

# PROVJERA ZAMORNE ČVRSTOĆE KOLJENASTOG VRATILA BRODSKIH ČETVEROTAKTNIH DIZELSKIH MOTORA

## *Fatigue Strength Assessment of Marine Four-stroke Diesel Engines Crankshafts*

UDK 621.436:629

Prethodno priopćenje

*Preliminary communication*

### **Sažetak**

Brodski dizelski motori za primjenu na brodovima koji podliježu nadzoru klasifikacijskog zavoda moraju biti tipno odobreni. Najbitnija faza tipnog odobrenja s gledišta klasifikacijskog zavoda je odobrenje dokumentacije motora. U toj je fazi temeljni element koji valja provjeriti koljenasto vratilo motora, s gledišta zamorne čvrstoće. Iako je postupak provjere koljenastog vratila usuglašen na razini međunarodnog udruženja klasifikacijskih zavoda (IACS-a) dokumentom IACS UR M53, poteškoću u primjeni predstavlja činjenica da u njemu nedostaju bitne pojedinosti, primjerice, usuglašeni način određivanja sila na koljeno i raspona naprezanja.

Svrha je ovog rada opisati postupak razvijen u HRB, koji se primjenjuje pri određivanju navedenih sila i raspona naprezanja, polazeći od krivulje tlakova izgaranja u cilindru motora, koju dostavlja proizvođač. Temeljna je zamisao analiza gibanja ojnice i njeno modeliranje s tri koncentrirane mase. Primjenom koeficijenta koncentracije naprezanja prema sadašnjem UR M53, dolazi se do faktora prihvatljivosti u analizi zamorne čvrstoće. Postupak je ilustriran na stvarnom primjeru brodskog četverotaktnog brzokretnog dizelskog motora, koji je početkom 2003. ispitan na probnom stolu kod proizvođača. Četverotaktni je motor odabran zato što se kod takvih motora u praksi ne susreću polusastavljena koljenasta vratila, za koja vrijede dodatni kriteriji. U zaključku se prikazuju smjernice daljnjeg razvoja prikazanog postupka. Posebno se naglašava činjenica da, iako je modeliranje koljenastog vratila metodom konačnih elemenata postupak koji bi i danas bez dvojbe dao izvrsne rezultate, ono je od male praktične vrijednosti

za eksperta klasifikacijskog zavoda koji odobrava nacрте motora, jer njemu treba jednostavan postupak i model.

*Ključne riječi:* koljenasto vratilo, brodski dizelski motor, zamorna čvrstoća, IACS UR M53

### **Summary**

Marine Diesel engines which are to be implemented on ships supervised by a classification society shall be type approved. From the point of classification society view the most important phase of the type approval process is approval of the documentation. The essential engine element to be approved during that phase is its crankshaft from the point of dynamic durability, based upon fatigue strength. Though the procedure of crankshaft analysis has been unified by the International Association of Classification Societies (IACS) in the document IACS UR M53, the difficulty in its implementation is based upon the fact that this document lacks essential details, e. g. unified method of determination of crank forces and the stresses range.

The aim of this paper is to describe the procedure developed in the Croatian Register of Shipping (CRS) implemented to determine the mentioned forces and stress ranges, starting from the pressures in cylinder, submitted by the engine manufacturer. The basic idea is the analysis of the connecting rod motion and its modelling by three concentrated masses. Implementing stress concentration factors in accordance with the present UR M53, acceptability factors are determined as a result of the fatigue strength analysis. The procedure has been illustrated on a real example of a marine four-stroke Diesel engine, which has been tested on the manufacturer's test bed, at the beginning of 2003. The four-stroke example is chosen, because in this type of engine crankshafts are solid, i. e. not semi-built, for which

\*Dr. sc. Nenad Vulić, doc., voditelj Odjela za strojarstvo i materijale, Hrvatski registar brodova, Marasovićeva 67, 21000 Split

*additional criteria would be applicable. The conclusion gives guidelines for the further development of the specified procedure. It is to be particularly pointed out that, though crankshaft modelling by means of finite elements method would no-doubtfully give excellent results, it is of no practical importance for a classification society surveyor, because he/she needs a simple model and a calculation procedure.*

*Key words: crankshaft, marine Diesel engine, fatigue strength, IACS UR M53*

## 1. Uvod

### Introduction

Klasifikacijski zavodi koji danas djeluju unutar Međunarodne udruge klasifikacijskih zavoda (IACS) svojim tehničkim pravilima propisuju da svi uređaji i oprema koji se ugrađuju na brodovima pod njihovim nadzorom, a važni su za klasifikaciju (funkcionalnu namjenu) i sigurnost broda moraju biti tipno odobreni. Tipno odobrenje podrazumijeva: odobrenje tehničke dokumentacije, odobrenje programa tipnog ispitivanja, nadzor nad tipnim ispitivanjem slijedom odobrenog programa, analizu dobivenih rezultata i izdavanje potvrde o tipnom odobrenju. Tipno odobrenje s gledišta upravljanja kvalitetom predstavlja ovjeru projekta (na prototipu proizvoda), a preduvjet je za pojedinačno preuzimanje proizvoda ili njihove serije.

Brodski dizelski motori stožerni su elementi porivnih i energetskih sustava suvremenih trgovačkih brodova, te kao takvi podliježu postupku tipnog odobrenja. Budući da su njihova koljenasta vratila osnovni element koji proizvođač treba proračunati, a klasifikacijski zavod provjeriti pri odobrenju dokumentacije, za provjeru koljenastog vratila klasifikacijski su zavodi razvili usuglašene kriterije na razini svoje udruge IACS, koji su navedeni u dokumentu IACS UR M53 *Calculation of Crankshafts for Internal Combustion Engines* [1].

