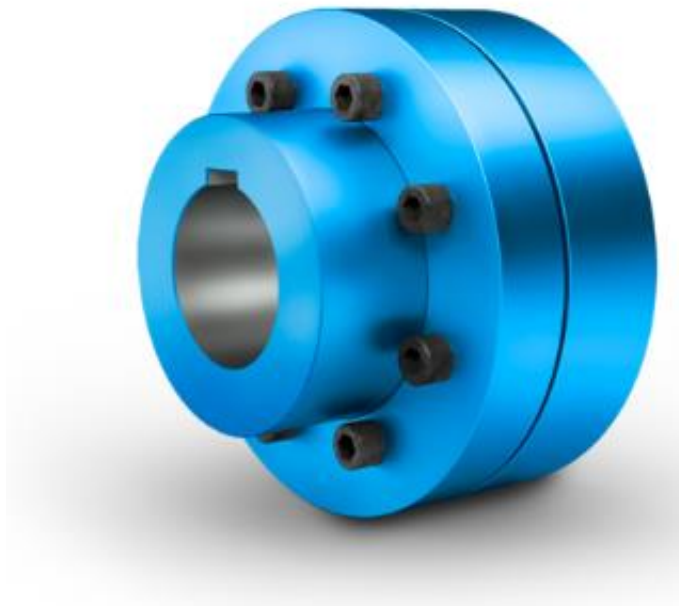
Faktor udara za radni stroj, odnosno za bubnjeve, iznosi:

$$c_1 = 2$$

Slijedi da nazivni moment spojke iznosi:

$$T_N = 912 \cdot (0,5 + 2) = 2278,8 \text{ Nm} \quad (5.18)$$

Odabire se elastična spojka N-EUPEX PIN COUPLING proizvođača „Flender“ [17] prikazana slikom 5.4.



Slika 5.4. Spojka N-EUPEX PIN COUPLING [17]

Karakteristike odabrane spojke prikazane su tablicom 5.4.

Tablica 5.4. Karakteristične dimenzije spojke [17]

Model	N-EUPEX PIN	
Tip	B	
Spoj 1:		
Promjer glavine	125	mm
Dužina glavine	70	mm
Promjer	48	mm
Tolerancija	ISO H7	
Spoj 2:		
Promjer glavine	125	mm
Dužina glavine	70	mm
Promjer	50	mm
Tolerancija	ISO H7	
Masa	15,1	kg

6. TRAKASTI TRANSPORTER ZA UKRCAJ MATERIJALA

Ukrcaj materijala odvijati će se pomoću transportera sa gumenom, orebrenom transportnom trakom duljine 3,5 metra postavljene po kutom od 25°.

Ulazni podaci za proračun biti će vrijednosti proračunate za transport krumpira s obzirom da su najveće. Prema tome kapacitet transportera iznosi:

$$Q_t = 140,61 \text{ t/h} \quad (6.1)$$

Nasipna gustoća:

$$\rho = 657 \text{ kg/m}^3 \quad (6.2)$$

Zatim, nasipni kut materijala:

$$\varphi = 30 - 40^\circ = 37,5^\circ \quad (6.3)$$

Transporter će biti konstruiran na način da se na nosivom ogranku postavljaju trovaljčani nosivi slogovi, a na povratnom ogranku zasebni povratni valjci. Kut nagiba bočnih valjaka u trovaljčanom slogu biti će:

$$\lambda = 30^\circ \quad (6.4)$$

6.1. Teorijski satni maseni kapacitet

Teoretski satni maseni kapacitet računa se pomoću izraza:

$$Q_t = 3600 \cdot A \cdot v_t \cdot \gamma \cdot \frac{k_2}{k_1} \quad (6.5)$$

gdje je:

A – površina poprečnog presjeka nasipnog materijala na traci [m²]

v_t – brzina gibanja trake [m/s]

γ – nasipna gustoća materijala [t/m^3]

k_1 – faktor neravnomjernosti

k_2 – faktor neravnomjernosti

Najprije je potrebno izračunati površinu poprečnog presjeka nasipnog materijala na traci:

$$A = \frac{b^2}{4} \cdot \left[(\cos \lambda + c \cdot (1 - \cos \lambda))^2 \cdot (\tan \varphi + \tan \lambda) - c^2 \cdot \tan \lambda \right] \quad (6.6)$$

gdje je:

c – koeficijent omjera dužine valjaka i radne širine trake

b – radna širina trake [m]

λ – kut nagiba bočnih valjaka [$^\circ$]

φ – kut prirodnog osipanja materijala [$^\circ$]

Radna širina trake, uz pretpostavljenu širinu trake $B_t = 650$ mm, jednaka je:

$$b = 0,9 \cdot B_t - 0,05 = 0,9 \cdot 0,65 - 0,05 = 0,535 \text{ m} \quad (6.7)$$

Zatim, koeficijent omjera dužine valjaka i radne širine trake, ako je dužina valjaka očitana prema standardu HRN ISO 1535 i tablici 6.1. $L_v = 250$ mm, biti će jednak:

$$c = \frac{L_v}{b} = \frac{0,25}{0,535} = 0,467 \quad (6.8)$$

Tablica 6.1. Dužina valjka s obzirom na širinu trake

Širina trake B(mm)	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
L_v	160	200	250	315	380	465	530	580	650	720

Prema navedenim podacima može se odrediti površina poprečnog presjeka nasipnog materijala:

$$A = \frac{0,532^2}{4} \cdot \left[(\cos \lambda + c \cdot (1 - \cos \lambda))^2 \cdot (\tan \varphi + \tan \lambda) - 0,467^2 \cdot \tan \lambda \right] \quad (6.9)$$

Odnosno:

$$A = 0,187 \cdot b^2 \quad (6.10)$$

Prema standardu HRN ISO 1537 određuje se brzina trake, faktor neravnomjernosti te faktor nagiba transportera:

$$v_t = 2,26 \text{ m} \quad (6.11)$$

$$k_1 = 1 \quad (6.12)$$

$$k_2 = 0,7 \quad (6.13)$$

Nadalje, izraz (6.10) za površina poprečnog presjeka nasipnog materijala uvrštava se u početni izraz (6.5) za teoretski satni maseni kapacitet, te kako je vrijednost masenog kapaciteta poznata dobiva se radna širina trake:

$$140,61 = 3600 \cdot 0,187 \cdot b^2 \cdot 2,26 \cdot 0,657 \cdot \frac{1}{0,7} \quad (6.14)$$

$$b = 0,313 \text{ m} \quad (6.15)$$

S obzirom da vrijedi jednadžba:

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (6.16)$$

Iz jednadžbe može se dobiti potrebna širina trake:

$$B_t = \frac{b + 0,05}{0,9} = \frac{0,313 + 0,05}{0,9} = 0,403 \text{ m} \quad (6.17)$$

Kako odabrana širina trake iznosi $B_t = 650 \text{ mm}$ i veća je od proračunate, može se zaključiti da odabrana širina zadovoljava.

6.2. Provjera širine trake s obzirom na veličinu komada materijala

Širina trake s obzirom na veličinu komada materijala provjerava se tako da se proračuna minimalna širina trake potrebna za transport zadanog tereta.

Minimalna širina trake računa se prema izrazu:

$$B_{\min} = 2 \cdot a + 200 \quad (6.18)$$

gdje je:

a – granulacija, veličina komada materijala [mm]

Veličina komada materijala odnosno granulacija krumpira otprilike iznosi:

$$a = 100 \text{ mm}$$

Tada je minimalna širina trake jednaka:

$$B_{\min} = 2 \cdot 100 + 200 = 400 \text{ mm} \quad (6.19)$$

Odabrana širina trake $B_t = 650 \text{ mm}$ veća je od minimalne, pa se može zaključiti da odabrana širina zadovoljava.

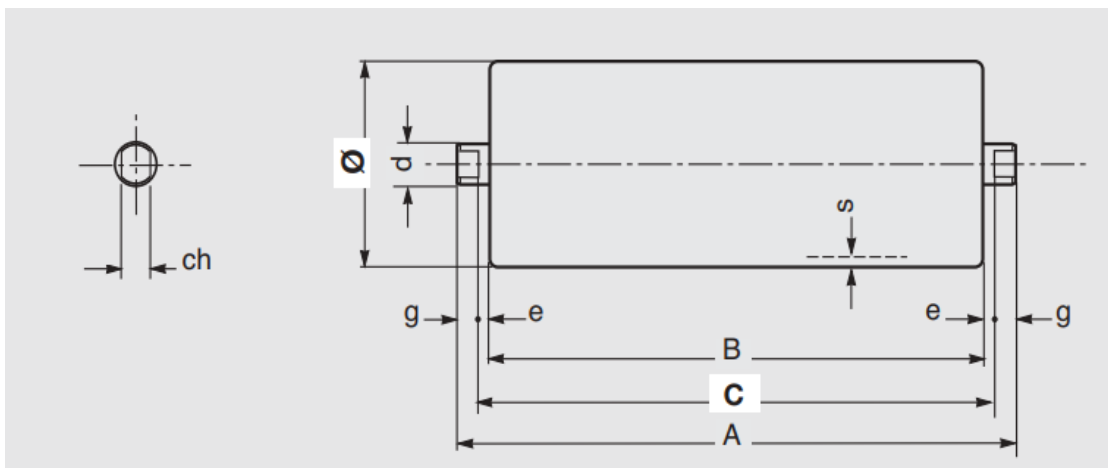
6.3. Odabir nosivih i povratnih valjaka

Iz kataloga proizvođača „Rulmeca“ i tablice 6.2. očitano je da su optimalni promjeri valjaka za odabranu širinu trake 89 mm i 108 mm.

Tablica 6.2. Odabir promjera valjaka s obzirom na širinu trake i njenu brzinu[18]

Belt width mm	for speed ≤ 2 m/s			$2 \div 4$ m/s			≥ 4 m/s		
	\varnothing roller mm			\varnothing roller mm			\varnothing roller mm		
500	89			89					
650	89			89	108				
800	89	108		89	108	133	133		
1000	108	133		108	133		133	159	
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	
1600	133	159		133	159	194	133	159	194
1800	159	159	194	159	194				
2000	159	194		159	194		159	194	
2200 e oltre	194			194			194		

Odabiru se jednaki promjeri nosivih i povratnih valjaka u iznosu od 108 mm prema istom katalogu. Ostale dimenzije i podaci prikazani su tablicom 6.3, dok je izgled valjaka zajedno s njegovim karakterističnim dimenzijama prikazan na slici 6.1.



