

*Domagoj Žuvela, Nenad Varda, Ivo Senjanović
Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Ivana Lučića 5, 10000 Zagreb*

KONCEPTUALNO PROJEKTIRANJE CILINDRIČNOG DIJELA ČVRSTOG TRUPA PODMORNICE

Sažetak

Cilj ovog rada je prikazati mogućnost konceptualnog projektiranja konstrukcije cilindričnog trupa podmornice. Poznavanjem tehnoloških mogućnosti i projektnih zahtjeva smanjen je broj projektnih varijabli pa je moguće problem riješiti u trodimenzionalnom prostoru što omogućuje analitičko i grafičko rješavanje problema. Strukturne dimenzije proizašle optimizacijom provjerene su metodom konačnih elemenata u koju svrhu je napravljen model cilindričnog trupa s integriranim strukturnim tankom. U optimizaciji čvrstog trupa nisu uzeti u obzir utjecaji realnih dodataka kao što su pregrade, integrirani tank, pražnica i greda, koji su modelirani i ispitani pomoću MKE kako bi prikazali moguće utjecaje dodataka na trup.

Ključne riječi: konceptualno projektiranje, optimizacija, MKE strukturna analiza, podmornica

CONCEPTUAL DESIGN OF CYLINDRICAL PART OF INNER SUBMARINE HULL

Summary

The purpose of this paper is to present a conceptual design method for cylindrical submarine hull. Implementing technological constraints and design requirements the number of design variables is reduced. Thus, the problem can be solved in 3D design space using analytical and graphical methods. The scantlings defined in optimization procedure are checked bay using FEM based on cylindrical hull model with integrated structural tank. In the optimization procedure the effect of the integrated structural tank is not accounted for in order to investigate the possible effects of appendages to the hull such as openings, foundings of various equipment, etc.

Key words: conceptual design, optimization, FEM structural analysis, submarine

1. Materijali

Visok omjer čvrstoće materijala prema njegovoj težini je ključan parametar u odabiru materijala za izradu podmornice. Dva glavna materijala za izradu trupa podmornice su čelik povišene čvrstoće i titan. Trup podmornice izrađen od titana je otporan na koroziju, ima velik omjer čvrstoće prema težini, ali je cijena izrade trupa visoka. Rusija je izrađivala svoje podmornice s titanom poznate pod nazivom "the golden fish", ali se i oni vraćaju izradi trupa podmornica od čelika povišene čvrstoće. Osim čelika povišene čvrstoće i titana u posljednje vrijeme se razmišlja o izradi trupa podmornice od kompozita. Legure aluminija iako lagane imaju problem s lošom otpornošću na koroziju u morskim uvjetima. Razvojem zaštitnih premaza danas se razmišlja i o upotrebi aluminijski legura koje se danas već koriste za opremu na platformama.

1.1. Čelik

Najčešće korišten čelik za izradu podmornice je čelik povišene čvrstoće HY 80 ($\sigma_E = 552$ Mpa), HY 100 ($\sigma_E = 690$ Mpa) i HY 130 ($\sigma_E = 896$ Mpa). To je čelik koji zahtjeva posebnu pažnju kod zavarivanja te se često za neke dijelove trupa pogotovo u unutrašnjosti koristi HSLA (High Strength Low Alloy). HSLA zbog manjeg udjela ugljika u čeliku je jednostavniji za zavarivanje i nije ga potrebno zagrijavati prilikom zavarivanja. HSLA čelik ima manju čvrstoću od HY čelika kod tankih limova [1].

Table 1 Chemical composition of high yield steel

Tablica 1. Kemijski sastav čelika povišene čvrstoće

	C	Mn	S	P	Cu	Ni	Si	Cr	Mo	Ti	Al	Nb
HSLA 80	0,05	1,0	0,001	0,009	1,23	1,77	0,34	0,61	0,51	0,03	0,025	0,037
HY 80	0,20	0,40	0,025	0,025	0,25	3,0	0,22	1,5	0,4	0,02		

Osim ova dva čelika postoje i nemagnetični čelici koji omogućuju bolju nevidljivost ratnih podmornica. Zbog njihove skupoće i manje čvrstoće nisu pronašli široku primjenu u projektiranju podmornica.

1.2. Titan

Titan je metal koji zadovoljava sve kriterije materijala za izradu čvrstog trupa podmornice; nemagnetičan je, otporan na koroziju, čvrst i lagan. Jedini nedostatak mu je cijena kako samog materijala tako i spajanja. Spajanje titana se postiže zavarivanjem bez prisutstva atmosfere. Titan je u odnosu na čelik 2,3 puta lakši [1].

2. Projektni cilj

Kad je riječ o podmornicama njezina glavna karakteristika sa stajališta konstrukcije i čvrstoće je dubina ronjenja. Definirane su [2]:

- Radna dubina – dubina na koju podmornica može neograničen broj puta zaroniti.
- Dubina ograničenja – dubina na koju podmornica može zaroniti, a da se pri tome ne pojave trajne deformacije na konstrukciji. Podmornica na ovu dubinu može zaroniti svega nekoliko puta.
- Projektna dubina – dubina za koju se podmornica projektira, uključuje dubinu ograničenja uvećanu za sigurnosni faktor te rezervu propadanja

Osnovni projektni cilj je konstrukcija minimalne težine za određeni projektni tlak i radijus čvrstog trupa.

