

UDK 62-222:621.43

Raziskava napetostnega stanja v valju motorja TAM po metodi končnih elementov s programskim sistemom SASP*

A. JEZERNIK — M. PRAŠNIČKI

1. UVOD

Pri reševanju napetostnih in deformacijskih problemov v zadnjih 20 letih se v tehniški praksi vedno bolj uporablja metoda končnih elementov. To je dandanes najuspešnejša numerična metoda za izračun konstrukcijskih elementov z uporabo digitalnih računalnikov.

V domači strojniški praksi se metoda končnih elementov sicer uvaža, vendar se trenutno še ne uporablja v širšem obsegu. Vzroki za to so predvsem v premajhnem številu večjih računalnikov, v pomanjkanju dobrih računalniških programov, pa tudi premajhnem usmerjanju mladih strokovnjakov v te vrste raziskav.

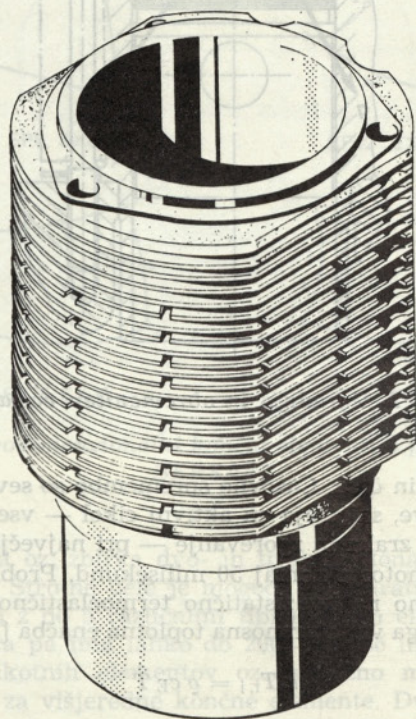
Naslednji sestavek obravnava raziskavo napetostnega stanja v valju motorja TAM in predstavlja del raziskav določenih primerov iz industrijske prakse, ki jih opravljajo na oddelku za strojništvo VTŠ Univerze v Mariboru.

2. OPIS PROBLEMA

V splošnem je valj zračno hlajenega motorja z notranjim zgorevanjem konstrukcijsko in tehnološko zelo zahteven del motorja. Zunanja površina je na gosto orebrena zaradi boljšega hlajenja, notranje drsne površine pa so obdelane v merah, za katere se dopuščajo le majhna odstopanja. Po obliki je valj motorja poleg glave valja bržkone najzahtevnejši del.

Prav tako pa je valj izpostavljen težkim razmeram pri obratovanju. Glavne obremenitve so: mehanske od tlaka zgorevanja v valju in sil prednapetih vijakov za pritrditev ter temperaturne od toplote, ki nastaja med procesom zgorevanja in se širi tudi po stenah valja. Na sliki 1 je prikazan valj, slika 2 pa prikazuje vgradnjo in obremenitev valja.

Valj ima 27 enako debelih radialnih krožnih reber in še pri vrhu eno debelejšo. Vsa rebra imajo



Sl. 1. Grafika valja

enakomerno po obodu razvrščene tri okrogle luknje za prehod vijakov. Razen zgornjih petih reber so vsa rebra po obodu šestkrat prekinjena do korena. Spodnji del valja ni orebren. Debelina stene valja v osni smeri se spreminja. Korenski premeri reber oblikujejo hiperbolično vrtenino.

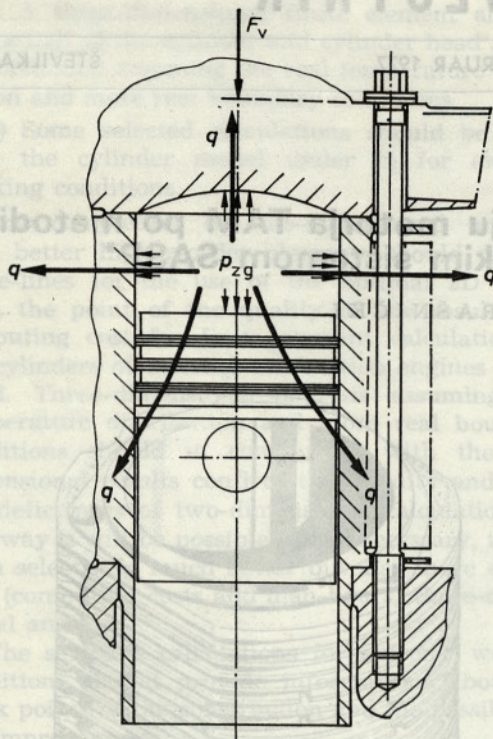
Rebra valja so ulita skupaj s steno. Zunanja oblika reber ni v celoti krožna. Tudi stena valja je v krožni smeri na treh mestih za malenkost tanjša, kar je potrebno za prehod pritrdilnih vijakov.

Valj je med obratovanjem motorja obremenjen z naslednjimi mehanskimi obremenitvami:

- s tlakom zgorevanja v valju,
- s silo pritrditve valja,
- z normalno silo bata na valj.

