



Sveučilište u Rijeci
University of Rijeka
<http://www.uniri.hr>

Polytechnica: Journal of Technology Education, Volume 7, Number 1 (2023)
Politehnika: Časopis za tehnički odgoj i obrazovanje, Svezak 7, Broj 1 (2023)



Politehnika
Polytechnica
<http://www.politehnika.uniri.hr>
e-mail: cte@uniri.hr

DOI: <https://doi.org/10.36978/cte.7.1.5>

Stručni članak
Professional paper
UDK: 621.87:681

Proračun osnovnih komponenti dizala

Tomislav Matić

*Prirodoslovno-matematički fakultet Sveučilište u
Splitu Ruđera Boškovića 33, 21000 Split
tmatic@pmfst.hr*

Andrea Brčić

*Prirodoslovno-matematički fakultet Sveučilište u
Splitu Ruđera Boškovića 33, 21000 Split
abrcic@pmfst.hr*

Sažetak

U radu su opisane konstrukcijske izvedbe dizala s protuutegom te s protuutegom i odstoynom užnicom. Dan je pregled osnovnih komponenti dizala, kao i njihov princip rada i njihova uloga u podizanju ljudi i/ili tereta. Izveden je proračun osnovnih komponenti dizala za zadane ulazne vrijednosti: električni pogon, nosivost kabine - 750 kg (10 osoba), visina dizanja - 15 m, broj stanica - 6, brzina vožnje - 1 m/s. Izvršeni su proračuni pogonskog mehanizma, užadi, vodilica, nosivog okvira kabine i okvira protuutega te voznog okna.

Ključne riječi: dizalo; protuuteg; vozno okno; kabina; proračun dizala.

1. Uvod

Urbanizacijom, širenjem i razvojem gradova pojavila se potreba izgradnje sve većih zgrada. Samim time dizala su dobila veći značaj nego što su ga imala ranije. Osim što ih se danas može pronaći u većini zgrada, dizala primjenu nalaze u različitim poslovnim zgradama, trgovačkim centrima, garažama, rudnicima, industrijskim postrojenjima, brodovima, gradilištima, itd.

Dizalo predstavlja transportni uređaj čija je namjena vertikalni prijevoz ljudi i/ili tereta. Dizala se u upotrebu stavljaju samo ako ne ugrožavaju sigurnost putnika i ako je upotreba u skladu s namjenom. U slučaju bilo kakvih nepredviđenih situacija sigurnosni mehanizam mora na sebe preuzeti odgovornost i na taj način sigurnost ljudi unutar kabine se ne smije dovoditi u pitanje.

Putnici koji se voze dizalom nalaze se unutar kabine, zatvorene konstrukcije koja se kreće katovima i koja omogućava izlaz ili ulaz putnika. Također, još jedan bitan dio je protuuteg, koji se

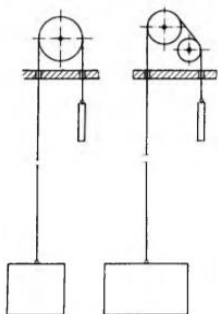
nalazi na drugoj strani užeta. On djeluje, odnosno pomaže podizanju/spuštanju kabine. Osim već navedenih, tu su i vozno okno, pogonski mehanizam, upravljački sustav i sigurnosni mehanizmi.

Ovisno o samoj namjeni, željama i prostoru ugradnje svako dizalo se razlikuje. Svakako sva dizala sadržavat će iste komponente, ali dizalo je potrebno prilagoditi projektnim zahtjevima. U ovome radu se iznosi primjer proračuna dizala nosivosti 750 kg, što je ekvivalentno 10 osoba. Visina dizanja je određena na 15 metara. Sukladno danoj nosivosti prilagođava se i masa protuutega, obavlja proračun pogonskog mehanizma, te ostalih osnovnih nosivih dijelova.

2. Konstrukcijska izvedba dizala

Dizala imaju različite primjene i namjene, samim time postoje i različite konstrukcijske izvedbe. U prošlosti se umjesto pogonske užnice koristio bubanj, a dizala su imala pogonsko vitlos bubnjem. Kod takvih dizala, užad se preko žlijebova namotava na bubanj. Okretanjem bubnja onaj kraj užadi na kojem je ovješena kabina se namotava, a drugi kraj na kojem

se nalazi protuuteg se odmotava. Na taj način kabina se podiže, a protuuteg spušta. Nedostatak takve izvedbe bila je ograničena visina dizanja. Početkom 20. stoljeća razvijeno je vitlo s pogonskom užnicom pa je tako bubanj gotovo pa istisnut iz pogonskog dijela dizala (Vještica, 2006). Pogonska užnica je element za vođenje užadi pomoću elektromotora. Po obodu ima ugrađene žlijebove u koje se zaklinjava nosiva užad (Penavić, 2017). Jednostavnije rečeno, na pogonskoj užnici za svako užde je urezan žlijeb određenog oblika. Na taj se način pogonski moment užnice trenjem prenosi na nosivu užad. Protuuteg se nalazi na jednom kraju nosive užadi, dok je kabina ovješena na drugom kraju (slika 1). Na slici 1. (desno) prikazana je izvedba s dodanom otklonskom užnicom. Otklonska užnica služi za usmjeravanje užadi do točke ovješanja. Tako se postiže veći razmak između kabine i protuutega. Takva izvedba je neophodna kod primjene kabina većih dimenzija. Obuhvatni kut u ovom slučaju je smanjen. Protuuteg je potreban kako bi se smanjila potrebna obodna sila na pogonskoj užnici, a koja je jednaka razlici sila zatezanja užadi sa strane kabine i sa strane protuutega. Smanjenje obodne sile rezultira manjim okretnim momentom tako da je moguća primjena pogonskog elektromotora manje snage (Penavić, 2017).



Slika 1. Shema dizala s protuutegom (Serdar, 1965)

Također, postoje i izvedbe dizala bez protuutega. Takve izvedbe dovode do povećanja snage pogonskog elektromotora. Ovakav tip dizala koristi se samo kada je uporaba protuutega nemoguća, točnije kada je vozno okno toliko malih dimenzija da ne postoji mogućnost ugrađivanja protuutega ili ukoliko je u pitanju teretno dizalo male nosivosti.

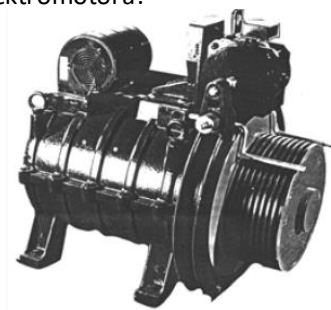
3. Osnovne komponente električnog dizala

Sva dizala, neovisno o namjeni i složenosti, imaju neke zajedničke elemente, a to su: pogonski mehanizam, kabina, vozno okno, protuuteg, upravljački sustav, sigurnosni mehanizam. Prilikom proračuna komponenti dizala, uz pomoć dobivenih

vrijednosti odabiru se odgovarajući dijelovi potrebni za konstrukciju dizala: elektromotor određene snage, tipovi vodilica potrebni za vođenje kabine i protuutega i mnogi drugi.

3.1. Pogonski mehanizam dizala

Pogonski mehanizam dizala služi za njegovo pokretanje. Pod tim pojmom podrazumijevamo dio postrojenja koji dobivenu energiju pretvara u mehaničku i na posljetku obavlja pokretanje dizala. Obično je pogon smješten u strojarnici, a ona se nalazi na vrhu, iznad posljednje stanice. S obzirom na vrstu elementa za vođenje razlikuju se, kao što je i prethodno spomenuto, vitla s pogonskom užnicom i vitla s bubnjem. Kod izvedbe s bubnjem podizanje i spuštanje je ostvareno namotavanjem tj. odmotavanjem užadi, a kod pogonske užnice užad se postavlja u žlijebove koji se nalaze na njenom obodu. Nadalje, kod dizala na električni pogon razlikuju se izvedbe vitla s reduktorom i bez reduktora. Električna dizala bez reduktora se primjenjuju u zgradama kod kojih je nazivna brzina vožnje veća od 2,5 m/s i kod velikih visina dizanja. Bezreduktorski pogon (slika 2), sastoji se od pogonske užnice koja je spojena na vratilo elektromotora.