Slika 6.1. Dimenzije valjka[18]

Tablica 6.3. Dimenzije nosivih i povratnih valjaka[18]

Povratni valjci			
Promjer	D	108	mm
Širina	B	750	mm
	C	758	mm
	A	776	mm
Masa	m	9,5	kg
Nosivi valjci			
Promjer	D	108	mm
Širina	B	250	mm
	C	258	mm
	A	276	mm
Masa	m	3,8	kg

6.3.2. Izbor razmaka između valjčanih slogova

Preporučeni razmak valjčanih slogova na gornjem ogranku iznosi:

$$L'_p = 0,5 \text{ m} \quad (6.20)$$

Prema određenom razmaku na gornjem ogranku može se odrediti razmak između valjčanih slogova na donjem ogranku:

$$L''_p = (2 \dots 3) \cdot L'_p \quad (6.21)$$

$$L''_p = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ m} \quad (6.22)$$

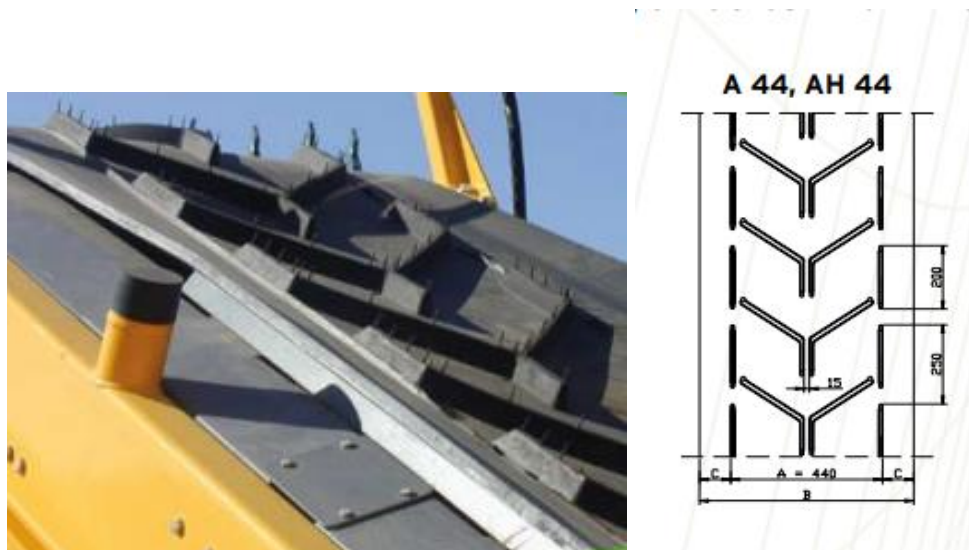
Razmak na savijenom iznosi :

$$L_{pb} = 0,5 \cdot L'_p \quad (6.23)$$

$$L_{pb} = 0,5 \cdot 0,5 = 0,25 \text{ m} \quad (6.24)$$

6.4. Odabir trake

Odabire se traka iz kataloga proizvođača „Sava“ [18], model EP-400/3-3,5/1,5. Traka se upotrebljava za transport žitarica, repe, krumpira, gnojiva i slično. Karakteristike odabrane trake prikazane su tablicom 6.4. a izgled trake može se vidjeti na slici 6.2.



Slika 6.2. Orebrena transportna traka[19]

Tablica 6.4. Dimenzije transportne trake[19]

Model	EP-400/3-3,5/1,5		
Profil	A 44		
Širina trake	B	650	mm
Broj uložaka	i	3	
Dimenzije	A	440	mm
	C	105	mm
Debljina nosivog sloja	S ₁	3,5	mm
Debljina naležnog sloja	S ₂	1,5	mm
Visina profila	D	16	mm

6.4.1 Težina trake po dužnom metru

Težina trake po dužnom metru dobiva se izrazom:

$$q_t = 1,1 \cdot B_t \cdot (i \cdot \delta + S_1 + S_2) \cdot g \quad (6.25)$$

gdje je:

i – broj uložaka

δ – debljina uloška [mm]

g – gravitacijska konstanta [m/s^2]

S_1 – gornja gumena obloga [mm]

S_2 – donja gumena obloga [mm]

B_t – širina trake [m]

Debljina uloška prema DIN 22102 iznosi 3 mm. Ostali podaci definirani su tablicom 6.4. te prema tome težina trake po dužnom metru iznosi:

$$q_t = 1,1 \cdot 0,65 \cdot (3 \cdot 3 + 3,5 + 1,5) \cdot 9,81 = 98,2 \text{ N/m} \quad (6.26)$$

6.4.2. Težina nasipnog materijala

Težina nasipnog materijala po dužnom metru dobiva se izrazom:

$$q_g = \frac{Q_{t\max} \cdot g}{3,6 \cdot v_t} \quad (6.27)$$

gdje je:

$Q_{t\max}$ – maksimalan kapacitet transportera [t/h]

g – gravitacijska konstanta [m/s^2]

v_t – brzina trake [m/s]

Maksimalni kapacitet transportera, ako je kapacitet transportera definiran izrazom (6.1), iznosi:

$$Q_{tmax} = 1,2 \cdot Q_t = 1,2 \cdot 140,61 = 168,74 \text{ t/h} \quad (6.28)$$

Težina nasipnog materijala prema tome iznosi:

$$q_g = \frac{168,74 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 2,26} = 203,45 \text{ N/m} \quad (6.29)$$

6.4.3. Težina valjčanih slogova

Težina nosivih valjčanih slogova po dužnom metru dobiva se izrazom:

$$q'_p = \frac{G'_p}{L'_p} \quad (6.30)$$

gdje je:

G'_p – težina pojedinog valjčanog sloga [N]

L'_p – razmak između valjčanih slogova [m]

Težina trovaljčanog sloga jednaka je tri puta uvećanoj težini jednog nosivog valjka. Masa valjaka definirana je tablicom 6.3. iz čega slijedi:

$$G'_p = 3 \cdot G' = 3 \cdot 3,8 \cdot 9,81 = 111,83 \text{ N} \quad (6.31)$$

Razmak valjčanih slogova definiran je izrazom (6.20), pa se može izračunati težina valjčanog sloga na nosivom ogranku:

$$q'_p = \frac{111,83}{0,5} = 223,67 \text{ N/m} \quad (6.32)$$

Za daljnji proračun sila natezanja potrebno je definirati koeficijent otpora nosivog ogranka sa intervala 0,021 ... 0,025. Usvaja se vrijednost:

$$w'_g = 0,025 \quad (6.33)$$

Težina valjčanih slogova po dužnom metru za povratni krak jednaka je:

$$q''_p = \frac{G''_p}{L''_p} \quad (6.34)$$

gdje je:

G''_p – težina pojedinog valjčanog sloga [N]

L''_p – razmak između valjčanih slogova [m]

Težina valjčanog sloga jednaka je težini valjka s obzirom da je prisutan samo jedan valjak na povratnom ogranku:

$$G''_p = G' = 9,5 \cdot 9,81 = 93,2 \text{ N} \quad (6.35)$$

Ako je razmak valjaka na povratnom ogranku definiran izrazom (6.21), može se izračunati težina povratnih valjaka po dužnom metru:

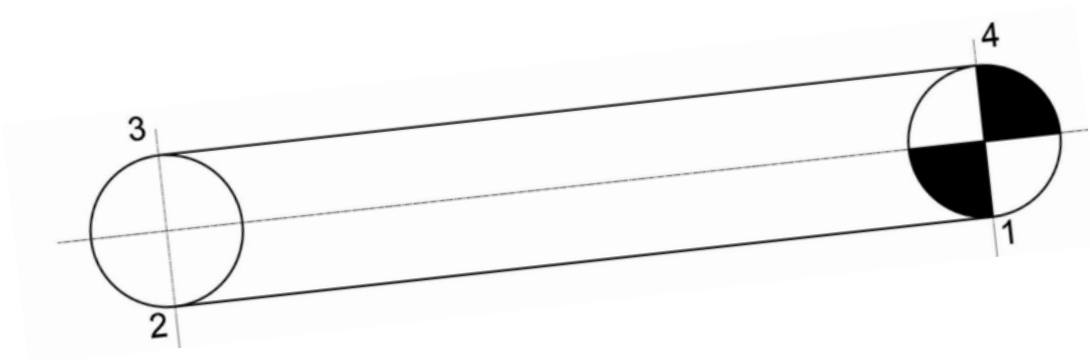
$$q''_p = \frac{93,2}{1} = 93,2 \text{ N/m} \quad (6.36)$$

Za daljnji proračun sila natezanja potrebno je definirati koeficijent otpora povratnog ogranka sa intervala 0,025 ... 0,035. Usvaja se vrijednost:

$$w''_p = 0,035 \quad (6.37)$$

6.5. Proračun sila natezanja u karakterističnim točkama transportera

Sile natezanja određuju se za četiri karakteristične točke transportera prikazane na slici 6.3.



Slika 6.3. Karakteristične točke trakastog transportera

Sila natezanja u točki 2 računa se prema izrazu:

$$S_2 = S_1 + W_{12} \quad (6.38)$$

gdje je:

S_1 – sila natezanja u točki 1 [N]

W_{12} – sila otpora između točaka 1 i 2 [N]

Sila otpora kretanju trake na dijelu 1 i 2 odnosno sila na povratnom ogranaku određuje se izrazom:

$$W_{12} = c \cdot (q_t + q''_p) \cdot L_{12} \cdot w''_p \cdot \cos(\beta) - q_t \cdot L_{12} \cdot \sin(\beta) \quad (6.39)$$

gdje je:

c – koeficijent otpora gibanja trake

q_t – težina trake po dužnom metru [N/m]

q''_p – težina valjčanih slogova na povratnom ogranaku [N/m]

L_{12} – duljina trake između točaka 1 i 2 [m]

w''_p – koeficijent otpora na povratnom ogranku

β – kut nagiba transportne trake [°]

Koeficijent otpora gibanja trake očitano je iz tablice 6.5. prema standardu HRN ISO 1537:

$$c = 9 \quad (6.40)$$

Tablica 6.5. Koeficijent otpora gibanja trake

L [m]	c	L [m]	c	L [m]	c	L [m]	c	L [m]	c	L [m]	c	L [m]	c
Ispod 4	9	8	5,1	20	3,2	50	2,2	125	1,64	320	1,29	800	1,12
4	7,6	10	4,5	25	2,9	63	2	160	1,53	400	1,23	1000	1,1
5	6,6	12,5	4	32	2,6	80	1,85	200	1,45	500	1,19	1250	1,08
6	5,9	16	3,6	40	2,4	100	1,74	250	1,37	630	1,15		

S obzirom da su poznate sve ostale vrijednosti slijedi da je sila otpora kretanju trake na dijelu 1 i 2 jednaka:

$$W_{12} = 9 \cdot (98,2 + 93,2) \cdot 3,5 \cdot 0,035 \cdot \cos(25^\circ) - 98,2 \cdot 3,5 \cdot \sin(25^\circ) \quad (6.41)$$

$$W_{12} = 45,99 \text{ N} \quad (6.42)$$

Uvrštavanjem sile otpora u izraz (6.38) dobiva se izraz za naprezanje u točki 2:

$$S_2 = S_1 + 45,99 \quad (6.43)$$

U točki 3 dolazi do povećanog naprezanja u traci na povratnom bubnju pa se sila naprezanja dobiva pomoću izraza:

$$S_3 = S_2 + k_g \quad (6.44)$$

gdje je:

k_g – koeficijent otpora koji ovisi o obuhvatnom kutu bubnja

Koeficijent otpora za obuhvatni kut od 180° kreće se na intervalu 1,04 ... 1,05. Usvaja se vrijednost:

$$k_g = 1,05 \quad (6.45)$$

Uvrštavanjem izraza za silu natezanja u točki 2 i koeficijenta otpora dobiva se da je sila natezanja u točki 3:

$$S_3 = (S_1 + 45,99) \cdot 1,05 \quad (6.46)$$

Sila natezanja u točki 4 računa se prema izrazu:

$$S_4 = S_3 + W_{34} \quad (6.47)$$

gdje je:

S_3 – sila natezanja u točki 3 [N]

W_{34} – sila otpora između točaka 3 i 4 [N]

Sila otpora kretanju trake na dijelu 3 i 4 odnosno sila na gornjem ogranku dobiva izrazom:

$$W_{34} = c \cdot (q_g + q_t + q'_p) \cdot L_{34} \cdot w'_p \cdot \cos(\beta) + (q_g + q_t) \cdot L_{34} \cdot \sin(\beta) \quad (6.48)$$

gdje je:

c – koeficijent otpora gibanja trake

q_t – težina trake po dužnom metru [N/m]

q_g – težina nasipnog materijala [N/m]

q'_p – težina valjčanih slogova na nosivom ogranku [N/m]

