

УДК 620:178.3

**ТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА
ЗРУЙНУВАННЯ СУДНОВОГО ГРЕБНОГО ВАЛА**

О.М. Шумило

к.т.н., доцент кафедри

«Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»

О.М. Кононова

старший викладач кафедри «Машинознавство»

Л.С. Вітюк

к.т.н., доцент кафедри

«Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»

Одеський національний морський університет

***Анотація.** В даній статті розглядаються питання проведення технічної експертизи зруйнування суднового гребного вала, яка ставить за мету пошук причин, що призвели до руйнування, запровадження конструкторських і технологічних рішень щодо підвищення втомної міцності валів, алгоритму аналізу руйнування деталей і заходів попередження їхніх пошкоджень.*

***Ключові слова:** вал, аналіз, руйнування, міцність, пошкодження, попередження.*

УДК 620:178.3

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЕРТИЗА
РАЗРУШЕНИЯ СУДОВОГО ГРЕБНОГО ВАЛА**

А.Н. Шумило

к.т.н., доцент кафедры

«Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»

О.Н. Кононова

старший преподаватель кафедры «Машиноведение»

Л.С. Витюк

к.т.н., доцент кафедры

«Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»

Одесский национальный морской университет

***Аннотация.** В настоящей статье рассматриваются вопросы проведения технической экспертизы разрушения судового гребного вала, целью которой является поиск причин, приведших к разрушению, внедрение конструкторских и технологических решений по повышению усталостной прочности валов, алгоритма анализа разрушения деталей и мероприятий по предотвращению их повреждений.*

***Ключевые слова:** вал, анализ, разрушение, прочность, повреждение, предотвращение.*

© Шумило О.М., Кононова О.М., Вітюк Л.С., 2018

UDC 620:178.3

TECHNICAL EXAMINATION
OF DESTRUCTION SHIP PROPELLER SHAFT

O.M. Shumylo

PhD., associate professor of the department
«Ship power plants and technical Operation»

O.M. Kononova

senior lecturer, department of «Machine Science»

L.S. Vytuk

associate professor of the department
«Ship power plants and technical Operation»

Odessa National Maritime University

Abstract. *This article considers the issues of technical examination of the destruction of the ship's propeller shaft, the purpose of which is to find the causes that led to the destruction of the introduction of design and technological solutions to improve the fatigue strength of shafts, suggest an algorithm for analyzing the destruction of machine parts and measures to prevent their damage.*

Keywords: *shaft, analysis, destruction, strength, damage, prevention.*

Постановка проблеми. Проведення технічної експертизи грає важливу роль в аналізі руйнувань деталей і конструкцій, який, у свою чергу, відкриває широкі можливості подальшого вдосконалення властивостей металів, технологій виготовлення та процесу експлуатації. Аналіз руйнувань дозволяє віднайти причини подібних пошкоджень і полумок конкретних машин, конструкцій обладнання й попередити їх виникнення в подальшому й проводити відповідні наукові дослідження, які допоможуть підвищити рівень проектування, виробництва, експлуатації і ремонту нової техніки [1].

Аналіз руйнувань при виявленні причин, що привели до руйнування, і усунення цих наслідків, являє собою досить складну задачу, що потребує комплексного, системного підходу до її вирішення.

Мета дослідження. Метою даної роботи є розробка комплексного підходу до аналізу пошкоджень деталей, що виконується на прикладі руйнувань суднового вала.

Об'єктом досліджень виступає судновий гребний вал риболовного траулера «Dalga» (рис. 1), що був побудований у Сполучених Штатах Америки в 1986 році. Загальні характеристики судна наступні:

- основні розміри судна довжина $L = 7$ м, ширина $B = 10,5$ м, висота борта $H = 5,7$ м;
- дедвейт 227 т;

- головні двигуни – два головних двигуна «Caterpillar» потужністю по 250 кВт з номінальною частотою обертання 1000 хв^{-1} ;
- редуктор пропульсивної установки: два одноступінчасті циліндричні редуктори з передатним відношенням 4,55;
- гребні гвинти діаметром 1250 мм, чотирилопатні, які виготовлені з нержавіючої сталі з номінальною частотою обертання 350 хв^{-1} ;
- гребні вали – дві одиниці, виготовлені з маловуглецевої сталі – Carbon Steel ABS Grade 2 (аналог вітчизняної сталі 25 ГОСТ 1050-88);
- ущільнення дейдвудного пристрою – закритого типу «Сімплекс».

Гребний вал (рис. 1) було зруйновано при виконанні маневрових операцій на акваторії порту Поті, в результаті чого мала місце втрата гребного гвинта правого борту.

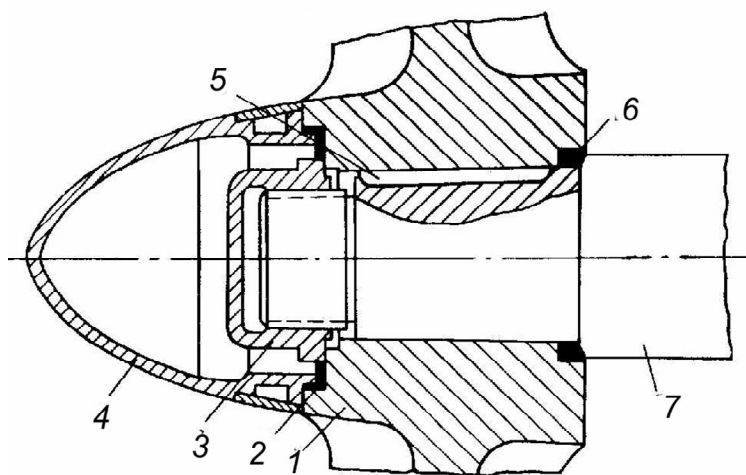


Рис. 1. Кріплення гребного гвинта до гребного вала:

1 – гвинт; 2 – ущільнювальне кільце; 3 – гайка; 4 – обтічник; 5 – шпонка;
6 – ущільнювальне кільце; 7 – гребний вал

З метою встановлення причин руйнування правого гребного гвинта представники судновласника надали зруйнований елемент вала.