Slika 2. Bezreduktorski motor, (Vještica, 2006)

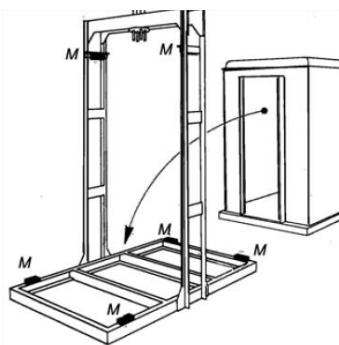
Reduktorski pogon se sastoji od elektromotora, reduktora, kočnice i volana za ručno okretanje. Prema tipu reduktora dijeli se na reduktore s pužnim prijenosom i reduktore sa zupčastim prijenosom (Vještica, 2006). Reduktor s pužnim prijenosom karakterizira tihi rad, jednostavna izrada i mogućnost samokočenja. Zbog ovih osobina spada u najčešće korišteni pogon kod dizala. Glavni nedostatak reduktora sa zupčastim prijenosom je upravo bučnost, pa se zbog toga uglavnom koristi u teretnom prometu (Vještica, 2006). Osim toga, veća je i cijena te nema mogućnost samokočenja.

3.2. Kabina

Kabina je zatvorena, rastavljiva konstrukcija, odnosno vozilo za smještaj ljudi i/ili tereta koje se kreće između katova. Najčešće je to metalni čelični okvir okružen metalnim ili drvenim panelima,

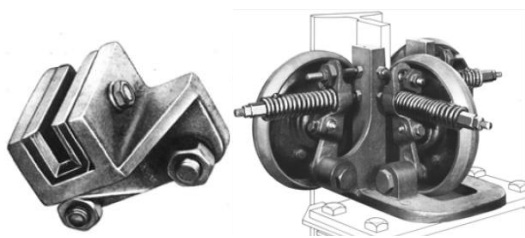
dimenzioniran takoda osim nominalnih opterećenja može primiti i udarna opterećenja koja se javljaju pri pogonu dizala. Dijelovi kabine su: nosivi okvir, pod kabine, vozni prostor, bočni paneli, strop i vrata kabine s mehanizmom zatvaranja.

Nosivi okvir kabine, osim što nosi teret u dizalu, ima funkciju prigušenja vibracija tijekom vožnje dizala. Također, okvir daje potrebnu čvrstoću, omogućava lako vješanje i sigurno vođenje po vodilicama. Kako bi se spriječilo prenošenje buke i vibracija od kabine na okvir i obrnuto, između sanduka kabine i okvira se postavljaju gumeni ulošci odgovarajuće debljine i elastičnosti (slika 3). Glavni dijelovi okvira su gornji i donji nosač.



Slika 3. Nosivi okvir kabine (M – gumeni ulošci), (Vještica, 2006)

Na nosivi okvir kabine pričvršćuju se uređaji za vođenje (klizači) te zaustavni uređaji. Klizači kojima se vodi kabina mogu biti klizni ili valjani, slika 4.



Slika 4. Klizno i valjkasto vođenje, (Vještica, 2006)

Uporabom klizača isključuju se veliko bočno pomicanje kabine i osigurava se potrebna zračnost pokretnih i nepokretnih dijelova dizala unutar voznog okna. Najčešće se postavljaju po dva klizača na dvije strane kabine. Kod kliznog vođenja razlikuju se kruti i elastični klizači. Kruti klizači prilikom pokretanja rade buku pa se zato većinom koriste kod teretnih dizala. Prednost kod valjanog vođenja je manji otpor kretanju pa se stoga oni primjenjuju kod dizala većih nosivosti i brzina (Vještica, 2006).

Kabina dizala mora biti u potpunosti zatvorena panelima, podom i stropom, a jedino dopušteno otvaranje su kabinska vrata, vrata za slučaj opasnosti i ventilacijski otvori. Paneli, podi strop ne smiju biti

izrađeni od materijala koji mogu biti opasni za putnike zbog lake zapaljivosti i stvaranja dima (Vještica, 2006).

Minimalna visina kabine određena je normama (HRN EN 81-20, 2014) i iznosi 2 metra. Osim toga, kako bi se spriječilo prekomjerno opterećenje kabine dizala definirana je i minimalna površina poda koja je povezana s dopuštenim brojem putnika, odnosno, s nazivnim opterećenjem dizala. Kod osobnih liftova nosivost se obično, iz praktičnih razloga, izražava umjesto u kg, brojem osoba. Budući da je 75 kg prosječna masa jednog putnika, broj putnika se dobiva dijeljenjem nazivnog opterećenja sa 75, zaokruživanjem na najbliži cijeli broj. Mjerenje mase tereta se obavlja pomoću vage koja može biti ugrađena ispod poda kabine. Mjerenje se obavlja automatski u toku punjenja kabine, a ako težina tereta prekorači dozvoljenu vrijednost pokrene se blokada upravljanja, odnosno sprječava pokretanje kabine, te se istovremeno aktivira signal preopterećenja u kabini. Osim takvog principa, moguće je mjerenje mase tereta preko sustava vješanja kabine (Vještica, 2006).

3.3. Vozno okno

Vozno okno je prostor unutar kojeg se kreću kabina i protuuteg. Pod nazivom vožno okno ubrajamo još i jamu voznog okna te strojarnicu, iako postoje izvedbe bez strojarnice. Jama voznog okna se nalazi na dnu, ispod prve stanice i u njoj su smješteni odbojnici kabine i protuutega. Strojarnica se nalazi na vrhu, iznad posljednje stanice i u njoj se nalazi pogonski mehanizam dizala. Materijal kojim je izrađeno vožno okno ne smije biti zapaljiv, kako bi u visokim zgradama u slučaju požara dizalo moglo poslužiti za evakuaciju.

Vozna okna se razlikuju prema konstrukciji te mogu biti izvedena kao: vožno okno čvrste konstrukcije, poluotvoreno vožno okno, te fasadno ili samostojeće vožno okno. Kod voznog okna čvrste konstrukcije najčešći materijal izrade je beton. Dizala s poluotvorenim voznim oknom se ugrađuju u udubljenja zgrada na vanjskim zidovima, dok se dizala s fasadnim voznim oknom primjenjuju u starijim zgradama kod kojih u nacrtom planu nije bilo predviđeno ugrađivanje dizala. Konstrukcije kod takvih voznih okna su uglavnom metalne. U komponente voznog okna ubrajaju se: vodilice kabine i protuutega, protuuteg, ovjesna užad, vrata voznog okna i odbojnici.

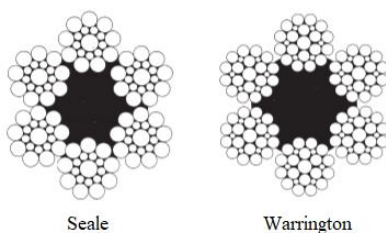
Vodilice su dio dizala koji služe za vođenje kabine i protuutega, za njihovo zaustavljanje u slučaju djelovanja zahvatne naprave, te za preuzimanje opterećenja koja nastaju radom dizala (slika 5).



