

UTJECAJ GEOMETRIJSKIH KARAKTERISTIKA POPREČNOG PRESJEKA NA ČVRSTOĆU KONSTRUKCIJSKIH ELEMENATA

INFLUENCE OF GEOMETRIC PROPERTIES OF CROSS SECTION ON STRENGTH OF MACHINE ELEMENTS

Branimir Markulin Grgić¹, Vladimir Markulin Grgić², Antonio Antunović¹, Miroslav Radaković¹

¹Tehničko veleučilište u Zagrebu

²Novamina, d. o. o.

SAŽETAK

Pravilan izbor oblika, dimenzija i orijentacije poprečnog presjeka konstrukcijskog elementa od velikog je značenja za zadovoljenje kriterija čvrstoće uz minimalan utrošak materijala. Utjecaj poprečnog presjeka na naprezanja kod osnovnih vrsta opterećenja značajan je što ovaj rad i pokazuje. Svojstva materijala ne utječu na raspored i veličinu naprezanja. Izbor neodgovarajućeg poprečnog presjeka može se nadoknaditi samo većim dimenzijama tj. većom potrošnjom materijala. U svim usporedbama poprečni presjeci su istih površina te se pokazuje kako se s istim utroškom materijala mogu postići drastično različiti rezultati u pogledu čvrstoće, ali i krutosti koja nije predmetom razmatranja u ovom radu. U slučaju aksijalnog vlačnog opterećenja i smicanja bitna je samo površina A poprečnog presjeka, u slučaju savijanja bitni su oblik, dimenzije i orijentacija popr. presjeka što je izraženo aksijalnim momentom otpora W , a u slučaju uvijanja bitni su oblik i dimenzije što je izraženo polarnim momentom otpora W_p . U slučaju uvijanja ograničili smo se samo na kružne presjeke. Česti su primjeri iz prakse u kojima je zbog neodgovarajućeg izbora poprečnog presjeka profila za zadovoljenje uvjeta čvrstoće bio potreban znatno veći utrošak materijala. U razmatranim presjecima zamišljamo da nema koncentratora naprezanja tj. geometrijskih i materijalnih diskontinuiteta koji uzrokuju lokalni porast naprezanja.

Ključne riječi: čvrstoća, geometrijske karakteristike presjeka, savijanje, uvijanje, moment otpora

ABSTRACT

Proper choice of shape, dimensions and orientation of the cross section of a beam (machine element) is of great importance for meeting the strength criteria with minimal material consumption. The influence of cross section on stresses under basic types of loads is significant, as this paper shows. The properties of the material do not affect the stress distribution and magnitude. The wrong choice of cross section can be compensated only by larger dimensions, i.e. higher material consumption. In all comparisons, the cross sections are of the same surface area and it is shown that drastically different results can be achieved with the same material consumption in terms of strength, but also stiffness, which is not the subject of this paper. In the case of axial tensile load and shear, only the surface A of the cross section is important; in the case of bending, the shape, dimensions and orientation of cross section are important, which is expressed by the axial moment of resistance W ; and in the case of torsion, the shape and dimensions are important, which is expressed by the polar moment of resistance W_p . In the case of torsion, we limited ourselves to circular cross sections. There are frequent examples from practice in which, due to the wrong choice of the cross section of the profile, significantly higher material consumption was required to meet the strength conditions. In the considered cross sections, we imagine that there are no stress concentrators, i.e. geometric and material discontinuities that cause a local increase in stress.

Keywords: strength, geometric properties, bending, torsion, moment of inertia

1. UVOD

1. INTRODUCTION

Tri su kriterija prema kojima se dimenzioniraju konstrukcijski elementi: čvrstoća, krutost i stabilnost. Pod dimenzioniranjem se prvenstveno misli na određivanje dimenzija poprečnih presjeka konstrukcijskih elemenata [1]. Ovaj rad ističe važnost veličine i oblika i orijentacije poprečnog presjeka konstrukcijskog elementa u kontekstu čvrstoće.

Jedan od glavnih zadataka inženjera konstruktora je kontrola čvrstoće konstrukcija, odnosno konstrukcijskih elemenata. Što znači kontrolirati čvrstoću konstrukcijskog elementa? Provjeriti da na niti jednom mjestu naprezanje nije veće od dopuštenog za dotični materijal i vrstu opterećenja.

