

DK 621.882.082

Kvalitetni prednapeti vijaki v jeklenih konstrukcijah

FRANJO MEDIC

Dosedanjim načinom spajanja v jeklenih konstrukcijah, to je kovičenju, običajnim vijaknim spojem in varjenju, se je pridružil nov način z uporabo kvalitetnih prednapetih vijakov. Za razliko od do sedaj običajnih spojev, pri katerih so silo v glavnem prenašale na strig obremenjene kovice oziroma prilagodni vijaki, se pri uporabi kvalitetnih prednapetih vijakov prenašajo sile s trenjem med stičnimi ploskvami elementov spoja, ki se ustvarja s primerno pritegnitvijo vijaka.

Članek obravnava trdnost, raziskave, izvedbe in preračun spojev s prednapetimi kvalitetnimi vijaki in njihove prednosti v nosilnih konstrukcijah.

UVOD

Bistven element teh spojev je kvaliteten prednapeti vijak, ki mora glede na funkcijo izpolnjevati določene zahteve glede materiala, izdelave in oblike.

Za izdelavo kvalitetnih prednapetih vijakov, ki se uporabljajo v jeklenih konstrukcijah, prihajata v poštev v glavnem dve kvaliteti, in sicer:

CV 4 po JUS M.B1.021 (8 G po DIN 267); običajno se tu uporablja nelegirano ogljikovo jeklo za poboljšanje s trdnostjo $\sigma_m = 80 \text{ kp/mm}^2$ in mejo plastičnosti $\sigma_{0,2} = 64 \text{ kp/mm}^2$ ter CV 5 (10 K) legirano jeklo za poboljšanje z $\sigma_m = 100 \text{ kp/mm}^2$ in $\sigma_{0,2} = 90 \text{ kp/mm}^2$, pri čemer veljajo navedene trdnostne lastnosti za poboljšano stanje.

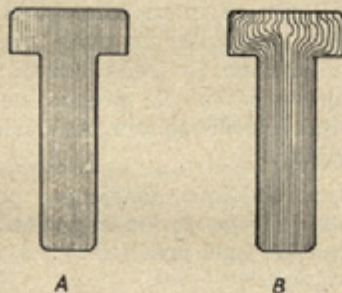
V jeklenih konstrukcijah imajo prednost vijaki iz CV 5 z višjo mejo plastičnosti σ_r , ki dopušča večjo prednapetost.

Vijaki se izdelujejo v glavnem na dva načina: z odrezovanjem in preoblikovanjem materiala. Pri zadnjem načinu razlikujemo toplo ali hladno preoblikovanje; včasih je tudi kombinirano, posebno pri oblikovanju glave na vijakih večjih dimenzij.

Izkušnje so pokazale, da je najprimernejši način za izdelavo kvalitetnih prednapetih vijakov hladno preoblikovanje, in sicer iz več razlogov. Zaradi majhnega odpadka materiala in ker ni potrebno segrevanje materiala pred obdelavo, je ta način bolj ekonomičen. S hladnim preoblikovanjem glave se dosega ugodna razvrstitev in potek vlaken med glavo in steblo (sl. 1) ter velika natančnost — po JUS M.B1.02 izdelava 3 —, medtem ko je pri nas srednja »2«. Seveda je zaradi nevarnosti razpok potreben za to čist material, ki naj ima po možnosti čimmanj dušika (martinsko ali elektro jeklo). Kot izhodni material se uporablja vlečeno legirano jeklo, ki se mehko žari, da se dobi struktura s krogličasto razporeditvijo cementita.

Glede načinov za izdelavo navoja samega so mnenja deljena. Nekateri tovarne izdelujejo navoje pred poboljšanjem, ker je uvaljanje nepoboljšane materiala, ki še nima tako velike trdnosti in trdote, lažje in izraba čeljusti za uvaljanje navoja manjša. Seveda pa ima ta način tudi pomanjkljivosti, zaradi česar se pri drugem načinu izdelave

vijak toplotno obdeluje pred uvaljanjem navoja. Poboljšan material je težje obdelovati, ker ima veliko večjo trdnost in trdoto.



Slika 1

A — potek vlaken pri vijaku, ki je izstružen iz celega kosa, B — potek vlaken pri vijaku, izdelanem s hladnim preoblikovanjem. V obeh primerih sta prikazani stebli še brez navoja

Enotne pa so naslednje ugotovitve:

1. Iz celega valjani navoji so v glavnem enakovredni rezanim, trajna trdnost obeh načinov pa je približno enaka. Če se pokaže boljši ekonomski učinek, je kazno brez pomisleka uporabiti izdelavo z uvaljanjem. To velja za vijake, ki po uvaljanju niso izpostavljeni toplotni obdelavi. Ogljikova jekla za poboljšanje so za manjše premere vijakov najprimernejša za ta način izdelave, ker izkazuje posebno dobro trajno trdnost.

2. Naknadno uvaljanje že predprofiliranih navojev po toplotni obdelavi zlasti povečuje trajno trdnost, če je izvedeno pravilno. Pri naknadnem uvaljanju dna samega pri navojnem profilu so dosegli povečanje trajne trdnosti celo nad 100 odstotkov.

Nekateri pripisujejo povečanje trajne trdnosti tako izdelanih navojev zglatitvi in zgostitvi površine. Slednje seveda prispeva k temu, vendar je ugodno povečanje trajne trdnosti v glavnem pripisovati plastičnemu preoblikovanju površinskega sloja stebela z navoji, ki povzroča v tem pasu lastne tlačne napetosti. Brž ko se pojavi zunanja obremenitev na vijak, se napetostne konice, ki jih le-ta povzroča zaradi lastnih tlačnih napetosti, doseženih

z uvaljanjem, znatno zmanjšajo, kar dopušča povečanje dinamične obtežbe.

Vsekakor pa poljubno močno površinsko preoblikovanje ne daje vselej najugodnejših rezultatov. Naknadno uvaljanje celotnega profila se je izkazalo kot neučinkovito, ker ni bilo zagotovljeno enakomerno preoblikovanje dna profila, ki je najbolj obremenjen. Navoji, valjani iz celega, so že premočno plastično preoblikovani, kar pri mnogih materialih povzroča le majhno povečanje trajne trdnosti ali celo ne prinaša nobenega.

Najboljše rezultate so dosegli z natančno predobdelanimi rezanimi ali brušenimi navoji z naknadnim uvaljanjem dna navoja.

Posebno kritična točka pri taki obdelavi (in tudi pri kakršni koli drugi v splošnem) je iztek navoja v steblo. Tega z navadnimi koluti za uvaljanje ni mogoče lepo izdelati, tako da se vijaki lomijo na izteku navoja namesto na najbolj obremenjenem delu navoja takoj pod matico. Pri naknadnem uvaljanju se mora torej steblo izpeljati v žleb tako, da ima kolut za uvaljanje primeren iztek. Posebno skrbno je treba izvesti prehod iz stebela v vijakovo glavo. Ta prehod naj ima pri kvalitetnih vijakih večji polmer, kakršen je v rabi za navadne vijake.

3. Toplotna obdelava (žarjenje, poboljšanje) po izdelavi navoja je neugodna in poslabšuje trajno trdnost, in sicer bolj pri predhodno valjanih kakor pri rezanih vijakih.

Toplotna obdelava uvaljanih navojev namreč uničuje ugodno porazdelitev lastne tlačne napetosti v površinskem pasu in kviri gladko valjano površino z oksidno kožico. Razen tega grozi zlasti pri navoju nevarnost razogljčenja na robu, ki tudi zmanjšuje trajno trdnost.

Kot izjemen primer naknadne toplotne obdelave, ki povzroča ugodne lastne površinske tlačne napetosti, bi omenili cementiranje oziroma nitiranje.

Pri teh dveh načinih se pojavljajo zaradi povečanja volumena v tanki cementirani ali nitrirani površinski plasti lastne tlačne napetosti, ki ugodno vplivajo na blažitev napetosti konic pri obtežbi vijaka.

Uporabnost kvalitetnih prednapetih vijakov temelji na prenašanju sil s trenjem, ki se ustvarja med stičnimi ploskvami vezanih elementov s prednapetjem vijakov. Ta novi način spajanja pomeni zlasti v primerih dinamične obremenitve znatno izboljšavo. Dosedanje gradnje v Zah. Nemčiji, med drugimi tudi štirje mostovi za nemške železnice in poizkusi v Ameriki, izvedeni na že zgrajenih mostovih, so pokazali upravičene prednosti tovrstnih spojev nasproti zakovčanim izvedbam in nove možnosti pri oblikovanju vijachenih konstrukcij.

Pri klasičnem spajanju jeklenih konstrukcij s kovicami in običajnimi prilagodnimi vijaki prinašajo obremenitev strižne sile in bočni pritiski.

Kovičenje povzroča pri nateznih palicah predvsem neljubo oslabitev prereza zaradi lukenj, razen tega pa ne ustreza popolnoma trajna trdnost, posebno še pri menjajoči se obremenitvi.

Pri novem načinu spajanja s kvalitetnimi prednapetimi vijaki se dosega prenašanje sil po večjih ploskvah, kar vpliva na ugodnejšo porazdelitev napetosti in s tem povečanje trajne trdnosti. Kakovost takega spoja pa je predvsem odvisna od višine prednapetosti vijaka in zmožnosti, da se ta prednapetost obdrži trajno. Nadalje je kakovost vijačenega spoja odvisna še od velikosti trenja med stičnimi ploskvami vezanih elementov, ki je funkcija sile prednapetja vijaka in koeficienta trenja, t. j. kakovosti stičnih površin.