L_{34} – duljina trake između točaka 3 i 4 [m]

w'_p – koeficijent otpora nosivog ogranka

β – kut nagiba [N/m]

Uvrštavanjem se dobiva:

$$W_{34} = 9 \cdot (203,45 + 98,2 + 223,67) \cdot 3,5 \cdot 0,025 \cdot \cos(25^\circ) + (203,45 + 98,2) \cdot 3,5 \cdot \sin(25^\circ) \quad (6.49)$$

$$W_{34} = 821,12 \text{ N} \quad (6.50)$$

Slijedi da sila natezanja u točki 4 iznosi:

$$S_4 = ((S_1 + 45,99) \cdot 1,05) + 821,12 \quad (6.51)$$

Sila natezanja u točki 4 može se dobiti i uz pomoć formule:

$$S_4 = S_1 \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{k_t} \quad (6.52)$$

gdje je:

$e^{\mu\alpha}$ – vučni faktor

k_t – koeficijent rezervne sile trenja

Koeficijent rezervne sile trenja bira se sa intervala (1,15...1,2). Usvaja se vrijednost:

$$k_t = 1,15 \quad (6.53)$$

Vučni faktor iznosi:

$$e^{\mu\alpha} = 2,57 \quad (6.54)$$

Vraćanjem u početni izraz (6.52) dobivamo silu otpora u točki 4:

$$S_4 = S_1 \cdot \frac{2,57}{1,15} = S_1 \cdot 2,235 \quad (6.55)$$

Uz poznate sile u točkama 1 i 4 kasnije će se moći odrediti opća vučna sila otpora kretanju kao:

$$W_0 = S_4 - S_1 \quad (6.56)$$

Dobivena su dva izraza (6.51) i (6.55) koja se mogu izjednačiti, time se dobiva sustav sa jednom nepoznanicom. Rješavanjem se dobiva sila natezanja u točki 1:

$$((S_1 + 45,99) \cdot 1,05) + 821,12 = S_1 \cdot 2,235$$

$$1,05 \cdot S_1 + 48,29 + 821,12 = S_1 \cdot 2,235$$

$$-1,185 \cdot S_1 = -869,41$$

$$S_1 = 733,82 \text{ N} \quad (6.57)$$

Uvrštavanjem dobivene sile u izraz (6.55), može se odrediti sila natezanja u točki 4:

$$S_4 = 733,82 \cdot 2,23 = 1639,92 \text{ N} \quad (6.58)$$

Sada je moguće izračunati i ostale sile natezanja. Sila natezanja u točki 3 biti će:

$$S_3 = (733,82 + 45,99) \cdot 1,05 = 818,8 \text{ N} \quad (6.59)$$

Sila natezanja u točki 2:

$$S_2 = 733,82 + 45,99 = 779,81 \text{ N} \quad (6.60)$$

Na kraju, moguće je odrediti i vučnu silu otpora kretanju. Jednaka je razlici sila natezanja u početnoj i konačnoj točki:

$$W_0 = S_4 - S_1 \quad (6.61)$$

$$W_0 = 1739,92 - 733,82 = 906,1 \text{ N} \quad (6.62)$$

6.5.2. Provjera natezanja trake na gornjem ogranku

Kada su proračunate sve vrijednosti sila natezanja, potrebno je provjeriti minimalno natezanje trake na gornjem ogranku prema uvjetu o dopuštenom progibu trake koji glasi:

$$S_{Gmin} = S_3 \geq (5 \dots 8) \cdot (q_g + g_t) \cdot L'_p \quad (6.63)$$

Uvrštavanjem prethodnih podataka vidimo da uvjet zadovoljava:

$$818,8 \text{ N} \geq 5 \cdot (203,45 + 98,2) \cdot 0,5 \quad (6.64)$$

$$818,8 \text{ N} \geq 754,13 \text{ N} \quad (6.65)$$

6.6. Odabir broja uložaka trake

Potreban broj uložaka trake proračunava se s obzirom na maksimalnu statičku silu i koeficijent rezervne čvrstoće trake te se kasnije određuje potrebna čvrstoća trake.

Broj uložaka trake dobiva se izrazom:

$$z = \frac{S_{\text{MAX}} \cdot n_f}{B_t \cdot \sigma_t} \quad (6.66)$$

gdje je:

S_{MAX} – maksimalna statička sila [N]

n_f – koeficijent rezervne čvrstoće trake

σ_t – prekidna čvrstoća uložka za odabranu traku transportera [N/mm]

B_t – širina trake [m]

Maksimalna statička sila jednaka je sili natezanja u točki 4:

$$S_{\text{MAX}} = S_4 = 1639,92 \text{ N} \quad (6.67)$$

Koeficijent rezervne čvrstoće trake za broj umetaka 3, prema HRN ISO 1537 iznosi:

$$n_f = 11 \quad (6.68)$$

Prekidna čvrstoća uložka prema tablici 6.4. iznosi:

$$\sigma_t = 133,4 \text{ N} \quad (6.69)$$

Broj uložaka trake sada iznosi:

$$z = \frac{1639,92 \cdot 11}{650 \cdot 133,4} = 0,21 \leq 3 \quad (6.70)$$

Kako je potreban broj uložaka trake manji od uzetog tablicom 6.4, izbor trake i broja uložaka zadovoljava.

Prema standardu HRN M.D2.050 broj uložaka za odabranu traku širine 650 mm ne smije biti manji od 3.

6.7. Proračun prekidne čvrstoće trake

Prekidna čvrstoća trake jednaka je umnošku broja uložaka i prekidne čvrstoće jednog uložka. Prekidna čvrstoća uložka dana je tablicom 6.4. te slijedi:

$$\sigma_L = 3 \cdot \sigma_t = 3 \cdot 133,4 = 400 \text{ N/mm} \quad (6.71)$$

6.8. Elektromotor za pokretanje trakastog transportera

6.8.2. Snaga elektromotora

Snaga elektromotora dobiva se pomoću izraza:

$$P_0 = \frac{W_0 \cdot v_t}{1000} \quad (6.72)$$

gdje je:

W_0 – opća vučna sila [N]

v_t – brzina trake [m/s]

Opća vučna sila dana je izrazom (6.62) te snaga elektromotora tada iznosi:

$$P_0 = \frac{906,1 \cdot 2,26}{1000} = 2,05 \text{ kW} \quad (6.73)$$

Zatim, iz izračunate snage dobiva se potrebna snaga elektromotora:

$$P_1 = \frac{P_0}{\eta} \quad (6.74)$$

gdje je:

η – koef. korisnog djelovanja

Koeficijent korisnog djelovanja prijenosnog mehanizma od elektromotora do pogonskog bubnja iznosi:

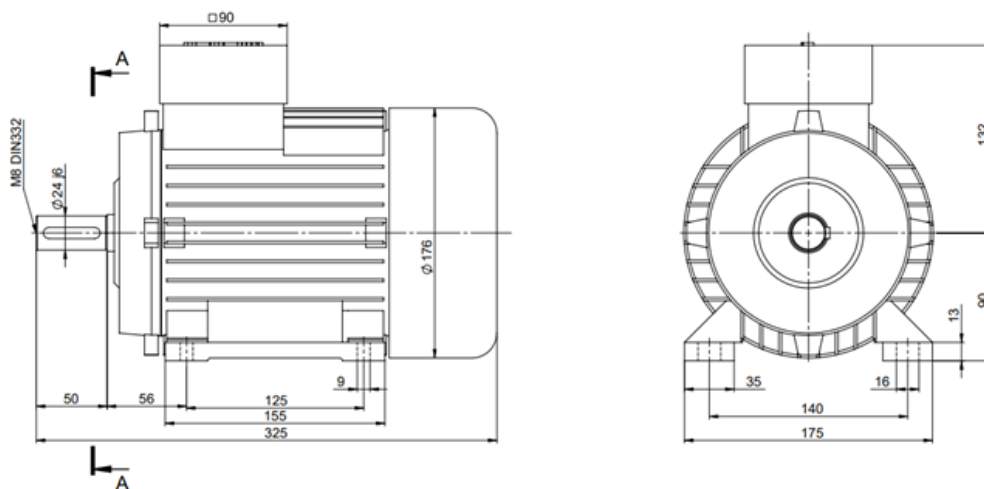
$$\eta = 0,951 \quad (6.75)$$

Potrebna snaga elektromotora tada iznosi:

$$P_1 = \frac{2,05}{0,951} = 2,15 \text{ kW} \quad (6.76)$$

6.8.3. Odabir elektromotora

Odabire se elektromotor 5AZ 90L-2 proizvođača „Končar“ [20], sa snagom 2,2, kW. Dimenzije odabranog elektromotora prikazane su slikom 6.4., a ostali parametri dani su tablicom 6.6.



Slika 6.4. Dimenzije elektromotora [20]

Tablica 6.6. Karakteristike elektromotora [20]

Tip	5AZ 90L-2		
Snaga elektromotora	P	2,2	kW
Broj okretaja	n	2820	min-1
Broj polova	p	2	
Masa	m	14,5	kg

6.9. Pogonski bubanj

6.9.1. Promjer pogonskog bubnja

Promjer pogonskog bubnja dobiva se pomoću formule:

$$D \geq \frac{360 \cdot W_0}{p_t \cdot \pi \cdot \alpha \cdot B_t} \quad (6.77)$$

gdje je:

W_0 – opća vučna sila [N]

p_t – tlak prenošenja sile sa bubnja na traku [N/m²]

α – obuhvatni kut [°]

B_t – širina trake [m]

Tlak prenošenja sile sa bubnja na traku prema standardu HRN ISO 1537 uzima se sa intervala (25000.....30000). Usvaja se vrijednost:

$$p_t = 25000 \text{ N/m}^2 \quad (6.78)$$

Kako su ostale vrijednosti poznate uvrštavanjem se dobiva minimalni potreban promjer pogonskog bubnja:

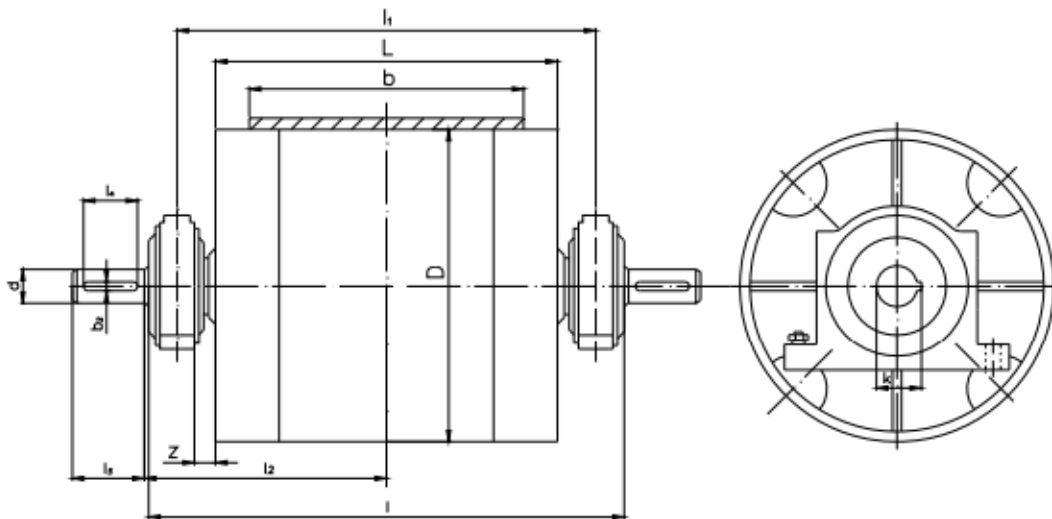
$$D \geq \frac{360 \cdot 906,1}{25000 \cdot \pi \cdot 180 \cdot 0,65} = 0,036 \text{ m} \quad (6.79)$$

Usvaja se promjer bubnja:

$$D = 500 \text{ mm} \quad (6.80)$$

6.9.2. Odabir bubnja

Odabire se pogonski bubanj A-500 x 750 x 0,242 prema standardu HRN M.D2.060 [21], čije su dimenzije dane tablicom 6.7. popraćene slikom 6.5.