Dakle, da bi bio zadovoljen uvjet čvrstoće mora vrijediti:

$$\sigma_{stv} \leq \sigma_{dop} \quad \text{tj.} \quad \tau_{stv} \leq \tau_{dop}$$

Dopušteno naprezanje dobiva se dijeljenjem relevantnog graničnog naprezanja, za promatrani slučaj i materijal, faktorom sigurnosti.

Geometrijske karakteristike poprečnih presjeka ovise, kako im i ime kaže, samo o geometriji presjeka i neophodne su kod izračuna naprezanja i deformacija.

Geometrijske karakteristike poprečnih presjeka (ploha):

- površina A [mm²]
- momenti tromosti I [mm⁴]
- momenti otpora W [mm³]
- statički momenti S [mm³]

Utjecaj poprečnog presjeka na naprezanja te izbor njegova optimalna oblika objasniti ćemo na primjerima osnovnih vrsta opterećenja (aksijalno opterećenje, savijanje, uvijanje i smicanje) [2]. Bitno je napomenuti da će u usporedbama različitih poprečnih presjeka uvijek biti riječ o poprečnim presjecima istih površina, tj. o profilima koji imaju istu masu po jedinici duljine [kg/m].

2. AKSIJALNO OPTEREĆENJE

2. AXIAL LOADING

Aksijalno opterećenje uzrokuje normalno naprezanje na poprečnom presjeku, može biti vlačno i tlačno. Vlačno normalno naprezanje ima pozitivan predznak, a tlačno negativan. U razmatranju ćemo se ograničiti na vlačno opterećenje jer se kod tlačnog, ako je konstrukcijski element dovoljno vitak, može pojaviti izvijanje. Izvijanje je fenomen gubitka stabilnosti tlačno opterećenog štapa pri čemu se javlja savojno opterećenje.

Kritična sila, prema Euleru, kod koje dolazi do izvijanja:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{l_0^2},$$

gdje je I_{\min} minimalni moment inercije poprečnog presjeka (uvijek dolazi do izvijanja oko one osi popr. presjeka oko koje je moment inercije popr. presjeka minimalan), l_0 slobodna duljina izvijanja koja ovisi o načinu uležištenja krajeva štapa.

Dakle, kod tlačnog opterećenja ne možemo reći da naprezanje, za dano opterećenje, ovisi samo o površini popr. presjeka A , a da nismo provjerili postoji li opasnost od izvijanja.

Prema gornjoj formuli vidimo da kod tlačno opterećenih konstrukcijskih elemenata minimalni moment inercije I_{\min} treba biti što veći, a slobodna duljina izvijanja l_0 što manja. Ozbiljna analiza izvijanja prelazi okvire ovog rada.

Izraz za naprezanje uzrokovano vlačnim opterećenjem:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Očigledno je da naprezanje, osim o vlačnoj sili, ovisi samo o površini poprečnog presjeka. Oblik površine poprečnog presjeka nema nikakav utjecaj na naprezanje.

3. SAVIJANJE (FLEKSIJA)

3. BENDING

Savijanje uzrokuje, ako je riječ o čistom savijanju, samo normalna naprezanja na poprečnom presjeku. Ako je riječ o savijanju poprečnim silama, u popr. presjeku se javljaju i tangencijalna naprezanja.

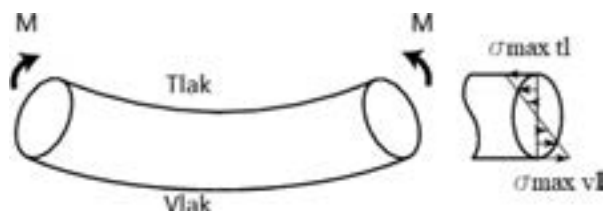
Izraz za najveće normalno naprezanje u poprečnom presjeku uzrokovano savijanjem:

$$\sigma = \frac{M}{W},$$

gdje je M savojni moment, a W aksijalni moment otpora oko neutralne osi poprečnog presjeka.

