

Projekt fasadnog dizala

Penavić, Marin

Master's thesis / Diplomski rad

2017

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:057646>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-08**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Marin Penavić

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold, dipl. ing.

Student:

Marin Penavić

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Zvonku Heroldu na ukazanom povjerenju, ustupljenoj literaturi te na pruženoj pomoći i korisnim savjetima tijekom izrade ovog rada.

Marin Penavić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Marin Penavić** Mat. br.: 0035190148

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Projekt fasadnog dizala**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Facade Lift Project**

Opis zadatka:

U radu je potrebno projektirati i konstrukcijski razraditi fasadno osobno dizalo prema sljedećim zadanim parametrima:

- vrsta pogona: električni,
- nosivost: 630 kg (8 – osoba),
- visina dizanja: 12,4 m,
- broj stanica: 5 (0, 1, 2, 3, 4),
- broj prilaza: 5 (svi prilazi s jedne strane),
- brzina vožnje: 1,6 m/s (frekvencijski regulirana),
- dimenzije voznog okna: 2200×1600 mm.

Ostale parametre odabrati u dogovoru s mentorom.

Rad treba sadržavati:

1. Uvodna razmatranja o osobnim dizalima, dati prikaz različitih konstrukcijskih rješenja i izvedbi osobnih dizala sa strukturama sklopova s posebnim osvrtom na fasadna dizala.
2. Konstrukcijske izvedbe prikazati tehničkim crtežom (dimenzije, kinematika i dinamika).
3. Proračun i odabir pogonskog mehanizma osobnog dizala, izbor opreme.
4. Izbor sigurnosnih mehanizama osobnog dizala.
5. Proračun užadi, fasadnog okna i nosive konstrukcije, vodicica i važnijih komponenti.
6. Sklopni crtež osobnog dizala (fasadno vozno okno, kabina, pogonski mehanizam, vodicice, protuuteg, sigurnosni mehanizmi i odbojnici) u obliku projektnog crteža sa svim bitnim presjecima i detaljima neophodnim za konstrukcijsku razradu.
7. Radionički crtež nosive konstrukcije voznog okna i kabine fasadnog dizala.

Pri izradi ovog rada treba rabiti važeće hrvatske tehničke propise za osobna dizala.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

28. rujna 2017.

Datum predaje rada:

30. studenog 2017.

Predviđeni datum obrane:

6., 7. i 8. prosinca 2017.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zvonko Herold

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	XII
SUMMARY	XIII
1. UVOD	1
2. KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE DIZALA	4
3. KONSTRUKCIJE GLAVNIH SKLOPOVA I KOMPONENTI.....	10
3.1. Pogonski mehanizmi dizala	10
3.2. Kabina i uređaji za vođenje kabine	13
3.3. Protuuteg	15
3.4. Vozno okno	17
4. SIGURNOST I SIGURNOSNI MEHANIZMI OSOBNIH DIZALA	21
4.1. Zaustavni uređaji.....	21
4.2. Graničnik brzine.....	23
4.3. Odbojnici kabine i protuutega.....	25
5. PRORAČUN I ODABIR KOMPONENTI DIZALA	26
5.1. Proračun i odabir pogonskog mehanizma	26
5.1.1. Određivanje težine protuutega	26
5.1.2. Provjera vučne sposobnosti pogona.....	27
5.1.3. Izračun potrebne snage elektromotora i odabir pogonskog mehanizma.....	30
5.2. Proračun i dimenzioniranje užadi	33
5.3. Proračun i dimenzioniranje vodilica	36

5.3.1.	Proračun vodilica za normalni režim rada	38
5.3.2.	Proračun vodilica za havarijski režim rada	41
5.3.3.	Kontrola vodilica na izvijanje	43
5.3.4.	Provjera krutosti vodilica	44
5.4.	Proračun nosivog okvira kabine	45
5.4.1.	Proračun grede nosivog okvira kabine	45
5.4.2.	Proračun stupa nosivog okvira kabine	48
5.4.3.	Proračun vijčanog spoja stupa i grede	49
5.4.5.	Proračun čvrstoće stremena	50
5.4.6.	Proračun vijčanog spoja stremena s gredom	51
5.5.	Proračun nosivog okvira protuutega	52
5.6.	Proračun voznog okna	55
5.6.1.	Proračun čvrstoće uzdužnog nosača pod strojnice	55
5.6.2.	Proračun zavara nosača	57
5.6.3.	Kontrola izvijanja voznog okna	59
5.6.4.	Proračun čvrstoće poprečne ukrute	62
5.7.	Odabir uređaja za vođenje kabine i protuutega	63
5.8.	Odabir vrata kabine i voznog okna	66
6.	IZBOR SIGURNOSNIH KOMPONENTI DIZALA	68
6.1.	Izbor zaustavnog uređaja	68
6.2.	Izbor graničnika brzine	69
6.3.	Izbor odbojnika kabine i protuutega	71
7.	ZAKLJUČAK	72
8.	LITERATURA	73
	PRILOZI	74

POPIS SLIKA

Slika 1	Struktura užetnog dizala [1]	2
Slika 2	Nosivost i brzina dizala za stambene zgrade, prema ISO 4190/6 [1].....	2
Slika 3	Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala bez protuutega	5
Slika 4	Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s primjenom protuutega.....	6
Slika 5	Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s protuutegom i odstojnom užnicom	6
Slika 6	Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s donjim položajem strojarnice... 7	7
Slika 7	Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s primjenom pomoćne užnice.....	8
Slika 8	Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s primjenom pomoćne užnice istovremeno kao otklonske	8
Slika 9	Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s ovješanjem kabine i protuutega preko kolotura.....	9
Slika 10	Pogonski mehanizam dizala s užnicom i s bubnjem [2]	10
Slika 11	Pogonski mehanizam s reduktorom i bez reduktora (direktni) [1].....	11
Slika 12	Vitlo dizala s pužnim reduktorom i pogonskom užnicom [1].....	12
Slika 13	Osnovna struktura kabine dizala [1].....	14
Slika 14	Uređaji za vođenje kabine [1]	15
Slika 15	Varijanta konstrukcije protuutega s krutim okvirom [2].....	16
Slika 16	Konstrukcije protuutega bez krutog okvira [1]	17
Slika 17	Prikaz visećeg fasadnog voznog okna [2]	18
Slika 18	Prikaz oslonjenog fasadnog dizala sa staklenom ispunom.....	19
Slika 19	Konstruirano fasadno vozno okno.....	20
Slika 20	Uključni mehanizam zaustavnog uređaja na kabini [1]	21
Slika 21	Zaustavni uređaji s krutim zaustavljanjem [1]	22
Slika 22	Klizni zaustavni uređaj za postupno hvatanje [1]	23
Slika 23	Polužni mehanizam zaustavnog uređaja s elastičnim elementom [1].....	24
Slika 24	Konstrukcijska izvedba opružnog i hidrauličkog odbojnika [2]	25
Slika 25	Određivanje težine protuutega [1].....	26
Slika 26	Oblici žlijebova pogonske užnice [1].....	28
Slika 27	Sile na pogonskoj užnici [1].....	30

Slika 28	Karakteristike pogonskog mehanizma [13].....	32
Slika 29	Uže Warrington konstrukcije 6x19 [5].....	35
Slika 30	Opružni užni zatvarač [6].....	36
Slika 31	Dimenzije specijalnog profila T90 [7]	37
Slika 32	Proračunski model vodilica za normalni režim rada	38
Slika 33	Poprečne sile u dvije ravnine uslijed pomaka tereta u kabini	39
Slika 34	Proračunski model vodilica za havarijski režim rada.....	41
Slika 35	Ekscentrično djelovanje sile kočenja zaustavnog uređaja [2].....	42
Slika 36	Proračunski model izvijanja	43
Slika 37	Proračunska shema nosivog okvira kabine	46
Slika 38	Poprečni presjek gornje grede nosivog okvira kabine.....	47
Slika 39	Poprečni presjek stupa nosivog okvira kabine	47
Slika 40	Vijčani spoj grede i stupa	50
Slika 41	Stremen elastičnog zavješanja kabine	51
Slika 42	Proračunska shema okvira protuutega.....	52
Slika 43	Poprečni presjek horizontalne grede okvira protuutega	53
Slika 44	Poprečni presjek stupa nosivog okvira protuutega.....	54
Slika 45	Prikaz uzdužnog nosača poda strojarnice.....	56
Slika 46	Proračunski model uzdužnog nosača	56
Slika 47	Proračunski presjek zavara	57
Slika 48	Horizontalni presjek nosive konstrukcije voznog okna	60
Slika 49	Model izvijanja voznog okna	61
Slika 50	Proračunski model poprečne ukrute voznog okna	62
Slika 51	Uređaj za klizno vođenje kabine i protuutega <i>Ultramid</i> [14].....	64
Slika 52	Uređaj za podmazivanje vodilica [14].....	65
Slika 53	Prikaz izvedbi automatskih kliznih vrata [2].....	66
Slika 54	Dimenzije odabranih vrata kabine i voznog okna [14]	67
Slika 55	Opcije ugradnje odabranih prilaznih vrata voznog okna [14].....	67
Slika 56	Zaustavni uređaj <i>CSGB – 01</i> [15].....	69
Slika 57	Graničnik brzine Wittur <i>OL35</i> [15].....	70
Slika 58	Radne karakteristike hidrauličkog odbojnika kabine i protuutega [16]	71

POPIS TABLICA

Tablica 1	Brzine vožnje dizala s pripadnim φ i a [1].....	29
Tablica 2	Tehničke karakteristike vodilica [2].....	37
Tablica 3	Karakteristike uređaja za klizno vođenje [14].....	64
Tablica 4	Izbor zaustavnog uređaja iz kataloga [15].....	68
Tablica 5	Radni podaci zaustavnog uređaja [15]	68
Tablica 6	Radne karakteristke graničnika brzine <i>OL35</i> [15]	70

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

FD – 17 – 00	Fasadno dizalo
FD – 17 – 01 – 01	Konstrukcija voznog okna
FD – 17 – 02 – 02	Konstrukcija kabine

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	mm^2	površina metalnog poprečnog presjeka užeta
A_{gr}	mm^2	površina poprečnog presjeka grede
A_{SHS}	mm^2	površina poprečnog presjeka SHS profila
A_{st}	mm^2	površina poprečnog presjeka stupa
A_{UPE}	mm^2	površina poprečnog presjeka UPE profila
A_v	mm^2	površina poprečnog presjeka vodilice
A_{vij}	mm^2	površina poprečnog presjeka jezgre vijka
A_{vo}	mm^2	površina poprečnog presjeka voznog okna
$A_{//,z}$	mm^2	površina zavora paralelnih sa smjerom sile
a	m/s^2	ubrzanje dizala
a_{gr}	m/s^2	granična vrijednost ubrzanja dizala
b	mm	širina okvira protuutega
D_{otk}	mm	promjer otklonske užnice
D_{pog}	mm	promjer pogonske užnice
D_{pom}	mm	promjer pomoćne užnice
d	mm	promjer užeta
E	N/mm^2	modul elastičnosti materijala
e	-	baza prirodnog logaritma
e_v	mm	ekscentricitet sile kočenja na vodilici
e_{max}	mm	najveća udaljenost presjeka od referentne osi
F	N	sila
F_1	N	sila zatezanja užadi na strani kabine
F_2	N	sila zatezanja užadi na strani protuutega
F_L	N	lomna sila užeta
F_N	N	normalna sila na vodilicu
F_O	N	obodna sila na pogonskoj užnici
$F_{o.k.}$	N	opterećenje nosivog okvira kabine
$F_{o.p.}$	N	opterećenje okvira protuutega
$F_{ot,K}$	N	sila otpora kretanja kabine

$F_{ot,Q}$	N	sila otpora kretanja tereta
$F_{ot,u}$	N	sila otpora kretanja protuutega
F_P	N	poprečna sila na vodilicu
F_R	N	sila kočenja zaustavnog uređaja
F_u	N	sila zatezanja užeta
F_{vij}	N	sila u vijku
F_{vo}	N	opterećenje voznog okna
f	-	faktor ispune užeta
G_K	N	težina kabine dizala
G_S	N	težina nosive užadi
G_u	N	težina protuutega
g	m/s ²	gravitacijsko ubrzanje
H	m	visina dizanja dizala
h	mm	visina nosivog okvira kabine/protuutega
h_v	mm	vertikalni razmak uređaja za klizno vođenje
I_{gr}	mm ⁴	osni moment inercije presjeka grede
I_{min}	mm ⁴	najmanji osni moment inercije presjeka
I_{SHS}	mm ⁴	osni moment inercije SHS profila
I_{st}	mm ⁴	osni moment inercije presjeka stupa
I_{vo}	mm ⁴	osni moment inercije poprečnog presjeka voznog okna
I_{xx}	mm ⁴	osni moment inercije presjeka u odnosu na os $x-x$
$I_{yy,UPE}$	mm ⁴	osni moment inercije UPE profila u odnosu na os $y-y$
I_{yy}	mm ⁴	osni moment inercije presjeka u odnosu na os $y-y$
$I_{yy,z}$	mm ⁴	osni moment inercije presjeka zavara u odnosu na os $y-y$
i_{min}	mm	najmanji polumjer inercije presjeka
i_{vo}	mm	polumjer inercije presjeka voznog okna
i_{yy}	mm	polumjer inercije presjeka u odnosu na os $y-y$
K_{din}	-	dinamički koeficijent
K_p	-	koeficijent utjecaja krutosti spojenih elemenata okvira i njihovih dimenzija
K_v	-	koeficijent vučne sposobnosti pogonske užnice
l	mm	udaljenost između oslonaca

l_0	mm	slobodna duljina izvijanja
l_k	mm	duljina kabine
l_{kon}	mm	duljina konzole vodilice
l_r	mm	računska vrijednost razmaka između oslonaca vodilice
l_v	mm	razmak između krajnjih vijaka
M	Nm	moment savijanja
M_2, M_3, M_4	Nm	momenti savijanja u karakterističnim točkama
M_{max}	Nm	najveći moment savijanja
M_N	Nm	moment savijanja uslijed normalne sile na vodilicu F_N
M_P	Nm	moment savijanja uslijed poprečne sile na vodilicu F_P
M_{uk}	Nm	ukupni moment savijanja
m_k	kg	masa kabine
m_p	kg	masa postolja vitla
m_r	kg	masa radnika
m_s	kg	masa užadi
m_t	kg	masa tereta (nazivna nosivost dizala)
m_u	kg	masa protuutega
m_v	kg	masa vitla
n	-	broj vijaka
n_F	-	potrebni broj vijaka za prijenos sile F
n_M	-	potrebni broj vijaka za prijenos momenta M
n_{str}	-	broj vijaka po stremenu
P_{EM}	W	snaga elektromotora
Q	N	težina tereta
R	mm	polumjer pogonske užnice
R_e	N/mm ²	granica tečenja materijala
R_m	N/mm ²	vlačna čvrstoća materijala
S	-	faktor sigurnosti
$S_{potr.}$	-	potrebni faktor sigurnosti
$S_{potr.Eul.}$	-	potrebni faktor sigurnosti prema Euleru
$S_{potr.Tet.}$	-	potrebni faktor sigurnosti prema Tetmajeru
$S_{stv.}$	-	stvarni faktor sigurnosti

v	m/s	brzina vožnje
W_{gr}	mm ³	moment otpora presjeka grede
W_N	mm ³	moment otpora presjeka vodilice u ravnini sile F_N
W_P	mm ³	moment otpora presjeka vodilice u ravnini sile F_P
W_{st}	mm ³	moment otpora poprečnog presjeka stuba
W_{yy}	mm ³	moment otpora poprečnog presjeka oko osi y-y
$W_{yy,UPE}$	mm ³	moment otpora poprečnog presjeka UPE profila
$W_{yy,z}$	mm ³	moment otpora presjeka zavara oko osi y-y
w_{dop}	mm ³	dopušteni progib vodilice
w_N	mm ³	progib vodilice u ravnini sile F_N
w_P	mm ³	progib vodilice u ravnini sile F_P
z	-	broj užadi
α	°	obuhvatni kut na pogonskoj užnici
γ	°	kut žlijeba na pogonskoj užnici
η	-	stupanj korisnog djelovanja
η_k	-	stupanj korisnog djelovanja vođenja kabine
λ	-	vitkost
λ_P	-	granična vitkost
μ	-	faktor trenja (korigirani)
μ_0	-	nekorigirani faktor trenja
π	-	Ludolfov broj
σ	N/mm ²	normalno naprezanje
σ_3	N/mm ²	savojno naprezanje u točki 3
σ_{dop}	N/mm ²	dopušteno naprezanje
$\sigma_{dop,vij.}$	N/mm ²	dopušteno naprezanje vijka
σ_{ekv}	N/mm ²	ekvivalentno naprezanje
σ_{kr}	N/mm ²	kritično naprezanje
$\sigma_{kr,Tet.}$	N/mm ²	kritično naprezanje prema Tetmajeru
σ_N	N/mm ²	normalno naprezanje u ravnini djelovanja sile F_N
σ_P	N/mm ²	normalno naprezanje u ravnini djelovanja sile F_P
σ_r	N/mm ²	računsko normalno naprezanje
σ_s	N/mm ²	savojno naprezanje

σ_v	N/mm ²	vlačno naprezanje
τ	N/mm ²	smično naprezanje
τ_3	N/mm ²	smično naprezanje u točki 3
φ	-	koeficijent ubrzanja
φ_{gr}	-	granična vrijednost koeficijenta ubrzanja

SAŽETAK

Tema ovog diplomskog rada je projektiranje i konstrukcijska razrada osobnog dizala s fasadnim voznim oknom, prema zadanim parametrima. Ovaj tip dizala namijenjen je za ugradnju s vanjske strane na postojeću zgradu, koja nema predviđen prostor za ugradnju dizala unutar zgrade, u stubištu.

U prvom dijelu rada opisan je princip na kojem se zasniva rad električnog dizala, dana je podjela dizala prema nekoliko kriterija te su objašnjene različite konstrukcijske izvedbe osobnih dizala. Zatim su prikazane strukture glavnih sklopova i sigurnosnih mehanizama dizala. Izvršen je proračun i odabir pogonskog mehanizma dizala, nosive užadi te ostalih važnih komponenti. Potom je izvršen odabir sigurnosnih komponenti dizala, a naposljetku je izrađen sklopni crtež fasadnog dizala te radionički crteži nosive konstrukcije voznog okna i kabine dizala.

Ključne riječi: dizalo, konstrukcijska izvedba, vozno okno, kabina, protuuteg, pogonski mehanizam, proračun

SUMMARY

The subject of this graduate thesis is the design development of the passenger lift with facade lift shaft, according to given parameters. This type of lift is intended for installation from the outside to an existing building, which does not have a space for installation inside the building, in the staircase.

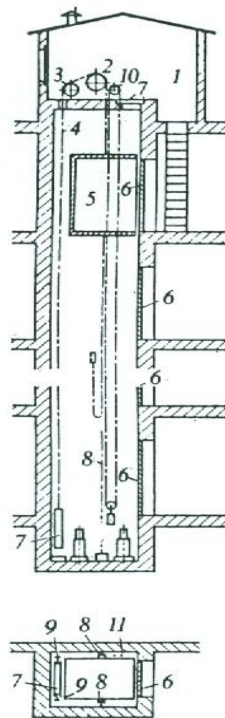
In the first part of the paper working principle of electric lift is described, division of lifts, according to several criteria is given and the various structural designs of passenger lifts are explained. Afterward the structures of the main lift assemblies and the lift safety mechanisms are shown. Calculation and selection of the elevator machine drive, hoisting ropes and other important components was carried out. After that, the lift safety components were selected, and finally, assembly drawing of the facade lift and manufacturing drawings of the bearing structure of the well and the car were made.

Key words: lift, structural design, well, car, counterweight, machine drive, calculation

1. UVOD

Dizala predstavljaju posebnu skupinu transportnih uređaja za vertikalni i kosi transport ljudi i tereta, a spadaju u srestva prekidne dobave. Nalaze primjenu u različitim građevinskim objektima, kao što su stambene i poslovne zgrade, tornjevi različite namjene, trgovački centri, garažae, itd. Njihov značaj neprestano raste, posebice u velikim gradovima gdje zauzimaju vrlo važnu ulogu među sredstvima putničkog transporta. Bez dizala bi današnji veliki gradovi sasvim drukčije izgledali budući da bi visina zgrada bila ograničena na mnogo manje visine. Putnička (osobna) dizala imaju nosivost između 4 i 20 osoba, a brzine vožnje između 0,5 m/s i 4 m/s, iako postoje dizala u nekim neboderima koja imaju brzinu vožnje i preko 10 m/s. Upravo zbog činjenice da se putničkim dizalima obavlja transport ljudi, na njih se postavljaju zahtjevi za pouzdanim i sigurnim radom, pa stoga postoje posebni propisi za projektiranje, izradu i uporabu dizala. Standardno se kod užetnih dizala koristi čelična užad, međutim, primjena čelične užadi ograničena je na visine do otprilike 500 m zbog značajnog udjela mase užadi u ukupnoj pokretnoj masi dizala. Stoga je razvijena posebna vrsta traka od ugljičnih vlakana, pravokutnog poprečnog presjeka. Ove trake posjeduju odlična tarna svojstva, a imaju višestruko manju masu pa se njihovom primjenom postižu visine dizanja i do 1 km.

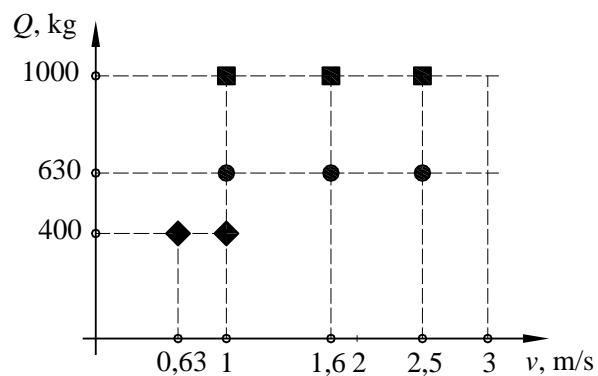
Osnovna podjela dizala je prema vrsti pogona na užetna dizala s električnim pogonom i hidraulična dizala. Danas su najzastupljenija užetna dizala na električni pogon, dok se hidraulična koriste samo za manje visine dizanja (do 10 m) te manje brzine vožnje. Hidraulična dizala mogu imati nosivost do 50 t pa se koriste, primjerice, u skladištima, velikim garažama i sl. za podizanje velikih tereta na male visine. Za istu nosivost, potrebna snaga pogona za hidraulična dizala veća je nego za užetna dizala (hidraulična dizala nemaju protuuteg), pa su stoga hidraulična dizala neekonomična za veće brzine. Osnovna struktura užetnog dizala prikazana je na slici 1.



Slika 1 **Struktura užetnog dizala [1]**

1 - strojarnica, 2 - pogonska užnica, 3 - otklonska užnica, 4 - nosivo uže, 5 - kabina, 6 - vrata na oknu lifta, 7 - protuuteg, 8 - vodilice kabine, 9 - vodilice protuutega, 10 - graničnik brzine, 11 - odbojnici za kabinu

Osobna dizala ugrađuju se u stambene zgrade koje imaju više od 3 razine, odnosno, kojima je visina dizanja veća od 8 metara, mjereno od glavnog ulaza. Ukoliko se u zgradu ugrađuje jedno dizalo, tada ono treba biti nosivosti najmanje 630 kg.



Slika 2 **Nosivost i brzina dizala za stambene zgrade, prema ISO 4190/6 [1]**

Dizala nalaze dosta široku primjenu, pa tako danas postoji više tipova dizala, a klasifikaciju je moguće napraviti prema nekoliko kriterija (npr. prema namjeni, vrsti pogona, brzini kretanja kabine, itd.). U nastavku su dane klasifikacije dizala po određenim kriterijima, prema [2]:

1) prema namjeni

- putnička dizala – služe za vertikalni transport ljudi (putnika)
- putničko – teretna dizala – koriste se za prijevoz tereta i ljudi (pratitelja), a imaju povećane dimenzije poda kabine te otvora vrata
- teretna dizala – predviđena su za podizanje i spuštanje tereta
- maloteretna dizala – predviđena su za podizanje i spuštanje isključivo malih tereta, a imaju kabine malih dimenzija kako bi se isključila mogućnost transporta ljudi
- bolnička dizala – namijenjena su za podizanje i spuštanje pacijenata i bolničkog osoblja te specijalnih medicinskih transportnih sredstava
- specijalna (nestandardna) dizala – izgrađuju se prema posebnim tehničkim zahtjevima,

2) prema vrsti pogona mehanizma za dizanje:

- električni pogon (istosmjerne ili izmjenične struje)
- hidraulični pogon (za pokretanje hidrauličkog cilindra ili vitla s hidromotorom),

3) prema brzini kretanja kabine:

- sporohodna dizala – brzine do 1,0 m/s
- brzohodna dizala – brzine od 1,0 do 2,0 m/s
- ekspres dizala – brzine preko 2,0 m/s,

4) prema položaju strojarnice:

- dizala s gornjim položajem strojarnice
- dizala s donjim položajem strojarnice.

Važeće hrvatske norme koje se odnose na područje liftogradnje su HRN EN 81-20 i HRN EN 81-50, a definiraju sigurnosna pravila za konstrukciju i ugradnju dizala.

2. KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE DIZALA

Kako dizala imaju različite primjene, jasno je da će postojati i različite konstrukcijske izvedbe koje proizlaze iz različitih specifičnih zahtjeva kod pojedine primjene dizala. U nastavku su shematski prikazane najčešće konstrukcijske izvedbe električnih dizala s ucrtanim silama koje djeluju na kabinu i protuuteg u skladu s ucrtanim smjerom kretanja kabine. Pri tome su korištene sljedeće oznake:

D_{pog} – promjer pogonske užnice

h_v – vertikalni razmak klizača

v – brzina vožnje

G_K – težina kabine

Q – težina tereta

$F_{\text{ot},K}$ – sila otpora kretanja kabine

$F_{\text{ot},Q}$ – sila otpora kretanja tereta

G_u – težina protuutega

$F_{\text{ot},u}$ – sila otpora kretanja protuutega

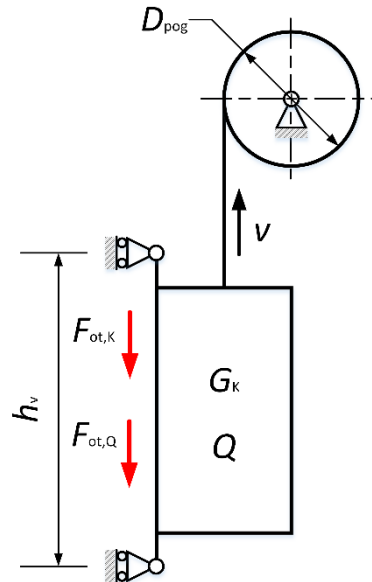
D_{pom} – promjer pomoćne užnice

D_{otk} – promjer otklonske užnice

Princip rada električnog dizala zasniva se na okretanju elementa za vođenje užadi (pogonske užnice ili rjeđe bubnja) pomoću elektromotora. Pogonska užnica ima po obodu izrađene žlijebove u koje se zaklinjava nosiva užad te se pogonski moment s užnice prenosi trenjem na nosivu užad. Na jednom kraju nosive užadi ovješena je kabina dizala, dok je na drugom kraju ovješena protuuteg. Kod dizala s pogonskom užnicom protuuteg je neophodan da bi se ostvarila potrebna vučna sila. Osim toga, protuutegom se postiže smanjenje obodne sile na pogonskoj užnici (uravnotežava se težina kabine i polovica težine tereta), koja je jednaka razlici sila zatezanja užadi sa strane kabine i sa strane protuutega. Smanjenjem obodne sile smanjuje se potrebni okretni moment te je tako omogućena primjena pogonskog elektromotora manje snage.

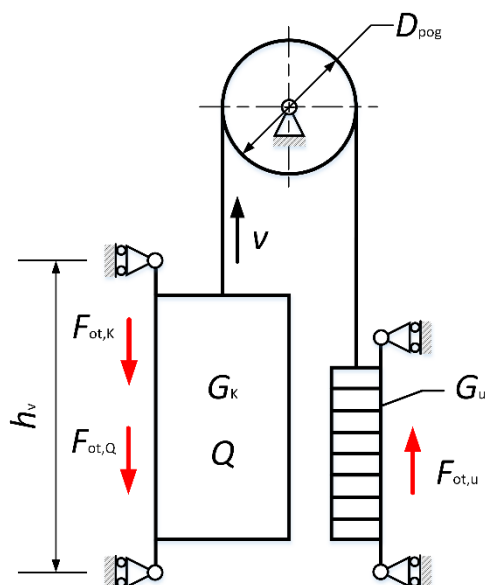
U slučaju izvedbe s bubnjem, užad se namotava na bubanj preko žlijebova s različitih strana, tako da se okretanjem bubnja jedan kraj užadi namotava (npr. kraj na koji je ovješena kabina) dok se drugi kraj užadi odmotava (kraj s protuutegom). Na taj način se protuuteg spušta,

oslobađajući žlijebove za namotavanje užadi kabine koja se diže. Izostanak protuutega kod ovog tipa dizala doveo bi samo do povećanja potrebne snage pogonskog elektromotora. Takva je izvedba shematski prikazana na slici 3.

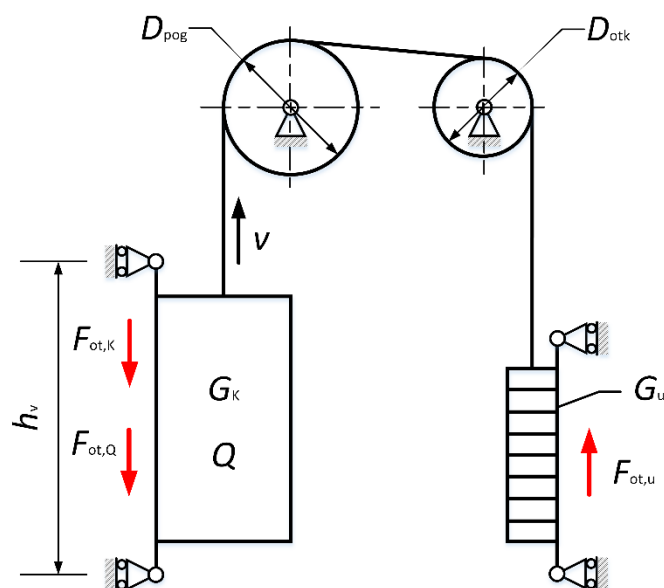


Slika 3 Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala bez protuutega

Kod ove izvedbe dizala nužna je primjena bubnja kao pogonskog vučnog uređaja. Primjena ovakvog tipa dizala opravdana je samo kada je vozno okno dizala tako malih dimenzija da nije moguće ugraditi protuuteg te u slučaju teretnog dizala male nosivosti (povećanje potrebne snage pogonskog elektromotora nema veliki značaj). Upotreba bubnja kao vučnog elementa zabranjena je na putničkim dizalima, kod kojih se uglavnom koriste konstrukcije izvedbe prikazane na slikama 4 i 5. U izvedbi prikazanoj slikom 4, razmak između točki ovješnja kabine i protuutega jednak je promjeru pogonske užnice.



