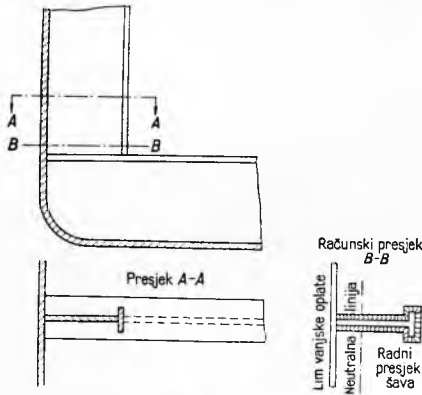


samo po jednom dijelu presjeka (npr. sučeljci pojasa nosača), d) bočni šavovi samo po jednom dijelu opsega (npr. spoj uzdužnih rebara s nepropusnim pregradama), e) bočni šavovi po cijelome opsegu (npr. učvršćenje upora). Šavovi koji spajaju pojedine elemente profila (u tu grupu spadaju i šavovi vanjske oplata, pokrova palube i dna broda) napregnuti su smicanjem. Kad se spajaju rebra



Sl. 41. Spoj rebra s rebrenicom jednog riječnog broda

ili sponje s vanjskom oplatom, pojedini presjeci tih nosača po šavovima obično imaju i jedan neprekinuti dio, tj. lim oplata, tako da se proračunski presjek sastoji samo djelomično od zavarenog šava (sl. 41). U proračun ulazi cijeli presjek ako šavovi u neprekinutom limu vanjske oplata leže dovoljno daleko od promatranog šava, s time da se dobiveni naponi usporede s dopuštenim naponima posebno za zavareni šav, a posebno za kontinualni materijal konstrukcije.

J. Uršić

#### VIBRACIJE BRODSKOG TRUPA

Sile proizvedene rotacijom propelera, a isto tako i neuravnotežene sile glavnih i pomoćnih brodskih strojeva, mogu izazvati periodske deformacije brodske konstrukcije, koje se nazivaju vibracijama brodskog trupa. Umjerene vibracije trupa mogu biti neprijatne putnicima i posadi, a mogu dovesti u pitanje i ispravno funkcioniranje preciznih i osjetljivih brodskih uređaja i instrumenata. Vrlo žestoke vibracije postaju, s jedne strane, za čovjeka fiziološki nepodnošljive, a s druge strane mogu prouzročiti lokalne lomove na brodskoj konstrukciji ili opremi.

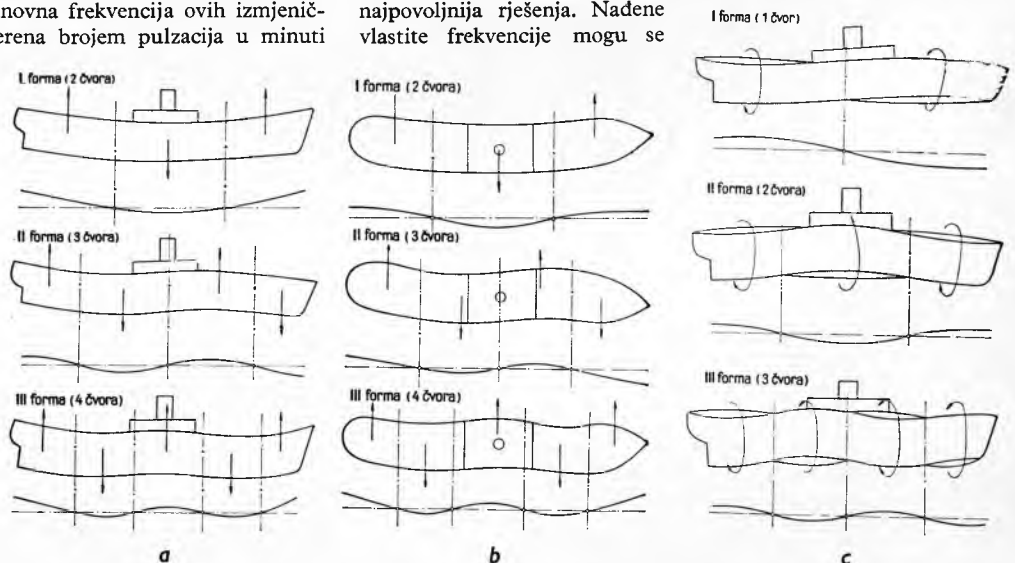
**Uzročnici vibracija trupa broda.** S razloga što krila propelera za vrijeme rotacije stvaraju u svojoj bližjoj okolini polje povećanog pritiska koje i samo rotira, kao i zbog činjenice da krila rade u nehomogenom sustrujanju, nastaju izmjenične hidrodinamičke sile. Te sile prenose se na trup bilo neposredno, u obliku varijabilnog pritiska vode, bilo posredno, preko reakcija u statvenoj cijevi i ležajima propelerske osovine. Osnovna frekvencija ovih izmjeničnih sila (krilna frekvencija), mjerena brojem pulzacija u minuti ( $f_k$ ), jednaka je umnošku broja krila propelera ( $z$ ) i broja okretaja u minuti ( $n$ ) propelerske osovine ( $f_k = z n$ ). Već pri projektiranju se mora voditi računa o intenzitetu ovih sila na taj način da se boljim oblikovanjem krmnog dijela trupa i bolje konstruiranim privjescima što više smanji nehomogenost sustrujanja u ravni propelera, kao i da se dovoljno velikim razmacima između krila propelera i susjednih dijelova trupa, statve i kormila, oslabi varijabilni pritisak vode na te dijelove i tako smanji direktan prenos periodskih hidrodinamičkih sila na trup.