Temperaturne obremenitve so posledica različnih temperatur v valju, ki se spreminjajo v odvisnosti

* Rezultati numeričnih izračunov na računalniku so iz diplomske naloge M. Prašničkovega [4] na II. stopnji strojništva VTŠ V Mariboru. Avtorja se želita zahvaliti vodstvu sektorja za razvoj in konstrukcijo v TAM — Težno za podporo in razumevanje, nekaterim sodelavcem pa za posredovanje podatkov iz preizkusov za raziskavo.



Sl. 2. Vgradnja in obremenitev valja

od kraja in časa. Časovne spremembe so seveda zanimljive, saj traja en aktivni cikel — vsesavanje hladnega zraka in zgorevanje — pri največji vrtilni hitrosti motorja komaj 50 milisekund. Problem poenostavimo na kvazistatično termoelastično stanje, za katerega velja prenosna toplotna enačba [2]

$$k T_{1,i} = q_{CE} \dot{T} \quad (1)$$

Z rešitvijo te enačbe bi dobili porazdelitev temperature v valju.

V preračunu napetosti so bile uporabljene s preizkusom izmerjene temperature v valju motorja. Rezultati meritev kažejo, da se temperatura spreminja vzdolž valja, po obodu in v radialni smeri.

3. MODEL VALJA PO METODI KONČNIH ELEMENTOV

3.1. Osnovne enačbe elastomehanike

Teoretične enačbe metode končnih elementov za probleme elastomehanike so dobro znane [1], zato so navedene tukaj zaradi preglednosti v jedrnatih oblikih.

Za končni element e , ki ga omejujejo vozlišča 1, 2, 3, ..., n , je vektor pomikov v vsaki točki znotraj elementa definiran z

$$\{f\} = [N] \{\delta\}^e \quad (2)$$

kjer je $[N]$ matrika polja (oblikovna matrika), katere komponente so funkcije pozicije, $\{\delta\}^e$ je vektor komponent vozliščnih pomikov.

Deformacije v poljubni točki elementa lahko zapišemo

$$\{\varepsilon\} = [B] \{\delta\}^e \quad (3)$$

kjer je $\{\varepsilon\}$ vektor, ki obsega komponente normalnih in tangencialnih deformacij. Obstajajo lahko začetne deformacije in izračunane napetosti so potem rezultat razlike med izračunanimi in začetnimi deformacijami. Če vektor začetnih deformacij označimo z $\{\varepsilon_0\}$, so napetosti v točki podane z

$$\{\sigma\} = [D] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) \quad (4)$$

kjer je $[D]$ matrika elastičnih konstant.

Vsaki komponenti vozliščnega pomika ustreza komponenta sile in delovanje vseh komponent v vozlišču mora biti statično ekvivalentno robnim napetostim in vsem obremenitvam, ki delujejo v vozlišču. Če definiramo vektor vseh komponent vozliščnih sil na elementu z $\{F\}^e$, ustreza ta vektor vektorju $\{\delta\}^e$. Če so splošne kontinuirne napetosti zaradi lastne teže ali rotacije enake $\{p\}$ na enoto prostornine in so zunanji tlaki na enoto površine $\{g\}$, delujejo komponente obeh vektorjev v istih smereh kot $\{f\}$.

Z uporabo načela virtualnih pomikov je mogoče enačiti vozliščne sile, kontinuirne obremenitve in tlačne obremenitve z napetostmi v elementu. Vzemimo, da uporabimo vektor poljubnih virtualnih pomikov za element. Pomiki in deformacije

$$\{f\}^* = [N] \{\delta^*\}^e \text{ in } \{\varepsilon^*\} = [B] \{\delta^*\}^e$$

izhajajo iz enačb (2) in (3).

Delo, ki ga opravijo vozliščne sile, je skalarni produkt $\{\delta^*\}^e$ in $\{F\}^e$, to je $(\{\delta^*\}^e)^T \{F\}^e$. Delo, ki ga na enoto prostornine opravijo kontinuirne sile, je $\{f^*\}^T \{p\}$, tako da je delo opravljeno prek prostornine elementa V enako $(\{\delta^*\}^e)^T \int [N]^T \{p\} dV$.

Delo, ki ga opravijo na enoto površine tlačne obremenitve, je $\{f^*\}^T \{g\}$, tako da je delo za površino A enako $(\{\delta^*\}^e)^T \int [N]^T \{g\} dA$.

Vsota tega dela je enaka delu, ki ga opravijo napetosti prek prostornine elementa, kar je

$$\int \{\varepsilon^*\}^T \{\sigma\} dV$$

oz. z uporabo enačbe (3)

$$(\{\delta^*\}^e)^T \int [B]^T \{\sigma\} dV$$

torej

$$(\{\delta^*\}^e)^T \int [B]^T \{\sigma\} dV =$$

$$= (\{\delta^*\}^e)^T \{F\}^e + \int [N]^T \{p\} dV + [N]^T \{g\} dA$$

in ker je nastali virtualni pomik $\{\delta^*\}$ poljuben, je

$$\int [B]^T \{\sigma\} dV = \{F\}^e + \int [N]^T p dV + \int [N]^T \{g\} dA$$

Če enačimo $\{\delta\}$ iz enačb (4) in (3), dobimo

$$\begin{aligned} & (\int [B]^T [D] [B] dV) \{\delta\} = \\ & = \{F\}^e + \int [B]^T [D] \{\varepsilon_0\} dV + \\ & + \int [N]^T \{p\} dV + \int [N]^T \{g\} dA \end{aligned} \quad (5)$$

kjer je

$$[k]^e = \int [B]^T [D] [B] dV \quad (6)$$

togostna matrika za element e .