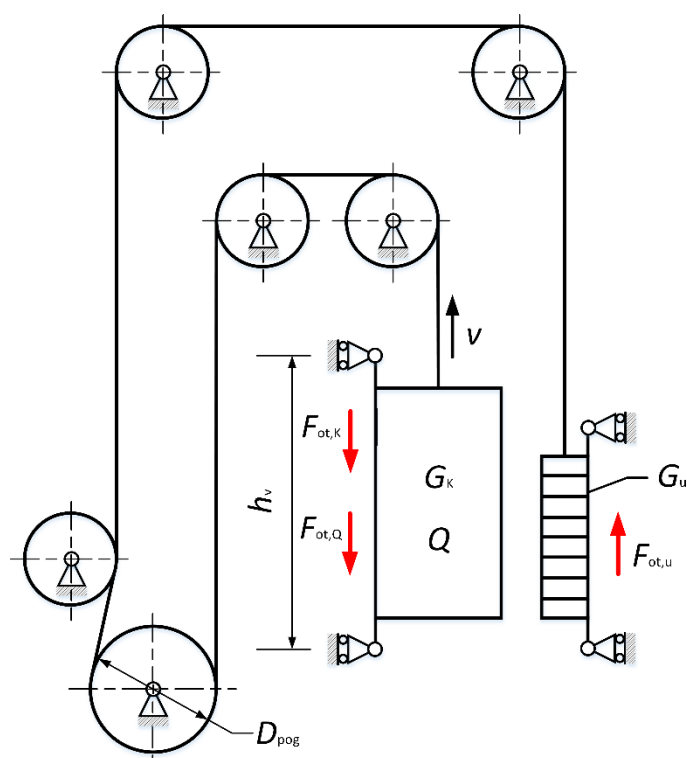
Slika 4 Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s primjenom protuutega



Slika 5 Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s protuutegom i odstojnom užnicom

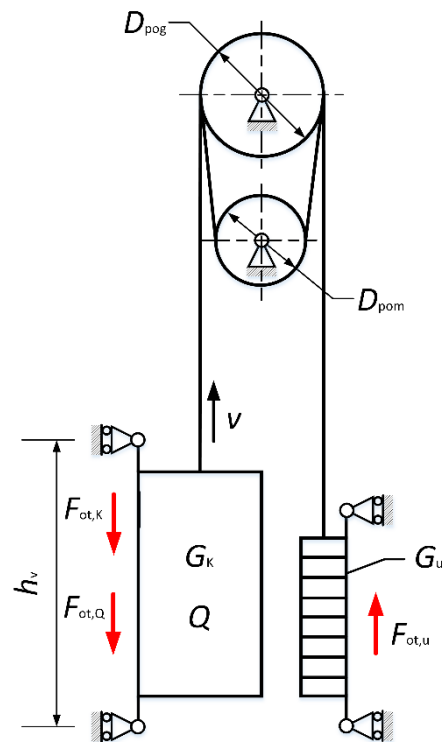
Na slici 5 prikazana je konstrukcijska izvedba kod koje je dodatno, u odnosu na prethodnu izvedbu, primijenjena otklonska užnica, koja služi za usmeravanje užadi do točki ovješnja. Na taj se način postiže veći razmak između kabine i protuutega, što je neophodno kod primjene kabina većih dimenzija. Obuhvatni kut užadi na pogonskoj užnici ovako se smanjuje u odnosu na prethodnu izvedbu, kod koje iznosi 180° . Konstrukcijska izvedba dizala s donjim položajem strojarnice u odnosu na vozno okno shematski je prikazana na slici 6. Kod

ovakve je konfiguracije ukupna duljina užadi oko tri puta veća nego kod prethodnih izvedbi, a i dalje ostaje potreba za izgradnjom posebne prostorije iznad voznog okna u koju se ugrađuju pomoćne užnice. Veći broj pomoćnih užnica oko kojih se pregiba nosiva užad smanjuje ukupni stupanj korisnog djelovanja dizala te je povećano trošenje užadi, što povisuje cijenu održavanja dizala. Ipak, donji položaj strojarnice osigurava lakši pristup pogonu, a time jednostavnije održavanje i kontrolu. Ovakva izvedba primjenjuje se samo kod nekih dizala male nosivosti i visine dizanja.



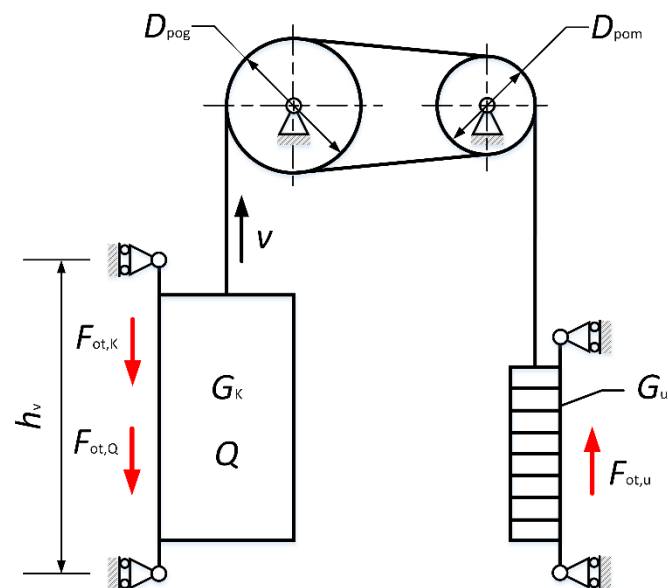
Slika 6 Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s donjim položajem strojarnice

Veći obuhvatni kut užadi moguće je ostvariti ugradnjom pomoćne užnice tako da se užad više puta namota oko obiju užnica. Povećanjem obuhvatnog kuta povećava se vučna sposobnost dizala te se sprječava proklizavanje užadi u žlijebovima pogonske užnice pri većim opterećenjima i ubrzanjima. Izvedba sa smještajem pomoćne užnice ispod pogonske prikazana je slikom 7.



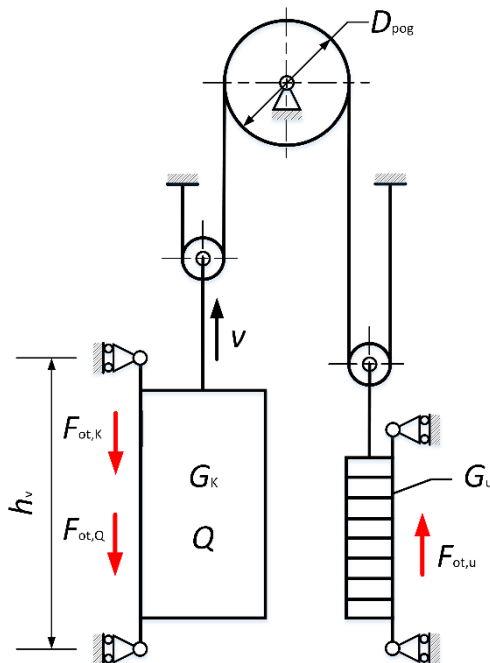
Slika 7 Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s primjenom pomoćne užnice

Kod varijante prikazane na slici 8, pomoćna je užnica ugrađena pokraj pogonske, te na taj način ona ujedno ima ulogu i otklonske užnice.



Slika 8 Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s primjenom pomoćne užnice istovremeno kao otklonske

Osim direktnog ovješanja kabine i protuutega, koje je primijenjeno na svim prethodnim izvedbama, postoji i izvedba s ovješanjem preko kolotura, a jedna takva izvedba prikazana je shematski na slici 9.



Slika 9 Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe dizala s ovješanjem kabine i protuutega preko kolotura

Ovakva izvedba zavješanja kabine i protuutega daje dvostruko veću nosivost kabine za isti pogonski mehanizam (snaga elektromotora, prijenosni omjer reduktora i promjer pogonske užnice) u odnosu na direktno zavješanje, uz dvostruko smanjenje brzine gibanja. Ipak, konstrukcijska izvedba dizala s izravnim zavješanjem kabine i protuutega predstavlja najjednostavnije rješenje s najvećim stupnjem korisnog djelovanja i osigurava najdulju trajnost užadi zbog najmanjeg broja njihovih pregiba.

Odabir konstrukcijske izvedbe ovisi u prvom redu o namjeni dizala ali i o drugim specifičnim zahtjevima i ograničenjima pri konstruiranju i ugradnji dizala.

3. KONSTRUKCIJE GLAVNIH SKLOPOVA I KOMPONENTI

3.1. Pogonski mehanizmi dizala

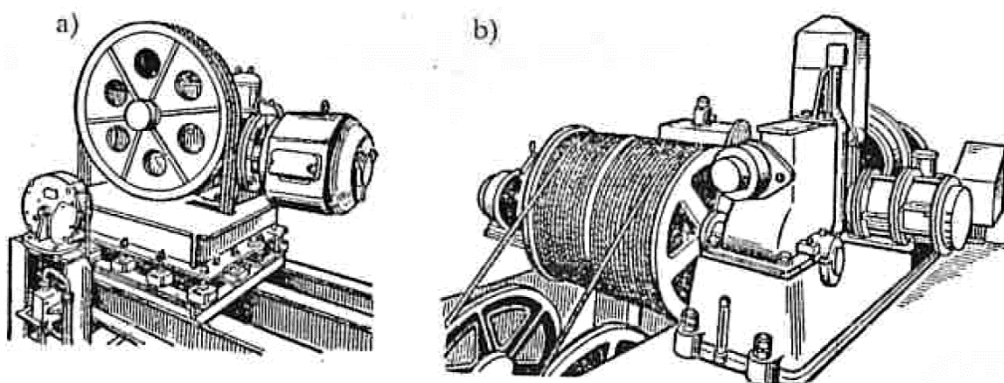
Pogonski mehanizmi (vitla) dizala u velikoj mjeri slične vitlima koja se ugrađuju na dizalice industrijske namjene, čija se standardna konstrukcija sastoji od elektromotora, spojke s kočnicom, reduktora i bubnja ugrađenih na nosivi okvir te zahvatnog sredstva s užetom. Na konstrukciju pogonskog mehanizma dizala postavljaju se, prema [2] sljedeći zahtjevi:

- sigurna i pouzdana primjena
- bešuman rad
- niska razina vibracija
- dopuštena razina ubrzanja kabine
- propisana točnost zaustavljanja kabine na stanici
- minimalna masa i gabaritne mjere (niži troškovi održavanja).

Zbog različitih uvjeta primjene i širokog raspona radnih parametara, postoji više različitih konstrukcijskih rješenja pogonskih mehanizama dizala, a moguće ih je razvrstati prema nekoliko kriterija.

Prema vrsti elementa za vođenje užadi razlikuju se:

- a) vitla s pogonskom užnicom
- b) vitla s bubnjem.



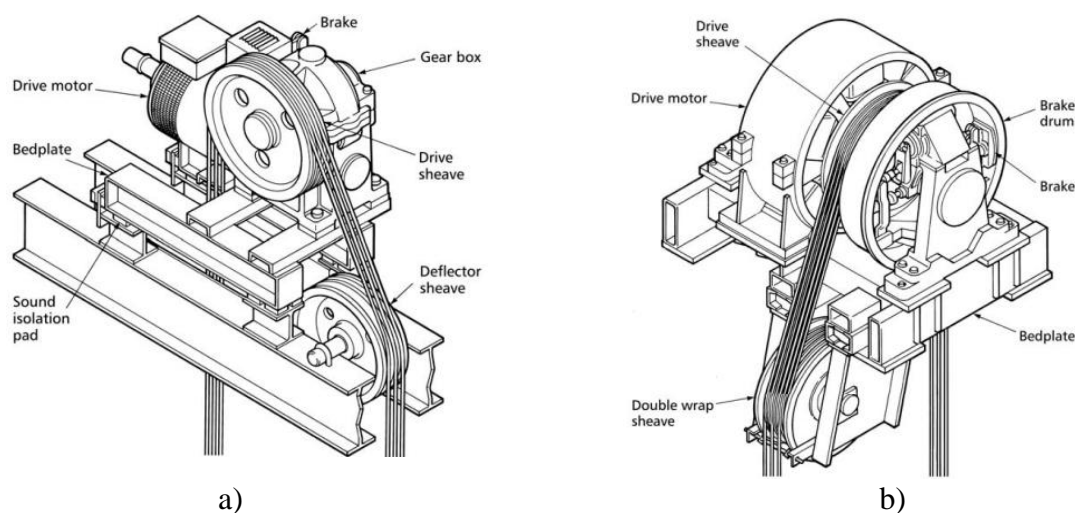
Slika 10 Pogonski mehanizam dizala s užnicom i s bubnjem [2]

Kod izvedbe vitla s bubnjem nosiva užad se veže za bubanj. Podizanje i spuštanje kabine ostvaruje se namotavanjem i odmotavanjem užadi, uz pripadno spuštanje i podizanje protuutega.

Na vitlu s pogonskom užnicom užad nije vezana za užnicu nego je postavljena u žlijebove izrađene po obodu užnice. Na jednom kraju užadi ovješena je kabina, dok je na drugom kraju vezan protuuteg. Imeđu užadi i žlijebova na užnici javlja se sila trenja, tako da se okretanjem pogonske užnice pokreće i zategnuta nosiva užad. Na taj se način ostvaruje podizanje i spuštanje kabine i protuutega. Primjena ovakve izvedbe pogonskog mehanizma obavezna je kod putničkih dizala.

Obzirom na vrstu kinematske veze pogonskog elektromotora s elementom za vođenje užadi, razlikuju se:

- a) vitla s reduktorom
- b) vitla bez reduktora.



Slika 11 Pogonski mehanizam s reduktorom i bez reduktora (direktni) [1]

Pogonski mehanizmi bez reduktora (direktni pogoni) nalaze primjenu na konstrukcijama dizala velikih nazivnih brzina ($v > 2,5$ m/s) i velikih visina dizanja. Kod njih je pogonska užnica direktno spojena na vratilo elektromotora, kao i bubanj kočnice. Za pogon se koristi sporohodni elektromotor posebne konstrukcije, koji ima veliki okretni moment. Za precizno zaustavljanje kabine koriste se elektronički upravljački uređaji. Ovaj tip pogonskog mehanizma ne zahtijeva ulje, jer ne sadrži reduktor.

Prema tipu reduktora, razlikuju se sljedeće izvedbe pogonskih mehanizama:

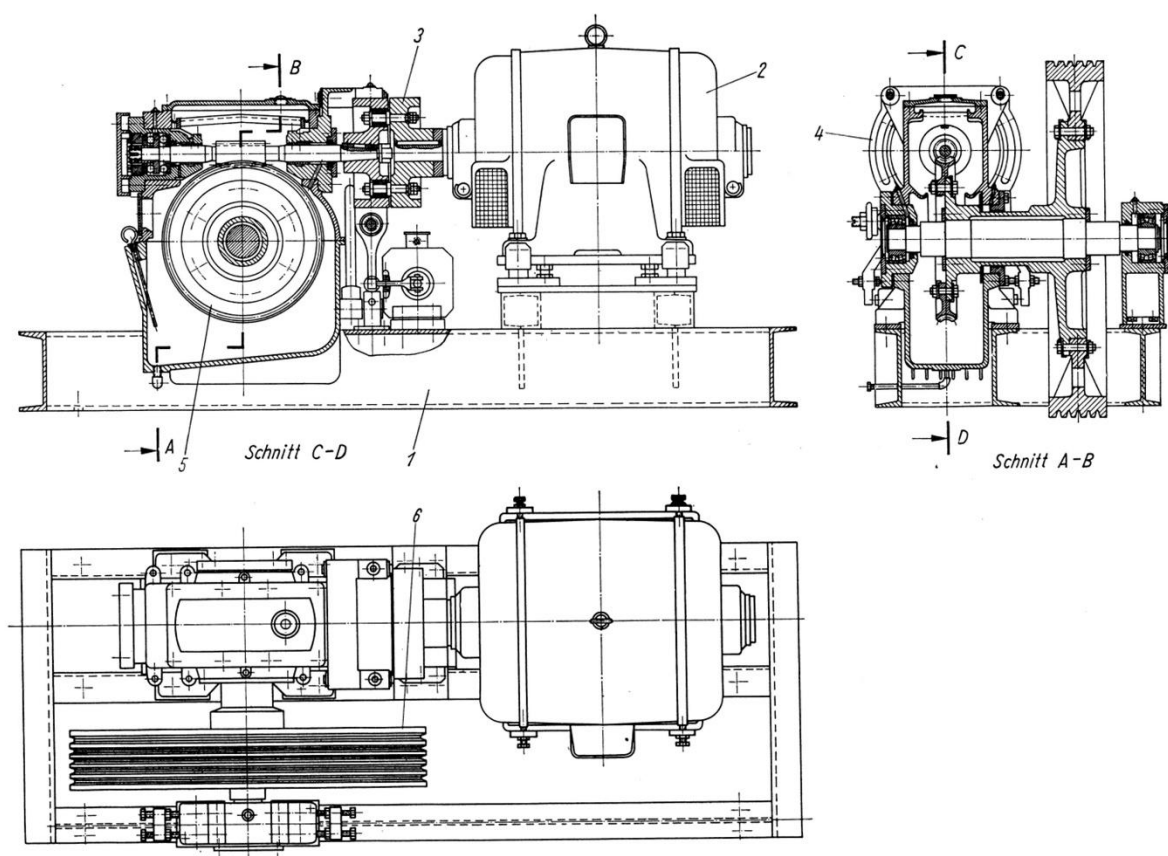
- s globoidnim ozubljenjem i cilindričnim pužnim prijenosnikom
- s planetarnim zupčastim prijenosnikom

- s prijenosnikom sa zavojnim zubima.

Također je moguće podijeliti vitla i prema vrsti pogona na:

- vitla s električnim pogonom (istosmjernom ili izmjeničnom strujom)
- vitla s hidromotorom okretnog tipa.

Vrlo često se postavlja zahtjev za kompaktnosti konstrukcije pa je stoga opravdana primjena brzohodnih elektromotora za pogon standardnih dizala serijske proizvodnje. Između brzohodnog elektromotora i pogonske užnice ugrađuje se najčešće pužni reduktor kompaktne konstrukcije. Jedna takva izvedba vitla s gornjim položajem ugradnje vratila puža u odnosu na pužno kolo prikazana je na slici 12.



Slika 12 Vitlo dizala s pužnim reduktorom i pogonskom užnicom [1]

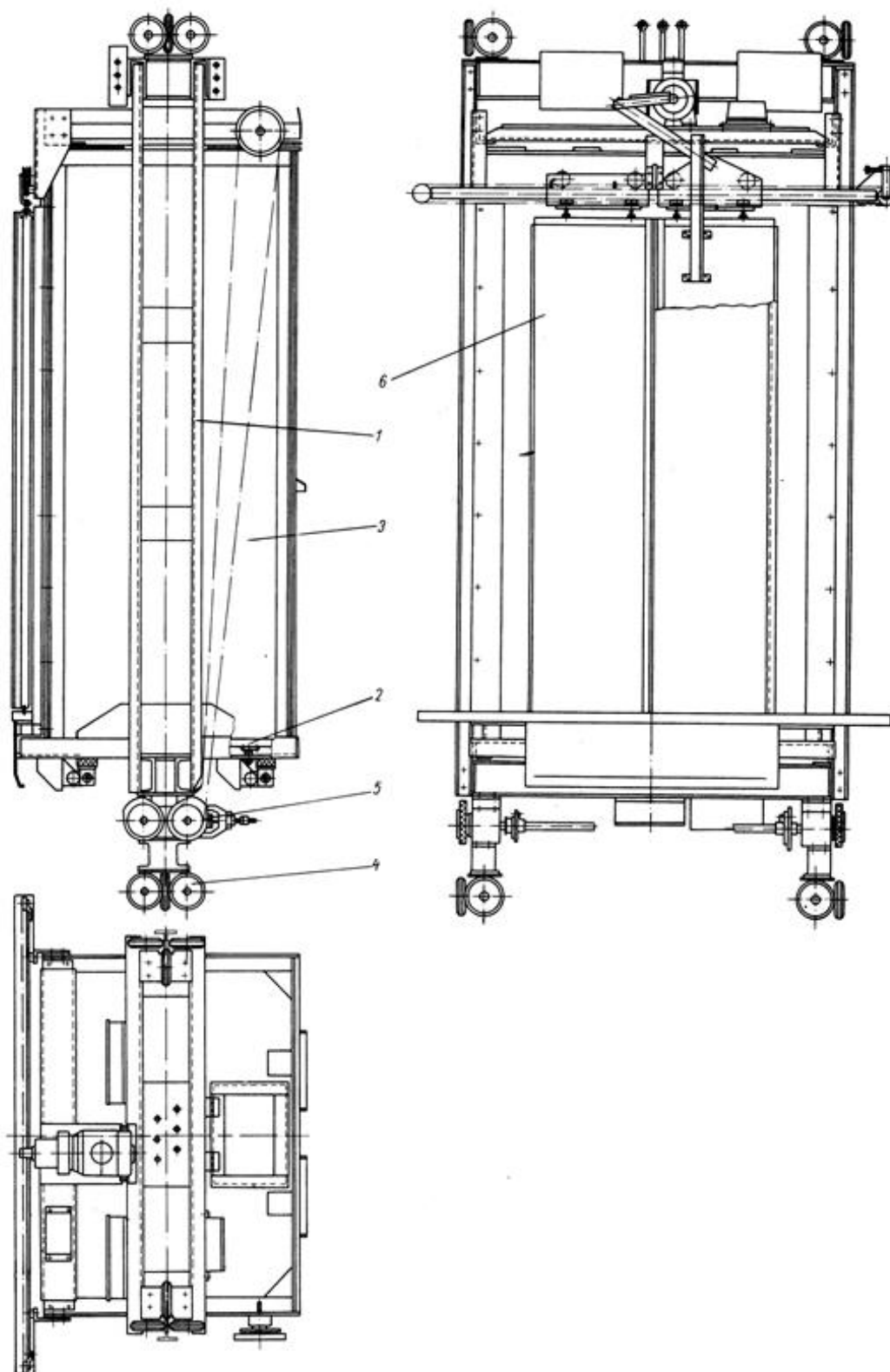
- 1 – postolje, 2 – elektromotor, 3 – spojka s bubnjem kočnice, 4 – kočnica s otkočnim uređajem,
5 – pužni reduktor, 6 – pogonska užnica

Ovakva konfiguracija isključuje mogućnost istjecanja ulja iz reduktora ali su lošiji uvjeti podmazivanja zupčanog para puž – pužno kolo, posebice prilikom pokretanja elektromotora. Taj se nedostatak ublažava korištenjem motora s većom brzinom vrtnje.

3.2. Kabina i uređaji za vođenje kabine

Kabina dizala je zatvorena, rastavljiva konstrukcija, namijenjena za smještaj ljudi i/ili tereta pri transportu dizalom. Osnovna struktura kabine sastoji se od nosivog okvira, poda kabine, voznog prostora, bočnih zidova, stropa, i vrata kabine s mehanizmom zatvaranja. Metalna konstrukcija nosivog okvira izrađuje se od vertikalnih i horizontalnih okvira na koje se, preko gumenih jastuka, oslanja konstrukcija same kabine. Na nosivi okvir kabine također se pričvršćuju uređaji za vođenje kabine (klizači) te zaustavni uređaji. Na slici 13 prikazana je jedna konstrukcijska izvedba sklopa kabine s valjnim uređajima za vođenje.

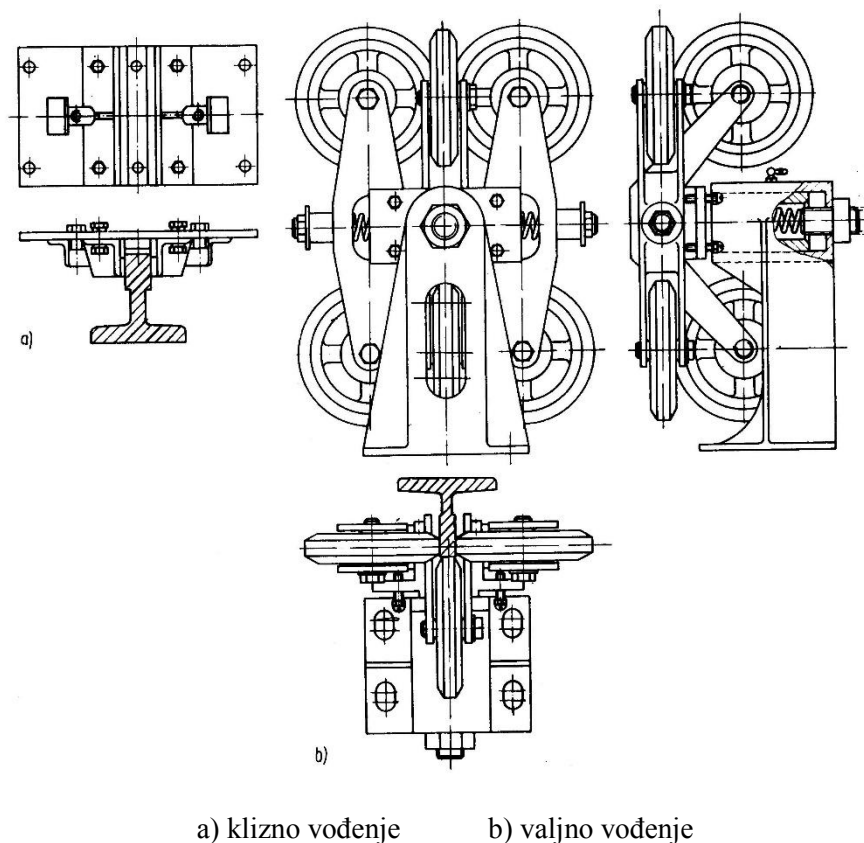
Minimalna visina kabine definirana je u [3] i iznosi 2 metra. Osim toga, navedene su maksimalne korisne površine poda kabine prema nosivosti dizala, a u svrhu smanjenja mogućnosti preopterećenja kabine. Također je definirana minimalna površina poda kabine, prema broju putnika dizala.



Slika 13 Osnovna struktura kabine dizala [1]

1 – nosivi okvir, 2 – pod kabine, 3 – vozni prostor, 4 – valjci za vođenje, 5 – zaustavna kočnica,
6 – vrata kabine s mehanizmom zatvaranja

Nosivi čelični okvir kabine centrira se u odnosu na krute vodilice pomoću ugrađenih uređaja za vođenje, koji mogu biti klizni ili valjni, kako je prikazano slikom 14.



Slika 14 Uređaji za vođenje kabine [1]

Na taj se način isključuju veće bočne oscilacije kabine te se osigurava potrebna zračnost između pokretnih i nepokretnih dijelova dizala u voznom oknu. Postavljaju se po dva klizača (u gornjem i donjem dijelu) na dvije strane kabine.

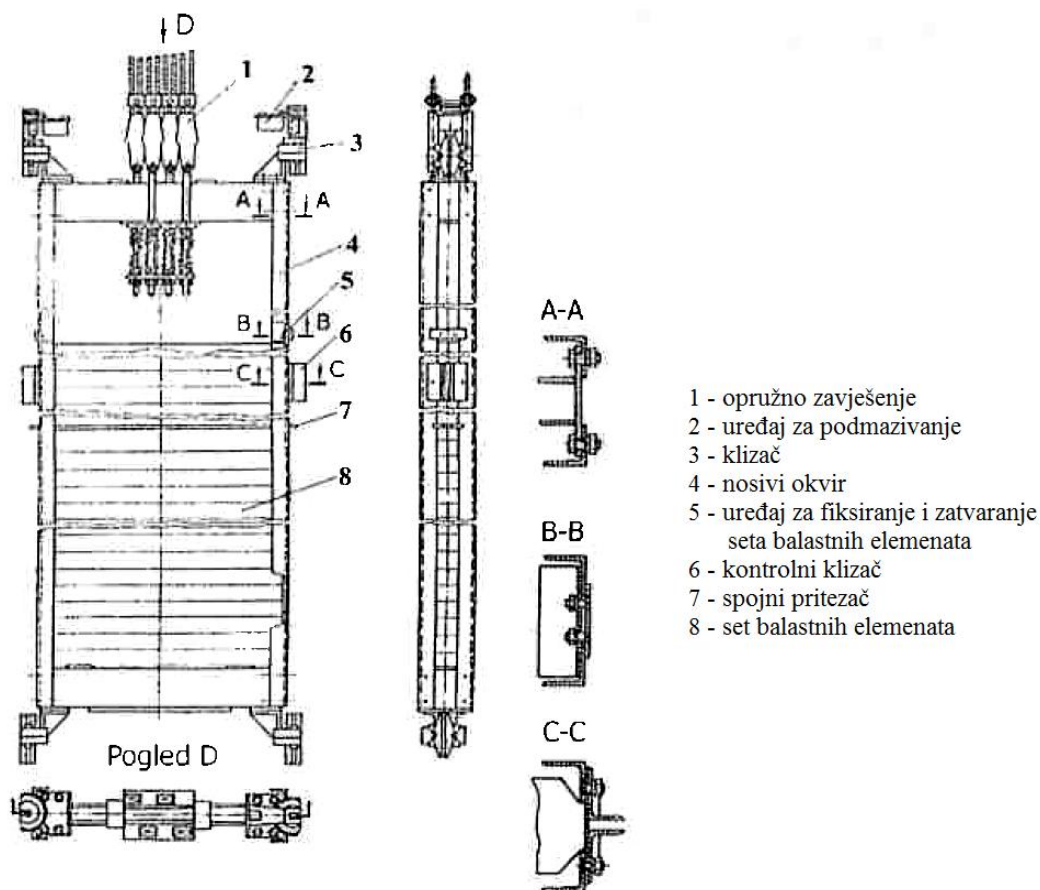
Kako bi se smanjila sila trenja i omogućilo ravnomjerno kretanje kabine duž vodilica, iznad uređaja za klizno vođenje ugrađuje se uređaj za podmazivanje vodilica.

Uređaji za valjno vođenje imaju manji otpor kretanju u usporedbi s uređajima za klizno vođenje pa se stoga primjenjuju kod dizala većih brzina i nosivosti.

3.3. Protuuteg

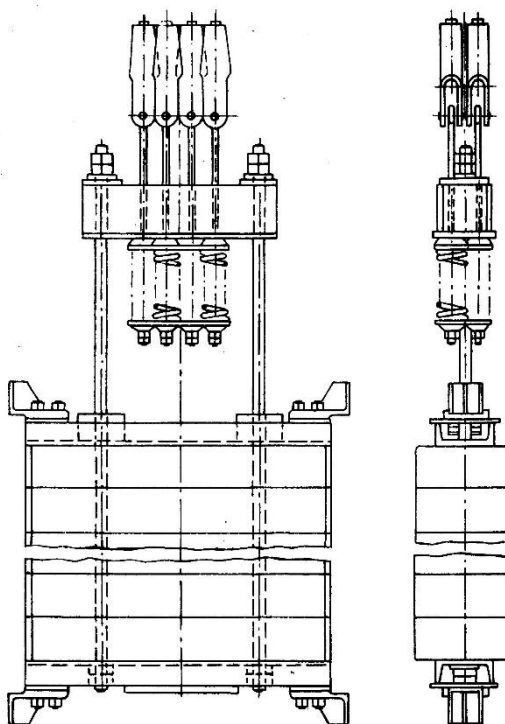
Protuuteg ima glavnu ulogu u sustavu uravnoteženja dizala. Njegovom se primjenom ostvaruje potrebna vučna sposobnost pogona te se minimalizira potrebna snaga pogonskog

elektromotora. Osnovu njegove konstrukcije čini nosivi okvir na koji se pričvršćuju elementi za elastično zavješanje i klizači. Nosivi okvir protuutega ispunjava se setom armirano betonskih balastnih elemenata ili elemenata od sivog lijeva. Masa pojedinog elementa koji se ugrađuje u protuuteg ne bi smjela biti veća od 60 kg, kako bi se omogućila montaža ručnom silom dvaju radnika. Jedna varijanta konstrukcije protuutega prikazana je na slici 15.



Slika 15 Varijanta konstrukcije protuutega s krutim okvirom [2]

Ponekad se, s ciljem uštede materijala, koriste izvedbe protuutega koji nemaju kruti nosivi okvir. Kod ovakve izvedbe se postavljaju između gornje i donje grede elementi, koji se pritežu pomoću dva duga, vertikalna vijka, kako je prikazano slikom.



Slika 16 Konstrukcije protutege bez krutog okvira [1]

3.4. Vozno okno

Voznim oknom dizala naziva se prostor u kojem se kreću kabina i protuteg duž svojih vodilica. Osim tog prostora, u vozno okno još spadaju jama voznog okna i strojarnica, s tim da postoje određene izvedbe dizala bez strojarnice. Jama voznog okna nalazi se ispod razine prve stanice dizala i u nju se postavljaju odbojnici kabine i protutege, dok se u strojarnicu, koja se nalazi iznad posljednje stanice, ugrađuje pogonski mehanizam dizala.

Postoje tri tipa voznog okna, prema vrsti konstrukcije:

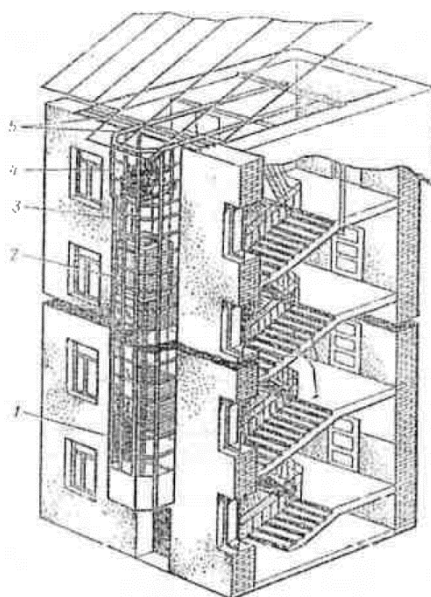
- vozno okno čvrste konstrukcije
- poluotvoreno vozno okno
- samostojeće (fasadno) vozno okno.

Vozna okna čvrste konstrukcije uglavnom se izrađuju od betona ili opeka unutar građevinskog objekta, a ukoliko je to nemoguće, dopušteno je za osobna, bolnička i teretna dizala opće namjene izgraditi metalnu konstrukciju voznog okna. Metalna konstrukcija voznog okna također se primjenjuje kada je vozno okno smješteno s vanjske strane

građevinskog objekta. U toj se situaciji vozno okno oblaže metalnim pločama ili se može ostakliti.

Vozna okna poluotvorene konstrukcije primjenjuju se na dizalima koja se ugrađuju u udubljenja na vanjskim zidovima građevinskog objekta. Kod takvih izvedbi voznog okna zidovi su uglavnom armirano betonske konstrukcije.

