

МЕХАНІЧНИЙ ПРИВІД РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛУ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

Самарін О. Є., к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок Херсонської державної морської академії, e-mail: kaf_energo@ksma.ks.ua, ORCID: 0000-0002-6304-0777

Пропонується механічний привід розподільного вала виконати у вигляді конічних редукторів, встановлених на колінчастому і розподільному валах, та з'єднаних проміжним валом через компенсувальні муфти. Це дозволяє застосувати закриті редукторні передачі, кожна з яких має масляну ванну для змащування зубчастих зачеплень та підшипників. Зубчасте зачеплення має високу кінематичну точність і не вимагає додаткових регулювальних робіт або заміни в процесі експлуатації. З'єднання конічних редукторів проміжним валом дозволяє забезпечити передачу крутного моменту на значну відстань, яка характерна для потужних суднових малооберткових двигунів. Застосування компенсувальних муфт забезпечує відсутність додаткових осьових, радіальних та кутових навантажень на вали та підшипники редукторів. Редукторний привід працює наступним чином. Крутний момент з колінчастого вала через конічні редуктори, проміжний вал та компенсувальні муфти передається на розподільний вал та приводить його у рух. Компенсувальні муфти компенсують осьові, радіальні та кутові відхилення між осями конічних редукторів. Крутний момент з колінчастого вала через конічні редуктори, проміжні вал та компенсувальні муфти передається на розподільний вал та приводить його у рух. Виконано розрахунок редукторного приводу розподільного вала головного двигуна MAN B&W 8K90MC-C6.

Ключові слова: механічний привід, розподільний вал, конічний редуктор, компенсувальна муфта, проміжний вал.

Вступ. Відомо ланцюговий привід розподільного вала суднового малооберткового двигуна, що складається з провідної та веденої зірочки, а також натяжного, демпферного та напрямного пристосування [1].

Ланцюговий привід використовують при великій відстані між осями колінчастого і розподільного валів, коли шестерінчастий привід вийшов би громіздким і дорогим.

Недоліком такого приводу є складність. Для змащування ланцюга застосовується спеціальна система мащення, яка подає мастило під тиском на ланки ланцюга. Доступ мастила до тертьових поверхонь ланок ланцюга утруднено, що пов'язано з особливостями конструкції ланцюга. Тертя у ланках ланцюга приводить до їх зношування та збільшення загальної довжини ланцюга, що порушує кінематичну точність передачі та приводить до порушень у роботі двигуна. Тому ланцюг періодично замінюється на новий, що підвищує трудомісткість обслуговування передачі. При русі ланцюга виникають додаткові інерційні навантаження на передачу та шум.

Враховуючи масове використання на суднах потужних малооберткових двигунів, проблема підвищення кінематичної точності передачі, зниження трудомісткості обслуговування та шуму, а також збільшення строку експлуатації лишається актуальною.

Аналіз конструкції механічних приводів розподільного вала. В суднових двигунах привід розподільного вала здійснюється від колінчастого вала. Передавальне число для чотиритактних дизелів $i = 1/2$, для двотактних $i = 1/2$ [1].

Конструкція приводу залежить від розташування розподільного вала: при верхньому розташуванні (над циліндровими кришками), характерному для ВОД, застосовують валковий привід з конічними або гвинтовими шестернями; при нижньому і середньому - шестерінний привід.

Для зменшення розмірів шестерень приводи виготовляють з проміжними шестернями (рис. 1, а). Проміжна шестерня 3 знаходиться в зачепленні з провідною шестернею 4 колінчастого вала і з відомою шестернею 2 розподільного вала.

Так як у чотиритактного дизеля частота обертання розподільного вала повинна бути в 2 рази менше частоти обертання колінчастого вала, то шестерня 2 має вдвічі більший діаметр, ніж шестерня 4 (проміжна шестерня 3 на передавальне число впливу не робить). Від шестерні 2 наводиться також вал регулятора частоти обертання 1.