Jasno je da naprezanje više ne ovisi o površini poprečnog presjeka već o drugoj geometrijskoj karakteristici poprečnog presjeka - o aksijalnom momentu otpora W . Za zadano opterećenje, naprezanje će biti tim manje što je veći aksijalni moment otpora W .

Raspored normalnog naprezanja uzrokovanog savojnim opterećenjem prikazan je Slikom 1.

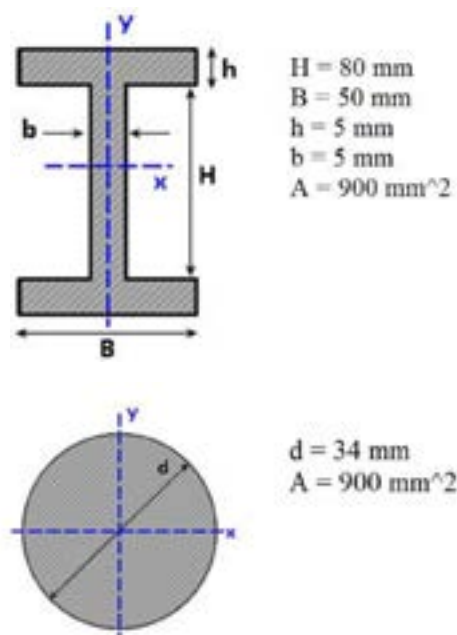


Slika 1 Raspored normalnog naprezanja kod savojnog opterećenja

Figure 1 Normal stress distribution in bending

Na crtežu (Slika 1) se vidi da se najveća normalna naprezanja javljaju na najvećim udaljenostima poprečnog presjeka od neutralne osi. Iz toga proizlazi da se najviše materijala mora nalaziti tamo gdje su naprezanja najveća. Dakle, oblik poprečnog presjeka mora biti takav da je površina što udaljenija od neutralne osi. Na neutralnoj osi normalno naprezanje je jednako ničici.

Sljedećim primjerom pokazat ćemo da dva poprečna presjeka istih površina mogu imati drastično različite aksijalne momente tromosti W_x .



Slika 2 Prikazani profili imaju iste površine poprečnih presjeka

Figure 2 The beams shown have the same cross-sectional areas

Izračun aksijalnih momenata otpora W_x za I-profil i puni kružni profil koji su prikazani

Slikom 2:

Za I-profil:

Prvo valja izračunati moment inercije I_x poprečnog presjeka oko neutralne osi x . Os x je os oko koje se savija poprečni presjek. Težište poprečnog presjeka uvijek leži na neutralnoj osi. Zapravo je riječ o neutralnoj plohi profila na kojoj su normalna naprezanja pri savojnom opterećenju jednaka nuli.

Poprečni presjek I-profila treba podijeliti na tri pravokutnika – dva horizontalna površine $B \cdot h$ i jedan vertikalni površine $b \cdot H$.

Kako je riječ o simetričnom presjeku i s obzirom na x os i s obzirom na y os, jasno je da se zajedničko težište nalazi na sjecištu x i y osi.

Moment inercije I_x oko osi x koja prolazi težištem poprečnog presjeka izračunat ćemo na način da će I-profil bit podijeljen na tri pravokutnika, tim pravokutnicima će se odrediti momenti inercije oko osi koje prolaze njihovim težištima, a paralelne su s osi x te će na kraju s pomoću Steinerovog pravila biti izračunat I_x :

$$I_x = I_{x1} + S_1 + I_{x2} + S_2 + I_{x3} + S_3,$$

gdje su I_{x1} , I_{x2} i I_{x3} momenti inercije triju pravokutnika, a S_1 , S_2 i S_3 su Steinerovi dodaci.

$$I_{x1} = \frac{B \cdot h^3}{12} = \frac{50 \cdot 5^3}{12} = 521 \text{ mm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{b \cdot H^3}{12} = \frac{5 \cdot 80^3}{12} = 213333 \text{ mm}^4$$

$$I_{x3} = I_{x1} = 521 \text{ mm}^4$$

$$S_1 = e_1^2 \cdot B \cdot h = 42,5^2 \cdot 40 \cdot 5 = 361250 \text{ mm}^4$$

$$S_2 = 0$$

$$S_3 = S_1 = 361250 \text{ mm}^4$$

$$I_x = 521 + 361250 + 213333 + 0 + 521 + 361250 = 936875 \text{ mm}^4$$

Sada je lako izračunati aksijalni moment otpora W_x :

$$W_x = \frac{I_x}{e_{\max}}$$

gdje je e_{\max} najveća udaljenost poprečnog presjeka od osi x. U našem slučaju $e_{\max} = 45 \text{ mm}$.