U postojećim zgradama starije gradnje, kod kojih nije predviđena ugradnja dizala u stubišnom prostoru, primjenu nalaze dizala s fasadnim voznim oknom, koja se pridodaju zgradi s vanjske strane. Takva vozna okna uglavnom su metalne konstrukcije, a mogu biti ovješena o zgradu ili oslonjena na njenom temelju, a u svrhu veće stabilnosti vežu se po visini za dijelove zgrade pomoćnim vezama. Primjer ugradnje fasadnog voznog okna koje je ovješeno o zgradu dan je na slici 17.



Slika 17 Prikaz visećeg fasadnog voznog okna [2]

Kao što se vidi sa slike, konstrukcija voznog okna ovješena je o zgradu preko konzole 5 u obliku potkove, dok je s prednje strane vezana za zid zgrade. Konstrukcije ovog tipa primjenjuju se na zgradama kojima je pri rekonstrukciji nadogradnjom povećan broj katova. Kako bi se smanjila razine buke koja nastaje radom dizala, potrebno je fasadna vozna okna ugrađivati uz prostorije koje se ne koriste za stanovanje (ostave i sl.).

Metalna konstrukcija voznog okna može biti nosiva – kada nosi sva radna opterećenja dizala i nenosiva – kada čini samo konstrukciju ograde, dok radna opterećenja preuzima nosiva konstrukcija zgrade. Sastoji se od sljedećih dijelova:

- nosive konstrukcije
- ograde (ispune)
- vodilica kabine
- vodilica protuutega
- prilaznih vrata voznog okna
- gornjeg prostora (strojarnice) i
- donjeg prostora (jame voznog okna).

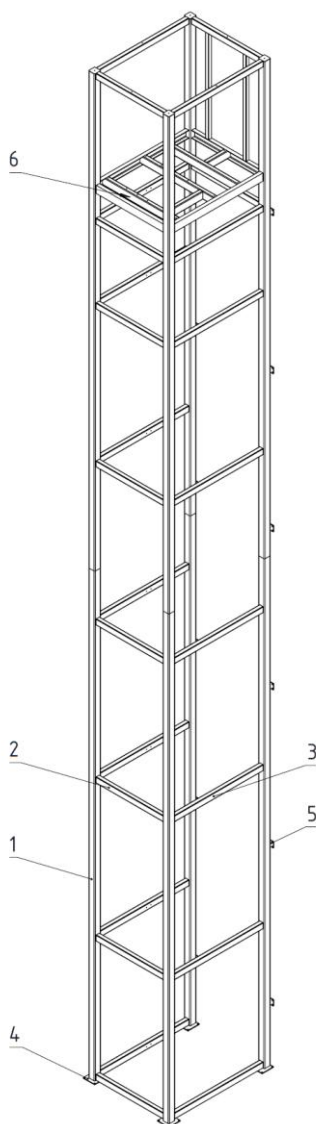
Za ogradu voznog okna mogu se koristiti čelični limovi, žičana mreža, staklo ili armirano staklo. U slučaju korištenja čeličnog lima, mora se koristiti lim debljine najmanje 1,4 mm, a ako se vozno okno ispunjava staklom, njegova minimalna debljina treba biti 4 mm. Moguće je također ograđivanje voznog okna armiranim staklom ili staklenim prizmama.

Na slici 18 je prikazana izvedba fasadnog dizala s metalnom konstrukcijom voznog okna oslonjenom na temelju i sa staklenom ispunom.



Slika 18 Prikaz oslonjenog fasadnog dizala sa staklenom ispunom

Nosiva metalna konstrukcija fasadnog voznog okna sastoji se od vertikalnih nosača i poprečnih ukruta (pojasa) voznog okna. Na slici 19 je prikazano konstruirano fasadno vozno okno metalne konstrukcije. Nosivu konstrukciju čine vertikalni nosači izrađeni od kvadratnih čeličnih profila, dok su poprečne ukrute izrađene od pravokutnih profila i zavarenim spojevima vezane za vertikalne nosače. Na taj je način postignuta robusnost i potrebna krutost konstrukcije. Vozno okno oslanja se na temelj, gdje se veže preko temeljnih ploča sidrenim vijcima, dok se za zid zgrade veže između svakog kata pomoću bočnih ploča, koje su zavarene na metalnu konstrukciju i sidrenih vijaka. Ovakvim vezanjem za zgradu postignuta je velika stabilnost konstrukcije voznog okna.



Slika 19 Konstruirano fasadno vozno okno

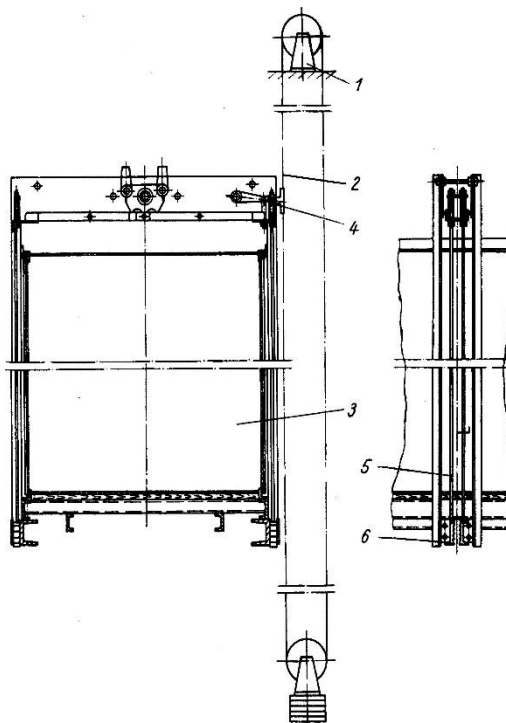
1 – vertikalni nosač, 2 – poprečna ukruta kratka, 3 – poprečna ukruta duga, 4 – temeljna ploča, 5 – bočna ploča, 6 – pod strojarnice

4. SIGURNOST I SIGURNOSNI MEHANIZMI OSOBNIH DIZALA

U sigurnosne mehanizme dizala ubrajaju se zaustavni uređaji, graničnik brzine i odbojnici. Njihova je uloga da u opasnim situacijama do kojih može doći pri upotrebi dizala, očuvaju sigurnost putnika i tereta.

4.1. Zaustavni uređaji

Zaustavni uređaji služe za zaustavljanje kabine kod kretanja prema dolje brzinom većom od dopuštene, koja je određena graničnikom brzine. Oni moraju osigurati usporavanje, zaustavljanje i zadržavanje kabine s najvećim opterećenjem na vodilicama čak i prilikom njenog slobodnog pada (npr. kod pucanja nosive užadi). Navedeno se mora ostvariti bez dovođenja u opasnost zdravlja ljudi koji se nalaze u kabini. Na protuuteg se ugrađuju zaustavni uređaji ukoliko se u prostoru ispod voznog okna kreću ljudi (npr. pješački prolazi i sl.). Zaustavni se uređaji aktiviraju automatski, djelovanjem graničnika brzine, kako je prikazano na slici 20.



Slika 20 Uključni mehanizam zaustavnog uređaja na kabini [1]

1 – graničnik brzine, 2 - uže, 3 - kabina, 4 - poluga, 5 – uključne šipke, 6 – zahvatni elementi

Aktiviranje zaustavnog uređaja djelovanjem električnih, hidrauličkih i pneumatskih uređaja je zabranjeno. [3]

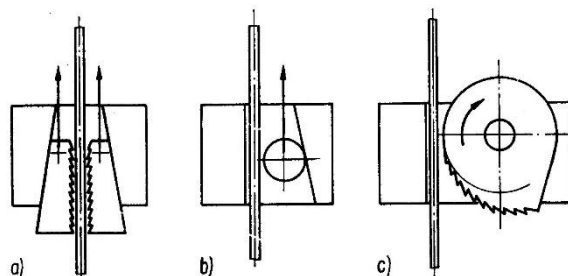
Ovisno o nazivnoj brzini vožnje dizala i načinu djelovanja zaustavnog uređaja, razlikuju se:

- trenutni zaustavni uređaji (s krutim zaustavljanjem) – za nazivne brzine dizala do 0,63 m/s
- trenutni zaustavni uređaji s prigušenjem – za nazivne brzine dizala do 1,0 m/s
- zaustavni uređaji postupnog kočenja – za nazivne brzine dizala veće od 1,0 m/s.

Ukoliko se na kabinu ugrađuje više hvatačkih uređaja, oni moraju biti uređaji postupnog kočenja. Iako se zaustavni uređaji mogu ugraditi na gornji ili na donji dio nosivog okvira kabine, po preporukama europskih direktiva prednost treba dati rješenjima kod kojih se zaustavni uređaji ugrađuju na donji dio nosivog okvira kabine.

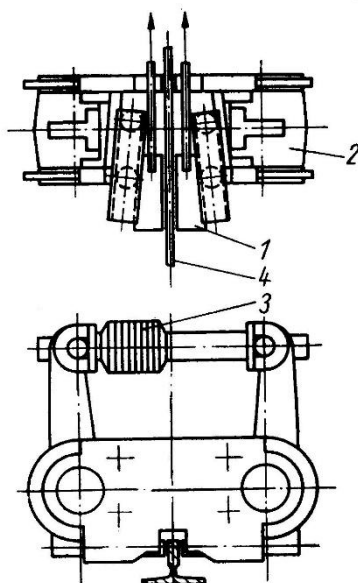
Trenutni zaustavni uređaji prema vrsti konstrukcije mogu biti, kako je prikazano na slici 21:

- klinasti,
- valjkasti i
- s ekscentrom.



Slika 21 Zaustavni uređaji s krutim zaustavljanjem [1]

Kod dizala s nazivnom brzinom kabine većom od 0,75 m/s, neovisno o tipu dizala, te kod bolničkih dizala bilo koje nazivne brzine obavezno je korištenje zaustavnih uređaja postupnog kočenja, kod kojih se primjenjuju elastični elementi za ograničenje normalne sile pritiska. Time se ostvaruje ravnomjerno usporavanje kabine do njenog zaustavljanja. Oni mogu biti, ovisno o izvedbi, s konstantnom ili postupno narastajućom silom kočenja. Jedna izvedba zaustavnog uređaja s postupnim hvatanjem prikazana je shematski na slici 22.



Slika 22 Klizni zaustavni uređaj za postupno hvatanje [1]

1 – zahvatni klin, 2 - kućište, 3 - opruga, 4 – vodilica

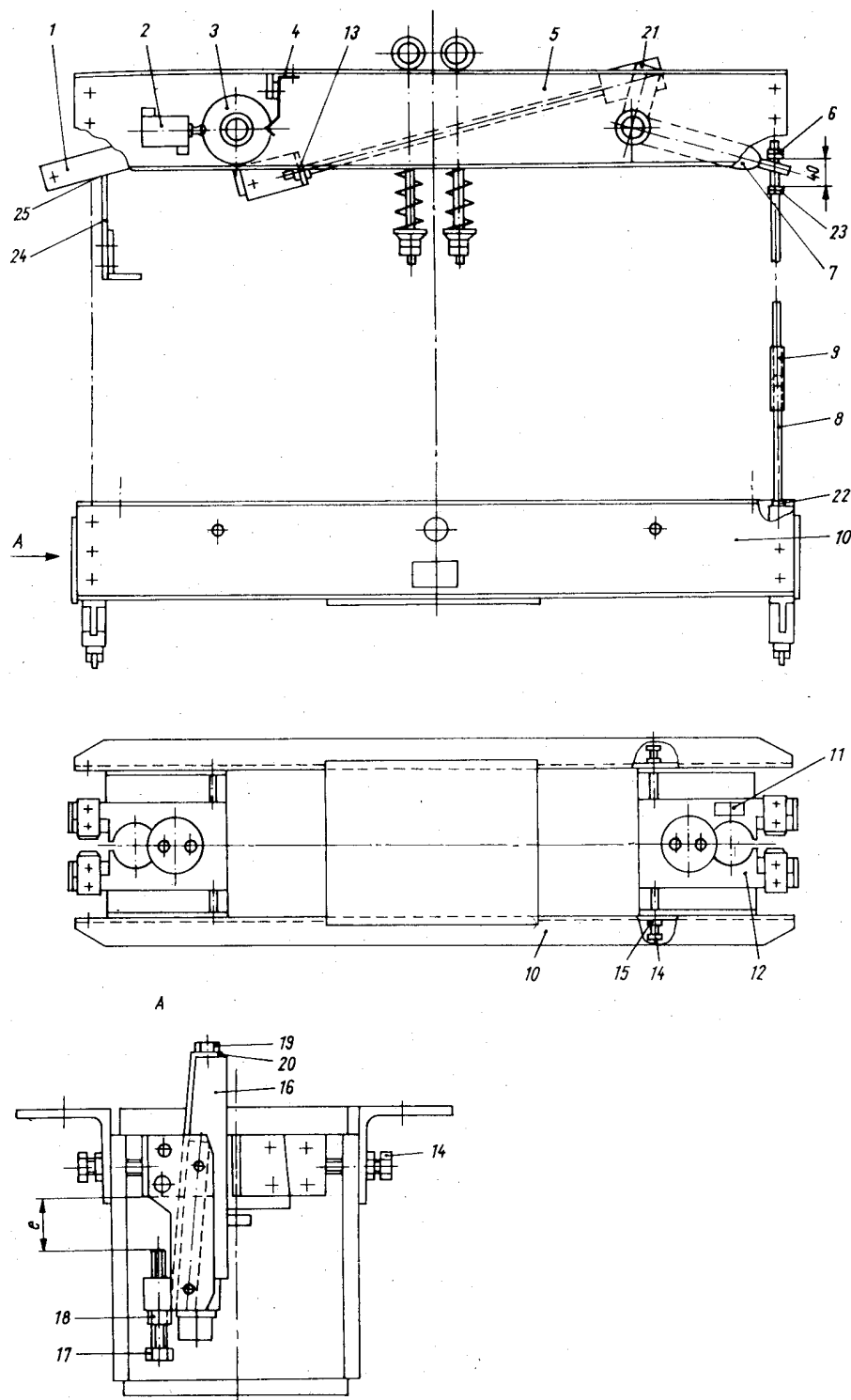
4.2. Graničnik brzine

Kao što je u prethodnom potpoglavlju spomenuto, graničnik brzine predstavlja automatski uređaj koji služi za aktiviranje zaustavnog uređaja. Aktiviranje će se ostvariti prilikom prekoračenja nazivne brzine vožnje kabine za 15% kod kretanja kabine prema dolje. Shematski prikaz ugradnje graničnika brzine dan je na slici 20. Graničnici brzine dijele se prema načinu djelovanja na centrifugalne i inercijske s valjcima.

Aktiviranje zaustavnog uređaja ostvaruje se preko užeta i polužnog mehanizma zaustavnog uređaja, koje je prikazano slikom 23. Polužni mehanizam predstavlja međučlan koji osigurava čvrstu kinematsku vezu između graničnika brzine i zaustavnog uređaja. Može se ugraditi u gornji ili donji dio nosivog okvira kabine.

Mehanizam za aktiviranje zaustavnog uređaja mora:

- onemogućiti proizvoljno aktiviranje zaustavnog uređaja
- osigurati pouzdano aktiviranje zaustavnog uređaja pod djelovanjem graničnika brzine.



Slika 23 Polužni mehanizam zaustavnog uređaja s elastičnim elementom [1]

1-poluga prekidača, 2-prekidač, 3-krivuljna ploča, 4-lisnata opruga, 5-gornji nosač, 6-gornja kontra matica, 7-poluga, 8-vlačna motka, 9-španer, 10-nosač kabine, 11-oznaka kliješta na okrilju, 12-opružna ploča, 13-klipnjača, 14-pričvrtni vijak, 15-osiguravajuća matica, 16-zahvatni klin, 17-zaustavni vijak, 18-osiguravajuća matica, 19 i 20-vijak i pločica za osiguranje, 21-polužja, 22-osiguravajuća matica zahvatnog klina, 23-donja kontra matica, 24-graničnik, 25-regulator

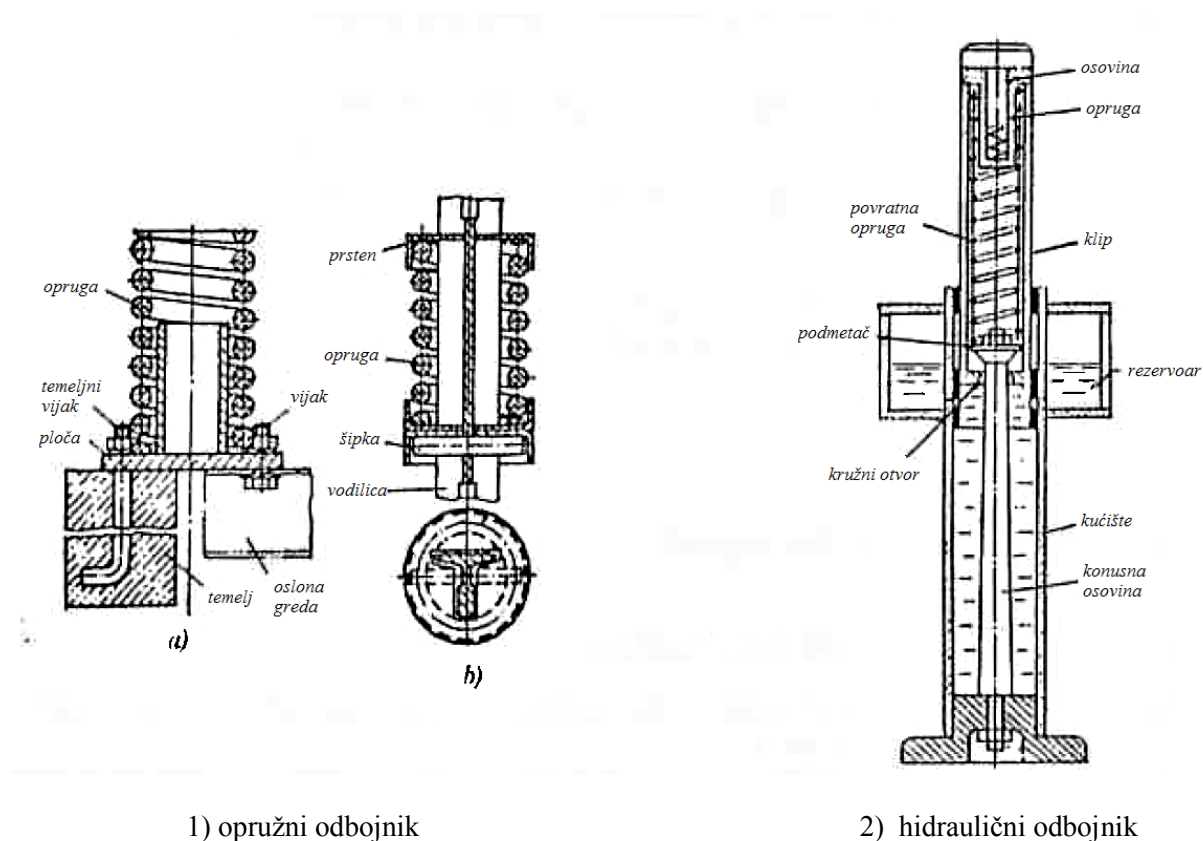
4.3. Odbojnici kabine i protuutega

Odbojnici su posebni uređaji koji služe za amortizaciju udara kabine i protuutega te za njihovo zaustavljanje prilikom incidentnog prekoračenja donjeg radnog položaja (najniže stanice dizala), što se događa kod neispravnog rada krajnje sklopke. Obično se ugrađuju u jamu voznog okna, a moguća je i ugradnja na kabinu, odnosno protuuteg.

S obzirom na prigušenje, postoje sljedeće konstrukcijske izvedbe odbojnika:

- odbojnici bez prigušenja – primjena na dizalima nazivne brzine do 1,0 m/s
- odbojnici s povratnim prigušenjem – primjena na dizalima nazivne brzine do 1,6 m/s
- odbojnici s prigušenjem – za sva dizala, bez obzira na nazivnu brzinu. [2]

Prema konstrukciji, odbojnici se dijele na opružne i hidraulične. Opružni odbojnici prikladni su za brzine dizala do 1,0 m/s, dok se za brzine veće od 1,0 m/s koriste hidraulični odbojnici. Ova dva tipa odbojnika prikazana su na slici 12.



Slika 24 Konstrukcijska izvedba opružnog i hidrauličkog odbojnika [2]

5. PRORAČUN I ODABIR KOMPONENTI DIZALA

U nastavku će biti izvršen proračun i odabir komponenti dizala prema zadanim ulaznim parametrima:

- vrsta pogona: električni
- nosivost: 630 kg (8 osoba)
- visina dizanja: 12,4 m
- broj stanica: 5 (0, 1, 2, 3, 4)
- broj prilaza: 5 (svi prilazi s jedne strane)
- brzina vožnje: 1,6 m/s (frekvencijski regulirana)
- dimenzije voznog okna: 2200x1600 mm.

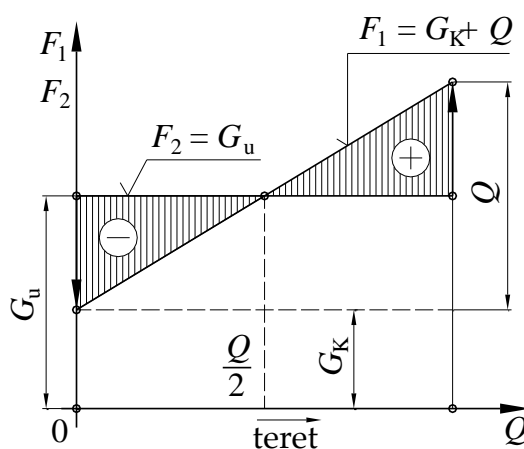
5.1. Proračun i odabir pogonskog mehanizma

Da bi se mogao provesti proračun i odabir pogonskog mehanizma, potrebno je poznavati težinu protuutega pa će se stoga ona prva odrediti.

5.1.1. Određivanje težine protuutega

Da bi se postigla što manja potrebna snaga pogonskog elektromotora, težina protuutega odabire se iz uvjeta da maksimalna potrebna pogonska sila na obodu užnice bude što manja, tj. treba biti:

$$\max F_o = \max(F_1 - F_2) \rightarrow \min.$$



Slika 25 Određivanje težine protuutega [1]

Da bi se postigao minimum najveće razlike sila F_1 i F_2 , treba biti:

$$G_u = G_K + Q/2, \quad (5.1)$$

a u praksi se uzima:

$$G_u = G_K + (0,45...0,5)Q, \quad (5.2)$$

gdje je:

$$G_u = m_u \cdot g - \text{težina protuutega}$$

$$G_K = m_K \cdot g = 800 \cdot 9,81 = 7848\text{N} - \text{težina kabine}$$

$$Q = m_t \cdot g = 630 \cdot 9,81 = 6180\text{N} - \text{težina tereta.}$$

Masa kabine dobivena je prema [], za metalnu kabinu, s nosivim okvirom i pratećom opremom, pomoću izraza:

$$m_K = (1,25...1,30) \cdot m_t; \quad (5.3)$$

$$m_K = 1,27 \cdot 630 \approx 800\text{kg}. \quad (5.4)$$

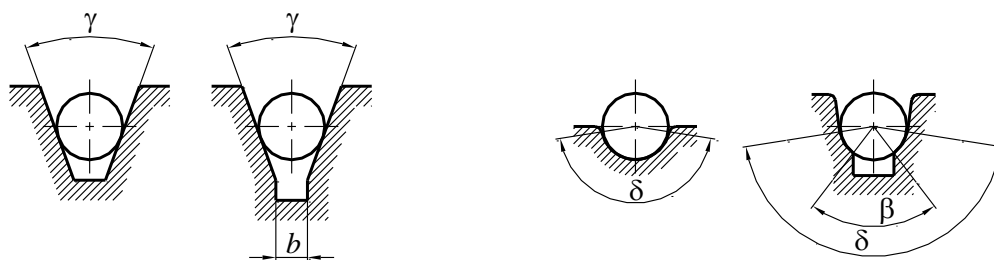
Prema tome, dobiva se masa utega:

$$m_u = 800 + \frac{630}{2} = 1115\text{kg}. \quad (5.5)$$

Kod ovakvog odabira težine protuutega, potrebna obodna sila na pogonskoj užnici pri dizanju tereta težine $Q/2$, odnosno polovine putnika u kabini, teorijski je jednaka nuli – motor u tom slučaju treba savladati samo otpore gibanja.

5.1.2. *Provjera vučne sposobnosti pogona*

Primjena pogonske užnice na vitlu dizala značajno povećava sigurnost putnika jer je kabina u tom slučaju ovješena na više paralelnih užadi. Osim toga, parametri vitla kod primjene pogonske užnice ne ovise o visini dizanja. Opterećenje pogonske užnice određeno je razlikom sila zatezanja užadi kabine s jedne strane i protuutega s druge strane. Ta se razlika sila uravnotežava djelovanjem sile adhezije između užadi i žlijebova užnice. Iznos sile adhezije ovisi o obuhvatnom kutu užadi na užnici i o geometriji poprečnog presjeka žlijeba užnice. Pouzdan rad pogonske užnice bez pojave proklizavanja užadi moguće je ostvariti primjenom specijalnih profiliranih žlijebova, prema slici. Materijali od kojih se izrađuju pogonske užnice su sivi lijev i čelični lijev.



a) klinasti žlijeb; $\gamma = 35^\circ..40^\circ..50^\circ$ b) kružni žlijeb; $\delta = 150...180^\circ$, $\beta = 75...105^\circ$

Slika 26 Oblici žlijebova pogonske užnice [1]

Ovisno o obliku žlijeba koji se primjenjuje, potrebno je izvršiti odgovarajuću korekciju faktora trenja μ . Odabran je klinasti žlijeb s kutem $\gamma = 40^\circ$, za koji vrijedi korekcija:

$$\mu = \frac{\mu_0}{\sin \frac{\gamma}{2}}, \quad (5.6)$$

pri čemu je:

$\mu_0 = 0,09$ – nekorigirani faktor trenja, prema [1]

$\gamma = 40^\circ$ – kut žlijeba (odabrano).

Uvrštavanjem vrijednosti dobiva se korigirani faktor trenja:

$$\mu = \frac{0,09}{\sin \frac{40}{2}} = 0,263. \quad (5.7)$$

Nakon što je izvršena korekcija faktora trenja, moguće je izvršiti analizu sila u pogonskom sustavu dizala kod ustaljenog gibanja i kod dinamičkog stanja (pokretanje i zaustavljanje):

- statičko stanje, $v = \text{konst.}$: $F_1 = G_K + Q + G_s$; $F_2 = G_u$

Da ne bi došlo do proklizavanja, mora biti ispunjen uvjet:

$$\left(\frac{F_1}{F_2} \right)_{\text{stat}} = \frac{G_t + G_K + G_s}{G_u} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (5.8)$$

gdje je:

$\alpha = 146^\circ = 2,548 \text{ rad}$ – obuhvatni kut na pogonskoj užnici.

Uvrštavanjem se dobiva:

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} = \frac{630+800+25}{1115} \leq e^{0,2632,548} \quad (5.9)$$

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} = 1,305 \leq 1,954 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.10)$$

- dinamičko stanje (pokretanje):

$$F_{1\text{din}} = G_K + Q + G_s + \frac{G_K + Q + G_s}{g} a, \quad (5.11)$$

$$F_{2\text{din}} = G_u - \frac{G_u}{g} a = \frac{G_u}{g} (g - a), \quad (5.12)$$

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{din}} = \frac{G_K + Q + G_s}{G_u} \frac{g + a}{g - a} = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} \frac{g + a}{g - a}, \quad (5.13)$$

gdje je:

$$\frac{g + a}{g - a} = \varphi - \text{koeficijent ubrzanja,} \quad (5.14)$$

a – ubrzanje kabine dizala.

Potrebno je izvršiti dinamičku provjeru vučne sposobnosti kako ne bi došlo do proklizavanja, odnosno provjeriti ispunjenje sljedećeg uvjeta:

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} \cdot \varphi \leq e^{\mu\alpha}. \quad (5.15)$$

Također je potrebno osigurati da vrijednost ubrzanja ne prekorači granicu udobnosti, koja iznosi, prema [1]:

$$a_{\text{gr}} = 1,4 \text{ m/s}^2;$$

$$\varphi_{\text{gr}} = 1,33.$$

U tablici 1 dane su vrijednosti koeficijenta ubrzanja φ i ubrzanja a za odgovarajuće brzine vožnje.

Tablica 1 Brzine vožnje dizala s pripadnim φ i a [1]

$v, \text{ m/s}$	do 0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4,0	6,3
φ	1,12	1,14	1,16	1,18	1,2	1,23	1,26	1,29	1,31	1,33
$a, \text{ m/s}^2$	0,56	0,63	0,71	0,8	0,9	1,0	1,12	1,25	1,32	1,4

Prema danoj tablici, ubrzanje i koeficijent ubrzanja za brzinu vožnje $v = 1,6 \text{ m/s}$ iznose:

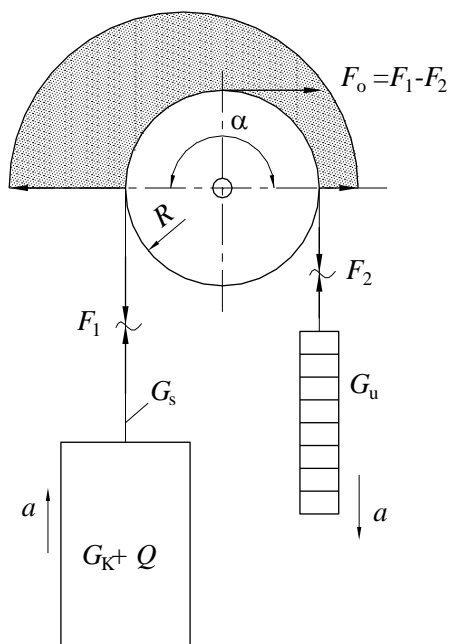
$$a = 0,9 \text{ m/s}^2,$$

$$\varphi = 1,2.$$

Nakon uvrštavanja vrijednosti u izraz (5.13), dobiva se:

$$\left(\frac{F_1}{F_2} \right)_{\text{din}} = 1,305 \cdot \frac{9,81 + 0,9}{9,81 - 0,9} = 1,569 \quad (5.16)$$

$$\left(\frac{F_1}{F_2} \right)_{\text{din}} = 1,569 \leq e^{\mu\alpha} = 1,954 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.17)$$



Slika 27 Sile na pogonskoj užnici [1]

5.1.3. Izračun potrebne snage elektromotora i odabir pogonskog mehanizma

Maksimalna obodna sila na užnici, uz težinu protuutega $G_u = G_K + Q/2$, iznosi:

$$F_o = F_1 - F_2 = G_t + G_K + G_s - G_u. \quad (5.18)$$

Primjenom izraza (5.1) za težinu protuutega, dobiva se:

$$F_o = \frac{Q}{2} + G_s; \quad (5.19)$$

$$F_o = \frac{6180}{2} + 245 = 3335 \text{ N.} \quad (5.20)$$

Potrebna snaga elektromotora izračunava se pomoću izraza:

$$P_{\text{EM}} = \frac{F_o \cdot v}{\eta}, \quad (5.21)$$

pri čemu vrijednost stupnja korisnog djelovanja treba uzeti ovisno o vrsti dizala:

$\eta = 0,45 \dots 0,55$ – teretna dizala

$\eta = 0,55 \dots 0,65$ – osobna dizala

$\eta = 0,8$ – dizala bez reduktora.

Vrijednosti stupnja korisnog djelovanja određuju se na temelju pojedinačnih gubitaka u reduktoru, na užnicama (pogonskoj, otklonskoj) te gubitaka vođenja kabine i protuutega.

Kako se radi o osobnom dizalu, uzima se vrijednost stupnja korisnog djelovanja $\eta = 0,65$, te se dobiva:

$$P_{EM} = \frac{3335 \cdot 1,6}{0,65} = 8,2 \text{ kW}. \quad (5.22)$$

Na temelju zadanih vrijednosti nosivosti i brzine vožnje dizala te izračunate potrebne snage elektromotora, odabire se iz kataloga proizvođača „*LiftEquip*“ pogonski mehanizam oznake *TW63B*, s motorom snage 9,9 kW i nazivne brzine vrtnje 1243 min^{-1} . Ostale karakteristike pogonskog mehanizma dane su u izvatku iz kataloga prikazanog na slici 28.