Згідно з інформацією судновласника зруйнуванню гребного вала передували наступні події:

- останній огляд до аварії було здійснено 12.02.2015 р.;
- удар і часткове намотування сталюого тросу на лопаті гребного вала, в результаті чого лопаті гребного вала правого борту отримали суттєві пошкодження, що викликало проведення ремонту гребного гвинта 24.05.2014 р.

– пропульсивна установка судна пропрацювала після аварії, включаючи ремонт гребного гвинта 25 діб.

Судновий валопровід, як один з важливіших елементів суднового пропульсивного комплексу, виконує передачу потужності двигуна до гребного гвинта, а силу упору, що створюється гвинтом – на корпус судна. Валопровід в експлуатації знаходиться під дією цілого ряду навантажень, які, виходячи з експлуатаційних умов судна: плавання з максимальною загрузкою, в баласті, в штормову погоду, в складних льодових умовах та інше, суттєво впливають на умови роботи валопроводу. Інакше кажучи, валопровід знаходиться в складних умовах, які визначаються різноманітністю експлуатаційних режимів і навантажень.

До головних навантажень, що обумовлюють виникнення відповідних напружень і деформацій відносяться:

– згин гребного вала, який виникає від комплексної дії факторів – ваги власного гвинта, удару гвинта об сторонній предмет, деформації корпусу судна;

– поздовжній згин, який є наслідком дії упору гвинта;

– кручення, що виникає внаслідок передачі обертального моменту від двигуна до гребного валу, для даного випадку цей вид напружень має знаковмінний характер в результаті реверсивних рухів судна;

– крутильні коливання, які виникають в результаті періодичної зміни обертового моменту двигуна, що пов'язано з нерівномірною роботою рухаючих сил і сил опору;

– поперечні коливання, які визиваються статичною або динамічною неврівноваженістю гребного гвинта і вала;

– поздовжні і осьові коливання, які обумовлені нерівномірною дією осьового упору гвинта;

– вібрація валопроводів може бути викликана цілою низкою факторів, в тому числі гідродинамічною неврівноваженістю гребного гвинта, дисбалансом гребного гвинта, неякісною центрівкою валопроводу.

Напрацювання гребних гвинтів від моменту перевантаження (внаслідок намотування делі) до моменту аварії склало $t = 490$ годин, яке доцільно визначити в циклах

$$N_{\text{ц}} = 60 t n_{\text{гв}} = 60 \cdot 490 \cdot 350 = 1,023 \cdot 10^7 \text{ циклів,}$$

де $n_{\text{гв}}$ – частота обертання гребного вала;

$$n_{\text{гв}} = n_{\text{д}} / i_{\text{ред}} = 1000 / 4,55 = 219,7 \text{ хв}^{-1}.$$

При оцінці неспецифікаційних навантажень на гребний вал необхідно врахувати додаткову силу опору сталюого троса рибальської делі, який було намотано на гребний гвинт.

Обертальний момент, який передається на гребний вал від дизеля через редуктор до гребного гвинта при номінальній потужності двигуна з урахуванням втрат, складає

$$T_{\text{ГВ}} = \frac{P_{\text{ГВ}}}{\omega_{\text{ГВ}}} = \frac{282,4 \cdot 10^3}{36,6} = 12271,3 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $P_{\text{ГВ}}$ – потужність, що передається гребному гвинту при номінальній потужності дизеля;

$$P_{\text{ГВ}} = P_{\text{д}} \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{пш}}^4 = 350 \cdot 0,96 \cdot 0,95^4 = 282,4 \text{ кВт};$$

$\eta_{\text{ред}}$ – к.к.д. редуктора;

$\eta_{\text{пш}}$ – к.к.д. пари підшипників ковзання (дейдвудних, опорних, упорних);

$\omega_{\text{ГВ}}$ – кутова швидкість обертання гребного вала;

$$\omega_{\text{ГВ}} = n_{\text{ГВ}}/9,55 = 219,7/9,55 = 23,01 \text{ с}^{-1}.$$

При оцінюванні додаткових (неспецифікаційних) навантажень гребного вала, які перевищують експлуатаційні показники, що викликані намотуванням риболовної делі. Визначимо силові фактори, що спричинили виникнення зруйнування:

– обертальний момент, що розвинув гребний гвинт, при наявності додаткового опору обертанню в результаті намотування риболовної делі, в цій ситуації частота обертання дизеля знизилась до $n_0=300 \text{ хв}^{-1}$, а його потужність – $0,5P_0$, при цьому гвинт обертався з частотою $n_{\text{ГВ.т=300}} = n_{\text{д.т=300}}/i_{\text{ред}} = 300/4,55 = 65,93 \text{ хв}^{-1}$.

$$T_{\Sigma_{\text{ГВ.н=300}}} = \frac{P'_{\text{ГВ}}}{\omega_{\text{ГВ.н=300}}} = \frac{0,5P_{\text{ГВ}}}{n_{\text{ГВ.н=300}}/9,55} = \frac{0,5 \cdot 282,4 \cdot 10^3}{65,9/9,55} = 20452,2 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

тобто перевантаження збільшилось 66 % від номінального.

Додатковий (неспецифікаційний) момент опору гвинта при намотуванні делі визначається двома складовими

$$T_{\Sigma_{\text{ГВ.н=300}}} = T_{\text{ГВ.н=300}} + T_{\text{дель}},$$

де $T_{\text{ГВ.дель}}$ – момент опору обертання гвинта;

$T_{\text{дель}}$ – додатковий момент опору від намотування делі на гвинт.