Slika 5. Vodilica dizala, ("Elbak – Haublin katalog", 2023)

U slučaju kvara dizala vodilice na sebe preuzimaju sva udarna opterećenja i služe kao oslonac kabine sve dok dizalo ponovno ne bude osposobljeno za rad. Kako bi vožnja bila ugodna za putnike vodilice se postavljaju u vertikalni položaj, na jednaku udaljenost. U slučaju netočno postavljenih vodilica dolazi do podrhtavanja kabine i neugodnog osjećaja samih putnika prilikom vožnje.

Nosiva čelična užad povezuje kabinu dizala s protutegom. Većinom se koristi od 3 do 6 užadi, različitih promjera od 6 do 12 mm, ovisno o tipu dizala i nosivosti ("Electrical know how", 2023). Prema konstrukciji užad može biti: zavojna, obična i specijalna užad. Specijalna užad se, s obzirom na veliku otpornost na trenje, najčešće koriste. Takva užad se dijeli na: Seale konstrukciju, Warrington konstrukciju i Fuller konstrukciju (sa žičanom ispunom) (slika 6).



Slika 6. Seale i Warrington užde (6x19), ("Lanac doo - Čelična užad katalog", 2023)

Vrata voznog okna su vrata koja su vidljiva na svakom katu. Često se nazivaju i vanjska vrata. Otvaraju se djelovanjem kabinskih vrata kada dizalo stigne na željeni kat. Osnovna razlika između kabinskih vrata i vrata voznog okna je što se kabinska vrata voze uz kabinu, a vrata voznog okna su smještena na svakom katu tj. fiksirana su. Razlikuju se četiri tipa vrata: automatska vrata, poluautomatska vrata, teleskopska vrata i rešetkasta vrata ("Electrical know how", 2023).

3.4. Protuteg

Protuteg je dio dizala koji svojom težinom djeluje suprotno od težine kabine i tereta koji se nalazi u njoj i na taj način radi ravnotežu i omogućuje ravnomjernije opterećenje pogona. Uporabom

protutega smanjuje se potrebna snaga pogonskog elektromotora. Najmanja potrebna snaga elektromotora se postiže kada je težina protutega ista kao suma težine kabine i polovine tereta u njoj. Protuteg je izrađen od lijevanog željeza ili betona od više elemenata i tako je učvršćen u nosivi okvir. Masa svakog elementa najčešće iznosi 25 kg kako bi se omogućilo lako dizanje i montaža samo uz pomoć radnika. Visina protutega ne smije biti veća od visine kabine. Vođenje protutega odvija se na isti način kao i vođenje kabine, pomoću kliznih ili kotrljajućih uređaja za vođenje (Vještica, 2006).

Osim prethodno opisanih komponenti dizala, ona su opremljena i upravljačkim sustavom te sigurnosnim mehanizmima (graničnik brzine, zaustavni uređaj, odbojnici kabine i protutega). Njihov opis i proračun (odabir) u ovom radu je izostavljen.

4. Proračun osnovnih komponenti dizala

Prije samog proračuna dizala potrebno je poznavati zahtjeve koje dizalo treba ispuniti. U ovom proračunu odabrane su sljedeće vrijednosti: vrsta pogona: električni; nosivost: 750 kg (10 osoba); visina dizanja: 15 m; broj stanica: 6; brzina vožnje: 1.0 m/s; dimenzije kabine (VxŠxD): 2200 x 1400 x 1300 mm.

4.1. Proračun pogonskog mehanizma

Na početku proračuna dizala, odnosno njegovog pogonskog mehanizma, potrebno je odrediti težinu protutega. Kako bi se postigla što manja potrebna snaga pogonskog elektromotora, težina protutega odabire se iz uvjeta da maksimalna potrebna pogonska sila na obodu užnice bude što manja, tj. treba odrediti minimum najveće razlike sila na užnici F_1 i F_2 (slika 7):

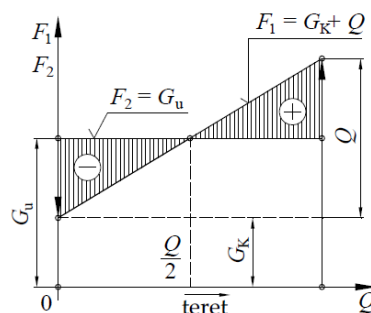
$$G_u = G_k + \frac{Q}{2}, \quad (1)$$

gdje je:

G_u – težina protutega,

G_k – težina kabine,

Q – težina tereta.



Slika 7. Određivanje težine protutega, (Šćap, 2004)

U praksi se uzima:

$$G_u = G_k + (0,45 \dots 0,5) \cdot Q. \quad (2)$$

Masa kabine uključuje masu kabine s njenim nosivim okvirom i pratećom opremom, a dobivena je pomoću izraza:

$$m_k = (1,25 \dots 1,30) \cdot m_t, \quad (3)$$

$$m_k = 1,3 \cdot 750 \approx 975 \text{ kg.}$$

Masa protuutega može se odrediti iz izraza analognom izrazu (1):

$$m_u = 975 + \frac{750}{2} = 1350 \text{ kg.}$$

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 (Penavić, 2017).

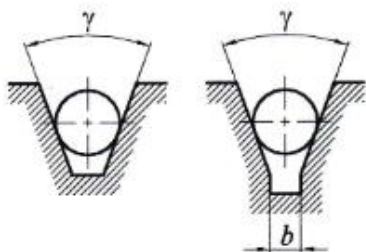
Primjenom pogonske užnice na vitlu dizala povećava se sigurnost putnika jer je kabina u tom slučaju ovješena na više paralelnih užadi. Također, parametri vitla ne ovise o visini dizanja. Razlika sila zatezanja užadi kabine na jednoj strani i protuutega na drugoj strani predstavlja opterećenje pogonske užnice. Ta se razlika može uravnotežiti djelovanjem sile adhezije između užadi i žljebova užnice. Ovisno o obuhvatnom kutu užadi na užnici i geometriji poprečnog presjeka žlijeba užnice mijenja se i iznos sile adhezije. Kako bi se spriječio proklizavanje užadi potrebno je koristiti specijalne profilirane žlijebove: klinasti ili kružni žlijeb. Najčešći materijal od kojeg se izrađuju pogonske užnice su sivi lijev i čelični lijev.

Ovisno o obliku žlijeba koji se primjenjuje potrebno je napraviti korekciju faktora trenja μ . U proračunu je odabran klinasti žlijeb (slika 8), s kutom žlijeba $\gamma = 40^\circ$, te za njega, prema (Šćap, 2004), vrijedi korekcija:

$$\mu = \frac{\mu_0}{\sin \frac{\gamma}{2}}, \quad (4)$$

pri čemu je:

$\mu_0 = 0,09$ – nekorogirani faktor trenja (Šćap, 2004).



Slika 8. Klinasti žlijeb: $\gamma = 35^\circ \dots 50^\circ$, (Šćap, 2004)

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (4) dobiva se:

$$\mu = \frac{0,09}{\sin \frac{40^\circ}{2}} = 0,263.$$

Sada je potrebno izvršiti analizu sila u pogonskom sustavu dizala, kod ustaljenog gibanja i kod dinamičkog stanja.

Statičko stanje: brzina gibanja dizala je konstantna, te sile na užnici iznose: $F_1 = G_k + Q + G_s$; $F_2 = G_u$.

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

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} = \frac{Q + G_k + G_s}{G_u} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (5)$$

gdje je:

$\alpha = 145^\circ = 2,531 \text{ rad}$ – obuhvatni kut na pogonskoj užnici,

$Q = m_t \cdot g = 750 \cdot 9,81 = 7357,5 \text{ N}$ – težina tereta dizala,

G_s – težina nosive užadi.