Table 2 Submarine principal dimensions and dive depth

Tablica 2 Osnovne dimenzije podmornice i dubine zaranjanja

r – polumjer	3	m
$HY-80$ – granica elastičnosti- σ_E	552	N/mm ²
H_d – projektna dubina	512	m
p – projektni tlak	5,15	MPa

3. Dimenzioniranje orebrenog cilindra minimalne težine

Prema predloženom postupku dimenzioniranja u [3] orebreni cilindar se sastoji od oplata i rebara T profila čime je određeno 6 projektnih varijabli (širina prirubnice a , debljina prirubnice hf , visina struka b , debljina struka hs , razmak rebara l i debljina oplata h). Uzimajući u obzir dodatne projektne zahtjeve kao što su maksimalna visina rebara i minimalna zračnost između rebara broj projektnih varijabli je reduciran na 3 (površina rebara A , razmak rebara i debljina oplata) čime je moguće napraviti trodimenzionalan projektni prostor

Projektni prostor je omeđen funkcijama (plohama) ograničenja u kojima su već ugrađeni faktori sigurnosti. Predloženi postupak dimenzioniranja u sebi ne sadrži provjeru konstrukcije na opći i lokalni gubitak stabilnosti što se naknadno mora utvrditi.

1. Funkcija ograničenja meridijalnog naprezanja

$$A_1(h) = \frac{l \cdot h}{\lambda_1(h)} \quad (1)$$

2. Funkcije ograničenja cirkularnog naprezanja

$$A_{21}(h) = \frac{l \cdot h}{\lambda_{21}(h)} \quad (2)$$

$$A_{22}(h) = \frac{l \cdot h}{\lambda_{22}(h)} \quad (3)$$

3. Funkcija ograničenja naprezanja u orebrenju

$$A_{31}(h) = \frac{l \cdot h}{\lambda_{31}(h)} \quad (4)$$

$$A_{32}(h) = \frac{l \cdot h}{\lambda_{32}(h)} \quad (5)$$

4. Funkcija ograničenja izvijanja u orebrenju

$$A_4(h) = 0,06 \cdot b^2 + k \cdot l \cdot h \quad (6)$$

Funkcije ograničenja sadrže funkcije $\lambda(h)$ koje su definirane u [3].

Iz težinskog faktora (7) (omjer težine orebrenog cilindra i uzgona) se dobije funkcija cilja (8).

$$f_g(A, h) = \frac{(2 \cdot r \cdot \pi) \cdot (A + l \cdot h) \cdot (\rho_{st})}{(r^2 \cdot \pi) \cdot l \cdot \rho} \quad (7)$$

$$A_G(h) = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho}{\rho_{st}} \cdot l \cdot r \cdot f_g - l \cdot h \quad (8)$$

Za svaki od niza razmaka rebara napravljen je projektni prostor, te je faktor težine f_g odabran tako da funkcija cilja tangira slobodni projektni prostor. U dodirnoj točki tangente i podobnog projektnog prostora je optimalno rješenje. Projektna rješenja za svaki razmak rebara su rangirana prema minimalnom faktoru težine te je optimalno teorijsko rješenje odabrano iz vrijednosti projektnih varijabli koje su tehnološki prihvatljive, Tablica 3.