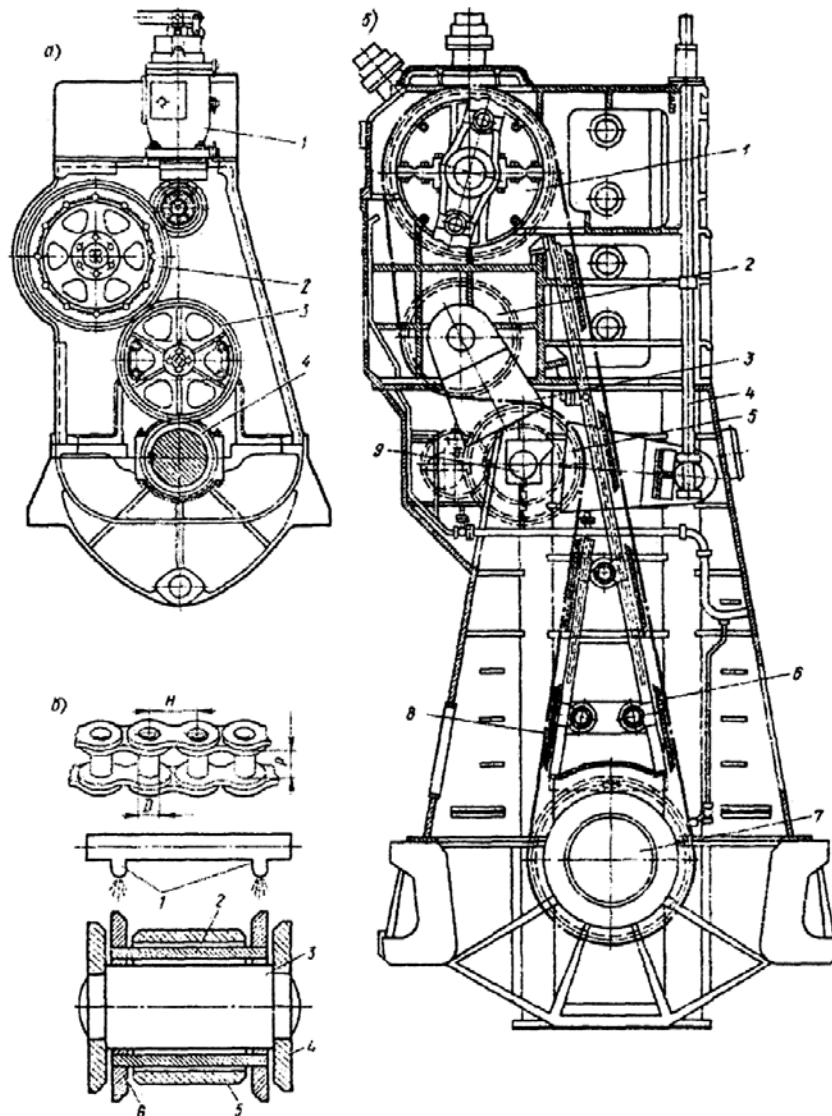


Рисунок 1 – Конструкції механічних приводів розподільного вала

Ланцюговий привід (рис. 1, б) використовують при великій відстані між осями колінчастого і розподільного валів, коли шестерінчастий привід вийшов би громіздким і дорогим.

Провідна зірочка 7 колінчастого вала з'єднується з зірочкою 1 розподільного вала трьома одинарними ланцюгами 6. Зірочка 5 є напрямною і використовується для приводу розподільника повітря, лубрикаторів і регулятора частоти обертання. Зірочка 2, закріплена в кронштейні 3, служить для на-тяжіння ланцюга. Натяг здійснюється поворотом кронштейна 3 навколо осі 9 проти годинникової стрілки. Тяга 4, що навантажена потужною пружиною, передає зусилля на кронштейн 3. Ланцюги рухаються по сталевих напрямних рейках 8, облицьованих гумою, що запобігає поперечні коливання ланцюгів. Осі всіх зірочок і ланцюга змащуються маслом.