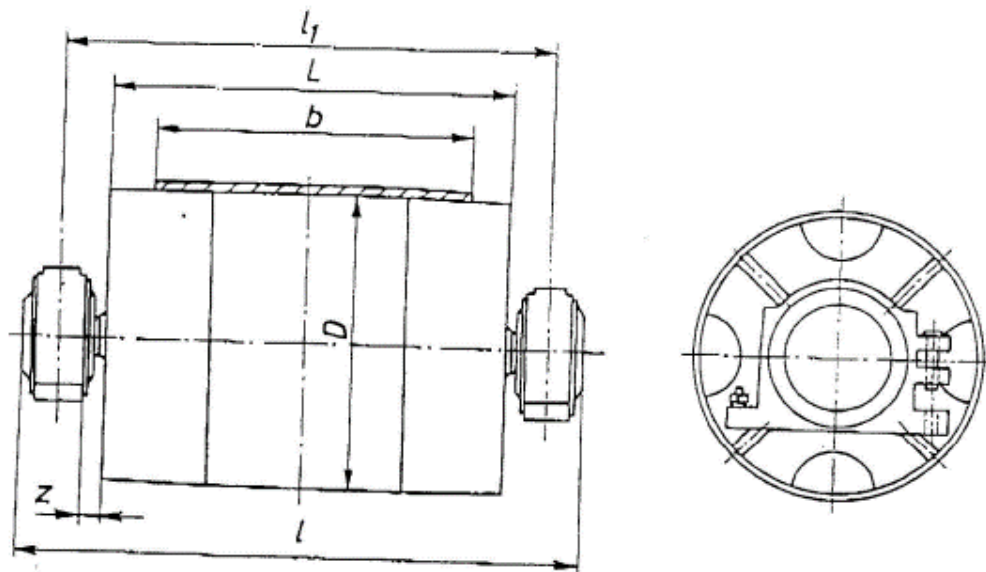
Slika 6.5. Dimenzije pogonskog bubnja[21]

Tablica 6.7. Dimenzije pogonskog bubnja[21]

Pogonskog bubnja			
Tip	A-500 x 750 x 0,242		
Promjer	D	500	mm
Dužina	L	750	mm
Snaga po jednom okretaju	s	0,36	kW/okr

6.10. Povratni natezni bubanj

Odabire se povratno natezni bubanj C-500x 750 prema standardu HRN M.D2.060 [21] . Dimenzije odabranog bubnja dane su sljedećom tablicom 6.8., uz slikom 6.6.



Slika 6.6. Dimenzije povratno nateznog bubnja[21]

Tablica 6.8. Dimenzije pogonskog bubnja[21]

Odabir povratno nateznog bubnja			
Tip	C-500x 750		
Promjer	D	500	mm
Dužina	L	750	mm

6.11. Spojka

Odabere se spojka proizvođača „Flender“ [22] za konekciju pogonskog vratila i elektromotora. Karakteristike spojke dane su slikom 6.7. te tablicom 6.9.



Slika 6.7. Spojka N-EUPEX PIN [22]

Tablica 6.9. Dimenzije spojke [22]

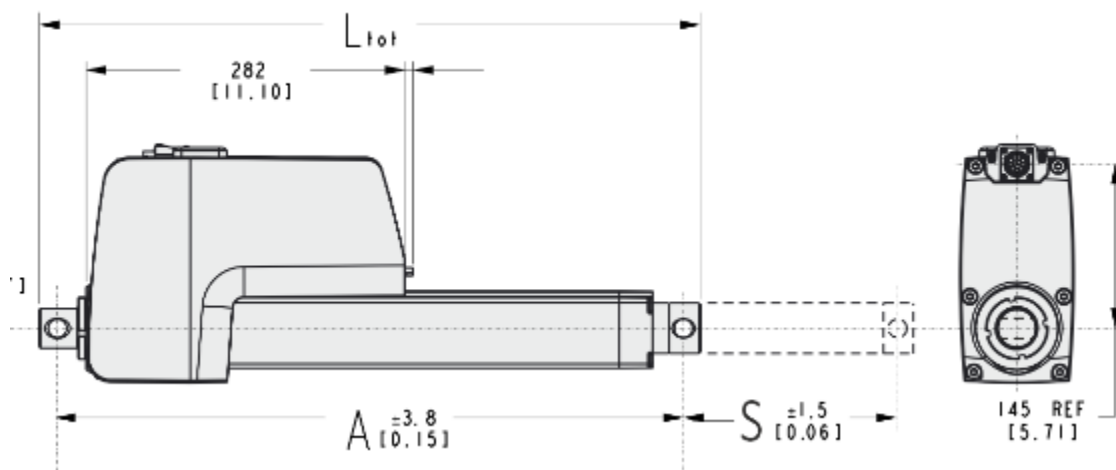
Model	N-EUPEX PIN	
Tip	B	
Spoj 1:		
Promjer glavine	108	mm
Dužina glavine	60	mm
Promjer	70	mm
Tolerancija	ISO H7	
Spoj 2:		
Promjer glavine	108	mm
Dužina glavine	60	mm
Promjer	24	mm
Tolerancija	ISO H7	
Masa	90,85	kg

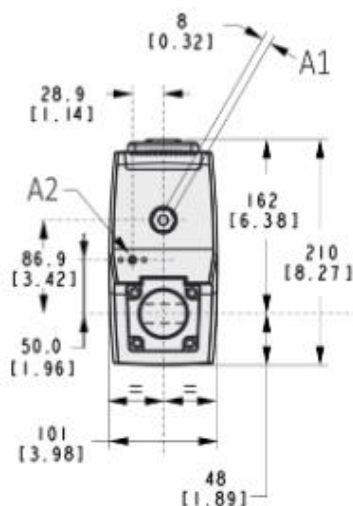
7. IZMJENJIVANJE VERTIKALNOG I KOSOG NAČINA TRANSPORTA ELEVATORA

Potrebno je predložiti način izmjenjivanja vertikalnog i kosog režima rada. Elevator treba moći izmjenjivati vertikalni položaj i položaj pod kutom od 75° te pri tome treba biti konstantno fiksiran na jednom mjestu. Za promjenu položaja koristiti će se električni linearni aktuator namijenjen pomicanju i dizanju tereta koji se inače koristi gdje god je potreban linearni pomak. Uz aktuator, na dnu elevatora biti će fiksiran sklop ležajeva povezanih vratilom kako bi se izmjena kuta bila omogućena.

7.1. Odabir aktuatora

Odabran je Electrak[®] HD Linear Actuator XD24B055-0800LXX-MMSN [23] prikazan na sljedećoj slici 7.1. sa pripadnim dimenzijama.





Slika 7.1. Dimenzije linearnog aktuatora[23]

Ne elevator biti će postavljena dva linearna aktuatora pričvršćena na kućište. Tehničke karakteristike prikazane su tablicom 7.1.

Tablica 7.1. Tehničke karakteristike linearnog aktuatora [23]

Model	XD24B055-0800LXX-MMSN		
Dinamička nosivost	D	5,5	kN
Statička nosivost	S	11	kN
Maks. brzina	vmaks	65	mm/s
Masa	m	19	kg

Dimenzije odabranog aktuatora prikazane su sljedećom tablicom 7.2.

Tablica 7.2. Dimenzije aktuatora [23]

Dimenzije	mm
A	1053,2
B1	16,1
B2	25,3
B3	35
B4	16,2
C1	27,1
C2	14,9
C3	44,5
S	800

7.2. Proračun opterećenja aktuatora

Aktuator se odabire s obzirom na maksimalno opterećenje koje djeluje na njega odnosno aktuator mora moći podnijeti silu koju elevator vrši na njega. Prema tome, potrebno je odrediti približnu masu elevatorske trake koja će biti jednaka zbroju masa svih komponenata elevatorske trake.

Zbroj masa pogonskog i gonjenog bubnja daje ukupnu masu bubnjeva::

$$m_B = m_{b1} + m_{b2} = 126 + 124 = 250 \text{ kg} \quad (7.1)$$

Zatim, kako bi se izračunala ukupna masa trake najprije je potrebno odrediti ukupnu površinu trake. Ukupna površina jednaka je zbroju površine trake preko bubnjeva i površine između bubnjeva. Prema tome ukupna površina iznosi:

$$A_T = A_{tb} + A_t = 0,048 + 1,9 = 4,6168 \text{ m}^2 \quad (7.2)$$

Slijedi da je ukupna masa trake, ako je masa trake po metru kvadratom očitana iz tablice (3.3), jednaka:

$$m_T = m_t \cdot A_T = 11,9 \cdot 4,6168 = 4,86 \text{ kg} \quad (7.3)$$

Ukupna masa svih vjedra jednaka je umnošku mase jednog punog vjedra i broju vjedra. Masa jednog punog vjedra za krumpir iznosi 12,3036 kg prema, dok je broj vjedra jednak 16:

$$m_V = m_v \cdot P = 12,3036 \cdot 16 = 196,86 \text{ kg} \quad (7.4)$$

Masa kućišta jednaka je njegovoj masi po metru kvadratnom te ukupnoj približnoj površini kućišta. Ukupna približna površina kućišta iznosi:

$$A = 25,602 \text{ m}^2 \quad (7.5)$$

Masa kućišta po metru kvadratnom otprilike, prema modelu, iznosi $98,8 \text{ kg/m}^2$, tada će ukupna masa kućišta iznositi:

$$m_K = m_k \cdot A = 98,8 \cdot 25,602 = 2529,5091 \text{ kg} \quad (7.6)$$

Potrebno je uzeti u obzir i ostale pomoćne dijelove elevatora. Masa jednog ležaja jednaka je $2,25 \text{ kg}$, prema tome ukupna masa 4 ležaja biti će:

$$m_L = m_l \cdot P = 2,25 \cdot 4 = 9 \text{ kg} \quad (7.7)$$

Masa jedne spojke prema tablici (5.4) jednaka je:

$$m_S = 15,1 \text{ kg} \quad (7.8)$$

Dobiva se da je ukupna približna masa elevatora:

$$m = m_B + m_T + m_V + m_K + m_L + m_S \quad (7.9)$$

$$m = 250 + 4,86 + 196,86 + 2529,5091 + 9 + 15,1 = 2755,33 \text{ kg} \quad (7.10)$$

Radi sigurnosti usvaja se masa elevatora:

$$m = 3000 \text{ kg} \quad (7.11)$$

Iz mase elevatora može se odrediti opterećenje kojim elevator djeluje na aktuator:

$$F = m \cdot g = 3000 \cdot 9,81 = 29430 \text{ N} \quad (7.12)$$

7.3. Proračun vratila za izmjenu vertikalnog i kosog režima

Proračunava se minimalan promjer vratila potreban za izmjenu vertikalnog i kosog režima preko kriterija dopuštenog naprezanja savijanja. Vratilo prolazi kroz ukupno četiri ležaja pričvršćena vijcima na konstrukciju pa će se prema proračunatom promjeru vratila zatim odabrati odgovarajući ležajevi.