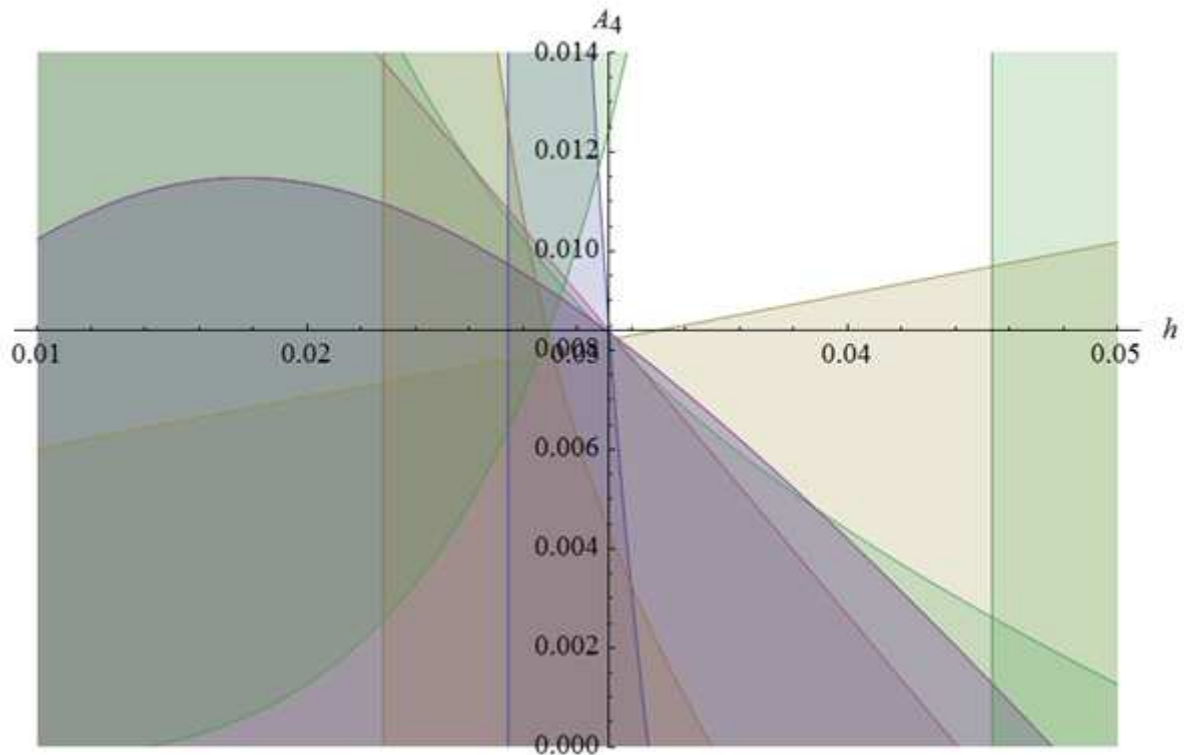


Fig. 1 Design space for frame spacing 650 mm

Slika 1. Projektni prostor za razmak rebara 650 mm

Table 3 Accepted design values of submarine construction

Tablica 3 Usvojene vrijednosti projektnih varijabli konstrukcije podmornice

l	650	mm
h	32	mm
b	288	mm
h_s	32	mm
a	104	mm
h_f	18	mm
A	85,12	mm ²

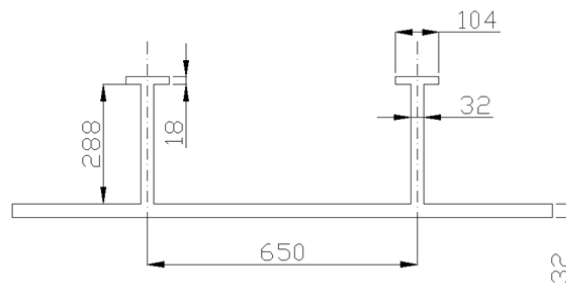


Fig. 2 Frame geometry

Slika 2. Geometrija rebara

Ukupna masa cilindra dugačkog 0,65 m je 4337 kg iz čega slijedi da je omjer težine konstrukcije podmornice i njezinog uzgona 23%.

4. Analiza strukturnih dimenzija

Iako postupak dimenzioniranja sadrži funkcije ograničenja ipak je potrebno analizirati stanja naprezanja i stabilnost trupa zbog nekoliko razloga.

Kako proračun nije sadržavao provjeru stabilnosti trupa ona se mora utvrditi naknadno. Također, samo dimenzioniranje se odnosi na „teoretski cilindar“ (cilindar bez poprečnih pregrada ili promjene zakrivljenosti trupa npr. cilindar u torus) koji nema nikakvih konstrukcijskih dodataka kao što su strukturni tankovi, pražnice ili uzdužni nosivi elementi pa je potrebno utvrditi njihov utjecaj na osnovni cilindar [4].

Postoje tri načina kolapsa čvrstog trupa podmornice [5], a to su: popuštanje (najčešće se odnosi na oplatu između rebara), lokalni gubitak stabilnosti i globalni (opći) gubitak stabilnosti. Popuštanje će se provjeriti metodom konačnih elemenata uzimajući u obzir materijalnu i geometrijsku nelinearnost, a stabilnost trupa bifurkacijskom analizom (također MKE). Dobiveni rezultati će se usporediti s analitičkim formulama koje se odnose na određen način kolapsa za određenu geometriju cilindra.

4.1. Analitički izrazi za procjenu kolapsa cilindričnog trupa

Evans [5] navodi formulu za popuštanje oplata između rebara. Za ovakav način kolapsa oplata karakteristično je prstenasto udubljenje oplata između dva rebara. Inicirano je popuštanjem materijala i u gornjim vlaknima na sredini raspona između rebara i u donjim vlaknima na spoju oplata i rebara.

$$P_y = \frac{\sigma_y \cdot \frac{t}{R}}{1 + H \cdot \frac{0,85 - B}{1 + \beta}} \quad (9)$$

Za lokalnu nestabilnost najčešće se navode formule David Taylor Model Basin (DTMB) i von Misesa. Kod ovakvog načina kolapsa javljaju se između rebara naizmjenična udubljenja i izbočenja oplata. Može se javiti na jednom ili više razmaka rebara, a pokazuje da je otpor rebara prema izvijanju veći od otpora oplata prema izvijanju. U nastavku su dani izrazi za lokalne nestabilnosti:

Prema von Misesu [6]:

$$P_{clVM} = E_{st} \cdot \frac{h}{r} \cdot \frac{1}{n^2 + 0,5 \cdot \alpha^2} \cdot \left[\frac{\alpha^4}{(n^2 + \alpha^2)^2} + \frac{1}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{h}{r}\right)^2 \cdot (n^2 + \alpha^2)^2 \right] \quad (10)$$

E_{st} – modul elastičnosti

ν – Poissonov koeficijent

n – broj poluvalova u radijalnom smjeru

$$\alpha = \frac{r \cdot \pi}{l}$$

prema DTMB [7]:

$$P_{clDTMB} = \frac{2,42 \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{h}{2r}\right)^{2,5}}{(1 - m^2)^{0,75} \cdot \left[\frac{L}{2r} - 0,447 \cdot \left(\frac{h}{2r}\right)^{0,5} \right]} \quad (11)$$

