

Dodatna obremenitev (izmenična) pa je

$$F_d = F - F_p = 3300 - 3000 = 300 \text{ kp.}$$

Amplituda natezne napetosti znaša

$$\sigma_a = \frac{F_d}{2 \cdot A_s} = \frac{300}{2 \cdot 50,2} = 3 \text{ kp/mm}^2.$$

Za vijake trdnostnega razreda 10 K znaša dopustna amplituda natezne napetosti  $\sigma_{ad} = 5,5 \text{ kp/mm}^2$ . Torej zloma zaradi utrujenosti materiala ne bo.

Največja vrednost natezne napetosti (glej sl. 6) je

$$\sigma_{maz} = \frac{F}{A_s} = \frac{3300}{50,2} = 66 \text{ kp/mm}^2$$

in znaša ~ 74 % meje razteznosti. Upoštevati pa moramo še zvojne napetosti, ki jih povzročamo pri privijanju in poiskati reducirano napetost. Ta pa ne sme prekoračevati meje razteznosti. Tvrdba Bauer & Schaurte navaja

$$\sigma_{red} = 1,3 \cdot \sigma_{maz} = 1,3 \cdot 66 = 86 \text{ kp/mm}^2 < 90.$$

Vijačna zveza torej povsem ustreza za gornje podatke.

### Primer 2

potrebni prerez jedra navoja, če za pritezno silo izrazimo 80 % meje plastičnosti (po tabeli 1)

$$A_k = \frac{F_d}{0,8 \cdot \sigma_r} = \frac{3000}{0,8 \cdot 19} = 198 \text{ mm}^2.$$

Izberemo standardni vijak M 20 in imamo  $A_k = 220 \text{ mm}^2$  ter prerez gladkega dela stebra  $A = 314 \text{ mm}^2$ . Skiciramo vijačno zvezo (sl. 10). Enotna sila stebra vijaka je

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{2,2 \cdot 10^4} \left( \frac{17}{220} + \frac{23}{314} \right) = 0,068 \cdot 10^{-4} \text{ mm/kp};$$

$$C_s = 14,7 \cdot 10^4 \text{ kp/mm.}$$

Enotna sila plošč bo tu zaradi prožnega tesnila precej manjša kakor v primeru 1. Treba jo je izmeriti pri poskusu in znaša  $C_p = 6 \cdot 10^4 \text{ kp/mm.}$

Količnik  $\gamma$  znaša

$$\gamma = C_p / C_s = \frac{6 \cdot 10^4}{14,7 \cdot 10^4} = 0,408$$

$$\text{in pripadajoči } u = \gamma / (1 + \gamma) = \frac{0,408}{1 + 0,408} = 0,29.$$

DK 621.831.01

## Primerjalna študija nemškega, ameriškega in angleškega standardnega preračuna za zobniške prenose

MARKO KOS

Raznolikost sistemov, ki so ta čas v rabi pri preračunu zobniških prenosov, povzroča motnje; predvsem motijo praktika-konstruktorja povsem različni rezultati, ki jih dobiva pri uporabi različnih preračunskih postopkov, čeprav gre za geometrično docela enake zobnike. Konstruktor zmerom išče pri delu najboljše pot: da bi pri največjih dosegljivih obremenitvah porabil najmanjše vložene količine materiala. Razen tega skuša dognati, kam vodi posamezni način preračuna in kaj lahko od njega pričakuje — in to nalogo sem skušal rešiti v naslednjem primerjalnem postopku.

Nemci imajo v standardih DIN uzakonjene samo popravke pri zobnikih, odstopke in oblike zob, preračuna samega pa v DIN nimajo predpisanega; mimo tega imamo lahko za standardni nemški preračun računski postopek prof. Niemann, ki ga tudi pri nas splošno uporabljamo, saj ga navajajo vsi priročniki (Dubbel, Klingelberg, Hütte), obsežno pa je podan v knjigi A. K. Thomas: »Die Tragfähigkeit der Zahn-räder«, München, 1950.

Z  $u = 0,29$  in  $f_z = 0,8$  odčitamo v splošnem diagramu (sl. 8)  $f = 1,58$ .

Celotna natezna obremenitev stebra vijaka je

$$F = f \cdot F_p = 1,58 \cdot 3000 = 4750 \text{ kp.}$$

Dodatna obremenitev (izmenična) pa je

$$F_d = F - F_p = 4750 - 3000 = 1750 \text{ kp.}$$

Amplituda natezne napetosti znaša

$$\sigma_a = \frac{F_d}{2 \cdot A_k} = \frac{1750}{2 \cdot 220} = 4 \text{ kp/mm}^2.$$

Za vijake trdnostnega razreda 4 D znaša dopustna amplituda natezne napetosti  $\sigma_{ad} = 2,75 \text{ kp/mm}^2$ . Ker je dejanska amplituda napetosti večja, bo pri tej zvezi nastal zlom zaradi utrujenosti materiala. Zaradi togosti vijaka (navaden material 4 D in slaba oblika stebra) in elastičnosti plošč (neprimeren način tesnjenja) se bo ta vijačna zveza porušila. Če bi pritezno silo povečali ( $f_z = 0,36$ , glej tabelo 1), bi bila sicer tudi vijačna zveza po sl. 10 primerna za izmenično obremenitev. Toda v tem primeru bi potrebovali vijak M 27 ali celo M 30. Vijačna zveza bi bila v primerjavi z vijakom M 12 v primeru 1 velika in mnogo težja.

Gornja primerjava dokazuje, da smo s kvalitetskimi vijaki dobili nov veliko vreden strojni element, katerega velika nosilnost in varnost omogočata lažje in popolnejše konstrukcije. Vezni vijaki so s tem pridobili na tehnični učinkovitosti, proizvodnja vijakov pa je postala zelo pomembna samostojna veja industrije, ki dan za dnem razširja proizvodni program ter z dviganjem kvalitete prevzema v serijsko izdelavo vse tiste specialne oblike vijakov, kakršne so do pred kratkim zamudno in drago izdelovali v posameznih delavnicah. Dobro organizirana vijačna industrija je torej eden od pomembnih pogojev za dvig proizvodnosti in pocenitev proizvodnje.