Моменти опору гвинта при специфікаційних і неспецифікаційних навантаженнях можуть бути розраховані за відомими залежностями

$$T_{\text{ГВ}} = K_2 \rho n_{\text{ГВ}}^2 D_{\text{ГВ}}^5$$

$$T_{\text{ГВ.н=300}} = K_2 \rho n_{\text{ГВ500}}^2 D_{\text{ГВ}}^5,$$

де K_2 – коефіцієнт моменту гвинта;

ρ – щільність воли;

$n_{гв}$ – частота обертів гвинта при специфікаційних і неспецифікаційних умовах, $хв^{-1}$;

$D_{гв}$ – діаметр гвинта, м.

Порівнявши ці відношення, отримаємо

$$\frac{T_{гв}}{T_{гв.n=300}} = \frac{K_2 \rho n_{гв}^2 D_{гв}^5}{K_2 \rho n_{гв300}^2 D_{гв}^5} = \frac{n_{гв}^2}{n_{гв300}^2},$$

тобто

$$T_{гв.n=300} = T_{гв} \frac{n_{гв300}^2}{n_{гв}^2} = 12271,3 \cdot \frac{55,9^2}{219,7^2} = 1104 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент опору (додатковий) на гребному гвинті від намотування риболовної делі

$$T_{опр.дель} = T_{\Sigma_{гв.n=300}} - T_{гв.n=300} = 20542 - 1104,4 = 19347,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Колова сила опору, яка діє на лопаті гвинта при намотуванні сталюого троса делі

$$F_t = \frac{2 T_{опр.дель}}{D_{гв}} = \frac{2 \cdot 8553,5}{1,6} = 24184,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Ця сила створює додатковий момент згину для перетину, в якому відбулося руйнування

$$M = F_t l = 24184,7 \cdot 0,101 = 2442,6 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де l – відстань до точки прикладення колової сили опору до перетину, в якому відбулося руйнування.

Визначення марки сталі. Марка сталі віднаходилась з метою встановлення хімічного складу і відповідності до стандартів країни виробника (в даному випадку США) й до національних стандартів. Для визначення марки матеріала гребного гвинта було проведено спектральний полукількісний аналіз – стилоскопіювання й хімічний аналіз металу з використанням сучасних засобів аналізу: оптичний емісійний спектрометр «SPECTROLAB M8», газоаналізатор «ELTRA ON-900», оптичний емісійний спектрометр «SPECTROLAB CCD». В результаті досліджень було встановлено, що метал валу містить вуглецю 0,24 %, кремнію 0,2 %, марганцю 0,5 %, сірки 0,03 %, фосфору 0,031 %, хрому 0,21 %, міді 0,2 %, миш'яку 0,05 %, заліза 97 %. Дослідний метал відповідає сталі G10250 (low carbon steel grade 2 за класифікацією AISI (Американського інституту чавуну і сталі) і відповідає вітчизняній марці – сталь 25 за ГОСТ1050-88.

Визначення механічних властивостей матеріалу валу 3 метою визначення твердості матеріалу вала було використано твердомір типу 5004 ТБ, який визначає твердість матеріалів за методом Бринеля. Мето-

дика визначення твердості відповідає ГОСТ 9012-59 «Метали. Метод вимірювання твердості за Бринелем». За результатами дослідів встановлено, що середня твердість поверхневих шарів сталі складає 240 НВ, в той час як її вимірювання під поверхневим шаром дало результат 185 НВ, що свідчить про поверхнево-пластичне зміцнення металу вала.

Механічні характеристики сталі були отримані шляхом випробувань зразків на розтягування на машині МР-200 у відповідності з ГОСТ 1497-84 «Методи випробування на розтягання». У зв'язку з цим визначено (середні значення): тимчасовий опір розриву $\sigma_b = 525$ МПа, границя текучості $\sigma_t = 340$ МПа, ударна в'язкість була випробувана на маятниковому копирі за ГОСТ 9454-78 і для розглянутої сталі склала $KCU = 59$ Дж/см².

Для оцінки твердості окремих фаз і структурних складових, а також в різниці твердості окремих ділянок матеріалу вала було використано метод визначення мікротвердості, що відповідає ГОСТ 9450-76. Для даних цілей було використано прибор ПМТ-3 з застосуванням мікроскопа сорокакратного збільшення. Дослідами виявлено, що мікротвердість знаходиться у межах $H_{\mu}220-H_{\mu}240$.

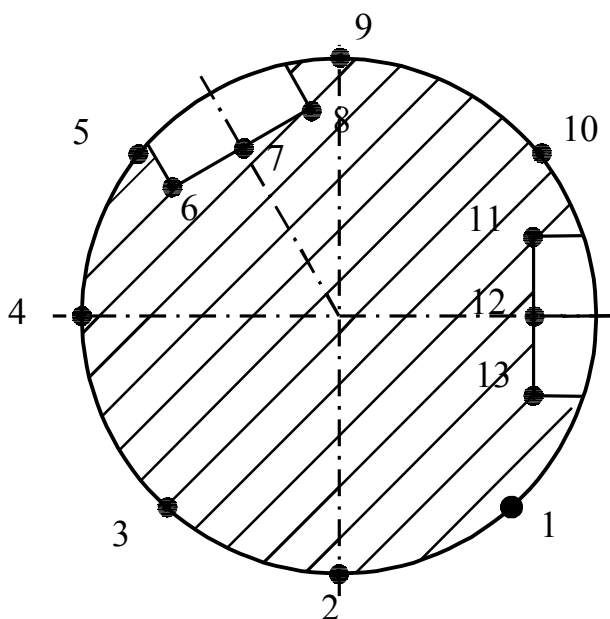
Метод визначення мікротвердості, як різноманітність метода Віккерса (HV), було використано для оцінки градієнта мікротвердості по товщині поверхневого шару. Для цих цілей було використано поперечний металографічний шліф, на якому через інтервали в 1 мм були нанесені відбитки на його поверхні по тринадцяти радіальним напрямкам (рис. 2). Результати вимірювань викладені у вигляді таблиці 1.

