

UDK 539.385

Doba trajanja bata dizelskega motorja z zarezo

MAKS OBLAK

UVOD

Analitične rešitve diferencialnih enačb, ki temeljijo na linearni teoriji elastičnosti, so znane za razmeroma preproste primere. Metoda končnih elementov (MKE) se srečuje z reševanjem matematičnih in fizikalnih problemov, ki so običajno definirani na zveznem območju bodisi z lokalnimi diferencialnimi enačbami, bodisi z ekvivalentnimi globalnimi stavki. Če želimo problem prevesti na obliko, ki je dostopna matematičnemu obravnavanju, moramo neskončno razsežnost v prostostnih stopnjah sistema diskretizirati, oziroma nadomestiti s končnim številom neznanih parametrov. Izvirni osnutek končnega elementa nadomešča kontinuum s številnimi subdomenami, katerih obnašanje se modelira v skladu z omejenim številom prostostnih stopenj in ki se sestavljajo s procesom, kakršen je zelo dobro znan iz analize diskretnih sistemov. V strojništvu uporabljamo zelo pogosto elemente in naprave, ki odstopajo od običajnih geometrijskih oblik, kakršni so valj, krogla, kvader, kar še dodatno zaplete reševanje problemov. Zato se moramo v praksi velikokrat zadovoljiti s približnimi rešitvami, ki jih običajno obravnavamo z numeričnimi postopki.

Za analize, ki jih rešujemo po *analitični* poti, torej lahko rečemo, da so *omejeno* uporabne. Najbolj *razširjena* je *numerična* analiza problemov, medtem ko lahko rečemo za tretji način reševanja problemov z *eksperimenti*, da je *najdražji*. To je tudi namen tega prispevka, da prikaže možnost analize problema, ne da bi zato morale biti izvedene drage meritve, pri čemer menimo, da so lastnosti naših materialov enakovredne tujim.

TEORETIČNE OSNOVE

Teoretične osnove in vire pričujočega članka lahko bralec najde v [1].

Število obremenitvenih nihajev do poljubne končne velikosti razpoke izračunamo po enačbi

$$N = \sum_{i=1}^{N-1} \left(\int_{a_0}^{a_i} \frac{da}{F(K_I, R, K_{IC} \dots)} \right) i \quad (1)$$

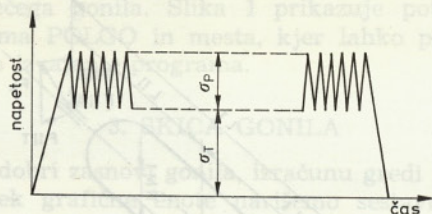
in ga lahko rešujemo na več načinov.

Omenimo naj postopek po Simpsonu [2] oziroma metodo Runge-Kutta [3].

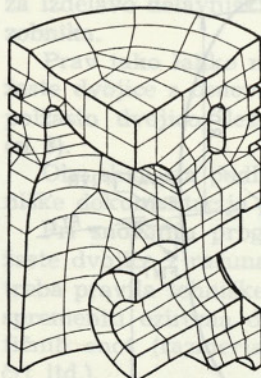
V prispevku smo si prizadevali za inženirsko uporabne rezultate, zato smo k omenjenim karakteristikam (eksperimentalno dobljenim lastnostim) v enačbi (1) dodali še ΔK_{th} , kar pomeni, da bo začela razpoka rasti pri določenem napetostnem nivoju.

MODELIRANJE VALJA

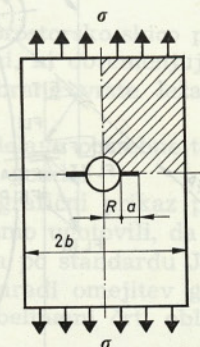
Valj je izpostavljen kompleksnim obremenitvam med delovnim procesom, pri čemer menimo, da so temperaturne obremenitve stacionarne in napetosti zaradi njih konstantne. Tako dobimo diagram napetosti na sliki 1, v katerem so prikazane še vztrajnostne (natezne!) in tlačne sile. Na sliki 2 je prikazana diskretizacija modela valja v treh dimenzijah, kar pomeni ogromno računalniško delo pri analizi po MKE. Zato je bil narejen dvodimenzionalni model na sliki 3, pri katerem smo v izračunu upoštevali simetrijo in s tem znatno zmanjšali stroške analize po MKE. Na sliki 4 je prikazana odvisnost faktorja intenzivnosti napetosti kot funkcija dolžine razpoke. V računu je predpostavljena smer razpoke po simetrali, zato je ΔK_I računano samo v štirih točkah, v vseh preostalih pa je s posebnim programom izračunana vrednost z interpolacijo (vsak interval je razdeljen na 100 delov).