Tijekom odobrenja tehničke dokumentacije u klasifikacijskom zavodu provjerava se jesu li zadovoljeni kriteriji tehničkih pravila, primjerice [2]. Pravila se, uglavnom, osnivaju na IACS UR M53, a kriteriji na pogonskoj čvrstoći. Proračun koljenastog vratila polazi od pojednostavljenog modela, koji uzima u obzir samo dio vratila između dva temeljna ležaja.

Nedvojbeno bi za modeliranje složene geometrije cjelovitog koljenastog vratila metoda konačnih elemenata, ili metoda rubnih elemenata bila posebno prikladna, no, s obzirom na potrebu znatnog utroška vremena na čistom geometrijskom opisivanju modela, ovakav pristup nije zaživio u svakodnevnoj praksi klasifikacijskih zavoda.

Stoga su se članovi IACS-a, u suradnji s Međunarodnom udrugom proizvođača motora (CIMAC) ozbiljno posvetili ovom pitanju, baveći se njime već preko trideset godina. Rezultat zajedničkog rada IACS-a i CIMAC-a uobličen je kao IACS UR M53, izdan 1986. god. [1] koji se svakodnevno primjenjuje, unatoč izvjesnim zadržkama koje su izrazili neki članovi IACS-a.

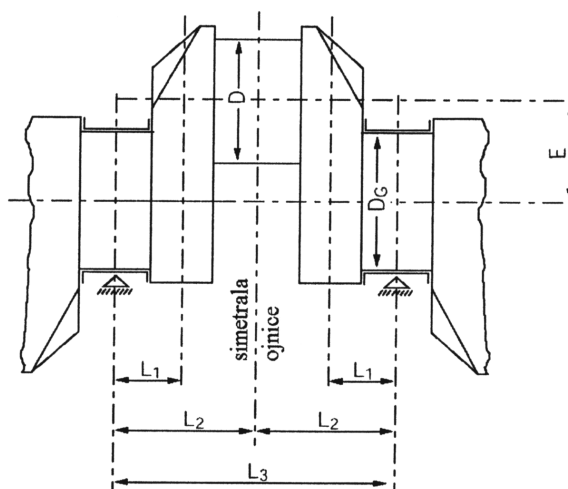
UR M53 se u osnovi bavi proračunom i kriterijima zamorne čvrstoće koljenastog vratila, te proračunom i kriterijima za stezne spojeve polusastavljenih koljenastih vratila. Budući da je ovaj rad usredotočen na četverotaktne motore, kod kojih su koljenasta vratila izrađena iz jednog komada, razmatranja vezana za stezne spojeve će se izostaviti. Posebnosti za dvotaktne motore valja potražiti u literaturi [3].

Cilj je ovog rada prikazati ponajprije nedostajuće elemente i objašnjenja postupka proračuna koljenastog vratila četverotaktnih brodskih dizelskih motora, u okviru IACS UR M53, a koji se primjenjuje i u tehničkim pravilima Hrvatskog registra brodova [2]. Naime, od male je koristi usuglašeni postupak u kojemu uopće nije određen, a kamoli usuglašen, način proračuna polaznih veličina (sila na koljenu i raspona naprezanja) iz poznatih tlakova u cilindru, koje dostavlja proizvođač motora. Pri tome se posebno naglašava pristup kinematičkoj analizi motornog mehanizma polazeći od gibanja ojnice umjesto od gibanja klipa, te dinamičkoj analizi i modeliranju ojnice s pomoću triju koncentriranih masa. Kao slikoviti primjer uzima se koljenasto vratilo stvarnog četverotaktnog motora ispitanog početkom 2003. na pokusnom stolu kod proizvođača. Na kraju se daje osvrt na prednosti i nedostatke izloženog postupka, kao i pregled mogućnosti i smjerova budućeg razvoja prikazanog postupka, koji IACS i CIMAC zajedno nastavljaju razvijati.

## 2. Polazišta

### Starting points

Umjesto modeliranja cjelovitog koljenastog vratila proračun polazi od pojednostavljenog modela koljena i dijelova dvaju temeljnih osnaca između dva temeljna ležaja (slika 2.1). Utjecaj preostalih koljena na promatrano koljeno uzima se u obzir faktorima popravka.



Slika 2.1. Pojednostavljeni model koljenastog vratila [2]

Figure 2.1. Simplified crankshaft model [2]

Prvi je korak odrediti dimenzije, svojstva materijala i opterećenje koljena koljenastog vratila. Potrebne dimenzije, koje ulaze u proračun, jednostavno se odrede iz radioničkih nacrti koljenastog vratila dostavljenih na odobrenje. Svojstva materijala (vlačna čvrstoća, granica tečenja i istežanje) određena su specifikacijama materijala. Što se opterećenja tiče, proizvođač redovito dostavlja tzv.  $p$ - $\alpha$  krivulju, koja prikazuje ovisnost tlaka u cilindru  $p$  o kutu zakreta koljena  $\rho$  mjerenom od gornje (ili donje) mrtve točke. Iako je ova krivulja polazište svih daljnjih proračuna opterećenja, UR M53 uopće ne daje nikakve pojedinosti ili upute kako iz  $p$ - $\alpha$  krivulje odrediti sile koje djeluju na koljeno koljenastog vratila. To je glavni nedostatak UR M53, a ujedno i glavni nedostatak tehničkih pravila svih klasifikacijskih zavoda iz IACS-a.