Vektorje na desni strani enačbe (5) lahko kategoriziramo kot

$$\begin{aligned} \{F\}^e & \text{ — vektor zunanjih sil v vozliščih} \\ \{F_{\varepsilon_0}\}^e & = \int [B]^T [D] \{\varepsilon_0\} dV \text{ — vozliščna sila zaradi temperaturnih deformacij} \\ \{F_{CF}\}^e & = \int [N]^T \{R\} dV \text{ — vozliščna sila zaradi centrifugalnih sil} \\ \{F_g\}^e & = \int [N]^T \{g\} dA \text{ — vozliščna sila zaradi tlačnih obremenitev} \\ \{F_p\}^e & = \int [N]^T \{p\} dV \text{ — vozliščna sila zaradi gravitacijskih sil} \end{aligned}$$

Enačbo (5) sestavimo za vsak element in superponiramo z vsemi drugimi elementi strukture, da dobimo togostno matriko $[K]$

$$[K] \{\delta\} = \{F\} + \{F_{\varepsilon_0}\} + \{F_p\} + \{F_{CF}\} + \{F_g\} \quad (7)$$

Vsaka od komponent $\{F\}$, ki so različne od nič, ustreza eni zunanji komponenti sile. Rešitev enačbe (7) da pomike strukture. Za vsak element je potem mogoče izračunati napetosti v vsaki točki znotraj elementa iz izračunanih pomikov $\{\delta\}$ v enačbah (3) in (4).

$$\{\sigma\} = [D] [B] \{\delta\}^e - [D] \{\varepsilon_0\} \quad (8)$$

Matrika

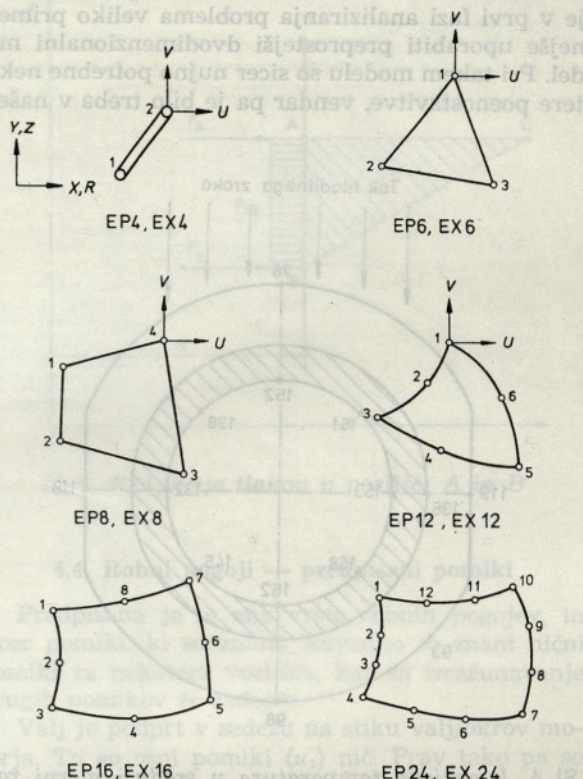
$$[S]^e = [D] [B] \quad (9)$$

je znana kot napetostna matrika elementa.

3.2. Programski sistem SASP in modeliranje valja

Programski sistem SASP, ki se na VTŠ uporablja za temperaturne in trdnostne preračune konstrukcijskih elementov v dveh in treh dimenzijah, obsega 19 programov. Od programov se dva uporabljata za temperaturne analize, dva za napetostne analize, 13 programov pa je namenjenih avtomatični pripravi in ravnanju s podatki, risanju in obdelavi rezultatov v okviru informacijskega sistema na magnetnem disku in trakovih. Pri raziskavi napetostnega stanja v valju motorja TAM je bil uporabljen program BERSAFE, ki je ključna enota omenjenega sistema programov za napetostne analize v dveh in treh dimenzijah. Podatki za temperaturo valja motorja so vzeti iz preizkusov.

S programom BERSAFE je mogoče modelirati dvo- in tridimenzionalne probleme, na voljo pa je



Sl. 3. Dvodimenzionalni končni elementi v programu BERSAFE

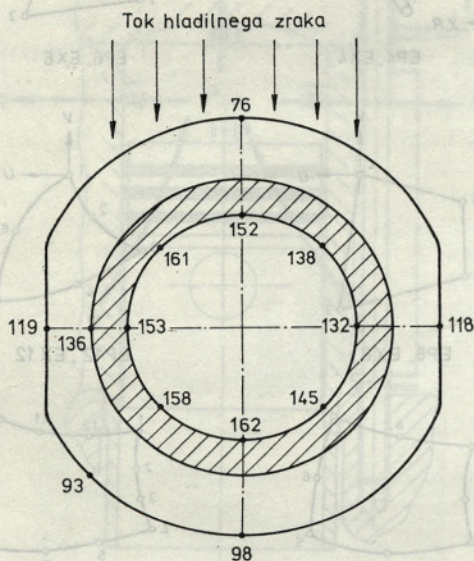
knjižnica oz. zbirka dvo- in tridimenzionalnih elementov. Strojne dele je mogoče modelirati v enem izračunu z do 5 različnimi tipi končnih elementov, struktura pa ima lahko do 2000 vozlišč in npr. do 1500 trikotnih elementov oz. ustrezno manj elementov za višjeredne končne elemente. Dvodimenzionalni elementi programa BERSAFE so prikazani na sliki 3. Podrobnejši opis programskega sistema SASP, programa BERSAFE z nekaj primeri uporabe, je podan v [3, 5, 6, 7, 8].