Neuravnotežene periodske sile glavnih i pomoćnih strojeva,

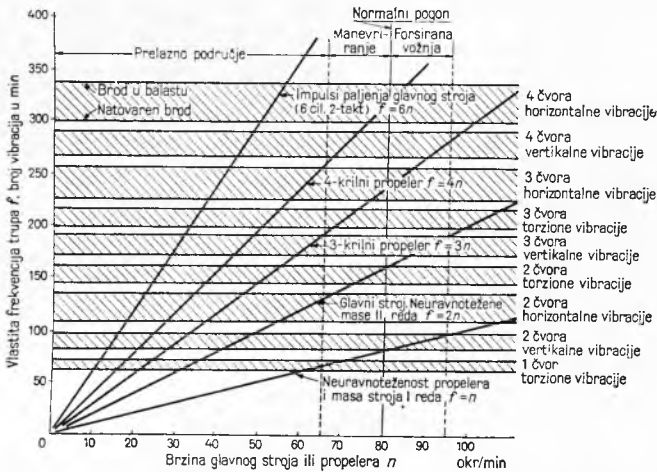
kao i neuravnoteženost masa osovinog voda i propelera, predstavljaju drugu grupu izazivača vibracija trupa. Na njihov intenzitet je moguće utjecati boljim uravnoteženjem strojeva. U slučaju klipnih motora ta uravnoteženost zavisi od izbora tipa motora, od broja cilindara, redosljeda paljenja, ugradnje protivutega na radilici itd. Posebno treba voditi računa o uravnoteženju mase propelera, kao i o jednakosti uspona njegovih krila.

**Vrste brodskih vibracija.** Brodski trup je elastična prostorna rešetka čija elastičnost i težina variraju od presjeka do presjeka, i to na način koji u stanovitaj mjeri zavisi od tipa i stanja opterećenosti. Kao i puni nosači promjenljivog presjeka, tako i brodski trup može vibrirati na bezbroj načina, pri čemu svakom obliku titranja odgovara određena vlastita frekvencija. Vlastite ili slobodne vibracije brodskog trupa mogu biti vertikalne, horizontalne ili torzijske, već prema tome da li su vibracijski pomaci trupa horizontalni, ili vertikalni, ili se pak radi o uvijanju trupa oko uzdužne brodske osi. Ako je trup izvrgnut periodskim uzbuđnim silama čija je frekvencija jednaka jednoj od vlastitih frekvencija trupa, doći će do rezonantnih vibracija vrlo velikih amplituda. Vjerojatnost pojave rezonantnih vibracija trupa je prilično velika, s jedne strane zbog velikog broja pojasa vlastitih frekvencija (svaka od vlastitih frekvencija može imati različite numeričke vrijednosti s obzirom na opterećenje broda), a s druge strane zbog čitavog niza pomeračajnih frekvencija koje proizlaze iz promjenljive brzine propelera i nesinusoidnog karaktera većine uzbuđnih sila. Srećom nisu sve rezonancije opasne ni dostižive, pa se u praksi nastoje izbjeći samo niže rezonantne frekvencije. Gdje je to moguće nastoji se da rezonancije sa nižim vlastitim frekvencijama trupa padnu u područje dovoljno ispod normalne brzine pogonskog stroja ili propelera. Na taj način isključuje se mogućnost da se rezonancije izazvane višim harmoničnim članovima uzbuđnih sila pojave u normalnom području brzina. Osim rezonantnih vibracija trupa kao kontinuiranog rešetkastog nosača, javljaju se na brodu i lokalne vibracije, tj. vibracije više ili manje samostalnih objekata i dijelova broda, kao mosnih konstrukcija, jarbola, dijelova oplata i sl., koji nisu integralni dio rešetke trupa. Svi ti dijelovi imaju, razumljivo, svoje vlastite frekvencije i mogu doći u rezonanciju sa vibracijama osnovnog dijela trupa, za koji su na određeni način vezane. Sa praktičnog stanovišta bilo bi potpuno neracionalno izračunati sve lokalne vlastite frekvencije na brodu, s tim prije što je lokalnim zahvatima, najčešće ukrućenjima, relativno lako izbjeći rezonantne lokalne vibracije pojedinih manjih objekata. Oblici titranja trupa nazivaju se jednočvornim, dvočvornim, tročvornim itd. prema broju čvorova, tj. mjesta na trupu koja praktički ne vibriraju (sl. 1 a, b, c).