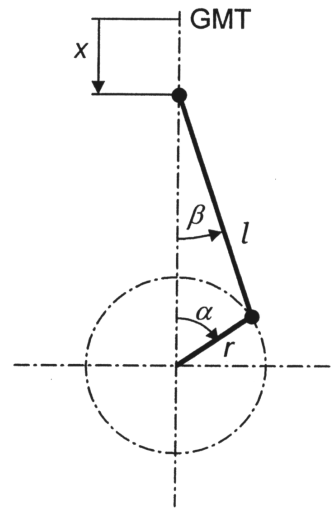
Zalaganjem autora ovog rada kao predstavnika HRB na IACS-ovoj radnoj grupi WP/Machinery, učinjen je prvi korak i dogovoreno je da će se u budućim izdanjima UR M53 određivanje sila na koljeno usuglasiti i prikazati u dodatku samog dokumenta. U tu je svrhu na IACS-u usvojen autorov prijedlog načina proračuna, koji se izlaže u nastavku, zajedno s prikazom rezultata proračuna za stvarni motor. Iako je od tada prošlo gotovo tri godine, još nema konačnog rezultata, budući da još uvijek traje usuglašavanje oko preostalih dijelova buduće verzije UR M53.

## 2.1. Kinematička analiza gibanja ojnice

### *Kinematic analysis of the connecting rod motion*

U analizi motornog mehanizma, čak i u najnovijoj literaturi redovito se polazi od opisa gibanja (pomaka) klipa. Deriviranjem po vremenu određuje se njegova brzina i ubrzanje, potrebni u nastavku za dinamičku analizu, pri čemu se redovito uvode izvjesna pojednostavljenja (razvijanjem funkcija u red i odbacivanjem viših članova reda, itd.). U postupku koji će se ovdje izložiti, umjesto od gibanja klipa polazi se od gibanja ojnice. Time se dobivaju bitno jednostavniji izrazi, u kojima nema nikakve potrebe za bilo kakvim pojednostavljenjima ili aproksimacijama.

Kinematička shema motornog mehanizma prikazana je na slici 2.2. Pretpostavlja se stacionarno stanje, u kojemu koljenasto vratilo jednoliko rotira kutnom brzinom  $\omega$ . Ojnica pri tome obavlja složeno ravninsko gibanje, koje se sastoji od translacije njezinog težišta i njezine rotacije oko svog težišta. Položaj ojnice u svakom je trenutku jednoznačno određen kutovima  $\alpha$  i  $\beta$ , pri čemu je na slici 2.2 prikazan njihov pozitivan smjer. Za kut  $\beta$  vrijedi:  $-\beta_{max} \leq \beta \leq \beta_{max}$ . Za kut  $\alpha$  kod četverotaktnih motora vrijedi:  $-360^\circ \leq \alpha \leq 360^\circ$ .



**Slika 2.2. Shematski prikaz klipnog mehanizma dizelskog motora**

**Figure 2.2. Schematic drawing of a Diesel engine crank mechanism model**

Polazište predstavlja relacija geometrijske veze između kuta ojnice  $\beta$  i kuta koljenastog vratila  $\alpha$ , razvidna iz slike 2.2. (Napomena: popis oznaka je naveden u poglavlju 8):

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha \quad (2.1)$$

Kutna brzina ojnice,  $\omega_{CR}$ , tj. njezina brzina vrtnje oko težišta (koju valja razlikovati od kutne brzine koljena,  $\omega$ , vidjeti poglavlje 8) lako se određuje jednostavnim deriviranjem lijeve i desne strane jednadžbe (2.1) po vremenu  $t$ , te sređivanjem (vodeći računa da je  $\omega = d\alpha/dt$ ):

$$\omega_{CR} = \frac{d\beta}{dt} = \omega \cdot \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad (2.2)$$

Kutno ubrzanje ojnice oko težišta,  $\varepsilon_{CR}$ , dobiva se deriviranjem prethodnog izraza po vremenu.

$$\varepsilon_{CR} = \frac{d\omega_{CR}}{dt} = -\omega^2 \lambda (1 - \lambda^2) \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \beta} \quad (2.3)$$

Pomak klipa mjereno od gornje mrtve točke (pozitivan prema dolje) može se odrediti iz geometrijskih odnosa prikazanih na slici 2.2:

$$x = r \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1 - \cos \beta}{\lambda} \right) \quad (2.4)$$

Brzina i ubrzanje klipa (pozitivni prema dolje) mogu se jednostavno odrediti deriviranjem izraza 2.4 (bez ikakvih aproksimacija):

$$v = \frac{dx}{dt} = r\omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin 2\alpha}{\cos \beta} \right) \quad (2.5)$$

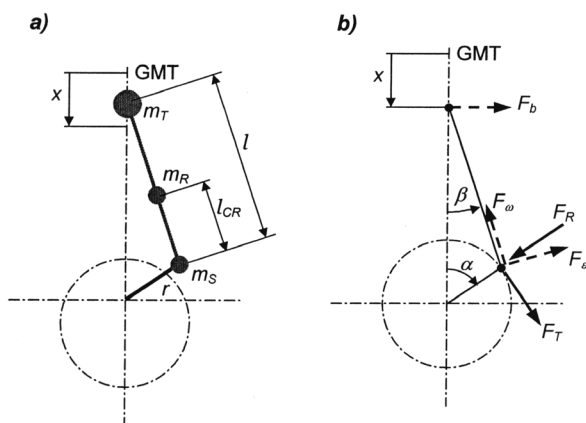
$$a = \frac{dv}{dt} = r\omega^2 \left( \cos \alpha + \lambda \cdot \frac{\cos 2\alpha}{\cos \beta} + \frac{\lambda^3}{4} \cdot \frac{\sin^2 2\alpha}{\cos^3 \beta} \right) \quad (2.6)$$

## 2.2. Dinamička analiza gibanja ojnice

### Dynamic analysis of the connecting rod motion

Osnovna je zamisao ovu analizu isto tako započeti od gibanja ojnice, budući da je iz tehničke dokumentacije motora (nacrt a ojnice) poznata njezina masa,  $m_{CR}$ , položaj njezinog težišta,  $l_{CR}$ , kao i polumjer njezine tromosti oko težišta,  $i_{CR}$ . Masu ojnice treba prikladno razdijeliti na tri dijela, koja se modeliraju koncentriranim masama:

- a) translatorni (koji se giba zajedno s klipom),  $m_T$ ;
- b) rotacijski (koji se giba zajedno s koljenom koljena-stog vratila),  $m_R$ ;
- c) težišni (preostali dio, koji se pridružuje težištu ojnice),  $m_S$ .