3.3. Izbira modela za reševanje

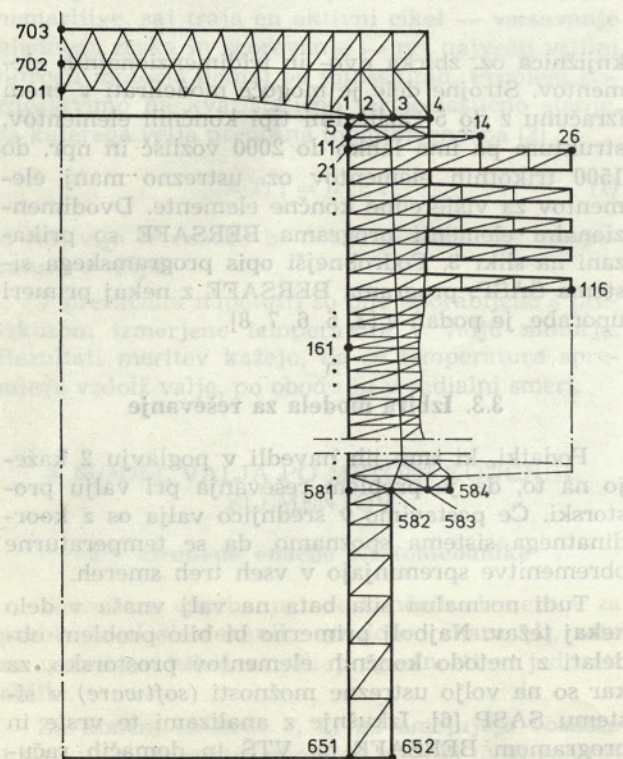
Podatki, ki smo jih navedli v poglavju 2 kažejo na to, da je problem reševanja pri valju prostorski. Če postavimo v srednjico valja os z koordinatnega sistema spoznamo, da se temperaturne obremenitve spreminjajo v vseh treh smereh.

Tudi normalna sila bata na valj vnaša v delo nekaj težav. Najbolj primerno bi bilo problem obdelati z metodo končnih elementov prostorsko, za kar so na voljo ustrezne možnosti (software) v sistemu SASP [6]. Izkušnje z analizami te vrste in programom BERSAFE na VTŠ in domačih računalnikih pa kažejo, da so potrebni izredno dolgi računalniški časi oz. veliki stroški obdelave, poleg večje porabe časa raziskovalcev za analize. Tako

je v prvi fazi analiziranja problema veliko primernejše uporabiti preprostejši dvodimenzionalni model. Pri takem modelu so sicer nujno potrebne nekatere poenostavitve, vendar pa je bilo treba v našem



Sl. 4. Izmerjene temperature v srednji merni ravni valja v °C [9]



Sl. 5. Mreža valja

primeru zanemariti večinoma manj pomembne obremenitve oz. take, ki najmanj vplivajo na rezultate.

Geometrija valja je modelirana z vrteninskim trikotnim elementom EX6 (slika 3) s konstantno porazdelitvijo napetosti. Stena in pokrov valja ustrezata tej obliki elementa, v določeni meri pa tudi rebra (slika 5).

Izbira trikotnega elementa terja nekatere poenostavitve pri obremenitvah. Tako je treba zanemariti normalno mehansko silo bata na valj, saj znaša le nekaj več kakor 2 % skupne sile zgorevanja na bat, pri temperaturni obremenitvi pa smo zanemarili spreminjanje temperature v krožni (obodni) smeri valja. Slika 4 kaže, da te zanemaritve niso nepomembne, vendar je le v primeru, če imamo obodno temperaturo na določenem polmeru za konstantno, mogoče poenostaviti problem.

Za model valja veljajo torej naslednje predpostavke:

- a) temperatura je funkcija spremenljivk r in z ,
- b) mehanske obremenitve delujejo krožno simetrično,
- c) oblika je vrteninska,
- d) temperaturno stanje je ustaljeno.

Kot dopolnilo k modelu je na vrhu valja predviden pokrov, ki nadomešča na tem mestu pritrjeno glavo valja. Pokrov ustvarja boljše pogoje za računanje na stiku valj/glava, kakor če bi računali odprt valj, obenem pa omogoča postavitev robnih pogojev v osi valja, ki so potrebni za izračun. Rezultati preračunov za pokrov niso povsem realni, čeprav dajejo določeno sliko napetostnega stanja.

4. PRIPRAVA PODATKOV

4.1. Mreža za izračun po MKE

Temeljni element je trikotnik z označbo EX6. Uporaben je za vrteninsko simetrične modele in je nasploh primeren, ker z njim zelo dobro sledimo obliki prereza. Njegove lastnosti so:

- 3 vozlišča v ogliščih,
- spremenljivke: pomika u_r in u_z v vsakem vozlišču
- obremenitve:
 - a) točkovne sile v vozliščih na enoto obsega
 - b) sredobežne sile na celotni kontinuum okrog osi z
- napetosti: konstantne po prerezu elementa, vključno z obodno komponento
- pomiki: linearni
- temperature: linearni potek v območju elementa.