Težina nosive užadi se računa pomoću izraza:

$$G_s = z \cdot m_s \cdot (H + 3 \dots 4) \cdot g, \quad (6)$$

gdje je:

$z = 4$ – odabrani broj užadi,

$H = 15 \text{ m}$ – visina dizanja,

m_s – masa užeta po metru duljine.

Masa užeta po metru duljine određuje se izrazom:

$$m_s = (0,34 \dots 0,36) \cdot \left(\frac{d}{10}\right)^2 \text{ kg/m}, \quad (7)$$

pri čemu je:

$d = 12 \text{ mm}$ – odabrani promjer užeta,

$$m_s = 0,36 \cdot \left(\frac{12}{10}\right)^2 = 0,5 \text{ kg/m.}$$

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (6) dobiva se težina nosive užadi:

$$G_s = 4 \cdot 0,5 \cdot (15 + 3) \cdot 9,81 \approx 353 \text{ N.}$$

Potom, uvrštavanjem vrijednosti u izraz (5), provjerava se dolazi li do proklizavanja:

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} = \frac{7357,5 + 9564,75 + 353}{13243,5} \leq e^{0,263 \cdot 2,531},$$

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} = 1,304 \leq 1,946.$$

Dinamičko stanje: ako se kabina dizala ubrzava akceleracijom a , sile na užnici iznose:

$$F_{1\text{din}} = G_k + Q + G_s + \frac{G_k + Q + G_s}{g} a, \quad (8)$$

$$F_{2\text{din}} = G_u - \frac{G_u}{g} a = \frac{G_u}{g} \cdot (g - a), \quad (9)$$

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{din}} = \frac{G_k + Q + G_s}{G_u} \frac{g + a}{g - a} = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} \cdot \varphi, \quad (10)$$

gdje je:

$\frac{g+a}{g-a} = \varphi$ – koeficijent ubrzanja,

a – ubrzanje kabine dizala.

Za provjeru vučne sposobnosti u dinamičkom stanju, odnosno izbjegavanje proklizavanja, potrebno je zadovoljiti uvjet:

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{stat}} \cdot \varphi \leq e^{\mu\alpha} \quad (11)$$

Prema tablici 1, ubrzanje i koeficijent ubrzanja za brzinu vožnje $v = 1,0 \text{ m/s}$ iznose: $a = 0,71 \text{ m/s}^2$, $\varphi = 1,16$.

Nakon uvrštavanja vrijednosti u izraz (11) dobiva se:

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{din}} = 1,304 \cdot \frac{9,81 + 0,71}{9,81 - 0,71} = 1,507,$$

$$\left(\frac{F_1}{F_2}\right)_{\text{din}} = 1,507 \leq e^{\mu\alpha} = 1,946.$$

Uvjet da ne dođe do proklizavanja je zadovoljen.

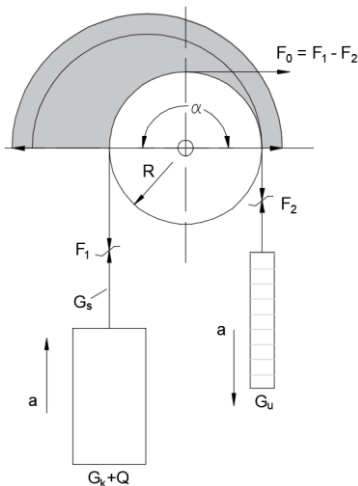
v , m/s	d_0 0,63	0,8	1	1,25	1,6
φ	1,12	1,14	1,16	1,18	1,2
a , m/s ²	0,56	0,63	0,71	0,8	0,9
v , m/s	2	2,5	3,2	4,0	6,3
φ	1,23	1,26	1,29	1,31	1,33
a , m/s ²	1,0	1,12	1,25	1,32	1,4

Tablica 1. Brzine vožnje dizala s pripadnim φ i a , (Šćap, 2004)

Izračun potrebne snage elektromotora

Maksimalna obodna sila na užnici iznosi (slika 9):

$$F_o = F_1 - F_2 = Q + G_k + G_s - G_u \quad (12)$$



Slika 9. Prikaz sila na pogonskoj užnici, (Šćap, 2004)

Primjenom izraza (1) za težinu protuutega dobiva se:

$$F_o = \frac{Q}{2} + G_s = \frac{7357,5}{2} + 353 = 4031,75 \text{ N.}$$

Potrebna snaga elektromotora se računa pomoću izraza:

$$P_{EM} = \frac{F_o \cdot v}{\eta} \quad (13)$$

Vrijednost stupnja korisnog djelovanja uzima se ovisno o vrsti dizala, a za osobna dizala ono iznosi

$\eta = 0,55 \dots 0,65$. Odabrani stupanj korisnog djelovanja je $\eta = 0,65$ i pomoću izraza (13) dobiva se potrebna snaga elektromotora:

$$P_{EM} = \frac{4031,75 \cdot 1,0}{0,65} = 6,2 \text{ kW.}$$

4.2. Proračun užadi

Nosiva užad se dimenzionira prema računskoj lomnoj sili F_L (statička sila kidanja) iz uvjeta:

$$F_L \geq S \cdot F_u \quad (14)$$

gdje je:

S – faktor sigurnosti,

F_u – sila zatezanja užeta.

Najmanji potrebni promjer užadi na dizalima iznosi 8 mm, dok najmanji broj užadi iznosi 2, a najmanji potrebni faktor sigurnosti, S_{potr} , kod osobnih dizala s pogonskom užnicom iznosi 12 (u slučaju tri ili više nosivih užadi), ili 16 (u slučaju dva nosiva užeta).

Faktor sigurnosti je definiran kao omjer minimalne lomne sile užeta i maksimalne sile u užetu kada se kabina nalazi u donjem radnom položaju s punim opterećenjem (HRN EN 81-20, 2014). Na osobnim dizalima nosivosti od 630 do 1000 kg obično se primjenjuje 4 do 7 užadi, pa je stoga potrebni faktor sigurnosti $S_{\text{potr}} = 12$.

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

$$F_u = \left(\frac{Q + G_k}{\eta_k} + G_s\right) \cdot \frac{1}{z} \quad (15)$$

gdje je:

Q – težina tereta dizala,

$G_k = m_k \cdot g = 975 \cdot 9,81 = 9564,75 \text{ N}$ – težina kabine dizala,

$\eta_k = 0,96$ – stupanj korisnog djelovanja vođenja kabine (Šćap, 2004),

z – broj užadi,

G_s – težina užadi.

Uvrštavanjem vrijednosti u prethodni izraz, sila zatezanja užeta iznosi:

$$F_u = \left(\frac{7357,5 + 9564,75}{0,96} + 353\right) \cdot \frac{1}{4} \approx 4495 \text{ N.}$$

Računska lomna sila užeta dobije se iz izraza:

$$F_L = A \cdot R_m = f \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot R_m \quad (16)$$

pri čemu je:

A – površina metalnog presjeka užeta,

f – faktor ispune užeta,

d – promjer užeta,

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

Vrijednosti faktora ispune ovisi o konstrukciji užeta. U ovom proračunu za nosivo uže dizala odabrano je uže Warrington ispleteno od 6 pramenova s 19 žica u svakom pramenu (6x19). Za ovaj tip užeta faktor ispune iznosi $f = 0,49$ (Šćap, 2004). Odabrani promjer užeta je $d = 12 \text{ mm}$.

Nakon odabira nosivog užeta i uvrštavajući vrijednosti u izraz (16) računaska lomna sila iznosi:

$$F_L = 0,49 \cdot \frac{12^2 \pi}{4} \cdot 1570 = 87006 \text{ N.}$$

Dobivene vrijednosti uvrštavaju se u početni uvjet (14) te se provjerava je li on ispunjen.

$$F_L = 87006 \geq 12 \cdot 4495$$

$$F_L = 87006 \geq 53940$$

Uvjet je zadovoljen.