**Određivanje vlastitih frekvencija trupa.** S obzirom na vrlo slabe, gotovo nikakve mogućnosti promjene vlastitih frekvencija trupa završenog, kompletiranog broda, prijeko je potrebno da se još u fazi projektiranja proračunaju ili bar ocijenjene najvažnije kritične frekvencije brodskog trupa, te da se izmjenama na projektu potraže najpovoljnija rješenja. Nadene vlastite frekvencije mogu se



Sl. 1. Vibracije brodskog trupa. a) Fleksijske vertikalne vibracije, b) fleksijske horizontalne vibracije, c) torzijske vibracije



Sl. 2. Odnos između uzbudne i vlastite frekvencije vibracija brodskog trupa

prikazati dijagramom (sl. 2) na kojem su frekvencije vibracija prikazane kao ordinate, a brzine propelerske osovine kao apscise pravokutnog koordinatnog sistema. Vlastite frekvencije pokazuju se u dijagramu kao pravci paralelni s osi apscisa. Za svaki oblik titranja određene su dvije granične vlastite frekvencije, jedna za brod u balastu, a druga za puno opterećenje. Tako nastaju pojasi mogućih vlastitih frekvencija. Kose linije predstavljaju osnovne uzbudne frekvencije. Presjecišta tih linija sa pojasiima vlastitih frekvencija određuju na osi apscisa interval unutar kojeg se može pojaviti pripadna rezonancija. Na taj način se vrlo pregledno može kontrolirati situacija u pogledu rezonantnih vibracija, naročito u radnom području brzina. Između ostalog, dijagram omogućuje projektantu da odluči da li ima smisla mijenjati broj krila propelera, odnosno, da li je potrebno izabrati drugi tip pogonskog stroja. Prema tome je u prvom redu potrebno poznavati vlastite frekvencije brodskog trupa, ograničivši se pri tom na područje najnižih frekvencija, jer se jedino one mogu dovoljno pouzdano proračunati ili ocijeniti.

**Vlastite frekvencije vertikalnih vibracija.** Vlastite frekvencije brodskog trupa mogu se odrediti rješavanjem diferencijalne jednadžbe titranja, koja se postavlja na osnovu dinamičke ravnoteže infinitezimalnog isječka sistema. U idealnom sistemu bez prigušenja sile inercije moraju biti u ravnoteži s elastičnim silama, koje se dobivaju kao druga derivacija momenta savijanja trupa:

$$q = \frac{\partial^2}{\partial x^2} [M(x, t)],$$

što daje, zbog

$$M = -EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2};$$

$$q(x, t) = -EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}.$$

Ugib elastične linije  $w$  na proizvoljnom mjestu  $x$  je funkcija kako apscise  $x$  tako i vremena  $t$ . Sile inercije jednake su umnošku mase  $m_1$  po jedinici dužine i akceleracije  $\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$ , pa se iz uvjeta ravnoteže dobiva:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m_1 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0.$$

Za harmoničko titranje vrijedi:  $w(x, t) = w(x) \cdot \sin \omega t$ , tako da gornja jednadžba prelazi u

$$EI \frac{d^4 w}{dx^4} = m_1 \omega^2 w.$$

Prema tome, ako se krivulja opterećenja trupa opterećenog silama inercije  $m_1 \omega^2 w$  četiri puta integrira, dobiva se krivulja čije su ordinate proporcionalne odgovarajućim ordinatama pretpostavljene elastične linije. Te integracije se najčešće provode prema uobičajenim postupcima numeričkog računanja. Pojedini glavni oblici titranja određuju se iterativnim postupkom tako da se najprije pretpostavi elastična linija  $w^{(0)}$  koja po obliku približno odgovara glavnom obliku titranja. Najrealnije je uzeti pomaknutu i nagnutu sinusoidu s ordinatama:

$$w_1^{(0)} = a_1 + b_1 \left( \frac{x}{L} - \frac{1}{2} \right) + \sin \frac{\pi x}{L} \text{ (za dvočvorni oblik titranja)}$$

$$\text{i } w_2^{(0)} = a_2 + b_2 \left( \frac{x}{L} - \frac{1}{2} \right) + \sin \frac{2\pi x}{L} \text{ (za tročvorni oblik titranja, gdje je } L \text{ dužina broda).}$$