Slika 5 kaže razmestitev mreže končnih elementov po obliki prerezanega valja v ravnini $r-z$.

4.2. Mehanske obremenitve valja

Za izračun je izbran valj motorja FL 413 s premerom vrtnice 120 mm, za katerega je bilo na voljo nekaj podatkov, nekaj pa smo jih izmerili med pripravo samo. Če proučimo potek kateregakoli indikatorskega diagrama motorja z notranjim zgorevanjem, vidimo, da je valj v času enega delovnega cikla izpostavljen različnim pritiskom na različno veliko valjasto ploskev (gibanje bata). Te spremembe pa je primerno skrajšati na dve skrajni stanji: ko vlada v valju največji tlak zgorevanja $p_{zg \max}$ in drugo skrajno stanje, ko v valju ni nadtlaka $p_{zg} = 0$. Ker je valj pritrjen oz. vkleščen med glavo valja in pokrov motorja s tremi vijaki, se zaradi tega pojavi naslednje:

a) ko je tlak zgorevanja v valju enak nič, vlada v osni smeri valja le osna sila prednapetih vijakov, radialne mehanske sile ni,

b) ko je tlak zgorevanja v valju največji, se valj v osni smeri razbremeni, radialna mehanska obremenitev valja pa je največja.

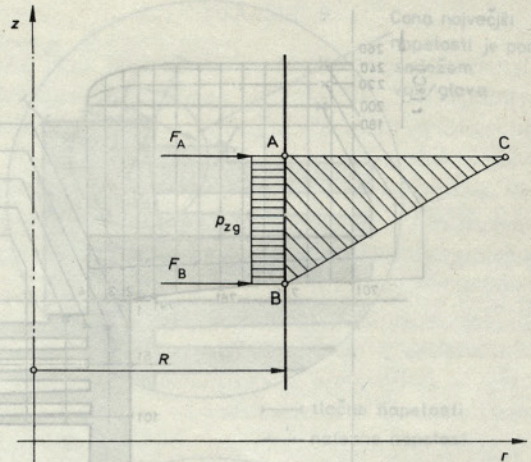
Tako so bili pripravljeni podatki za oba skrajna primera. Iz velikosti valja in sile prednapetja vijakov za pritrditev ni težko določiti specifičnih sil (ploščinski pritisk) na stiku valj/glava, ki so za nadaljnje računanje potrebne. Za izbrani trikotni element vnašamo točkovne sile (vozliščne), preračunane na enoto obsega, če si zamislimo, da je vozlišče na krogu s polmerom r . Ker imamo v našem primeru na voljo tlak zgorevanja ali ploščinski pritisk, postopamo takole: Tlak, ki deluje na stranici AB trikotnika ABC (končnega elementa) zreduciramo v točki A in B:

$$F_A = F_B = p_{zg} \frac{AB}{2} = p_{zg} (z_A - z_B)/2 \quad (9)$$

Tako zreduciramo tlake v vsa vozlišča, ki so mehansko obremenjena. Sile na enoto obsega vnašamo kot podatek za zunanje mehanske obremenitve. Predznak se ravna po koordinatnem sistemu $r - z$.

4.3. Temperaturne obremenitve valja

Temperature valja so bile izmerjene v preizkuševalnici proizvodov TAM [9]. Rezultati kažejo, kakor smo že omenili, spreminjanje temperatur v osni (z), radialni (r) in obodni (θ) smeri. Ker pa smo sprejeli vrteninski model valja za analizo napetosti, se spreminjanje v obodni smeri lahko zanemari. Tako je ustvarjen tudi model porazdelitev temperatur v valju, slika 7. Temperatura za vsako vozlišče mreže je bila ugotovljena z grafično interpolacijo in vnesena in podatke za izračun.



Sl. 6. Redukcija tlakov v vozlišči A in B

4.4. Robni pogoji — predpisani pomiki

Predpisana je le ena vrsta robnih pogojev, in sicer pomiki, ki so znani. Navadno so znani nični pomiki za nekatera vozlišča, kar za izračunavanje drugih pomikov že zadošča.

Valj je podprt v sedežu na stiku valj/okrov motorja. Tu so osni pomiki (u_z) nič. Prav tako pa so nič tudi radialni (u_r) pomiki v osi valja.