TW63B



With NBS this geared machine
is conform to EN81-A3



TW63B
horizontal right

The machine for middle loads

- VVVF-motor (5,2 up to 13 kW) controlled accurately
- Emergency braking system NBS: braking upwards, EN81-1/9.10, optional
- Brake monitoring switch, manual brake release
- Traction sheave in shaft with extended traction sheave shaft and pedestal bearing (SA 9)
- Gear according to ATEX
- Brake magnets, Ex-proof (SA 15)
- Low-wear traction sheave, available in \varnothing 450, 510, 520, 590 or 675 mm
- Gear, motor, traction sheave: approx. 350 kg

Special designs are possible

Technical Data						
Gear type		TW63B				
Axle distance	mm	155				
Load on shaft (Ft)	kN	≤ 43 (rope departure direction downwards)				
Ratios		54:1 / 48:1 / 33:1 / 48:2 / 43:3				
Oil filling	L	vertical: ca.11 / horizontal: ca. 9				
Type of oil		synthetic gear oil				
Backlash	°	0,025 - 0,07				
Weight	kg	ca. 190				
Motor		pole changing	frequency-controlled			
Hand wheel		IP54				
Actual Value Sensor (standard)		flywheel rim	D270 (plastic)			
Actual Value Sensor (special)		without	WDG100-38-1024/4096 TTL			
			WDG100-38-1024 HTL WDG100-38-1024 Sin/Cos			
Operational Brake						
Type		TW63B				
Braking Torque	Nm	max. 2 x 90				
Operational Voltage	VDC	180 - overexcitation // 90 - retentive voltage				
Traction Sheave						
Diameter Traction Sheave	mm	450	510	520	590	675
Rim width	mm	132	132	110	132	96
max. Numberbs of grooves (z x d)		8 x 8 7 x 10/11	8 x 8 7 x 10/11 6 x 12	5 x 13	8 x 8 7 x 10/11 6 x 12	6 x 8 5 x 10/11 4 x 12
Weight	kg	50	60	50	70	

Slika 28 Karakteristike pogonskog mehanizma [13]

5.2. Proračun i dimenzioniranje užadi

Nosiva užad dizala dimenzionirat će se prema računskoj lomnoj sili F_L (statičkoj sili kidanja), iz uvjeta, prema [5]:

$$F_L \geq S \cdot F_u, \quad (5.23)$$

gdje je:

S – faktor sigurnosti

F_u – sila zatezanja užeta.

Prema [3], najmanji potrebni promjer užadi na dizalima iznosi 8 mm, najmanji broj užadi iznosi 2, a najmanji potrebni faktor sigurnosti kod osobnih dizala s pogonskom užnicom iznosi:

$S_{\text{potr}} = 12$ u slučaju tri ili više nosivih užadi,

$S_{\text{potr}} = 16$ u slučaju dva nosiva užeta.

Faktor sigurnosti, prema [3], definiran je kao omjer između minimalne lomne sile užeta i maksimalne sile u užetu kad se kabina nalazi u donjem radnom položaju s punim opterećenjem.

Na osobnim dizalima nosivosti od 630 kg do 1000 kg obično se primjenjuje 4 do 7 užadi. U skladu s tim, potrebni faktor sigurnosti iznosi $S_{\text{potr}} = 12$.

Sila zatezanja užeta F_u pri podizanju kabine s teretom nazivne nosivosti izračunava se izrazom:

$$F_u = \left(\frac{Q + G_K}{\eta_K} + G_S \right) \cdot \frac{1}{z}, \quad (5.24)$$

pri čemu je:

$Q = 6180$ N – težina tereta dizala

$G_K = 7848$ N – težina kabine dizala

G_S – težina užadi

$\eta_K = 0,96$ – stupanj korisnog djelovanja vođenja kabine (odabrano, prema [1])

$z = 4$ – broj užadi (odabrano).

Težina užadi računa se iz izraza:

$$G_S = z \cdot m_s \cdot (H + 3 \dots 4) \cdot g, \quad (5.25)$$

pri čemu je:

$$m_s = (0,34...0,36) \cdot \left(\frac{d}{10}\right)^2 \text{ kg/m} - \text{masa užeta po metru duljine, prema [5]} \quad (5.26)$$

$d = 10 \text{ mm}$ – promjer užeta, odabrano

$$m_s = 0,36 \cdot \left(\frac{10}{10}\right)^2 = 0,36 \text{ kg/m} \quad (5.27)$$

$H = 12,4 \text{ m}$ – visina dizanja.

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (5.25), dobiva se težina užadi:

$$G_s = 4 \cdot 0,4 \cdot 15,5 \cdot 9,81 \approx 220 \text{ N}. \quad (5.28)$$

Sila zatezanja užeta sada iznosi:

$$F_u = \left(\frac{6180 + 7848}{0,96} + 220\right) \cdot \frac{1}{4} \approx 3708 \text{ N}. \quad (5.29)$$

Računska lomna sila užeta dobiva se prema [5], pomoću izraza:

$$F_L = A \cdot R_m = f \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot R_m, \quad (5.30)$$

gdje je:

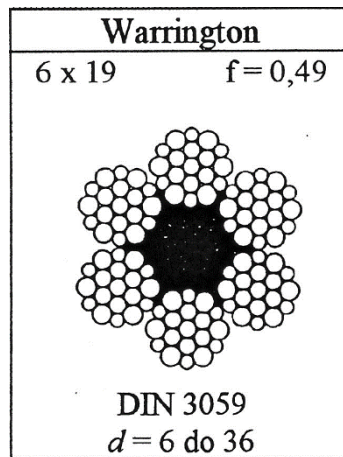
A – površina metalnog poprečnog presjeka užeta

f – faktor ispune užeta

d – promjer užeta

$R_m = 1570 \text{ N/mm}^2$ – vlačna čvrstoća žice užeta.

Faktor ispune užeta predstavlja omjer površine metalnog (stvarnog) poprečnog presjeka užeta i površine teorijskog presjeka (krug opisan presjeku užeta), a njegova vrijednost ovisi o konstrukciji užeta. Za nosivo uže dizala odabrano je uže konstrukcije Warrington ispleteno od 6 pramenova s 19 žica u svakom pramenu (6x19), definirano normom DIN 3059, kako je prikazano na slici 29.



Slika 29 Uže Warrington konstrukcije 6x19 [5]

Faktor ispune za ovaj tip užeta iznosi $f = 0,49$, prema [5].

Odabran je promjer užeta $d = 10$ mm.

Uvršavanjem pojedinih vrijednosti dobiva se računaska lomna sila:

$$F_L = 0,49 \cdot \frac{10^2 \pi}{4} \cdot 1570 = 60421 \text{ N.} \quad (5.31)$$

Sada je potrebno dobivene vrijednosti uvrstiti u početni uvjet te provjeriti njegovo zadovoljenje.

$$F_L = 60421 \geq 14 \cdot 3708 \quad (5.32)$$

$$F_L = 60421 \geq 51912 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.33)$$

Naposlijetku se vrši kontrola stvarnog stupnja sigurnosti užeta.

$$S_{\text{stv}} = \frac{F_L}{F_u} = \frac{60421}{3708} = 16,3 \quad (5.34)$$

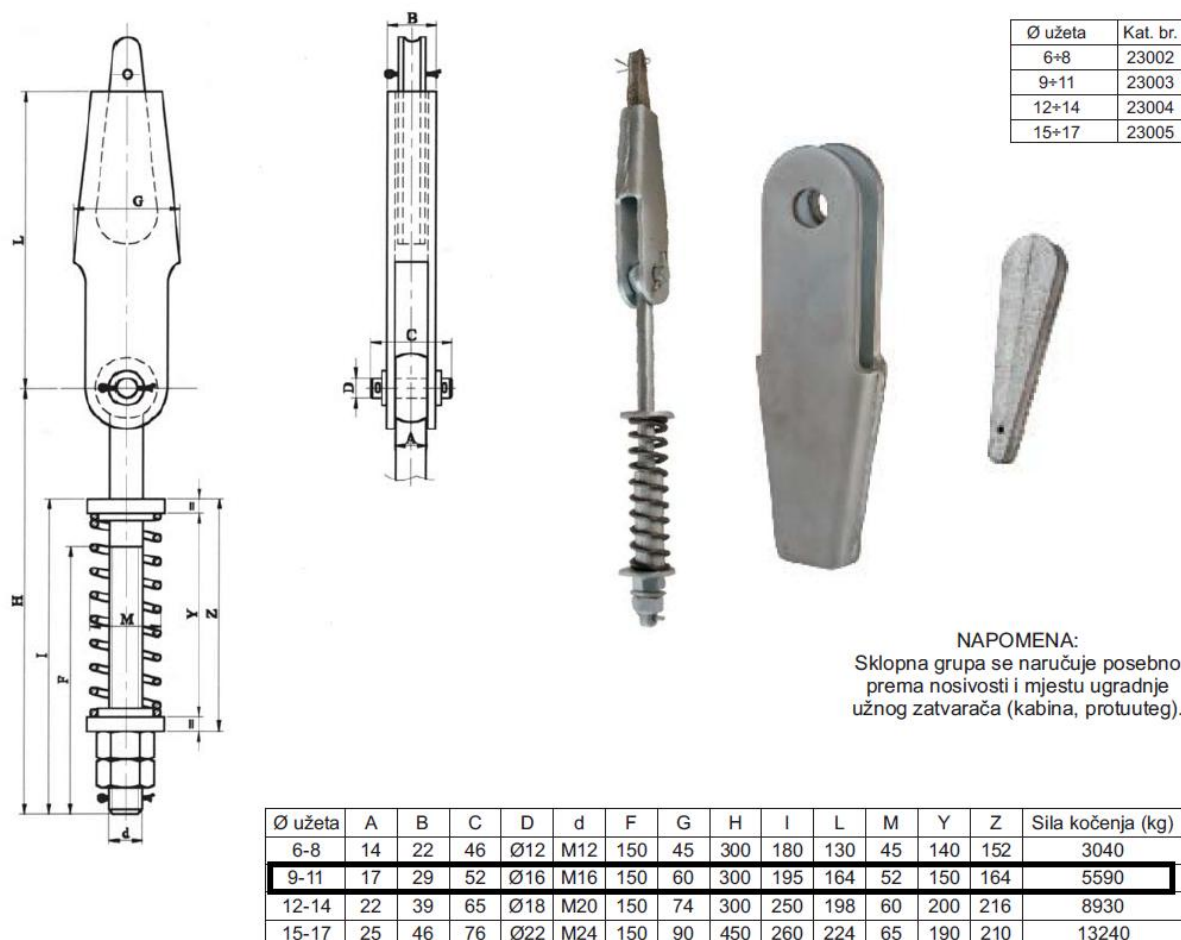
$$S_{\text{stv}} > S_{\text{potr}} = 12 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.35)$$

Prema prethodnom proračunu, odabrano je uže Warrington konstrukcije, promjera 10 mm s vlaknastom jezgrom, križno pleteno i pocinčano, oznake:

10 6x19 W – FC – 1570 B sZ .

Iz kataloga proizvođača *Elbak Habulin*, odabire se opružni užni zatvarač za promjer užeta 10 mm.

UŽNI ZATVARAČ

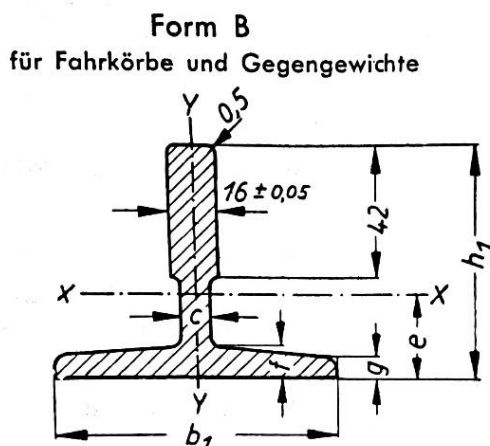


Slika 30 Opružni užni zatvarač [6]

5.3. Proračun i dimenzioniranje vodilica

Vodilice se ugrađuju u vozno okno preko konzola i stezaljki na bočnim stranama kabine i protuutega. Pomoću njih se osigurava vertikalno kretanje kabine i protuutega bez ljuljanja te se ostvaruju zračnosti između pojedinih elemenata u voznom oknu u horizontalnoj ravnini. Vodilice također služe kao element preko kojeg se vrši zaustavljanje i zadržavanje kabine pri incidentnom prekoračenju nazivne brzine dizala za 15%, aktiviranjem zaustavnog uređaja. Izrađuju se od hladno vučenih čeličnih profila duljine 4 do 5 metara (radi jednostavnijeg transporta), koji se spajaju vijcima preko spojne ploče.

Za vodilice kabine odabire se normirani specijalni vučeni T – profil, dimenzije T90 x 75 x 16, prikazan na slici 30, izrađen od čelika S235JR. Dimenzije ovog profila definirane su normom DIN ISO 7465.



Slika 31 Dimenzije specijalnog profila T90 [7]

Za vodilice protuutega odabran je specijalni T – profil, dimenzije T75 x 55 x 9.

Tehničke karakteristike profila vodilica prikazane su u tablici 2.

Tablica 2 Tehničke karakteristike vodilica [2]

Oznaka A-hladnovučena B-maš.obrađena	S	q _l	e	I _{xx}	W _{xx}	i _{xx}	I _{yy}	W _{yy}	i _{yy}
	cm ²	kg/m	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
T 45/A	4.25	3.34	1.31	8.08	2.53	1.38	3.84	1.71	0.95
T 50/A	4.75	3.73	1.43	11.24	3.15	1.54	5.25	2.10	1.05
T 70-1/A	9.51	7.47	2.04	41.3	9.24	2.09	18.65	5.35	1.40
T 70-2/A	10.52	8.26	2.02	47.43	9.63	2.12	23.13	6.61	1.48
T 70-3/A*	11.23	8.82	2.10	52.53	10.73	2.16	23.63	6.75	1.45
T 75-1/A	7.98	6.26	1.76	24.60	6.58	1.76	15.60	4.17	1.40
T 75-2/A	10.12	7.95	1.81	37.32	8.49	1.92	26.12	6.97	1.61
T 75-3/A-B	10.99	8.63	1.86	40.35	9.29	1.92	26.49	7.06	1.55
T 82/A-B	10.90	8.55	1.98	49.4	10.20	2.13	30.50	7.40	1.67
T 89/A-B	15.70	12.30	2.09	59.60	14.50	1.95	52.50	11.80	1.83
T 90-1*/A	14.69	11.53	2.08	62.35	14.10	2.08	52.63	11.69	1.89
T 90/A-B	17.00	13.30	2.65	101.20	20.80	2.44	51.50	11.40	1.74
T 125/A-B	22.9	18.00	2.43	151.10	26.20	2.57	156.50	25.10	2.52
T 127-1/B	22.50	17.80	2.70	187.00	30.00	2.86	151.00	24.00	2.65
T 127-2/A-B	28.9	22.70	2.46	200.00	31.00	2.63	234.00	36.80	2.85

Vodilice se proračunavaju za dva režima rada:

- za normalni režim rada uz 15% preopterećenja, s teretom u kabini pomaknutim u odnosu na točku zavješanja, te
- za slučaj zaustavljanja kabine aktiviranjem zaustavnog uređaja s 15% preopterećenja.

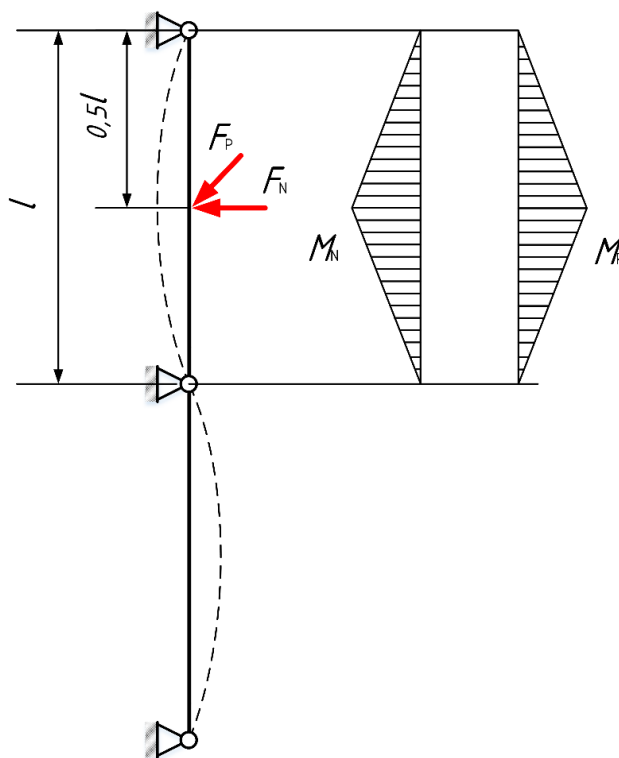
Najveći iznos usporenja kabine kod aktiviranja zaustavnih uređaja s postupnim kočenjem, kakvi su primijenjeni na ovom dizalu, iznosi $1g$, odnosno 10 m/s^2 . Prema tome, sila koja djeluje na vodilice kabine pri aktivaciji zaustavnog uređaja iznosi:

$$F_R = 1,0 \cdot g \cdot (1,15 \cdot m_t + m_k) \quad (5.36)$$

$$F_R = 1,0 \cdot 9,81 \cdot (1,15 \cdot 630 + 800) = 14955 \text{ N.} \quad (5.37)$$

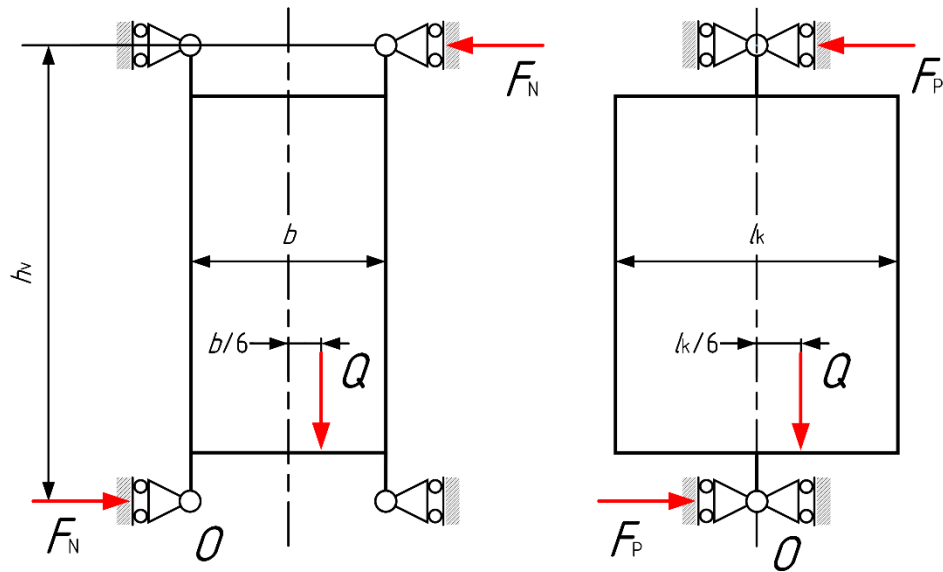
5.3.1. Proračun vodilica za normalni režim rada

Proračunski model vodilice predstavlja greda na više oslonaca, istovremeno opterećena poprečnim silama i uzdužnom silom kočenja zaustavnog uređaja. Razmak između oslonaca u proračunskom modelu odgovara razmaku između konzola vodilica na stvarnoj konstrukciji dizala, a iznosi $l = 3100 \text{ mm}$. Kod normalnog režima rada dizala, razmatra se opterećenje vodilica poprečnim silama, kako je prikazano na slici 31.



Slika 32 Proračunski model vodilica za normalni režim rada

Poprečne sile F_N i F_P izračunavaju se razmatranjem ravnoteže sila na kabinu, odnosno uređaje za klizno vođenje u dvije ravnine pri pomaku tereta u kabini, kako je prikazano na slici 33.



Slika 33 Poprečne sile u dvije ravnine uslijed pomaka tereta u kabini

Uvjet ravnoteže za određivanje sile F_N , uzimajući u obzir preopterećenje kabine za 15%, glasi:

$$\sum M_o = 0;$$

$$F_N \cdot h_v = 1,15 \cdot m_t \cdot g \cdot \frac{b}{6}, \quad (5.38)$$

gdje je:

$h_v = 3116$ mm – vertikalni razmak uređaja za klizno vođenje

$b = 1000$ mm – širina kabine.

Nakon uvrštavanja vrijednosti, dobiva se iznos poprečne sile F_N .

$$F_N \cdot 3116 = 1,15 \cdot 630 \cdot 9,81 \cdot \frac{1000}{6} \quad (5.39)$$

$$F_N = 381 \text{ N}$$

Drugi uvjet ravnoteže, iz kojeg se dobiva iznos sile F_P , postavlja se za drugu ravninu i glasi:

$$\sum M_o = 0;$$

$$F_P \cdot h_v = 1,15 \cdot m_t \cdot g \cdot \frac{l_k}{6}, \quad (5.40)$$

gdje je:

$l_k = 1650$ mm – duljina kabine.

Uvrštavanjem vrijednosti, dobiva se:

$$F_P \cdot 3116 = 1,15 \cdot 630 \cdot 9,81 \cdot \frac{1650}{6} \quad (5.41)$$

$$F_P = 627 \text{ N.}$$

Sada je moguće izračunati momente savijanja od poprečnih sila, koji djeluju na vodilice u međusobno okomitim ravninama. Pri izračunu momenata savijanja, razmak između oslonaca grede l zamjenjuje se ekvivalentnim proračunskim razmakom l_r , koji, prema [2] iznosi:

$$l_r = \frac{5}{6} l; \quad (5.42)$$

$$l_r = \frac{5}{6} \cdot 3100 \approx 2583 \text{ mm.} \quad (5.43)$$

Time je uzet u obzir utjecaj krutosti susjednih područja grede s više oslonaca.

Moment savijanja oko osi $x-x$ vodilice (uslijed sile F_N) iznosi:

$$M_N = \frac{F_N \cdot l_r}{4}; \quad (5.44)$$

$$M_N = \frac{381 \cdot 2,583}{4} = 246 \text{ Nm.} \quad (5.45)$$

Moment savijanja oko osi $y-y$ vodilice (uslijed sile F_P) iznosi:

$$M_P = \frac{F_P \cdot l_r}{4}; \quad (5.46)$$

$$M_P = \frac{627 \cdot 2,583}{4} = 405 \text{ Nm.} \quad (5.47)$$

Odgovarajuća savojna naprezanja iznose:

$$\sigma_N = \frac{M_N}{W_N} = \frac{246 \cdot 10^3}{20,8 \cdot 10^3} = 11,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (5.48)$$

$$\sigma_P = \frac{M_P}{W_P} = \frac{405 \cdot 10^3}{11,4 \cdot 10^3} = 35,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (5.49)$$

pri čemu je:

$W_N = W_{xx} = 20,8 \text{ cm}^3$ – moment otpora profila u odnosu na os $x-x$, iz tablice 2,

$W_P = W_{yy} = 11,4 \text{ cm}^3$ – moment otpora profila u odnosu na os $y-y$, iz tablice 2.

Najveće normalno naprezanje računa se pomoću izraza:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_N^2 + \sigma_P^2} = \sqrt{11,8^2 + 35,5^2} = 37,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.50)$$

Faktor sigurnosti (u odnosu na granicu tečenja materijala) iznosi:

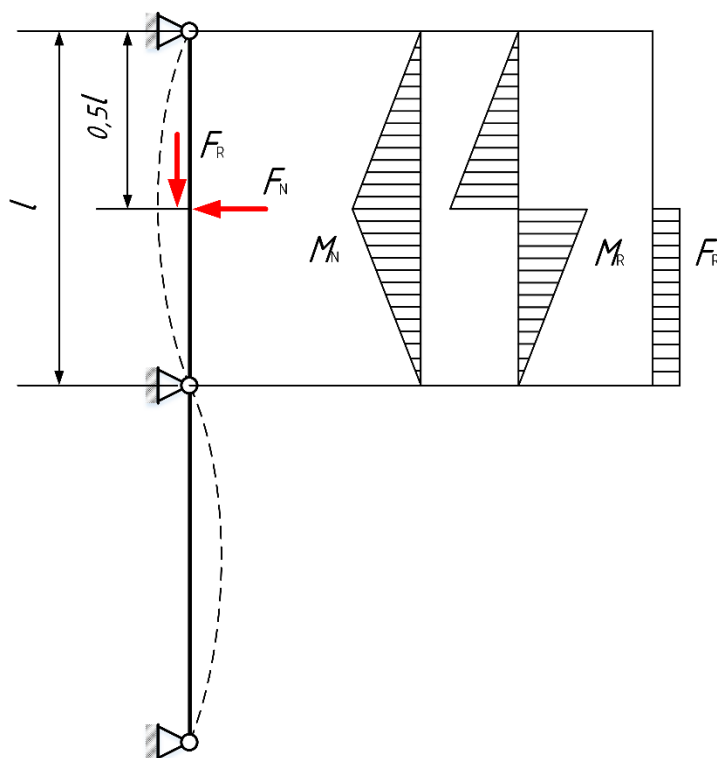
$$S = \frac{R_e}{\sigma_r} = \frac{235}{37,4} = 6,3 \quad (5.51)$$

$$S = 6,3 > S_{\text{potr}} = 1,5 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.52)$$

$S_{\text{potr}} = 1,5$ – potrebni faktor sigurnosti za normalni režim rada, prema [2], tablica 6.1

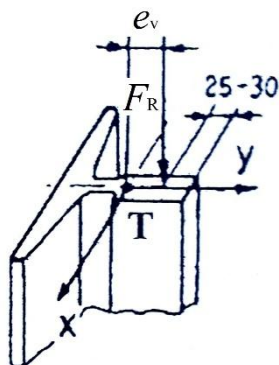
5.3.2. Proračun vodilica za havarijski režim rada

Havarijski režim rada odnosi se na slučaj aktivacije zaustavnih uređaja prilikom spuštanja kabine. U tom slučaju se uzima u obzir djelovanje normalne sile F_N i sile kočenja zaustavnog uređaja F_R .



Slika 34 Proračunski model vodilica za havarijski režim rada

Sila kočenja zaustavnog uređaja djeluje ekscentrično u odnosu na težište presjeka vodilice, kako je prikazano slikom 35.



Slika 35 Ekscentrično djelovanje sile kočenja zaustavnog uređaja [2]

Najveći iznos usporavanja kabine kod aktiviranja zaustavnih uređaja s postupnim kočenjem, kakvi su primijenjeni na ovom dizalu, iznosi $1g$, odnosno 10 m/s^2 . Prema tome, sila koja djeluje na vodilice kabine pri aktivaciji zaustavnog uređaja iznosi:

$$F_R = 1,0 \cdot g \cdot (1,15 \cdot m_t + m_K) \quad (5.53)$$

$$F_R = 1,0 \cdot 9,81 \cdot (1,15 \cdot 630 + 800) = 14955 \text{ N}. \quad (5.54)$$

Iznos ekscentriciteta djelovanja ove sile u odnosu na težište presjeka vodilice može se izračunati koristeći slike 31 i 35 te tablicu 2:

$$e_v = 75 - 26,5 - 25 = 23,5 \text{ mm}. \quad (5.55)$$

Sada je moguće izračunati moment savijanja na sredini razmaka između oslonaca vodilice, koji prema [2] iznosi:

$$M = \frac{F_R \cdot e_v}{2} + \frac{F_N \cdot l_T}{4}. \quad (5.56)$$

Uvrštavanjem se dobiva:

$$M = \frac{14955 \cdot 0,0235}{2} + \frac{381 \cdot 2,583}{4} = 421,8 \text{ Nm}. \quad (5.57)$$

Rezultirajuće normalno naprezanje u vodilici iznosi:

$$\sigma = \frac{M}{W_N} + \frac{F_R}{A_v} = \frac{421,8 \cdot 10^3}{20,8 \cdot 10^3} + \frac{14955}{1700} = 29,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (5.58)$$

gdje je:

$A_v = 1700 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka vodilice, prema tablici 2.

Faktor sigurnosti iznosi:

$$S = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{235}{29,1} = 8,1. \quad (5.59)$$

$$S = 8,1 > S_{\text{potr}} = 1,1 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.60)$$

$S_{\text{potr}} = 1,1$ – potrebni faktor sigurnosti za režim havarijskog kočenja kabine, prema [2], tablica 6.1

5.3.3. Kontrola vodilica na izvijanje

Da bi se provela kontrola vodilice na izvijanje, potrebno je prvo izračunati njezinu vitkost:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{\min}}, \quad (5.61)$$

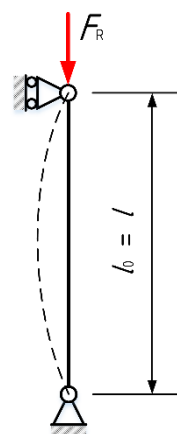
pri čemu je:

l_0 – slobodna duljina izvijanja

i_{\min} – minimalni polumjer inercije.

Za proračunski model izvijanja prikazan na slici, slobodna duljina izvijanja jednaka je udaljenosti između oslonaca:

$$l_0 = l = 3100\text{mm}.$$



Slika 36 Proračunski model izvijanja

Minimalni polumjer inercije za odabrani profil dan je u tablici 2 te iznosi:

$$i_{\min} = i_{yy} = 17,4\text{mm}.$$

Nakon uvrštavanja vrijednosti dobiva se vitkost vodilice:

$$\lambda = \frac{3100}{17,4} = 178,2. \quad (5.62)$$

Za materijal vodilice S235JR, prema [8], granična vitkost iznosi $\lambda_p = 105$.

Budući da je $\lambda > \lambda_p$, vodilica je vitka te se kontrola vrši prema Euleru. Kritično naprezanje se u tom slučaju računa pomoću izraza:

$$\sigma_{kr} = \frac{E\pi^2}{\lambda^2}, \quad (2.63)$$

pri čemu je:

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika S235.

Uvrštavanjem vrijednosti se dobiva:

$$\sigma_{kr} = \frac{210000 \cdot \pi^2}{178,2^2} = 65,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.64)$$

Vrijednost tlačnog naprezanja u vodilici iznosi:

$$\sigma = \frac{F_R}{A_v} = \frac{14955}{1700} = 8,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.65)$$

Faktor sigurnosti iznosi:

$$S = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma} = \frac{65,3}{8,8} = 7,42. \quad (5.66)$$

Potrebni faktor sigurnosti za vitku vodilicu, prema [8] iznosi $S_{\text{potr.Eul}} = 3...6$, pa se odabire

$$S_{\text{potr}} = 5.$$

$$S = 7,42 > S_{\text{potr}} = 5 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.67)$$

5.3.4. Provjera krutosti vodilica

Krutost vodilica kontrolirat će se u dvije ravnine: u ravnini sile F_N te u ravnini sile F_P .

Progib vodilice u ravnini u kojoj djeluje sila F_N iznosi:

$$w_N = \frac{F_N \cdot l_r^3}{48 \cdot E \cdot I_{xx}}; \quad (5.68)$$

$$w_N = \frac{381 \cdot 2583^3}{48 \cdot 210000 \cdot 101,2 \cdot 10^4} = 0,64 \text{mm}, \quad (5.69)$$

gdje je:

$E = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ – modul elastičnosti čelika S235JR

$I_{xx} = 101,2 \text{cm}^4$ – osni moment inercije presjeka vodilice oko osi $x-x$.

$l_r = \frac{5}{6} \cdot l = 2583\text{mm}$ – računska udaljenost između oslonaca (uzima se u obzir utjecaj krutosti susjednih područja grede na više oslonaca), prema [2]

Prema [2], progib vodilice ne smije biti veći od:

$$w_{\text{dop}} = \frac{l}{1000} = \frac{3100}{1000} = 3,1\text{mm} . \quad (5.70)$$

$$w_N = 0,64\text{mm} < w_{\text{dop}} = 3,1\text{mm} \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.71)$$

Progib vodilice u ravnini sile F_P iznosi:

$$w_P = \frac{F_P \cdot l_r^3}{48 \cdot E \cdot I_{yy}} ; \quad (5.72)$$

$$w_P = \frac{627 \cdot 2583^3}{48 \cdot 210000 \cdot 51,5 \cdot 10^4} = 2,1\text{mm} , \quad (5.73)$$

gdje je:

$I_{yy} = 51,5\text{cm}^4$ – osni moment inercije presjeka vodilice oko osi y-y.

$$w_P = 2,1\text{mm} < w_{\text{dop}} = 3,1\text{mm} \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.74)$$

5.4. Proračun nosivog okvira kabine

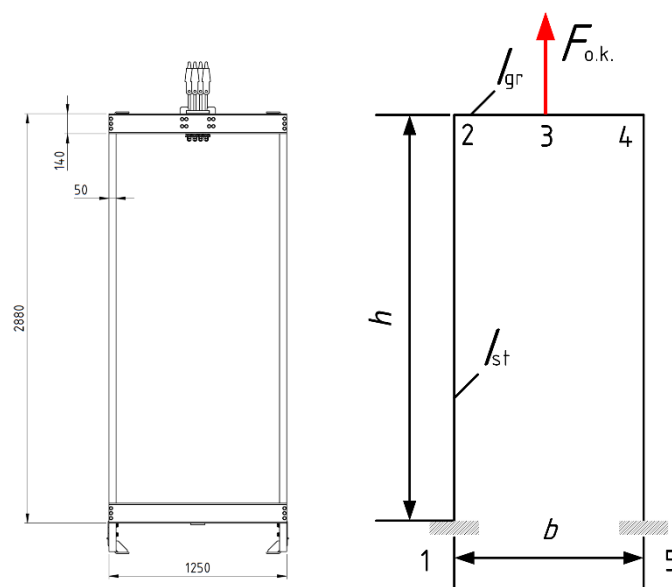
Nosivi okvir kabine proračunat će se za režim statičkog ispitivanja dizala, kod kojeg je proračunsko opterećenje najveće, budući da se uzima dvostruka vrijednost nazivne nosivosti kabine dizala. Proračunsko opterećenje u tom režimu iznosi:

$$F_{\text{o.k.}} = (2 \cdot m_t + m_K) \cdot g ; \quad (5.75)$$

$$F_{\text{o.k.}} = (2 \cdot 630 + 800) \cdot 9,81 = 20209 \text{ N.} \quad (5.76)$$

5.4.1. Proračun grede nosivog okvira kabine

Proračunska shema nosivog okvira prikazana je na slici 37.