Slika 2.3. Dinamika ojnice: a) koncentrirane mase, b) sile na ojnici ( $F_b$ ,  $F_\epsilon$ ,  $F_\omega$ ), sile na koljeno ( $F_T$ ,  $F_R$ )  
Figure 2.3. Dynamics of connecting rod: a) point masses, b) forces to the connecting rod ( $F_b$ ,  $F_\epsilon$ ,  $F_\omega$ ), forces to the crank ( $F_T$ ,  $F_R$ )

Ova se razdioba masa provodi na osnovi rješenja linearnog sustava od 3 jednadžbe s 3 nepoznanice, gdje su nepoznanice navedene mase (slika 2.3.a). Jednadžbe se postavljaju iz triju uvjeta, tj. da je zbroj svih triju masa jednak ukupnoj masi ojnice, zatim da je zbroj statičkih momenata masa oko težišta ojnice jednak nuli, te

naposljetku da je zbroj momenata tromosti navedenih masa oko težišta ojnice jednak momentu tromosti ojnice. Rješavanjem ovog sustava jednadžbi dobivaju se sljedeći izrazi za nepoznate mase, koji se koriste kasnije:

$$m_T = m_{CR} \cdot \frac{i_{CR}^2}{(l - l_{CR})} \quad (2.7)$$

$$m_R = m_{CR} \cdot \frac{i_{CR}^2}{l_{CR} \cdot l} \quad (2.8)$$

$$m_S = m_{CR} - (m_T + m_R) \quad (2.9)$$

Sile koje na ojnici djeluju isključivo zbog tromosti njenih koncentriranih masa (izrazi 2.7-2.9) označene su na slici 2.3.b crtkanim strelicama. Prikazan je njihov pozitivan smjer. Iz uvjeta dinamičke ravnoteže dobivaju se sljedeće vrijednosti za sile na ojnici:

a) bočna sila,  $F_b$ :

$$F_b = \epsilon_{CR} \cdot l_{CR} \frac{m_S}{\cos \beta} \left( 1 - \frac{l_{CR}}{l} \right) - \left( m_T + m_S \frac{l_{CR}}{l} \right) \cdot a \tan \beta \quad (2.10)$$

b) uzdužna sila (duž osi ojnice),  $F_\omega$ :

$$F_\omega = \omega_{CR}^2 \cdot l \cdot \left[ m_S \cdot \left( 1 - \frac{l_{CR}}{l} \right) + m_R \right] - m_{CR} \cdot a \cos \beta + F_b \sin \beta \quad (2.11)$$

c) poprečna sila (okomita na os ojnice),  $F_\epsilon$ :

$$F_\epsilon = \epsilon_{CR} \cdot l \cdot \left[ m_S \cdot \left( 1 - \frac{l_{CR}}{l} \right) + m_R \right] - m_{CR} \cdot a \sin \beta - F_b \cos \beta \quad (2.12)$$

## 3. Rješenja Solutions

### 3.1. Sile na koljeno koljenastog vratila Forces acting to the crankshaft crank

Pri određivanju ukupnog opterećenja osnaca koljena jednocilindarskog motornog mehanizma polazi se od sile zbog tlaka plinova izgaranja u cilindru, koje djeluju na klip, te inercijskih sila zbog mase klipa, koji se giba translatorno.

$$F_{pl} = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.1)$$

$$F_{in} = -m_{kl} \cdot a \quad (3.2)$$

Navedene sile ojnica prenosi na osnac koljena pomoću svoga donjeg ležaja. Njima treba pribrojiti sile zbog tromosti ojnice (izrazi 2.11 i 2.12). Pozitivan smjer komponenti prenesenih sila prikazan je punim strelicama na slici 2.2.b. Zakretanjem koordinatnog sustava iz osi ojnice u os koljena iz izraza 2.12 - 2.14, zamjenom kinematičkih veličina (2.2), (2.3) i (2.6), te naknadnim sređivanjem određuju se obodna sila,  $F_T$ , radijalna sila,  $F_R$ , kao i zakretni moment,  $M_T$ , koji djeluje na koljenasto vratilo u osnacu ležaja ojnice:

$$F_T = (F_{pl} + F_{in}) \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + F_{\omega} \sin(\alpha + \beta) - F_{\epsilon} \cos(\alpha + \beta) \quad (3.3)$$

$$F_R = (F_{pl} + F_{in}) \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta} + F_{\omega} \cos(\alpha + \beta) + F_{\epsilon} \sin(\alpha + \beta) \quad (3.4)$$

$$M_T = F_T \cdot r \quad (3.5)$$

Pozitivan smjer obodne sile i zakretnog momenta odgovara smjeru vrtnje, dok je pozitivan smjer radijalne sile prema središtu vrtnje koljenastog vratila (slika 2.3.b), pri čemu sve sile djeluju na osnac ležaja ojnice, tj. na koljeno. Iz navedenih sila određuju se naprezanja, te njihovi rasponi potrebni za proračun zamorne čvrstoće u zaobljenim prijelazima osnaca koljenastog vratila.