4.5. Elastične lastnosti materiala

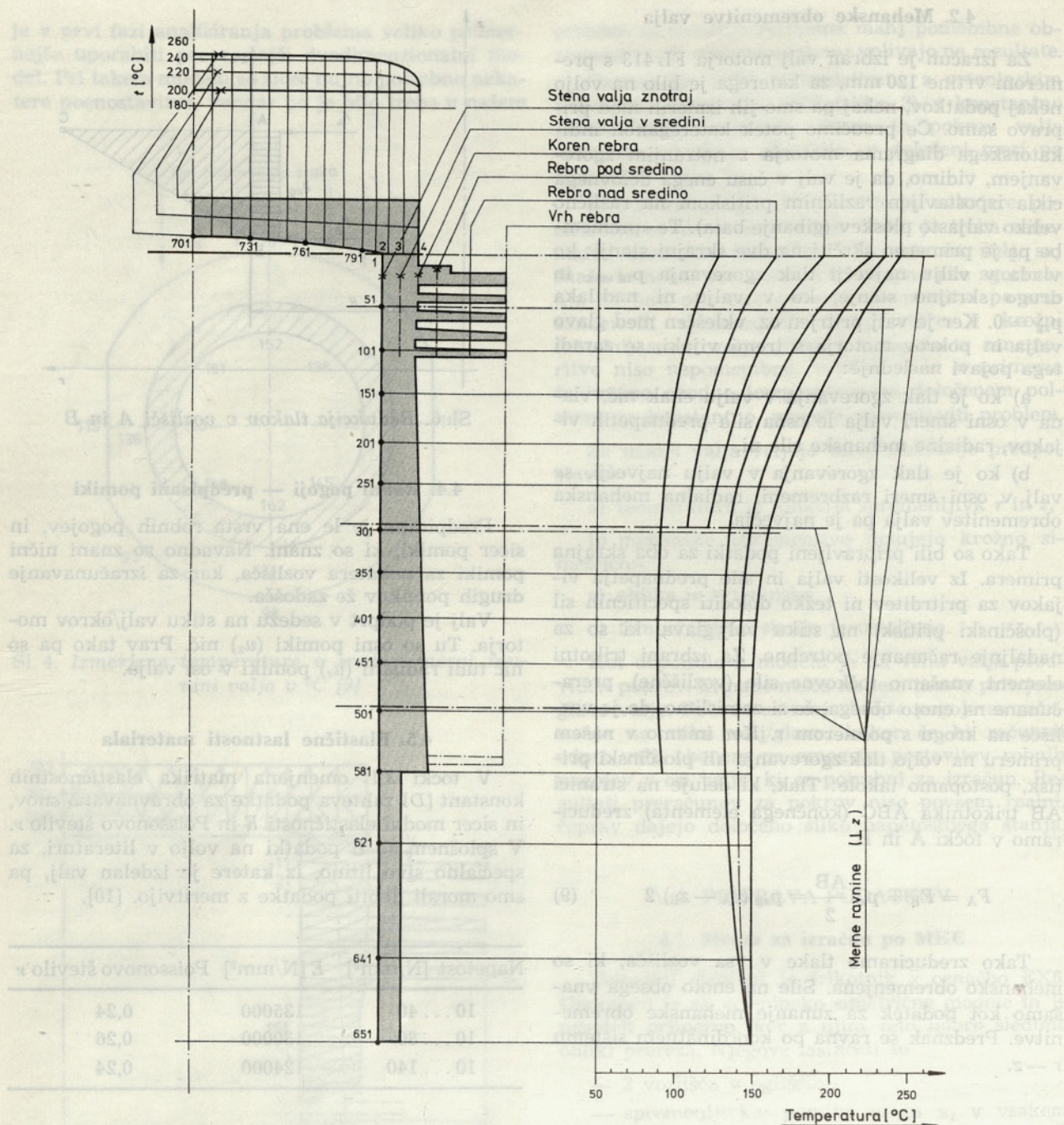
V točki 3.1. omenjena matrika elastičnosti konstant $[D]$ zahteva podatke za obravnavano snov, in sicer modul elastičnosti E in Poissonovo število ν . V splošnem so ti podatki na voljo v literaturi, za specialno sivo litino, iz katere je izdelan valj, pa smo morali dobiti podatke z meritvijo. [10].

Napetost [N/mm ²]	E [N/mm ²]	Poissonovo število ν
10 ... 40	135000	0,24
10 ... 80	130000	0,26
10 ... 140	124000	0,24

Vidimo, da sta modul elastičnosti in Poissonovo število odvisna tudi od napetosti v materialu, kar pomeni, da je v posebnih primerih treba po prvem izračunu ugotoviti, če smo izbrali prave vrednosti za elastične lastnosti materiala, in po potrebi računanje ponoviti.

5. OCENA REZULTATOV

Pričakovati je bilo, da se bo valj zaradi temperaturnih vplivov raztezal proč od podpor. Poleg tega deluje tlak zgorevanja v isti smeri, sila pred-



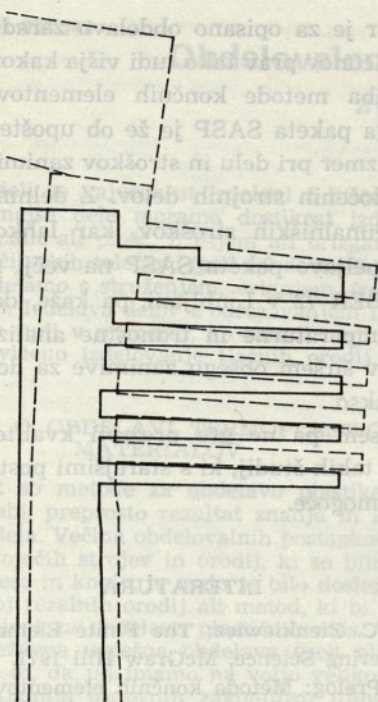
Sl. 7. Porazdelitev temperatur v valju

napetja pa to gibanje ovira. Slika (8) potrjuje ta pričakovanja. Črtkasto je vrisana oblika valja v trenutku ustaljenega temperaturnega režima, ko tlak zgorevanja doseže svojo največjo vrednost.