OZNAČBE

A	cm ²	ploščina prereza
A_s	cm ²	ploščina napetostnega prereza vijaka
A_j	cm ²	ploščina prereza jedra vijaka
C_s	kp/cm	vzmetna konstanta vijaka
C_p	kp/cm	vzmetna konstanta plošč spoja
d	cm	zunanj premer navoja
d_1	cm	premer jedra vijaka
d_2	cm	srednji premer vijaka
D_l	cm	premer luknje za vijak ali kovico
F_p	kp	sila prednapetja vijaka (pritezna sila)
F_c	kp	celotna sila za stis vijačenega spoja
F_l	kp	zdrсна sila vijačenega spoja
F_d	kp	dodatna sila v steblo zaradi obratovalne obremenitve vijaka v smeri osi
F_z	kp	zunanj sila, ki obremenjuje vijak v aksialni smeri
G	kp/cm ²	drsní modul
H	kp	horizontalna sila vijaka v stiku (sl. 13 a)
I_1	cm ⁴	polarni vztrajnostni moment dela stebela, ki je brez navoja
I_2	cm ⁴	polarni vztrajnostni moment jedra navoja
K	—	faktor po enačbi 2 b
l_1	cm	dolžina stebela vijaka brez navoja
l_2	cm	dolžina stebela vijaka z navojem
m	—	število stičnih ploskev v vijačnem spoju
M	kpcm	privojni moment
M_1	kpcm	del privojnega momenta, ki se porabi za doseg prednapetja in premagovanja trenja v navoju
M_2	kpcm	del privojnega momenta, ki se porabi za premagovanje trenja pri nateganju matice
M_u	kpcm	upogibni moment
n	—	število vijakov v spoju
P	kp	sila v palici
r_2	cm	srednji polmer navoja vijaka
r_s	cm	srednji polmer za matično naležno ploskev
s	cm	zev ključa
V	kp	sila v vertikalni palici (sl. 13 a)
W_p	cm ³	polarni odpornostni moment jedra vijaka

δ	ločni kot kot zasuka vijakovega stebra proti vijakovi glavi
φ	navojni kot vijaka
μ	koeficient trenja med stičnimi ploskvami vijačnega spoja
$\mu_1 = \tan \varphi'$	koeficient trenja med navojema vijaka in matice
μ_2	koeficient trenja med matico in podlogo
ν	varnostni faktor
σ	kp/cm ² natezna napetost
σ_e	kp/cm ² meja elastičnosti
σ_i	kp/cm ² primerjalna natezna napetost (pri kombinirani obremenitvi: nateg-zvoj)
σ_v	kp/cm ² meja plastičnosti
σ_m	kp/cm ² natezna trdnost
σ_s	kp/cm ² srednja natezna napetost
τ_i	kp/cm ² idealna strižna napetost
τ_u	kp/cm ² zvojnica napetost

OSNOVE

Odvisnost sile prednapetja od privojnega momenta

Za doseg čimvečjega trenja med elementi vijačnega spoja je zaželeno vijak čimbolj izkoristiti, pri tem pa naj napetost v vijaku, ki se pojavlja zaradi obremenitve vijaka na nateg in na torzijo (del privojnega momenta obremenjuje vijak na torzijo) ne prekoračuje 0,8 $\sigma_{0,2}$.

Pri znanem navojnem kotu vijaka ter pri koeficientih trenja med navojem vijaka in matice ter med matico in podlogo bo potreben privojni moment:

$$M = M_1 + M_2 = F_p r_2 \cdot \tan(\varphi + \varphi') + F_p \cdot r_s \cdot \mu_2 = \quad (1a)$$

$$= F_p \cdot [\tan(\varphi + \varphi') \cdot r_2 + \mu_2 \cdot r_s] \quad (1b)$$

če izrazimo polmera r_2 in r_s v odvisnosti od premera vijaka d z:

$$r_2 = a \cdot d/2 \quad \text{in} \quad r_s = \beta \cdot d/2$$

in oba izraza vstavimo v enačbo (1 b) dobimo:

$$M = F_p (d/2) \cdot [\tan(\varphi + \varphi') a + \mu_2 \beta] \quad (2a)$$

Če označimo

$$1/2 [\tan(\varphi + \varphi') a + \mu_2 \beta] = K \quad (2b)$$

dobimo za silo prednapetja enostaven izraz

$$F_p = M/(d \cdot K) \quad (3)$$

Količina K bo različna za vijake raznih dimenzij in pri različnih trenjih. Medtem ko bi lahko vpliv geometričnih veličin vijaka (a , β , φ) na velikost količine K zajeli matematično natančno, je to mogoče narediti pri koeficientih trenja samo približno.

Da bi prišla do praktičnih rezultatov o odvisnosti prednapetosti vijaka od privojnega momenta, sta Steinhardt in Möhler izvedla več preizkusov na vijakih M 16 in 22.

Na teh vijakih so bile matice privite z momentnim ključem različno močno, pri čemer so z merilnimi lističi na upor izmerili raztezke vijaka, tako da je bilo možno ugotoviti silo prednapetja.

Preizkusi z nekoliko mazanimi navoji in drsnimi ploskvami matice ter podložke kakor tudi z nemazanimi fosfatiziranimi površinami navojev so dali približno enake vrednosti, ki so potekale v linearni odvisnosti od privojnega momenta M . Ti preizkusi so dali naslednje vrednosti za K :

Tabela 1

za vijak M 16: $K = 0,163$ (raztros 0,160 ... 0,170)
za vijak M 22: $K = 0,167$ (raztros 0,164 ... 0,170)

Po enačbi 3 dobimo za gornje K naslednja razmerja med momentom in silo prednapetja:

$$\text{za vijak M 16: } M = 0,261 F_p, \quad (4a)$$

$$\text{za vijak M 22: } M = 0,368 F_p, \quad (4b)$$

Za dimenzije vijakov, ki se največ uporabljajo v nosilnih konstrukcijah, pa navajajo začasne nemške smernice za proračun in izvedbo prednapetih vijačnih vezi naslednje momente za pritegnitev vijakov in pripadajoče dosežene sile prednapetosti:

Tabela 2

Sile prednapetja in privojni momenti za vijake kvalitete 10 K — (ČV 5)

Premjer vijaka d [mm]	Potrebna sila prednapetja F [kp]	Potrebni privojni moment M [kpm]
M 12	4 300	9,3
M 14	5 900	15,0
M 16	8 200	23,9
M 18	9 900	32,4
M 20	12 800	46,3
M 22	16 000	63,9
M 24	18 400	80,0

Za vijake kvalitete 8 G (ČV 4) je potrebno gornje vrednosti pomnožiti z 0,7.

Vpliv navojev na trdnost vijaka

Da bi ugotovili, kakšen vpliv ima navoj na trdnost vijakovega stebra, sta Steinhardt in Möhler izvedla vrsto preizkusov na gladkih steblih* in na steblih z navoji. Srednje vrednosti izvedenih preizkusov kaže tabela 3.

Kakor je razvidno iz tega pregleda, so stebra z navoji trdnjša kakor stebra brez navojev. Ta pojav je posledica večosnega napetostnega stanja pri steblih z vrezanimi navoji. Pri tem je bil pri vijakovih steblih z navojem za izračun nastajajočih napetosti $\sigma_{0,2}$ oziroma σ_m upoštevan prerez jedra navoja.

* gladko steblo = vijakovo steblo, kjer ni vrezan navoj.

Tabela 3

Kvaliteta materiala za vijak	Vrsta stebila vijaka	$\sigma_{0,2}$ kp/mm ²	σ_m kp/mm ²	δ_5 %
8 G	Ø 16 (gladko steblo)	54,3	79,0	23,7
(CV 4)	M 16 (steblo z navoji)	82,8	93,0	—
	Ø 22 (gladko steblo)	52,0	—	—
	M 22 (steblo z navoji)	62,0	85,8	—
10 K	Ø 16 (gladko steblo)	101,0	106,5	13,4
(CV 5)	M 16 (steblo z navoji)	101,4	114,5	—
	Ø 22 (gladko steblo)	102,0	107,6	13,4
	M 22 (steblo z navoji)	120,0	127,1	—

Obremenitev vijaka na torzijo med privijanjem in po njem

Kakor je razvidno iz enačbe za privojni moment (1a), se del privojnega momenta porablja za doseg prednapetja in za premagovanje trenja v navojih:

$$M_I = F_p r_z \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \varphi') \quad (5)$$

Ta del momenta obremenjuje vijakovo steblo na torzijo:

$$\tau_u = M_I / W_p \quad (6)$$

To torzijsko obremenitev pa je možno izračunati le, če poznamo koeficient trenja μ_I , ki je odvisen od površine navojev, od mazanja in od kota bočnih ploskev navoja, vendar ga je v splošnem težko predvideti.

Za natančnejšo ugotovitev so v Nemčiji opravili preizkuse, med katerimi so pri privijanju matic izmerili zasuk navojnega dela vijaka nasproti vijakovi glavi. Uporabili so vijake M 16 z različnimi maticami in podložkami. Iz izmerjenega zasučnega kota se da pri znani dimenziji in materialu vijaka izračunati torzijski moment.

$$M_I = G \delta \left(\frac{l_1}{I_1} + \frac{l_2}{I_2} \right) \quad (7)$$

Po končanem privitju je bilo opaziti zmanjšanje zasučnega kota.

Pri privojnem momentu $M = 20$ kpm je bil torzijski moment, ki je obremenjeval vijakovo steblo $M_I = 11,8$ kpm = 0,59 M.

Ta torzijski moment pa se je po končanem privijanju vijaka zmanjšal za okrog 29 %, to je na $M_I = 8,4$ kpm = 0,42 M.

Celotna obremenitev prednapetega vijaka

Pri dimenzioniranju kvalitetnih prednapetih vijakov za vijačni spoj izhajamo iz zahtevane sile prednapetja F_p , ki povzroči v vijaku natezno napetost

$$\sigma = F_p / A_j \quad (8)$$

Razen tega je pri privijanju (in delno tudi po njem) vijak obremenjen tudi na torzijo (po en. 6)

$$\tau_u = 0,59 M / W_p \quad (9)$$

če vzamemo $M_I = 0,59 M$, kakor je bilo ugotovljeno s preizkusi. Z vstavitvijo enačbe 3 v enačbo 8 dobimo

$$\sigma = M / (d \cdot K \cdot A_j) \quad (10)$$

Če vstavimo še enačbi 10 in 9 v enačbo za primerjalno napetost, dobimo

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau_u^2} = \sqrt{[M / (d \cdot K \cdot A_j)]^2 + 3 (0,59 M / W_p)^2} \quad (11)$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau_u^2} = \sqrt{[M / (d \cdot K \cdot A_j)]^2 + 3 (0,59 M / W_p)^2}$$

Primer: za vijak M 16 je: $d = 16$ mm, $d_I = 13,4$ mm, $A_j = 1,41$ cm², $W_p = 0,471$ cm³, $K = 0,163$ (tab. 1).