### 3.2. Rasponi naprezanja Stress ranges

Rasponi naprezanja određeni su na osnovi amplitude sila i momenata iz izraza 3.3-3.5:

a) normalno izmjenično naprezanje zbog savijanja:

$$\sigma_{BN} = \frac{F_{R,max} - F_{R,min}}{2} \cdot \frac{L_1}{2} \cdot \frac{K_e}{W_{eq}} \quad (3.6)$$

b) normalno izmjenično naprezanje zbog smicanja:

$$\sigma_{QN} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_{T,max} - F_{T,min}}{2} \cdot \frac{K_e}{A} \quad (3.7)$$

c) tangencijalno izmjenično naprezanje zbog uvijanja:

$$\tau_N = \frac{M_{T,max} - M_{T,min}}{2} \cdot \frac{1}{W_p} \quad (3.8)$$

gdje je:  $L_1$  – aksijalna udaljenost središta temeljnog ležaja od središta koljena (slika 2.1),  $A$  – površina, a  $W_{eq}$  – aksijalni moment otpora središnjeg poprečnog presjeka koljena, dok je  $W_p$  – polarni moment otpora osnaca ležaja ojnice ili temeljnog osnaca. Utjecaj preostalih cilindara uzet je u obzir faktorom  $K_e$ , gdje za četverotaktne motore vrijedi:  $K_e=1$ .

### 3.3. Zamorna čvrstoća u prijelazima osnaca Fatigue strength in crankshaft fillets

Za proračun zamorne čvrstoće u prijelazima osnaca ležaja ojnice i temeljnog osnaca primjenjuje se pristup s pomoću nazivnih naprezanja opisan u UR M53 i u tehničkim pravilima HRB. Proračun polazi od raspona nazivnih naprezanja prema izrazima 3.6-3.8, koji se moraju ispraviti koeficijentima koncentracije naprezanja, kako bi se dobila stvarna naprezanja u osnacima. Postupak izračunavanja ovih koeficijenata primjenom odgovarajućih aproksimacijskih funkcija, na osnovi dimenzija pojedinih dijelova koljenastog vratila, posebno je prikazan u UR M53. Proračun ekvivalentnog naprezanja se provodi u dva presjeka: u zaobljenom prijelazu osnaca ležaja ojnice u koljeno i u zaobljenom prijelazu temeljnog osnaca u koljeno.

a) ekvivalentno naprezanje u prijelazu osnaca ležaja ojnice:

$$\sigma_{ekv,H} = \sqrt{(\alpha_B \cdot \sigma_{BN} + \sigma_{add})^2 + 3(\alpha_T \cdot \tau_N)^2} \quad (3.9)$$

b) ekvivalentno naprezanje u prijelazu temeljnog osnaca:

$$\sigma_{ekv,G} = \sqrt{(\beta_B \cdot \sigma_{BN} + \beta_Q \cdot \sigma_{QN} + \sigma_{add})^2 + 3(\beta_T \cdot \tau_N)^2} \quad (3.10)$$

U izrazima 3.9 i 3.10 su:  $\sigma_{ax}$  – dodatno naprezanje zbog aksijalnih i savojnih vibracija, dok su  $\alpha_B$  i  $\alpha_T$  – faktori koncentracije naprezanja za prijelaz osnaca ležaja ojnice, odnosno  $\beta_B$ ,  $\beta_Q$  i  $\beta_T$  – faktori za prijelaz temeljnog osnaca.

Zamornu čvrstoću u osnacima daje sljedeći izraz:

$$\sigma_{DW(H,G)} = K \cdot (0,42\sigma_B + 39,3) \cdot \left( \frac{0,264 + \frac{1,073}{D_{H,G}^{0,2}} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \frac{1}{\sqrt{R_{H,G}}} \right) \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (3.11)$$

gdje je:  $K$  – faktor načina obrade,  $\sigma_B$  – vlačna čvrstoća materijala,  $\sigma_{DW,H}$  – zamorna čvrstoća za osnac ležaja ojnice,  $D_H$  – promjer osnaca ležaja ojnice,  $R_H$  – polumjer prijelaznog zaobljenja u osnacu ležaja ojnice, dok su:  $\sigma_{DW,G}$ ,  $D_G$ ,  $R_G$  – analogne veličine za temeljni osnac.

Za koljenasta vratila četverotaktnih dizelskih motora izrađena iz jednog komada, izraz 3.12 predstavlja ujedno jedini kriterij.

### 3.4. Kriterij prihvatljivosti Acceptability criterion

Koljenasto vratilo je prikladno dimenzionirano (prihvatljivo) s gledišta zamora ako omjer zamorne čvrstoće prema ekvivalentnom naprezanju u prijelaznom zaobljenju osnaca ležaja ojnice i u zaobljenju temeljnog osnaca udovoljava sljedećem uvjetu:

$$\frac{\sigma_{DW(H,G)}}{\sigma_{H,G}} \geq 1,15 \quad (3.12)$$

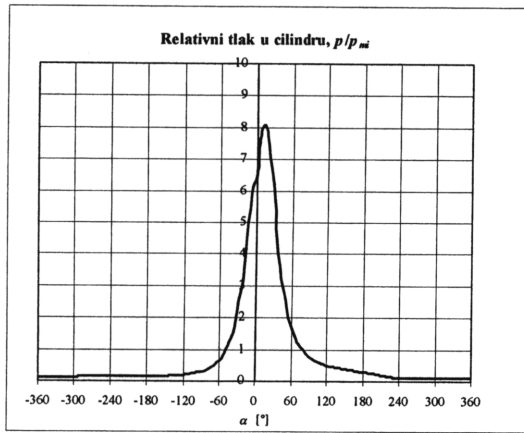
### 4. Primjer Example

Na temelju prethodno prikazanih teorijskih razmatranja autor je razvio program *S02CrankH.xls* u *MS Excel*-u, koji se u HRB koristi za provjeru zamorne čvrstoće koljenastog vratila pri odobrenju dokumentacije motora [4]. Stoga se u nastavku prikazuje primjer proračuna koljenastog vratila stvarnog četverotaktnog dizelskog motora, tipno ispitanog kod proizvođača i tipno odobrenog od HRB.