У нових конструкціях МОД використовуються гідравлічні натягувачі ланцюгів. Мاستило ланцюгів здійснюється маслом, що подається на них за допомогою сопел.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Як видно з проведеного аналізу, недоліки ланцюгового приводу виходять з особливостей його конструкції і не можуть бути усунені шляхом доопрацювання існуючого конструктивну.

Суттєве покращення роботи приводу також не можливе, та як умови експлуатації суднового двигуна не дозволяють цього зробити.

Оптимальним варіантом рішення поставленої задачі є заміна приводу на більш досконалий.

Мета та задачі проведення досліджень. Розробити такий привід розподільного вала суднового малообертового двигуна, у якому кінематична точність механічної передачі між колінчастим та розподільним валами зберігається протягом всього періоду експлуатації двигуна, а трудомісткість обслуговування передачі, інерційні навантаження та шум зменшуються.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз конструкції існуючих механізмів приводу розподільного вала та встановити причини виникнення недоліків.

Рішення поставленої задачі. Пропонується механічний привід виконати у вигляді конічних редукторів, встановлених на колінчастому і розподільному валах, та з'єднаних проміжним валом через компенсувальні муфти (рис. 2).

Виконання механічного приводу у вигляді конічних редукторів, встановлених на колінчастому і розподільному валах, дозволяє застосувати закриті редукторні передачі, кожна з яких має масляну ванну для змащування зубчастих зачеплень та підшипників. Зубчасте зачеплення має високу кінематичну точність і не вимагає додаткових регулювальних робіт або заміни в процесі експлуатації.

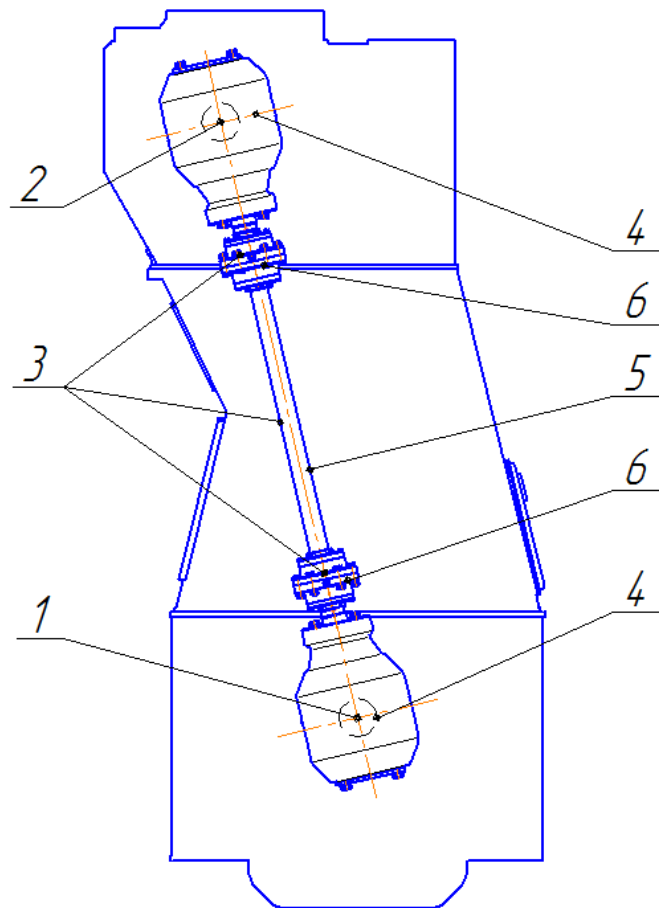


Рисунок 2 – Редукторний привід розподільного вала:

1 – колінчастий вал; 2 – розподільний вал; 3 – механічний привід; 4 – конічний редуктор; 5 – проміжний вал; 6 – компенсувальна муфта

З'єднання конічних редукторів проміжним валом дозволяє забезпечити передачу крутного моменту на значну відстань, яка характерна для потужних суднових малообертових двигунів.