$$W_{x1} = \frac{936875}{45} = 20820 \text{ mm}^3$$

Za puni kružni profil:

Aksijalni moment otpora W_{x0} iznosi:


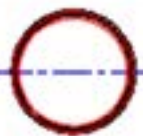





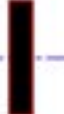




$$W_{x0} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 17^3}{32} = 482 \text{ mm}^3$$

Kako izraz za maksimalno normalno naprezanje uzrokovano savojnim opterećenjem glasi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f}{W_x},$$

za isto opterećenje M_f , maksimalno normalno naprezanje u poprečnom presjeku punog kružnog profila biti će onoliko puta veće od naprezanja u I-profilu koliko puta je aksijalni moment otpora punog kružnog profila manji od aksijalnog momenta otpora I-profila:

$$\frac{\sigma_{\max0}}{\sigma_{\max1}} = \frac{\frac{M_f}{W_{x0}}}{\frac{M_f}{W_{x1}}} = \frac{W_{x1}}{W_{x0}} = \frac{20820}{482} = 43,2$$

Uski I-profil W = 100%		Tankostjena okrugla cijev W = 49%		Debelostjena cijev W = 20%	
U-profil W = 81%		Kutni profil W = 41%		Pravokutnik 2:1 W = 20%	
Široki I-profil W = 58%		Pravokutnik 5:1 W = 31%		Kvadrat W = 14%	
Tankostjena kvadratna cijev W = 58%		Visoki T-profil W = 21%		Krug W = 12%	

Tablica 1
Usporedba momenata otpora W različitih profila s istom površinom poprečnog presjeka [4]

Table 1
Comparison of section moduli W of different beams with the same cross-sectional area [4]

Dakle, u našem primjeru će naprezanje u slučaju punog kružnog profila biti preko četrdeset puta (!) veće od naprezanja u slučaju izbora I-profila. Valja imati na umu da oba profila imaju iste površine poprečnih presjeka, tj. masa po jedinici duljine im je ista, što znači da je utrošak materijala isti. Navedeni primjer zorno pokazuje kako je pravilan izbor oblika poprečnog presjeka u slučaju savojnog opterećenja od neopisive važnosti. I-profil predstavlja najbolji izbor, a puni kružni profil predstavlja najgori izbor za slučaj savojnog opterećenja.

Usporedba aksijalnih momenata otpora W prikazana je Tablicom 1 u kojoj se nalaze poprečni presjeci različitih profila, ali istih površina [5]. Aksijalnom momentu otpora popr. presjeka I-profila dana je vrijednost 100%.

Iz navedene analize zaključuje se da savojno opterećen konstrukcijski element mora imati što veći aksijalni moment otpora poprečnog presjeka.

3.1. TANGENCIJALNA NAPREZANJA KOD SAVIJANJA SILAMA

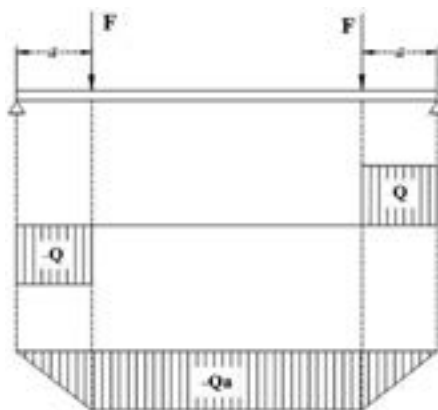
3.1. SHEAR STRESSES IN SIMPLE BENDING

Tangencijalno naprezanje se javlja i kod savijanja kada je riječ o savijanju poprečnim silama, na onim dijelovima konstrukcijskog elementa gdje unutarnji savojni moment nije konstantan, na tim mjestima se u popr. presjecima javlja unutarnja poprečna sila:

$$Q = \frac{dM}{dx},$$

koja je razlogom pojave tangencijalnih naprezanja u popr. presjeku.