Po enačbi 11 dobimo:

$$\sigma_i = \sqrt{(M / 0,368)^2 + 3 (1,253 \cdot M)^2} = 3,48 M \quad (12)$$

V tej enačbi izrazimo še moment in silo prednapetja z enačbama 4 in 8 in vstavimo količnik K po enačbi 4a ter A_j po zgornjem podatku, pa dobimo (za M 16):

$$\sigma_i = 1,28 \sigma \quad (13a)$$

Za vijak M 22, za katerega je: $d = 22$ mm, $d_I = 18,75$ mm, $A_j = 2,76$ cm², $W_p = 1,295$ cm³, $K = 0,167$ (glej tabelo 1), dobimo po enakem postopku kakor za vijak M 16:

$$\sigma_i = 1,28 \sigma \quad (13b)$$

To kaže, da je razmerje σ_i / σ praktično neodvisno od dimenzije vijaka. Pri zahtevi, da σ_i ne prekorači 0,8 σ_e oziroma da znaša varnost proti dosegu meje plastičnosti 1,25, dobimo:

$$\sigma_e \geq 1,25 \sigma_i = 1,25 \cdot 1,28 \sigma = 1,6 \sigma \quad (14)$$

Nemške začasne smernice dopuščajo primerjalno napetost $\sigma_i = 0,80 \sigma_e$. Američani pa so šli pri tem še dalje in prvotno dopustno aksialno napetost, ki je bila 0,9 σ_e , povišali še za 15 odstotkov.

Odpor vijačnega spoja proti drsenju

Za presojo nosilnosti prednapetega vijačnega spoja je važna sila zdrsenja, to je tista obtežba, pri kateri trenje med posameznimi elementi ne zadošča več za nepremično vezavo in se že pojavljajo znakovni premiki.

Pri večstičnem vijačnem spoju s kvalitetnimi prednapetimi vijaki znaša sila, pri kateri elementi spoja zaznavno zdrsnejo med seboj,

$$F_I = \mu \cdot m \cdot n \cdot F_p \quad (15)$$

Drugo značilno vrednost za presojo sposobnosti za prenašanje strižnih sil pri spojih s prednapetimi vijaki daje primerjava takega spoja s skovičnim spojem, pri čemer računamo idealno strižno napetost kovice, ki bi popolnoma izpolnila prerez luknje.

$$\tau_i = F_I / (m \cdot n \cdot A) = 4 F_I / (m \cdot n \cdot \pi \cdot D^2) \quad (16)$$

Kakor je razvidno iz enačbe 15, je odpornost spoja proti drsenju pri določeni sili prednapetja in določeni obliki spoja predvsem odvisna od koeficienta trenja med stičnimi elementi, to je od kvalitete stičnih površin.

Preizkusi z različno obdelanimi stičnimi ploskvami so pokazali, da so največje zdrsne sile nastajale pri spojih, katerih stične ploskve so bile obdelane s peskanjem ali plamenom.

Za praktično izvedbo je treba dajati prednost plamenski obdelavi, ker je enostavna in jo je mogoče uporabljati tudi na gradbišču. Opravlja se s posebnim avtogenim gorilnikom, ki daje plamen v obliki metle. Hitrost podajanja v vzdolžni smeri stika je okrog 1 m/min. Plamen gorilnika pa ima presežek kisika do 30 odstotkov.

Pri dopustni strižni obremenitvi za normalne kovičene spoje iz Č.0210 (St 34), Č.0300 (St 37) je $\tau_{dop} = 1400 \text{ kp/cm}^2$ za visoke gradnje oziroma $\tau_{dop} = 1120 \text{ kp/cm}^2$ za mostovne gradnje in pri celotni napetosti v vijaku $\sigma_i = 0,8 \sigma_v$. Za kvaliteto vijakov ČV 5 (10 K) ter pri 1,4-kratni varnosti proti drsenju je potreben koeficient trenja:

Tabela 4

Visoke gradnje	M 16	$\mu \geq 0,56$
Visoke gradnje	M 22	$\mu \geq 0,53$
Mostovne gradnje	M 16	$\mu \geq 0,45$
Mostovne gradnje	M 22	$\mu \geq 0,42$

Doseženi koeficienti trenja (pri izvedenih preizkusih) na spojih, katerih stične ploskve so bile obdelane s plamenom, so v glavnem med 0,45 in 0,65, najpogostnejša vrednost pa je bila 0,575.

Varnost proti odvitju in elementi vijaknega spoja

Potrebno varnost spoja proti odvitju vijakov dosežemo razen z zadostno pritegnitvijo vijaka ($\sigma_i = 0,8 \sigma_v$) s podlaganjem obdelanih podložk pod matico in vijakovo glavo.

Podložke morajo imeti enako trdnost oziroma trdoto kakor matica, zaradi česar jih izdelujejo iz enakovrednega materiala in toplotno poboljšujejo na zahtevano trdoto.

V rabi so podložke, podobne onim po JUS M.B2.011 (DIN 125) razen debeline δ , ki naj bo za vijake:

Tabela 5

Vijak	< M 14	M 14...M 24	> M 24
debelina podložke	3 mm	4 mm	5 mm

Robovi podložke so na eni strani ploščice, na zunanem in notranjem robu posneti pod 45° , pri čemer se ravna notranje posnetje po radiju prehoda stebela v vijakovo glavo. Zunanje posnetje pa je samo za vizuelno kontrolo pravičnega nameščanja podložke. Kakor je bilo že omenjeno, se po navadi uporabljajo vijaki iz materiala ČV 5. Izmere vijakov ustrezajo razen zaokrožitve pri prehodu

stebela v glavo vijaka izmeram po JUS M.B1.051-052; zaokrožitve prehoda iz stebela v glavo vijaka pa so:

Tabela 6

Vijak	$\leq M 14$	M 16...M 20	$\geq M 22$
zaokroženje r	1 mm	1,5 mm	2 mm

Matice se izdelujejo iz ČV 3 C ali ČV 4; njihove izmere se ravna po JUS M.B1.601. Nizke matice se pri prednapetih vijaknih vezeh ne smejo uporabljati.

RAZISKAVE

Raziskave »Inštituta za metalne konstrukcije« v Ljubljani

Leta 1956 je bilo nekaj preizkusov s kvalitetskimi vijaki, izdelanimi v »Tovarnici vijaka«, Knin. Zaradi stiske s časom in tehničnih zaprek smo morali preizkuse omejiti na ugotavljanje obremenitev v vijaku samem, preizkusov vijaknih spojev na drsno silo pa ni bilo. Opravljeni so bili preizkusi za ugotavljanje sile prednapetja F_p v odvisnosti od privojnega momenta M in za ugotavljanje torzijske obremenitve vijakovega stebela pri privijanju matice.

1. Ugotavljanje odvisnosti sile prednapetja od privojnega momenta

Preizkušani vijaki: 6 vijakov M 12 $\times$ 70 — ČV 5; JUS M.B1.051-052,

uporabljene matice: 6 matic M 12; ČV 2 B; JUS M.B1.601.

Opomba: ustreznih matic kvalitete ČV 4 nismo mogli dobiti.

Za kontrolo izhodnega materiala je tovarna postavila tri vzorce osnovnega materiala (Č.3130, žarjeno) za izdelavo vijakov. Iz teh vzorcev smo izdelali tri natezne preizkušance po DIN 50125, ki so dali naslednje rezultate:

Tabela 7

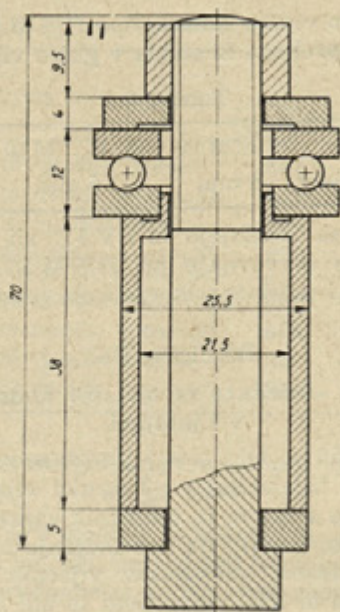
Označba preizkušanca	Prerez preizkušanca mm^2	σ_v kp/mm^2	σ_m kp/mm^2	δ_{10} %
K1	112,7	46,6	70,8	25,00
K2	113,2	46,7	70,7	25,84
K3	112,7	47,7	71,8	25,16

Za kontrolo materiala dokončno izdelanega vijaka (Č.3130) smo prejeli iz »Tovarnice vijaka«, Knin, dva preizkušanca, izdelana po DIN 50125 iz dveh vijakov M 12 $\times$ 70, ČV 5.

Pri nateznem preizkusu sta dala takele rezultate:

Tabela 8

Označba preizkušanca	Prerez preizkušanca mm^2	σ_v kp/mm^2	σ_m kp/mm^2	δ_5 %
A	63,7	—	113,2	8,32
B	63,7	—	124,3	8,09



Sl. 2. Naprava za določanje skrčkov v tlačnem in torzijskem stroju

Meja plastičnosti iz diagrama ni bila razvidna, ker je diagram potekal brez značilnega platoja za mejo plastičnosti.

Ker nismo imeli aparata za merjenje deformacij oziroma napetosti z merilnimi lističi na upor, s katerim naj bi bili ugotovili napetost zaradi prednapetja v vijaku, smo to meritev izvedli posredno z uporabo naprave po sliki 2, ki je bila izdelana v IMK (Inštitutu za metalne konstrukcije).

Na vijakovo steblo je nataknjena merilna puša iz jekla Č.4830 (poboljšana na $\sigma_v = 90 \text{ kp/mm}^2$, $\sigma_m = 110 \text{ kp/mm}^2$; $HB = 320$), ki na spodnjem koncu naseda na podložko iz enakega materiala. Na gornjem delu puše je nameščen aksialni kroglični ležaj.