Na kraju za opću nestabilnost u literaturi se obično navode formule von Misesa, Evansa i Wanga. Kod opće nestabilnosti dolazi do stvaranja udubina i izbočenja oplata s rebrima između pregrada ili dubokih rebara. Broj izbočenja i udubina je manji nego kod lokalnog gubitka nestabilnosti i obično iznosi dva ili tri. U nastavku su dani izrazi za opću nestabilnost:

Prema von Misesu [2]:

$$P_{cLVM} = \frac{E_{st}}{m^2 - 1 + 0,5 \cdot \alpha^2} \cdot \left[\frac{h}{r} \cdot \frac{\alpha^4}{(m^2 + \alpha^2)^2} + \frac{I_r}{r^3 \cdot l} \cdot (m^2 - 1 + \alpha^2)^2 \right] \quad (12)$$

m – broj poluvalova u aksijalnom smjeru

I_r – moment inercije rebra

Prema Evansu [5]:

$$P_{cLE} = \frac{E_{st} \cdot h}{r} \cdot \frac{\alpha^4}{\left(n^2 + \frac{\alpha^2}{2} - 1\right) (n^2 + \alpha^2)^2} + \frac{(n^2 - 1) \cdot E_{st} \cdot I_r}{r^3 \cdot l} \quad (13)$$

Prema Wangu [8]:

$$P_{cLW} = \frac{1}{n^2 - 1 + 0,5 \cdot m^2 \cdot \alpha^2} \cdot \left[\frac{D_y}{r^3} (n^2 - 1 + m^2 \alpha^2)^2 + \frac{E_{st} \cdot h}{r} \cdot \frac{m^4 \cdot \alpha^4}{(m^2 + \alpha^2 + n^2)^2} + \frac{(n^2 - 1) \cdot E_{st} \cdot I_r}{r^3 \cdot l} \right] \quad (14)$$

4.2. MKE modeli

Koordinatni sustav je položen tako da mu je ishodište u središtu poprečnog presjeka s x osi koja je usmjerena uzduž cilindra. Os y je usmjerena horizontalno, a os z vertikalno. Napravljeno je 5 MKE modela osnovnog orebrenog cilindra, a to su:

- Teoretski cilindar – cilindar za koji vrijedi postupak dimenzioniranja. Na krajevima cilindra su postavljeni rubni uvjeti koji oponašaju nastavljenje cilindra u beskonačnost.
- Konačni cilindar – cilindar duljine 18,2 m kojemu na krajevima rubni uvjeti oponašaju pregradu.
- Cilindar s pražnicom – osnovan na temelju modela konačnog cilindra na koji je dodan otvor promjera 600 mm.
- Cilindar s gredom – osnovan na temelju modela konačnog cilindra na koji je dodan uzdužni nosač koji se proteže od pregrade do pregrade.
- Cilindar s tankom – osnovan na temelju modela konačnog cilindra s dodanim strukturnim tankom. Za ovaj model postoje dva slučaja opterećenja; puni tank i prazan tank.

Zbog dugotrajnosti nelinearnog proračuna za svaki model su korištena dva podmodela; jedan za geometrijski i materijalno nelinearnu analizu, a drugi za bifurkacijsku analizu. Za bifurkacijsku analizu se koristio model cijelog cilindra između dvije pregrade, a za nelinearnu analizu model osmine ili četvrtine cilindra.

Kod zadavanja opterećenja zanemarena je promjena tlaka na plaštu cilindra po dubini pa je tlak na plaštu konstantan. Isto pojednostavljenje je uvedeno pri izračunu aksijalne sile. Također nije uzet u obzir raspored masa koji u realnoj konstrukciji podmornice sigurno postoji, a uzrokom je pojave uzdužnog savijanja.

4.3. Rezultati analize

Uobičajeno je rezultate prikazivati napreznjima konstruktivnih elemenata pri određenom iznosu tlaka ili sile, ali zbog jednoznačne povezanosti opterećenja s dubinom ronjenja rezultati analiza će biti preračunati u dubinu.

Rezultati analitičkih formula su prikazani u tablici 4 gdje je H_c izračunata dubina ronjenja, a omjer H_c i H_d je ostvareni faktor sigurnosti u odnosu na projektnu dubinu ronjenja.

Table 4 Analytical maximum depth of framed cylinder in meters

Tablica 4. Analitička granična dubina za Orebreni Cilindar u metrima

Tip Kolapsa	Autor	H_c	H_c/H_d
Popuštanje	Evans	656,1	1,3
Lokalno Izvijanje	DTMB	1456,8	2,8
	Von Mises	1431,9	2,8
Opće Izvijanje	Von Mises	1253,1	2,4
	Evans	1136,7	2,2
	Wang	1107,4	2,2

MKE analiza je pokazala prednosti i nedostatake pojedinih modela. Okvirno se može reći da model „teoretskog cilindra“ (slika 4) ima najveću dubinu ronjenja u pogledu napreznja u trupu, a bilo kakvo dodavanje konstruktivnih elemenata smanjuje graničnu

dubinu ronjenja. S druge strane takav teoretski trup ima najmanju dubinu zarona u pogledu općeg izvijanja trupa.