Valj se zgoraj deformira v obliki tulipanovega cveta. Radialna deformacija je izrazitejša v področju nad prvim batnim obročkom, kjer deluje tlak

zgorevanja na stene, medtem ko je v spodnjem območju skoraj enakomerna. Ugotovimo lahko tudi, da se valj pod podporo razteza navzdol — zaradi temperaturnih vplivov.

Na deformacije valja pod vrhom ima odločilen vpliv tudi glava valja — v našem modelu pokrov —, ki je iz temperaturno bolj razteznega materiala



Sl. 8. Deformacije valja

kakor siva litina. Pri našem izračunu so vozlišča na meji obeh snovi vezana, torej zdrs ni mogoč. Tako pokrov pomaga deformirati zgornji del valja navzven. V praksi pride lahko na meji med obema deloma do radialnega drsenja — relativni premik tesnilne površine glave ob tesnilni površini valja, kar pa ima vsekakor slabe posledice za stik.

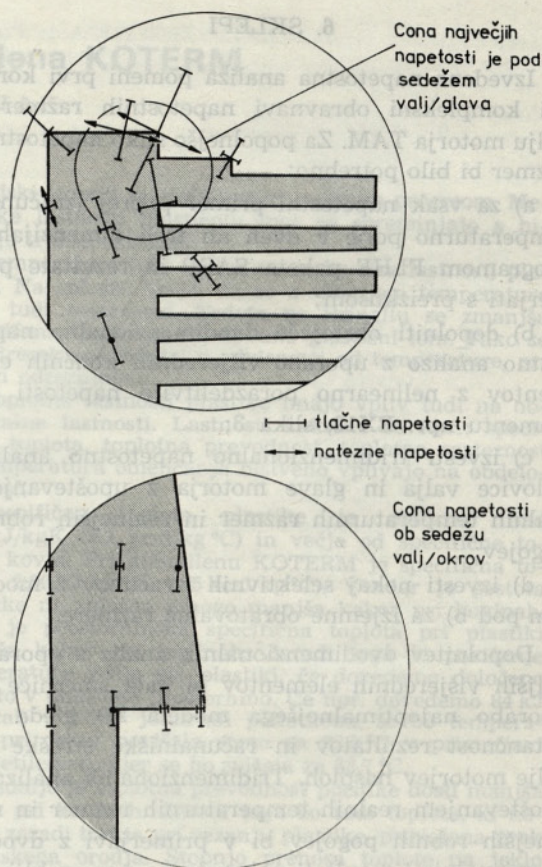
Na sliki 9 so narisane glavne napetosti v nekaterih vozliščih za primer največjega tlaka zgorevanja in ustaljenega temperaturnega režima.

Zaradi vzajemnega delovanja pokrov — stena valja ne delujejo na stiku valj/glava le tlačne napetosti zaradi prednapetja vijakov, ampak opazimo še naslednje:

a) tlačne napetosti se na stični ploskvi navzven večajo,

b) na stični ploskvi valja in še pod njo se pojavljajo natezne napetosti, ki se večajo tudi navzven.

Razlago za to je treba iskati v tem, da se je valj v zgornjem delu zaradi temperaturne obremenitve pokrova — dviganja v sredini — prisiljen deformirati bolj na zunanji kakor na notranji strani, kar pa vodi k povečanju tlačnih napetosti v smeri navzven. Nadalje se zaradi večje temperaturne razteznosti aluminijeve zlitine razteza pokrov v radialni smeri bolj kakor siva litina. To pa ima za posledico napetosti v površinskih vozliščih znotraj valja, tj. 2, 3, 4, 5, 11, 21, itd. vse do vozlišča 161

Sl. 9. Napetosti v valju (v ravnini $r-z$)

(slika 5, 9). Kakor je razvidno s slike 9, se pojavljajo največje napetosti na zunanji površini stene v korenu reber pod vrhom. To kaže, da je napetostno najbolj izpostavljena cona v trenutku največjega tlaka zgorevanja — zunanji vrh valja.

Rebra so bolj obremenjena z obodno komponento glavne napetosti, ki je največja na vrhu reber.

Največje obodne napetosti dosežejo $\approx 110 \text{ N/mm}^2$.

V sedežu valja se pojavljajo izrazite tlačne napetosti z večjo komponento v smeri z . Vidimo tudi, da se napetosti v steni navzdol zmanjšujejo, in to zaradi povečanja debeline stene. Pod sedežem valja so napetosti majhne, saj tu skoraj ni več čutiti vpliva mehanskih obremenitev, zato pa obstajajo temperaturne obremenitve. V splošnem lahko ugotovimo, da znašajo največje tlačne napetosti približno 190 N/mm^2 , najbolj obremenjena cona pa je okrog vozlišč 6, 7 in 8. Največje napetosti so tlačne, kar je ugodno, saj ima siva litina veliko tlačno trdnost, ki je približno 3 do 4-krat večja od imenske natezne trdnosti, ki znaša $240 \dots 300 \text{ N/mm}^2$.

Napetosti v valju za $p_{zg} = 0$ so manjše in niso kritične.