Slika 37 Proračunska shema nosivog okvira kabine

Momenti savijanja u točkama spoja gornje grede sa stupovima (točke 2 i 4), prema [2], iznose:

$$M_2 = M_4 = \frac{F_{o.k.} \cdot b}{4 \cdot K_p}, \quad (5.77)$$

gdje je:

$$K_p = \frac{I_{gr} \cdot h}{I_{st} \cdot b} + 2 \text{ – koeficijent utjecaja krutosti spojenih elemenata okvira i njihovih dimenzija,}$$

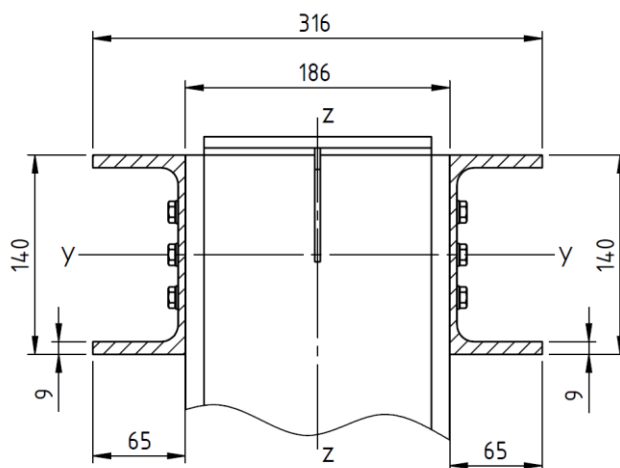
I_{st} – osni moment inercije poprečnog presjeka stupa nosivog okvira

I_{gr} – osni moment inercije poprečnog presjeka grede nosivog okvira

$h = 2880 \text{ mm}$ – visina nosivog okvira

$b = 1250 \text{ mm}$ – širina nosivog okvira.

Gornja greda nosivog okvira sastoji se od dva UPE 140 profila, vijcima spojena sa stupovima, a njen poprečni presjek prikazan je na slici 38.



Slika 38 Poprečni presjek gornje grede nosivog okvira kabine

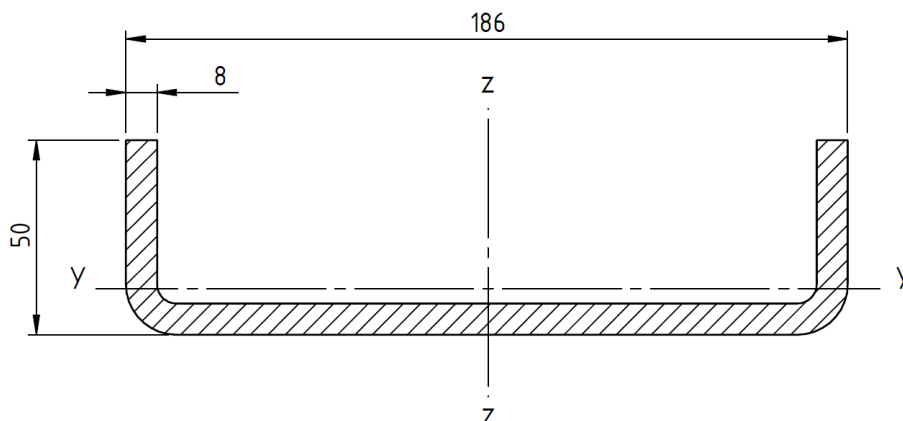
Površina poprečnog presjeka, moment inercije i moment otpora grede oko osi y-y iznose:

$$A_{gr} = 2 \cdot A_{UPE} = 2 \cdot 1840 = 3680 \text{ mm}^2, \quad (5.78)$$

$$I_{gr} = I_{yy} = 2 \cdot I_{y,UPE} = 2 \cdot 6 \cdot 10^6 = 12 \cdot 10^6 \text{ mm}^4, \quad (5.79)$$

$$W_{yy} = 2 \cdot W_{yy,UPE} = 2 \cdot 8,56 \cdot 10^4 = 17,12 \cdot 10^4 \text{ mm}^3. \quad (5.80)$$

Stup je izrađen od savijenog lima debljine 8 mm, a njegov poprečni presjek prikazan je na slici 39.



Slika 39 Poprečni presjek stupa nosivog okvira kabine

Moment inercije stupa izračunat je pomoću programskog paketa *Solidworks*, te iznosi:

$$I_{st} = I_{yy} = 389815 \text{ mm}^4, \text{ a površina poprečnog presjeka jednaka je } A_{st} = 2098 \text{ mm}^2.$$

$$K_p = \frac{I_{gr} \cdot h}{I_{st} \cdot b} + 2 = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot 2880}{389815 \cdot 1250} + 2 = 72,9 \quad (5.81)$$

$$M_2 = M_4 = \frac{F_{o.k.} \cdot b}{4 \cdot N_1} = \frac{20209 \cdot 1,25}{4 \cdot 72,9} = 86,6 \text{ Nm} \quad (5.82)$$

Moment savijanja na sredini gornje grede (točka 3), prema [2], iznosi:

$$M_3 = \frac{F_{o.k.} \cdot b}{4} - M_2; \quad (5.83)$$

$$M_3 = \frac{20209 \cdot 1,25}{4} - 86,6 = 6228,7 \text{ Nm}. \quad (5.84)$$

Normalno i tangencijalno naprezanje na sredini grede iznose:

$$\sigma = \frac{M}{W_{yy}} = \frac{6228700}{17,12 \cdot 10^4} = 36,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (5.85)$$

$$\tau = \frac{P_s}{A_{gr}} = \frac{20209}{3680} = 5,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.86)$$

Stoga, ekvivalentno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{36,4^2 + 3 \cdot 5,5^2} = 37,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.87)$$

Faktor sigurnosti u odnosu na granicu tečenja materijala iznosi:

$$S = \frac{R_e}{\sigma_{ekv}} = \frac{235}{37,6} = 6,25. \quad (5.88)$$

$$S = 6,25 > S_{potr} = 1,55 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.89)$$

$S_{potr} = 1,55$ – potrebni faktor sigurnosti prema [2], tablica 6.1

5.4.2. Proračun stupa nosivog okvira kabine

Stup nosivog okvira kabine proračunava se uzimajući u obzir djelovanje momenta savijanja na spoju s gredom (točke 2 i 4), te vlačne sile.

Savojno naprezanje:

$$\sigma_s = \frac{M_2}{W_{yy}} = \frac{86600}{10204,6} = 8,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.90)$$

Vlačno naprezanje:

$$\sigma_v = \frac{F_{o.k.}}{2 \cdot A_{st}} = \frac{20209}{2 \cdot 2098} = 4,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.91)$$

Ukupno normalno naprezanje:

$$\sigma = \sigma_s + \sigma_v = 8,5 + 4,8 = 13,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.92)$$

Faktor sigurnosti:

$$S = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{235}{13,3} = 17,7. \quad (5.93)$$

$$S = 17,7 > S_{potr} = 1,55 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.94)$$

5.4.3. Proračun vijčanog spoja stupa i grede

Vijčani spoj stupa i grede opterećen je vertikalnom silom i momentom savijanja:

$$F = \frac{F_{o.k.}}{2} = \frac{20209}{2} \approx 10105 \text{ N} \quad (5.95)$$

$$M_2 = M_4 = 86,6 \text{ Nm.}$$

Vijčani spoj opterećenje prenosi trenjem, pa se potrebni broj vijaka za prijenos vertikalne sile izračunava, prema [9], iz izraza:

$$n_F = \frac{F}{\mu \cdot F_{vij}}, \quad (5.96)$$

gdje je:

$\mu = 0,2$ – faktor trenja, za par čelik-čelik i suhe uvjete, prema [10]

$F_{vij} = \sigma_{dop,vij} \cdot A_{vij}$ – sila u vijku.

Za vijke M12, razreda čvrstoće 8.8, sila u vijku iznosi:

$$F_{vij} = 0,8 \cdot 800 \cdot 76,2 = 48768 \text{ N.} \quad (5.97)$$

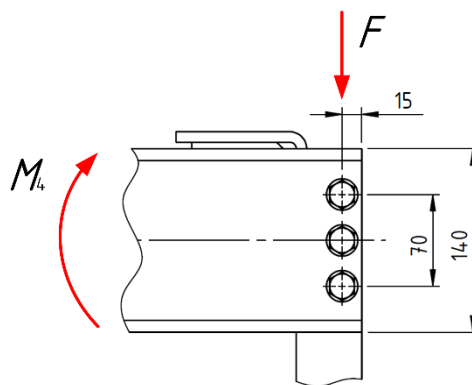
$$n_F = \frac{F}{\mu \cdot F_{vij}} = \frac{10105}{0,2 \cdot 48768} = 1,03 \quad (5.98)$$

Potreban broj vijaka za prijenos momenta savijanja koji djeluje na mjestu spoja stupa i grede izračunava se izrazom:

$$n_M = \frac{M_2}{\mu \cdot F_{vij} \cdot l_v}, \quad (5.99)$$

gdje je:

$l_v = 70 \text{ mm}$ – razmak između krajnjih vijaka, prema slici 40.



Slika 40 Vijčani spoj grede i stupa

$$n_M = \frac{M_4}{\mu \cdot F_{vij} \cdot l_v} = \frac{86,6}{0,2 \cdot 48768 \cdot 0,07} = 0,127 \quad (5.100)$$

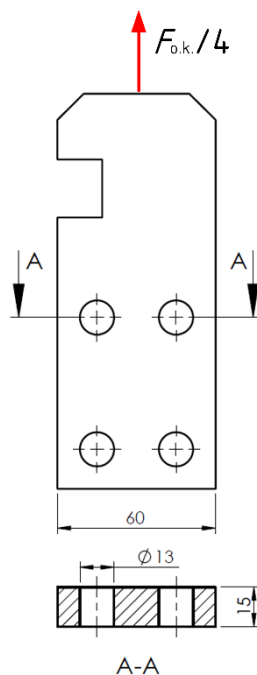
Dakle, ukupni potrebni broj vijaka za spoj stuba i grede iznosi:

$$n = n_F + n_M = 1,03 + 0,127 = 1,157. \quad (5.101)$$

Postavit će se 6 vijaka M12 na ovaj spoj.

5.4.5. Proračun čvrstoće stremena

Stremen je element preko kojeg se prenosi opterećenje s nosivog okvira kabine na elastično zavješanje, a s gornjom gredom nosivog okvira spojen je pomoću vijaka. Sila kojom je opterećen jedan stremen iznosi $F_{o,k}/4$, kako je prikazano slikom 41.



Slika 41 Stremen elastičnog zavješanja kabine

Kritični presjek stremena je presjek A-A, na kojem površina iznosi:

$$A = 60 \cdot 15 - 2 \cdot 13 \cdot 15 = 510 \text{ mm}^2. \quad (5.102)$$

Prema tome, naprezanje koje se javlja u stremenu (uz dvostruku vrijednost nazivne nosivosti) iznosi:

$$\sigma = \frac{F_{o.k.}}{4 \cdot A} = \frac{20209}{4 \cdot 510} = 9,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.103)$$

$$S = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{235}{9,9} = 23,7 \quad (5.104)$$

$$S = 23,7 > S_{\text{potr}} = 1,55 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.105)$$

5.4.6. Proračun vijčanog spoja stremena s gredom

Za spoj stremena s gredom nosivog okvira kabine odabrani su vijci M12, razreda čvrstoće 8.8, za koje vrijedi:

$$F_{\text{vij}} = \sigma_{\text{dop,vij}} \cdot A_{\text{vij}} = 0,8 \cdot 800 \cdot 76,2 = 48768 \text{ N}, \quad (5.106)$$

gdje je:

$$A_{\text{vij}} = 76,2 \text{ mm}^2 - \text{površina jezgre vijka, prema [10].}$$

Potrebni broj vijaka po stremenu iznosi:

$$n_{\text{str}} = \frac{F_{\text{o.k.}}}{4 \cdot \mu \cdot F_{\text{vij}}} = \frac{20209}{4 \cdot 0,2 \cdot 48768} = 0,52. \quad (5.107)$$

Postavit će se 4 vijka M12 po stremenu.

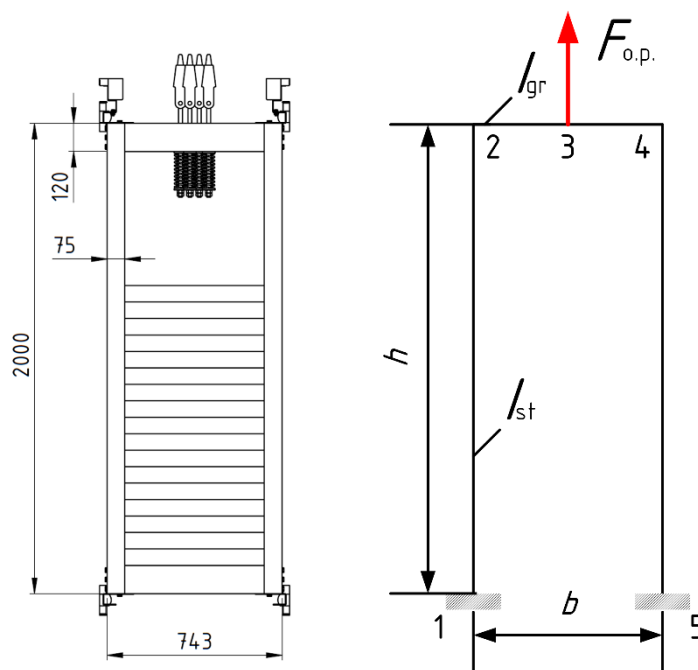
Sada se može usporediti masa kabine, dobivena iz računalnog modela s masom kabine koja je uzeta u proračunu:

- masa kabine iz proračuna: $m_{\text{K}} = 1,27 \cdot 630 \approx 800 \text{ kg}$
- masa kabine s nosivim okvirom iz računalnog modela: $m_{\text{K}} = 570 \text{ kg}$.

Ova razlika u masi je potrebna, budući da će se na kabinu ugraditi vrata i električna oprema.

5.5. Proračun nosivog okvira protuutega

Nosivi okvir protuutega sastoji se od gornje i donje horizontalne grede, koje su povezane pomoću vijaka s vertikalnim nosačima. Proračunska shema prikazana je na slici 42.



Slika 42 Proračunska shema okvira protuutega

Dimenzije okvira prema slici su:

$h = 2000 \text{ mm}$ – visina nosivog okvira

$b = 743 \text{ mm}$ – širina nosivog okvira.

Opterećenje okvira protuutega, za slučaj dizanja kabine s aktiviranih zaustavnih uređaja, uz 10% preopterećenja, prema [2], iznosi:

$$F_{o.p.} = (1,1 \cdot m_t + m_k) \cdot g \cdot K_v = (1,1 \cdot 630 + 800) \cdot 9,81 \cdot 1,954 = 28619 \text{ N}, \quad (5.108)$$

gdje je:

$$K_v = e^{\mu\alpha} = e^{0,2632,548} = 1,954 - \text{koeficijent vučne sposobnosti pogonske užnice.}$$

Momenti savijanja u karakterističnim točkama iznose:

$$M_2 = M_4 = \frac{F_{o.p.} \cdot b}{4} \cdot \frac{1}{K_p}, \quad (5.109)$$

$$M_3 = M_2 - \frac{F_{o.p.} \cdot b}{2} \cdot \frac{b}{2}, \quad (5.110)$$

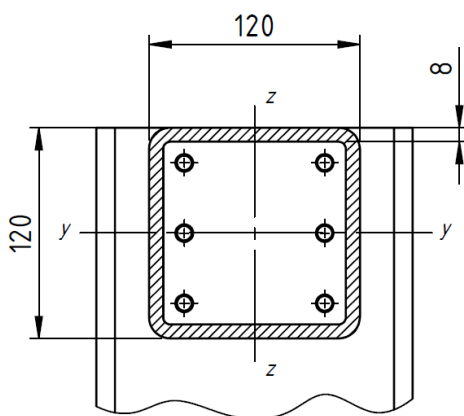
gdje je:

$$K_p = \frac{I_{gr} \cdot h}{I_{st} \cdot b} + 2 - \text{koeficijent utjecaja krutosti spojenih elemenata okvira i njihovih dimenzija,}$$

I_{gr} – osni moment inercije poprečnog presjeka grede nosivog okvira

I_{st} – osni moment inercije poprečnog presjeka stupa nosivog okvira.

Horizontalna greda nosivog okvira protuutega izrađena je od SHS 120x8 profila, a njen poprečni presjek prikazan je na slici 43.



Slika 43 Poprečni presjek horizontalne grede okvira protuutega

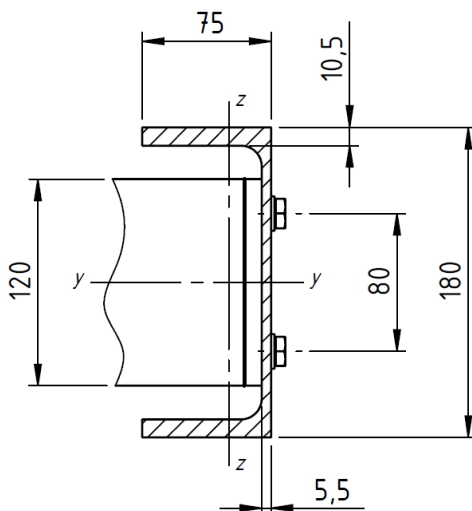
Karakteristike poprečnog presjeka grede, prema [11], su:

$$A_{gr} = 3520 \text{ mm}^2 - \text{površina poprečnog presjeka grede}$$

$I_{gr} = I_{yy} = I_{zz} = 7,26 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ – osni moment inercije

$W_{gr} = W_{yy} = W_{zz} = 1,21 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ – moment otpora.

Za stup nosivog okvira protuutega odabran je profil UPE 180 s poprečnim presjekom prikazanim na slici 44.



Slika 44 Poprečni presjek stupa nosivog okvira protuutega

Karakteristike ovog profila, prema [11], iznose:

$A_{st} = 3520 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka

$I_{st} = I_{zz} = 1,44 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ – osni moment inercije

$W_{st} = W_{zz} = 2,86 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$ – moment otpora.

Uvrštavanjem vrijednosti, dobiva se:

$$K_p = \frac{I_{gr} \cdot h}{I_{st} \cdot b} + 2 = \frac{7,26 \cdot 10^6 \cdot 2000}{1,44 \cdot 10^6 \cdot 743} + 2 = 15,6, \quad (5.111)$$

$$M_2 = M_4 = \frac{F_{o.p.} \cdot b}{4} \cdot \frac{1}{K_p} = \frac{28619 \cdot 0,743}{4} \cdot \frac{1}{15,6} = 340,8 \text{ Nm}, \quad (5.112)$$

$$M_3 = \frac{F_{o.p.} \cdot b}{2} \cdot \frac{1}{2} - M_2 = \frac{28619 \cdot 0,743}{2} \cdot \frac{1}{2} - 340,8 = 4975,2 \text{ Nm}. \quad (5.113)$$

Savojno naprezanje na sredini grede (točka 3) iznosi:

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_{gr}} = \frac{4975200}{1,21 \cdot 10^5} = 41,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.114)$$

Smično naprezanje u istom presjeku iznosi:

$$\tau_3 = \frac{F_{o.p.}}{A_{gr}} = \frac{28619}{3520} = 8,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.115)$$

Sada je moguće izračunati ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_3^2 + 3 \cdot \tau_3^2} = \sqrt{41,1^2 + 3 \cdot 8,1^2} = 43,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.116)$$

Faktor sigurnosti iznosi:

$$S = \frac{R_e}{\sigma_{ekv}} = \frac{235}{43,4} = 5,4. \quad (5.117)$$

$$S = 5,4 > S_{potr} = 1,55 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.118)$$

5.6. Proračun voznog okna

Vozno okno je metalne konstrukcije s gornjim položajem strojarnice. Nosiva konstrukcija sastoji se od vertikalnih nosača (stupova) izrađenih od SHS 140x10 profila, poprečno povezanih ukrutama od RHS 120x80x8 profila, koji su zavareni za vertikalne nosače.

5.6.1. Proračun čvrstoće uzdužnog nosača pod strojarnice

Pod strojarnice sastoji se od poprečnih greda iz profila RHS 160x80x8 koje su povezane s uzdužnim nosačima od UPE 160 profila na način da se opterećenje prenosi oblikom. Uzdužni nosači zavarenim su spojem vezani za vertikalne nosače voznog okna.

Opterećenje koje djeluje na pod strojarnice voznog okna određuje se pomoću izraza:

$$F_{vo} = [(2 \cdot m_t + m_K + m_u) \cdot K_{din} + (m_v + m_p + m_r)] \cdot g, \quad (5.119)$$

gdje je:

$m_v \approx 350\text{kg}$ – približna masa vitla, prema [katalog],

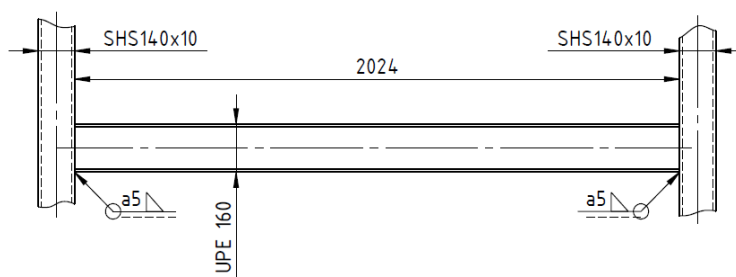
$m_p \approx 95\text{kg}$ – masa postolja vitla, dobivena iz računalnog modela

$m_r = 300\text{kg}$ – masa radnika

$K_{din} = 1,1$ – dinamički koeficijent, odabrano.

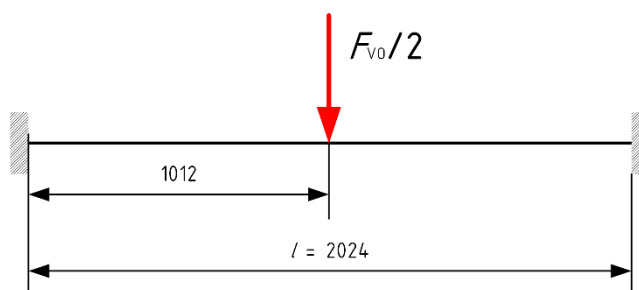
Nakon uvršavanja dobiva se:

$$F_{vo} = [(2 \cdot 630 + 800 + 1115) \cdot 1,1 + (350 + 80 + 300)] \cdot 9,81 \approx 41570 \text{ N.} \quad (5.120)$$



Slika 45 Prikaz uzdužnog nosača poda strojarnice

Uzima se da opterećenje djeluje na sredini poda strojarnice tako da jedan uzdužni nosač opterećuje polovica ukupnog opterećenja poda, kako je prikazano proračunskom shemom na slici 46.



Slika 46 Proračunski model uzdužnog nosača

Karakteristike profila UPE 160, prema [11], iznose:

$A = 2170\text{mm}^2$ – površina poprečnog presjeka

$I = I_{yy} = 9,11 \cdot 10^6 \text{mm}^4$ – osni moment inercije presjeka

$W = W_{yy} = 1,14 \cdot 10^5 \text{mm}^3$ – moment otpora presjeka.

Najveći moment savijanja koji se javlja u nosaču (na sredini nosača i na uklještenim krajevima) izračunava se prema [10], pomoću izraza:

$$M_{\max} = \frac{F \cdot l}{8}, \quad (5.121)$$

gdje je:

$F = \frac{F_{v0}}{2}$ – sila koja opterećuje gredu.

Uvrštavanjem se dobiva:

$$M_{\max} = \frac{F \cdot l}{8} = \frac{F_{\text{vo}} \cdot l}{16} = \frac{41570 \cdot 2,024}{16} = 5258,6 \text{ Nm.} \quad (5.122)$$

Prema tome, najveće savojno naprezanje u nosaču iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_{\max}}{W_{yy}} = \frac{5258600}{1,14 \cdot 10^5} = 46,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.123)$$

Tangencijalno naprezanje je:

$$\tau = \frac{F_{\text{vo}}}{2 \cdot A} = \frac{41570}{2 \cdot 2170} = 9,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.124)$$

Sada se može izračunati ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{46,1^2 + 3 \cdot 9,6^2} = 49 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.125)$$

Faktor sigurnosti iznosi:

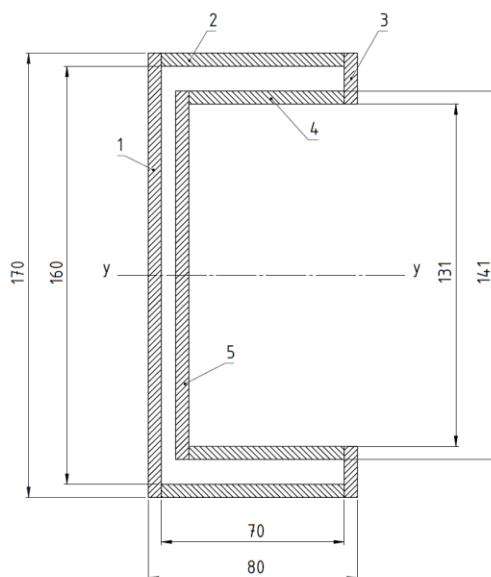
$$S = \frac{R_e}{\sigma_{\text{ekv}}} = \frac{235}{49} = 4,8. \quad (5.126)$$

$$S = 4,8 > S_{\text{potr}} = 1,55 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.127)$$

5.6.2. Proračun zavora nosača

Uzdužni nosač poda strojnice zavaren je na oba kraja kutnim zavarom a5 po cijelom obodu.

Proračunski presjek zavora prikazan je na slici 47.



Slika 47 Proračunski presjek zavora

Zavar je opterećen momentom savijanja $M_{\max} = 5258,6\text{Nm}$ oko osi y-y i poprečnom silom $F = F_{v0} / 4$, okomitom na tu os.

Moment inercije presjeka zavara oko osi y-y izračunava se, u skladu sa slikom, pomoću izraza:

$$I_{yy,z} = I_1 + 2 \cdot I_2 + 2 \cdot I_3 + 2 \cdot I_4 + I_5. \quad (5.128)$$

Momenti inercije pojedinih dijelova presjeka zavara iznose:

$$I_1 = \frac{5 \cdot 170^3}{12} = 2047083\text{mm}^4, \quad (5.129)$$

$$I_2 = \frac{70 \cdot 5^3}{12} + 70 \cdot 5 \cdot 82,5^2 = 2382917\text{mm}^4, \quad (5.130)$$

$$I_3 = \frac{5 \cdot 19,5^3}{12} + 5 \cdot 19,5 \cdot 75,25^2 = 555189\text{mm}^4, \quad (5.131)$$

$$I_4 = \frac{59,5 \cdot 5^3}{12} + 59,5 \cdot 5 \cdot 68^2 = 1376260\text{mm}^4, \quad (5.132)$$

$$I_5 = \frac{5 \cdot 141^3}{12} = 1168009\text{mm}^4. \quad (5.133)$$

Uvrštavanjem ovih vrijednosti u izraz (5.128), dobiva se:

$$I_{yy,z} = 11843824\text{mm}^4. \quad (5.134)$$

Moment otpora zavara računa se pomoću izraza:

$$W_{yy,z} = \frac{I_{yy,z}}{e_{\max}}, \quad (5.135)$$

pri čemu je:

$e_{\max} = 85\text{mm}$ – najveća udaljenost presjeka zavara od osi y-y.

$$W_{yy,z} = \frac{11843824}{85} = 139339\text{mm}^3 \quad (5.136)$$

Savojno naprezanje u zavaru iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_{\max}}{W_{yy,z}} = \frac{5258600}{139339} = 37,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.137)$$

Pretpostavka je da poprečnu silu prenose samo dijelovi zavara koji su paralelni sa smjerom djelovanja sile. Prema tome, površina zavara koji prenose poprečnu silu iznosi:

$$A_{//,z} = A_1 + 2 \cdot A_3 + A_5, \quad (5.138)$$

gdje je:

$$A_1 = 5 \cdot 170 = 850 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = 5 \cdot 19,5 = 97,5 \text{ mm}^2$$

$$A_5 = 5 \cdot 141 = 705 \text{ mm}^2.$$

$$A_{//,z} = 850 + 2 \cdot 97,5 + 705 = 1750 \text{ mm}^2. \quad (5.139)$$

Tangencijalno naprezanje je:

$$\tau = \frac{P_v}{4 \cdot A_{//,z}} = \frac{41570}{4 \cdot 1750} = 5,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.140)$$

Konačno, ekvivalentno naprezanje iznosi:

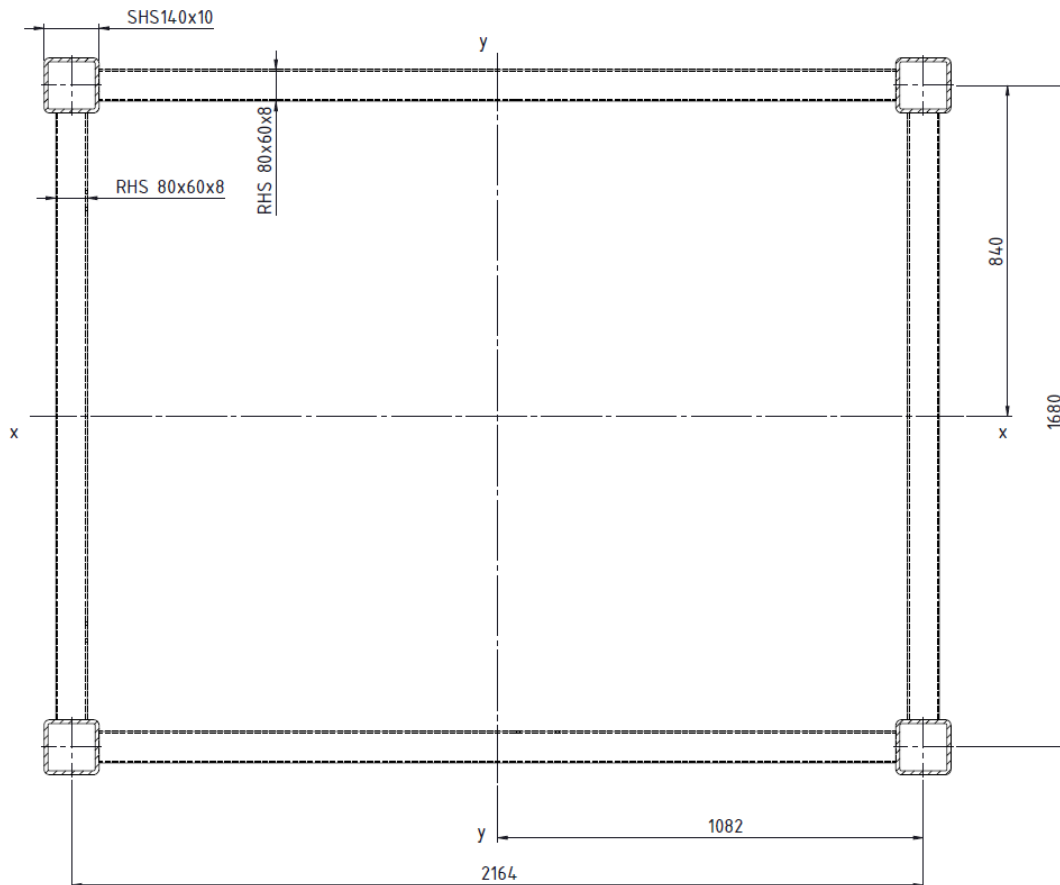
$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{37,7^2 + 3 \cdot 5,9^2} = 39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.141)$$

$$\sigma_{\text{ekv}} = 39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\text{dop}} = 135 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.142)$$

$$\sigma_{\text{dop}} = 135 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{dopušteno naprezanje zavara, prema [12]}$$

5.6.3. Kontrola izvijanja voznog okna

Poprečni presjek nosive konstrukcije voznog okna prikazan je na slici 48.