Naprezanje kod savijanja računa se prema formuli:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W_x} \leq \sigma_{sdop} \quad (7.13)$$

gdje je:

M_s – maksimalni moment savijanja [N/m]

W_x – aksijalni moment otpora [m³]

σ_{sdop} – dopušteno naprezanje [N/mm²]

Dopušteno naprezanje dobiva se izrazom:

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1}}{s} \quad (7.14)$$

gdje je:

R_{ds-1} – dinamička čvrstoća pri savijanju [N/mm²]

s – faktor sigurnosti

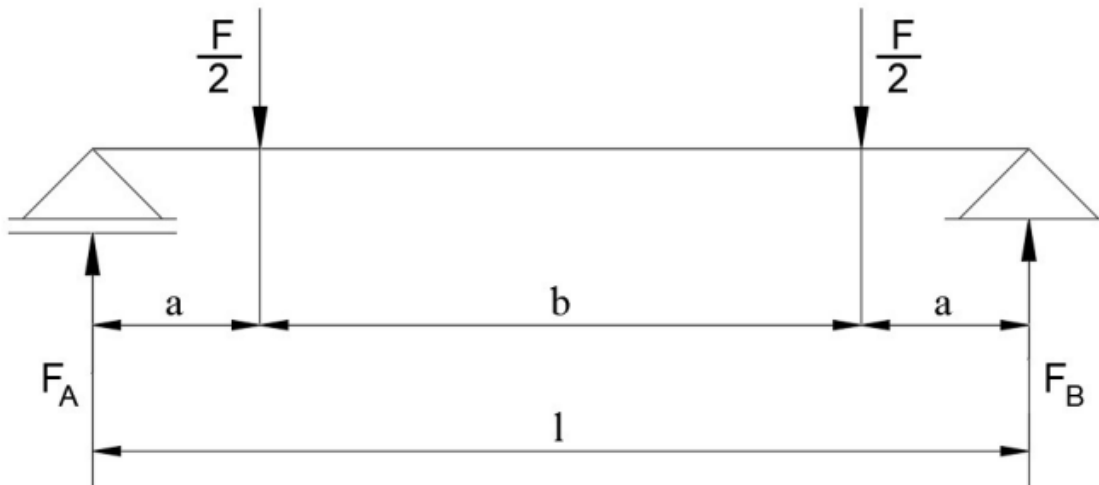
Dinamička čvrstoća pri savijanju za materijal Č0645 iznosi:

$$R_{ds-1} = 290 \text{ N/mm}^2 \quad (7.15)$$

Dopušteno naprezanje uz odabrani faktor sigurnosti $s = 5$, iznosi:

$$\sigma_{\text{sdop}} = \frac{290}{5} = 58 \text{ N/mm}^2 \quad (7.16)$$

Nadalje, postavljaju se jednačbe ravnoteže kako bi se odredile sile u osloncima te maksimalan moment savijanja. Djelovanje sila prikazano je slikom 7.2.



Slika 7.2. Prikaz sila koje djeluju u osloncima

Moment u točki B :

$$\sum M_B = 0 \quad (7.17)$$

$$F_A \cdot l - \frac{F}{2} \cdot (a + b) - \frac{F}{2} \cdot a = 0 \quad (7.18)$$

Iz čega proizlazi sila u osloncu A:

$$F_A = \frac{\frac{F}{2} \cdot (a + b) + \frac{F}{2} \cdot a}{l} \quad (7.19)$$

gdje je:

F – opterećenje elevatora [N]

a – udaljenost osi vanjskog ležaja i unutarnjeg [m]

b – udaljenost osi unutarnjih ležajeva [m]

l – udaljenost osi vanjskih ležajeva [m]

Opterećenje kojim elevator djeluje definirano je izrazom (7.12), a potrebne udaljenosti između osi ležajeva su sljedeće:

$$a = 0,05 \text{ m} \quad (7.20)$$

$$b = 0,676 \text{ m} \quad (7.21)$$

$$l = 0,774 \text{ m} \quad (7.22)$$

Slijedi da je sila u osloncu A:

$$F_A = \frac{\frac{29430}{2} \cdot (0,05 + 0,676) + \frac{29430}{2} \cdot 0,05}{0,774} = 14753,023 \text{ N} \quad (7.23)$$

Jednadžba ravnoteže za y- os glasi:

$$\sum F_y = 0 \quad (7.24)$$

$$F_A - \frac{F}{2} - \frac{F}{2} + F_B = 0 \quad (7.25)$$

Iz čega proizlazi da sila u osloncu B iznosi:

$$F_B = F - F_A = 29430 - 14753,023 = 14676,977 \text{ N} \quad (7.26)$$

Maksimalni moment savijanja na sredini osovine jednak je:

$$M_S = F_A \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{2} \quad (7.27)$$

$$M_S = 14753,023 \cdot \left(0,05 + \frac{0,676}{2}\right) - \frac{29430}{2} \cdot \frac{0,66}{2} \quad (7.28)$$

$$M_S = 750,5 \text{ Nm} \quad (7.29)$$

Prema tome aksijalan moment otpora iznosi:

$$W_x = \frac{M_s}{\sigma_{sdop}} = \frac{750,5}{58 \cdot 10^6} = 1,29 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (7.30)$$

Na kraju se dobiva promjer osovine:

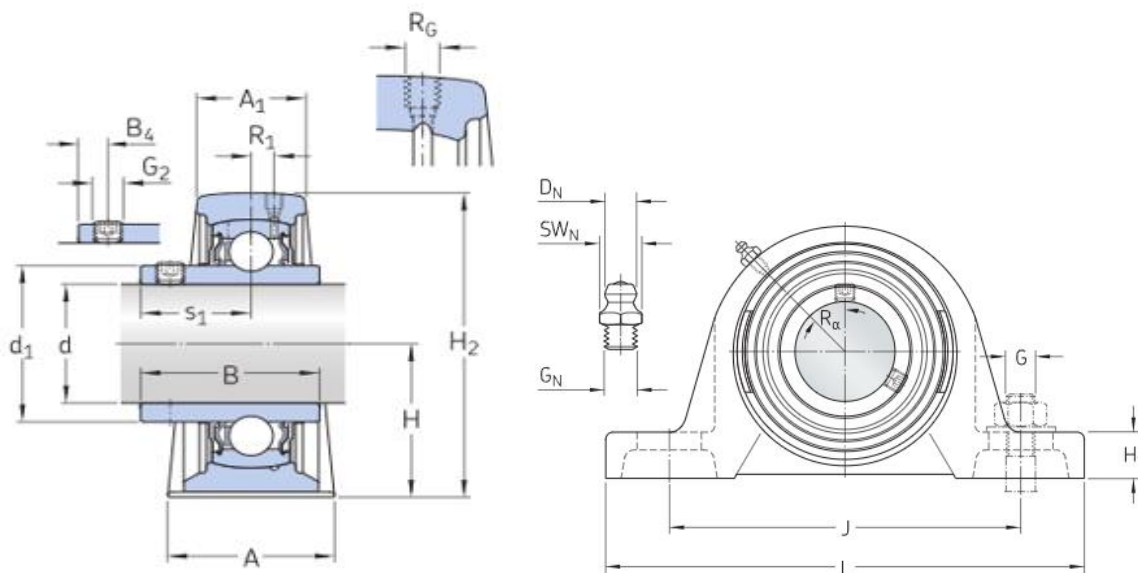
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,29 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,051 \text{ m} = 50,89 \text{ mm} \quad (7.31)$$

Usvaja se promjer:

$$d = 55 \text{ mm} \quad (7.31)$$

7.4. Ležajevi osovine za izmjenu vertikalnog i kosog režima

Odabire se ležaj SKF-SY 55 TF proizvođača SKF [24] odnosno biti će potrebna ukupno 4 takva ležaja. Dimenzije su prikazane sljedećom tablicom 7.3. uz sliku 7.3.



Slika 7.3. Dimenzije ležaja [24]

Tablica 7.3. Tehničke karakteristike ležaja [24]

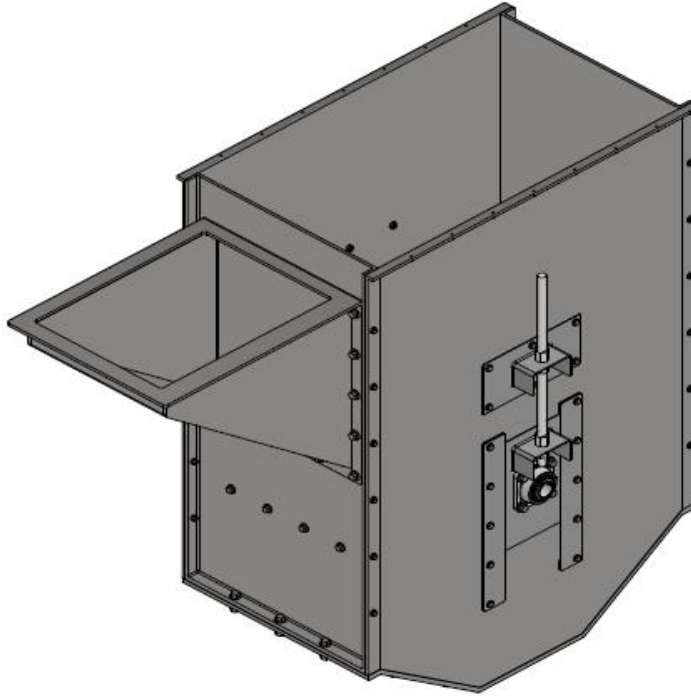
Model	SKF-SY 55 TF		
Unutarnji promjer	d	55	mm
Širina baze	A	60	mm
Širina unutarnje prstena	B	55,6	mm
Ukupna visina	H	63,5	mm
Ukupna dužina	L	219	mm
Masa	m	3,4	kg
Kalkulacijski podaci			
Dinamičko opterećenje	C	43,6	kN
Statičko opterećenje	Co	29	kN

8. KONSTRUIRANJE VJEDRENOG ELEVATORA

Nakon provedenih proračuna i odabira dijelova potrebno je sve komponente povezati u cjelinu. Cijeli sklop biti će smješten u kućište od kontrakcijskih čeličnih limova debljine 10 mm koji se povezuju vijcima na savijenim dijelovima. Kućište možemo podijeliti na tri dijela, donji sa lijevkom za utovar povrća, srednji dio kojim se osigurava stabilnost konstrukcije, te gornji dio sa pogonskom jedinicom i izvodom za istovar povrća. Sva tri dijela povezana su veznim limovima za dodatnu sigurnost.