Як встановлено результатами вимірювань мікротвердості, що були викладені в таблиці 1, глибина зміцненого поверхневого шару орієнтовно складає 5 мм. Слід відмітити той факт, що для шпонкових пазів твердість була майже однаковою. Це свідчить про відсутність поверхнево-зміцнених шарів в цих місцях.

Визначення запасів втомної міцності. Визначення запасів втомної міцності суднового вала в перетині, де відбулося зруйнування, будемо проводити згідно з ГОСТ 25.504-82 та відомою методикою [2].

Між границею витривалості матеріалу і його механічними характеристиками існують кореляційні залежності. ГОСТ 25.504-82 встановлює тісний кореляційний зв'язок між границею витривалості гладкого лабораторного зразка при симетричному згині σ_{-1} і границею міцності σ_b

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 \sigma_b) \sigma_b = (0,55 - 0,0001 \cdot 515) \cdot 515 = 256,7 \text{ МПа.}$$



*Рис. 2. Схема розміщення точок,
в яких виконувалась вимірювання твердості в перетині гребного вала*

Таблиця 1

*Результати вимірювання мікротвердості
в поверхневих шарах суднового вала*

Номер	По товщині зміцненого шару, мм	Мікротвердість в характерних ділянках, МПа												
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	0	240	241	241	240	241	186	185	184	241	240	183	185	184
2	1	232	233	233	233	232	186	186	185	232	232	185	186	184
3	2	211	212	212	212	211	185	185	185	211	211	185	186	184
4	3	200	201	201	201	200	186	185	185	200	200	186	185	183
5	4	191	192	192	192	192	185	185	185	192	192	185	185	184
6	5	188	188	188	188	188	185	185	185	188	188	185	185	184
7	6	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185
8	7	185	185	185	184	185	184	186	186	185	184	186	185	185

Крім того, цей зв'язок аналогічно віддзеркалює залежність з границею витривалості лабораторного зразка при симетричному крутінні

$$\tau_{-1} = 0,55 \sigma_{-1} = 0,55 \cdot 256,7 = 141,2 \text{ МПа.}$$

ГОСТ 25.504-82 рекомендує розраховувати коефіцієнти впливу асиметрії циклу на граничні амплітуди напружень

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 515 = 0,123.$$

$$\psi_{\tau} = 0,5\psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,123 = 0,0615.$$

Границя витривалості суднового вала виявляється в декілька разів менше ніж границя витривалості гладкого еталонного зразка σ_{-1} (τ_{-1}), тому з метою оцінки цієї відмінності розраховується коефіцієнт K , призначення якого врахувати вплив всіх факторів на величину опору втомі деталі. В перетині вала, де відбувся його злам (3) і (4), цей коефіцієнт розраховується для нормальних і дотичних напружень

$$K_1 = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left(\frac{1,92}{0,739} + \frac{1}{0,659} - 1 \right) / 1 = 3,11,$$

$$K_2 = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(\frac{1,55}{0,594} + \frac{1}{0,804} - 1 \right) / 1 = 2,85,$$

де K_{σ} , K_{τ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при згині і крученні, концентратором напружень, що спричинив руйнування, виступає шпонковий паз, $K_{\sigma}=1,92$, $K_{\tau}=1,55$ [2];

$K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перетину вала, що визначаються за L/\bar{G} критерієм втомного руйнування згідно з ГОСТ 25.504-82

$$K_{d\sigma} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^{-2\nu_{\sigma}} \right] = 0,5 \left[1 + \left(\frac{140}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,1256} \right] = 0,739,$$

$$K_{d\tau} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^{-2\nu_{\tau}} \right] = 0,5 \left[1 + \left(\frac{140}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,1884} \right] = 0,594,$$

де d , d_0 – діаметри вала і гладкого лабораторного зразка $d = 140$ мм, $d_0 = 7,5$ мм;

ν_{σ} , ν_{τ} – постійна, що характеризує чутливість матеріалу до концентрації напружень і масштабного фактору

$$\nu_{\sigma} = 0,19 - 0,000125 \cdot \sigma_b = 0,19 - 0,000125 \cdot 515 = 0,1256,$$

$$\nu_{\tau} = 1,5\nu_{\sigma} = 1,5 \cdot 0,1256 = 0,1884;$$

$K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ – коефіцієнт якості обробки поверхні, на поверхні шпонкового паза було виявлено риси від механічної обробки, що відповідає якості поверхні $R_z=150$ мкм

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \lg R_z \left(\lg \frac{\sigma_b}{10} - 1 \right) = 1 - 0,22 \cdot \lg 150 \cdot \left(\lg \frac{515}{10} - 1 \right) = 0,659,$$

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,659 + 0,425 = 0,804,$$

де K_V – коефіцієнт поверхневого зміння, як видно з результатів вимірювання згідно з таблицею 1, поверхня шпонкового пазу не була зміцнена поверхнево-пластичним деформуванням, тобто $K_V = 1$.