S postopnim privijanjem matice v Amslerjevem torzijskem stroju je bila v vijaku ustvarjena natezna sila, ki se je večala z naraščajočim privojnim momentom. Sila prednapetja obremenjuje merilno pušo na tlak. Deformacijo tako obremenjene merilne puše smo spremljali z dvema Huggenbergerjevima tenzometroma, ki sta bila nameščena na merilni puši. Da bi izločili obremenitev merilne puše na torzijo, je bil med merilno pušo in matico vstavljen aksialni kroglični ležaj. Spričo majhnega koeficienta trenja za kroglični ležaj je nastajajoča torzijska obremenitev merilne puše tako majhna, da jo lahko zanemarimo.

Po enačbi 1 a in z zanemarjanjem μ_2 je privojni moment za naš primer: $M_1 = F_p \cdot r_2 \cdot \tan(\varphi + \rho')$.

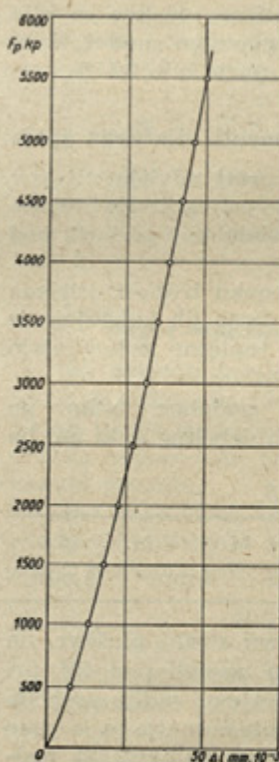
Pred preizkusi na torzijskem stroju je bila posebej umerjena merilna puša z obremenitvijo na tlak na preizkuševalnem stroju »Amsler«. Pri postopni obremenitvi puše do 5000 kp in nato sledeči razbremenitvi so bile merjene deformacije z dvema

Huggenbergerjevima tenzometroma, ki sta bila nameščena na merilni puši.

To obremenjevanje puše v elastičnem področju in temu sledeče razbremenjevanje smo ponavljali, dokler pri tretjem preizkusu niso bili odčitki tenzometrov po razbremenitvi enaki onim pred obremenitvijo. Merilna puša se je po razbremenitvi brez preostale deformacije povrnila v prvotno dimenzijo.

Umerjanje merilne puše je bilo za preizkus važno, ker smo merilno pušo uporabljali pri večkratnem privijanju vijakov na torzijskem stroju, saj bi kakršna koli preostala deformacija puše povzročila netočnost pri meritvah. Tako smo določili diagram skrčkov (srednjih vrednosti odčitkov obeh tenzometrov) merilne puše v odvisnosti od postopnih tlačnih obremenitev in razbremenitev (sl. 3).

Za tem smo ugotavljali odvisnost sile prednapetja F_p od privojnega momenta M_1 z napravo po sl. 2 na šestih vijakih M 12 — ČV 5. Privijanje matice je bilo izvedeno na Amslerjevem torzijskem stroju. Rezultati meritev skrčkov na merilni puši v odvisnosti od uporabljenih privojnih momentov (za vijake od 1 do 6) so podani v diagramu sl. 4. Na podlagi dobljenih meritev $F_p = f(\Delta l)$ na merilni puši sami in meritev $M_1 = f(\Delta l)$ na vijakih z merilno pušo smo posredno dobili odvisnost sile prednapetja F_p od privojnega momenta M_1 . Diagrame $F_p = f(M_1)$ za posamezne vijake (od 1 do 6) kaže slika 5.



Sl. 3. Skrčki merilne puše Δl pri tlačni sili F_p



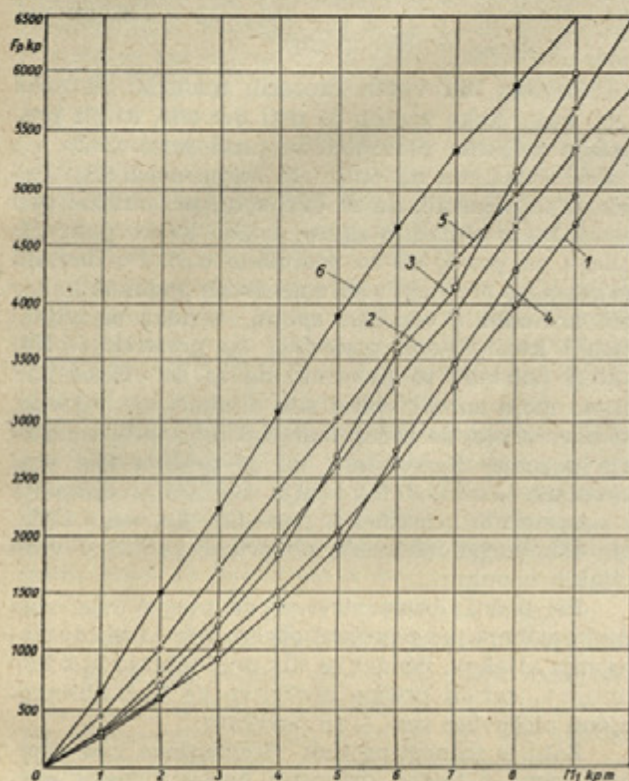
Sl. 4. Skrčki merilne puše Δl pri privijanju z momentom M_1

Povprečni privojni moment, ki upošteva tudi trenje med matico in podložko, pa bo (po en 1a)

$$M = M_1 + F_p \cdot r_s \cdot \mu_2$$

$$Z : r_s = (D_l + s)/4 = (1,3 + 1,9)/4 = 0,8 \text{ cm}$$

in z $\mu_2 = 0,12$ dobimo za opravljene poizkuse številčne vrednosti, kakor jih kaže slika 6.

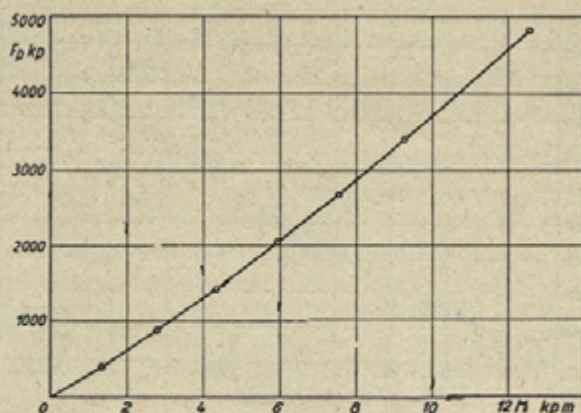


Sl. 5. Odvisnost pritezne sile F_p od momenta M_1

2. Ugotavljanje odvisnosti torzijske obremenitve vijakovega stebila od privojnega momenta

Za te preiskave je delavnica IMK izdelala napravo po sl. 7. Privijanje je bilo izvedeno na spoju treh pločevin (2 pločevini, debeli po 12 mm in 1 pločevina, debela 20 mm), ko so bile spete z dvema vijakoma M 12 — CV 5, od katerih je bil eden namenjen za preiskavo. Pod vijakovo glavo in pod matico sta bili podložki $\phi 26 \times \phi 13,5 \times 8$ mm. Vijak za preizkus je bil prevrtan. V tej izvrtini je bila tanka jeklena palica, ki je bila na navojnem delu vijaka priložena na steblo, na prostem koncu pri vijakovi glavi pa je imela kazalec, ki se ga je dotikala tipalka merilne ure, pričvrščene na vijakovo glavo.

S privijanjem matice se zaradi trenja med navoji matice in vijaka ter zaradi komponente sile na strmini vijaka vijakovo steblo nekoliko zasuče. Zasuk prenaša palica v sredini vijaka s kazalcem na merilno uro. Iz znanih mer kazalca in iz odčitkov na merilni uri smo izračunali zasučni kot. Privijanje je bilo opravljeno z momentnim ključem, ki



Sl. 6. Odvisnost pritezne sile F od privojnega momenta M za vijak M 12 kvalitete CV 5

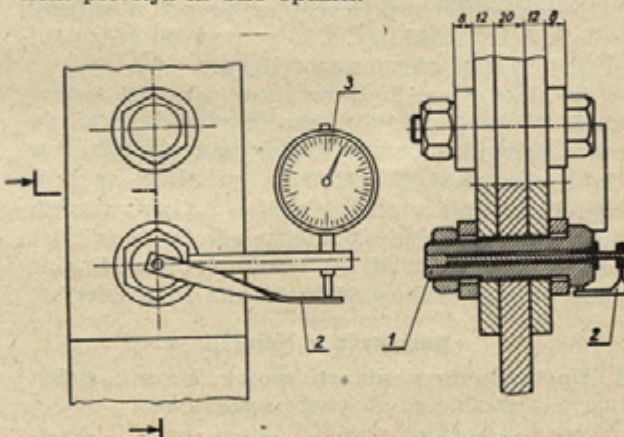
ga je po načrtu ing. Muršiča izdelala delavnica IMK. Maksimalni privojni moment pri privijanju vijakov je bil 10 kpm. Več zaradi slabše kvalitete matic (CV 2 B) ni bilo mogoče doseči.

Torzijski moment, ki obremenjuje vijakovo steblo, je po enačbi 7 odvisen od zasučnega kota δ in razmerja $G / \left(\frac{l_1}{I_1} + \frac{l_2}{I_2} \right)$, ki je pri enakih dimenzijah in materialu konstantno.

Pri ugotavljanju obremenitve stebila z M_1 pri danem privojnem momentu M smo uporabili nekaljene podložke iz Č.0300; Č.0345; Č.0400; Č.0545; Č.0645 ter kaljene podložke iz Č.0545, Č.0645 in Č.0745.