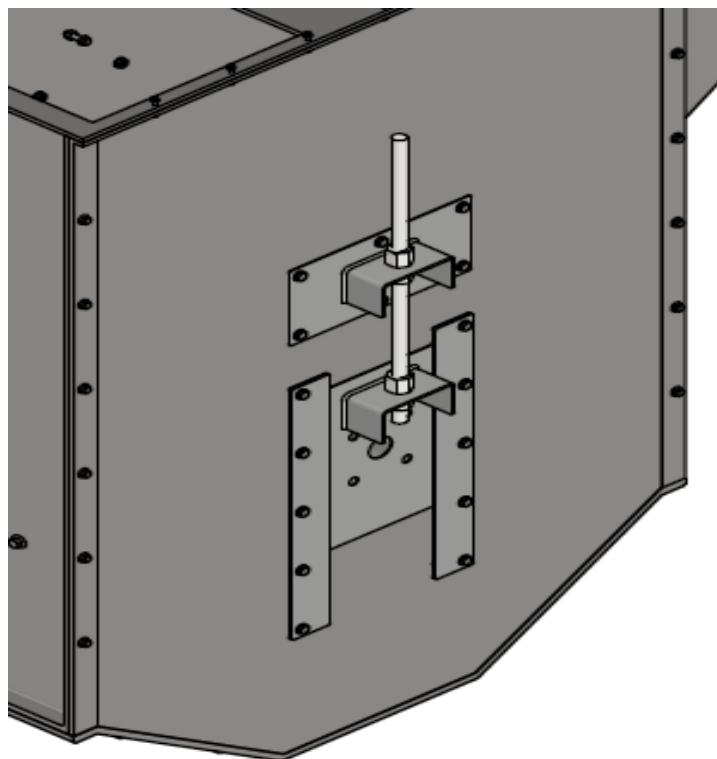
8.1. Donji dio kućišta

Donji dio kućišta ima dvije veće, jednake stranice lima sa provrtima za prolaz osovine gonjenog bubnja. Također, na većim stranicama kućišta nalaze se i elementi za natezanje transportne trake te centrifugalni sklop na dnu kućišta koji prati radijus gibanja elevatora. Veće stranice povezane su kraćim sporednim stranicama, iza kojih se kreću vjedra pa se stoga na jednoj od tih stranica nalazi i lijevak za utovar povrća u vjedra. Na slici 8.1. prikazan je cijeli sklop donjeg dijela kućišta.



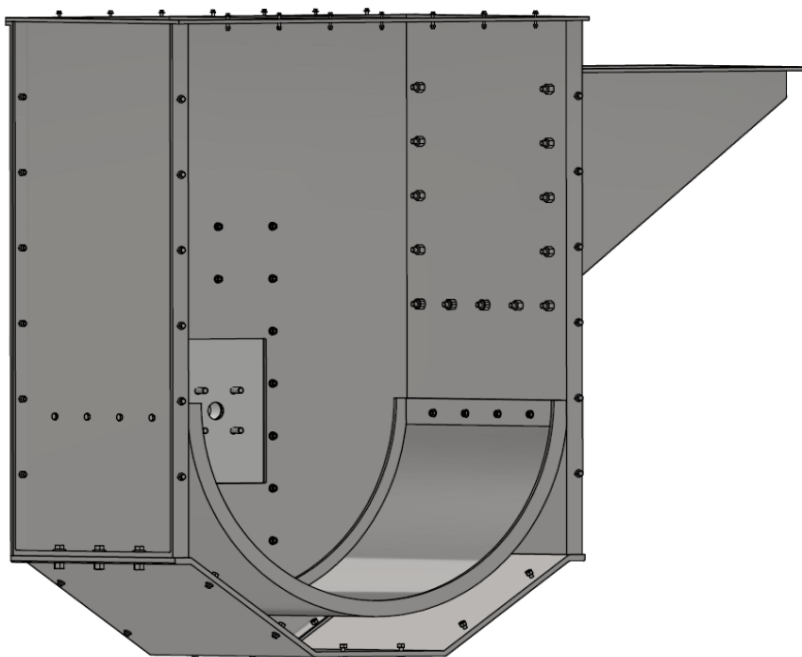
Slika 8.1. Donji dio kućišta

Natezanje trake vrši se zatezanjem matica na zavarene nepomične elemente te time reguliraju vijak koji spaja pomični i nepomični dio kako je prikazano sljedećom slikom 8.2. Pomični element osiguran je pomoću dva temeljna profila te se prilikom natezanja trake kreće duž njihove dužine.



Slika 8.2. Natezni uređaj

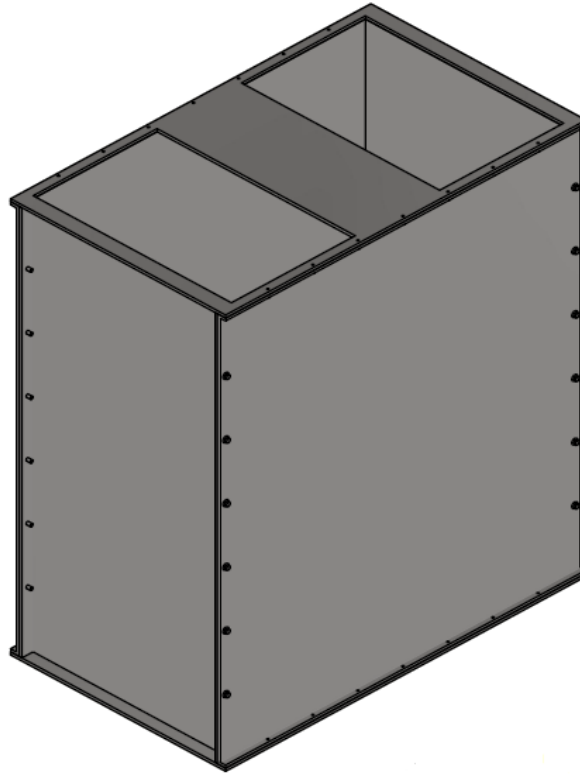
Na slici 8.3. vidljiv je presjek donjeg dijela kućišta sa unutarnjim radijusom i lijevkom za utovar povrća. Funkcija lijevka je osigurati konstantan dovod povrća do vjedra prilikom čega povrće može pasti na dno elevatora, stoga se postavlja centrifugalni sklop koji sprječava nakupljanje i zadržavanja povrća na dnu. Povrće koje nije dospjelo u vjedro prilikom ukrcaja pasti će na postavljene sklop te će biti skupljeno prilikom povrata hoda drugim vjedrom. Na taj je način spriječeno sakupljanje velike količine materijala u elevatoru.



Slika 8.3. Presjek donjeg dijela kućišta

8.2. Srednji dio kućišta

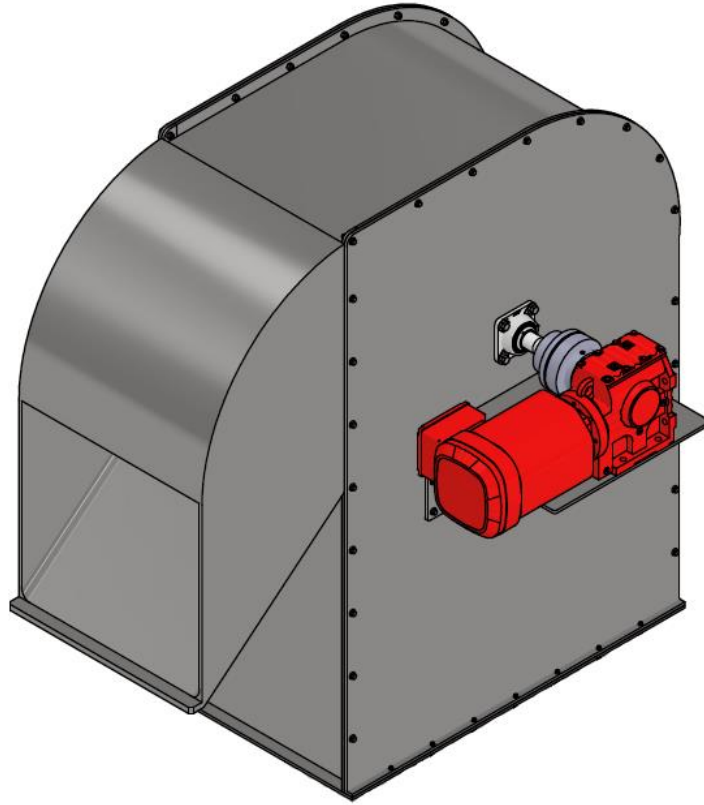
Na sljedećoj slici 8.4. prikazan je srednji dio kućišta zajedno sa veznim limovima za stabilizaciju konstrukcije preko kojega je, uz pomoć vijaka srednji dio povezan sa ostalim dijelovima kućišta.



Slika 8.4. Srednji dio kućišta

8.3. Gornji dio kućišta

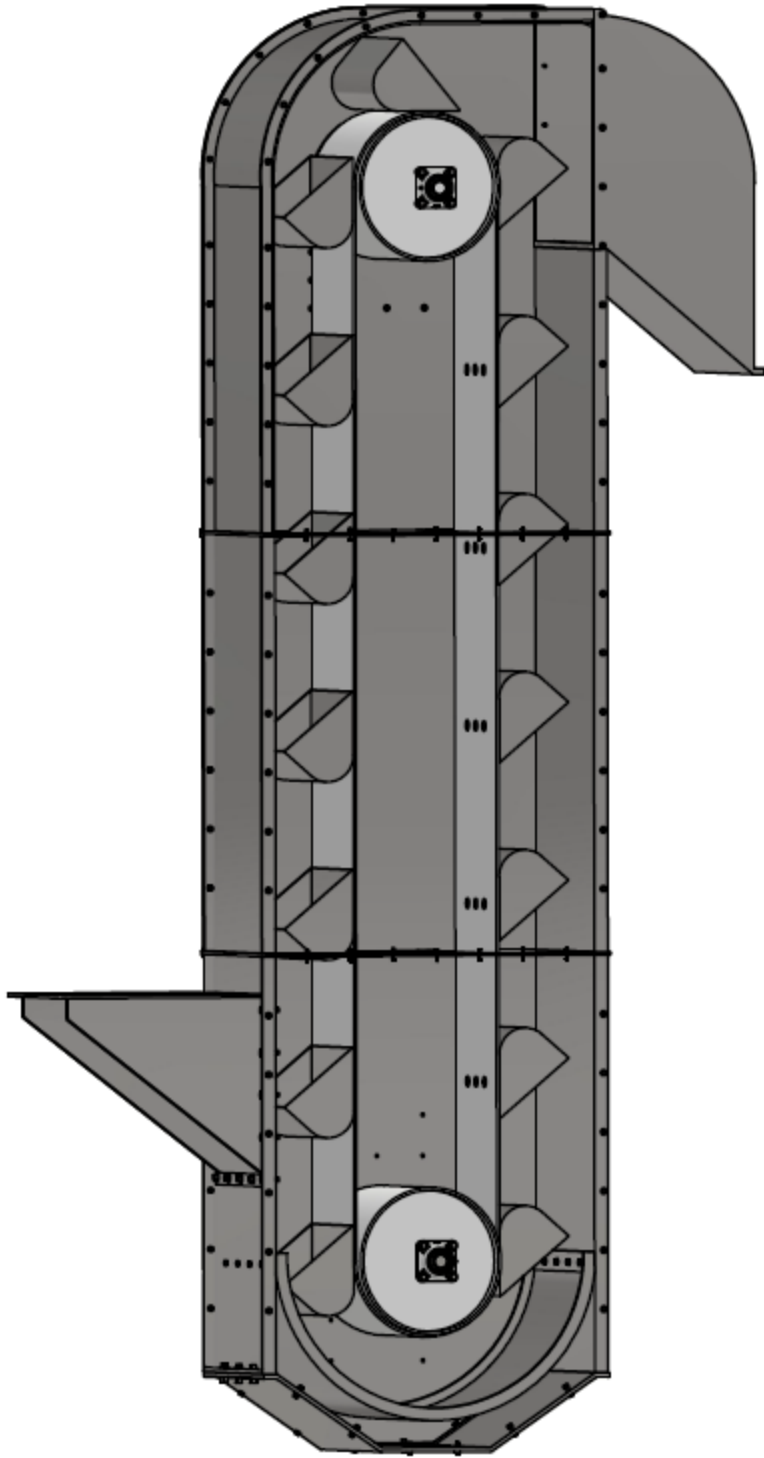
Gornji dio kućišta sklop je koji se sastoji od konstrukcijskih limova povezanih vijcima, osim toga na vrhu povrća se nalazi lijevak za centrifugalno pražnjenje kojega čine četiri zavarene stranice limova. Limovi imaju provrte za uležištenje pogonskog vratila koji se spaja na pogonski jedinicu. Pogonska jedinica odnosno elektromotor pričvršćen je za konzolni nosač koji je također vijcima pričvršćen za konstrukciju. Elektromotor se pomoću spojke povezuje sa pogonskim vratilom kao što vidimo na slici 8.5



Slika 8.5. Gornji dio kućišta

8.3. Unutrašnjost kućišta

Na slici 8.6. prikazana je unutrašnjost vjedenog elevatora sa trakom kao vučni element. Traka se kreće preko pogonskog i gonjenog bubnja, a materijal se prenosi vjedrima spojenim na traku. Vjedra se na traku pričvršćuju pomoću vijaka.