Границя витривалості валу в небезпечному перетині при згині і крученні

$$\sigma_{-1д} = \sigma_{-1} / K_1 = 256,7 / 3,11 = 82,47 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1д} = \tau_{-1} / K_2 = 141,2 / 2,85 = 49,51 \text{ МПа}.$$

Геометричні характеристики поперечного перетину в місці зруйнування, ослабленого шпонковими пазами – осьовий момент опору при згині

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} - 2 \frac{bt_1(b-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi 140^3}{32} - 2 \frac{40 \cdot 7,9(40-7,9)^2}{2 \cdot 140} = 229867 \text{ мм}^3$$

і полярний момент опору при крученні

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - 2 \frac{bt_1(b-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi 140^3}{16} - 2 \frac{40 \cdot 7,9(40-7,9)^2}{2 \cdot 140} = 538510 \text{ мм}^3.$$

Визначаємо характеристики циклу напружень, що виникають в валу під дією силових факторів при специфікаційних і неспецифікаційних режимах роботи пропульсивної установки:

– нормальні від згину при симетричному циклі зміни напружень:

максимальні $\sigma_{\max} = \frac{M}{W_0}$, амплітуда $\sigma_a = \sigma_{\max}$, середнє значення циклу

$$\sigma_m = 0;$$

– дотичні від кручення при симетричному циклі зміни напружень:

максимальні $\sigma_{\max} = \frac{T}{W_p}$, амплітуда $\tau_a = \tau_{\max}$, середнє значення циклу

$$\tau_m = 0.$$

Таким чином, еквівалентні амплітуди зміни нормальних і дотичних напружень будуть визначатися як $\sigma_{aE} = \sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m = \sigma_a$ і $\tau_{aE} = \tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m = \tau_a$.

Оскільки вал під дією розглянутих силових факторів знаходиться в плоскому напруженому стані, то загальний запас міцності вала S , ґрунтуючись на гіпотезі максимальних дотичних напружень, визначається за рівнянням Серенсена-Кіносшівілі, яке встановлює умову забезпечення втомної міцності

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

де S_{σ} – запас втомної міцності за нормальними напруженнями

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1,D} / \sigma_{aE}$$

S_{τ} – запас втомної міцності за дотичними напруженнями

$$S_{\tau} = \tau_{-1,D} / \tau_{aE};$$

[S] – нормативне значення мінімально запасу міцності.

Розрахунки по визначенню запасів втомної міцності вала в перетині, де відбулося руйнування, показані в таблиці 2.

Таблиця 2

Но- мер	Розрахункові величини		Режим навантаження пропульсивної установки		
			специфі- каційний	неспецифі- каційний	одиниці виміру
1	Обертальний момент на гвинті	$T_{гв}$	12271,3	20452	Н·м
2	Момент згину в зруйнованому перетині	M	0	2582	Н·м
3	Максимальне нормальне напруження від згину	σ_{max}	0	10,8	МПа
4	Амплітуда нормальних напружень	σ_a	0	10,8	МПа
5	Середнє значення циклу нормальних напружень	σ_m	0	0	МПа
6	Максимальне дотичне напруження від крутіння	τ_{max}	22,8	38,0	МПа
7	Амплітуда дотичних напружень	τ_a	22,8	38,0	МПа
8	Середнє значення циклу дотичних напружень	τ_m	0	0	МПа
9	Еквівалентна амплітуда циклу нормальних напружень	σ_{aE}	0	10,8	МПа
10	Еквівалентна амплітуда циклу дотичних напружень	τ_{aE}	22,8	10,8	МПа
11	Запас міцності за нормальними напруженнями	S_{σ}	∞	4,59	
12	Запас міцності за дотичними напруженнями	S_{τ}	2,17	1,25	
13	Загальний запас міцності вала	S	2,17	1,25	

Як видно з таблиці 2 загальний запас втомної міцності при специфікаційних і неспецифікаційних режимах складає 2,17 і 1,25 відповідно. У відповідності з рекомендаціями відомих кваліфікаційних товариств (American Bureau of Shipping, Bureau Veritas та інш.) нормативне значення мінімально запасу міцності складає [S] = (1,5-2,5). Таким чином, при роботі пропульсивної установки при неспецифікаційному режимі відбулося недопустиме зниження запасу міцності і як наслідок – ініціація зародження і росту втомних тріщин.

Фрактографічне дослідження. Всебічний аналіз причин поломок деталей машин неможливий без проведення фрактографічних досліджень. Розглядаючи злам конкретної деталі, ми маємо своєрідну картину історії її зруйнування. Для зламу даного суднового вала характерна складна, об'ємна, розвинена поверхня (рис. 3): від шпонкових пазів поверхні зруйнування розповсюджуються дзеркально під кутом 45° , потім переходять в поверхню, що практично нормально розміщена до осі вала. Такий механізм зруйнування характерний для складного напруженого стану, що є досить природнім для гребного вала, який, як вже підкреслювалось, випробовує деформації згину, кручення, розтягування-стиску.



Рис. 3. Картина руйнування суднового вала в різних проекціях

Аналізуючи злам гребного вала, можна відмітити, що він має втомний характер, що слідує з детального фактологічного вивчення його зламу, який має визначені ознаки, що відрізняє його від інших видів руйнування. Розглянемо характерні зони зламу багатоциклової втоми (рис. 4):

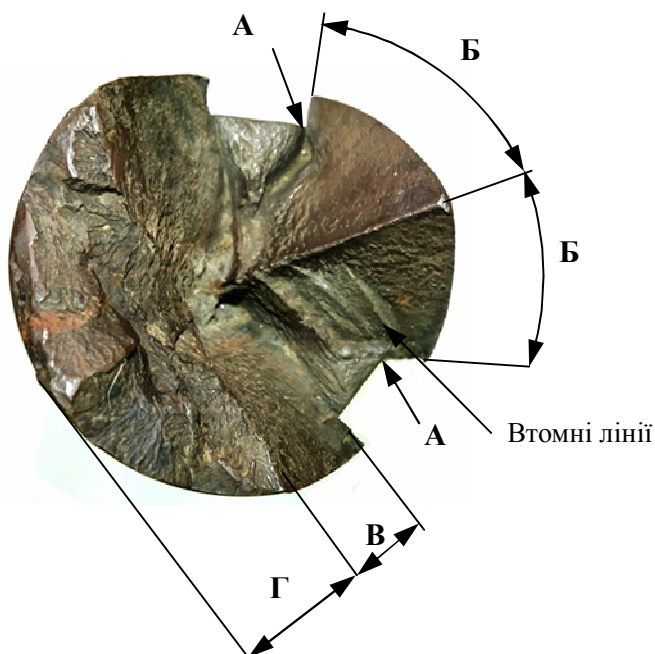


Рис. 4. Зони зламу вала

а) мала зона з найбільш гладкою поверхнею, яка прилягає до місця концентрації напружень – шпонкового паза, і в якій міститься згадуваний осередок зруйнування;