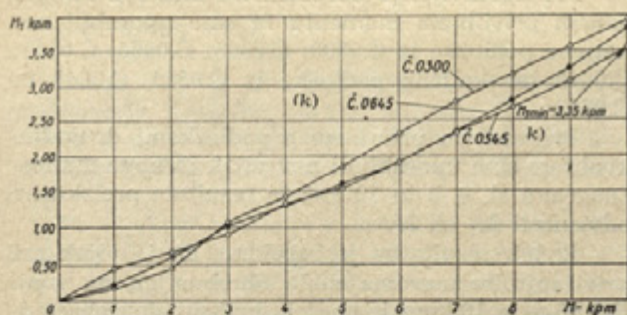
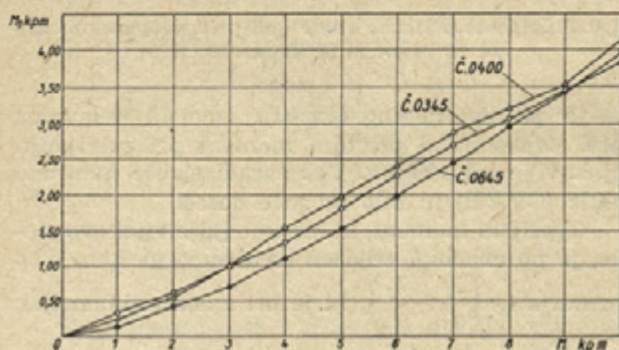
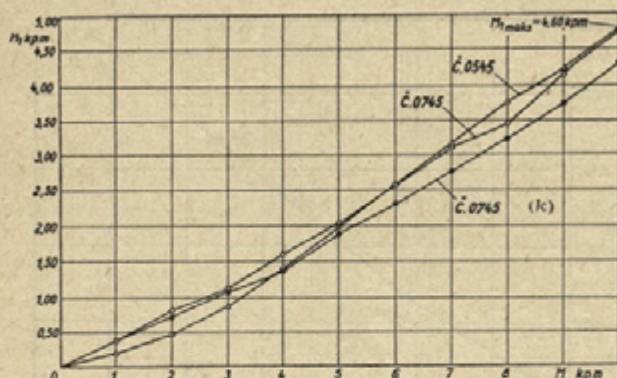
Pri vsakem preizkusu s podložkami drugačne kvalitete smo uporabljali nov vijak in novo matico. Diagrami sl. 8, 9 in 10 kažejo rezultate preizkusov odvisnosti M_1 od M .

Iz teh rezultatov je razvidno, da je vijak pri privijanju razmeroma malo obremenjen na zvoj. Pri $M_{max} = 10$ kpm je znašala maksimalna obremenitev na zvoj $M_1 = 4,6$ kpm, kar je $0,46 M_{max}$, minimalna obremenitev na zvoj pa le $3,35$ kpm, kar je $0,335 M_{max}$. Pričakovane padanje M_1 po končanem privitju ni bilo opaziti.



Sl. 7. Preizkusna naprava za določanje torzijske obremenitve vijaka pri privijanju

1 — vijak M 12, 2 — kazalec, 3 — merilna ura



Sl. 8, 9 in 10. Odvisnost momenta M_1 od privojnega momenta M za vijak M 12 kvalitete 10 K za kaljene (k) in nekaljene podložne ploščice

Samo v dveh primerih se je pri nekaljenih podložkah iz Č.0345 in Č.0745 po privitju M_1 zmanjšal za 0,13 kpm oziroma za 0,16 kpm.

V glavnem se naši rezultati ujemajo z nemškimi. Pri preizkušeni domači vijakih je bil potreben privojni moment, ki naj povzroči zahtevano silo prednapetja $F = 4300$ kp, nekoliko večji — namreč 11,4 kpm v primeri z $M = 9,3$ kpm po nemških začasni smernicah (glej tabelo 2). Za torzijski moment smo dobili $M_{t\max} = 0,46 M$, proti $M_{t\max} = 0,59 M$ po preizkusih Steinhardta in Möhlerja.

Raziskave v Nemčiji

1. Ugotavljanje nosilnosti spojev, katerih stične ploskve so obdelane s plamenom

Pri preizkusih dobljene vrednosti so znašale:

$$\mu_{\max} = 0,68$$

$$\mu_{\min} = 0,37$$

$$\mu_{\text{sred}} = 0,546$$

Teoretična napetost, izračunana za oslavljen prerez iz obremenitve spoja s silo F_d , je bila:

$$\sigma_{\text{neto}} = F/A_{\text{neto}}$$

in je bila mestoma večja kakor σ_v osnovnega materiala Č.0300 (St 37),

$$\text{n. pr. } \sigma_{\text{neto, max}} = 3290 \text{ kp/cm}^2$$

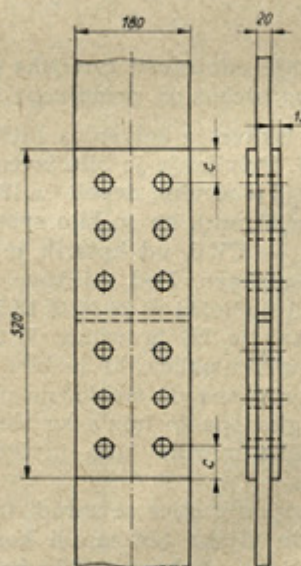
$$\sigma_{\text{neto, sred}} = 2393 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{neto, min}} = 860 \text{ kp/cm}^2$$

Dejstvo, da v teh prerezi material ni začel teči, kaže, kako znoten je tisti del sile, ki ga prenašajo priložne pločvine že pred prvo vrsto vijakov s trenjem na palice in obratno (sl. 11). Poizkusi so pokazali, da se taki spoji pri obtežbi pod drsno mejo obnašajo skoraj enako kakor palice iz celega, se pravi, da so praktično togi. Po drsenju so razmere pri večjih obremenitvah podobne kakor pri normalnih vijaknih spojih, vendar se vijaki zaradi kvalitetnega materiala ne prestrižejo. Nekateri poizkusi so pokazali, da so še visoko nad drsno mejo znatni vplivi sile prednapetja vijakov, ki povzročajo, da začne material teči v prerezu luknje pozneje. Razen tega pa je nosilna sila vezi povečana še za dodatek trenja, ker sila prednapetja v posameznih vijakih kot posledica prečnega krčenja osnovnega materiala ne prične padati v vseh vijakih naenkrat.

Pri tlačni obremenitvi prednapetega vijaknega spoja prihaja pri povečani obremenitvi tudi do naganjanja vijakov, vendar se sila prednapetja in s tem trenje — zaradi prečne razširitve na tlak obremenjene pločvine vezi — še povečata.

Zato je trdnost na tlak obremenjene vezi omejena samo s tlačno trdnostjo neoslabljenega preza najšibkejših pločvin vezi.



Sl. 11. Oblika večjih poizkusnih vijaknih spojev s plamensko obdelanimi stičnimi ploskvami za statične in dinamične preizkuse na trajno izvirno nihajno trdnost

2. Preizkusi trdnosti spojev na dinamično obremenitev

Da bi ugotovili obnašanje tovrstnih spojev pri dinamični obremenitvi, so napravili preizkuse z izvirno nihajočo tlačno in natezno obremenitvijo, ki naj bi predvsem pokazali drsno mejo. Nadalje naj bi preizkusi pokazali, ali se med dinamično obremenitvijo pod drsno mejo pojavlja popuščanje prednapetosti. Slednjič naj bi ugotovili trajno trdnost spoja kot celote, t. j. njegovo življenjsko dobo in vrsto trajnega loma pri dinamični obremenitvi pod drsno mejo.

Za primerjavo so bili izvedeni enaki preizkusi s skovičnimi spoji in nepritegnjenimi vijačnimi spoji. Vsi preizkušanci so bili iz St 37.12 (Č.0345 V). Prednapeti vijačeni spoji so se pokazali kot doslej najboljše vezi pri dinamični obtežbi.

Pri prednapetih vijačnih spojih so bili vijaki razmeroma močno pritegnjeni, da bi proučili obnašanje vijakov pri preizkusu spoja na trajno trdnost. Vijaki M 16/8 G (ČV 4) so bili priviti s priteznim momentom $M = 25,8 \text{ kpm}$, ki povzroča silo prednapetja $F = 9,9 \text{ Mp}$ tako, da je bila napetost v jedru $\sigma = 7000 \text{ kp/cm}^2$, kar je glede na podatke za σ_m in σ_v po DIN 267 za material 8 G (ČV 4) razmeroma visoko ($\sigma_m = 80 \text{ kp/mm}^2$, $\sigma_v = 64 \text{ kp/mm}^2$).

Največje amplitude nihajoče sile so bile izbrane tako, da je znašala n. pr.

$\tau_1 = 1515 \text{ kp/cm}^2$ za ploskve, obdelane s krtačo,

$\tau_1 = 1960 \text{ kp/cm}^2$ za ploskve, obdelane s plamenom.

Preizkusni vijačni spoj z računsko napetostjo $\sigma_{neto} = 1760 \text{ kp/cm}^2$ je prenesel 2,15 milijona nihajev obremenitve, ne da bi se bil pri tem porušil. Drugi preizkusni spoj z računsko napetostjo $\sigma_{neto} = 2620 \text{ kp/cm}^2$ se je porušil pri 551 000 nihajih izven vijačnega spoja. Nastajajoči drsni premiki so bili zelo majhni in so znašali od 0,01 do 0,07 mm.

V tej zvezi je zanimiv preizkus dinamične obremenitve preluknjane palice same (s pravokotnim prerezo), obdelane s plamenom in skozi luknjo vtaknjenim in pritegnjenim vijakom s podložko, ki je imela nasproti palici brez prednapetega vijaka skozi luknjo trikrat daljšo življenjsko dobo.

S privitjem dveh stranskih pločevin pa se je življenjska doba palice povečala 12-krat in je porušitev nastala v neoslavljenem prerezu.

Preizkusi obremenitve vijačenih spojev z dinamično obremenitvijo pod drsno mejo so pokazali, da se med dinamično obremenitvijo ni pojavljalo povečanje premikov niti drsenje v spoju. Če pa se obremenitev povečuje, se med dinamično obremenitvijo pojavlja počasno drsenje, ki preneha, ko se vijakovo steblo prileže ob izvrtino.

3. Opazovanje vijakov in spoja kot celote pri dinamični obremenitvi

Pri prvi obremenitvi je sila prednapetja vijakov popustila za okrog 8 %, pri poznejših dinamičnih obremenitvah pa ni bilo zaznati nobenega zmanjšanja sile prednapetja v vijaku. Zaradi prečne

elastične deformacije pločevin preizkusne palice, ki se pojavlja zaradi dinamične obremenitve, nastaja v sili prednapetosti vijaka le majhno nihanje. To pa ni pokazalo nobenega vpliva na trajno trdnost vijakov pri tovrstnih spojih.