Model „konačnog cilindra“ (slika 5) je uz zanemarivo smanjenje dubine ronjenja zbog popuštanja postigao osjetno bolje rezultate kod općeg gubitka stabilnosti. Postavljanjem poprečne pregrade u cilindar podmornice javlja se koncentracija naprezanja u oplati između prvog i drugog rebra, što se uspješno može otkloniti povećanjem debljine oplata uz pregradu. Najbolji rezultati su se dobili povećanjem debljine oplata do udaljenosti 1.05 m od pregrade.

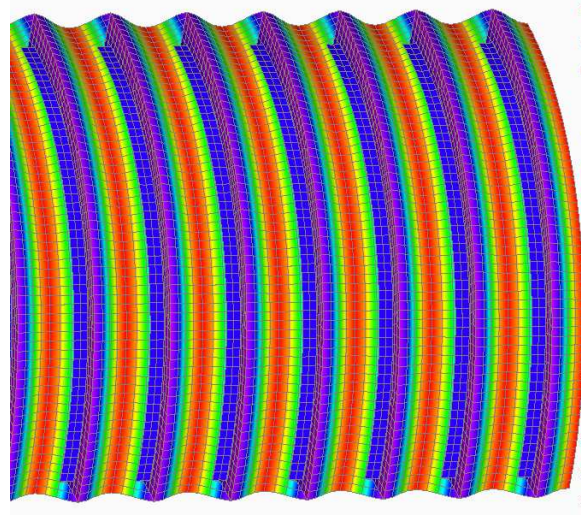


Fig. 4 VM stress, theoretical cylinder model

Slika 4 VM naprezanja, model teoretskog cilindra

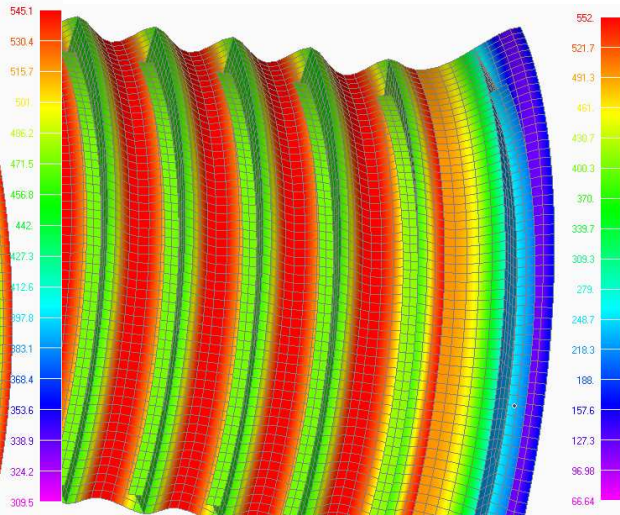


Fig. 5 VM stress, finite cylinder model

Slika 5 VM naprezanja, model konačnog cilindra

„Model s pražnicom“ (slika 6) je pokazao da se povećanje naprezanja na oplati javlja između dva rebra odmah u blizini kraja zadebljanja oplata u okolini pražnice. Ipak povećanje naprezanja u oplati je malo i ne dovodi do osjetnog smanjenja dubine zarona. Ono što uzrokuje ipak osjetno smanjenje dubine zarona je cilindar pražnice na kojemu se javlja povećanje naprezanja.

Kod modela „cilindar s gredom“ (slika 7) dolazi do povećanja naprezanja između dva rebra u blizini uzdužnog nosača.