Slika 8.6. Prikaz unutrašnjosti vjedrenog elevatora

9. ZAKLJUČAK

Provedenim proračunom najprije za trakasti transporter te kasnije za lančani ustanovljeno je da je za potrebe transporta krumpira, mrkve i šećerne repe povoljnije korištenje transportne trake kao vučnog elementa. Odabir je donesen na temelju odabira komponenti svakog transportera gdje su se odabirale približno slične dimenzije, koliko je to bilo moguće, za koje se ustanovilo da je maseni kapacitet trakastog transportera znatno veći. Proveden je i proračun sila natezanja i ukupnog opterećenja gdje se lanac kao vučni element pokazao bolji, no kada se uzela u obzir i činjenica da se radi o primjeni elevatora u prehrambenoj industriji ustanovljeno je da je traka po svojim svojstvima i karakteristikama bolji izbor.

Nakon odabira vučnog elementa odabrale su se ostale komponente potrebne za funkcioniranje i montiranje elevatora. Pojedinačnim proračunima ustanovljeno je da odabrane komponente, a i one projektirane ispunjavaju uvjete funkcionalnosti i sigurnosti.

Uz elevator projektirana je posebna transportna traka koja diže teret na određenu visinu pod kutom i time je riješeno pitanje punjenja elevatora.

Također, ponuđeno je rješenje izmjene vertikalnog i kosog režima rada elevatora pomoću sklopivog linearnog elevatora i sklopa ležajeva montiranih na kućište i pod, povezani vratilom. Pomoću proračuna sila utvrđeno je da je sklop u potrebnim dimenzijama te da prijedlog funkcionalan.

LITERATURA

- [1] S interneta, <https://www.drycargomag.com/beumer-successful-with-high-capacity-belt-bucket-elevators-in-india>
- [2] S interneta, <https://blogmech.com/industrial-bucket-elevators-vertical-bucket-conveyors-bucket-elevator-types/>
- [3] S interneta, Siddhartha, Ray: „Introduction To Materials Handling“, New Age International (P) Ltd., New Delhi, 2008. -
- [4] Olević, S.: „Transportna sredstva“, Mašinski fakultet, Zenica, 2000.
- [5] S interneta, <https://www.rulmeca.com/en/>
- [6] S interneta, https://go4b.co.uk/sites/default/files/documents/full-line-catalogues/4b-braime_belting_catalogue.pdf
- [7] S interneta, <https://www.vav-nl.com/elevator-parts/elevator-buckets/plate-steel-elevator-buckets-din/>
- [8] S interneta, <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC6189625/>
- [9] S interneta, <https://www.mpd-inc.com/bulk-density/>
- [10] S interneta, Kramar, T.: „Vjedreni elevator“, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, Rijeka, svibanj 2016.
- [11] Oluić, Č.: „Transport u industriji“, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje
- [12] S interneta, https://www.pfeifer.info/out/assets/PFEIFER-ISOFER_BUCKET-ELEVATOR-CHAINS_PPEN.PDF
- [13] Karl-Heinz Decker – „elementi strojeva“, Zagreb 2006.
- [14] S interneta, <https://www.seweurodrive.com/home.html>
- [15] S interneta, <https://muricmilorad.files.wordpress.com/2011/11/kraut-strojarskiprirucnik.pdf>

- [16] S interneta, <https://www.skf.com/ph/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-FY%2050%20LF>
- [17] S interneta, <https://www.flender.com/en/spc/JqImlSJVShSzRgOh4zRu9Q>
- [18] S interneta, https://moodle.srce.hr/2022-2023/pluginfile.php/6940812/mod_resource/content/1/Rulmeca_valjci_10_2010.pdf
- [19] S interneta, https://moodle.srce.hr/2022-2023/pluginfile.php/6940808/mod_resource/content/1/Katalog_Sava_2014.pdf
- [20] S interneta, <https://koncar-mes.hr/wp-content/uploads/2020/06/katalog-elektromotori-2019-web.pdf>
- [21] S interneta, https://moodle.srce.hr/2022-2023/pluginfile.php/6940804/mod_resource/content/1/HRNMD2060.pdf
- [22] S interneta, <https://www.flender.com/en/spc/lomjSXpdRSqP9edoMZoOXg>
- [23] S interneta, <https://www.thomsonlinear.com/en/product/XD24B055-0800LXX-MMSN#specifications>
- [24] S interneta, <https://www.skf.com/sg/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SY%2055%20TF>

POPIS SLIKA

Slika 1.1. Vjedreni elevator (lijevo-otvoreni, desno-zatvoreni)[1].....	1
Slika 1.2. Dijelovi vjedrenog elevators[2].....	4
Slika 1.3. Centrifugalno pražnjenje elevators[3].....	5
Slika 1.4. Kontinuirano pražnjenje elevators[3].....	6
Slika 1.5. Pozitivno pražnjenje elevators[3].....	6
Slika 3.1. Pogonski bubanj[5].....	11
Slika 3.2. Povratno natezni bubanj[5].....	12
Slika 3.3. Vjedro [7].....	13
Slika 3.4. Karakteristične točke transportne trake.....	25
Slika 3.5. Karakteristične točke transportne trake.....	33
Slika 4.1. Odabrani lanac[11].....	38
Slika 4.2 Odabrani lančanik [11].....	39
Slika 4.3. Zub lančanika[11].....	40
Slika 4.4. Odabrano vjedro [11].....	41
Slika 4.5. Priključak za vjedro [11].....	42
Slika 5.1. Sklop elektromotora s reduktorom [14].....	59
Slika 5.2. Karakteristične dimenzije uložnog pera [15].....	61
Slika 5.3. Odabrani ležaj FY-50 LF [16].....	63
Slika 5.4. Spojka N-EUPEX PIN COUPLING [17].....	65

Slika 6.1. Dimenzije valjka [18].....	71
Slika 6.2. Orebrena transportna traka [19].....	73
Slika 6.3. Karakteristične točke trakastog transportera.....	77
Slika 6.4. Dimenzije elektromotora [20].....	84
Slika 6.5. Dimenzije pogonskog bubnja[21].....	86
Slika 6.6. Dimenzije povratno nateznog bubnja [21].....	87
Slika 6.7. Spojka N-EUPEX PIN[22].....	88
Slika 7.1. Dimenzije linearnog aktuatora[23].....	91
Slika 7.2. Prikaz sila u osloncima.....	95
Slika 7.3. Dimenzije ležaja [24].....	97
Slika 8.1. Donji dio kućišta.....	100
Slika 8.2. Natezni uređaj.....	101
Slika 8.3. Presjek donjeg dijela kućišta.....	102
Slika 8.4. Srednji dio kućišta.....	103
Slika 8.5. Gornji dio kućišta.....	104
Slika 8.6. Prikaz unutrašnjosti vjedrenog elevatora.....	105

POPIS TABLICA

Tablica 3.1. Dimenzije pogonskog bubnja [5].....	11
Tablica 3.2. Dimenzije pogonskog bubnja [5].....	12
Tablica 3.3. Transportna traka [6].....	13
Tablica 3.4. Dimenzije i specifikacije vjedra [7].....	14
Tablica 3.5. Gustoća materijala [8].....	16
Tablica 3.6. Rastresita gustoća materijala [9].....	16
Tablica 3.7. Masa materijala u vjedru.....	18
Tablica 3.8. Faktori za izračun vučne sile.....	20
Tablica 3.9. Koeficijenti proračuna sile otpora točaka 2-3.....	28
Tablica 3.10. Ulazni podaci za proračun kosog transporta.....	32
Tablica 4.1. Tehničke karakteristike lanca [12].....	39
Tablica 4.2. Tehničke karakteristike lančanika [12].....	40
Tablica 4.3. Tehničke specifikacije pojedinog zuba lančanika [12].....	40
Tablica 4.4. Tehničke karakteristike vjedra [12].....	42
Tablica 4.5. Tehničke karakteristike priključka [12].....	43
Tablica 4.6. Ulazni podaci za proračun kosog transporta	51
Tablica 4.7. Usporedba lančanaog i trakastog transportera	51
Tablica 5.1. Tehničke karakteristike odabranog elektromotora s reduktorom [14].....	58

Tablica 5.2. Dimenzije uložnog pera [15].....	61
Tablica 5.3. Karakteristične dimenzije ležaja [16].....	64
Tablica 5.4. Karakteristične dimenzije spojke [17].....	66
Tablica 6.1. Dužina valjka s obzirom na širinu trake.....	68
Tablica 6.2. Odabir promjera valjaka s obzirom na širinu trake i njenu brzinu [18].....	71
Tablica 6.3. Dimenzije nosivih i povratnih valjaka [18].....	72
Tablica 6.4. Dimenzije transportne trake[19].....	73
Tablica 6.5. Koeficijent otpora gibanja trake.....	78
Tablica 6.6. Karakteristike elektromotora [20].....	85
Tablica 6.7. Dimenzije pogonskog bubnja.....	87
Tablica 6.8. Dimenzije pogonskog bubnja.....	88
Tablica 6.9. Dimenzije spojke [22].....	89
Tablica 7.1.. Tehničke karakteristike linearnog aktuatora [23].....	91
Tablica 7.2. Dimenzije aktuatora [23].....	92
Tablica 7.3. Tehničke karakteristike ležaja [24].....	98

POPIS OZNAKA

Simbol	Jedinica	Oznaka
H	m	Visina dizanja materijala u vertikalnoj poziciji
α	°	Kut kosog transporta
L	m	Duljina orebrene transportne trake
α'	°	Kut orebrene transportne trake
m	kg	Masa
v	m/s	Brzina transportne trake
r	m	Polumjer bubnja
g	m/s ²	Gravitacijsko ubrzanje
D	m, mm	Promjer bubnja
l_p	m	Duljina vratila
n	okr/s	Broj okretaja vratila
a_L	m, mm	Razmak između svakog vjedra
V	m ³	Volumen materijala u vjedru
V_V	m ³	Volumen vjedra
ψ	-	Koeficijent popunjenosti vjedra
q_t	t/h	Maseni kapacitet
ρ	kg/m ³ , t/m ³	Gustoća materijala
ρ_s	kg/m ³ , t/m ³	Rastresita gustoća materijala
q_v	m ³ /h	Volumni kapacitet
m_v	kg	Masa materijala u vjedru
z_h	vjedra/h	Broj vjedra koji prenose teret u jednom satu
z_s	vjedra/s	Broj vjedra u sekundi
v_p	m/s	Potrebna brzina transporta
F_{max}	N	Maksimalna vučna sila
G_m	N/m	Težina materijala po 1 m duljine
G_j	N/m	Težina vučnog elementa
k_1	-	Faktor otpora grabljenja
s	-	Faktor sigurnosti
z	-	Broj uložaka
s_1	-	Koeficijent rezervne čvrstoće trake
σ_t	N/mm	Prekidna čvrstoća uložka
B_t	m, mm	Širina trake