Življenjska doba spoja s kvalitetnimi prednapetimi vijaki je bila v splošnem mnogo večja kakor pri skovičnenih spojih ali spojih z navadnimi vijaki.

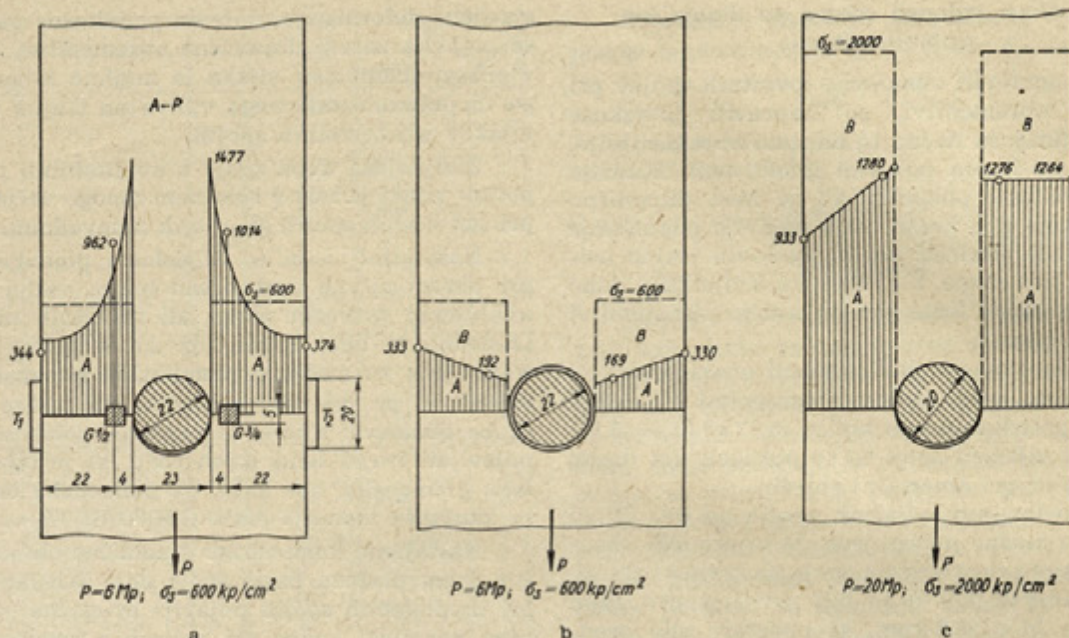
Nastajajoči lomi so se deloma pojavljali tudi pri obremenitvah nad drsno mejo, vselej v neoslavljenih prerezih palice ali zaplatnih pločevin. Dosledno je bilo opaziti, da so se pojavljali začetki loma na majhnih površinskih napakah, izvirajočih n. pr. od udarca kladiva ali zareze zaradi grobe obdelave. Kakor so pokazali poizkusi, so se pojavljali trajni lomi izven cone, ki je bila obdelana plamensko, kar kaže, da plamenska obdelava ne poslabša trdnosti jekla Č.0300 (St 37).

Nastajanje loma zaradi dinamične obremenitve v polnem prerezu izven spoja daje sklepati, da se pri prednapetih spojih pojavlja drugačna porazdelitev napetosti kakor pri palicah z izvrtinami ali pri podobnih spojih s kovicami ali običajnimi vijaki. Pri teh so se napetostne konice zaradi oblike vedno pojavljale na robovih lukenj in dajale povod za trajni lom.

4. Porazdelitev napetosti v elementih spoja s prednapetimi vijaki

Za ugotavljanje porazdelitve napetosti so bila opravljena primerjalna merjenja z merilnimi lističi na upor na spoju z običajnim vijakom in na spoju s prednapetim vijakom. Kot preizkusni spoj je bil uporabljen dvorezni stik ploščate palice $20 \times 75 \text{ mm}$. Debelina priležnih pločevin je znašala 20 mm. Ob robovih izvrtine 23 mm za vijak so bili na obeh straneh palice v 1 mm globoke poglobitve nalepljeni električni merilni lističi na upor. Na zunanjih robovih palice pa sta bila nameščena tenzometra (glej sl. 12a). Meritve v vijačnem spoju z običajnimi vijaki so pokazale, da postane porazdelitev napetosti pri prileganju vijakovega stebila ob bočno ploskev izvrtine še neugodnejša kakor porazdelitev napetosti zaradi same izvrtine v palici.

Na sliki 12a je vrisana porazdelitev napetosti zaradi izvrtine same, vnesene pa so tudi točke tenzometričnih meritev (označene s krožcem) za spoj z običajnim vijakom, ki so pokazale, da se pri takem spoju še bolj neenakomerno porazdelijo napetosti po prerezu nosilne palice. Na zunanjem robu se zmanjša, konica napetosti ob robu izvrtine pa se še poveča. Za porazdelitev napetosti v vijačnem spoju s prednapetim vijakom do sedaj še niso ugotovili popolnoma natančnega poteka napetosti od roba izvrtin do roba nosilne pločevine. Meritve z električnim tenzometrom na mestu ob izvrtini in na robu pločevine pa dajo, s predpostavko linearnega poteka napetosti, porazdelitev napetosti pri vijačnem spoju pred drsenjem, kakor je razvidno na sl. 12b, in porazdelitev napetosti po



Sl. 12. Porazdelitev napetosti v vijakni zvezi: a — brez prednapetja vijaka, pred drsenjem, b — s prednapetim vijakom, pred drsenjem, c — s prednapetim vijakom, pri prekoračenju drsne meje
A — del sile, ki odpade na palico, B — del sile, ki se s trenjem prenese na vezni pločevini, T_1 in T_2 — tenzometra, $G 1/2$ in $G 3/4$ — uporski merilni trakovi

drsenju, t. j. po prileganju stebila prednapetega vijaka na bok izvrtine, kakor je razvidno s sl. 12c.

Pri obremenitvi z natezno silo P se pojavlja v oslavljenem prerezu palice srednja napetost σ_s . Ob uporabi prednapetega vijaka sl. 12b pa so nastajajoče izmerjene napetosti v palici (pred drsenjem spoja) znatno manjše kakor pa računska srednja napetost σ_s , iz česar sklepamo, da samo del natezne sile P prenese palica sama, medtem ko se ostali del natezne sile s trenjem prenaša na obe priležni pločevini. Porazdelitev sile P na palico in priležni pločevini je razvidno s sl. 12b. Zanimiva je porazdelitev napetosti po prerezu palice, ki kaže v nasprotju s porazdelitvijo v spoju z običajnimi vijaki splošen padec in razen tega zaradi večjega trenja mnogo manjše napetosti ob luknji kakor na robovih nosilne palice.

Za raziskavo razmer pri obremenitvi spoja nad drsno mejo je bila natezna sila približno 3,5-krat povečana; pri tem se vijak prileže ob bok luknje in nastane stanje, kakršno je prikazano na sl. 12c.

Pri povečani natezni sili se povečuje srednja računska napetost σ_s , medtem ko ostanejo izmerjene napetosti prav tako kakor v primeru (b) pod σ_s , kar jasno kaže, da se tudi pri prileganju vijaka ob bok luknje še zmeraj velik del obremenitve prenaša s pomočjo trenja na priležni pločevini.

Te primerjalne meritve so določno pokazale, da se pri spojih s prednapetimi vijaki pojavlja zelo ugodna porazdelitev napetosti v oslavljenem prerezu. Ti spoji se razlikujejo od običajnih skovičenih in vijaknih spojev v tem, da se sila porazdeljuje po celotnem prerezu in ne nastajajo nevarne nape-

tostne konice. Tudi pri prekoračenju drsne meje se še zmeraj delno obdrži ugodna porazdelitev napetosti med celotnim in oslavljenim prerezum.

PRIMER PRERACUNA

vijačnega spoja vzdolžne pločevine s spodnjo pasnico mostu (sl. 13a)

Priključek vertikalne palice $V = +11 \text{ Mp}$ na vzdolžno pločevino z $n = 16$ vijaki M 18 — ČV 5; $m = 1$.

Sila prednapetja za vijak M 18 — ČV 5 je po tabeli 2: $F = 9900 \text{ kp}$.

Celotna sila stisa znaša pri 16 vijakih

$$F_2 = n \cdot F_p = 16 \cdot 9900 = 158400 \text{ kp}$$

Koeficient trenja za plamensko obdelane stične ploskve spoja jemljemo $\mu = 0,45$.

Po enačbi 15 je zdrsna sila za en vijak: $F_t = 0,45 \cdot 1 \cdot 158400 = 71200 \text{ kp}$; varnost proti drsenju znaša: $F_t/V = 71200/11000 = 6,5$, kar je precej več od dopustnega minimuma 1,4.

Račun obremenitve vijakov na strig (za M 18 je $A = 2,54 \text{ cm}^2$):

$$\tau_i = V/(m \cdot n \cdot A) = 11000/(1 \cdot 16 \cdot 2,54) = 271 \text{ kp/cm}^2 < \tau_{i \text{ dop}} = 1120 \text{ kp/cm}^2$$

Račun natezne napetosti v prirobnicah vertikalne palice V za neoslavljen prerez: $A = 15 \times 0,862 = 12,93 \text{ cm}^2$, $\sigma = V/A = 11000/12,93 = 850 \text{ kp/cm}^2 < \sigma_{dop} = 1400 \text{ kp/cm}^2$.

Priključek diagonal $P = \pm 8500 \text{ kp}$ na vzdolžno pločevino z $n = 20$ vijakov M 22 — ČV 5; $m = 1$.

Sila prednapetja za vijak M 22 — ČV 5 je po tabeli 2: $F = 16000 \text{ kp}$.

Celotna sila stisa znaša pri 20 vijakih:

$$F_c = n F_p = 20 \cdot 16\,000 = 320\,000 \text{ kp}$$

Koeficient trenja za plamensko obdelane stične ploskve vzamemo $\mu = 0,45$. Zdrsna sila znaša $F_t = \mu \cdot F_c = 0,45 \cdot 320\,000 = 144\,000 \text{ kp}$, varnost proti zdrsenju znaša: $F_d/P = 144\,000/8\,500 = 16,9 > r_{dop} = 1,4$.