### Literatura

- <sup>1</sup> Dr. ing. E. Lickteig, »Schraubenherstellung«, Verlag Stahlisen, Düsseldorf.
- <sup>2</sup> Dr. ing. S. Berg, »Die Schraube mit Vor- und Betriebslast«, ZVDI Bd. 95 Nr. 11/12, april 1953.
- <sup>3</sup> Katalogi tvrdke »Bauer & Schaurte«, Neuss (Rhein).

Avtor: ing. Milan Muršič, Oddelek za strojništvo Fakultete za elektrotehniko in strojništvo v Ljubljani.

Angleži imajo predpisane računske postopke v B. S. S. (British Standard Specification),<sup>1</sup> in sicer: B. S. S. 436, 1940: »Helical and Straight Spur Gears« (poševni in ravni čelni zobniki), B. S. S. 545, 1949: »Bevel Gears« (stožčasti zobniki) in B. S. S. 721, 1937: »Worm Gearing« (polzasti zobniki).

Američani imajo svoj način preračuna določen v standardih AGMA, in sicer AGMA 210.01, december 1946: »Surface Durability of Spur Gears« (površinska obrabna trdnost pri čelnih zobnikih) in v AGMA 220.01, december 1946: »Strength of Spur Gear Teeth« (trdnost zob pri čelnih zobnikih).

Študija naj natančneje osvetli prednosti enega in drugega sistema, razčisti nejasnosti v mnogih točkah ter sproži kritične poglede in pripombe. Pravilno je, da bi v naši industriji uporabljali tisti način preračuna, ki je najbolj dognan in praktičen ter daje najboljše konstruktivne rezultate, a je obenem potrjen z eksperimentalnim delom.

<sup>1</sup> British Standard Institution, 28, Victoria Street, London, S. W. 1.



### 1. Nemški preračun

Pri določanju zobnikovih izmer je treba upoštevati prekomerno obrabo, zlom zoba in nedopustno visoko segrevanje. Kontrola nosilnosti zobniškega para poteka v glavnem v dveh smereh: glede odpornosti proti obrabi in upogibni trdnosti.

Za določanje meje obrabne trdnosti služi Niemannova enačba. Enačb samih ne bom navajal, ker so pri nas dovolj znane; snov je obsežno obdelana v zgoraj omenjeni knjigi Thomasa. Enačba o moči je izvedena iz Hertzove enačbe kotalnih pritiskov in dobi za neko določeno zobniško dvojico naslednjo obliko:

$$P = k_1 n^{1/3} \cdot t^{-1/3},$$

kjer pomeni:

$P$  moč [KS],

$k_1$  konstanto, ki vsebuje merske značilnosti zobnika in kakovost materiala,

$n$  vrtilno hitrost kolesa [ $\text{min}^{-1}$ ] in

$t$  celotno življenjsko dobo [h].

Enačba je izpeljana popolnoma na teoretični podlagi. Eden glavnih faktorjev je, kakor je razvidno iz enačbe, življenjska doba zobnika, ki si jo moramo določiti že vnaprej. To je doba, v kateri teče kolo z nespremenjeno močjo pri določeni vrtilni hitrosti.

Enačba za izračun odpornosti zoba proti zlomu je izpeljana iz primera enostransko vpetega nosilca, obremenjenega na upogib. Enačba je takale:

$$P = k_2 \cdot n,$$

kjer pomeni:

$P$  moč [KS],

$k_2$  konstanto, ki vsebuje zobnikove izmere in kakovost materiala ter

$n$  vrtilno hitrost [ $\text{min}^{-1}$ ].

V diagramu  $P-n$  predstavlja enačba premico: moč narašča premo sorazmerno z vrtilno hitrostjo. Pri vseh hitrostih je dopustna upogibna napetost enaka in konstantna: odvisna je samo od vrste uporabljenega materiala. Življenjska doba ne vpliva na dopustno obremenitev: izmenična trdnost na utrujenost nima nikakršnega vpliva. Res se vrtilna hitrost  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] pojavlja v enačbi, toda to ne sme motiti, kajti ta hitrost je v prvi potenci in izvira iz momenta sile  $M$  [kpm], ki se pojavlja v enačbi:

$$P = M \cdot n / 716,2 \text{ [KS]}.$$

Dandanes, ko se vse bolj in bolj uveljavlja računanje s trdnostjo na utrujenost, to že na prvi pogled ne more zadovoljiti. Trajnostna trdnost je za vse ostale strojne elemente z vsemi vplivi zarezitosti, pogostnosti (števila ciklov), velikosti in kakovosti površine obde-

lana eksaktno. Jasno je, da bi moral tudi zobnik pri neki določeni življenjski dobi ob manjši vrtilni hitrosti zdržati in dopuščati mnogo večje upogibne napetosti kakor pri veliki vrtilni hitrosti, ko je trajna trdnost dosežena hitro, v skladu z Wöhlerjevo krivuljo obremenilnih ciklov, ki se po določenem številu ciklov asimptotično bliža vrednosti: trajnostni upogibni meji.

Za primerjalni račun si izberemo kolesno dvojico s številom zob  $z_1 = 80$ ,  $z_2 = 20$ , pri čemer se omejimo na pastorek.

Vsota zob:  $z = 100$ ,  
modul:  $m = 10 \text{ mm}$ ,  
širina zoba:  $b = 10 \text{ mm}$ ,  
razmerje:  $b/m = 1$ ,  
delilni premer kolesa:  $d_{01} = 800 \text{ mm}$ ,  
delilni premer pastorka:  $d_{02} = 200 \text{ mm}$ ,  
vprijemni kot:  $\alpha = 20^\circ$ ,  
nagibni kot:  $\beta = 0^\circ$ .

Pastorek je iz jekla 16 Mn Cr 5 (stara označba EC 80), cementiran in kaljen na trdoto 60 HRC, 0,8 mm v globino ter brušen. Trdota v jedru je 207 HB, natezna trdnost  $\sigma_m = 100 \text{ kp/mm}^2$ . Pastorek pustimo obratovati z naslednjo standardno vrsto vrtilnih hitrosti:

20, 40, 80, 160, 315, 630, 1250, 2500, 5000  $\text{min}^{-1}$ .