Sile inercije  $m_1 \omega^2 w^{(0)}$  proračunavaju se množenjem ordinata  $w^{(0)}$  s pripadnim ordinatama krivulje raspodjele mase tereta i dodatne mase okolne vode koja titra zajedno s trupom. (Ako se umjesto s masama računa s težinama (kao na sl. 3) ne smije se u krajnjem rezultatu zaboraviti na akceleraciju sile teže  $g$ .) Kružna frekvencija  $\omega$  očitno nije unaprijed poznata, pa se proizvoljno uzima da je jednaka jedinici. Dodatna masa vode određuje se po približnoj formuli

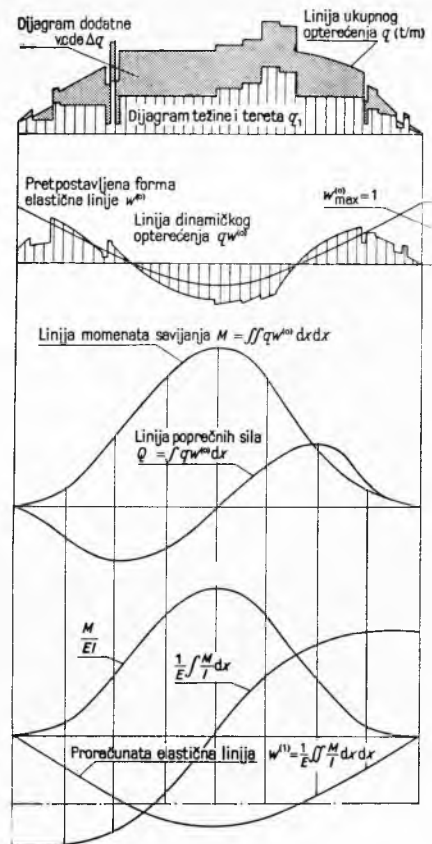
$$\frac{\Delta q}{g} = \rho k A_r \frac{b}{T_r},$$

gdje je  $\rho$  specifična masa vode,  $A_r$  uronjena površina rebra,  $b$  ordinata vodne linije i  $T_r$  gaz pripadnog rebra na promatranom presjeku. Koeficijent  $k$  određuje se prema formuli:  $k = 0,44 + 0,039 \frac{L}{B}$  gdje su  $L$  i  $B$  dužina i širina broda. Prva integracija tako dobivene krivulje opterećenja daje krivulju poprečnih sila, a druga krivulju momenata savijanja. Iz uvjeta dinamičke ravnoteže trupa slijedi da krajnje ordinate krivulja poprečnih sila i momenata savijanja moraju biti jednake nuli, pa se na osnovu toga mogu odrediti nepoznate konstante  $a$  i  $b$  u pretpostavljenom obliku elastične linije.

Ako se ordinate dobivene krivulje momenata savijanja podijele s momentima tromosti  $I$  pripadnih presjeka, dobivaju se ordinate krivulje  $y = M/I$ , a daljnjom dvostrukom integracijom dobiva se elastična linija  $w^{(1)}$  prema formuli:

$$w^{(1)} = \frac{1}{E} \iint \frac{M}{I} dx dx.$$

Ukoliko ordinate proračunate krivulje  $w^{(1)}$  nisu proporcionalne odgovarajućim ordinatama  $w^{(0)}$  pretpostavljene elastične linije, tj. ako nije dobivena ista forma spomenutih linija, račun treba po-



Sl. 3. Određivanje vlastite frekvencije vertikalnih dvočvornih vibracija brodskog trupa

noviti, uzimajući formu proračunate elastične linije  $w^{(1)}$  kao pretpostavljenu. Kod dvočvornog oblika titranja ordinate  $w^{(2)}$  drugog približenja već će se mnogo bolje slagati s ordinatama  $w^{(1)}$ , jer opisani iterativni postupak u tom slučaju brzo konvergira.

U početku proračuna je bilo pretpostavljeno da je  $\omega = 1$ , pa su ordinate  $w^{(1)}$  dobivene računom  $\omega^2$  puta manje od  $w^{(0)}$ ,

$$\text{dakle je } w^{(0)} = \omega^2 w^{(1)} \text{ i } \omega^2 = \frac{w^{(0)}}{w^{(1)}}$$

odnosno, ako je proporcionalnost  $w^{(0)}/w^{(1)} = \text{konst.}$  ostvarena tek drugim približenjem,

$$\omega^2 = \frac{w^{(1)}}{w^{(2)}}$$

(Ako se računa s težinama umjesto s masama, kao u sl. 3, u gornje jednadžbe ulazi na desnoj strani faktor  $g$ ).