Na Slici 3 prikazana je greda u čijim poprečnim presjecima se javljaju tangencijalna naprezanja na mjestima gdje postoji poprečna unutarnja sila Q – na dijelovima grede duljine a uz lijevi i desni oslonac. To su dijelovi grede na kojima unutarnji moment nije konstantan.



Slika 3 Smična naprezanja se javljaju u onim poprečnim presjecima u kojima postoji unutarnja poprečna sila Q , u gornjem primjeru na krajevima grede [3]

Figure 3 Shear stresses occur in those cross sections in which there is an internal transverse force Q , in the above example at the ends of the beam [3]

Za razliku od čistog savijanja, kod savijanja silama poprečni presjeci se iskrivljuju, javlja se kutna deformacija. To se događa zbog pojave tangencijalnih naprezanja u poprečnim presjecima. Tada izraz za naprezanje glasi:

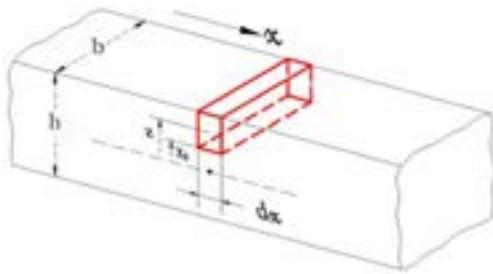
$$\tau_{xz} = \frac{Q_z \cdot S_y}{b \cdot I_y},$$

gdje je Q_z poprečna sila, S_y statički moment dijela poprečnog presjeka čija udaljenost od neutralne osi je z (slika xy) za os y , b je širina profila, a I_y moment inercije cijelog poprečnog presjeka za os y .

Izraz nam daje iznos tangencijalnog naprezanja na udaljenosti z od neutralne linije (osi y).

S obzirom na to, kako je gore navedeno, da se S_y ne odnosi na cijeli poprečni presjek (da se odnosi, onda bi za simetrični presjek u odnosu na neutralnu liniju S_y bio jednak nuli), S_y postiže najveći iznos za $z = 0$ (slika xy).

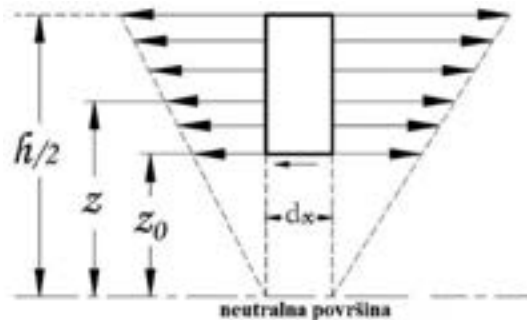
Izvod izraza za tangencijalno naprezanje objasniti ćemo s pomoću Slike 4 koja prikazuje element oblika kvadra dimenzija dx , b i $(h/2 - z_0)$ za koji ćemo postaviti uvjet ravnoteže u smjeru osi x [3]. Element se nalazi u području vlačnog naprezanja i rastućeg momenta u smjeru osi x .



Slika 4 Maleni kvadar unutar pravokutnog profila, za razumijevanje izraza za smično naprezanje uzrokovano savijanjem silama [3]

Figure 4 A small rectangular cuboid inside a rectangular profile, to understand the expression for shear stress caused by bending forces [3]

Kako zdesna na element djeluje veće normalno naprezanje nego slijeva, ravnotežu osigurava sila ΔF koja je jednaka tangencijalnom naprezanju integriranom po donjoj plohi promatranog elementa, slika 5 [3].