Застосування компенсувальних муфт забезпечує відсутність додаткових осьових, радіальних та кутових навантажень на вали та підшипники редукторів.

Редукторний привід складається з колінчастого 1 та розподільного 2 валів, з'єднаних механічним приводом 3, який виконано у вигляді конічних редукторів 4, встановлених на колінчастому 1 і розподільному 2 валах, та з'єднаних проміжним валом 5 через компенсувальні муфти 6.

Редукторний привід працює наступним чином.

Крутний момент з колінчастого валу 1 через конічні редуктори 4, проміжні вали 5 та компенсувальні муфти 6 передається на розподільний вал 2 та приводить його у рух. Компенсувальні муфти 6 компенсують осьові, радіальні та кутові відхилення між осями конічних редукторів 4.

Передавальне число редукторного приводу розраховується за виразом:

$$i = i_1 \times i_2,$$

де i_1, i_2 – передавальне число відповідно першого та другого редуктора.

Загальне передавальне число всієї передачі має бути для чотиритактних дизелів $i = 1/2$, а для двотактних $i = 1$.

Розрахунок редукторного приводу розподільного вала головного двигуна MAN B&W 8K90MC-C6. Вихідні дані для розрахунку:

- тип передачі: конічна;
- частота обертання колінчастого вала двигуна: $n_{дв} = 104 \text{ хв.}^{-1}$;
- обертальний момент на вихідному валу редуктора: $T_{вих} = 14 \text{ кНм}$;
- частота обертання другого (вихідного) вала: $n_2 = 65 \text{ хв.}^{-1}$;
- термін служби редуктора у роках: $L = 10 \text{ років}$;
- коефіцієнт завантаження редуктора протягом року: $K_{рик} = 0,8$;
- коефіцієнт завантаження редуктора протягом доби: $K_{доб} = 0,8$.

Передавальне відношення редуктора:

$$u = \frac{n_{дв}}{n_2} = \frac{104}{65} = 1,6.$$

Частота обертання першого (вхідного) валу: $n_1 = n_{дв}$.

Частота обертання другого (вихідного) валу:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{104}{1,6} = 65 \text{ хв.}^{-1}$$

Розрахункове число зубів шестерні визначаємо в залежності від величини передавального відношення передачі:

$$Z'_1 = 22 - 9 \lg(u) = 22 - 9 \lg 1,6 = 20,164.$$

Значення Z'_1 округляємо до цілого числа $Z_1 = 20$ за правилами математики.

Розрахункове число зубів колеса, необхідне для реалізації передавального числа, визначаємо по залежності:

$$Z_2 = Z_1 u = 20 \times 1,6 = 32.$$

ККД конічного редуктора становить $\eta = 0,96$.

Момент, що обертає (навантажувальний момент) на вихідному валу редуктора $T_2 = T_{вих} = 14000 \text{ Нм}$.

На вхідному валу:

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta} = \frac{14000}{1,6 \cdot 0,96} = 9114,58 \text{ Нм}.$$

Потужність на вихідному валу редуктора, кВт:

$$P_{вих} = \frac{T_{вих} \cdot n_2}{9550} = \frac{14000 \cdot 65}{9550} = 95,28,$$

де $T_{вих}$ – крутний момент вихідного вала, кВт.

Розрахункова потужність, необхідна для приводу редуктора:

$$P'_{дв} = \frac{P_{вих}}{\eta} = \frac{95,28}{0,96} = 99,25 \text{ кВт}.$$

Марку сталі для зубчастого колеса можна вибрати залежно від твердості. Орієнтовно твердість сталі можна визначити по залежності:

$$HB' = 7000 \cdot \sqrt{\frac{T_1}{d_{\partial e}^3}} = 7000 \cdot \sqrt{\frac{9114,58}{120^3}} = 508,38,$$

де T_1 – крутний момент на входному валу редуктора, Нм; $d_{\partial e}$ – діаметр входного вала редуктора, мм.