F_o	N	Obodna sila
f_u	-	Ukupni faktor gubitaka
h_{sr}	m	Srednja visina pada pri punjenju materijala
q	N/m	Masa vjedara po metru duljine
G_g	N/m	Ukupno težinsko opterećenje po metru duljine
m_{vp}	kg	Masa praznog vjedra
G_m	N/m	Početno težinsko opterećenje
G_v	N/m	Težinsko opterećenje uzrokovano masom vjedra
G_g	N/m	Ukupno težinsko opterećenje po metru duljine
P	W	Snaga elektromotora
η_{luk}	-	Ukupni stupanj korisnog djelovanja
F_n	N	Početna sila natezanja
F_2	N	Sila natezanja u točki 2
W_{1-2}	N	Sila otpora između točaka 1 i 2
F_1	N	Sila natezanja u točki 1
W_{2-3}	N	Sila otpora između točaka 2 i 3
G_{bubanj}	N	Težina bubnja
d	m	Promjer vratila
μ	-	Koeficijent trenja kotrljanja ležajeva
K_{str}	-	Koeficijent koji uzima u obzir savijanje trake
K_z	-	Koeficijent zahvaćanja materijala
F_3	N	Sila natezanja u točki 3
W_{3-4}	N	Sila otpora između točaka 3 i 4
F_4	N	Sila natezanja u točki 4
W_{4-1}	N	Sila otpora između točaka 4 i 1
W	N	Vučna sila na pogonskom bubnju
F_t	N	Maksimalna sila trake
F_b	N	Sila koja djeluje na pogonskom bubnju
$e^{\mu\alpha}$	-	Faktor koji ovisi o obuhvatnom kutu i koeficijentu μ
H'	m	Nova visina dizanja pri kosom transportu
l_{l0}	m	Duljina konture lanca
d_v	m	Vanjski promjer lančanika
l_1	m	Ukupna duljina konture lanca
n_k	-	Potreban broj karika konture lanaca
$vratilo$ F_{1v}	N	Opterećenje uslijed djelovanja težine lanca

q_{Lv}	kg/m	Masa lanca po dužnom metru
H	m	Udaljenost između lančanika
F_{2v}	N	Opterećenje uslijed djelovanja težine tereta
q_t	kg/m	Masa tereta po dužnom metru
F_{3v}	N	Opterećenje uslijed djelovanja težine nosača
q_N	kg/m	Masa nosača po dužnom metru
S_{stat}	-	Statička sigurnost lanca
F_M	N	Lomna sila lanca
F_{ukv}	N	Ukupno opterećenje koje djeluje na lanac
S_{din}	-	Dinamička sigurnost lanca
c	-	Faktor udara
F_P	N	Sila pritiska
h	mm	Udaljenost između težišta tereta i mjesta oslanjanja nosača na lanac
L_t	mm	Udaljenost između prihvatnih ploča vjedra
F_{dod}	N	Dodatni otpor zbog trenja u lancu
f	-	Faktor trenja između članaka lanca
F_{1k}	N	Opterećenje uslijed djelovanja težine lanca
F_{2k}	N	Opterećenje uslijed djelovanja težine tereta
F_{3k}	N	Opterećenje uslijed djelovanja težine nosača
n	okr/min	Broj okretaja
d_{vr}	mm	Minimalni promjer vratila
T	Nm	Moment torzije
τ_{dop}	N/mm ²	Dopušteno torzijsko naprezanje
ω	rad ⁻¹	Kutna brzina
R_{dt-0}	N/mm ²	Trajna dinamička čvrstoća
l	mm	Duljina pera
h	mm	Visina pera
t_1	mm	Dubina utora u vratilu
p_{dop}	MPa	Dozvoljeni pritisak
F_R	N	Radijalna sila koja djeluje na vratilo
G_b	N	Težina bubnja
S_A	N	Radijalna sila u jednom ležaju
C_0	N	Statička nosivost ležaja
T_N	Nm	Nazivi moment spojke
T_0	Nm	Moment opteretivosti

c_1	-	Faktor udara za pogonski stroj
c_2	-	Faktor udara za radni stroj
ρ	kg/m ³	Nasipna gustoća
φ	°	Nasipni kut materijala/ kut prirodnog osipanja materijala
λ	°	Kut nagiba bočnih valjaka
Q_t	t/h	Teoretski satni maseni kapacitet
A	m ²	Površina poprečnog presjeka nasipnog materijala na traci
v_t	m/s	Brzina gibanja trake
γ	t/m ³	Nasipna gustoća materijala
k_1	-	Faktor neravnomjernosti
k_2	-	Faktor neravnomjernosti
c	-	Koeficijent omjera dužine valjaka i radne širine trake
b	m	Radna širina trake
a	m	Granulacija, veličina komada materijala
B_{\min}	mm	Minimalna širina trake
L'_p	m	Razmak valjčanih slogova na gornjem ogranku
L''_p	m	Razmak valjčanih slogova na donjem ogranku
L_{pb}	m	Razmak valjčanih slogova na savijenom dijelu trake
q_t	N/m	Težina trake po dužnom metru
i	-	Broj uložaka trake
δ	mm	Debljina uložka trake
S_1	mm	Gornja gumena obloga
S_2	mm	Donja gumena obloga
q_g	N/m	Težina nasipnog materijala po dužnom metru
$Q_{t\max}$	t/h	Maksimalan kapacitet transportera
q'_p	N/m	Težina nosivih valjčanih slogova po dužnom metru
G'_p	N	Težina pojedinog valjčanog sloga
w'_g	-	Koeficijent otpora nosivog ogranka
q''_p	N/m	Težina povratnih valjčanih slogova po dužnom metru
G''_p	N	Težina pojedinog valjčanog sloga
w''_p	-	Koeficijent otpora povratnog ogranka
S_2	N	Sila natezanja u točki 2
S_1	N	Sila natezanja u točki 1
W_{12}	N	Sila otpora između točaka 1 i 2
c	-	Koeficijent otpora gibanja trake

L_{12}	m	Duljina trake između točaka 1 i 2
β	°	Kut nagiba transportne trake
S_3	N	Sila natezanja u točki 3
k_g	-	Koeficijent otpora koji ovisi o obuhvatnom kutu bubnja
S_4	N	Sila natezanja u točki 4
W_{34}	N	Sila otpora između točaka 3 i 4
$e^{\mu\alpha}$	-	Vučni faktor
k_t	-	Koeficijent rezervne sile trenja
W_0	N	Opća vučna sila
S_{Gmin}	N	Minimalno natezanje trake na gornjem ogranku
z	-	Broj uložaka trake
S_{MAX}	N	Maksimalna statička sila
n_f	-	Koeficijent rezervne čvrstoće trake
σ_t	N/mm	Prekidna čvrstoća uložka za odabranu traku transportera
σ_L	N/mm	Prekidna čvrstoća uložka
P_0	W, kW	Snaga elektromotora trakastog transportera
P_1	kW	Potrebna snaga elektromotora trakastog transportera
η	-	Koef. korisnog djelovanja
p_t	N/m ²	Tlak prenošenja sile sa bubnja na traku
α	°	Obuhvatni kut
m_B	kg	Ukupna masa bubnjava
m_{b1}	kg	Masa pogonskog bubnja
m_{b2}	kg	Masa gonjenog bubnja
A_T	m ²	Ukupna površina trake
A_{tb}	m ²	Površina trake preko bubnjeva
A_t	m ²	Površina trake između bubnjeva
m_T	kg	Ukupna masa trake
m_t	kg/m	Masa trake po metru kvadratom
m_V	kg	Ukupna masa svih vjedra
m_v	kg/m	Masa jednog punog vjedra
P	-	Broj istih jedinica
A	m ²	Ukupna (približna) površina kućišta
m_K	kg	Ukupna masa kućišta
m_k	kg/m ²	Masa kućišta po metru kvadratnom
m_L	kg	Ukupna masa ležajeva
m_l	kg	Masa jednog ležaja

m_S	kg	Masa spojke
m	kg	Ukupna približna masa elevatora
F	N	Opterećenje kojim elevator djeluje na aktuator
σ_s	N/mm ²	Naprezanje kod savijanja
M_S	N/m	Maksimalni moment savijanja
W_x	m ³	Aksijalni moment otpora
σ_{sdop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje
R_{ds-1}	N/mm ²	Dinamička čvrstoća pri savijanju
M_B	Nm	Moment u točki B
F_A	N	Sila u osloncu A
a	m	Udaljenost osi vanjskog i unutarnjeg ležaja
b	m	Udaljenost osi unutarnjih ležajeva
l	m	Udaljenost osi vanjskih ležajeva
M_S	Nm	Maksimalni moment savijanja na sredini osovine
W_x	m ³	Aksijalan moment otpora

SAŽETAK

Uz odabir glavnih dijelova lančanog i trakastog vjedrenog elevatora bilo je moguće provesti temeljni proračun prema kojemu se odredio povoljniji vučni element. Za povoljniji izbor konstruirao se cjelokupni elevator koji se prikazao i montažnim i radioničkim nacrtima.

Uz elevator, rješava se i pitanje ukrcaja zadanog tereta u elevator pomoću orebrenog trakastog transportera postavljenog pod kutom. Traka se konstruira jednakim postupkom, najprije odabirom glavnih komponenti koje daju ulazne podatke za proračun, te kasnije odabir preostalih dijelova. Trakasti transporter također je prikazan montažnim crtežom popraćenim potrebnim radioničkim crtežima.

Još jedan uvjet koji je elevator morao zadovoljiti jest izmjenjivanje vertikalnog i kosog režima rada. Kako bi se ispunio uvjet, predložilo se rješenje sačinjeno od linearnog aktuatora u kombinaciji sa vratilom povezanim ležajevima smještenim na dnu elevatora. Cijeli proces od ukrcaja materijala do iskrcaja te način izmjene vertikalnog rada i pod kutom prikazan je posebnim montažnim nacrtom.

Ključne riječi:

vjedreni elevator, trakasti transporter, lančani transporter, pogonski bubanj, pogonsko vrtilo, gonjeni bubanj, gonjeno vrtilo, vjedro, elektromotor, lanac, lančanik, ležaj, spojka, nosivi valjci, povratni valjci, linearni aktuator, kućište, vertikalni transport, kosi transport, ukrcaj, iskrcaj, sile natezanja

ABSTRACT

From the selection of main parts of the chain and belt elevator, it was possible to carry out a basic calculation according to which the most favorable traction element was determined. For a more favorable choice the entire elevator was constructed, which was presented in assembly and workshop drawings.

In addition to the elevator, the issue of loading the given load into the elevator is solved using a ribbed belt conveyor placed at an angle. The belt was constructed using the same procedure, first selecting the main components that provided the input data for the calculation, and later selecting the remaining parts. The belt conveyor is also shown with an assembly drawing accompanied by the necessary workshop drawings.

Another condition that the elevator had to meet is the alternation of vertical and inclined mode of operation. In order to fulfill the request, a solution was proposed constructed of an linear actuator combined with a shaft connected by bearings, located at the bottom of the elevator. The entire process from loading to unloading materials and the method of changing vertical and angled work is shown in a separated assembly drawing.

Keywords:

bucket elevator, belt conveyor, chain conveyor, drive pulley, drive shaft, pulley, shaft, bucket, electromotor, chain, chain sprocket, bearing, clutch, belt conveyor rollers, linear actuator, housing, vertical transport, angle transportation, boarding, unboarding, tensile forces