Račun obremenitve vijakov na strig (za M 22 je $A = 3,8 \text{ cm}^2$): $\tau_t = P/(n \cdot A) = 8500/(1 \cdot 20 \cdot 3,8) = 1120 \text{ kp/cm}^2 = \tau_{t\,dop} = 1120 \text{ kp/cm}^2$.

Kontrola napetosti v prirobnicah diagonale D v neoslabljenem prerezu (po enačbi 8)

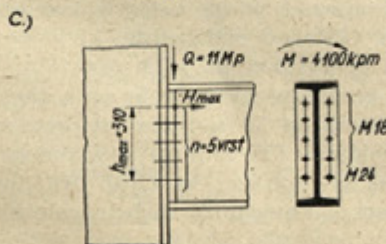
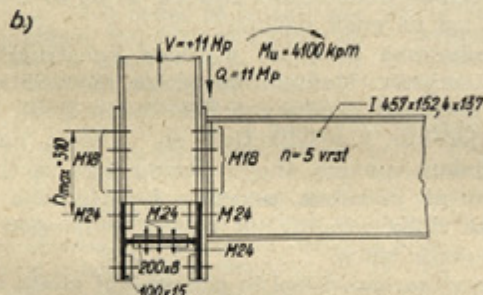
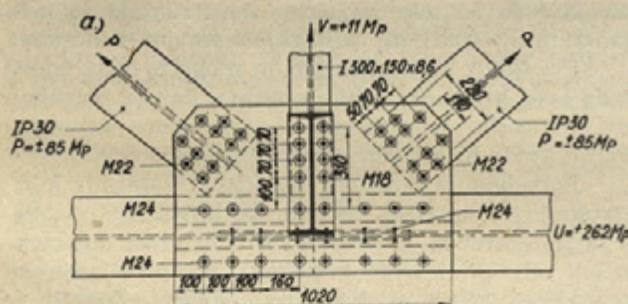
$$A = 30 \cdot 2 \cdot 2 = 120 \text{ cm}^2$$

$$\sigma = 8500/120 = 710 \text{ kp/cm}^2 < \sigma_{dop} = 1400 \text{ kp/cm}^2$$

Spoj spodnje pasnice na vozliščno pločevino s 4 priležnimi pločevinami v prirobnicah in stik spodnje pasnice z dvema priležnima pločevinama v stojini.

Natezna sila v spodnji pasnici: $U = +262\,000 \text{ kp}$.

Sila prednapetja za vijak M 24 ČV 5 je po tabeli 2: $F = 18\,400 \text{ kp}$.



Sl. 13. Primer vijačnega spoja s kvalitetnimi prednapetimi vijaki

Celotna sila stiska za 16 dvostržnih vijakov ($m = 2$) v prirobnicah in 12 dvostržnih vijakov ($m = 2$) v stojini znaša:

$$F \Sigma n = 18\,400 (16 + 12) = 515\,000 \text{ kp}$$

Koeficient trenja za plamensko obdelane stične ploskve vzamemo $\mu = 0,45$.

Drsna sila: $F_t = 2 \cdot 0,45 \cdot 515\,000 = 463\,000 \text{ kp}$.

Varnost proti zdrsenju znaša:

$$F_t/U = 463\,000/262\,000 = 1,77 > r_{dop} = 1,4$$

Račun obremenitve vijakov na strig (za M 24 je $A = 4,52 \text{ cm}^2$) $\tau_t = U/(n \cdot m \cdot A) = 262\,000/(28 \times 2 \cdot 4,52) = 1032 \text{ kp/cm}^2 < \tau_{dop} = 1120 \text{ kp/cm}^2$.

Preračun natezne obremenitve v palici I 30 spodnje pasnice. Prerez profila $A = 154 \text{ cm}^2$; natezna napetost: $\sigma = U/A = 262\,000/154 = 1700 \text{ kp/cm}^2$.

Ker je natezna napetost za Č.0300 (St 37) ($\sigma_{dop} = 1400 \text{ kp/cm}^2$) previsoka, izvedemo nosilec spodnje pasnice iz St 52 ($\sigma_{dop} = 2100 \text{ kp/cm}^2$).

Zveza prečnika z vozliščno pločevino (sl. 13 b).

Privarjene čelne pločevine prečnega nosilca so z vozliščno pločevino ter prirobnicama vertikalne palice povezane s 4 pari vijakov M 18 in enim parom vijakov M 24.

Preračun obremenitve vijakov na strig:

sila: $Q = 11\,000 \text{ kp}$

M 18; $A = 2,54 \text{ cm}^2$; $n = 4 \times 2 = 8$

M 24; $A = 4,52 \text{ cm}^2$; $n = 1 \times 2 = 2$

$$\tau_t = Q/\Sigma A = 11\,000/(8 \cdot 2,54 + 2 \cdot 4,52) = 590 \text{ kp/cm}^2$$

Preračun največje natezne obremenitve vijakov M 18 zaradi upogibnega momenta $M_u = 4100 \text{ kpm}$ (sl. 13 c).

Napetostni prerez vijakov — $2 A_s = 2 \cdot 1,86 = 3,72 \text{ cm}^2$ je obremenjen na nateg s silo H_{max} . Pri tem je napetostni prerez $A_s = \frac{\pi}{16} \cdot (d_1 + d_2)^2$

$$H_{max} = \frac{M_u}{h_{max}} \cdot \frac{6(n-1)}{n(n+1)} = \frac{410\,000 \cdot 6(5-1)}{31,5(5+1)} = \frac{410\,000 \cdot 24}{31 \cdot 30} = 10\,600 \text{ kg}$$

Horizontalna obratna sila, ki deluje na 1 vijak, znaša:

$$H' = H_{max}/2 = 10\,600/2 = 5\,300 \text{ kp}$$

Največja natezna obremenitev v vijaku bo znašala: $F_{max} = F + F_{dod.}$, pri čemer pomeni F silo prednapetja vijaka in $F_{dod.} = H' \cdot C_s/(C_s + C_p)$ dodatno obremenitev vijaka zaradi obratne sile.

Izračun $C_s/(C_s + C_p)$ se opravi po znani metodi in ga tu zaradi pomanjkanja prostora ne bomo navajali. V našem primeru bo znašal $C_s/(C_s + C_p) = 0,08$.

Največja natezna napetost v vijaku bo:

$$\sigma_{max} = F/A_s + H' \cdot C_s/A_s(C_s + C_p) = 9\,900/1,86 + 5\,300 \cdot 0,08/1,86 = 5\,320 + 228 = 5\,548 \text{ kp/cm}^2$$

$A_s = 1,86 \text{ cm}^2$ za vijak M 18, $F = 9,9 \text{ Mp}$ (za vijak M 18 kvalitete ČV 5, glej tabelo 2 na str. 123).

Zaradi privijanja matice se razen natezne napetosti pojavlja še torzijska obremenitev vijaka. Primerjalna napetost v vijaku, ki nastaja zaradi natezne in torzijske obremenitve, bo: $\sigma_t = 1,28 \sigma_{max} \cdot 5548 = 7\,100 \text{ kp/cm}^2 < 0,8 \cdot 9\,000 \text{ kp/cm}^2$; $\sigma_s = 9\,000 \text{ kp/cm}^2$ za vijak kvalitete CV 5 (10 K).

PRIMERI ZA UPORABO KVALITETNIH PREDNAPETIH VIJAKOV

V letu 1954 so v Nemčiji prednapete vijake uporabili pri gradnji mostu v Porurju Mühlheim-Styrum za nemško zvezno železnico.

Vezi s prednapetimi vijaki so uporabili pri priključkih polnilnih palic glavnih nosilcev kakor tudi za priključitev polnilnih palic prečnih nosilcev na glavni nosilec. Most je enotiren, trapezno predalčni nosilec 45,2 m podporne dolžine in 6,5 sistemske višine.

Ker so bile celotna vozna plošča kakor tudi spodnja in zgornja pasnica popolnoma zvarjene v delavnicah, je bilo mogoče opraviti montažo zelo enostavno in brez ropota. Ta nov način konstrukcije je bil še izpopolnjen pri nadaljnjih treh mostovih, in sicer pri mostu čez prekop Hiltrup na progi Ham-Münster z razponom 41,76 m, pri železniškem mostu čez Meno in pri mostu čez prekop Lippe-Seite z razponom 58 m. Slika 14 kaže vozlišče spodnjega nosilca tega mostu, ki je bil zgrajen l. 1955. Tu so vidne vse značilnosti za sodobno gradnjo jeklenih konstrukcij: gladko oblikovanje, zaokroženi prehodi prereзов med posameznimi elementi in čimširša uporaba varjenja.

Z uporabo prednapetih vijakov so bili doseženi priključki z majhno površino.

Zanimivo je, da so bile palice votle. Priključki za vozlišča pa so bili izvedeni s privarjanjem plo-

čevin s čelnim varom posebno dobre kakovosti (sl. 14).

POSEBNOSTI IN PREDNOSTI KONSTRUKCIJ S PREDNAPETIMI VIJAKI

Ploščinsko prenašanje sil v prednapetem vijačnem spoju terja svojevrstno konstrukcijsko obliko vezi in konstrukcije v celoti. V tem pogledu so potrebne še nadaljnje modelne raziskave in iskanje novih konstrukcijskih oblik, ki bi najbolj ustrezale tem načinom spajanja.

Zaradi ploščinskega prenašanja sil v takih spojih so le-ti posebno primerni za dinamične obremenitve. S tem načinom spajanja se je pri dinamični obremenitvi posrečilo prenesti nevarni prereз v oslabiljenem delu palice v polni prereз palice, ki ni tako občutljiv za dinamične obremenitve. Kjer koli pa se zraven zelo velikih statičnih obremenitev pojavljajo tudi dinamične obremenitve, je priporočljiva uporaba prednapetih prilagodnih vijakov, ki združujejo prednost nepomičnosti spojev z delnim prenašanjem obremenitve s trenjem med stičnimi ploskvami elementov spoja.