б) зона, в якій спостерігався розвиток тріщин, поверхня її також характеризується малою шорсткістю. Тут має місце наявність втомних тріщин, які розходяться від осередку руйнування. Втомні лінії являють собою сліди фронту розвитку тріщини від осередку руйнування. Появу втомних ліній слід пов'язати зі зміною експлуатаційних режимів роботи головного двигуна;

в) зона, яка передує остаточному руйнуванню, для неї слід підкреслити наявність ознак змішаного руйнування;

г) зона, для якої властиві признаки макроскопічного в'язкого руйнування, її називають зоною доламу. В'язкий характер руйнування визначається підвищеною пластичністю матеріалу вала і наявністю значної пластичної деформації перед остаточним руйнуванням.

Характер втомного руйнування вала дозволяє оцінити умови, при яких відбулося дане руйнування, характер рівня діючих напружень, їх концентрацію. Порівнюючи поверхню зламу (рис. 4) з характеристиками зламів у відповідності до типових схем навантаження, які систематизовані в роботі [3], приходимо до таких висновків: площа зони доламу складає достатньо суттєву частину – біля 31 % від загальної площі перетину, і її положення вказує на значну величину концентрації напружень і відносно малу величину руйнуючого напруження.

Детальне вивчення картини зруйнування дозволяє виявити близ осередку зруйнування, в зоні концентратора напружень – шпонкових пазів, невеликі площадки, що перпендикулярні осі вала. В цих місцях ініціювалось зародження тріщини під дією дотичних напружень від кручення, які направлені перпендикулярно осі вала і паралельно, що впливає з закону парності дотичних напружень. Ці ділянки володіють найменшим опором втомі, оскільки шпонкові пази не зміцнювались і в них зосереджувалась найбільша концентрація напружень, таким чином опинились «слабкою ланкою» вала. Зародження тріщини відбулося в момент перевантажень пропульсивної установки, які викликані намотуванням риболовної делі на гребний гвинт.

Далі фронт тріщини змістився під нахилом до осі вала. Поверхня зруйнування розташувалась під кутом 45° до осі валу з обох сторін (рис. 5), що дозволяє визначити ці поверхні як головні площадки, на яких, як відомо, діють найбільші нормальні напруження – і визначити ці напруження як основний руйнуючий фактор.

Картина руйнування, що спостерігається в другому шпонковому пазу, практично співпадає з описанням руйнування в першому шпонковому пазу, тим самим підтвердив вирішальну роль нормальних напружень σ при розвитку втомних тріщин.

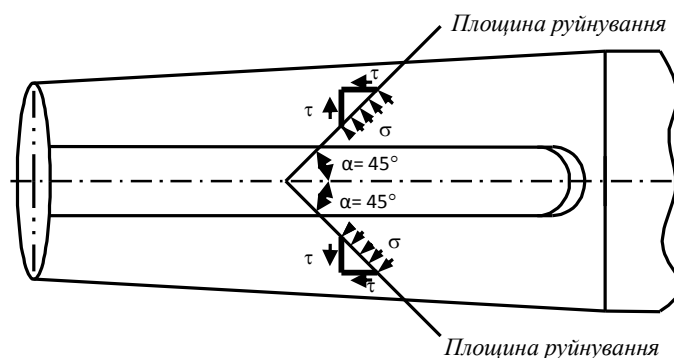


Рис. 5. Схема дії напружень, що віддзеркалює механізм руйнування вала

Слід приділити увагу зоні доламу (рис. 3 і 4). Тут площина руйнування змінює свій напрямок: спостерігається її відхилення від напрямку близького до 45° до вісі валу. Цей факт можна пояснити тією обставиною, що в зоні доламу окрім напружень кручення збільшився вплив згаданих вище нормальних напружень від згину, що викликані моментом сили ваги гребного гвинта.

Картина пошкоджень валу може бути доповнена наявністю втомних тріщин, які розташовуються паралельно шпонковим пазам (рис. 3). Для сталених валів подібні факти спостерігаються вельми рідко. Як вже розглядалось раніш деформація кручення призводить до виникнення дотичних напружень τ у поперечних перетинах вала, які змінюються лінійно. Разом з тим парності дотичних напружень передбачають дію цих напружень і в поздовжніх площинах вала. Зародження і розвиток тріщини в перетинах, які паралельні осі вала, свідчать про заниженій опір дії поздовжній дотичних напружень, що обумовлено анізотропією властивостей його матеріалу.

Аналіз фреттинг-корозії. Слід звернути увагу ще на один фактор пошкодження вала – наявність багаточисельних виразок і виїмок по всій конічній поверхні під маточиною (рис. 6). Характер виразок, їх розміщення впродовж осі вала (рис. 6) дозволяє визначити як результат дії фреттинг-корозії. Фреттинг-корозія з'являється внаслідок притискання нормальною силою контактуючих поверхонь маточини і вала, які ковзають один відносно одного і здійснюють коливальні рухи. У цьому випадку нормальна сила достатньо велика, амплітуда коливальних рухів поверхонь дуже мала, в результаті чого викришування часток не видаляються з контактуючих поверхонь. Фреттинг-корозія є складним явищем, яке проявляється в взаємодії багатьох механічних, хімічних і теплових процесів. На теперішній час розроблено ряд гіпотез, що ставлять за мету пояснити природу фреттинг руйнувань [4]. Найбільше розповсюдження отримала гіпотеза про абразивну дію шорсткостей поверхонь, що контактують, згідно якій обламани тверді частки в результаті мікроколивальних рухів, утворюють виразки, канавки, подовження. При цьому поздовжні канавки орієнтовані паралельно відносному зміщенню деталей (рис. 6).