Slika 48 Horizontalni presjek nosive konstrukcije voznog okna

Oсни moment inercije i površina poprečnog presjeka profila SHS 140x10, prema [11], iznose:

$$I_{\text{SHS}} = 1,42 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$A_{\text{SHS}} = 5090 \text{ mm}^2.$$

Ukupna površina iznosi:

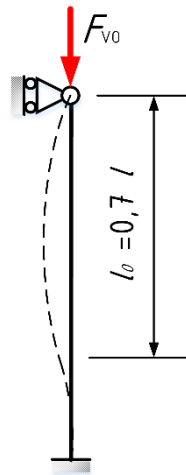
$$A_{\text{vo}} = 4 \cdot A_{\text{SHS}} = 4 \cdot 5090 = 20360 \text{ mm}^2. \quad (5.143)$$

Najmanji osni moment inercije presjeka voznog okna je u odnosu na os $x-x$, a iznosi:

$$I_{\text{vo}} = 4 \cdot (I_{\text{SHS}} + A_{\text{SHS}} \cdot 840^2) = 4 \cdot (1,42 \cdot 10^7 + 5090 \cdot 840^2) = 1,4423 \cdot 10^{10} \text{ mm}^4. \quad (5.144)$$

Najmanji polumjer inercije iznosi:

$$i_{\text{vo}} = \sqrt{\frac{I_{\text{min}}}{A_{\text{vo}}}} = \sqrt{\frac{1,4423 \cdot 10^{10}}{20360}} = 841,7 \text{ mm}. \quad (5.145)$$



Slika 49 Model izvijanja voznog okna

Vitkost voznog okna izračunava se izrazom:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{v_0}}, \quad (5.146)$$

gdje je:

$l_0 = 0,7 \cdot l = 0,7 \cdot 17567 = 12297 \text{ mm}$ – slobodna duljina izvijanja,

$l = 17567$ – visina poda strojarne (visina na kojoj djeluje opterećenje).

$$\lambda = \frac{12297}{841,7} = 14,6 \quad (5.147)$$

Za materijal S235 granična vitkost je $\lambda_p = 105$. Kako je $\lambda < \lambda_p$, kritično naprezanje se izračunava po Tetmajeru:

$$\sigma_{kr,Tet} = \sigma_0 - k \cdot \lambda = 310 - 1,14 \cdot \lambda; \quad (5.148)$$

$$\sigma_{kr,Tet} = 310 - 1,14 \cdot 14,6 = 293 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.149)$$

Potrebni faktor sigurnosti, prema [8], iznosi: $S_{potr,Tet} = 2 \dots 4$, pa se odabire $S = 4$.

Tlačno naprezanje voznog okna iznosi:

$$\sigma = \frac{F_{v_0}}{A_{v_0}} = \frac{41570}{20360} = 2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.150)$$

Prema tome, faktor sigurnosti je:

$$S = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma} = \frac{293}{2} = 146,5. \quad (5.151)$$

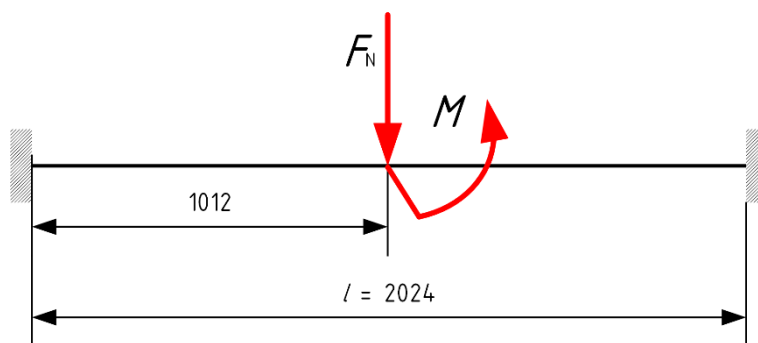
$$S > S_{potr.} = 4 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.152)$$

5.6.4. Proračun čvrstoće poprečne ukrute

Poprečne ukrute voznog okna izrađene su od RSH 120x80x8 profila. Na poprečnu ukrutu se pomoću vijaka spaja konzola vodilice tako je ukruta opterećena poprečnom silom F_N , koja se javlja pri pomaku tereta u kabini u odnosu na točku zavješanja, i momentom savijanja uslijed djelovanja sile F_P . Ove sile prethodno su izračunate pri proračunu vodilica te iznose:

$$F_N = 381 \text{ N,}$$

$$F_P = 627 \text{ N.}$$



Slika 50 Proračunski model poprečne ukrute voznog okna

Karakteristike profila RHS 120x80x8, prema [11], iznose:

$$A = 2880 \text{ mm}^2 - \text{površina poprečnog presjeka}$$

$$I = I_{zz} = 2,73 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 - \text{osni moment inercije}$$

$$W = W_{zz} = 6,81 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 - \text{moment otpora.}$$

Najveći moment savijanja u poprečnoj gredi uslijed sile F_N iznosi:

$$M_{\max} = \frac{F_N \cdot l}{8} = \frac{381 \cdot 2,024}{8} = 96,4 \text{ Nm.} \quad (5.153)$$

Moment savijanja uslijed djelovanja sile F_P na kraku koji je jednak duljini konzole vodilice, iznosi:

$$M = F_P \cdot l_{kon} = 627 \cdot 0,124 = 77,7 \text{ Nm,} \quad (5.154)$$

gdje je:

$l_{\text{kon}} = 124 \text{ mm}$ – duljina konzole vodilice.

Ukupni savojni moment na sredini poprečne ukrute iznosi:

$$M_{\text{uk}} = M_{\text{max}} + M = 96,4 + 77,7 = 174,1 \text{ Nm} \quad (5.155)$$

Savojno naprezanje iznosi:

$$\sigma = \frac{M_{\text{uk}}}{W_{zz}} = \frac{174,1}{6,81 \cdot 10^4} = 2,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.156)$$

Tangencijalno naprezanje je:

$$\tau = \frac{F_N}{A} = \frac{381}{2880} = 0,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.157)$$

Konačno, ekvivalentno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{2,5^2 + 3 \cdot 0,1^2} = 2,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.158)$$

Faktor sigurnosti iznosi:

$$S = \frac{R_e}{\sigma_{\text{ekv}}} = \frac{235}{2,5} = 94 \quad (5.159)$$

$$S = 94 > S_{\text{potr}} = 1,55 \text{ Uvjet je zadovoljen.} \quad (5.160)$$

Faktor sigurnosti je prilično velik jer je dimenzija profila poprečne ukrute odabrana tako se postigne robusna konstrukcija s potrebnom krutosti te da se omogući montaža ispune voznog okna od čeličnog lima.

5.7. Odabir uređaja za vođenje kabine i protuutega

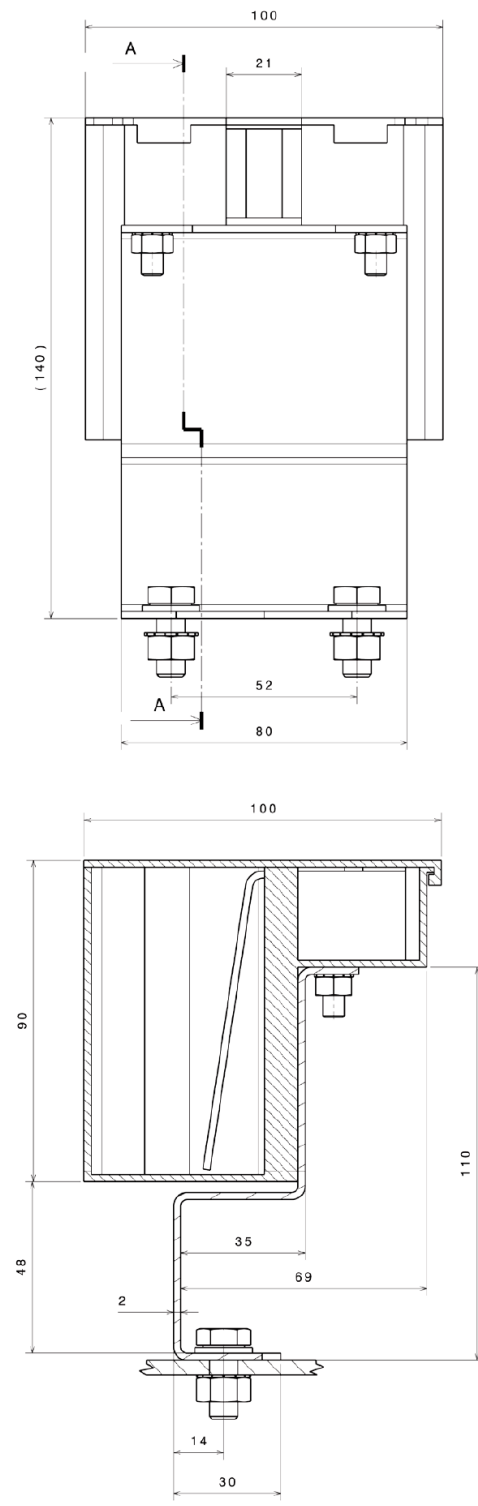
Sukladno dimenzijama vodilica kabine i protuutega, te zadanoj brzini vožnje dizala, potrebno je odabrati uređaje za vođenje kabine i protuutega. Prethodno odabrane vodilice su:

- vodilice kabine: T 90 x 75 x 16
- vodilice protuutega: T 75 x 55 x 9.

Zadana brzina vožnje dizala je $v = 1,6 \text{ m/s}$.

Iz kataloga proizvođača „LiftEquip“ odabire se isti model uređaja za klizno vođenje *Ultramid* za kabinu i protuuteg, budući da je dostupan za obje debljine glava vodilica (9mm i 16mm).

Iz kataloga istog proizvođača odabiru se uređaji za podmazivanje vodilica, koji su prikladni za montažu na odabrani model uređaja za klizno vođenje.



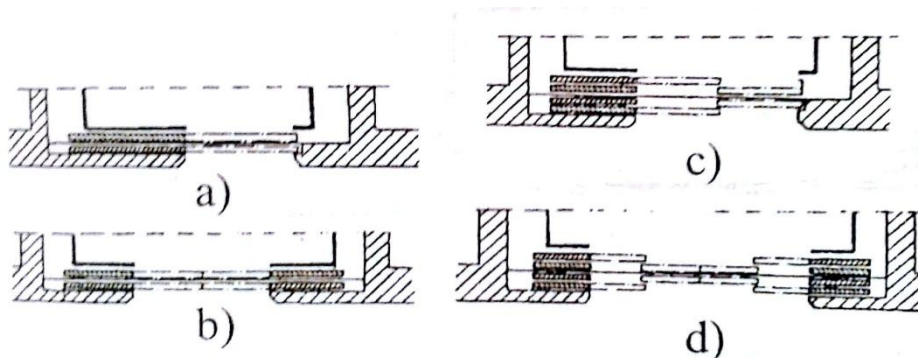
Slika 52 Uređaj za podmazivanje vodilica [14]

5.8. Odabir vrata kabine i voznog okna

Na dizalima se ugrađuju različite konstrukcije vrata, a međusobno se razlikuju prema kinematici kretanja i broju krila, sustavu pogona i upravljanja, načinu osiguranja otvaranja i zatvaranja, te prema brzini kretanja krila. Prema načinu osiguranja otvaranja i zatvaranja vrata, razlikuju se:

- vrata s ručnim otvaranjem
- poluautomatska vrata – vrata s ručnim otvaranjem i automatskim zatvaranjem
- automatska vrata.

Na osobnim dizalima u stambenim i poslovnim zgradama najčešće se primjenjuju automatska klizna vrata sa zajedničkim pogonom krila kabine i krila prilaznih vrata voznog okna. Na slici su shematski prikazane izvedbe automatskih kliznih vrata kabine i voznog okna.



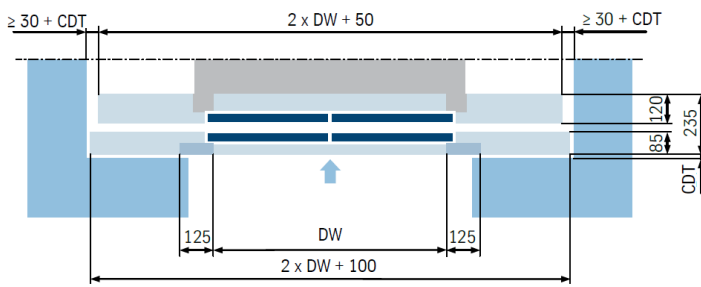
Slika 53 Prikaz izvedbi automatskih kliznih vrata [2]

- a) – jednokrillna, b) – dvokrillna dvostrana (jednobrzińska), c) – dvokrillna jednostrana (dvobrzińska),
d) – četverokrillna dvostrana (dvobrzińska)

Zahtjevi za dimenzijama vrata kabine i voznog okna definirani su u [3]. Tako minimalna potrebna visina vrata iznosi 2 metra, dok širina otvora prilaznih vrata ne smije prelaziti širinu otvora vrata kabine više od 50 mm sa svake strane.

Iz kataloga proizvođača „LiftEquip“ odabiru se automatska klizna dvokrillna vrata, u izvedbi M2Z, širine 700 mm i visine 2000 mm:

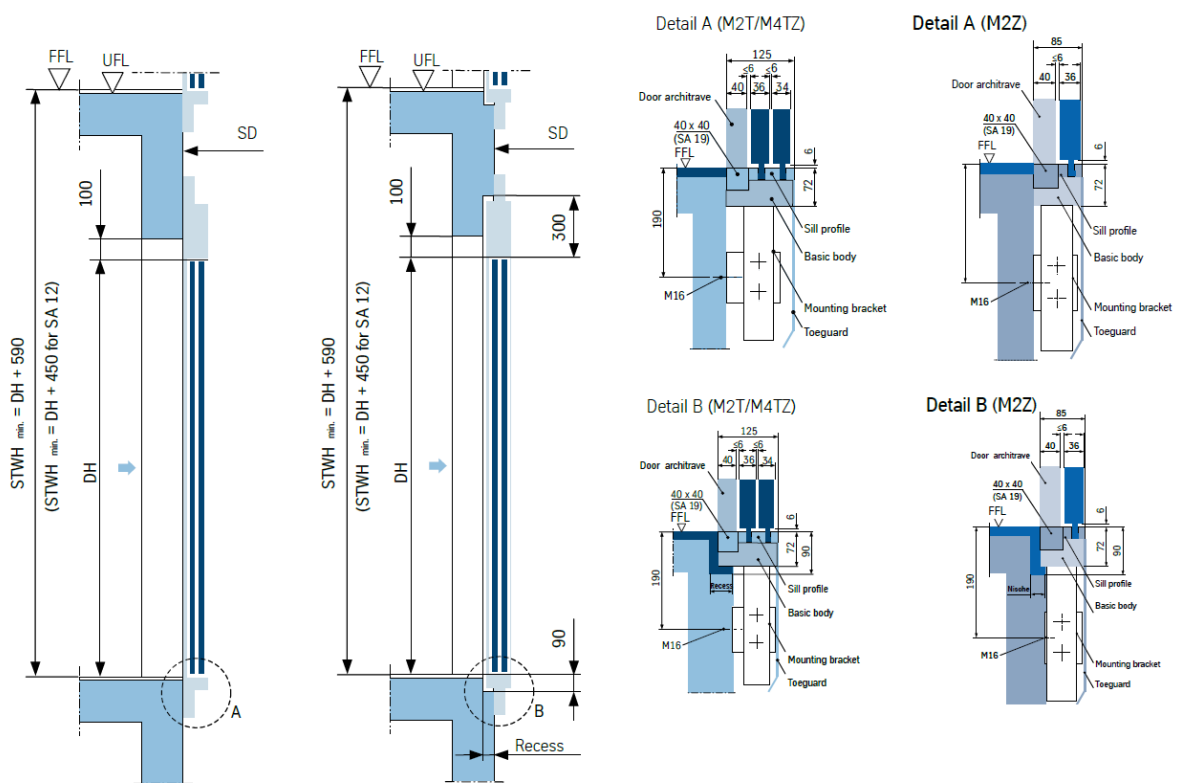
- S8A – vrata voznog okna i
- K8A – vrata kabine.



DH	DW	700 - 750	800 - 850	900 - 1400
2000		●	●	●
2100		●	●	●
2200		●	●	●
2300			●	●
2400			●	●
2500				●

DH and DW in the grid of 100 mm, optionally in the grid of 50 mm.

Slika 54 Dimenzije odabranih vrata kabine i voznog okna [14]



Slika 55 Opcije ugradnje odabranih prilaznih vrata voznog okna [14]

6. IZBOR SIGURNOSNIH KOMPONENTI DIZALA

6.1. Izbor zaustavnog uređaja

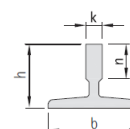
Kako je zadana brzina vožnje dizala veća od 1 m/s, potrebno je odabrati zaustavni uređaj postupnog kočenja. Odabire se zaustavni uređaj oznake *CSGB 01* prema katalogu proizvođača „Wittur“, za zadanu nazivnu brzinu vožnje i odabranu debljinu glave vodilice $k = 16$ mm.

Tablica 4 Izbor zaustavnog uređaja iz kataloga [15]

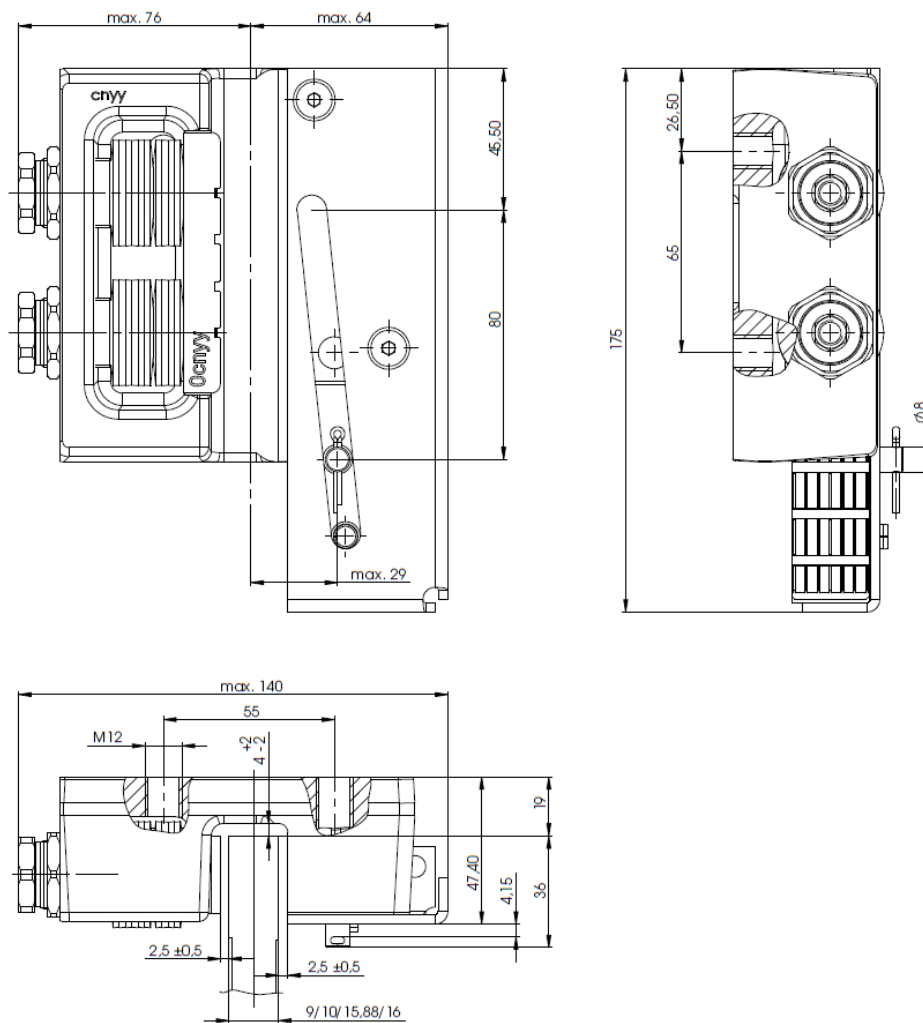
TYPE	Schienenzustand guide rail condition	V	Vmax	Fmax	V..... Nenngeschwindigkeit nominal speed
CSGB-01	m/d	2,00m/s	2,63m/s	575 - 2.700kg	Vmax..... Auslösegeschwindigkeit tripping speed
	m/o				Fmax..... zu bremsende Gesamtmasse mass to be gripped
	d/d	1,60m/s	2,37m/s		m/d..... bearbeitet / trocken machined / dry
	d/o				m/o..... bearbeitet / geölt machined / oiled
CSGB-02	m/d	2,50m/s	3,55m/s	1.130 - 3.500kg	d/d..... gezogen / trocken drawn / dry
	m/o				d/o..... gezogen / geölt drawn / oiled
CSGB-03	m/d	3,50m/s	4,45m/s	2.650 - 5.500kg	
	m/o	3,00m/s	3,83m/s		

Tablica 5 Radni podaci zaustavnog uređaja [15]

max. Auslösekraft des Begrenzers max. activating force of the governor	F_{GOV}	2100 N (siehe Kapitel, see chapter 4)	
mögliche Schienenkopfdicke width of guid rail head	k [mm]	CSGB-01/02	9 / 10 / 15,88 / 16 mm
		CSGB-03	15,88 / 16 mm
min. Breite der Lauffläche min. width of guide rail running surface	n [mm]	CSGB-01/02	25 mm *)
		CSGB-03	33,4 mm *)
min. Höhe des Schienenprofiles min. height of guide rail profile	h [mm]	CSGB-01/02	62 mm *)
		CSGB-03	
Betriebstemperatur temperature during operation		-5...+55°C	*)Empfohlene Schienen (Referenz ISO 7465)
Lagertemperatur temperature during storage		-40...+70°C	Recommended type of guide rails (referring to ISO 7465)
max. Luftfeuchtigkeit max. air humidity		95%/+25°C 93%/+40°C	T70, T70-1, T75, T75-3, T82, T89, T114, T125, T127-1, T127-2



k..... Schienenkopfdicke
width of rail head
n.....Laufflächenbreite
width of guide rail running surface



Slika 56 Zaustavni uredaj CSGB – 01 [15]

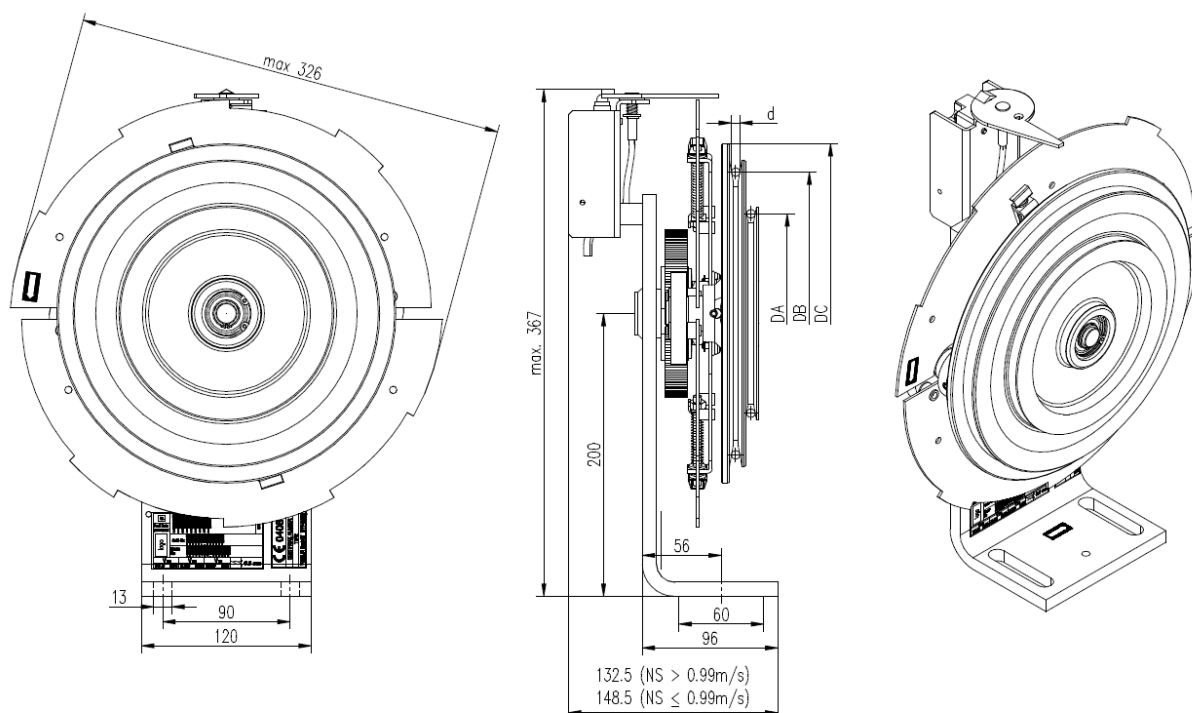
6.2. Izbor graničnika brzine

Prema zadanoj brzini vožnje, odabire se graničnik brzine tipa *OL35* iz kataloga proizvođača „*Wittur*“, s užetom promjera 6 mm. Dimenzije odabranog graničnika brzine prikazane su na slici 57, a radne karakterisitike u izvatku iz kataloga, u tablici 6..

Tablica 6 Radne karakteristike graničnika brzine OL35 [15]

Type (900540)		OL35	OL35E	OL35M
Fahrhöhe (Empfehlung) <i>travel height (recommendation)</i>	min.	-	-	40 m
	max.	TH 80 m	165 m	165 m
Max. Abstand von Geschwindigkeitsbegrenzer zu Spannungsgewicht: <i>Max. distance between overspeed governor and tension weight:</i>		85 m	170 m	170 m
Nenngeschwindigkeit / <i>Rated speed</i>	d = 6/6,5 NS	0,3-2,5 m/s	0,3-3,0 m/s	0,3-3,0 m/s
	d = 8 NS	0,36-2,5 m/s	0,36-3,0 m/s	
Bremskraft des Geschwindigkeitsbegrenzers <i>Brake force of the governor</i>	min.	> 500 N	> 800 N	>1100 N
	max.	< 1000 N	< 1300 N	<1600 N
Spannkraft des Spannungsgewichts <i>Tension force of the tension weight</i>	min.	250 N	600 N	600 N
	max.	350 N	800 N	800 N
Seilrollendurchmesser <i>Rope pulley diameter</i>		200 / 203 mm		200 mm
	DB	262 mm		
Gewicht des OL / <i>Weight of OL</i>		max. 25 kg	max. 25 kg	max. 25 kg
Seildurchmesser / <i>Rope diameter</i>	d	6 / 6,5 / 8 mm		6 mm
Rundlitzenseil aus Stahldrähten (DIN EN12385-1/5) <i>steel wire rope (DIN EN12385-1/5)</i>		fibre core or full steel		full steel
empfohlener Typ / <i>suggested type</i>		6x19 oder / or 8x19	8x19	6x19
Seilqualität / <i>rope quality</i>	min.	1570 N/mm ²	1770 N/mm ²	1770 N/mm ²
	max.	1770 N/mm ²	1960 N/mm ²	1960 N/mm ²
Betriebstemperatur / <i>Operating temperature</i>		-5°C ... +55°C		
Lagertemperatur / <i>Storage temperature</i>		-40°C ... +70°C		
Luftfeuchtigkeit / <i>Air humidity</i>		<98% / 40°C		
Schutz-Klassifikation / <i>Protection classification</i>		IP2x		

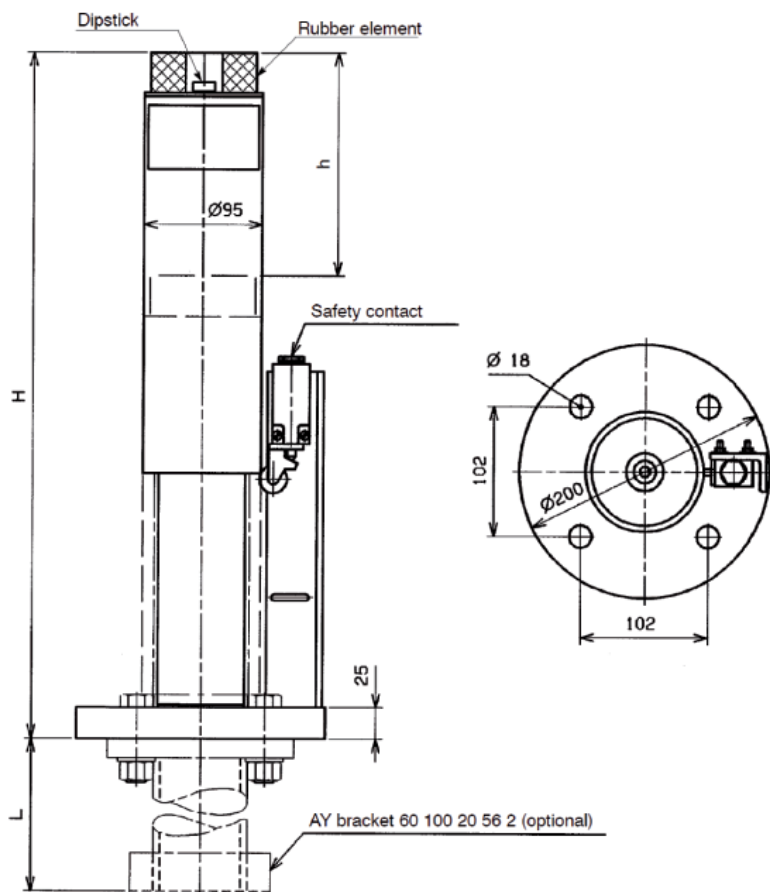
3.1.1 OL35 Seildurchmesser 6 / 6.5 mm et 8 mm
OL35 Rope Diameter 6 / 6.5mm et 8 mm



Slika 57 Graničnik brzine Wittur OL35 [15]

6.3. Izbor odbojnika kabine i protuutega

Kako je nazivna brzina dizala 1,6 m/s, potrebno je odabrati hidrauličke odbojnike. Za kabinu i protuuteg dizala odabire se isti hidraulički odbojnik iz kataloga proizvođača „LiftEquip“, tipa O1, u skladu s dopuštenim ukupnim opterećenjem odbojnika.



AY oil buffer		Designation no.	Speeds		Stroke	Height	Oil quantity	Weight	Permissible total load			
Part no.	Type / Version		APV	max. Impact v _A [m/s]					max. Rated ... v _N [m/s]	h [mm]	H [mm]	[l]
60 540 71 01 0	O1	A 001	1,84	1,6	175	540	0,40	14,3	430	1370	4218	13439
60 540 72 01 0		B 002							620	2000	6082	19620
60 540 73 01 0		C 003							970	3020	9515	29626
60 540 74 01 0	O2	A 004	2,30	2,0	275	790	0,61	18,2	430	1370	4218	13439
60 540 75 01 0		B 005							620	2000	6082	19620
60 540 76 01 0		C 006							970	3020	9515	29626
60 540 77 01 0	O3	A 007	2,88	2,5	430	1180	0,94	23,5	430	1370	4218	13439
60 540 78 01 0		B 008							620	2000	6082	19620
60 540 79 01 0		C 009							970	3020	9515	29626

Slika 58 Radne karakteristike hidrauličkog odbojnika kabine i protuutega [16]

7. ZAKLJUČAK

U radu je objašnjen princip rada električnog dizala te su izložene različite konstrukcijske izvedbe dizala s navedenim posebnostima pojedine izvedbe, što olakšava izbor pri konstruiranju novog dizala. Izvršen je proračun i konstrukcijska razrada osobnog dizala s fasadnim voznim oknom za stambenu zgradu s pet razina, prema zadanim ulaznim parametrima. Izrađen je sklopni crtež dizala te radionički crteži nosive konstrukcije voznog okna i kabine.