Značilna za spoje s prednapetimi vijaki je njihova togost, ki je v primerjavi z ostalimi načini vezav naslednja: 25:5:1, prednapet vijačni spoj: zvarni spoj: skovičeni spoj.

Ostale prednosti prednapetih vijačenih konstrukcij so še tele: vijačene konstrukcije je zelo lahko povečevati ali prilagajati novim zahtevam.

Pri takih konstrukcijah je mogoča hitra montaža brez hrupa in velike opreme, kar je potrebno pri kovičenju, kjer so potrebna ognjišča za segrevanje kovic in celotna oprema za kovičenje.

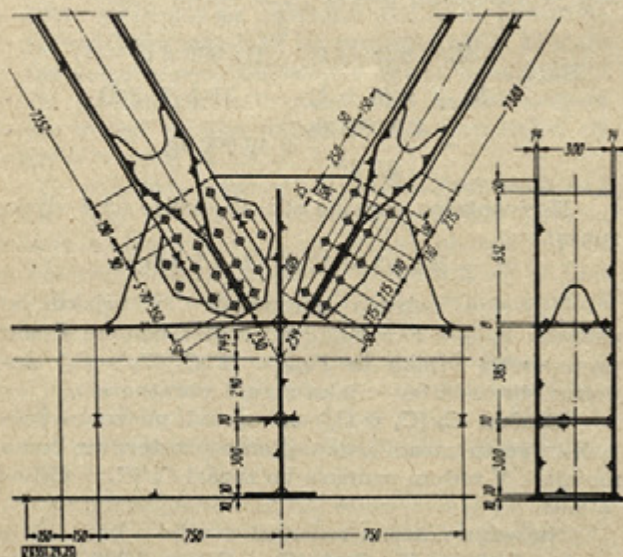
Potrebna oprema za montažo tovrstnih konstrukcij je nasproti opremi za kovičenje malenkostna. Potreben je ročni strojni privijač (na električni ali pnevmatični pogon) za privijanje in momentni ključ za kontrolo privitja. Znanih je več sistemov momentnih ključev, ki pa so v bistvu v rabi vsi na enak način.

Nedvomna prednost vijačene konstrukcije je hitra montaža. Medtem ko je za skovičenje 200 kovic potrebno enodneвно delo štirih ljudi, lahko pri vijačenih konstrukcijah en delavec namesti 150 vijakov v enem dnevu. Razen tega za to delo delavcu ni potrebna posebna kvalifikacija. Življenjska doba vijakov je enaka življenjski dobi konstrukcije same.

Pravilno nameščeni in pritegnjeni vijaki trajno ohranijo prednapetost, ki je večja kakor pri skovičenih spojih. Občasno nadziranje, ki je potrebno pri skovičenih konstrukcijah, je tu praktično odveč.

Glede na ameriške razmere je cena zavijačene konstrukcije za okrog 20 % nižja od cene za skovičeno konstrukcijo. Pri tem je v glavnem odločilen krajši čas za montažo, ki kljub dražjim vijakom (v primeri s kovicami) znižuje celotno ceno konstrukcije.

Te primerjave seveda ni mogoče kratko in malo prenesti na evropske in domače razmere.



Sl. 14. Vozlišče s prednapetimi kvalitetnimi vijaki na spodnjem nosilcu mosta čez Lippeseitenkanal v Nemčiji, ki je bil dograjen l. 1955

Glede naboljšanje in pocenitev vijačenih spojev s prednapetimi vijaki v jeklenih konstrukcijah so potrebna še naslednja raziskovanja:

1. zboljšanje oblike vijakov,
2. ekonomično izdelovanje podložk,
3. zboljšanje obdelave drsnih ploskev za doseg večjega koeficienta trenja,
4. ugotovitev poteka in prenašanja sil pri velikih in zapletenih priključkih in uporabi kvalitetnega gradbenega jekla St 52,
5. iskanje najprimernejših oblik za spoje in razvrstitev vijakov glede na posebnost ploščinskega prenašanja sil s trenjem med posameznimi elementi,
6. preiskave kombiniranih zvijačenih in zvarjenih konstrukcij,
7. vprašanje velikosti varnostnih faktorjev, ki naj se upoštevajo pri preračunu vijačnih konstrukcij s kvalitetnimi prednapetimi vijaki in
8. vprašanje strogosti kontrole med montažo samo in občasno nadziranje na konstrukciji ves čas življenjske dobe.

DK 662.614.2

Toplarna mesta Berna — s sežiganjem hišnih odpadkov

MIROSLAV PEČORNIK

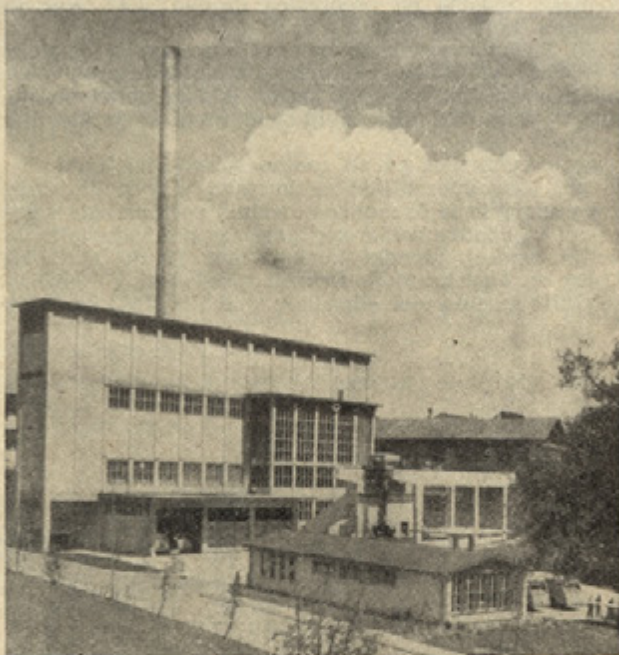
Ko sem se pred nedavnim mudil v Bernu, sem stanoval prav nasproti ličnega tovarniškega, moderno zgrajenega poslopja, ki ga kaže slika 1. Ker nasploh v Bernu ni mnogo industrije, zlasti ne v mestu samem, sem se zanimal za to »industrijo«. Gre za mestno podjetje, ki se ukvarja s sežiganjem odpadkov in tako pridobljeno toploto prodaja v obliki tople vode ali pare bližnjim potrošnikom (bolnišnicam, šolam, industriji itd.) ter tako deluje kot toplarna in krije večji del stroškov za odstranitev hišnih odpadkov. To podjetje je začelo obratovati l. 1954 ter ga je treba imeti za eno najmodernejših tovrstnih podjetij na svetu.

Odstranjevanje hišnih odpadkov je v večjih naseljih ena pglavilnih sanitarno-tehničnih nalog mestnih uprav. Prej nekoč se oblasti niso preveč zanimale za ta problem. Odpadke so uporabljali — večidel v najbližji okolici naselij — za polnjenje (gradbenih) jam ali kot material za kompostiranje. Marsikje pa še dandanes odmetavajo odpadke najpreprosteje kar v vodo. Odpadke so zbirali — če je bilo to sploh organizirano — v različnih posodah, odvažali pa so jih z odprtimi vozovi. Kupi odpadkov so kar naprej naraščali in menda ni treba posebej poudarjati, da je to pomenilo širjenje smrada, ustvarjanje plodnih tal za množitev podgan in mrčesa, nevarnost za širjenje kužnih bolezni itd. Če pa te odpadke mečemo v vodo, se voda — tekoča prav tako — več ali manj onesnažuje, kar lahko škoduje ribjemu zarodu in vodnemu rastlinstvu. Zaradi tega so se mestne uprave morale začeti ukvarjati s problemom drugačnega, boljšega odstranjevanja oziroma uničevanja hišnih odpadkov. Tako so ponekod začeli odpadke sortirati. V njih nahajamo namreč najrazličnejše snovi kakor ostanke jedi, kosti, pepel, smeti, prazne konzervne skatle, papir, cunje, razbito steklo in porcelan, neuporabno posodo in podobno. Ne glede na nehygieničnost dela, se tako sortiranje in ponovno izkoriščanje odpadkov ni nikjer pokazalo kot ekonomično. Prav tako uporaba odpadkov skupno s fekalijami niti za gnojivo na njivah ni bila dolgo vzdržna spričo hitrega razvijanja škodljivih bakterij. Tako je slednjič vznikla misel o sežiganju hišnih odpadkov, in

Literatura:

1. Steinhardt, Möhler: Versuche zur Anwendung vorgespannter Schrauben im Stahlbau. Berichte des deutschen Ausschusses für Stahlbau (1954) 18.
2. Vorläufige Richtlinien für Berechnung, Ausführung und bauliche Durchbildung von gleitfesten Schraubenverbindungen (HV-Verbindungen). Stahlbau-Verlag, Köln, 1956.
3. C. E. C. M. Notes techniques (Belgique), Bulletin B — 12, 1.
4. Zeitschrift V. D. I., Bd. 97 (1955).
5. Lickteig, E.: Schraubenherstellung.
6. Wiegand-Haas: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Julius Springer Verlag, Berlin, 1951.
7. Schrauben-Vademecum. Bauer & Schamte, Neuss (Rhein).
8. DIN 267.
9. Milan Muršič: Izračun vijačnih zvez. Strojniški vestnik IV (1958), št. 1/2, str. 11...13.
10. Janez Šmitek: Kvalitetni jekleni vijaki. Stroj. vestnik VI (1960), št. 1, str. 13, 14.

Avtor: ing. Franjo Medič, strokovni so-
delavec podjetja Avtomacija
v Ljubljani



Sl. 1. Pogled na toplarno mesta Berna

sicer takšnih, kakršni prihajajo iz gospodinjstva (ozir. trgovin, šol, tovarn ipd.), se pravi brez vsakega sortiranja. Prvo tako napravo so l. 1876 zasnovali v Angliji, pozneje pa še precej drugih, tako da je bilo l. 1914 tamkaj že okrog 200 mest, kjer so odpadke sežigali.

Količina in ogrevna moč hišnih odpadkov

Količina hišnih odpadkov je seveda nemalo odvisna od življenjske ravni prebivalstva. Starejši po-