Кількісні характеристики процесу руйнування від фреттингу будемо оцінювати за ступенем пошкодження матеріалу по глибині каверн, утворених на поверхні. Величину пошкодження конічної поверхні валу (середній знос) було визначено за рекомендаціями ГОСТ 23.211-80 «Методы испытаний материалов на изнашивание при фреттинге и фреттинг-коррозии». З цією метою були зняті профілографи з поверхні валу: пошкоджені і непошкоджені фреттингом, за допомогою приладу MARSURF M300 C SET. Було знято вісім профілографів, результати вимірювань представлені в таблиці 3.



А



Б



В

Рис. 6. Пошкодження конічної поверхні гребного вала
внаслідок дії фреттинг-корозії

Таблиця 3

Результати вимірів пошкодженої конічної частини вала
в результаті фреттинг-корозії

Номер профілографи	Знос (глибина пошкодження) h_i , мм	Середнє значення, $h_{\text{ср}}$, мм
1	0,22	0,30
2	0,24	
3	0,35	
4	0,27	
5	0,43	
6	0,55	
7	0,49	
8	0,29	

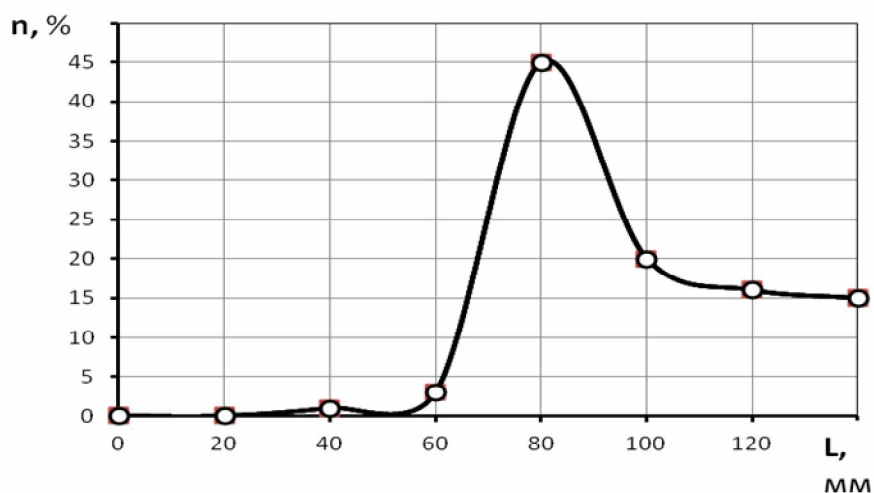
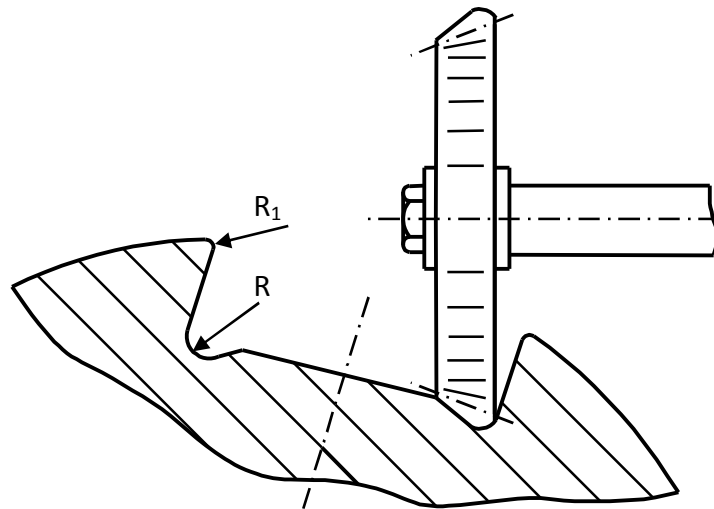


Рис. 7. Розподіл пошкоджень n від фреттинг-корозії по довжині вала L під маточиною

На рис. 7 показано розподіл пошкоджень від фреттинг-корозії по довжині вала, що знаходиться під маточиною гребного гвинта. Як видно з рисунка, найбільшу кількість пошкоджень n зареєстровано на довжині 80 мм від торця вала. Пошкодження від фреттингу виникає навіть і при незначних навантаженнях. У випадку пошкодження, що розглядається в статті, де воно носить суттєвий характер, можна зауважити: ці пошкодження викликані збільшенням амплітуди зміщення поверхневих слоїв внаслідок зменшення сили натяжки різьбової ділянки і тиску на поверхні вала.

За результатами даних досліджень можна зауважити, що хоча пошкодження від фреттинг-корозії не спричинили безпосередньо руйнування вала, але суттєво знизили запас його міцності, і в подальшому, найімовірніше, стали б основним осередком руйнування.

Оскільки руйнування вала почалось біля радіусу переходу від вертикальної стінки до дна паза, то з метою зменшення концентрації напружень в аналогічних конструкціях валів необхідно збільшити радіус R (рис. 8). Цю технологічну операцію виконують спеціальною фрезою. Подібна зміна конструкції дозволяє зменшити коефіцієнт концентрації напружень K_σ і K_τ біля 15 %, що дає можливість збільшити границю витривалості вала в небезпечному перетині на 12,5 %, а в кінцевому рахунку загальний запас міцності вала при специфікаційному режимі підвищиться на 47 %, а при неспецифікаційному – на 15,5 %.