#### Obraba

Z izpeljavo Niemannove enačbe za obrabo:

$$P = \frac{p_{dop} \cdot b \cdot d_{01}^2 \cdot n_1}{2 f^2 \cdot 716200} \cdot \left( \frac{i}{i+1} \right) \text{ [KS]}$$

in iz enačb  $p_{dop} = \frac{49 \cdot HB}{W^{1/4}}$  in  $W = \frac{n \cdot 60 \cdot t}{10^6}$ , dobimo za ta

pastorek končno enačbo:

$$P = 21,5 \frac{n^{1/3}}{t^{1/3}} \text{ [KS]}, \text{ pri čemer so:}$$

$n$  vrtilna hitrost [ $\text{min}^{-1}$ ],

$t$  življenjska doba [h],

$p_{dop}$  dopustni plosčinski pritisk med boki zoba [ $\text{kp/mm}^2$ ],

$f$  koeficient vprijemnih razmer,

$i$  prestava zobniškega para,

$W$  v milijonih izraženo celotno število vrtljajev kolesa v teku življenjske dobe  $t$ ,

$HB$  površinska trdota pastorka v Brinellovih enotah.

Izračunane vrednosti so vnesene v diagram št. 1.

#### Upogib

Vrednosti moči, dopustnih glede na upogibno mejo, so razvidne iz diagrama št. 2. Diagrami so zaradi enostavnosti v logaritmični skali, ker so vse krivulje potencialne in potekajo zato kot premice.

Pri tem je treba poudariti, da so poglavitne lastnosti materiala — kakor dopustne upogibne napetosti — vzete pri vseh načinih preračunov v izhodišni točki kot enake, ker je le tako možno izvesti komparacijo.

### 2. Ameriški preračun

Enačbe za dopustne nosilnosti so določene v dveh standardih AGMA: »Surface Durability of Spur Gears« (površinska odpornost čelnih zobnikov) — 210.01, december 1946 in »Strength of Spur Gear Teeth« (trdnost zob čelnih zobnikov) — 220.01, dec. 1946. Postopek, na katerem je osnovan ameriški standard, naj določi dopustne nosilnosti za standardni 20-stopinjski zob s polno globino širine 1 inch, pri vrtilni hitrosti 950  $\text{min}^{-1}$ , s prestavnim razmerjem 5:1 in faktorjem obratovanja 1. Ta moč se nato spreminja za druge pogoje s faktorji: tako je  $k_2$  popravni faktor, ki upošteva druga prestavna razmerja,  $k_3$  faktor za spremembe v širini zoba,  $k_4$  faktor, ki upošteva vrtilno hitrost, ki je drugačna od 950  $\text{min}^{-1}$ , ter  $k_5$  faktor, ki ni bil vključen pri izračunu prvotne moči, a se mora upoštevati pri izračunu kot faktor dotikalne napetosti.

Enačbe za obrabno trdnost temelje na tlačni trajnostni meji (endurance limit) za jeklo na stični točki

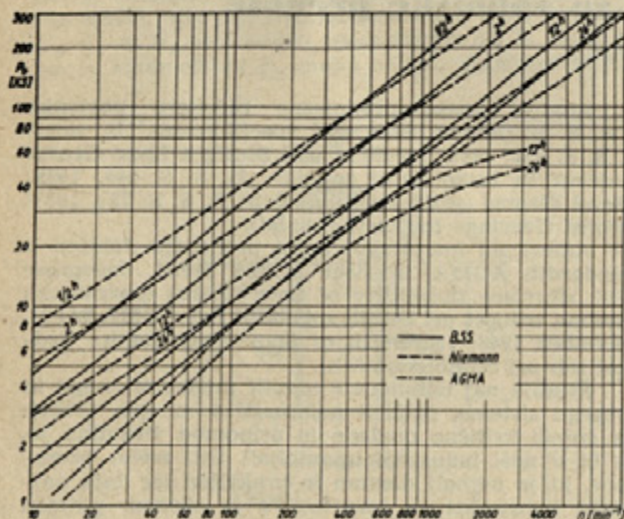


Diagram 1. Dopustne moči glede na obrabo pri raznih trajanjih obratovanja



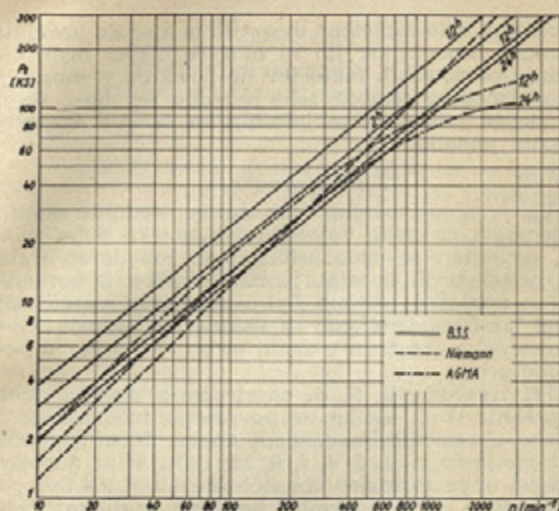


Diagram 2. Dopustne moči glede na trdnost pri raznih trajanjih obratovanja

med boki zobnika in pastorka. Ta napetost je računska maksimalna napetost, določena z elastičnimi enačbami. Trdota po Brinellu služi za merilo trajnostne meje. V trdnostnih proračunih je dopustna napetost enaka polovični trajnostni natezni meji za obremenitve konic. Trajnostna meja je nasprotno — grobo vzeto — enaka polovični natezni trdnosti. Tako dobimo razmerje štiri med natezno trdnostjo in maksimalno natezno napetostjo pri obremenitvah konic in faktor osem med maksimalno natezno trdnostjo za kontinuirne obremenitve (če je le-ta enaka polovici obremenitve konic). Vendar to ni istovetno s faktorjem varnosti, kajti faktor  $\gamma$ , ki je bil upoštevan pri zobnikih, računa z maksimalno koncentracijo napetosti in zobniki so konstruirani tako, da ni prekoračen ta faktor koncentracije napetosti konic.