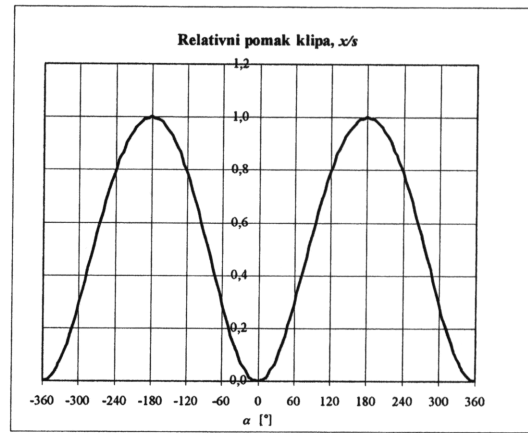
HRVATSKI REGISTAR BRODOVA	
PROVJERA KOLJENASTOG VRATILA MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM	
Pravila HRB, Dio 9.-Strojevi (2002), toč. 2.4; IACS UR M53(1986)	
Program: S02CrankH.xls	Autor: N.Vulić
	Verzija: 1.0(10.07.2003)
<b>ULAZNI PODACI</b>	
radni ciklus (dvotaktni-2, četverotaktni-4)	<i>ciklus</i> = 4
promjer cilindra	<i>D</i> = 210 mm
polumjer osnog koljena	<i>r</i> = 155 mm
duljina ojnice	<i>l</i> = 693 mm
nazivna brzina vrtnje	<i>n</i> = 1000 okr/min
masa dijelova koji se gibaju translatorno (bez ojnice)	<i>m<sub>rec</sub></i> = 43,83 kg
masa ojnice	<i>m<sub>CR</sub></i> = 66,9 kg
udaljenost težišta ojnice od središta donjeg ležaja	<i>l<sub>CR</sub></i> = 190,2 mm
polumjer tromosti ojnice oko težišta	<i>i<sub>CR</sub></i> = 280,2 mm
ubrzanje sile teže	<i>g</i> = 9,80665 m/s <sup>2</sup>
pretlak u cilindru u funkciji kuta osnog koljena	<i>p(α)</i> = naredni list
<b>REZULTATI</b>	
stapaj	<i>s</i> = 310,00 mm
srednja klipna brzina	<i>v<sub>m</sub></i> = 10,33 m/s
kutna brzina koljenastog vratila	<i>ω</i> = 104,72 rad/s
omjer polumjera osnog koljena i duljine ojnice	<i>λ</i> = 0,22
srednji indicirani tlak	<i>p<sub>m,i</sub></i> = 25,98 bar
srednja indicirana snaga	<i>P<sub>i</sub></i> = 232,49 kW/cil
masa translatornog dijela ojnice	<i>m<sub>T</sub></i> = 15,07 kg
masa rotacijskog dijela ojnice	<i>m<sub>R</sub></i> = 39,85 kg
preostala masa ojnice (u težištu)	<i>m<sub>S</sub></i> = 11,98 kg
	<u>min</u> <u>max</u>
obodna sila na osnacu ležaja ojnice (bez težine)	<i>F<sub>T</sub></i> = -88,31                      247,94 kN
radijalna sila na osnacu ležaja ojnice (bez težine)	<i>F<sub>R</sub></i> = -201,47                      503,04 kN
pripadni zakretni moment (bez težine)	<i>M<sub>T</sub></i> = -13,69                      38,43 kNm
	<u>srednja vr.</u> <u>amplituda</u>
obodna sila na osnacu ležaja ojnice (bez težine)	<i>F<sub>T</sub></i> = 79,81                      168,13 kN
radijalna sila na osnacu ležaja ojnice (bez težine)	<i>F<sub>R</sub></i> = 150,78                      352,25 kN
pripadni zakretni moment (bez težine)	<i>M<sub>T</sub></i> = 12,37                      26,06 kNm

Tablica 4.1. Temeljni podaci o motoru  
Table 4.1. Engine basic data

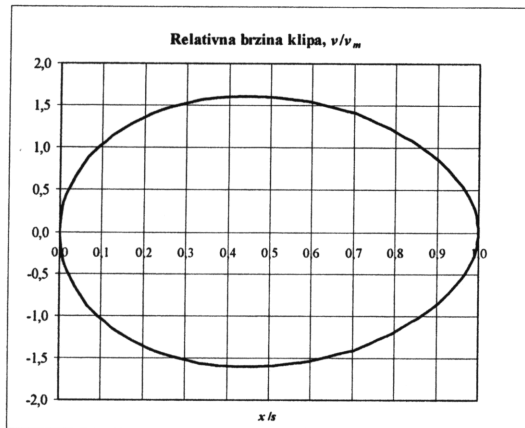
a)



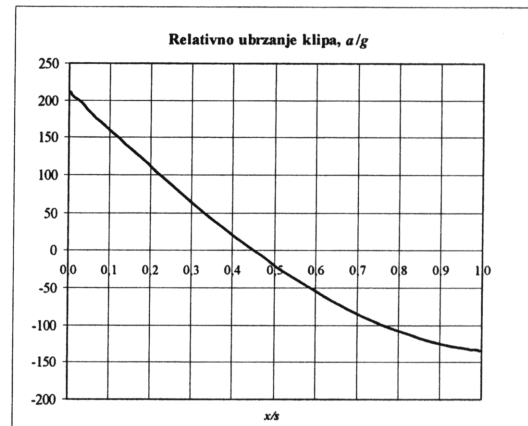
b)



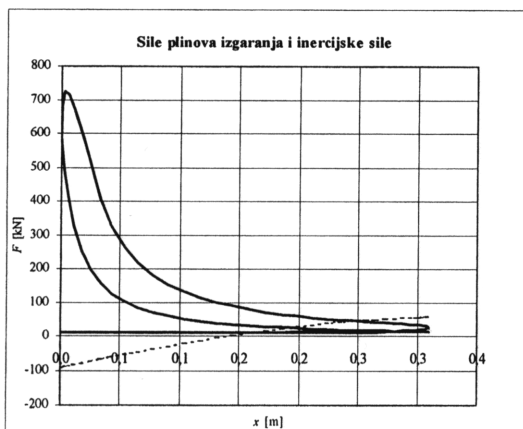
c)