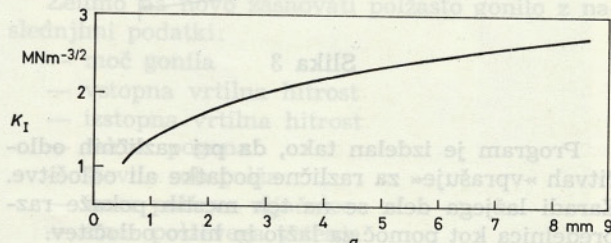
Sl. 1. Obremenitev valja



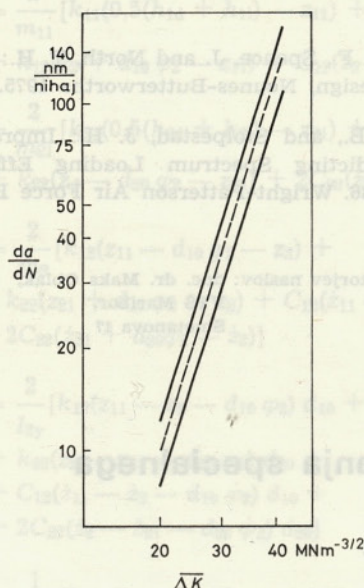
Sl. 2. Tridimenzionalna diskretizacija bata dizelskega motorja



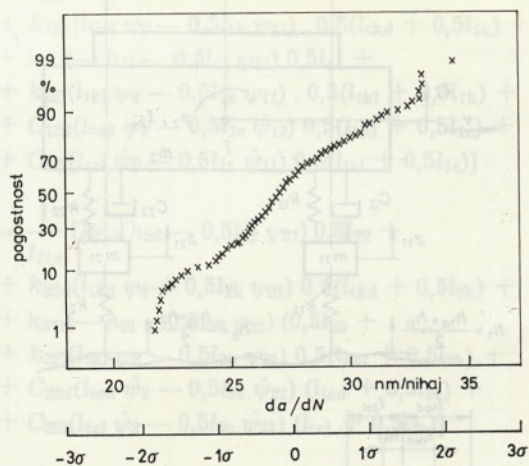
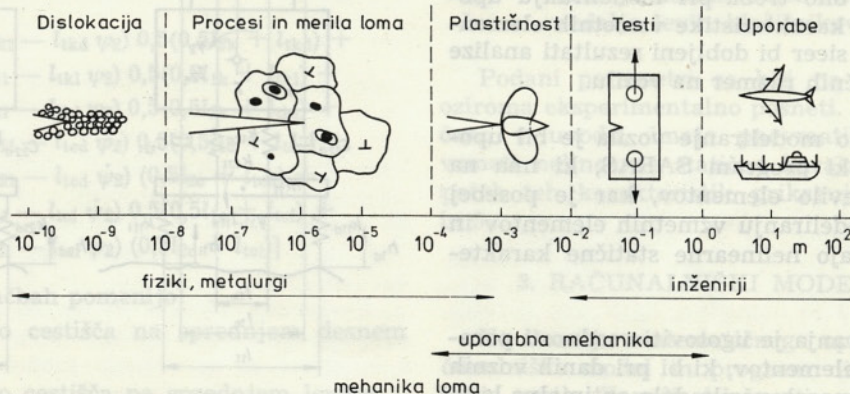
Sl. 3. Poenostavljen dvodimenzionalni model bata

Sl. 4. Faktor intenzivnosti napetosti K_I kot funkcija dolžine razpoke a

Tudi ta pristop znatno poceni obdelavo, vendar mora biti smer širjenja razpoke znana. Lastnosti materiala (konstanti C in m) so simulirane namesto dragih preizkusov in podane v razpredelnici 1 oziroma na diagramu — slika 5. V diagramu —



Sl. 5. Krivulja utrujenostne rasti razpoke

Sl. 6. Simulacija da/dN 

Slika 8

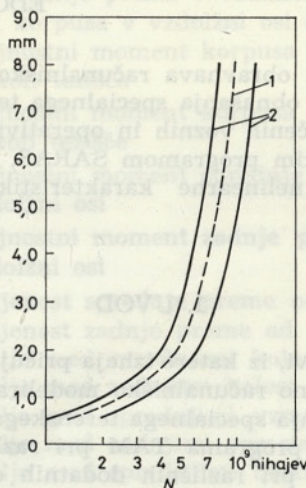
slika 6 pa je narisana simulacija da/dN , ki je izračunana z ustreznim računalniškim programom. Numerično ovrednotenje enačbe (1) je podano na sliki 7.

Na omenjeni način lahko obravnavamo tudi druge elemente, ki so dinamično obremenjeni. Problematika je izredno zahtevna in obsežna, zato je seveda nujno potrebno skupinsko delo v zelo širokem pomenu, kakor ga prikazuje slika 8.