Slika 5 Tangencijalno naprezanje na dnu kvadra kompenzira razliku normalnog naprezanja na bokovima [3]

Figure 5 The tangential stress at the bottom of the rectangular cuboid compensates for the difference in normal stress on the sides [3]

Na lijevoj strani elementa djeluje normalno naprezanje σ_x , a na desnoj strani $\sigma_x + d\sigma_x$. Bočne površine označit ćemo kao A_1 , a donju površinu kao A_2 . Jednadžba ravnoteže sila u smjeru osi x , prema Slici 6 glasi [3]:

$$\sum F_x = -\int \sigma_x \cdot dA_1 - \int \tau_{zx} \cdot dA_2 + \int (\sigma_x + d\sigma_x) \cdot dA_1 = 0,$$

nakon uvrštavanja izraza za normalna naprezanja:

$$-\int \frac{M_y}{I_y} \cdot z \cdot dA_1 - \tau_{zx} \cdot b \cdot dx + \int \frac{M_y + dM_y}{I_y} \cdot z \cdot dA_1 = 0,$$

slijedi:

$$\tau_{zx} \cdot b \cdot dx = \frac{dM_y}{I_y} \cdot \int z \cdot dA_1 = \frac{dM_y}{I_y} \cdot S_y.$$

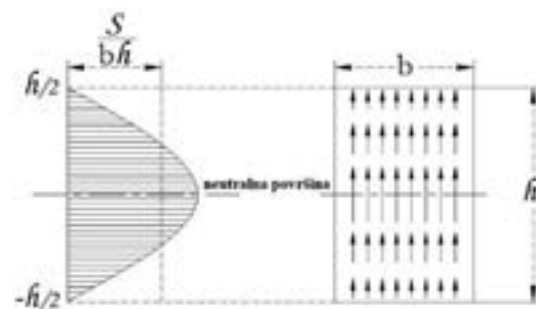
Valja biti oprezan – S_y nije statički moment cijelog poprečnog presjeka već dijela iznad koordinate z u odnosu na neutralnu liniju!

Konačno, izraz za tangencijalno naprezanje, s obzirom na to da je $\int z \cdot dA_1 = S_y$, glasi:

$$\tau_{zx} = \frac{dM_y \cdot S_y}{dx \cdot b \cdot I_y} = \tau_{xz}$$

Gornji izraz ne predstavlja tang. naprezanje na poprečnom presjeku, ali kako znamo da vrijedi $\tau_{zx} = \tau_{xz}$ (riječ je o međusobno okomitim plohama), na istoj visini (koordinata z) u odnosu na neutralnu liniju, tangencijalno naprezanje u poprečnom presjeku istog je iznosa: $\tau_{zx} = \tau_{xz}$.

Slika 6 prikazuje raspored tangencijalnog naprezanja u poprečnom presjeku, kako je S_y tim veći što je z manji, S_y najveću vrijednost ima za $z = 0$, tj. na neutralnoj liniji [3].



Slika 6 Raspored tangencijalnog naprezanja u poprečnom presjeku pravokutnog profila [3]

Figure 6 Distribution of tangential stress in the cross-section of a rectangular profile [3]

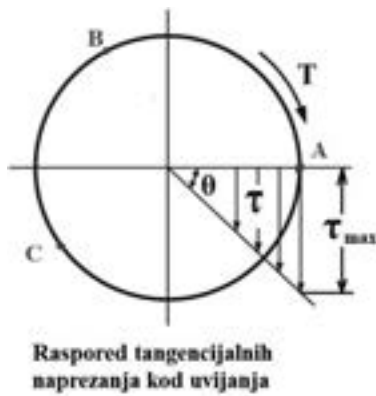
4. UVIJANJE (TORZIJA)

4.1. TORSION

Uvojno (torzijsko) opterećenje uzrokuje tangencijalno naprezanje u poprečnom presjeku konstrukcijskog elementa, izraz za maksimalno tangencijalno naprezanje, ako je riječ o kružnom poprečnom presjeku, glasi:

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_p},$$

gdje je T torzijski moment, a W_p polarni moment otpora.