Da bi se izbjeglo ponavljanje proračuna, može se kružna frekvencija  $\omega$  s dovoljnom tačnošću izračunati po Raleighovoj formuli

$$\omega^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta Q_i w_i^{(0)} w_i^{(1)}}{\sum_{i=1}^n \Delta Q_i w_i^{(1)} w_i^{(1)}}$$

u kojoj je ukupno opterećenje izraženo kao suma koncentriranih opterećenja  $\Delta Q_i$  niza sekcija u koje je trup podijeljen.

Pri određivanju viših vlastitih frekvencija trupa opisani postupak u općem slučaju nije više konvergentan jer se u pretpostavljenom višečvornom obliku elastične linije kriju i niži oblici titranja. Ukoliko se pretpostavljena elastična linija uspije pročistiti od primjesa nižih oblika titranja, može se integracijska metoda s uspjehom — iako s nešto više računanja — primijeniti i za određivanje tročvornih oblika titranja. To se radi tako da se najprije odredi krivulja dvočvornih vibracija s ordinatama  $w_1$ , a zatim se pretpostavi krivulja tročvornih vibracija s ordinatama  $w_2^{(0)}$  koja se korigira prema formuli:

$$w_2^{(1)} = w_2^{(0)} - \frac{\int w_2^{(0)} w_1 q dx}{\int (w_1)^2 q dx} \cdot w_1.$$

Pomoću nove krivulje s ordinatama  $w_2^{(1)}$  određuje se elastična linija s ordinatama  $w_2^{(2)}$  na ranije opisani način. Ponovnom korekcijom dobiva se krivulja  $w_2^{(3)}$ , prema izrazu

$$w_2^{(3)} = w_2^{(2)} - \frac{\int w_2^{(2)} w_1 q dx}{\int (w_1)^2 q dx} \cdot w_1.$$

Na temelju izračunatih  $w_2^{(3)}$  i  $w_2^{(2)}$  dobiva se za vlastitu kružnu frekvenciju tročvornih vibracija trupa izraz:

$$\omega^2 = \frac{\int w_2^{(3)} w_2^{(2)} q dx}{\int w_2^{(3)} w_2^{(3)} q dx}$$

Vrijednost vlastite frekvencije obično se još korigira empirijski dobivenim korekcijskim faktorima, da bi se uzeli u obzir drugi efekti koji su u jednostavnoj teoriji savijanja nosača izostavljeni.

Opisana metoda integracije daje upotrebljive rezultate uglavnom za proračun vlastite frekvencije dvočvornih i eventualno tročvornih vibracija trupa. Deformacije od poprečne sile i rotacijska komponenta gibanja masa postaju za višečvorne oblike titranja sve veće, pa jednostavna teorija savijanja trupa nije više prihvatljiva. Osim toga se brod ne ponaša više kao jednostavni elastični nosač jer pojedini samostalni objekti na njemu dolaze u rezonanciju ili čak titraju protufazno u odnosu na integralni dio trupa, tako da je naprijed izložena metoda određivanja vlastitih frekvencija čak u principu pogrešna.

**Vlastite frekvencije horizontalnih vibracija.** Frekvencija horizontalnih vibracija određuje se na isti način kao i frekvencija vertikalnih, s tom razlikom da se moment inercije presjeka  $I$  ne računa za vertikalnu nego za horizontalnu ravninu savijanja, a dodatne mase se uzimaju po formuli  $\Delta q = 0,8 T_r^2$  na srednjem dijelu trupa (na razmaku od  $\frac{1}{2} L$  do  $\frac{3}{2} L$ ), a po formuli  $\Delta q = 0,6 T_r^2$  na krajevima trupa.

**Vlastite frekvencije torzijskih vibracija.** Princip proračuna je isti kao i za vertikalne vibracije. Ishodna krivulja je krivulja raspodjele polarnih momenata inercije  $i$  po dužini broda s obzirom na uzdužnu os oko koje se trup uvija (uzima se približno težišna os sistema). Množenjem momenata inercije masa s ordinatama

pretpostavljene torzijske elastične linije  $\theta$  (kosinoida), dobivaju se momenti sila inercije  $i \theta \omega^2$  ( $\omega^2 = 1$ ), koji daju nakon integracije krivulju momenata torzije  $M_t$  u pojedinim presjecima trupa. Krajnje ordinate te krivulje moraju biti jednake nuli. Dijeljenjem ordinata  $M_t$  s umnoškom  $G I_{\text{tor}}$ , gdje je  $G$  modul torzije, dobiva se krivulja čija integracija daje krivulju torzijskih zakreta. Uspoređivanjem ordinata proračunate i pretpostavljene krivulje zakreta nalazi se kružna frekvencija  $\omega$ .