Niže razvidne razmere dobimo pri obravnavanju zobniškem paru (faktorji so podani tabelarično; iz teh vrednosti je možno za praktično uporabo izdelati pregledne diagrame, medtem ko se je treba sicer posluževati zamudnega interpoliranja).

#### Dopustna moč glede na obrabo

$P = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5$  [KS], pri čemer je:

$k_1 = 131$ ,  $k_2 = 0,96$ ,  $k_3 = 0,4$ ,  $k_5 = 0,864$ , a  $k_4$  je razviden iz naslednje tabele:

| $k_4$                | 0,0408 | 0,0784 | 0,149 | 0,273 | 0,472 | 0,778 | 1,0675 | 1,35 |
|----------------------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|--------|------|
| $n \text{ min}^{-1}$ | 20     | 40     | 80    | 160   | 315   | 630   | 1250   | 2500 |

Iz teh vrednosti izhaja moč:

$$P = 131 \cdot 0,96 \cdot 0,4 \cdot 0,864 \cdot k_4 = 43,4 \cdot k_4 \text{ [KS]}$$

Vrednosti so podane v diagramu št. 1.

#### Dopustna moč glede na zlom zob

$$P = \frac{k_3 \cdot k_4 \cdot k_7 \cdot k_8}{\text{diametr. pitch}} \text{ [KS], pri čemer je:}$$

$k_3 = 0,4$ ,  $k_4$  je enak kakor pri obrabni trdnosti,  $k_7 = 1658$ ,  $k_8 = 0,372$ , diametr. pitch =  $20/7,87 = 2,54$ . (Vse vrednosti je treba vstavljati v colskem sistemu.)

Iz gornjega izhaja dopustna moč:

$$P = \frac{0,4 \cdot 1658 \cdot 0,372}{2,54} \cdot k_4 = 97 \cdot k_4 \text{ [KS]}$$

Vrednosti pri različnih vrtilnih hitrostih so razvidne iz diagrama št. 2. Vse vrednosti veljajo za obratovalni faktor 1, kar pomeni, da je obratovanje enakomerno in brez sunkov ter traja 8 do 10 ur na dan. Za 24 ur dnevno je treba vzeti 80 % gornjih vrednosti, za srednje sunke in 8 do 10 ur dnevno 80 %, pri 24 urah

dnevno 67 %, pri težkih sunkih in 8 do 10 urah 57 %, a za 24 ur dnevno 50 odstotkov.

Ze pri površnem pregledu so očitne naslednje pomanjkljivosti tega načina izračuna:

1. Nemogoče je izračunati dopustno obremenitev za določen obratovalni čas.

2. Omejiti se je treba na izbrane pare trdnosti kolesa in pastorka.

3. Za popravljene vprijemne razmere pri popravku zob in centrale je nemogoče izračunati ustrezno povečanje nosilnosti, ki ni majhno. (Pri B. S. S. je to posebno opazno.)

Pri postopku AGMA je določeno, da se te vrednosti nanašajo na življenjsko dobo desetih let. To pri B. S. S. ni nikjer razvidno, vendar dokazuje analogija pri rezultatih, da je osnova za vse sodobne preračune strojnih naprav življenjska doba desetih let.

Iz diagramov je razvidno, da leže vrednosti ameriških rezultatov nižje od vseh drugih, kar si pojasnimo s tem, da so v tem standardu zajete zgolj osnovne smernice, ki dajejo zmerne, a zanesljive rezultate, vendar še zdaleč ne kažejo poti do skrajnosti izkoriščenega materiala. Da to dosežejo, so konstrukterji navezani na izsledke laboratorijev lastnega podjetja, kar je v Ameriki že stalno v navadi. Jasno je, da na tej podlagi s standardom AGMA ni mogoče doseči preciznejših rezultatov.

### 3. Britanski preračun

Preračun zobnikov po britanskih standardih je pri nas bolj malo znan. Zobniški standardi pomenijo zaključek dolgoletnega in zelo solidnega dela ter obširnih eksperimentalnih raziskav Department of Scientific and Industrial Research, Committee Gears and Mechanisms, London in National Physical Laboratory.

V B. S. S. je uporabljen 20-stopinjski nagibni kot, kar pomeni dobro uravnotežen kompromis med trdnostjo, odpornostjo proti obrabi in mirnostjo teka. Čeprav je bila povsod v Angliji razširjena oblika zoba z nagibnim kotom  $14 \frac{1}{2}^\circ$ , so se odločili za 20-stopinjsko obliko. Delovna globina je enaka dvakratnemu modulu, a vznožje zoba prehaja v polkrožno krivuljo, kar izredno povečuje njegovo odpornost proti ponavljani obremenitvi, ker zaradi postopnejšega prehoda prereza zmanjšuje stopnjo koncentracije napetosti. Čeprav je lok dotikanja nekaj krajši kakor pri  $14 \frac{1}{2}^\circ$  zobu, je pripadajoči polmer krivine zobnega loka večji, kar več kakor odtehta zmanjšano dolžino loka dotikanja.

B. S. S. 436 se uporablja za vse namene, katerim služijo zobniki, skupno z avtomobilskimi, ne pa za traksijske naprave niti za turbinska predležja. V tej razpravi teh razlik ne bi obravnavali, ker se tičejo samo razredov točnosti in izdelave, ne pa računskih in trdnostnih osnov, ki so v vseh standardih B. S. S. enake. Glede na obodne hitrosti so vsi zobniki razdeljeni na pet razredov, ki obsegajo vse obodne hitrosti

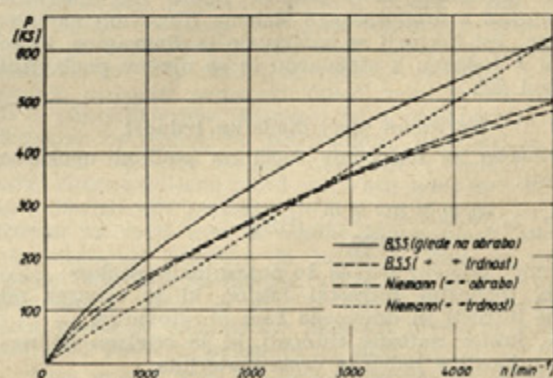


Diagram 3. Dopustne moči glede na obrabo in trdnost zob po raznih preračunih pri dnevnem trajanju obratovanja  $\frac{1}{2}$  h (za jeklo za cementiranje)