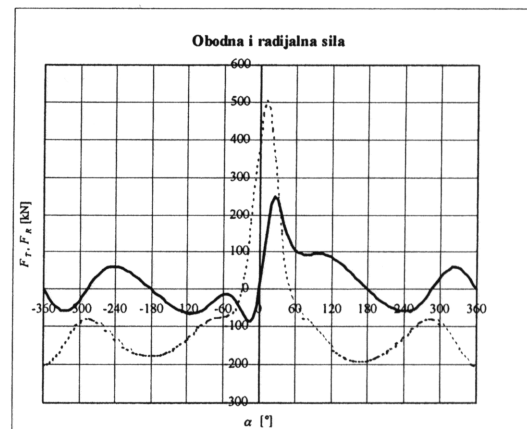
d)



e)



f)



Slika 4.2. Kinematičke i dinamičke veličine motora  
Figure 4.2. Kinematic and dynamic engine data

## PROVJERA ZAMORNE ČVRSTOĆE

## Nazivna naprezanja

utjecaj susjednih ramena i odstupanja ležaja	$K_e =$	1	
nazivni izmjenični moment savijanja	$M_{BN} =$	14.706,23	Nm
nazivna izmjenična poprečna sila	$Q_N =$	168.768,36	N
aksijalni moment otpora površine presjeka ramena	$W_{eq} =$	283.200	mm <sup>3</sup>
površina presjeka ramena	$F =$	22.962	mm <sup>2</sup>
nazivno izmjenično naprezanje na uvijanje	$\tau_{Nmax} =$	58,3	N/mm <sup>2</sup>
nazivno izmjenično naprezanje na savijanje	$\sigma_{BN} =$	51,93	N/mm <sup>2</sup>
nazivno izmjenično naprezanje zbog poprečne sile	$\sigma_{QN} =$	7,35	N/mm <sup>2</sup>

## Prijelaz na osnacu ležaja ojnice

izmjenično naprezanje na savijanje	$\sigma_{BH} =$	142,18	N/mm <sup>2</sup>
dodatno naprezanje na savijanje (deformacija i vibracije)	$\sigma_{Hadd} =$	10,00	N/mm <sup>2</sup>
izmjenično naprezanje na uvijanje (najveće)	$\tau_H =$	99,97	N/mm <sup>2</sup>
ekvivalentno izmjenično naprezanje	$\sigma_{vH} =$	230,52	N/mm <sup>2</sup>

## zamorna čvrstoća

zamorna čvrstoća	$\sigma_{DWH} =$	279,88	N/mm <sup>2</sup>
faktor prihvatljivosti	$Q_H =$	1,21	zadovoljava

## Prijelaz na temeljnom osnacu

izmjenično naprezanje na savijanje	$\sigma_{BG} =$	161,35	N/mm <sup>2</sup>
dodatno naprezanje na savijanje (deformacija i vibracije)	$\sigma_{Badd} =$	10,00	N/mm <sup>2</sup>
izmjenično naprezanje na uvijanje (najveće)	$\tau_{BH} =$	92,55	N/mm <sup>2</sup>
ekvivalentno izmjenično naprezanje	$\sigma_{vG} =$	234,65	N/mm <sup>2</sup>

## zamorna čvrstoća

zamorna čvrstoća	$\sigma_{DWG} =$	274,93	N/mm <sup>2</sup>
faktor prihvatljivosti	$Q_G =$	1,17	zadovoljava

Tablica 4.3. Rezultati provjere zamorne čvrstoće koljenastog vratila

Table 4.3. Kinematic and dynamic engine data

## 5. Diskusija

## Discussion

Nedimenzionalni prikaz kinematičkih veličina (slika 4.2.a - 4.2.d) omogućuje međusobnu usporedbu dvaju motora. Jedino se na taj način može jednostavno pratiti što se u odnosu na neki drugi motor bitno izmijenilo. Pri tome treba na prikladan način izabrati nedimenzionalnu veličinu u odnosu na koju se odabrana veličina želi prikazati.

Nadalje, treba zapaziti vrlo visoke vrijednosti ubrzanja u usporedbi s ubrzanjem sile teže. Ovo potvrđuje značajan utjecaj inercijskih sila dijelova motora koji se gibaju translatorno.

Dijagram sila zbog plinova izgaranja (puna crta na slici 4.2.e) odgovara u praksi dobro poznatom indikatorskom dijagramu četverotaktnog motora. Razvijanjem funkcije

obodne sile (puna crta na slici 4.2.f) u Fourierov red dobili bi se podaci (Fourierovi koeficijenti) potrebni za definiranje uzbude u proračunu prisilnih torzijskih vibracija porivnog sustava, ili sustava motor-generator.

U proračunu zamorne čvrstoće, zbog kratkoće, izostavljene su polazne veličine (dimenzije, materijal i opterećenje koljenastog vratila), kao i koeficijenti koncentracije naprezanja. Unatoč tome, iz tablice 4.3 jednostavno se može slijediti tijek proračuna zamorne čvrstoće. Treba naglasiti da u prikazanom proračunu nazivno izmjenično naprezanje na uvijanje predstavlja polazni podatak. To znači da ono predstavlja najveću vrijednost naprezanja, za koju se koljenasto vratilo (a time i motor) uopće odobrava.

Prikazani rezultati zadovoljavajuće se slažu s onima koje je proračunom dobio proizvođač motora, a koji su provjereni i eksperimentalno (u što se autor neposredno



uvjerio tijekom samog ispitivanja ovog motora), što pridonosi potvrdi valjanosti izloženog proračunskog modela.