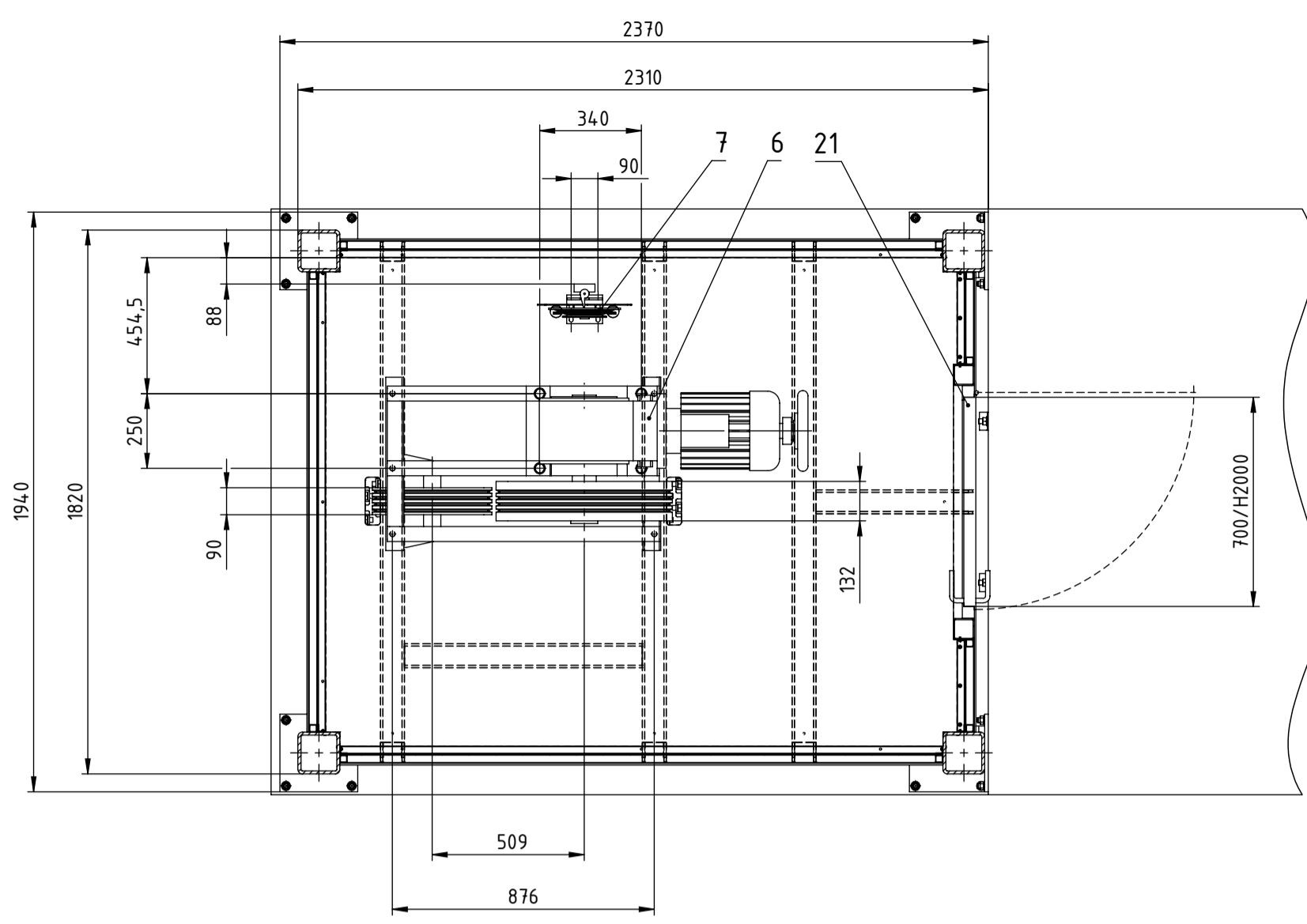
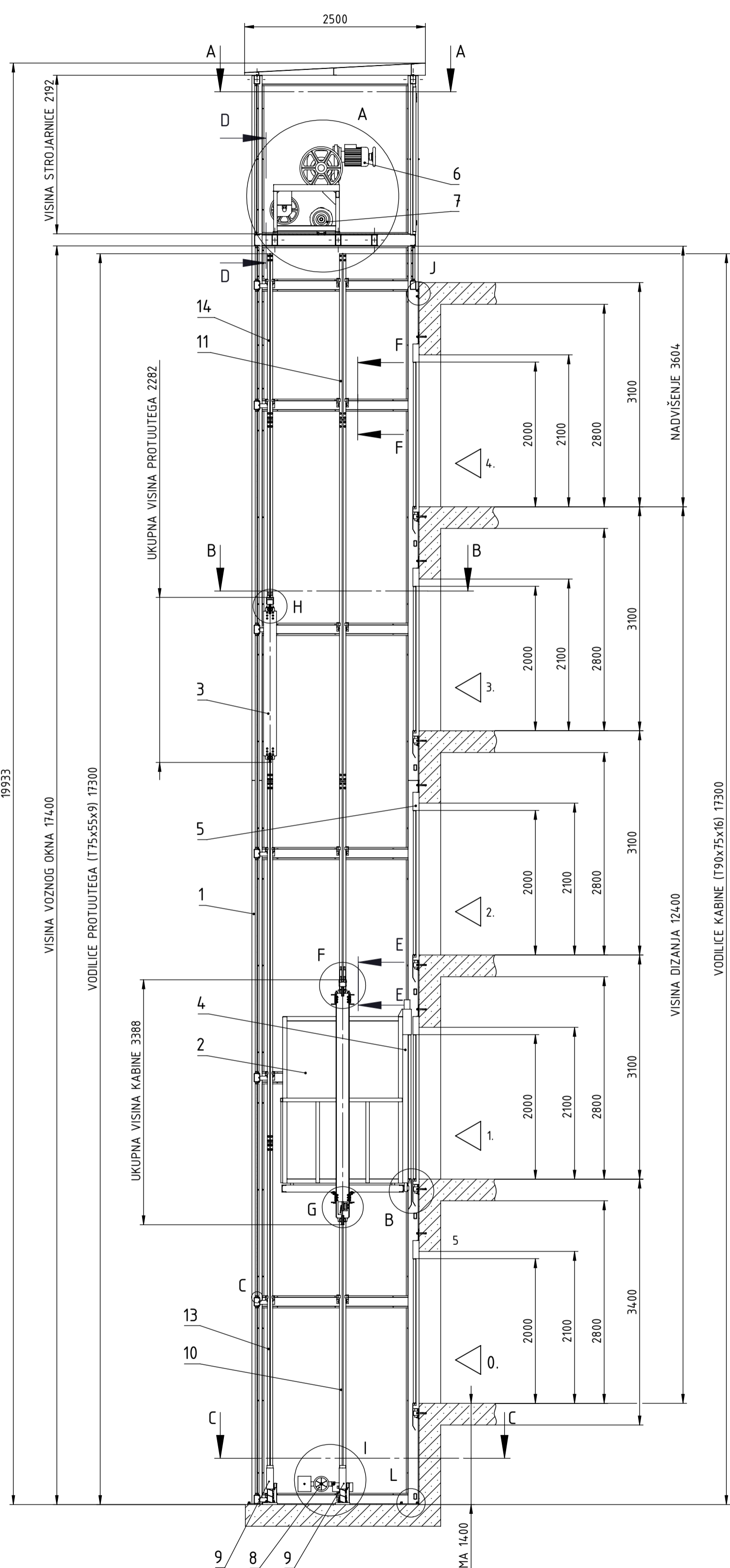
Postavljanjem dizala na postojeću zgradu bitno će se olakšati pristup stanovima na višim katovima, posebice za stanare s otežanom pokretljivošću. Za zgrade kod kojih nema predviđenog prostora za ugradnju dizala unutar stubišnog prostora, fasadno dizalo predstavlja najprikladnije rješenje.

8. LITERATURA

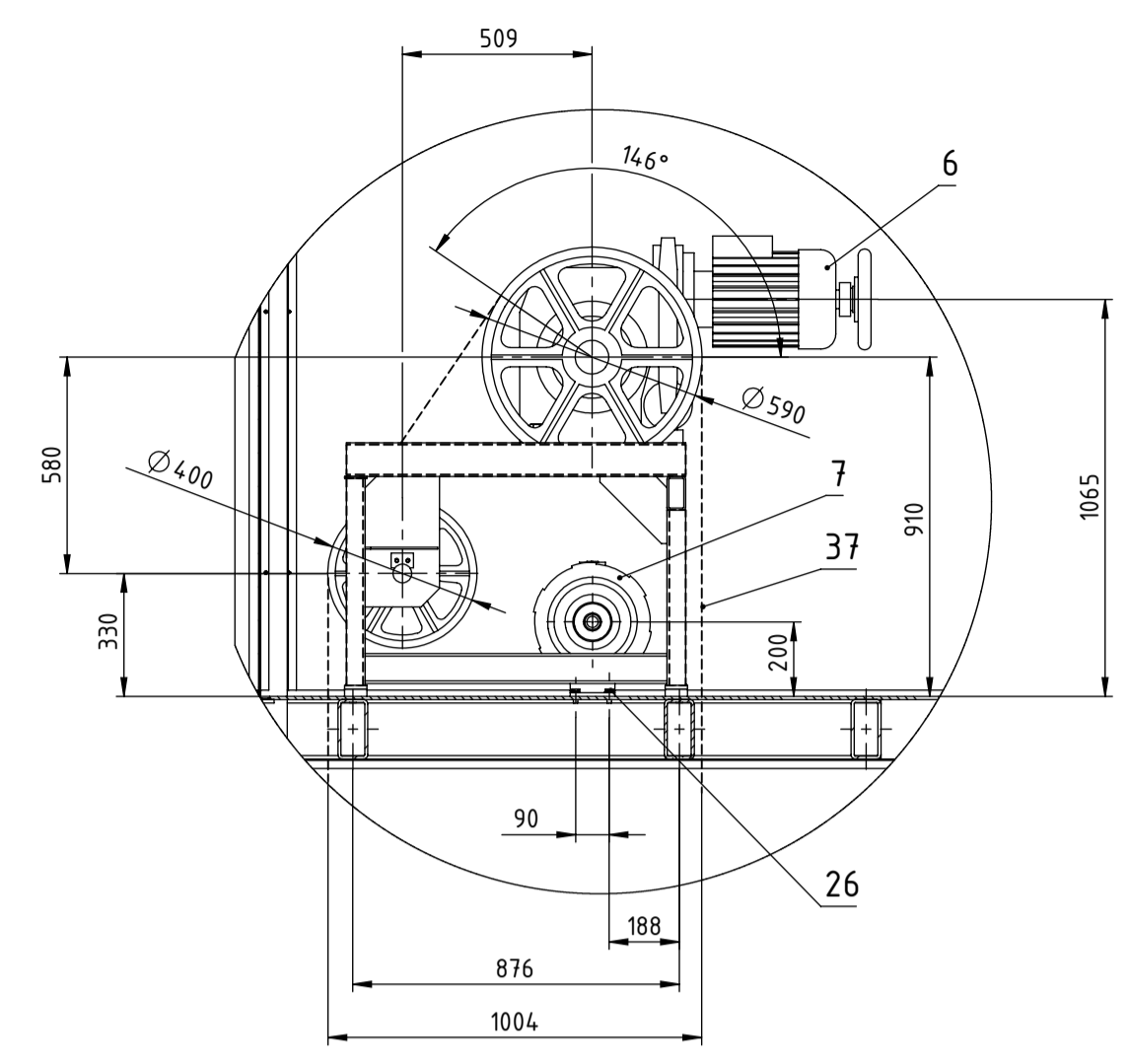
- [1] FSB: *Podloge za proračun osobnog dizala*, Zagreb
- [2] Tošić, S. B.: *Liftovi*, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, 2004.
- [3] HRN EN 81-20: *Sigurnosna pravila za konstrukciju i ugradnju dizala – Dizala za prijevoz osoba i tereta – 20. dio: Osobna dizala i teretno osobna dizala*, 2014.
- [4] HRN EN 81-50: 2014: *Sigurnosna pravila za konstrukciju i ugradnju dizala – Pregledi i ispitivanja – 50. dio: Pravila projektiranja, proračuni, pregledi i ispitivanja dijelova dizala*, 2014.
- [5] FSB: *Transportni uređaji – skripta*, Zagreb
- [6] Elbak – Habulin katalog, dostupno na: <http://elbak-habulin.hr>
- [7] DIN – Taschenbuch 64: *Fördertechnik 3; Personenaufzüge für Wohngebäude*, 1982.
- [8] Kranjčević, N.: *Vijci i navojna vretena*, FSB, Zagreb, 2014.
- [9] Hoić, M.: *Transportni uređaji – vježbe*, FSB, Zagreb, 2015.
- [10] Kraut, B.: *Strojarski priručnik*, 11. izdanje, Sajema, Zagreb, 2009.
- [11] <http://www.staticstools.eu>
- [12] Decker, K. H.: *Elementi strojeva*, Golden marketing – Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [13] Herold, Z.: *Računalna i inženjerska grafika*, Zagreb, 2003.
- [14] LiftEquip – General Catalogue, dostupno na: www.liftequip.de
- [15] www.wittur.com
- [16] LiftEquip – Buffers Catalogue, dostupno na: <http://www.jandlelevatorcomponents.com>

PRILOZI

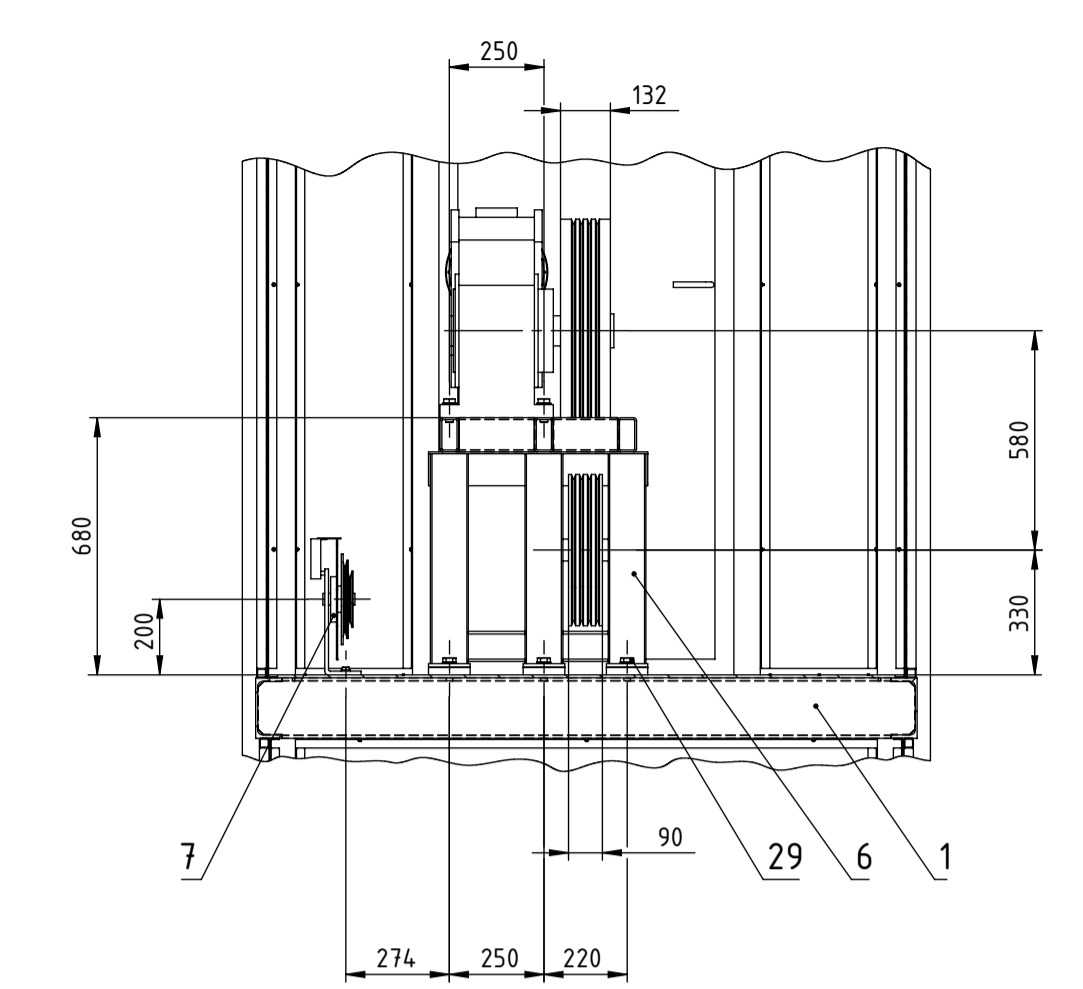
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



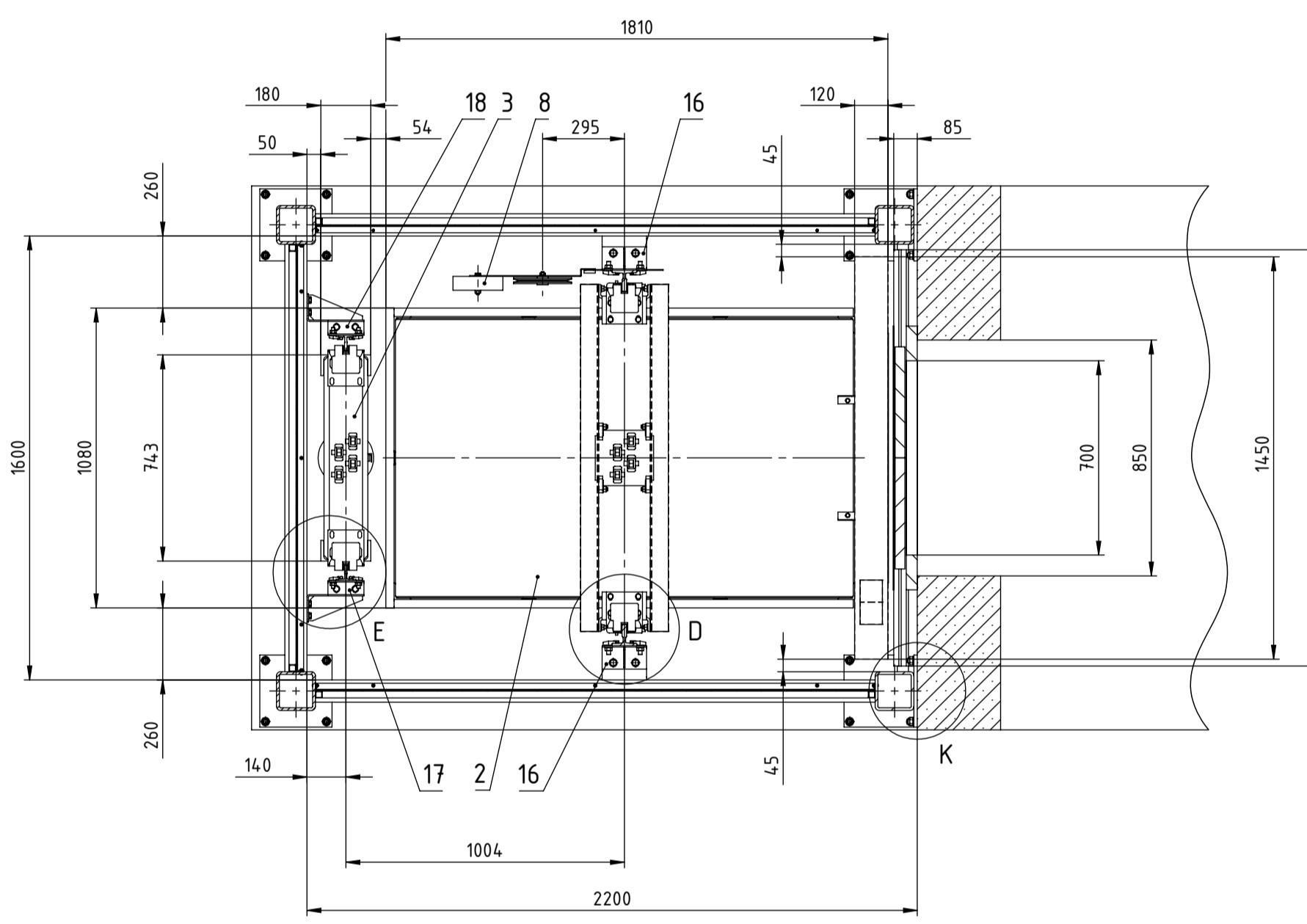
A-A (1 : 20)



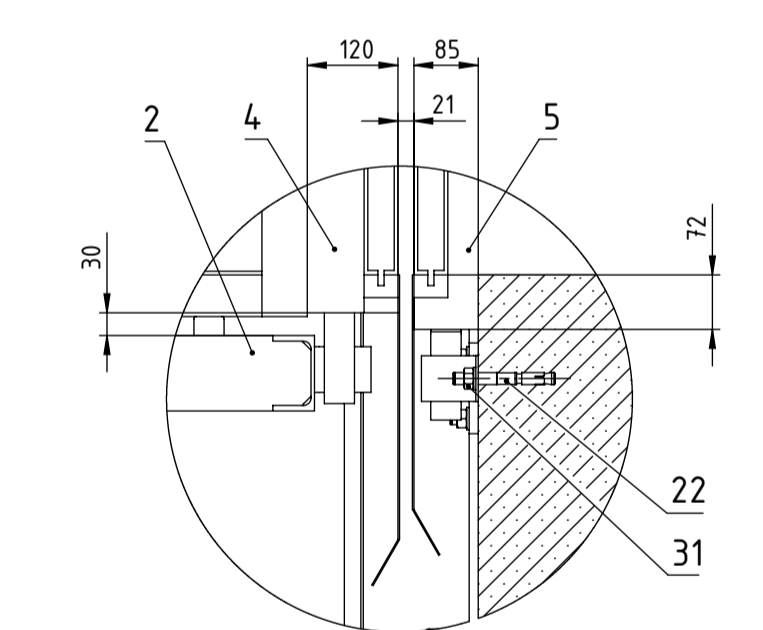
A (1 : 20)



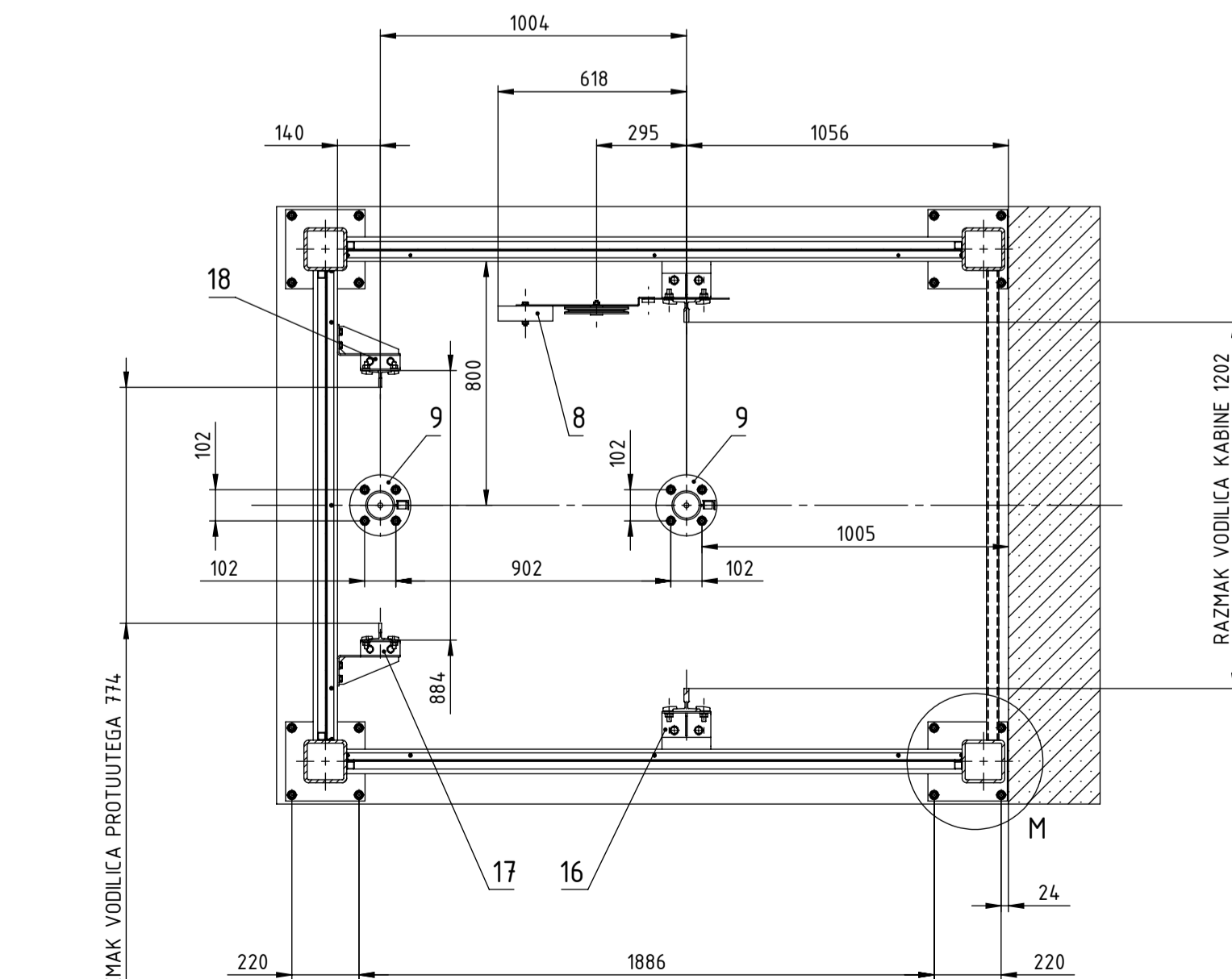
D-D (1 : 20)



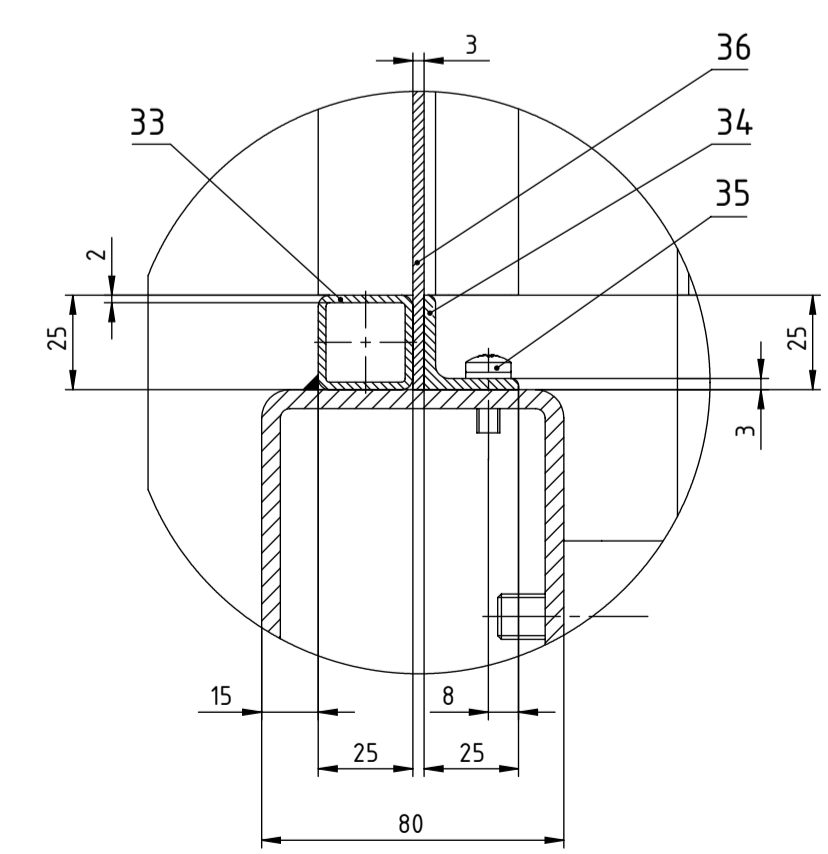
B-B (1 : 20)



B (1 : 10)



C-C (1 : 20)

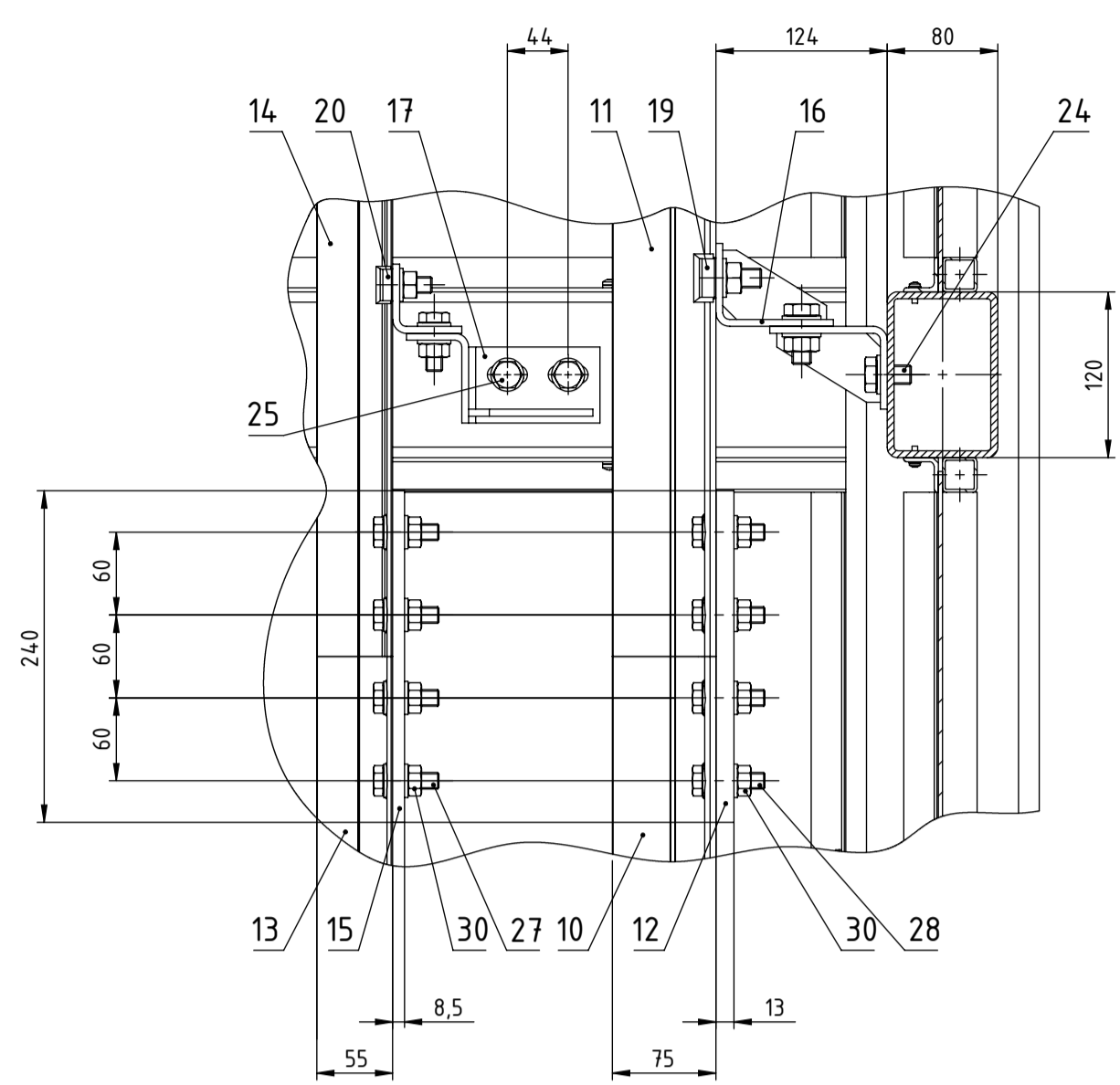


C (1 : 2)

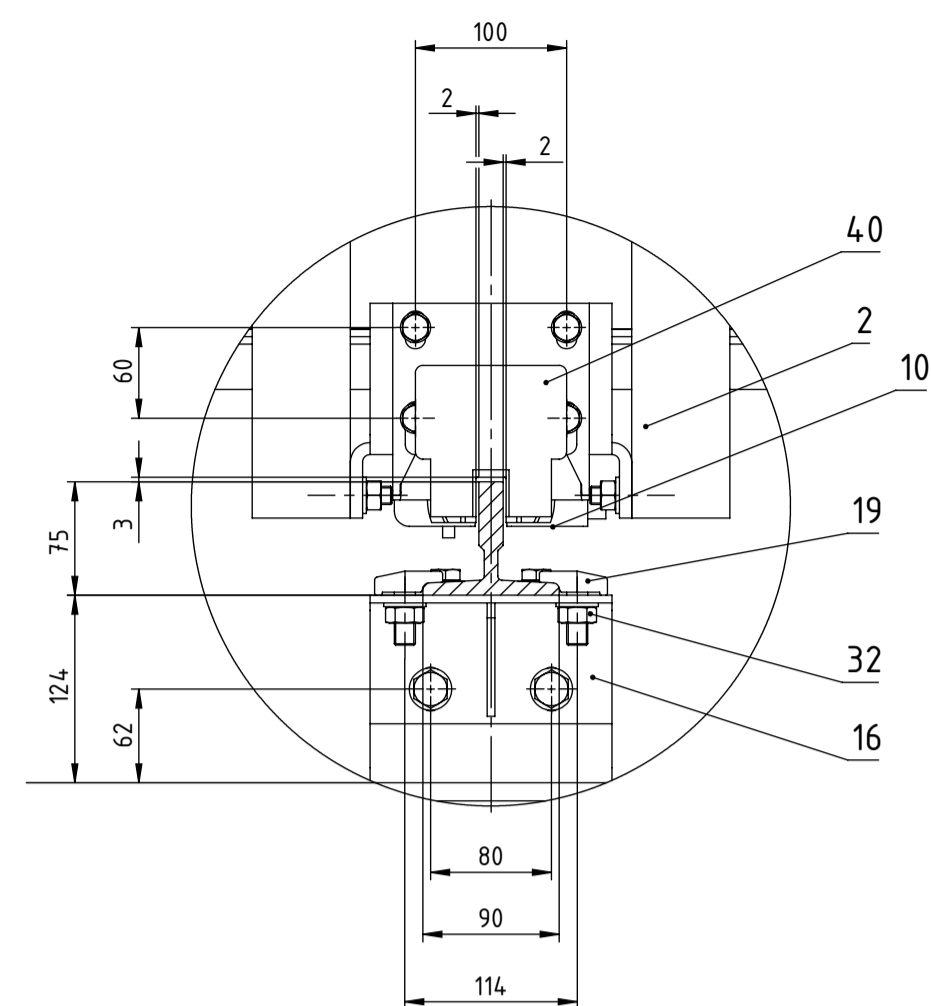
43	Opružni užni zatvarač	8	-	-	Elbak-Habulin	
42	Uređaj za podmazivanje vod. protuutega	2	-	-	Lift Equip	
41	Uređaj za klizno vođenje protuutega	4	-	-	Lift Equip	
40	Uređaj za podmazivanje vodilica kabine	2	-	-	Lift Equip	
39	Uređaj za klizno vođenje kabine	4	-	-	Lift Equip	
38	Zaustavni uređaj	2	-	-	Wittur	
37	Nosivo čelično uže	4	DIN 3059	1570	∅10x15500	22,3
36	Lim za ispunu	-	-	S235JR	s=3	
35	Samourezni vijak M6	-	DIN 7500 C	8.8	DIV	
34	L profil ispunu	-	-	S235JR	L 25x25x3	
33	SHS profil ispunu	-	-	S235JR	SHS 25x2	
32	Matica M14	58	DIN 934	8	DIV	
31	Matica M16	88	DIN 934	8	DIV	
30	Matica M12	154	DIN 934	8	DIV	
29	Vijak M20x50	5	DIN 933	8	DIV	
28	Vijak M12x45	4.8	DIN 933	8.8	DIV	
27	Vijak M12x40	4.8	DIN 933	8.8	DIV	
26	Vijak M12x30	2	DIN 933	8.8	DIV	
25	Vijak M12x25	2.8	DIN 933	8.8	DIV	
24	Vijak M14x25	2.8	DIN 933	8.8	DIV	
23	Sidreni vijak BZ plus M16x170	4	-	8.8	MKT	
22	Sidreni vijak BZ plus M16x135	84	-	8.8	MKT	
21	Vrata strojarnice	1	-	S235JR	700x2000	
20	Stezaljka vodilice protuutega M12	28	-	8.8	HAS Elevator	
19	Stezaljka vodilice kabine M14	30	-	8.8	HAS Elevator	
18	Konzola vodilice protuutega - D	7	FD-17-13	-	-	1,7
17	Konzola vodilice protuutega - L	7	FD-17-12	-	-	1,7
16	Konzola vodilice kabine	14	FD-17-11	-	-	1,9
15	Spojna ploča vodilica protuutega	6	FD-17-10	S235JR	240x70x10	1,0
14	Vodilica protuutega - kratka	2	FD-17-09	S235JR	T75x55x9x2300	14,0
13	Vodilica protuutega - duga	6	FD-17-08	S235JR	T75x55x9x5000	30,6
12	Spojna ploča vodilica kabine	6	FD-17-07	S235JR	240x90x15	2,1
11	Vodilica kabine - kratka	2	FD-17-06	S235JR	T90x75x16x2300	30,5
10	Vodilica kabine - duga	6	FD-17-05	S235JR	T90x75x16x5000	66,5
9	Hidraulični odbojnik	2	-	-	Lift Equip	14,3
8	Natezni uređaj	1	-	-	Wittur	
7	Graničnik brzine 0L35	1	-	-	Wittur	
6	Sklop pogonskog mehanizma	1	FD-17-04	-	-	
5	Vrafa voznog okna	5	-	-	Lift Equip	106
4	Vrata kabine	1	-	-	Lift Equip	
3	Protuuteg	1	FD-17-03	-	-	1115
2	Kabina	1	FD-17-02	-	-	570
1	Vozno okno	1	FD-17-01	-	-	4203,4