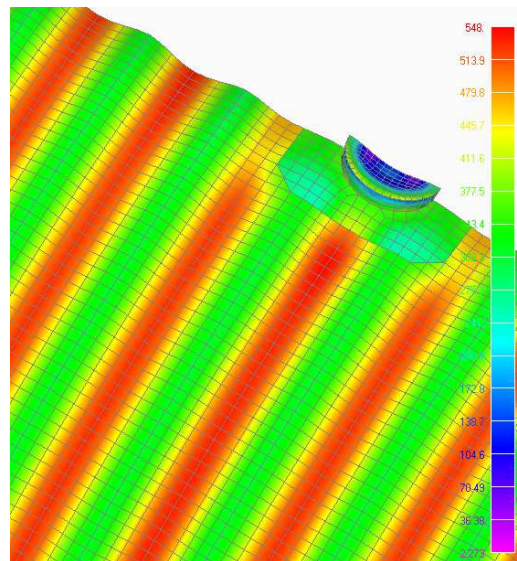


Fig. 6 VM naprezanja, hatch model

Slika 6. VM stress, model s pražnicom

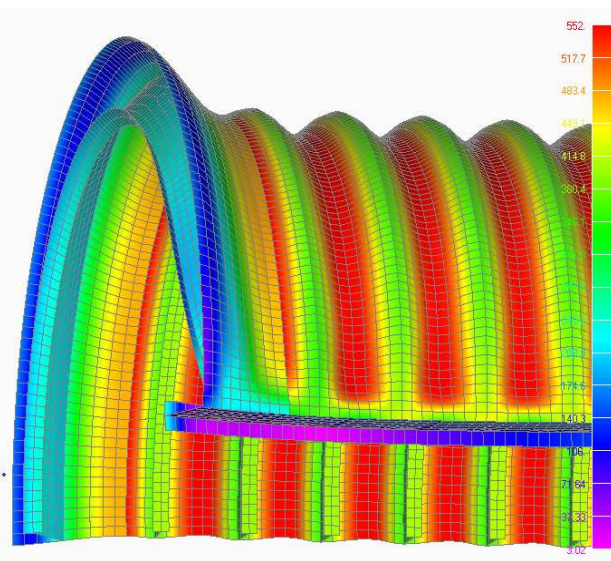


Fig. 7 VM stress, cylinder with beam model

Slika 7. VM stress, model cilindar s gredom

Kod modela „cilindar s tankom“ (slike 8 i 9) uočljiva je velika razlika dubine ronjenja između dva slučaja opterećenja. Za slučaj praznog tanka smanjenje dubine zarona nije veliko i iznosi 40-ak metara u odnosu na teoretski cilindar, ali kod slučaja opterećenja punog tanka dubina ronjenja se smanjuje za dodatnih 150 metara.

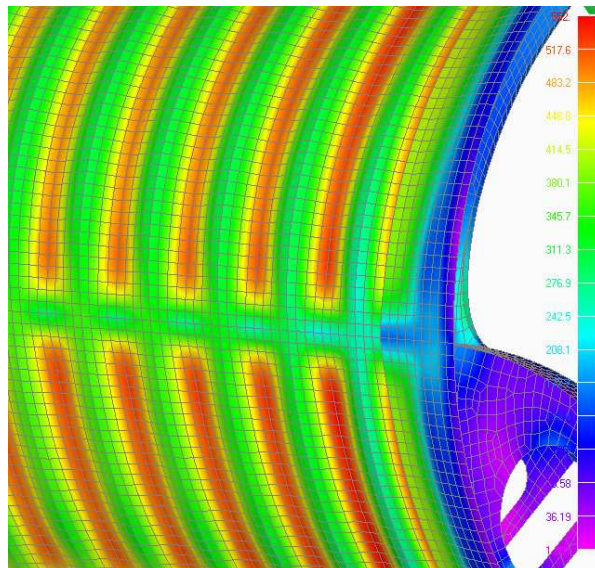


Fig. 8 VM stress, cylinder with empty tank

Slika 8. VM naprezanja, cilindar s praznim tankom

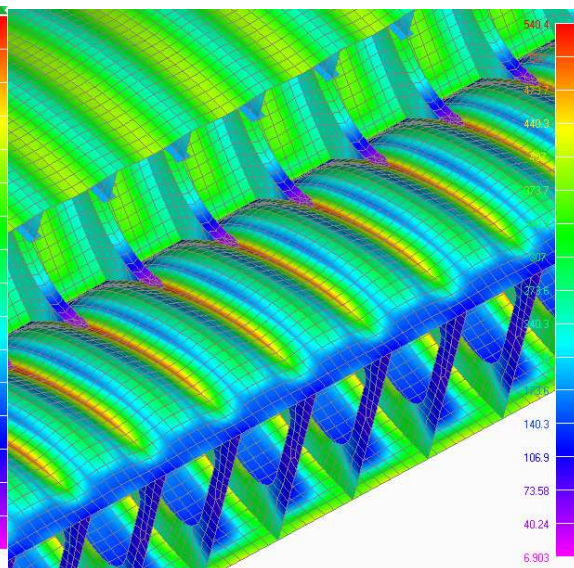


Fig. 9 VM stress, cylinder with full tank

Slika 9. VM naprezanja, cilindar s punim tankom

Bifurkacijska analiza pokazala je da poprečna pregrada pridonosi otpornosti trupa prema općem izvijanju, ali ne i prema lokalnom izvijanju. Ostali konstruktivni elementi manjih dimenzija kao što su uzdužna greda i pražnica gotovo niti malo ne pridonose povećanju otpora prema izvijanju. Strukturni tank ima velik utjecaj na gubitak stabilnosti trupa. Takav tank dovodi do smanjenja dubine zarona kod koje dolazi do lokalnog gubitka stabilnosti, dok istovremeno dovodi do povećanja stabilnosti na opći gubitak stabilnosti. Opći gubitak stabilnosti se nije dogodio u niti jednom od prvih pet oblika izvijanja (kritičnih tlakova), odnosno do dubine 1971 m.

Kod modela „teoretski trup“ prvi oblik gubitka stabilnosti je opća nestabilnost prikazana na slici 10. Modeli „konačni cilindar“, „cilindar s pražnicom“ i „cilindar s gredom“ imaju isti prvi oblik gubitka stabilnosti prikazan na slici 11.