Величину HB округляємо до цілого числа (в більшу сторону), кратну 10: HB = 510. По таблиці вибираємо: марка сталі - сталь 45, вид термообробки - покращення, межа міцності $\sigma_e = 750$ МПа..

Виходячи з умов експлуатації та видів пошкоджень зубчастих коліс розрахуємо допустимі напруження на контактну $[\sigma_H]$ і згинальну $[\sigma_F]$ витривалість для найбільш слабкої ланки в передачі.

Такою ланкою для конічних передач є шестерня, яка має найбільшу кількість циклів навантаження протягом заданого терміну служби приводу L .

Для визначення фактичної кількості циклів навантаження провідної шестерні за весь період експлуатації N_{Σ} необхідно знати сумарний час роботи передачі в годинах t_{Σ} , який визначається за формулою:

$$t_{\Sigma} = 365 \cdot L \cdot K_{pik} \cdot 24 \cdot K_{\partial ob} = 365 \cdot 10 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,8 = 56064 \text{ год},$$

де L – термін служби редуктора в роках; K_{pik} – коефіцієнт завантаження редуктора протягом року; $K_{\partial ob}$ – коефіцієнт завантаження редуктора протягом доби.

N_{Σ} визначається з формули:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n_1 = 60 \cdot 56064 \cdot 104 = 349839360 \text{ об.},$$

де n_1 – частота обертання вала шестерні.

Допустимі напруження на контактну витривалість визначають за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} K_{HL} = \frac{1090}{1,1} 1,0 = 990 \text{ МПа},$$

де σ_{HO} – межа контактної витривалості, МПа, яку визначають за залежністю:

$$\sigma_{HO} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 510 + 70 = 1090 \text{ МПа},$$

де S_H – коефіцієнт запасу контактної міцності; K_{HL} – коефіцієнт довговічності; розраховують за залежністю:

$$K'_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{\Sigma}}} = \sqrt[6]{\frac{94469078,132}{349839360}} = 0,803,$$

де N_{HO} – базове число циклів:

$$N_{HO} = 30 \cdot (HB)^{2,4} = 30 \cdot (510)^{2,4} = 94469078,132.$$

Діапазон значень знаходиться в межах $1,0 \leq K_{HL} \leq 2,4$. Оскільки розрахований коефіцієнт $K'_{HL} < 1$, то приймаємо $K_{HL} = 1,0$.

Допустимі напруження на згинальну витривалість визначають за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{S_F} K_{FL} = \frac{918}{1,75} 1,0 = 524,57 \text{ МПа},$$

де σ_{FO} – межа згинальної витривалості, МПа; визначають залежно від твердості матеріалу HB:

$$\sigma_{FO} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 510 = 918 \text{ МПа},$$

де S_F – коефіцієнт запасу згинальної міцності; K_{FL} – коефіцієнт довговічності; розраховують за залежністю:

$$K'_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{\Sigma}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{349839360}} = 0,474.$$

де N_{FO} – базове число циклів.

Діапазон значень знаходиться в межах $1,0 \leq K_{FL} \leq 2,0$. Оскільки розрахований коефіцієнт $K'_{FL} < 1$, то приймаємо $K_{FL} = 1,0$.

Зовнішній ділильний діаметр шестерні (попереднє значення), мм:

$$d'_{e1} = 1816 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot u}} = 1816 \cdot \sqrt[3]{\frac{9114,58 \cdot 1,2}{990^2 \cdot 1,6}} = 347 \text{ мм},$$

де K_H – коефіцієнт навантаження, що враховує нерівномірність її розподілу; в розрахунку з достатнім ступенем точності можна прийняти $K_H = 1,2$.