6. SKLEPI

Izvedena napetostna analiza pomeni prvi korak pri kompleksni obravnavi napetostnih razmer v valju motorja TAM. Za popolnejšo sliko napetostnih razmer bi bilo potrebno:

a) za vsak napetostni primer poprej izračunati temperaturno polje v dveh ali treh dimenzijah s programom FLHE paketa SASP in rezultate primerjati s preizkusom;

b) dopolniti obstoječo dvodimenzionalno napetostno analizo z uporabo višjerednih končnih elementov z nelinearno porazdelitvijo napetosti po elementu npr. EX12, slika 3;

c) izvesti tridimenzionalno napetostno analizo polovice valja in glave motorja z upoštevanjem realnih temperaturnih razmer in realnejših robnih pogojev;

d) izvesti nekaj selektivnih izračunov z modelom pod b) za izjemne obratovalne razmere.

Dopolnitev dvodimenzionalnih analiz z uporabo boljših višjerednih elementov bi dala smernice za uporabo najoptimalnejšega modela 2D glede na natančnost rezultatov in računalniške stroške za valje motorjev nasploh. Tridimenzionalna analiza z upoštevanjem realnih temperaturnih razmer in realnejših robnih pogojev bi v primerjavi z dvodimenzionalnimi rezultati pokazala na pomanjkljivosti oz. veljavnost dvodimenzionalnih preračunov. S tem pa bi bilo mogoče selektivno uporabljati, kadar je potrebno, sicer računalniško precej drage, vendar veliko boljše tridimenzionalne analize.

Selektivni izračun za izjemne obratovalne razmere bi dodatno pokazal na šibka mesta konstrukcije, s tem pa na možnosti za izboljšavo.

Na osnovi analiz pod a, b in c bi bilo mogoče predpisati določen postopek temperaturnih in napetostnih raziskav npr. za valj motorja v razvoju. S primerjavo variant več geometrijskih oblik ali pa tudi le pri zvečanju prostornine valja določenega motorja (s povrtanjem), bi bilo mogoče oblikovno in po masi iskati optimalnejši valj, ki bi temperaturno in trdnostno ustrezal obratovalnim razmeram.

Nazadnje še nekaj besed o inženirskih in računalniških stroških obdelave. Opisana analiza valja motorja TAM je trajala približno 30 minut računalniškega časa na računalniku IBM 370/135 CAOP v Mariboru in približno en mesec za pripravo vseh podatkov. Pri računalniških stroških okrog 3000 din na uro cena ni pretirana, zlasti če upoštevamo, da omenjeni računalnik nima povsem ustrezne kapacitete pomnilnika za program BERSAFE in je bilo treba uporabljati virtualni pomnilnik. Poraba inženirskih ur je za opisano obdelavo zaradi uvajanja

takih izračunov prav tako tudi višja kakor običajno.

Uporaba metode končnih elementov oz. programskega paketa SASP je že ob upoštevanju trenutnih razmer pri delu in stroškov zanimiva za preračun določenih strojnih delov. Z delnim zniževanjem računalniških stroškov, kar lahko pričakujemo z vpeljavo paketa SASP na večji računalnik RRC CYBER 72 v Ljubljani, pa kaže, da bodo tovrstne temperaturne in trdnostne analize strojnih delov še v širšem obsegu zanimive za domačo tehniško prakso.

Predvsem pa ne gre prezreti kvalitete in natančnosti takih študij, ki s starejšimi postopki sploh niso bile mogoče.

LITERATURA

[1] O. C. Zienkiewicz: The Finite Element Method in Engineering Science, McGraw Hill 1971.

[2] E. Prelog: Metoda končnih elementov, Univerza v Ljubljani 1976.

[3] A. Jezernik, M. C. Miller: Large User Orientated Systems of Programs for Structural Analysis and Design, Invited lecture at 2nd International Conference on Structural Analysis in Reactor Technology, Berlin 1973.

[4] M. Prašnički: Računalniški trdnostni preračun valja motorja z notranjim zgorevanjem za TAM po metodi končnih elementov, diplomsko delo, VTS Univerze v Mariboru, 1976.

[5] A. Jezernik: Metoda končnih elementov in računski sistemi, VTS Univerze v Mariboru, učbenik v pripravi 1976—77.

[6] A. Jezernik: Termični in napetostni preračuni elementov konstrukcij po metodi končnih elementov s programskim sistemom SASP, SV 1977.

[7] T. K. Hellen: Bersafe a Computer System for Stress Analysis 1970.

Part I: Users Guide
Part 2: Advice and Sample Problems
CEGB Berkeley Nuclear Laboratories, England

[8] D. J. Lewis, K. Fullard: Experience in the Use of Finite Elements in Stress Analysis, CEGB, Berkeley Nuclear Laboratories, England.

[9] R. Bezenšek: Meritev temperatur v valju motorja FL413R (ϕ 120) Arhiv PP-TAM 1976.

[10] L. Petek: Meritev elastičnih konstant na preizkušancu materiala valja motorja FL413R. Arhiv MFL-TAM 1976.

Naslova avtorjev: dr. Anton Jezernik, M. Sc., dipl. ing., docent VTS Univerze v Mariboru in zunanji sodelavec TAM,

Martin Prašnički, dipl. ing., raziskovalni stažist TAM na VTS Univerze v Mariboru.