Stvarni stupanj sigurnosti užeta iznosi:

$$S_{stv} = \frac{F_L}{F_u} = \frac{87006}{4495} = 19,36.$$

Silu u jednom užetu može se odrediti iz izraza:

$$F = g \cdot \frac{m_t + m_k + m_s}{z}, \quad (17)$$

pri čemu je:

m_t – masa tereta,

m_k – masa kabine,

$m_s = \frac{G_s}{g} = \frac{353}{9,81} = 36 \text{ kg}$ – masa nosive užadi.

Iz izraza (17) dobije se vrijednost sile u jednom užetu:

$$F = 9,81 \cdot \frac{750 + 975 + 36}{4} = 4318 \text{ N.}$$

Potrebno je izvršiti kontrolu užadi na savijanje, provjeravanjem ispunjenosti uvjeta:

$$\frac{D}{d} \geq 40, \quad (18)$$

gdje je:

$D = 500 \text{ mm}$ – promjer pogonske užnice,

$d = 12 \text{ mm}$ – promjer nosive užadi.

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (18) vidljivo je da je zadovoljen uvjet:

$$41,67 \geq 40.$$

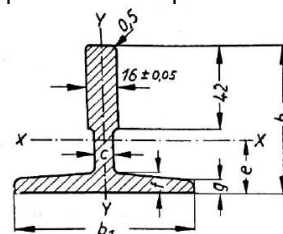
4.3. Proračun vodilica

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

Slika 11. Tehničke karakteristike vodilica, (Tošić, 2004)

Proračun vodilica za normalni režim rada
Proračunski model vodilice predstavlja greda na više oslonaca koja je opterećena poprečnim silama i uzdužnom silom kočenja zaustavnog uređaja (slika 12). Razmak između oslonaca odgovara razmaku

Vodilice osiguravaju vertikalno kretanje kabine i protuutega bez ljuljanja i ostvaruju zračnost između elemenata u voznom oknu u horizontalnoj ravnini. Osim toga, pri incidentnom prekoračenju nazivne brzine dizala za 15%, vodilice su element preko kojeg se vrši zaustavljanje i zadržavanje kabine. Izrađuju se od hladno vučenih čeličnih profila duljine 4 do 5 metara (radi jednostavnijeg transporta). Za vodilice kabine odabran je normirani specijalni vučeni T – profil, dimenzija T90 x 75 x 16, slika 10, izrađen od čelika S235JR, dok je za vodilice protuutega odabran specijalni T-profil dimenzija T75 x 55 x 9. Tehničke karakteristike profila vodilica prikazane su na slici 11.



Slika 10. Dimenzije specijalnog profila T90, (Šćap, 2004)

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 iznosi 1g, odnosno 10 m/s². Prema tome, sila koja djeluje na vodilice kabine pri aktivaciji zaustavnog uređaja iznosi:

$$F_R = 1,0 \cdot g \cdot (1,15 \cdot m_t + m_k), \quad (19)$$

$$F_R = 1,0 \cdot 9,81 \cdot (1,15 \cdot 750 + 975) = 18025,88 \text{ N.}$$

između konzola vodilica na stvarnoj konstrukciji dizala, a iznosi $l = 3000 \text{ mm}$.

Poprečne sile F_N i F_P izračunavaju se iz uvjeta ravnoteže sile koje djeluju na kabinu, odnosno

uređaje za klizno vođenje, u dvije ravnine, pri pomaku tereta u kabini (slika 13).

Iz uvjet ravnoteže momenata oko točke O, slika 13. (lijevo), može se odrediti sila F_N (uzimajući u obzir preopterećenje kabine za 15%):

$$F_N \cdot h_v = 1,15 \cdot m_t \cdot g \cdot \frac{b}{6}, \quad (20)$$

pri čemu je:

$h_v = 3100$ mm – vertikalni razmak uređaja za klizno vođenje,

$b = 1400$ mm – širina kabine.

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (20) dobiva se iznos poprečne sile F_N :

$$F_N = 1,15 \cdot 750 \cdot 9,81 \cdot \frac{1400}{6 \cdot 3100} = 636,86 \text{ N.}$$

Iz uvjet ravnoteže momenata oko točke O, slika 13. (desno), može se odrediti sila F_P :

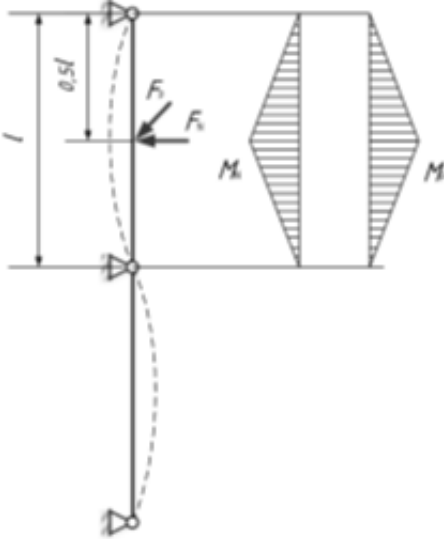
$$F_P \cdot h_v = 1,15 \cdot m_t \cdot g \cdot \frac{l_k}{6}, \quad (21)$$

pri čemu je:

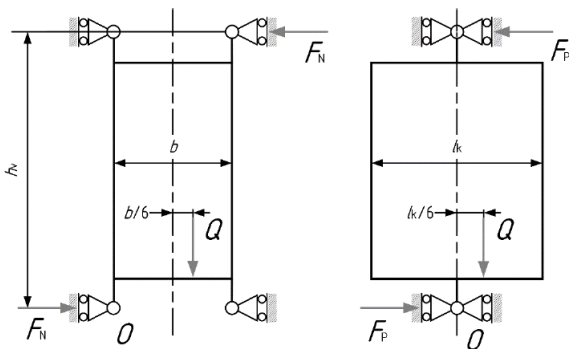
$l_k = 1300$ mm – duljina kabine.

Uvrštavanjem vrijednosti u izraz (21) dobiva se iznos poprečne sile F_P :

$$F_P = 1,15 \cdot 750 \cdot 9,81 \cdot \frac{1300}{6 \cdot 3100} = 591,37 \text{ N.}$$



Slika 12. Proračunski model vodilica za normalni režim rada, (Penavić, 2017)



Slika 13. Poprečne sile u dvije ravnine uslijed pomaka tereta, (Penavić, 2017)

Nakon dobivenih iznosa poprečnih sila određuju se momenti savijanja, koji djeluju na vodilice u međusobno okomitim ravninama. Pri izračunu momenata savijanja, razmak između oslonaca grede zamjenjuje se ekvivalentnim proračunskim razmakom l_r , koji, prema (Tošić, 2004), iznosi:

$$l_r = \frac{5}{6} \cdot l, \quad (22)$$

$$l_r = \frac{5}{6} \cdot 3000 = 2500 \text{ mm.}$$

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

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

$$M_N = \frac{F_N \cdot l_r}{4}, \quad (23)$$

$$M_N = \frac{636,86 \cdot 2,5}{4} = 398 \text{ Nm.}$$

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

$$M_P = \frac{F_P \cdot l_r}{4}, \quad (24)$$

$$M_P = \frac{591,37 \cdot 2,5}{4} = 367 \text{ Nm.}$$

Naprezanja uslijed savijanja iznose:

$$\sigma_N = \frac{M_N}{W_N}, \quad (25)$$

$$\sigma_N = \frac{398 \cdot 10^3}{20,8 \cdot 10^3} = 19,13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$\sigma_P = \frac{M_P}{W_P}, \quad (26)$$

$$\sigma_P = \frac{M_P}{W_P} = \frac{367 \cdot 10^3}{11,4 \cdot 10^3} = 32,19 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

pri čemu je:

$W_N = W_{xx} = 20,8$ cm³ – aksijalni moment otpora profila u odnosu na os x, iz slike 11,

$W_P = W_{yy} = 11,4$ cm³ – aksijalni moment otpora profila u odnosu na os y, iz slike 11.