## 6. Zaključak Conclusion

U radu je opisan postupak koji se u HRB primjenjuje pri odobrenju tehničke dokumentacije brodskih dizelskih motora, s posebnim naglaskom na četverotaktne motore. Navedeno se odobrenje temelji na proračunu zamorne čvrstoće koljenastog vratila, kao njegovog, bez sumnje, najvažnijeg dijela s gledišta uloge u sustavu samog motora. Proračunski model prema usuglašenom zahtjevu IACS UR M53 je takav da je dovoljno razmatrati jedan cilindar motora, tj. jedno koljeno između dva temeljna ležaja. U cijelom je postupku najbitnije pravilno odrediti opterećenje koljenastog vratila, što u UR M53 nigdje nije prikazano. Stoga je u radu izložen postupak koji je za određivanje razvio autor za potrebe svakodnevnog rada u HRB. Osnovne su značajke ovog postupka kinematička analiza koja polazi od gibanja ojnice, umjesto od gibanja klipa, kako je u literaturi uvriježeno, te dinamička analiza koja uzima u obzir i masu i moment tromosti ojnice, modelirajući je s tri koncentrirane mase.

Postavlja se pitanje u kojem će smjeru klasifikacijski zavodi iz IACS-a ubuduće razvijati proračun koljenastog vratila brodskih motora, tj. sam UR M53, te što će se još uzimati u obzir. Iako je UR M53 jednostavan i prikladan za svakodnevni rad, utjecaj susjednih koljena može biti značajan. Modeliranje cijelog koljenastog vratila metodom konačnih elemenata, te primjena postupka žarišnih ili vršnih naprezanja, umjesto nazivnih, ovaj bi utjecaj obuhvatilo bez daljnjeg, ali za primjenu takvog pristupa ekspert klasifikacijskog zavoda jednostavno nema dovoljno vremena. Stoga treba razviti složeniji način od onoga koji je danas na snazi za određivanje faktora kojima će se utjecaj susjednih koljena moći prikladnije opisati.

S druge strane utjecaj masa izvjesnih dijelova koljenastog vratila, kao i inercijskih sila izazvanih njihovim gibanjem, danas se u proračunu zanemaruje, a vrijedilo bi ga istražiti, iako prvi autorovi rezultati na ovoj analizi pokazuju da ovaj utjecaj nije osobito značajan.

U pogledu proračuna koeficijenta koncentracije naprezanja, opisanog u UR M53, treba naglasiti da je on, bez većih poteškoća, neposredno primjenjiv na četverotaktne motore, dok kod dvotaktnih sporokretnih motora s vrlo dugim stapajem i polusastavljenim koljenastim vratilom ovi koeficijenti često padaju izvan granica u kojima vrijede aproksimacije. Nadalje, ubuduće obavezno treba razraditi postupak za izračun faktora koncentracije naprezanja, koju u vratilu izaziva provrt za dobavu ulja za podmazivanje.

Unatoč svemu treba istaknuti vrijednost današnjeg postupka proračuna prema UR M53, prvenstveno zbog njegove jednostavnosti i praktične primjenjivosti, ali i rezultata koji se zadovoljavajuće slažu s onima u praksi. Eksperti klasifikacijskih zavoda, zaduženi za tipno odobrenje motora, željno iščekuju nove rezultate

zajedničkog rada IACS-a i CIMAC-a na budućem razvoju ovog proračuna. Stoga autor očekuje da će njegov ovdje izložen prijedlog postupka proračuna opterećenja koljenastog vratila, koji je već na IACS-u prihvaćen, biti skroman doprinos budućem razvoju i rješavanju ovog problema.

## Literatura

### References

- [1] *M53 Calculation of Crankshafts for Internal Combustion Engines*, IACS Blue Books-Unified Requirements, International Association of Classification Societies, London, 1986.
- [2] *Pravila za tehnički nadzor pomorskih brodova, Dio 9-Strojevi*, Hrvatski registar brodova, Split, 2002.
- [3] Vulić, N., *Appraisal of strength calculations for crankshafts of marine Diesel engines*, XV simpozij Teorija i praksa brodogradnje – Sorta 2002, Zbornik radova, Trogir, 2002, str. 305-313.
- [4] Vulić, N., *Crankshaft calculations for internal combustion engines – program S02Crank (internal instruction)*, Hrvatski registar brodova, Split, 2002.

## Popis oznaka

### List of symbols

$D$	– promjer cilindra [m],
$r$	– polumjer koljena [m],
$s = 2r$	– stapaj [m],
$l$	– duljina ojnice [m],
$\lambda = r/l$	– omjer polumjera koljena i duljine ojnice,
$n$	– nazivna brzina vrtnje [okr/min],
$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$	– kutna brzina koljenastog vratila [rad/s],
$v_m = \frac{s \cdot n}{30}$	– srednja brzina klipa [m/s],
$\alpha$	– kut zakreta ojnice (mjeren od gornje mrtve točke, GMT) [°],
$x$	– pomak klipa mjeren od gornje mrtve točke [m],
$v$	– brzina klipa [m/s],
$a$	– ubrzanje klipa [m/s <sup>2</sup> ],
$p$	– pretlak u cilindru [N/m <sup>2</sup> ],
$p_{m,i}$	– srednji indicirani tlak [bar],
$p_{m,i} = \frac{1}{s} \int_{x(\alpha_{\min})}^{x(\alpha_{\max})} p(x) \cdot dx$	
$m_{kl}$	– masa klipa [kg],
$m_{CR}$	– masa ojnice [kg],
$l_{CR}$	– udaljenost težišta ojnice od središta donjeg ležaja [m],
$i_{CR}$	– polumjer tromosti ojnice oko njezinog težišta [m].

Preostale oznake, koje ovdje nisu navedene, objašnjene su neposredno u tekstu na mjestu gdje se pojavljuju.

Rukopis primljen: 14.7.2003.