**Empirijske formule.** Postoji čitav niz empirijskih formula s pomoću kojih se vrlo brzo i dovoljno pouzdano mogu ocijeniti vrijednosti vlastitih frekvencija brodskog trupa. Najpoznatija je klasična Schlickova formula za osnovnu frekvenciju vertikalnih vibracija (dva čvora) u vibracijama na minutu:

$$N = C \sqrt{\frac{I_h}{\Delta L^3}}$$

gdje  $I_h$  znači moment inercije presjeka uzdužnih veza na srednjem dijelu broda za vertikalnu ravninu savijanja;  $L$  dužinu broda preko svega,  $\Delta$  istisninu broda,  $C$  empirijski koeficijent zavisan od rasporeda masa i momenata inercije po dužini, od oblika brodskog trupa i od elastičnosti njegove konstrukcije. Na osnovu niza mjerenja Schlick je utvrdio da koeficijent  $C$  iznosi za torpiljarke 3 437 000, za teretne brodove 2 800 000, za putničke brodove 3 140 000.  $C$  raste s vitkošću trupa i koncentracijom deplasmana i težina u srednjem dijelu broda. Schlickova formula ima isti oblik kao i teorijski izvedena formula za frekvenciju slobodnog, homogenog, prizmatičnog štapa. Neravnomjerna raspodjela masa i krutosti trupa uzeta je u obzir empirijskim koeficijentom  $C$ . Osnovna frekvencija horizontalnih vibracija (dva čvora) može se približno dobiti također pomoću Schlickove formule, ako se u njoj zamijeni moment inercije  $I_h$  s obzirom na horizontalnu poprečnu os momentom inercije  $I_v$  s obzirom na vertikalnu os savijanja. Dodatna masa vode u slučaju horizontalnih vibracija je manja nego u slučaju vertikalnih, pa je zato frekvencija horizontalnih vibracija nešto veća, te se za koeficijent  $C$  uzima 2 860 000 umjesto 2 800 000. Približno vrijedi  $N_h/N_v \approx \sqrt{I_v/I_h}$ . Kako je za trgovačke brodove obično  $I_v/I_h \approx 2$ , to je  $N_h \approx 1,4 N_v$ .

Frekvencija torzijskih vibracija može se približno odrediti na osnovu Hornove formule:

$$N_t = C_1 \sqrt{\frac{g G I_{\text{tor}}}{\Delta e^2 L}}$$

gdje je  $N_t$  frekvencija,  $g$  ubrzanje sile teže, modul torzije  $G = 8 200 000 \text{ Mp/m}^2$ ,  $L$  dužina broda preko svega,  $e$  ekvivalentni polumjer inercije mase broda,  $I_{\text{tor}}$  torzijski moment inercije presjeka brodskog trupa,  $\Delta$  istisnina broda,  $C_1$  koeficijent koji iznosi za jednočvorne vibracije:  $C_1 = 0,45$  za potpuno natovaren brod i  $C_1 = 0,475$  za djelomično opterećenje, dok je za dvočvorne vibracije  $C_2 = 0,856$  odnosno  $0,760$ . Dalje je  $e = C_1 \sqrt{B^2 + H^2}$ , gdje je  $B$  širina broda,  $H$  visina broda do njegove najgornje neprekinute palube,  $C_1 = 0,285$  za potpuno natovaren brod, a  $0,306$  za prazan trup bez strojeva.

Torzijski moment inercije presjeka zadan je izrazom:

$$I_{\text{tor}} = \frac{4 A_0^2}{\sum \frac{\Delta s}{d}}$$

gdje je  $A_0$  površina presjeka koju zatvara vanjska oplata na polovici dužine broda,  $\Delta s$  dio opsega, a  $d$  debljina vanjske oplate.

**Prisilne vibracije.** Za određivanje amplituda prisilnih vibracija upotrebljava se postavka iz teorije oscilacija po kojoj se svako prisilno titranje može predočiti kao linearna funkcija suma međusobno ortogonalnih glavnih oblika titranja. Za svaki glavni oblik vrijede formule titranja sistema s jednim stepenom slobode.

Prema tome, za proračun prisilnih vibracija treba prethodno poznavati vlastite frekvencije i pripadne glavne oblike titranja trupa broda. Na temelju niza mjerenja vibracija brodskog trupa pokazalo se je da je praktično vrlo teško izazvati vibracije iznad 6-čvornih oblika titranja, i to vjerojatno zbog naglog porasta prigušenja. S tog razloga je za prisilne vibracije dovoljno uzeti u obzir prvih pet do šest oblika titranja.