Najveće normalno naprezanje iznosi:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_N^2 + \sigma_P^2}, \quad (27)$$

$$\sigma_r = \sqrt{19,13^2 + 32,19^2} = 37,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Faktor sigurnosti (u odnosu na granicu tečenja materijala S235RJ koja iznosi 235 N/mm²) treba biti veći od potrebnog faktora sigurnosti za normalni režim rada $S_{potr} = 1,5$ (Tošić, 2004):

$$S = \frac{R_e}{\sigma_r} = \frac{235}{37,45} = 6,28 > S_{potr} = 1,5.$$

Uvjet je zadovoljen.

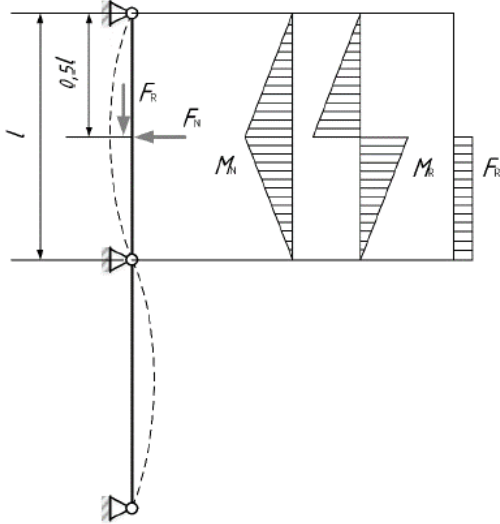
Proračun vodilica za havarijski režim rada

Havarijski režim rada se odnosi 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 14).

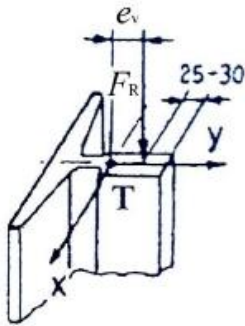
Sila kočenja zaustavnog uređaja djeluje ekscentrično u odnosu na težište presjeka vodilice.

Ova sila iznosi 18026 N (prethodno izračunata izrazom (19).

Iznos ekscentriciteta hvatišta ove sile u odnosu na težište presjeka vodilice može se odrediti iz slike 15: $e_v = 75 - 26,5 - 25 = 23,5$ mm.



Slika 14. Proračunski model vodilica na havarijski režim rada, (Penavić, 2017)



Slika 15. Ekscentrično djelovanje sile kočenja, (Tošić, 2004)

Prema (Tošić, 2004) moment savijanja na sredini razmaka između oslonaca vodilice iznosi:

$$M = \frac{F_R \cdot e_v}{2} + \frac{F_N \cdot l_r}{4} \quad (28)$$

$$M = \frac{18026 \cdot 0,0235}{2} + \frac{636,86 \cdot 2,5}{4} = 609,84 \text{ Nm.}$$

Rezultirajuće normalno naprezanje u vodilici iznosi:

$$\sigma = \frac{M}{W_N} + \frac{F_R}{A_v} \quad (29)$$

$$\sigma = \frac{609,84 \cdot 10^3}{20,8 \cdot 10^3} + \frac{18026}{1700} = 39,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

pri čemu je:

$A_v = 1700 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka, slika 11.

Faktor sigurnosti treba biti veći od potrebnog faktora sigurnosti za režim havarijskog kočenja kabine $S_{\text{potr}} = 1,1$ (Tošić, 2004):

$$S = \frac{R_e}{\sigma_r} = \frac{235}{39,92} = 5,89 > S_{\text{potr}} = 1,1$$

Uvjet je zadovoljen.

Kontrola vodilica na izvijanje

Kako bi se provela kontrola na izvijanje potrebno je prethodno odrediti njezinu vitkost prema izrazu:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{\min}}, \quad (30)$$

gdje je:

l_0 – slobodna duljina izvijanja,
 i_{\min} – minimalni polumjer inercije.

Slobodna duljina izvijanja jednaka je udaljenosti između oslonaca tj. $l_0 = l = 3000$ mm. Minimalni polumjer inercije očitava se iz slike 11 i iznosi $i_{\min} = i_{yy} = 17,4$ mm.

Uvrštavanjem ovih vrijednosti u izraz (30) dobiva se vitkost vodilice:

$$\lambda = \frac{3000}{17,4} = 172,41.$$

Za materijal vodilice S235JR granična vitkost iznosi $\lambda_p = 105$ (Kranjčević, 2014).

Kako je $\lambda > \lambda_p$, vodilica je vitka pa se kontrola vrši prema Euleru. Kritično naprezanje se računa kao:

$$\sigma_{\text{kr}} = \frac{E\pi^2}{\lambda^2}, \quad (31)$$

pri čemu je:

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

Uvrštavanjem vrijednosti dobiva se:

$$\sigma_{\text{kr}} = \frac{210000 \cdot \pi^2}{172,41^2} = 69,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Tlačno naprezanje u vodilici iznosi:

$$\sigma = \frac{F_R}{A_v} = \frac{18026}{1700} = 10,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Faktor sigurnosti treba biti veći od potrebnog faktora sigurnosti za izvijanje $S_{\text{potr}} = 3 \dots 6$ (Kranjčević, 2014):

$$S = \frac{\sigma_{\text{kr}}}{\sigma} = \frac{69,73}{10,6} = 6,58 > S_{\text{potr}} = 5.$$

Uvjet je zadovoljen.

Provjera krutosti vodilica

Krutost vodilica kontrolira se u dvije ravnine: u ravnini sile F_N i u ravnini sile F_p .

Progib vodilice u ravnini u kojoj djeluje sila F_N iznosi:

$$w_N = \frac{F_N \cdot l_r^3}{48 \cdot E \cdot I_{xx}}, \quad (32)$$

gdje je:

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

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

$l_r = 2500$ mm – udaljenost između oslonaca.

$$w_N = \frac{636,86 \cdot 2500^3}{48 \cdot 210000 \cdot 101,2 \cdot 10^4} = 0,98 \text{ mm.}$$

Progib vodilice ne smije biti veći od (Tošić, 2004):

$$w_{\text{dop}} = \frac{l}{1000} = \frac{3000}{1000} = 3 \text{ mm.}$$

Budući da je:

$$w_N = 0,98 \text{ mm} < w_{\text{dop}} = 3 \text{ mm.}$$

uvjet je zadovoljen.

Progib vodilice u ravnini sile F_P iznosi:

$$w_P = \frac{F_P \cdot I_r^3}{48 \cdot E \cdot I_{yy}}, \quad (33)$$

gdje je:

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

$$w_P = \frac{591,37 \cdot 2500^3}{48 \cdot 210000 \cdot 51,5 \cdot 10^4} = 1,78 \text{ mm}.$$

Budući da je:

$$w_P = 1,78 \text{ mm} < w_{\text{dop}} = 3 \text{ mm}.$$

uvjet je zadovoljen.

4.4. Proračun nosivog okvira kabine

Nosivi okvir kabine proračunava se uzimajući dvostruku vrijednost nazivne nosivosti kabine dizala. Proračunsko opterećenje u tom slučaju iznosi:

$$F_{o.k.} = (2 \cdot m_t + m_k) \cdot g, \quad (34)$$

$$F_{o.k.} = (2 \cdot 750 + 975) \cdot 9,81 = 24279 \text{ N}.$$

Proračun grede nosivog okvira kabine

Momenti savijanja u točkama spoja gornje grede sa stupovima, točke 2 i 4 na slici 16, prema (Tošić, 2004) iznose:

$$M_2 = M_4 = \frac{F_{o.k.} \cdot b}{4 \cdot K_P}, \quad (35)$$

gdje je:

$$K_P = \frac{I_{gr} \cdot h}{I_{st} \cdot b} + 2$$
 – koeficijent utjecaja krutosti spojenih

elemenata okvira i njihovih dimenzija,

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

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

$h = 2300 \text{ mm}$ – odabrana visina nosivog okvira,

$b = 1500 \text{ mm}$ – odabrana širina nosivog okvira sukladno dimenzijama kabine.