Попередній модуль передачі:

$$m'_e = \frac{d'_{e1}}{Z_1} = \frac{347}{20} = 17,3.$$

За розрахунковою величиною приймаємо найближче більше стандартне значення модуля $m_e > m'_e$, $m_e = 18$.

Зовнішня конусна відстань, мм:

$$R_e = \frac{m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}{2} = \frac{18 \cdot \sqrt{20^2 + 32^2}}{2} = 339,62 \text{ мм}.$$

Діаметр зовнішнього ділильного кола шестерні d_{e1} і колеса d_{e2} :

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 18 \cdot 20 = 360 \text{ мм},$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 18 \cdot 32 = 576 \text{ мм}.$$

Діаметр зовнішнього кола вершин зубів шестерні d_{ae1} і колеса d_{ae2} :

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 360 + 2 \cdot 18 \cdot \cos 32,01^\circ = 390,52 \text{ мм},$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 576 + 2 \cdot 18 \cdot \cos 57,99^\circ = 595,08 \text{ мм},$$

де δ_1 і δ_2 – кути ділильних конусів, град., рівні:

$$\delta_2 = \arctg(u) = \arctg 1,6 = 57,99^\circ$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 57,99^\circ = 32,01^\circ$$

Розрахункова ширина зачеплення коліс, мм:

$$b' = 0,285 \cdot R_e = 0,285 \cdot 339,62 = 96,76 \text{ мм}.$$

Розрахункове значення округлюємо до цілого числа b в більшу сторону. Ширина зубчастих коліс приймається рівною:

$$b_1 = b_2 = b = 97 \text{ мм}.$$

Зовнішня висота зуба h_e :

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 18 = 39,6 \text{ мм}.$$

Зовнішня висота головки зуба h_{ae} :

$$h_{ae} = m_e = 18 \text{ мм}.$$

Для виключення можливих помилок в обчисленнях при проектному розрахунку перевіряють виконання умови контактної витривалості:

$$\sigma_H = 75170 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_H}{d_{e1}^3 \cdot u}} \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_H = 75170 \cdot \sqrt{\frac{9114,58 \cdot 1,2}{360^3 \cdot 1,6}} = 909,89 \leq 990 \text{ МПа}.$$

Умова виконується, отже, розрахунок вірний.

Перевірочний розрахунок передачі. Визначаємо робочі напруження вигину, які мають бути не більше тих, що допускаються, по залежності:

$$\sigma_F = \frac{3200 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{d_{e1} \cdot b_1 \cdot m_e} \leq [\sigma_F];$$

$$\sigma_F = \frac{3200 \cdot 9114,58 \cdot 1,3 \cdot 3,96}{360 \cdot 97 \cdot 18} = 238,87 \leq 524,57 \text{ МПа},$$

де K_F – коефіцієнт навантаження при згині, що враховує нерівномірність її розподілу і динамічний характер.

Для коліс сьомого ступеня точності виготовлення можна прийняти $K_F = 1,3$; Y_F – коефіцієнт форми зубів шестерні, визначається по залежності:

$$Y_F = \frac{2 - 8 \cdot \cos \delta_1 / Z_1}{0,55 - 3,1 \cdot \cos \delta_1 / Z_1} = \frac{2 - 8 \cdot \cos 32,01^\circ / 20}{0,55 - 3,1 \cdot \cos 32,01^\circ / 20} = 3,96.$$

Умова згинальної міцності виконується, розрахунок правильний.

Вибір і розрахунки муфти ведуть по розрахунковим значенням крутного моменту T_p .

$$T_p = T_{\text{ном}} \cdot K_{\text{пер}}.$$

де $T_{\text{ном}}$ – номінальний момент, переданий муфтою (при розрахунку вибирається з результатів кінематичного розрахунку); $K_{\text{пер}}$ – коефіцієнт перевантаження, для нашого випадку $K_{\text{пер}} = 1$.

Муфту вибирають таким чином, щоб момент муфти T був більше розрахункового T_p ($T > T_p$).