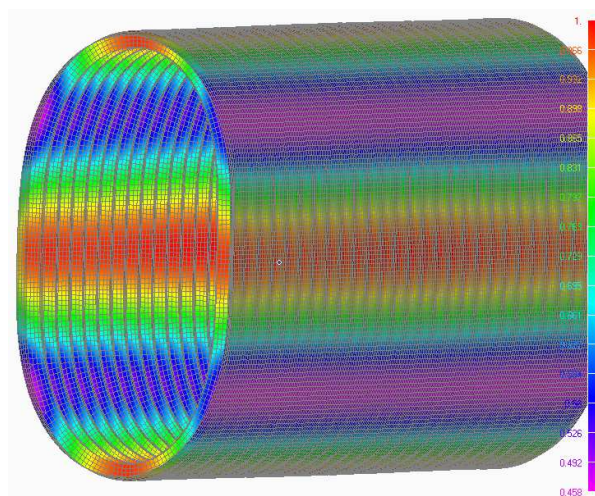


Fig. 10 Theoretical cylinder

Slika 10 Teoretski cilindar

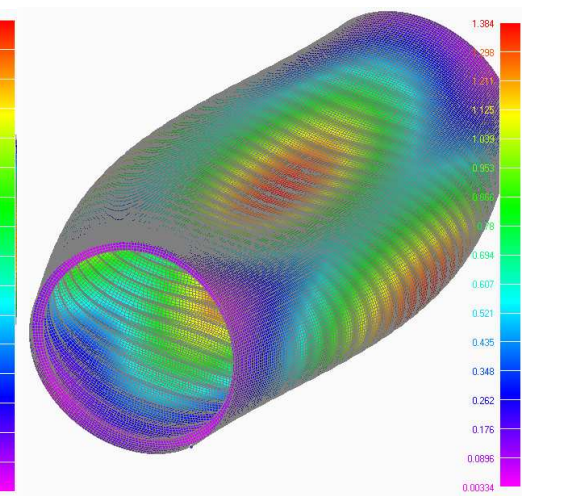


Fig. 11 Finite cylinder, cylinder with beam and with hatch

Slika 11 Konačni cilindar, cilindar s gredom i s pražnicom

Otpornost na gubitak lokalne stabilnosti je u svim modelima približno jednaka (kako je prikazano na slici 12) osim modelu „cilindar s tankom“ kojemu lokalna nestabilnost zahvaća samo dio oplata udaljen od tanka (slika 13)

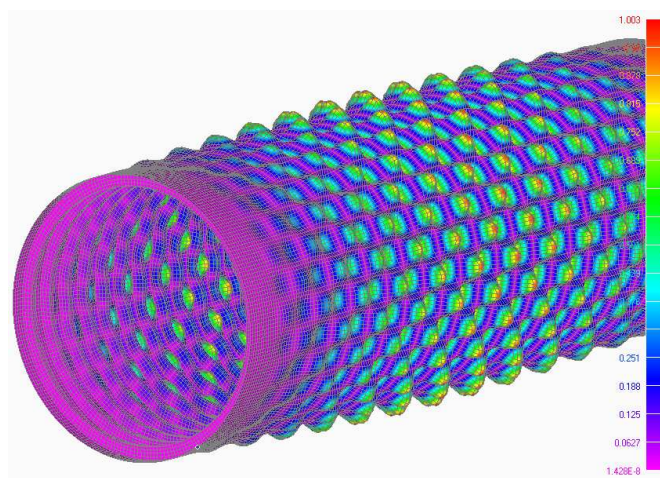


Fig. 12 Models without structural tank

Slika 12 Modeli bez strukturnog tanka

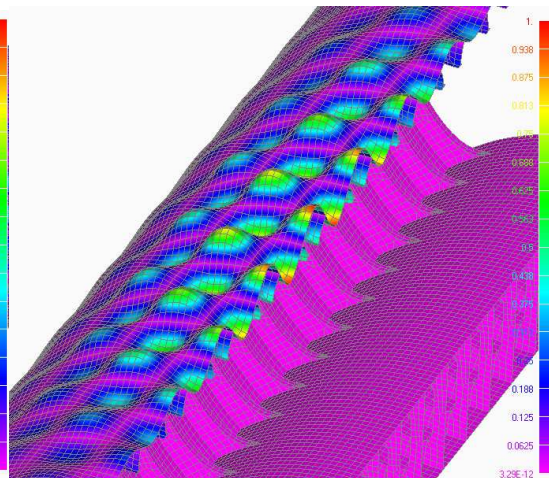


Fig. 13 Models with structural tank

Slika 13 Model sa strukturnim tankom

U tablici 5 nalaze se rezultati materijalno i geometrijski nelinearne i bifurkacijske analize, a u tablici 6 ostvareni faktori sigurnosti dobiveni dijeljenjem računski ostvarene dubine zarona s projektnom dubinom zarona. Iako se granična dubina zarona čini ograničena popuštanjem oplata cilindra, ne znači da je tako zbog različitih koeficijenata sigurnosti koji se primjenjuju zavisno o načinu kolapsa trupa.

Table 5 Numerical maximum dive depth m

Tablica 5. Numerička granična dubina m

Model	Gornja Vlakna	Donja Vlakna	Lokalno Izvijanje	Opće Izvijanje	
Beskonačni cilindar	682,7	695,4	2535,3	1173,3	
Konačni cilindar	680,4	688,0	2535,6	1479,1	
Cilindar s pražnicom	568,1	672,0	2536,3	1479,6	
Cilindar s gredom	662,8	624,0	2537,0	1479,6	
Cilindar s tankom	Prazan tank	644,5	656,0	1915,1	2080,0
	Pun tank	560,7	496,0	1906,6	2075,4

Table 6 Numerical maximum dive depth expressed as design depth (achived safety factor)

Tablica 6. Numerička granična dubina svedena na projektnu dubinu (faktor ostvarene sigurnosti)