Slika 16. Shema nosivog okvira kabine, (Brčić, 2021)

Gornja greda nosivog okvira sastoji se od dva UPE 160 profila (karakteristike prema ("Cross-Section properties", 2023)), vijcima spojena sa stupovima. Površina poprečnog presjeka, moment inercije i moment otpora grede oko osi y iznose:

$$A_{gr} = 2 \cdot A_{UPE} = 2 \cdot 2170 = 4340 \text{ mm}^2,$$

$$I_{gr} = 2 \cdot I_{y,UPE} = 2 \cdot 9,11 \cdot 10^6 = 18,22 \cdot 10^6 \text{ mm}^4,$$

$$W_{yy} = 2 \cdot W_{yy,UPE} = 2 \cdot 1,14 \cdot 10^5 = 2,28 \cdot 10^5 \text{ mm}^3.$$

Stup je izrađen od savijenog lima debljine 8 mm.

Moment inercije je izračunat pomoću ("Moment of Inertia Calculator", 2023) i iznosi: $I_{st} = I_{yy} = 387000 \text{ mm}^4$, a površina poprečnog presjeka iznosi $A_{st} = 2080 \text{ mm}^2$ (slika 17).

Vrijednost koeficijenta utjecaja krutosti spojenih elemenata okvira, uvrštavanjem vrijednosti u prethodni izraz, iznosi:

$$K_P = \frac{18,22 \cdot 10^6 \cdot 2300}{387000 \cdot 1500} + 2 = 74,19,$$

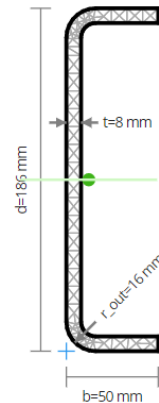
A momenti savijanja u točkama spoja gornje grede sa stupovima:

$$M_2 = M_4 = \frac{24279 \cdot 1,5}{4 \cdot 74,19} = 122,72 \text{ Nm}.$$

Moment savijanja na sredini gornje grede tj. točka 3, prema (Tošić, 2004) iznosi:

$$M_3 = \frac{F_{o.k.} \cdot b}{4} - M_2, \quad (36)$$

$$M_3 = \frac{24279 \cdot 1,5}{4} - 122,72 = 8981,91 \text{ Nm}.$$



Slika 17. Poprečni presjek stupa nosivog okvira kabine, ("ClearCalc", 2023)

Normalno i tangencijalno naprezanje na sredini grede iznose:

$$\sigma = \frac{M_3}{W_{yy}} = \frac{8981910}{2,28 \cdot 10^5} = 39,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$\tau = \frac{F_{o.k.}}{A_{gr}} = \frac{24279}{4340} = 5,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

te ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad (37)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{39,39^2 + 3 \cdot 5,6^2} = 40,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Faktor sigurnosti treba biti veći od potrebnog faktora sigurnosti $S_{potr} = 1,55$ (Tošić, 2004):

$$S = \frac{R_e}{\sigma_{ekv}} = \frac{235}{40,57} = 5,79 > S_{potr} = 1,55.$$

Uvjet je zadovoljen.

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.

Naprezanje uslijed savijanja i aksijalno naprezanje iznose:

$$\sigma_s = \frac{M_2}{W_{yy}} = \frac{122720}{10200} = 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$\sigma_v = \frac{F_{o.p.}}{2 \cdot A_{st}} = \frac{24279}{2 \cdot 2080} = 5,84 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Tada je ukupno normalno naprezanje:

$$\sigma_u = \sigma_s + \sigma_v = 12 + 5,84 = 17,84 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Faktor sigurnosti treba biti veći od potrebnog faktora sigurnosti $S_{potr} = 1,55$ (Tošić, 2004):

$$S = \frac{R_e}{\sigma_u} = \frac{235}{17,84} = 13,17 > S_{potr} = 1,55.$$

Uvjet je zadovoljen.

4.5. Proračun nosivog okvira protuutega

Nosivi okvir protuutega se sastoji od gornje i donje horizontalne grede, koje su pomoću vijaka povezane s vertikalnim nosačima slika 18.

Već prethodno izračunata masa protuutega iz iznosi 1350 kg. Sukladno masi odabiru se potrebne dimenzije nosivog okvira protuutega: $h = 1800$ mm – visina nosivog okvira, $b = 820$ mm – širina nosivog okvira.

Prema (Tošić, 2004) opterećenje okvira protuutega, za slučaj dizanja kabine s aktiviranim zaustavnim uređajima, uz 10% preopterećenja iznosi:

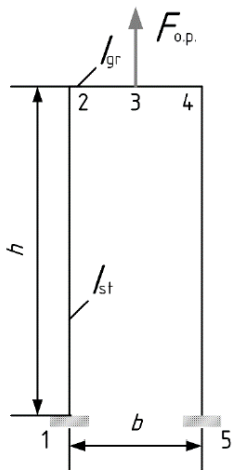
$$F_{o.p.} = (1,1 \cdot m_t + m_k) \cdot g \cdot K_v, \quad (38)$$

gdje je:

$K_v = e^{\mu\alpha} = e^{0,263 \cdot 2,531} = 1,946$ – koeficijent vučne sposobnosti pogonske užnice.

Iz izraza (38) dobiva se:

$$F_{o.p.} = (1,1 \cdot 750 + 975) \cdot 9,81 \cdot 1,946 = 34362 \text{ N}.$$



Slika 18. Shema nosivog okvira protuutega, (Brčić, 2021)

Momenti savijanja u karakterističnim točkama računaju se kao i kod proračuna nosivog okvira kabine pa slijedi:

$$M_2 = M_4 = \frac{F_{o.p.} \cdot b}{4} \cdot \frac{1}{K_p}, \quad (39)$$

$$M_3 = M_2 - \frac{F_{o.p.} \cdot b}{2} \cdot \frac{b}{2}, \quad (40)$$

gdje je:

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

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

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

Horizontalna greda nosivog okvira protuutega izgrađena je od SHS 120x8 profila. Karakteristike poprečnog presjeka, prema ("Cross-Section properties", 2023), su:

$A_{gr} = 3520 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka grede,
 $I_{gr} = I_{yy} = I_{zz} = 7,26 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ – aksijalni moment inercije grede,

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

Za stup nosivog okvira protuutega odabran je profil UPE 180 profila. Karakteristike ovog profila, prema ("Cross-Section properties", 2023), iznose:

$A_{st} = 3520 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka,
 $I_{st} = I_{zz} = 1,44 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ – aksijalni moment inercije stupa,

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

Uvrštavanjem vrijednosti dobiva se:

$$K_p = \frac{7,26 \cdot 10^6 \cdot 1800}{1,44 \cdot 10^6 \cdot 820} + 2 = 13,07,$$

$$M_2 = M_4 = \frac{34362 \cdot 0,82}{4} \cdot \frac{1}{13,07} = 538,96 \text{ Nm},$$

$$M_3 = \frac{34362 \cdot 0,82}{4} - 538,96 = 6505,25 \text{ Nm}.$$

Normalno i tangencijalno naprezanje na sredini grede iznose:

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_{gr}} = \frac{6505250}{1,21 \cdot 10^5} = 53,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$\tau_3 = \frac{F_{o.p.}}{A_{gr}} = \frac{34362}{3520} = 9,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Upotrebom izraza (32) može se izračunati i ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{53,76^2 + 3 \cdot 9,76^2} = 56,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Faktor sigurnosti treba biti veći od potrebnog faktora sigurnosti $S_{potr} = 1,55$ (Tošić, 2004):

$$S = \frac{R_e}{\sigma_{ekv}} = \frac{235}{56,36} = 4,17 > S_{potr} = 1,55.$$

Uvjet je zadovoljen.