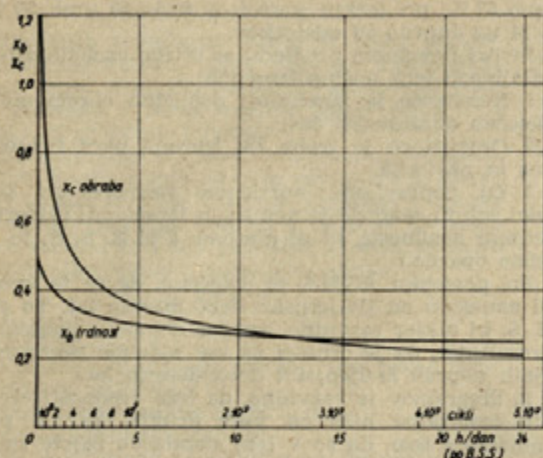


Diagram 4. Faktor obrabe in upogiba v odvisnosti od števila obremenitev pri vrtilni hitrosti  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  (po B. S. S.)

nad 2000 fpm (610 m/min) in navzdol. Razlike obstajajo v temeljnem profilu zoba, ki ima ravne stranice, precej velike polmere v vzhodnih in nekoliko posnete zgornje robove; poglobitve razlike pa so v dopustnih odstopkih pri delitvi in profilu zoba.

Za konstruktorja so velike vrednosti poglavja o določanju izmer zobnikov, bodisi deljenih ali nedeljenih, o pestu, debelini in prerezu zobatega venca, o ročicah, o spojnih obročih in zagozdah. Iz diagramov je neposredno možno odčitavati vse potrebne izmere zobatih koles. Takšnih podatkov sicer ni mogoče najti v nobeni literaturi.

#### Preračun moči glede na obrabno odpornost

Enačba za določitev moči na podlagi dopustne obrabe:

$$P_{ob} = \frac{x_c \cdot s_c \cdot c \cdot n \cdot z \cdot \varphi \cdot m^{2,8}}{748\,000} \text{ [KS]}$$

pri čemer pomeni:

$x_c$  hitrostni faktor obrabe, ki je odvisen od vrtilne hitrosti in dnevnega časa obratovanja,  
 $s_c$  faktor površinske napetosti, odvisen od materiala in trdote v jedru in na površini,  
 $c$  conski faktor, odvisen od števila zob pri kolesu in pastorku,

$n$  vrtilno hitrost kolesa ali pastorka [ $\text{min}^{-1}$ ],  
 $z$  število zob kolesa ali pastorka,  
 $\varphi$  razmerje med širino in modulom ( $= b/m$ ),  
 $m$  modul [mm].

Enačba je že transformirana na tehniški merski sistem (kp—mm), prav tako je lahko vse diagrame spreminjati z anglosaškega sistema (lbs.—in.) na tehniškega. Vsi faktorji se odčitavajo iz diagramov, ki so zbrani v dodatku k standardu in so njegov poglaviti sestavni del.

#### Preračun moči glede na trdnost

Enačba za določanje moči na podlagi upogibne trdnosti:

$$P_{tr} = \frac{x_b \cdot s_b \cdot y \cdot n \cdot z \cdot \varphi \cdot m^3}{1\,430\,000} \text{ [KS]},$$

pri čemer pomeni zraven že pojasnenih znakov:

$x_b$  trdnostni hitrostni faktor, ki je odvisen od vrtilne hitrosti in dnevnega časa obratovanja,  
 $s_b$  faktor natezne trdnosti, ki je odvisen od natezne trdnosti v jedru in vrste materiala,  
 $y$  trdnostni faktor, ki je odvisen od števila zob vprijemajočega zobnika in računanega zobnika.

Iz gornjih enačb je možno razvideti, da so odvisnosti posameznih faktorjev od vrtilne hitrosti, kar

nas zanima, zelo zapletene in o njih ni mogoče podajati teoretične osnove, ker jih ni mogoče nikjer zaslediti. Krivulje posameznih faktorjev ne potekajo v enostavnih odvisnostih, temveč zelo neredno ter brez zvez, tako da je jasno, da so jim bili za osnovo eksperimentalni podatki.

#### Življenjska doba

Vsi izračuni zobnikov na obrabno trdnost slonijo na domnevi za neko določeno življenjsko dobo zobnika, po kateri se bodo pričeli boki zob deformirati, to je, pričele bodo nastajati jamice (nemško: Grübchenbildung, angleško: pitting). Pri nemškem in ameriškem načinu izračuna jemljemo za domnevno določeno življenjsko dobo, izraženo v urah, n. pr.: 5000 ur, in računamo z njo.

Pri izračunu B. S. S. operiramo z dnevno dobo obratovanja, t. j. koliko ur povprečno teče zobnik z imensko obremenitvijo v enem dnevu. Imenske dobe obratovanja so 1/2, 1, 2, 4, 6, 8, 12, 18 in 24 ur dnevno. Dvanajst ur je normalna doba obratovanja. Pri tem pa ne zasledimo nikjer omenbe, kolikšna je celotna življenjska doba oziroma koliko let bo zobnik zdržal pri takšni dnevni dobi obratovanja. Kakor je že omenjeno, je v ameriških predpisih AGMA določba, da se vse življenjske dobe nanašajo na deset let, v katerih se zobniki popolnoma izrabijo in tudi finančno amortizirajo. Glede na to opombo smo izračunali s pomočjo komparacije, da se vsi diagrami B. S. S. dejansko nanašajo na desetletno življenjsko dobo, kar je razvidno tudi iz primerjanj v priobčenih diagramih. Tako velja med angleškimi dnevnimi dobami obratovanja (running time) in nemško življenjsko dobo takale odvisnost:

|           |      |      |      |       |       |       |       |
|-----------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| B. S. S.: | 1/2  | 1    | 2    | 3     | 12    | 24    | h/dan |
| DIN:      | 1825 | 3650 | 7300 | 10950 | 43800 | 87600 | h     |

Menimo, da je za tehnika, še posebno pa za naročnika, otipljivejši podatek, koliko ur dnevno bo povprečno obratoval zobnik, od onega, koliko ur naj bi zdržal v celoti. Celotna življenjska doba izhaja iz prvega podatka avtomatično.