Model	Gornja Vlakna	Donja Vlakna	Lokalno Izvijanje	Opće Izvijanje	
Beskonačni cilindar	1,3	1,4	5,0	2,3	
Konačni cilindar	1,3	1,3	5,0	2,9	
Cilindar s pražnicom	1,1	1,3	5,0	2,9	
Cilindar s gredom	1,3	1,2	5,0	2,9	
Cilindar s tankom	Prazan tank	1,3	1,3	3,7	4,1
	Pun tank	1,1	1,0	3,7	4,1

5. Zaključak

Hrvatska je jedna od rijetkih zemalja koja od samog početka podmorničarstva sudjelovala u razvijanju i gradnji podmornica, te je nažalost i jedina koja sada nije, a vjerojatno ni u buduću neće biti dio tog uskog kruga zemalja. Ipak nema razloga da barem s konstrukcijskog stajališta to znanje predamo zaboravu, jer se konstrukcija slična podmornici pojavljuje u obliku spremnika za ukapljeni plin na LNG i LPG brodovima [9].

Dio te tradicije i znanja je i optimizacijski proračun Dragana Štulhofera [3] koji omogućava projektantima koji nemaju napredne optimizacijske alate da projektiraju cilindrični dio čvrstog trupa na racionalan način. Debljina dobivena tim proračunom za dubinu ronjenja od 512 metara podudara se s rezultatima dobivenim nelinearnom analizom (kad se uzme u obzir da je dopušteno stanje naprezanja $0,8 \sigma_m$, te su i odabrane dimenzije na strani sigurnosti).

U ovom radu je potvrđen otprije poznat utjecaj dodatnih konstruktivnih elemenata na osnovni cilindar. U tablici 5 može se vidjeti utjecaj nekih strukturnih elemenata na graničnu dubinu zarona, iako se sa sigurnošću može tvrditi da uz više truda oko izvedbe tih konstrukcijskih detalja može se napraviti realna konstrukcija koja neće imati toliko reduciranu dubinu ronjenja u usporedbi s „teoretskim cilindrom“.

Uspoređujući ostvarene koeficijente sigurnosti dobivene analitičkim izrazima s onima proizašlima iz numeričkih analiza može se utvrditi veliko podudaranje kad je u pitanju popuštanje oplata, umjereno podudaranje kod općeg gubitka stabilnosti, a ozbiljne razlike kod lokalnog gubitka stabilnosti.

Iako to nije tema rada treba napomenuti opće poznatu činjenicu da kod stvarnih konstrukcija postoji osjetno odstupanje od proračunskih dubina zarona. Odstupanje nastaje iz više razloga među kojima su: lokalna loša kvaliteta ugrađenog materijala (uključine, nečistoće itd), loša kvaliteta zavara odnosno promjene svojstva materijala u okolini zavara i deformacije izazvane istim te odstupanje od idealne kružnosti odnosno početne nesavršenosti geometrije. Takva odstupanja se kompenziraju faktorima sigurnosti koji se razlikuju od autora do autora. Ross[2] navodi slijedeće faktore sigurnosti:

- Lokalno Izvijanje 5
- Globalno Izvijanje 4
- Aksisimetrično popuštanje 1,73

Štulhofer[6] daje faktore sigurnosti temeljene na vojnoj suradnji sa SSSR-om šezdesetih godina:

- Lokalno Izvijanje 1,1
- Globalno Izvijanje 1,4
- Niz koeficijenata sigurnosti za svaku od funkcija ograničenja

Postoji još niz objavljenih faktora sigurnosti, ali nisu temeljeni na sustavnim ispitivanjima pa im je vrijednost ograničena. Kad se govori o faktorima sigurnosti mora se spomenuti i PKD (Plastic KnockDown factor) koji je temeljen na ispitivanjima niza manjih modela cilindara te se sama vrijednost PKD-a dobije na temelju dijagrama preko Windenbugovog parametra λ .

Literatura:

- [1] ZIMMERMAN, S.: "Submarine Technology for 21st Century", Trafford publishing, 2000.
- [2] GRUBIŠIĆ R., MITROV D.; "Strength analysis of submarine pressure hull", Brodogradnja 46(1998), p.30-39.
- [3] ŠTULHOFER D.: "The analysis of the dimensioning criteria and elaboration of the design method for the cylindrical shell reinforced by equally spaced ring frames under uniform external pressure", University of Zagreb, Zagreb, Croatia, 1980.
- [4] SENJANOVIĆ I.: "Theory of Shells of Revolutions", Brodarski institut, Zagreb 1972.
- [5] ALLMENDINGER E.: "Submersible Vehicle Systems Design", The Society Of Naval Architects and Marine Engineers, Jersey City, 1990.
- [6] LITTLE A. P.F., ROSS C. T.F., SHORT D., BROWN G.X.: "Inelastic buckling of geometrically imperfect tubes under external hydrostatic pressure" 1 Dept. of Mechanical & Design Engineering, University of Portsmouth, Portsmouth, United Kingdom.
- [7] ROSS C. T.F.: "Design of Submarines", University of Portsmouth, United Kingdom, 2000.
- [8] WANG X-T., YAO W., LIANG C., JI N.: "Stability characteristics of ring-stiffened cylindrical shells under different longitudinal and transverse external pressures" College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China
- [9] SENJANOVIĆ I.: "Znanstvena potpora razvoju konstrukcije podmornica", Brodogradnja 50(2002)4, p.471-474.