4.6. Proračun voznog okna

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

Proračun čvrstoće uzdužnog nosača poda strojarnice
Pod strojarnice sastoji se od poprečnih greda iz profila RHS 160x80x8 koji su povezani s uzdužnim nosačima od UPE 160 profila, na način da se opterećenje prenosi oblikom. Uzdužni nosači zavareni su za vertikalne nosače voznog okna. Opterećenje koje djeluje na pod strojarnice voznog okna određuje se pomoću izraza:

$$F_{vo} = (2 \cdot m_t + m_k + m_u) \cdot K_{din} \cdot g + (m_v + m_p + m_r) \cdot g, \quad (41)$$

gdje je:

$m_v = 350$ kg – približna masa vitla,
 $m_p = 95$ kg – približna masa postolja vitla,
 $m_r = 300$ kg – masa radnika,
 $K_{din} = 1,1$ – dinamički koeficijent, odabrano.

Upotrebom izraza (41) dobiva se:

$$F_{vo} = (2 \cdot 750 + 975 + 1350) \cdot 1,1 \cdot 9,81 + (350 + 95 + 300) \cdot 9,81 = 48584 \text{ N.}$$

Karakteristike UPE 160 profila, prema ("Cross-Section properties", 2023), iznose:

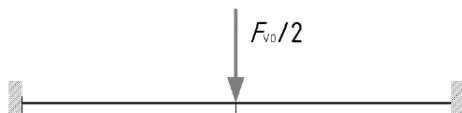
$A = 2170 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka,
 $I = I_{yy} = 9,11 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ – aksijalni moment inercije presjeka,
 $W = W_{yy} = 1,14 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ – aksijalni moment otpora presjeka.

Najveći moment savijanja se računa, prema (Kraut, 2009), na sredini nosača i na uklještenim krajevima (slika 19):

$$M_{max} = \frac{F \cdot l}{8}, \quad (42)$$

pri čemu je:

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



Slika 19. Model uzdužnog nosača, (Brčić, 2021)

Uvrštavanjem se dobije:

$$M_{max} = \frac{48584 \cdot 3}{16} = 9109,5 \text{ Nm.}$$

Najveće naprezanje na savijanje i tangencijalno naprezanje iznose:

$$\sigma_s = \frac{M_{max}}{W_{yy}} = \frac{9109500}{1,14 \cdot 10^5} = 79,91 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$\tau = \frac{F_{vo}}{2 \cdot A} = \frac{48584}{2 \cdot 2170} = 11,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Upotrebom izraza (32) može se izračunati i ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{79,91^2 + 3 \cdot 11,2^2} = 82,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Faktor sigurnosti treba biti veći od potrebnog faktora sigurnosti $S_{potr} = 1,55$ (Tošić, 2004):

$$S = \frac{R_e}{\sigma_{ekv}} = \frac{235}{82,23} = 2,86 > S_{potr} = 1,55.$$

Uvjet je zadovoljen.

5. Zaključak

Dizalo je izrazito kompleksan proizvod koji se sastoji od mehaničkih, elektroničkih i električnih komponenti. Sigurnost dizala je jako važna te su zato određeni faktori sigurnosti svih bitnih elemenata.

Proračun dizala je dio tehničke dokumentacije dizala koji je reguliran zakonski i pravilnicima. Dizalo mora biti proračunato prema važećim normama. Oprema dizala i materijali trebaju odgovarati svim propisima. Sve proračunate komponente, odnosno sva mehanička naprezanja izravno utječu na sam oblik konstrukcije dizala. Važeća hrvatska norma koja se odnosi na liftogradnju je HRN EN 81-20 i u njoj su definirana sigurnosna pravila za konstrukciju i ugradnju.

U radu je prikazan princip rada električnog dizala i navedene su njegove osnovne komponente. Napravljen je proračun osnovnih konstrukcijskih komponenti, za slučaj dizala sa 6 stanica, visinom dizanja od 15 metara uz nazivnu brzinu vožnje od 1.0 m/s. Ovaj primjer ujedno je odabran kako bi bio koristan edukatorima u tehničkom području, kao način kojim se mogu povezati sadržaji iz područja tehničke mehanike i strojarstva, ali i ostalih povezanih područja koja u ovom radu nisu uključena.

Kao što je već i u uvodu rečeno, dizala su danas sve više rasprostranjena. Bez dizala izgled svih velikih gradova bi bio u potpunosti drugačiji. Visina zgrada bila bi ograničena na mnogo manje visine, a zgrade preko 8 katova zasigurno ne bi ni postojale.

Na samom kraju, može se reći da je moderan život bez upotrebe dizala jednostavno nezamisliv. Preostaje nam samo vidjeti kako će dalje napredovati razvoj dizala te koji noviteti slijede.

Literatura

Brčić, A. (2021). *Proračun dizala (Završni rad)*. Sveučilište u Splitu: Prirodoslovno-matematički fakultet.

Cross-Section properties. (2023). Retrieved from <http://www.staticstools.eu/en>.

- Elbak–Haublinkatalog. Komponente dizala (2023). Retrieved from https://www.elbak-habulin.hr/download/documents/read/komponente-dizala_1.
- Electrical know how. Basic Elevator Components Part Two (2023). Retrieved from <http://www.electrical-knowhow.com/2012/04/basic-elevator-components-part-two.html>.
- HRN EN 81-20 (2014). Sigurnosna pravila za konstrukciji ugradnju dizala - prijevoz osoba i tereta – 20. dio: Osobna dizala i teretno osobna dizala.
- Kranjčević, N. (2014). *Vijci i navojna vretena*. Sveučilište u Zagrebu: Fakultet strojarstva i brodogradnje.
- Kraut, B. (2009). *Strojarski priručnik*. Zagreb: Školska knjiga.
- Lanac d.o.o. – Užad čelična (2023). Retrieved from <http://www.lanac.hr/uzad-celicna/>.
- Moment of Inertia Calculator (2023). Retrieved from <https://clearcalcs.com/freetools/free-moment-of-inertia-calculator/au>.
- Penavić, M. (2017). *Projekt fasadnog dizala (Diplomski rad)*. Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje.
- Serdar, J. (1965). *Prenosila i dizala*. Zagreb: Tehnička knjiga.
- Šćap, D. (2004). *Prenosila i dizala – Podloga za konstrukciju i proračun*. Sveučilište u Zagrebu: Fakultet strojarstva i brodogradnje.
- Tošić, S. (2004). *Liftovi*. Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd.
- Vještica, B. (2006). *Liftovi*. Studio Kokar. Beograd.

Elevator Basic Components Calculation

Abstract

The paper presents the elevator design with a counterweight and with a counterweight and a spacer. An overview of the basic components of the elevator is given, as well as their principle of operation and their role in lifting people and/or loads. The calculation of the basic components of the elevator was performed for the following input values: electric drive, load capacity of the cabin - 750 kg (10 persons), lifting height: - 15 m, number of stations: - 6, travel speed - 1 m/s. The calculations of the drive mechanism, wire ropes, guide rails, supporting frame of the cabin, supporting frame of the counterweight and elevator shaft were carried out.

Keywords: *elevator; counterweight; drive shaft; elevator car; elevator calculation.*