Parcijalna amplituda prisilnih vibracija na proizvoljnom mjestu brodskog trupa zavisi od veličine uzbuđenih sila, od oblika titranja

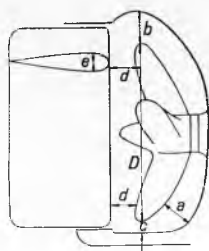
i pozicije tih sila u odnosu na njih. Osim toga ona zavisi od ekvivalentne mase i krutosti trupa, od veličine prigušenja i od omjera uzbudne i vlastite frekvencije za dotični oblik titranja.

Iz svega proizlazi da je proračun prisilnih vibracija odviše opsežan i da se može racionalno provesti jedino upotrebom elektronskih računskih strojeva. Kako je poznavanje čitavog niza parametara koji ulaze u proračun prisilnih vibracija vrlo nesigurno, slično kao i parametara za određivanje viših vlastitih frekvencija trupa, ne može se za sada očekivati od ovog proračuna neka osobita tačnost.

**Lokalne vibracije.** Ozbiljnije lokalne vibracije najčešće su rezonantnog karaktera. Do lokalnih rezonancija može doći čak i onda kada osnovni dio brodskog trupa vibrira s neznatnim amplitudama, ako neke od lokalnih konstrukcija (jarboli, mostovi, palubne plohe, dijelovi oplata i sl.) imaju vlastite frekvencije praktično jednake frekvenciji titranja trupa na pripadnom mjestu. Uzbudnu energiju dobivaju lokalne konstrukcije najčešće od propelera i od neuravnoteženih glavnih ili pomoćnih strojeva.

Općenito se promjene vlastite frekvencije lokalnih konstrukcija i objekata, radi izbjegavanja rezonancije, postižu ukrućivanjem. Izuzetno postoji mogućnost i primjene specijalnih prigušivača, naročito za prigušivanje lokalnih vibracija ploča.

Ako su uzbudne sile vrlo jake, mogu se i izvan rezonancije ostvariti lokalne vibracije većih amplituda, i to u blizini izvora vibracijske energije. Najčešće se to javlja u neposrednoj blizini temelja strojeva i, posebno, na krmnom dijelu brodova većih snaga. Lokalne vibracije krme su redovito posljedica uzbudnih sila propelera, te je nerijetko potrebno mijenjati broj krila propelera i povećati razmaka između krila i krmnog dijela trupa, kako bi se intenzitet tih sila smanjio (sl. 4).



Sl. 4. Minimalni razmaka između vijka i brodskog trupa potrebni da se izbjegnú lokalne vibracije krme uslijed rada vijka

Pozicija:	Razmaka:
a	0,15 D
b	0,10 D
c	0,03 D
d	0,08 D ili e (što je veće)

lako se može dogoditi da se višečvorne vibracije trupa broda krivo protumače kao lokalne vibracije nekog brodskog objekta. U tom slučaju lokalno ukrućivanje ne donosi nikakvo poboljšanje, štaviše, može se njime vibracijsko stanje čak i pogoršati. Zbog toga treba problemu uklanjanja lokalnih vibracija, naročito većih objekata, pristupiti vrlo oprezno i ispitati detaljno vibracijsko stanje čitavog trupa.

**Sprečavanje vibracija.** Još ne postoji jedinstven kriterij za gornju granicu dopuštenih vibracija broda. Ipak, za orijentaciju se može uzeti da akceleracija vibracija ne smije preći 1500 mm/sek<sup>2</sup> na teretnim brodovima i 1000 mm/sek<sup>2</sup> na putničkim brodovima.

Utjecaj na čovjeka diktira mnogo oštrije kriterije dopuštenih vibracija, koji također nisu jedinstveni. Navest ćemo samo jedan, izrađen od Razvojnog brodograđevnog instituta u Francuskoj (Institut de recherches de la construction navale) koji je vjerojatno najpotpuniji i osniva se na većem broju eksperimenata (tabl. 1).