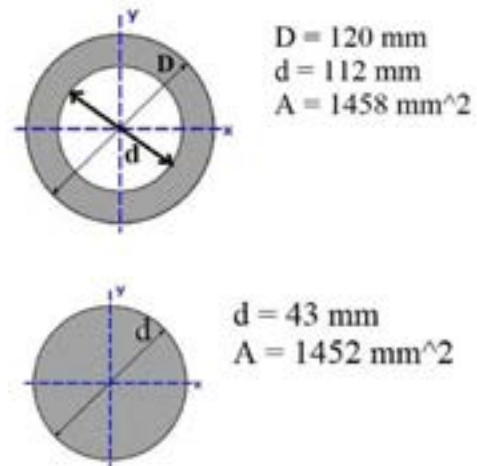
Slika 7 Raspored tangencijalnih naprezanja u poprečnom presjeku kružnog profila kod uvijanja

Figure 7 Shear stress distribution in the cross section of a circular profile in torsion

Slika 7 prikazuje raspored naprezanja u poprečnom presjeku punog kružnog profila. Maksimalno tangencijalno naprezanje jednako je u svim točkama koje se nalaze na površini konstrukcijskog elementa kružnog oblika (u točkama A, B i C naprezanje je jednako i maksimalno). Vidljivo je da tangencijalno naprezanje raste s udaljenošću od uzdužne osi. Opet valja izvući zaključak, kao u slučaju savijanja, da materijal treba biti koncentriran tamo gdje su najveća naprezanja, što dalje od uzdužne osi. Najbolji su šuplji profili kružnog presjeka, tj. cijevi, i to tankostjene.

Sljedećim primjerom pokazat ćemo da dva poprečna presjeka istih površina (Slika 8) mogu imati

drastično različite polarne momente tromosti W_p .



Slika 8 Puni i šuplji kružni poprečni presjeci gotovo istih površina

Figure 8 Solid and hollow circular cross sections of almost the same area

Izračun polarnih momenata otpora W_p za šuplji i puni kružni profil koji su prikazani Slikom 8:

Za šuplji kružni profil:

$$W_{ps} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{120^4 - 112^4}{120} = 81826 \text{ mm}^3$$

Za puni kružni profil:

$$W_{pp} = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 43^3 = 15612 \text{ mm}^3$$

Tankostjena okrugla cijev $W_p = 100\%$	Kvadrat $W_i = 18\%$	Kutni Profil $W_i = 7\%$
Tankostjena kvadratna cijev $W_i = 93\%$	Pravokutnik 2:1 $W_i = 15\%$	Široki I-profil $W_i = 6\%$
Debelostjena okrugla cijev $W_p = 41\%$	Pravokutnik 5:1 $W_i = 11\%$	U-profil $W_i = 5\%$
Krug $W_p = 24\%$	Visoki T-profil $W_i = 9\%$	Uski I-profil $W_i = 2\%$

Tablica 3 Usporedba torzijskih momenata otpora različitih profila s istom površinom poprečnog presjeka [4]

Table 4 Comparison of torsional section moduli of different profiles with the same cross-sectional area [4]

Kako izraz za maksimalno tangencijalno naprezanje uzrokovano uvojnim (torzijskim) opterećenjem glasi:

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_p},$$

za isto opterećenje T, maksimalno tangencijalno naprezanje u poprečnom presjeku punog kružnog profila biti će onoliko puta veće od naprezanja u šupljem kružnom profilu koliko puta je polarni moment otpora punog kružnog profila manji od polarnog momenta otpora šupljeg kružnog profila.

$$\frac{\tau_{maxp}}{\tau_{maxš}} = \frac{\frac{T}{W_{pp}}}{\frac{T}{W_{pš}}} = \frac{W_{pš}}{W_{pp}} = \frac{81826}{15612} = 5,24$$

Naprezanje je preko pet puta veće u slučaju punog kružnog profila. Ne smije se zaboraviti da šuplji i puni kružni profil imaju iste površine poprečnog presjeka, tj. imaju istu masu po jedinici duljine i opterećeni su istim torzijskim momentom T.

Usporedba polarnih i torzijskih momenata otpora W_p (W) prikazana je Tablicom 2 u kojoj se nalaze poprečni presjeci različitih profila, ali istih površina [4]. Polarnom momentu otpora poprečnog presjeka tankostjene okrugle cijevi dana je vrijednost 100%.

5. SMICANJE

5. SHEAR

U slučaju čistog smicanja izraz za tangencijalno naprezanje u poprečnom presjeku glasi:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Jasno je da za dano opterećenje (sila F) tangencijalno naprezanje ovisi samo površini poprečnog presjeka, oblik poprečnog presjeka nema nikakav utjecaj na naprezanje.