Naš računski primer:

Za obravnavano zobniško dvojico dobimo naslednje obrazce:

a) Za obrabo:

Iz izmer pastorka izhaja dopustna moč:

$$P_{ob} = x_c \cdot n / 3,82 \text{ [KS]},$$

pri čemer je bil pomen znakov že obrazložen. Vrednosti so vnesene v diagram št. 1.

b) Za trdnost:

Dopustna moč:  $P_{tr} = x_b \cdot n / 2,87 \text{ [KS]}.$

Vrednosti so vnesene v diagram št. 2.

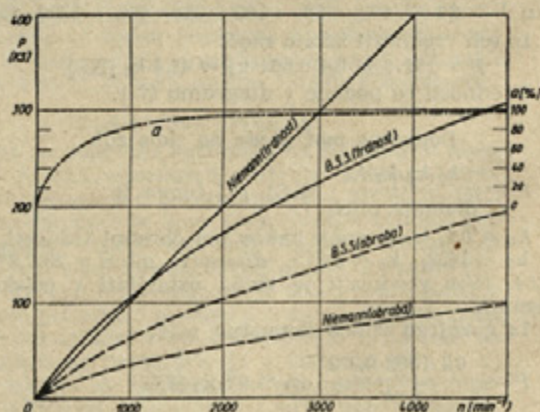


Diagram 5. Dopustne moči glede na obrabo in trdnost zob po raznih preračunih pri dnevnem trajanju obratovanja, 1/2 h (za jekla za poboljšanje)

a je v odstotkih izražena razlika med dopustnimi močmi glede na obrabo po B. S. S. in Niemannu



## Zaključek

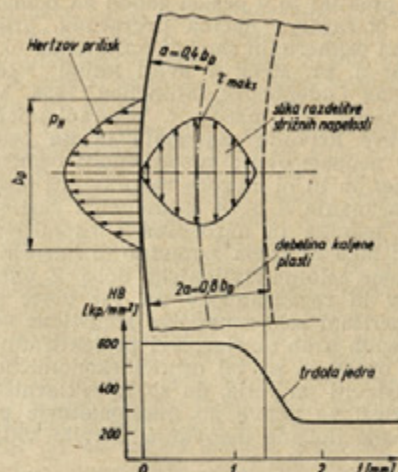
Da si ustvarimo preglednejšo sliko, so v diagramu št. 3 v krivuljah prikazani rezultati nemškega in preračuna B. S. S., in sicer za obratovalni čas  $\frac{1}{2}$  ure dnevno.

Iz primerjalnega postopka izhaja, da so dopustne moči na obrabo (glej diagram št. 1) po nemškem in načinu B. S. S. pri vrtilni hitrosti  $320 \text{ min}^{-1}$  enake, pri manjši hitrosti so nemške moči večje, pri večjih pa so moči B. S. S. ugodnejše. V tem območju so za 22 do 30 % večje. AGMA leži povsod precej nižje in zato spričo neekonomičnosti ni upoštevan. Pri primerjanju trdnostnih podatkov sili takoj v oči, da so nemški rezultati na trdnost neodvisni od dobe obratovanja in potekajo linearno v premici, ne da bi upoštevali utrujenost materiala v skladu z Wöhlerjevo krivuljo ponavljajočih se obremenitev. Pri 1000 vrtiljajih na minuto in obratovalnem času 12 ur dnevno dobimo za celotno življenjsko dobo  $2,63 \cdot 10^6$  obremenilnih ciklov. To dokazuje, da smo že daleč v območju trajne trdnosti. Krivulja trdnosti B. S. S., ki se skoraj popolnoma približuje nemški krivulji na obrabo, upošteva to okoliščino: pri veliki vrtilni hitrosti se odpornost proti zlomu in s tem tudi dopustna upogibna napetost naglo zmanjšujeta, medtem ko dopušča pri manjših hitrostih mnogo večje upogibne napetosti v zobu in so zato dopustne obremenitve zobnika do 40 % večje.

V enačbi za moč po B. S. S. pomenita faktorja  $x_1$  za obrabo in  $x_2$  za trdnost vpliv Wöhlerjeve krivulje, ker upošteva število obremenitev, t. j. celotni čas in vrtilno hitrost zobnika. V diagramu št. 4 sta naneseni krivulji obeh faktorjev pri  $1000 \text{ min}^{-1}$  v odvisnosti od števila ciklov. Oba faktorja imamo lahko pravzaprav za krivuljo moči pri  $P = 1 \text{ KS}$  v določenih pogojih. Obe krivulji sta v bistvu Wöhlerjevi krivulji, pri čemer je treba poudariti, da je to krivulja strojnega elementa-zobnika in ne materiala. Prehod iz območja časovne trdnosti v območje trajne trdnosti je pri  $10^6$  ciklih, ni pa oster, kakor se to sicer prikazuje običajno. Konstantne trajne trdnosti kot limita ne dosežemo, ker se moč še vseeno manjša. Iz preizkusov vemo, da je običajna trajna trdnost pri okroglih jeklenih palicah premera 15 mm dosežena pri 10 milijonih ciklov, medtem ko leži pri večjih in bolj zapletenih kosih mnogo više (kolenčasta gred s čepom 150  $\varnothing$  pri 150 milijonih ciklov), pri zobnikih pa celo pri 600 do 900 milijonih ciklov. Zato podatki nemškega avtorja Kecka (glej nižje), ki postavlja začetek trajne trdnosti pri  $10^6$  ciklov, kar doseže zobnik z vrtilno hitrostjo  $1000 \text{ min}^{-1}$  že v 100 minutah, niso verjetni. Iz tega je razvidno, da je nepravilno primerjati običajno snemane Wöhlerjeve krivulje kot lastnosti materiala na zobnike kot elemente s specifičnimi lastnostmi trajne trdnosti. Razen tega se vidi, da se obraba zelo hitro manjša s številom ciklov, medtem ko se upogibna trdnost ne manjša tako hitro, kar se ujema z drugimi preizkusi (Niemann, Maschinenelemente, Springer, 1950).