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis
Projektirao		Marin Penavić		Marin Penavić		
Razradio		Marin Penavić		Marin Penavić		
Crtao		Marin Penavić		Marin Penavić		
Pregledao		Zvonko Herold		Zvonko Herold		
Mentor		Zvonko Herold		Zvonko Herold		
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
Napomena:				Smjer: KONSTRUKCIJSKI		Kopija
Materijal:		Masa:		DIPLOMSKI RAD		
Mjerilo originala		Naziv: FASADNO DIZALO		Pozicija: Format: A1		
150		Crtež broj: FD-17-00		Listova: 2		
				List: 1		

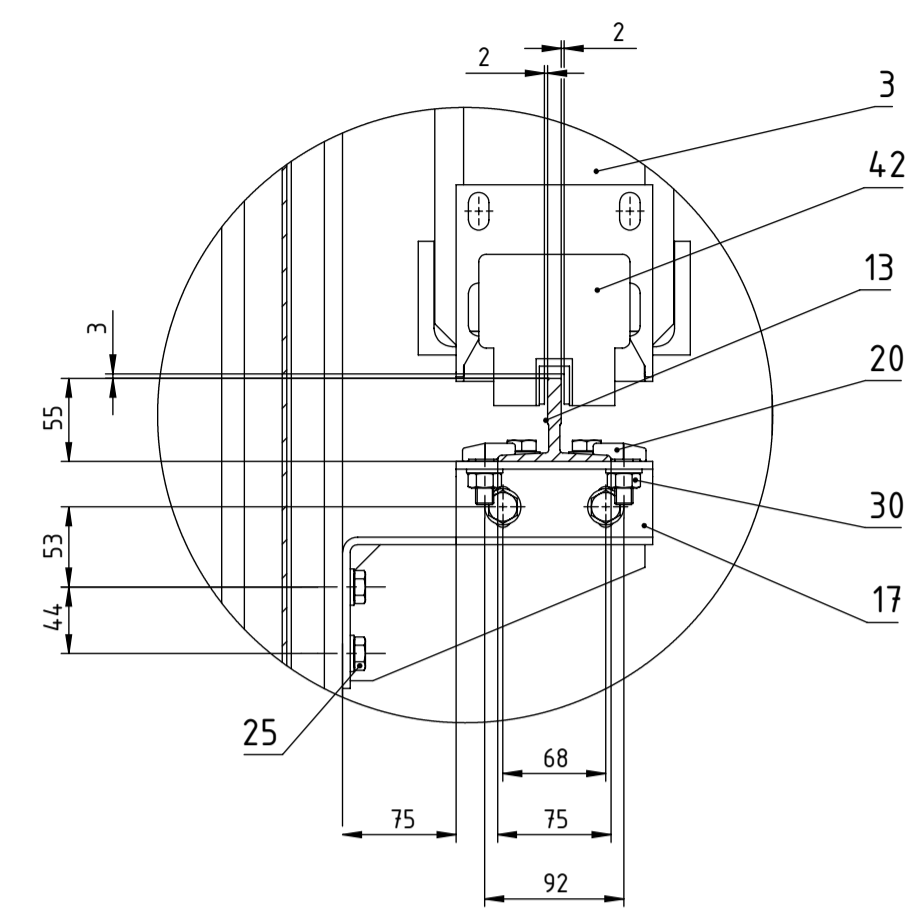




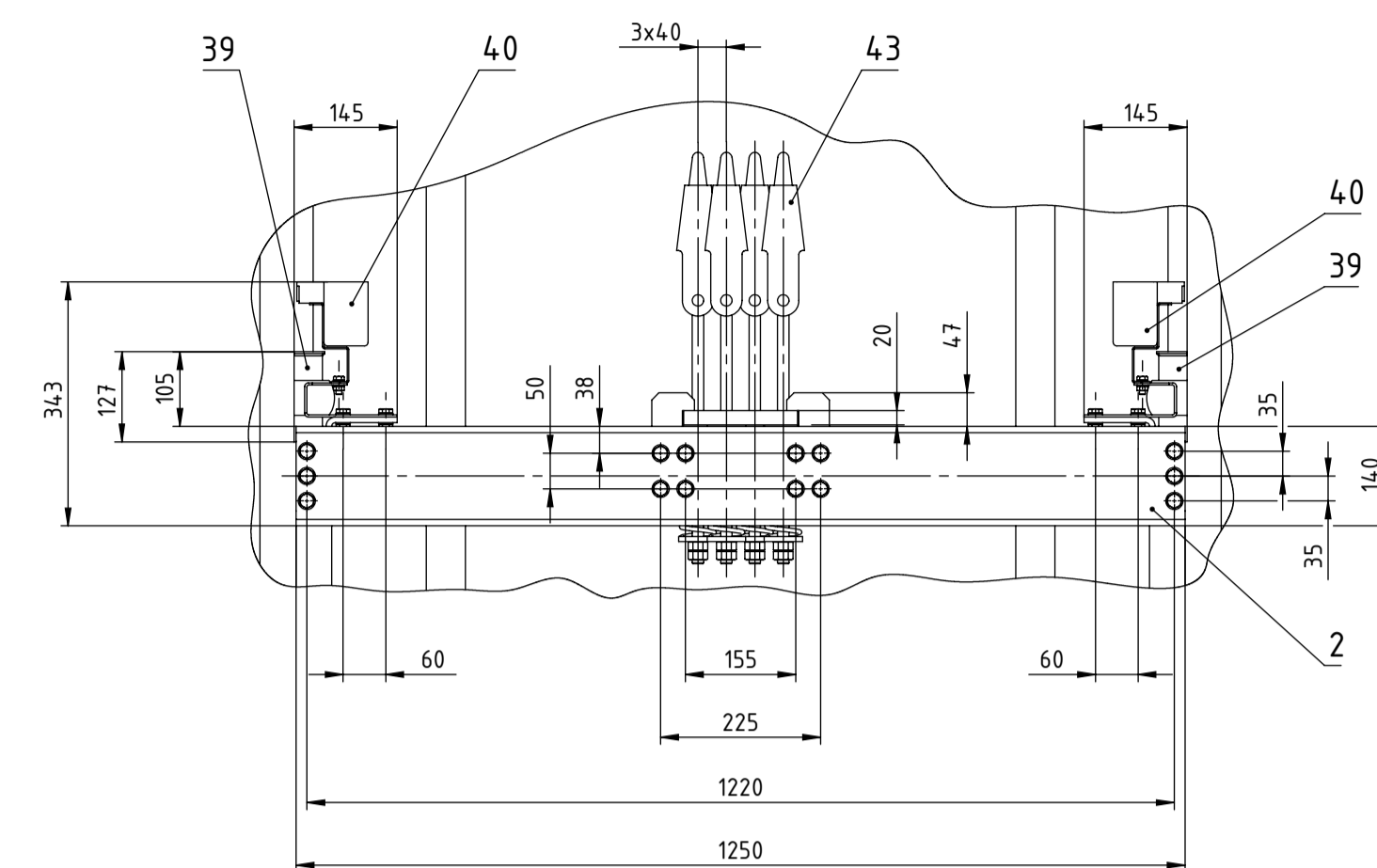
F-F (1 : 5)



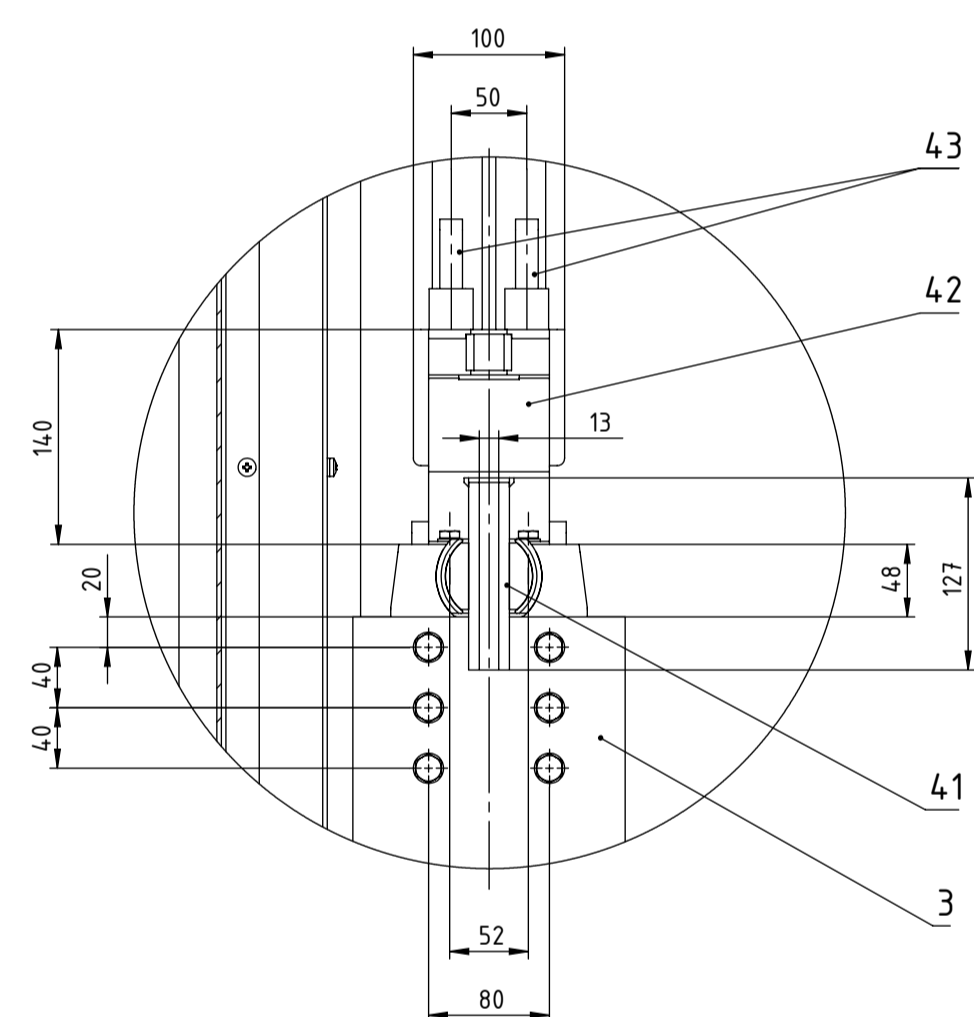
D (1 : 5)



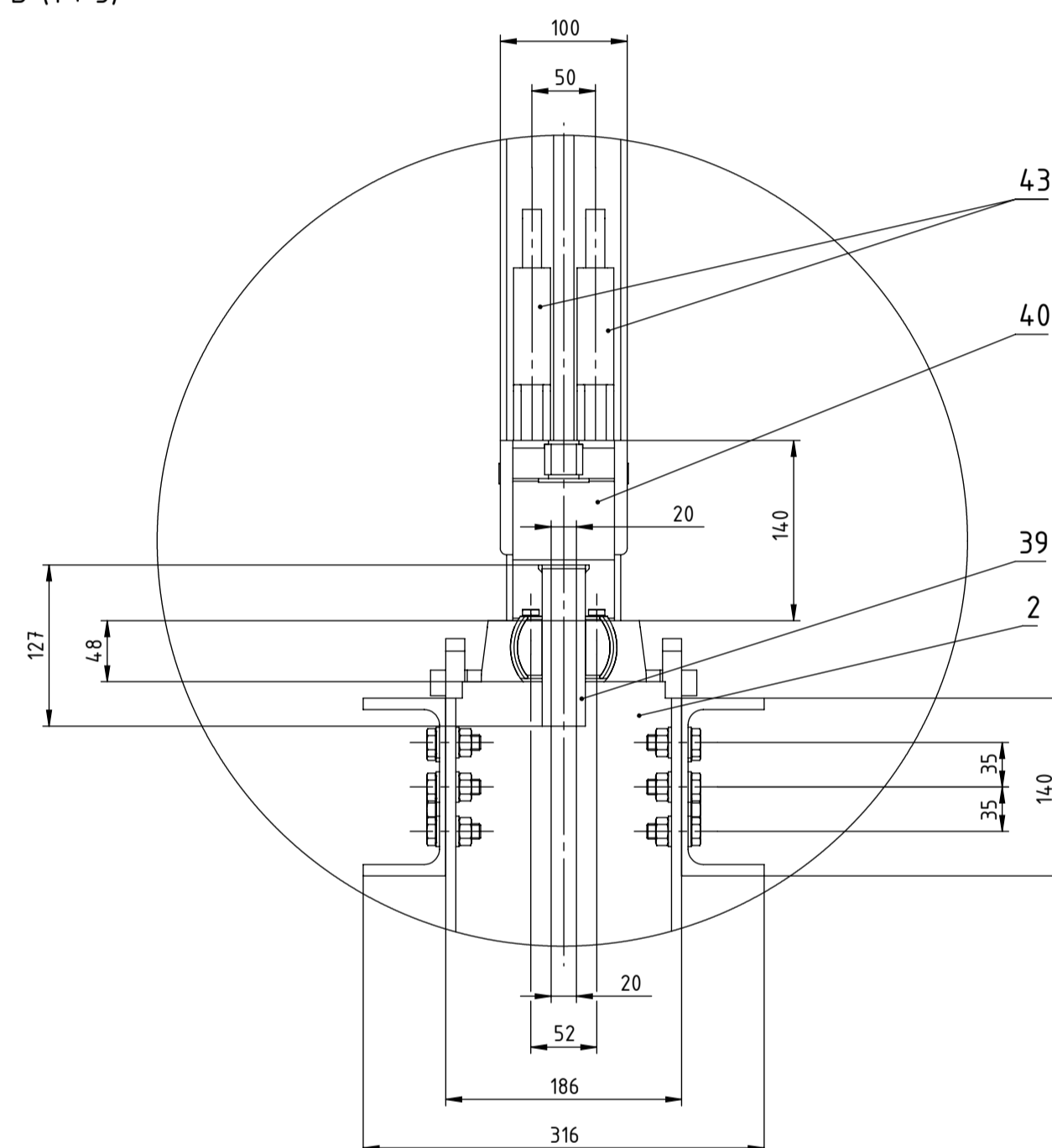
E (1 : 5)



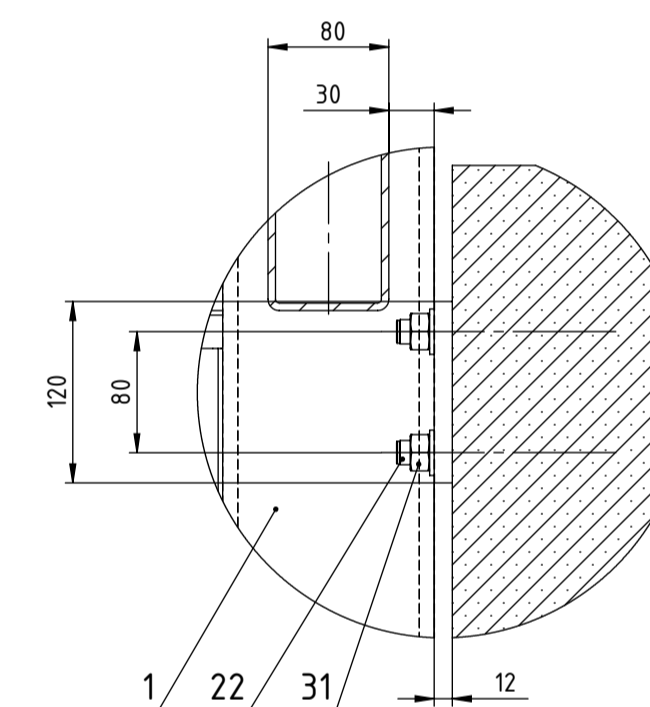
E-E (1 : 10)



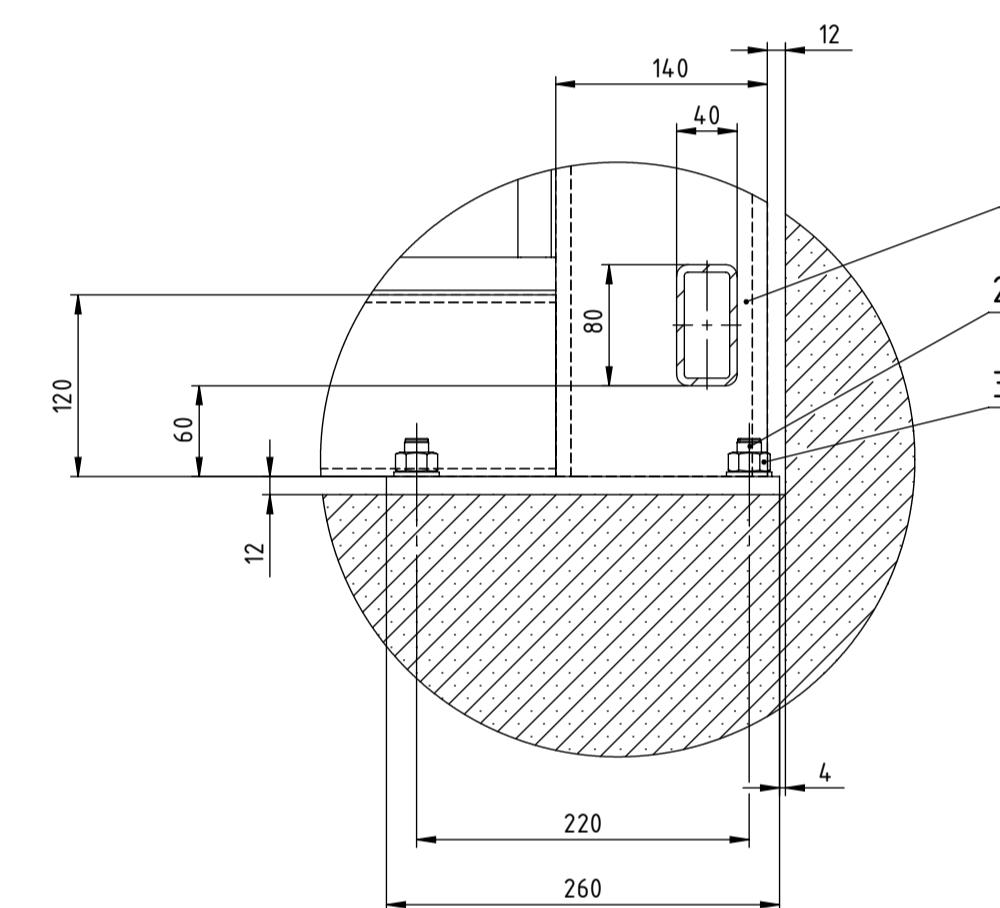
H (1 : 5)



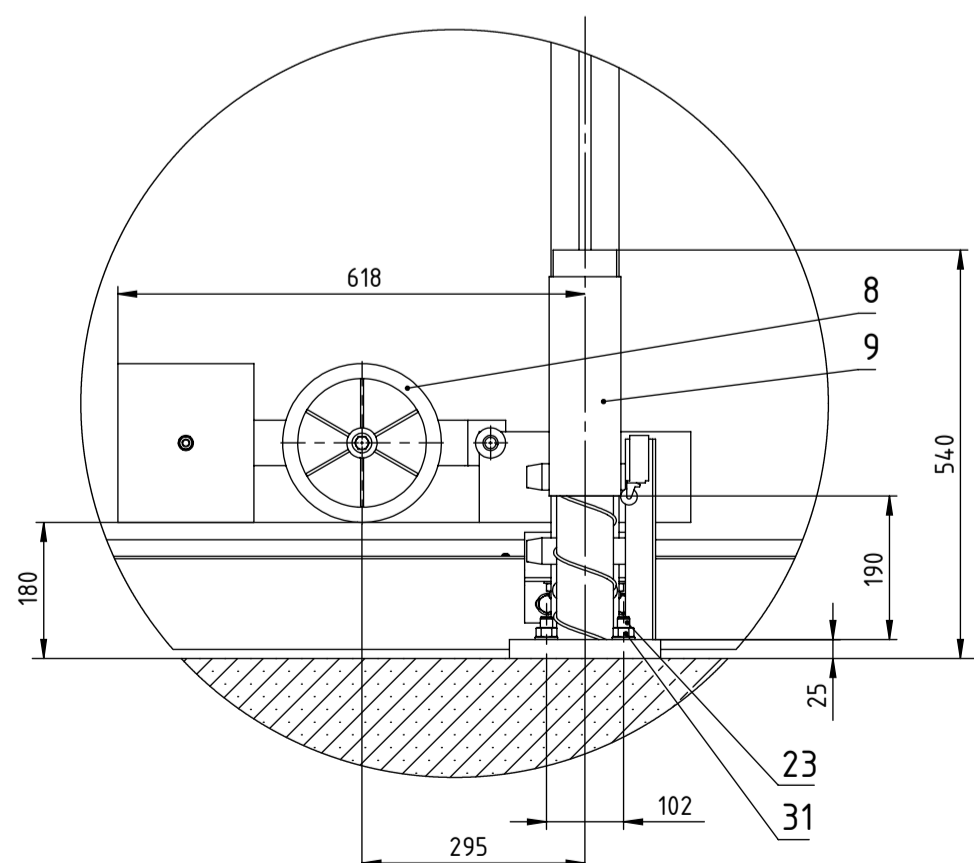
F (1 : 5)



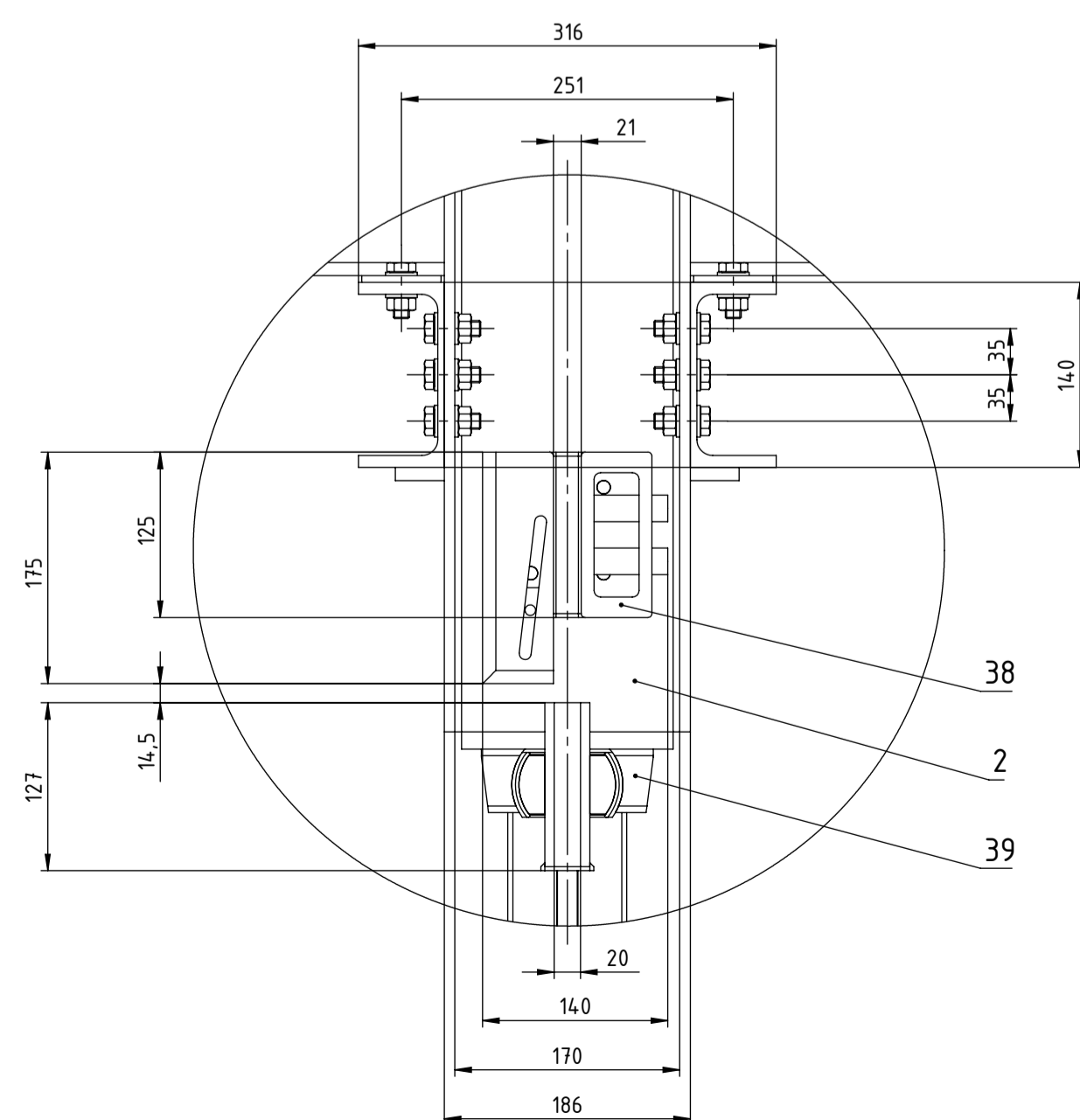
J (1 : 5)



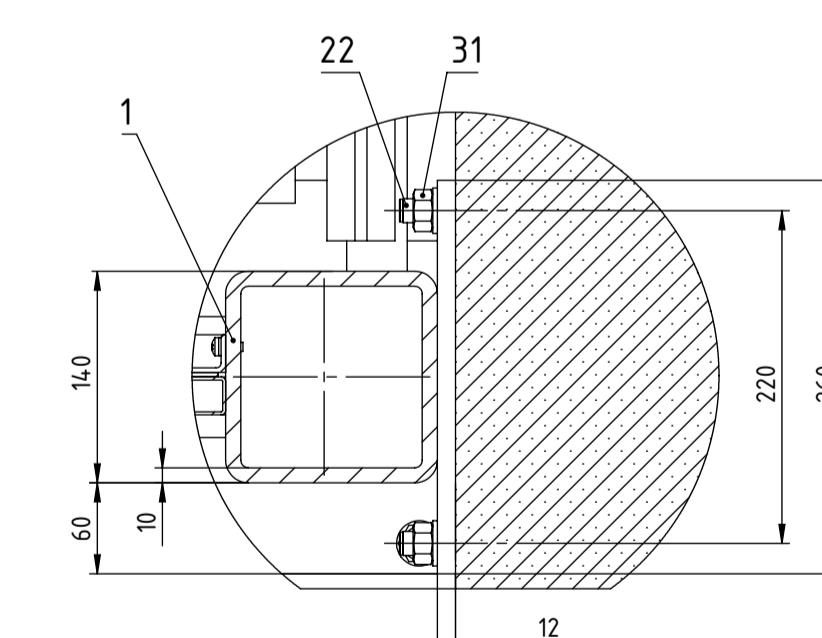
L (1 : 5)



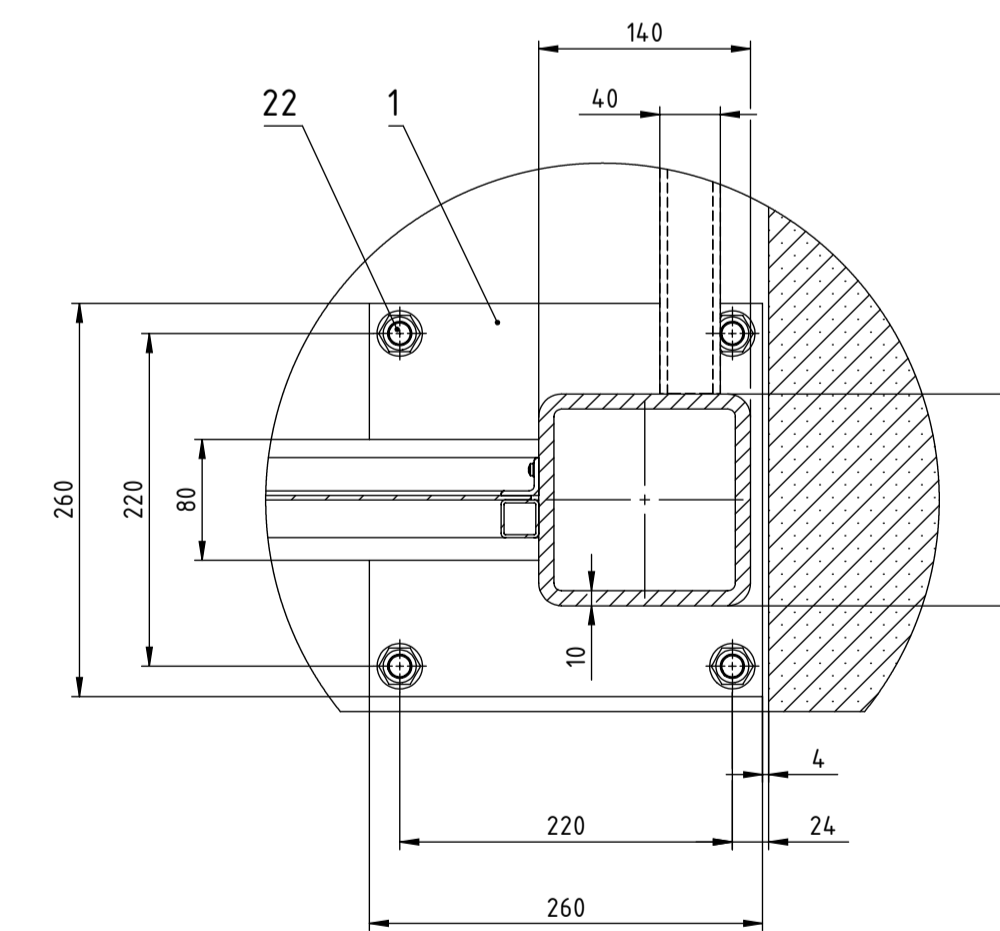
I (1 : 10)



G (1 : 5)



K (1 : 5)



M (1 : 5)

Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb
	Razradio		Marin Penavić		
	Crtao		Marin Penavić		
	Pregledao		Zvonko Herold		
ISO - tolerancije	Objekt:		Objekt broj:		
	Napomena:		R. N. broj:		
	Materijal:	Masa:	DIPLOMSKI RAD		Kopija
	Mjerilo originala	Naziv:	FASADNO DIZALO	1:50	Format: A1
		Crtež broj:	FD-17-00		Lista: 2
					Lista: 2