6. ZAKLJUČAK

6. CONCLUSION

Kako bi utrošak materijala bio što manji, izbor optimalnog oblika konstrukcijskog elementa je od najvećeg značenja. Utjecaj geometrijskih karakteristika poprečnog presjeka na čvrstoću predstavlja zoran primjer potrebe za solidnim

teoretskim znanjima iz temeljnih tehničkih disciplina poput mehanike. Rješavanje naoko banalnog problema izbora popr. presjeka profila pomaže premostiti jaz između teorije i inženjerske prakse. Studente često iznenadi spoznaja da izborom neodgovarajućeg profila i (ili) njegove orijentacije naprezanja mogu porasti nekoliko desetaka puta (!), a uspoređujemo profile iste površine popr. presjeka, tj. iste duljinske mase i cijene. Naša iskustva iz nastave potvrđuju da na studente ovakvi primjeri, u kojima je jasna poveznica između teorije i prakse, djeluje vrlo stimulirajuće na ulaganje dodatnog napora za svladavanje gradiva.

7. REFERENCE

7. REFERENCES

- [1.] I. Alfrević: Nauka o čvrstoći 1. ISBN 953-172-010-X. Zagreb: Tehnička knjiga, 1995.
- [2.] J. Brnić: Nauka o čvrstoći. ISBN 86-03-005000-1. Zagreb: Školska knjiga, 1991.
- [3.] J. P. Den Hartog: Strength of Materials. ISBN 0-486-60755-0. New York: Dover Publications, Inc.
- [4.] B. Križan: Osnove proračuna i oblikovanja konstrukcijskih elemenata. ISBN 978-953-0-31691-1. Zagreb: Školska knjiga, 2008.

AUTORI · AUTHORS

• **Branimir Markulin Grgić** - rođen je 1969. u Zagrebu, gdje je završio Klasičnu gimnaziju te diplomirao na konstrukcijskom smjeru Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Radio je u Croscu, u Odjelu za projektiranje, gdje je vodio remontne radove na bušačim postrojenjima u zemlji i inozemstvu. Od 2009. do 2016. Radio je kao asistent u Zavodu za konstruiranje FSB-a. Od 2016. Predavač je na Tehničkom Veleučilištu u Zagrebu gdje izvodi nastavu iz kolegija Mehanika, Čvrstoća, Mehanizmi, Konstruiranje primjenom računala i Dizajn proizvoda. Bio je suradnikom na nekoliko europskih projekata iz područja obnovljivih izvora energije. Otac je troje djece.

Korespondencija · Correspondence

bmmg123@gmail.com

- **Vladimir Markulin Grgić** - rođen je 1969. u Zagrebu, gdje je završio Klasičnu gimnaziju te diplomirao na konstrukcijskom smjeru Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Pola godine radio je u njemačkoj istraživačkoj tvrtki Magnet-Motor, a potom u Brodarskom institutu. Od 2008. radi u Novamini, d. o. o., na europskim projektima. Naslovni je asistent (vanjski suradnik) na Zavodu za konstruiranje gdje je izvodio vježbe iz kolegija Elementi konstrukcija. Otac je dvoje djece.
- **Antonio Antunović** - rođen je 1977. u Zagrebu, gdje je završio Klasičnu gimnaziju te diplomirao na studiju brodogradnje Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. 12 godina proveo je u Brodarskom institutu. Od 2018. predavač je na Tehničkom veleučilištu u Zagrebu gdje izvodi konstrukcijske vježbe iz kolegija Mehanika, Čvrstoća, Tehničko dokumentiranje i Konstruiranje računalom. Otac je dvoje djece.
- **Miroslav Radaković** - rođen je 1965. u Zagrebu, gdje je završio Srednju tehničku školu "Nikola Tesla" te diplomirao na studiju brodogradnje Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Dvadeset i dvije godine je radio u Brodarskom institutu. Od 2018. predavač je na Tehničkom veleučilištu u Zagrebu gdje izvodi vježbe iz kolegija Metodologija stručnog i istraživačkog rada, Osnove mehanizama, Mehanizama te Mehanika i čvrstoća. Otac je dvoje djece.