Da bi vibracije ostale ispod propisanih granica, treba ili smanjiti uzroke vibracija ili pomaknuti frekvenciju uzbudnih sila tako da ne dođe do rezonancije s vlastitim vibracijama brodskog trupa. Uzbudne sile koje potječu od pokretnih masa klipnih strojeva smanjit će se ako se pokretni dijelovi stroja inercijalno bolje uravnoteže. Stroj je praktično potpuno uravnotežen tek onda kada je zatvoren poligon sila inercije prvog i drugog reda kao i poligon

Tablica 1  
UTJECAJ VIBRACIJA NA ČOVJEKA

Utjecaj na čovjeka	Vertikalna ubrzanja, g		Horizontalna ubrzanja, g	
	na krajevima broda	u kabinama	na krajevima broda	u kabinama
vrlo slab	0,010	—	—	—
slab	0,010...0,025	0,010	0,010	—
zamjetljiv	0,025...0,050	0,010...0,025	0,010...0,025	0,010
neznatno neprijatan	0,050...0,120	0,025...0,050	0,025...0,050	0,010...0,025
vrlo neprijatan	0,120...0,250	0,050...0,125	0,050...0,125	0,025...0,050
krajnje neprijatan	0,250...0,500	0,125...0,250	0,125...0,250	0,050...0,120
jedva podnošljiv	0,500...1,000	0,250...0,500	0,250...0,500	0,120...0,250
nepodnošljiv	1,000	0,500	0,500	0,250

njihovih momenata. Neuravnoteženi pomoćni strojevi mogu se radi izoliranja uzbudnih sila postaviti na elastične temelje ili gume oslonce, ali to nije u brodogradnji još općenito prihvaćeno.

Uzbudna energija koju neuravnoteženi stroj daje sistemu zavisi od njegovog položaja po dužini broda. Što se stroj nalazi bliže čvoru to više dolaze do izražaja neuravnoteženi momenti, a manje neuravnotežene sile; ako je u protučvoru, onda je obratno.

Da bi se smanjile uzbudne sile propelera, on treba da je pomno uravnotežen, a uspon pojedinih krila treba da je što više izjednačen. Povoljnim oblikovanjem krme treba omogućiti slobodan dotok vode propelerima i homogeniju raspodjelu sustrujanja. Da se impulsi propelera ne bi prenosili na oplatu trupa, propeler mora biti dovoljno udaljen od oplata. Sl. 4 daje minimalne razmaka između vrha krila propelera i okvira krmene statve.

Kad brod ima više propelera, može doći do neugodnih pulzirajućih vibracija ako brzine svih propelera nisu potpuno jednake. Postoje posebni uređaji za sinhronizaciju brzine propelera kojima se ta pojava može spriječiti.

Kao što pokazuje dijagram na sl. 2, nemoguće je izbjeći rezonanciju sa vlastitim frekvencijama svih oblika titranja trupa. Ipak treba svakako nastojati da ne dođe do rezonancije s najnižim vlastitim frekvencijama jer su kod tih rezonancija, zbog neznatnog prigušenja, amplitude vibracija vrlo velike. S tog razloga je važno proračunati ili ocijeniti vlastite frekvencije još u fazi projektiranja broda. Pokušaj da se razmještajem tereta ili balasta na završenom brodu utječe na vlastite frekvencije nižih oblika titranja najčešće ostaje bez uspjeha.

J. Uršić A. Vučetić

## BRODOGRAĐEVNI MATERIJALI

Za gradnju, opremu i unutrašnje uređaje broda upotrebljava se daleko širi asortiman najrazličitijih materijala nego za bilo koji drugi proizvod. Od tog velikog broja raznovrsnih materijala jedino nekoliko osnovnih, od kojih su izrađeni trup broda, pogonsko postrojenje i glavni dijelovi opreme, ugrađuju se u velikim količinama, a svi mnogobrojni ostali materijali tek u vrlo malim. Ti osnovni materijali mogu se podijeliti na metale, drvo i plastične mase.

Svi materijali koji služe za gradnju trgovačkih brodova moraju svojim osobinama i kvalitetom odgovarati propisima klasifikacionih društava. Ratne mornarice redovno imaju svoje vlastite propise o materijalima za gradnju ratnih brodova; npr. naša ratna mornarica ima tzv. Tehničke uslove mornarice — TUM.

Propisima je određen način ispitivanja prilikom preuzimanja materijala. Ispituju se osobine materijala, kao npr. čvrstoća, rastezljivost, kemijski sastav, mikrostruktura itd., a kontroliraju se dimenzije i težina pojedinih komada. Ispitivanje i preuzimanje materijala vrše predstavnici klasifikacionog društva, koji za sav ispitani i preuzeti materijal izdaju posebnu svjedodžbu (atest), a svaki pojedini komad označe žigom klasifikacionog društva.

Danas su daleko najvažniji brodograđevni materijal metali. Sa izuzetkom čamaca i pojedinih malih brodova, brodski trup je od metala, pogonsko postrojenje i svi brodski strojevi su uvijek isključivo metalni, a i pretežni dio brodske opreme je izrađen od metala. Među metalima po značaju i količini dolazi na prvo mjesto čelik. Za brodsku konstrukciju i dijelove opreme služe osim čelika i ostali metali, kao: lake legure, obojeni metali itd., ali u znatno manjim količinama.