Pri razmotrivanju področja z manjšimi vrtilnimi hitrostmi je treba opozoriti na to, da so v tem območju maksimalne dopustne obremenitve s trdnostjo zob omejene: nemška krivulja dopustne moči na trdnost leži v območju od 0 do 2500 vrtiljajev v minuti nižje od krivulje dopustne moči na obrabo; ker pa leži krivulja moči na trdnost B. S. S. zaradi prej obravnavanih lastnosti mnogo više, se izkaže, da navidezna prednost nemškega preračuna obrabe v tem območju ne more priti do veljave. Pri vrtilni hitrosti  $1000 \text{ min}^{-1}$  je po nemškem preračunu dopustnih 125 KS (pri čemer je odločilna trdnost zob), po preračunu B. S. S. pa je na podlagi trdnosti dopustnih 165 KS, torej za 32 % več.

Zaradi opozorila na bistveno razliko med proračunskimi postopki so v diagramu št. 5 nanesene krivulje dopustnih moči glede na obrabo in trdnost za zobnik iz oplemenitenega jekla. V dopustnih močeh je



Sl. 6. Razdelitev strižnih napetosti zaradi Hertzovega pritiska in trdota v odvisnosti od globine

videti mnogo večjo razliko kakor v doslej obravnavanem primeru iz jekla za cementiranje. Zobnik ima enake izmere kakor v prejšnjem primeru, a je iz jekla 35 NiCr 18 (stara označba VCN 45), ki ima v jedru trdoto 260 HB (in enako na površini). Iz diagrama se vidi, da so dopustne moči po B. S. S. že pri vrtilni hitrosti  $600 \text{ min}^{-1}$  za 70 % večje od nemških obremenitev, a pri  $1400 \text{ min}^{-1}$  že za 90 %. Iz primerjave med diagramoma št. 3 in 5 je razvidno, da rastejo obremenitve po B. S. S. pri jeklih za cementiranje mnogo počasneje, ne torej sorazmerno s površinsko trdoto. Pri B. S. S. se faktor  $s_c$ , ki pomeni dopustno obremenitev glede na površinsko napetost, ravna po Brinellovi trdoti v jedru, ki pri jeklih za cementiranje nikoli ne doseže enake trdote kakor na površini, marveč je manjša za najmanj 40 %. Čim manjša je razlika med trdoto na površini in trdoto v jedru, tem bolj se lahko zobnik obremeni. Po Niemannu se dopustna površinska obremenitev ne zmanjša zaradi mehkejšega jedra, marveč raste linearno s trdoto na površini v skladu z enačbo za dopustno površinsko napetost  $p_{dop} = 49 \cdot HB/W^{1/4}$ . Vendar iz okvar v praksi ponovno ugotavljamo, da se pri jeklih za cementiranje zelo pogosto pojavljajo jamice pred predvideno življenjsko dobo, kar je očitno posledica mehkega jedra.

Iz teorije o Hertzovih pritiskih vemo, da deluje v globini, enaki 40 % širine tlačne elipse, ki ponazarja razporeditev Hertzovega pritiska, največja strižna napetost (glej sliko št. 6). Ta napetost povzroča luščenje oziroma mikro razpoke v zgornji plasti. Točka največje strižne napetosti bi morala ležati še v trdi plasti, če je konstrukcija strojnega elementa popolna. Vendar je pri zelo velikih specifičnih pritiskih iz tehnoloških razlogov nemogoče doseči tako debelo plast, niti s cementiranjem, še manj pa s plamenskimi površinskim kaljenjem ali nitriranjem. Pravilno je, da leži točka največje strižne napetosti v sredini trde plasti: globina kaljene plasti mora biti torej 80 % širine elipse Hertzovega pritiska. Če tega ni, dobimo strižno napetost na meji trde in mehke žilave plasti, zaradi česar nastajajo razpoke in luščenje. Zato je treba pritisk zmanjšati na manjše, kakršne bi zgornja plast lahko nosila sama na sebi. S tem zožimo Hertzovo elipso, nakar se tudi strižna napetost pomakne v trdo plast proti površini in izgubi na moči.

Tega vpliva med ostalimi preračuni ne upošteva nobeden. Pri skozi kaljenih jeklih lahko dosežemo po preračunu B. S. S., kakor je vidno iz diagrama št. 5, za 80 do 95 % večje moči kakor po Niemannu brez nevarnosti za nastanek jamic.



Nemški praktiki so v praksi zadeli na pomanjkljivosti doslej običajnega načina preračuna, prikazane na praktičnem primeru, in skušali najti izhod na razne načine, kakor n. pr. Keck v svoji knjigi: »Zahnrad Praxis«, Verlag Oldenbourg, München, 1956. Vendar trpi to delo zaradi istih napak, t. j. zaradi uporabljanja Wöhlerjeve krivulje *materiala* in ne celotnega *elementa* ter neupoštevanja svojstvenosti cementirane plasti, o čemer pa tu ni mogoče razpravljati obširneje.

Način računanja B. S. S. z dnevnimi časi obratovanja je za tehnika in naročnika prijemljivejši in konkretniji: tako ni treba zamudno in nerealno ocenjevati zaželeno celotne življenjske dobe. Z vgrajevanjem števecv in regulatorjev na vse vrste strojev so dobili Američani zelo zanesljive statistične podatke o letnih delovnih urah strojev. Pri projektiranju se je nanje lahko opreti in na tej osnovi ekonomično konstruirati. Pristaviti pa velja, da so za jeklarniške naprave od dvigal za ponve do manipulatorja pri stiskalnicah znane dolžine delovanja, število vključkov na uro itd.

Prvi pogoj za dobro izvedbo preračuna je poznavanje dejanskega poteka procesa, števila in pogostnost

preobremenitev, velikost in značaj preobremenitev, natančno trajanje delovanja v enem dnevu oziroma vnaprej izračunana polna obremenitev v življenjski dobi. Napake, ki predčasno nastajajo pri obratovanju zobnika, so predvsem posledica napačnega računanja dnevne dobe obratovanja. Zato je potrebno statistično nadzorovati razne vrste pogonov.