Razpredelnica 1

$$\frac{da}{dN} \cdot 10^6$$

ΔK	Glavna vrednost	Spodnja meja	Zgornja meja	Standardni odklon
20	10,17067	8,00830	12,33304	1,081185
25	21,10356	16,37681	25,83030	2,36337
30	37,14185	28,95687	45,32684	4,092495
35	60,86598	47,40354	74,32842	6,73122
40	94,60224	74,45494	114,74995	10,073655
45	135,68247	105,96223	165,40270	14,860125

Sl. 7. Doba trajanja kot funkcija dolžine razpoke a

1 — $\bar{c} = 7,25 \cdot 10^{-10}$, $\bar{m} = 3,19$
2 — $\pm 2\sigma$

SKLEP

Do porušitve konstrukcije lahko pride na različne načine. Najnevarnejši in najbolj zapleten je tisti, ki je načelno opisan kot krhki lom. Teorija loma, zasnovana na faktorju intenzivnosti napetosti je učinkovita v primeru, ko je velikost plastične cone majhna v primerjavi s parametrom dolžine, ki opisuje področje loma. Ob velikih plastičnih deformacijah terjajo ti modeli dopolnitve.

Programi, ki jih uporabljamo pri reševanju navedenih problemov, so plod lastnega dela in uporabljajo domače znanje, seveda ob upoštevanju znanih in objavljenih tehnik računanja ter se ne opirajo na »licence tujih institucij«.

Prav tako se zavedamo, da se je naslanjati na posamična, najnovejša raziskovanja enega samega instituta lahko pri praktičnem delu zgrešeno.

UDK 629.1.073

Računalniški model dinamičnega obnašanja specialnega terenskega vozila

EDO KIKER — DUŠAN GRABNAR

Prispevek obravnava računalniško modeliranje dinamičnega obnašanja specialnega terenskega vozila pri določenih vozni in operativnih razmerah s simulacijskim programom SARAS, pri čemer so upoštevane nelinearne karakteristike elementov vzmetenja.

1. UVOD

V raziskavi, iz katere izhaja pričujoči članek, je bilo opravljeno računalniško modeliranje dinamičnega obnašanja specialnega terenskega vozila iz izdelovalnega programa TAM pri različnih vozni razmerah in pri različnih dodatnih obremenitvah vozila, ki izhajajo iz njegovih operativnih razmer.

Ker gre za nestandardno vozilo s posebno izvedbo vzmetenja, je bilo treba pri modeliranju upoštevati nelinearne karakteristike vzmetnih elementov in pnevmatik, sicer bi dobljeni rezultati analize odstopali od resničnih razmer na vozilu.

Za računalniško modeliranje vozila je bil uporabljen simulacijski program SARAS, ki ima na voljo zadostno število elementov, kar je posebej pomembno pri modeliranju vzmetnih elementov in pnevmatik, ki imajo nelinearne statične karakteristike.

Namen modeliranja je ugotoviti vrednosti parametrov vzmetnih elementov, ki bi pri danih vozni in operativnih razmerah vozila dale optimalne lastnosti dinamičnega obnašanja vozila.

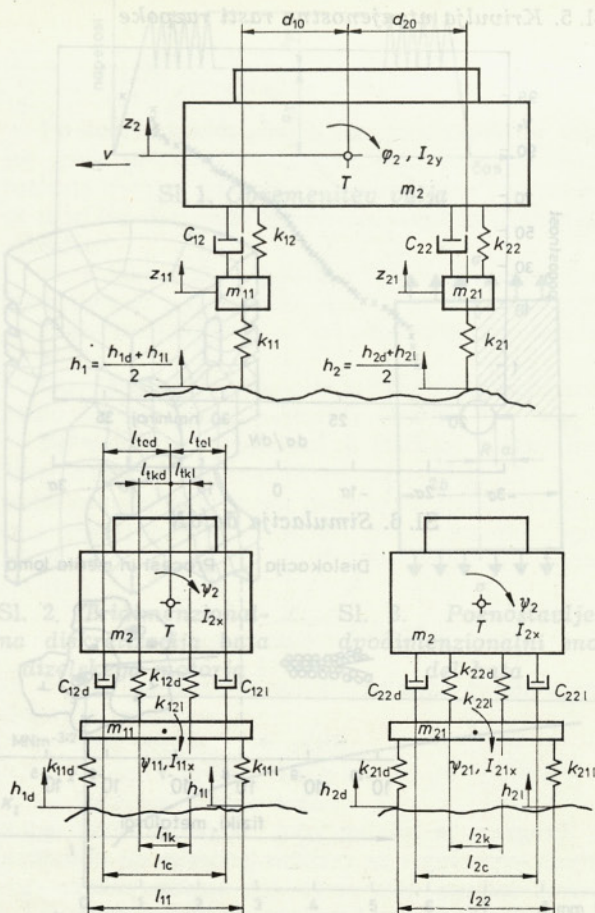
UPORABLJENI VIRI

[1] Oblak, M.: Fatigue life of a notched component. Jugoslavenski kongres teorijske i primenjene mehanike, 16., Bečići 1984. Str. 471—478, referat C 7-31, ilustr.

[2] Gray, T. G. F., Spence, J. and North, T. H.: Rational Welding Design, Neunes-Butterworths 1975.

[3] Chang, J. B., and Stolpestad, J. H.: Improved Method for Predicting Spectrum Loading Effects. AFFDL-TR-79-3036. Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, USA 1979.

Avtorjev naslov: doc. dr. Maks Oblak,
VTS Maribor,
Smetanova 17



Sl. 1. Poenostavljena shema vozila