*Рис. 8. Спосіб зменшення
концентрації напружень шпонкового паза вала*

Цілком очевидно, що аналіз руйнувань ставить за мету встановлення справжніх причин, що викликали руйнування, і разом з тим надання обґрунтованих рекомендацій щодо їх попередження. Ґрунтуючись на проведених дослідженнях і розрахунках, пропонуємо представити алгоритм аналізу руйнувань деталей і елементів конструкцій у вигляді, показаному на рис. 9.

Висновки

1. Проведено технічну експертизу руйнування суднового вала правого борту, в результаті якої встановлено:

– руйнування вала відбувалось за втомним механізмом, початок цього процесу ініційовано на місці розташування шпонкового паза, що свідчить про допущені конструктивні і технологічні помилки на етапах виготовлення і проектування;

– хімічний склад і механічні характеристики сталі, з якої виготовлено вал, відповідає сталі марки carbon steel grade 2 за класифікацією Американського інституту чавуну і сталі;

– було здійснено зміцнення поверхневих шарів вала поверхнево-пластичним деформуванням, за виключенням поверхонь шпонкових пазів;

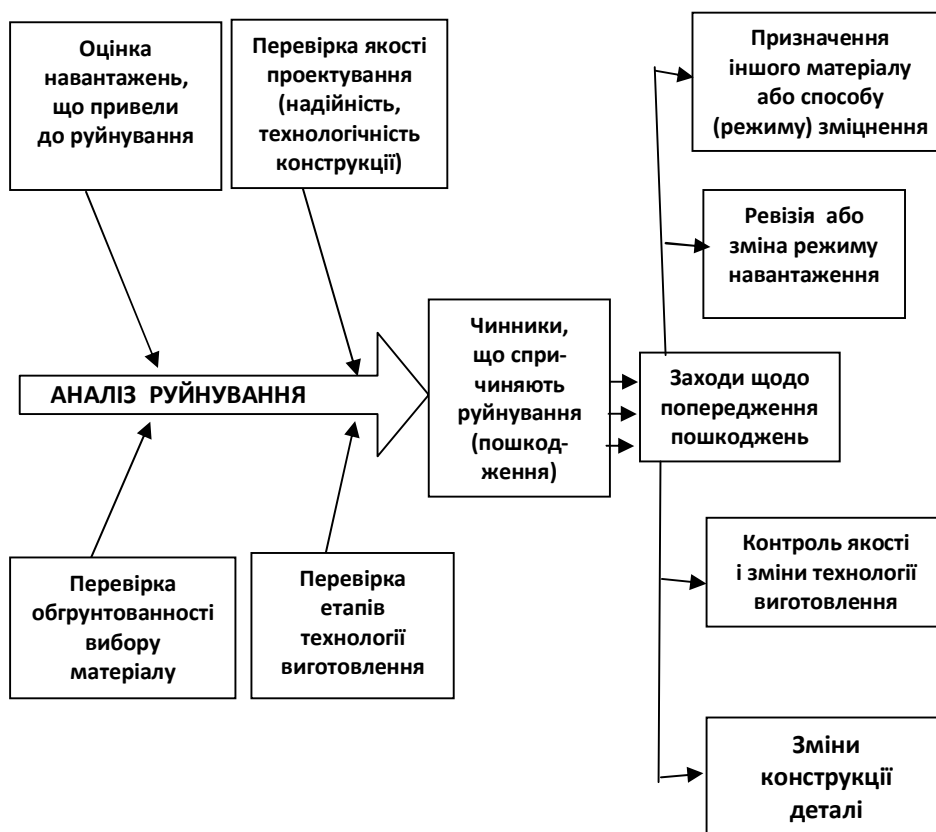


Рис. 9. Схема аналізу руйнувань деталей

– запаси втомної міцності при специфікаційних і неспецифікаційних режимах навантажування пропульсивної установки, для перших режимів ці запаси відповідали допустимим нормам, для других – вони були небезпечно меншими;

– чисельні виразки і виїмки поверхні вала виникли в результаті фреттинг-корозії, прогресуюча дія якої пов'язана зі зменшенням сили натяжки в кінчному з'єднанні гвинт-вал.

2. Аналіз механізму руйнування вала дозволив надати рекомендації щодо зменшення концентрації напружень і збільшення запасів втомної міцності шляхом обробки переходів від вертикальної стінки до дна шпонкового паза.

3. Запропоновано алгоритм аналізу руйнувань і пошкоджень деталей машин і елементів конструкцій і заходів щодо їх попередження.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шумило О.М. *Експертна оцінка вихідних характеристик опору втомі деталей машин, що зруйнувалися при циклічному навантажуванні* // *Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал.* – Одеса: Диол-Принт. – 2010. – Вип. 1. – С. 15-21.
2. Когаєв В.П., Дроздов Ю.Н. *Прочность и износостойкость деталей машин: Учебн. пособие для машиностр. спец. вузов.* – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.
3. Троценко В.Т., Красовський А.Я., Покровский В.В., Сосновский Л.А., Стрижало В.О. *Сопротивление материалов деформированию и разрушению: Справочное пособие. Ч 1.* – К.: Наукова думка, 1993. – 286 с.
4. Коллинз Дж. *Повреждение материалов в конструкциях. Анализ. Предсказание, предотвращение: Пер. с англ.* – М.: Мир, 1984. – 624 с.

Стаття надійшла до редакції 05.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор завідувач кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету **Р.А. Варбанець**

доктор технічних наук, професор кафедри «Технічне обслуговування і ремонт суден» Одеського національного морського університету **А.В. Шахов**