Ker so diagrami B. S. S. zelo pregledni in dovolj natančni, omogočajo občutne prihranke na teži in prostornini ter računanje ni zamudno, temveč predvsem prirejeno za praktika v industriji. Ker so njihove osnove podprte z obsežnim eksperimentalnim delom, se ta način preračuna hitro uvaja tudi na celini. Zaradi tega sodim, da bi bilo potrebno, izdelati v okviru naših standardov osnutek preračunskega postopka, ki bi temeljil na standardu B. S. S. Slednjič pa bi morali izvesti obsežne eksperimentalne primerjave, da bi ugotovili natančno lego obrab in zlomov, kar pa je za naše razmere in možnosti skoraj nedosegljiv cilj.

Avtor: ing. Marko Kos, Titovi zavodi  
Litostroj, Ljubljana

DK 621.436.05

## Nova načela za vbrizgavanje goriva v Dieslovih motorjih

STANE BRENK

V času, ko v mnogih krajih naše države gradimo nove ali izpopolnjujemo že obratujoče tovarne avtomobilov in raznih motorjev z notranjim zgorevanjem, moramo hkrati budno spremljati razvoj motorne industrije po svetu, da ne bi pri reševanju vsakdanjih problemov prezrili važnih novosti na tem področju. Batni motorji z notranjim zgorevanjem so sicer dosegli zelo visoko stopnjo razvoja, vendar še vedno niso izčrpane vse možnosti za izboljšanje njihovih obratovnih lastnosti, kar dokazujejo vedno novi prispevki za izboljšanje kvalitete in pomenitev pogona ter proizvodnje. Za dokaz naj navedem primer novega načela za vbrizgavanje goriva v valje Dieslovih motorjev, ki je plod poizkusov in študija strokovnjakov v tovarni MAN.

Poglavitni pomanjkljivosti hitro tekočih Dieslovih motorjev v vseh izvedbah sta trdi tek in dimljenje. Rešitev tega problema so konstruktorji iskali skozi desetletja tako, da so težili k tvorbi čim popolnejše zmesi zraka in goriva, kakršno so skušali doseči s pomočjo čim finejše razpršitve goriva ob vbrizgavanju skozi šobo in gibanju zraka v zgorevalnem prostoru. Da je v Dieslovih motorjih res težko doseči homogeno zmes, vidimo že, če upoštevamo, da je za njeno tvorbo razpoložljivi čas približno šestkrat krajši od časa, razpoložljivega za tvorbo zmesi v motorjih z vplinjačem. Ker je z dosedanjimi merskimi pripomočki skrajno težko spremljati potek goriva in zraka ter si po tej poti ustvariti sliko o njegovi popolnosti, je vedno prevladovala težnja, da bi naprtili vse pomanjkljivosti pri zgorevanju nepopolni zmesi in preslabemu izkoriščanju zraka, pri tem pa je ostalo ob strani zelo važno vprašanje — kemizem zgorevanja v Dieslovih motorjih. Za dosego čimvečje moči motorja je odločilen potek zgorevanja, zato je izpolnitev pogojev, ki so potrebni za čim uspešnejše zgorevanje, skoraj važnejša kakor tvorba »idealne mešanice«.

Da bi ugotovili, koliko se lahko izboljšajo lastnosti Dieslovega motorja z rastočo popolnostjo mešanice, so v tovarni MAN izvedli vrsto poizkusov, katerih cilj je bil, doseči čimbolj homogeno zmes fino razpršenega goriva in zraka. V ta namen so izvedli posebne šobe, ki so gorivo razprševale tako, da je imela ob koncu vbrizganja vsaka kapljica okrog sebe dovolj

zraka za popolno zgorevanje. S takimi šobami opremljen motor je pokazal proti pričakovanju slabe lastnosti. Trdi tek se je močno povečal, vrhu tega pa se je na vsem območju obremenitve in vrtilne hitrosti povečalo dimljenje. Na osnovi tega rezultata se je dalo sklepati, da je »idealna« mešanica ovira pri zgorevanju in na plinsko olje vpliva neugodno, če je v času zakasnitve vžiga pomešana z vročim zrakom.

Težnja, da bi dosegli po zgledu eksplozijskih tudi v Dieslovih motorjih čimbolj homogeno zmes še pred vžigom, je torej vodila do zelo neljubih pojavov pri zgorevanju. Dieslovi motorji sicer tečejo, in to prav uspešno, toda z omenjenimi pomanjkljivostmi. Konstruktorji so s poskusi dognali najugodnejši kompromis med mirnostjo teka, porabo goriva in dimljenjem, vendar se je tako ravnotežje porušilo že pri manjših spremembah v obratovanju, recimo če smo uporabili drugačno plinsko olje.

Raziskovanja kemizma zgorevanja kažejo, da so pojavi pri samovžigu precej podobni onim pri detonaciji v eksplozijskih motorjih. V enem in drugem primeru ne poteka oksidacija direktno, ampak preko vmesnih proizvodov. V prvi fazi oksidacije detonacijsko zgoreva plašč hlapov, ki obdaja vsako kapljico goriva, medtem ko jedro kapljice zaradi pomanjkanja kisika ne more oksidirati. Pri zgorevanju povišana temperatura povzroča razpad molekul v jedru kapljice, pri čemer atomi vodika zgorejo, ostane pa skelet ogljikovih atomov, ki zelo težko oksidirajo, kar se pokaže v izpušnih plinih polnih saj. Pri zelo drobnih razpršitvah goriva se dimljenje sicer nekoliko zmanjša, poveča pa se detonacija. Če sedaj zaviramo dotok kisika, pritisk v valju ne narašča preveč strmo, močno pa se poveča dimljenje. Opisani pojavi dokazujejo, da s pomočjo »idealne« zmesi goriva in zraka ne moremo izboljšati zgorevanja v Dieslovih motorjih.

Po drugi strani poznamo popolno zgorevanje plinskega olja, ki nastane, če gorivu dodajamo zrak — kar je zelo važno — pri nizki temperaturi. Takšno zgorevanje poteka v gorilcih. Spektralna analiza plamena kaže, da teče oksidacija preko drugačnih vmesnih proizvodov kakor v valju Dieslovega motorja in je torej potek reakcije v obeh primerih bistveno različen. Popolno zgorevanje je mogoče, če se zrak (kisik) in