В редукторному приводі розподільного вала встановлено муфти на вхідному і вихідному валах, які передають відповідні моменти

$$T_1 = 9114,58 \text{ Нм і } T_2 = 14000 \text{ Нм}.$$

Тому вибираємо муфти:

- муфта 16000-115-1 У2 ГОСТ 50895-96 – на вхідний вал;
- муфта 16000-134-1 У2 ГОСТ 50895-96 – на вихідний вал.

Перевірочний розрахунок зубчастої муфти. Знос зубів муфти протягом ресурсу слід вважати допустимим, якщо на робочих поверхнях середній контактний тиск становить:

$$p = \frac{2000 \cdot T_p \cdot k_H}{b \cdot h \cdot D_d \cdot z} \leq [p],$$

де k_H – коефіцієнт концентрації навантаження, $k_H = 1$; b – довжина зуба, мм; h – робоча висота зуба, мм; $[p]$ – допустимий тиск, $[p] = 12 \dots 15$ МПа; z – число зубів напівмуфти; m – модуль зачеплення, мм; D_d – діаметр діляльного кола напівмуфти:

$$D_d = mz = 4 \times 48 = 192 \text{ мм}.$$

Розрахунок проведемо для більш навантаженого вихідного валу.

$$p = \frac{2000 \cdot 14000 \cdot 1}{30 \cdot 10 \cdot 192 \cdot 48} = 10,12 \leq [p] = 12 \dots 15 \text{ МПа.}$$

Умова міцності муфти виконується.

Висновки та рекомендації. Застосування редукторного приводу дозволить забезпечити необхідну кінематичну точність механічного приводу між колінчастим та розподільним валами протягом всього періоду експлуатації двигуна, зменшити трудомісткість обслуговування передачі, інерційні навантаження та шум.

Редукторний привід рекомендується застосовувати у потужних малообертових двигунах (МОД), що мають значну відстань між колінчастим та розподільним валами.

Для приводу малообертового двигуна застосовано редуктори з конічними прямозубими колесами. У цих редукторів допустима окружна швидкість (по розділювальному колу середнього діаметра) $v \leq 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

При використанні редукторної передачі на двигунах СОД і ВОД з більш високими швидкостями рекомендують застосовувати конічні колеса з круговими зубцями, що забезпечують більш плавне зачеплення і велику несучу здатність.

У якості компенсуючи муфт рекомендується застосовувати саме зубчасті муфти. Вони не пом'якшують поштовхи, але забезпечують кінематичну точність при передачі крутного моменту. Крім того, такі муфти здатні передавати значний крутний момент, що характерно для суднових двигунів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том. 1: М. Моркнига, 2008. 282 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя.-6-е изд. – М.: Машиностроение: В 3-х т. 1982. Т. I – 728 с.; Т. II – 559 с. ; Т. III – 557 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, доп. И перераб. М., «Высш. школа», 1976, - 399 с.
4. Детали машин. Соединительные муфты: справочное пособие / сост. Н. Г. Таровик, Т. А. Кулик, Е. С. Котушенко. – Краматорск: ДГМА, 2013. – 35 с.

REFERENCES

1. Voznickiy I.V. Sudovihe dvigateli vnutrennego sgoraniya, tom. 1: M. Morkniga, 2008. 282 s.
2. Anurjev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya.-6-e izd. M.: Mashinostroenie: V 3-kh t. 1982. T. I – 728 s.; T. II – 559 s. ; T. III – 557 s.
3. Ivanov M.N. Detali mashin. Uchebnik dlya vuzov. Izd. 3-e, dop. I pererab. M., «Vihssh. shkola», 1976, - 399 s.
4. Detali mashin. Soediniteljnihe muftih: spravochnoe posobie / sost. N. G. Tarovik, T. A. Kulik, E. S. Kotushenko. Kramatorsk: DGMA, 2013. – 35 s.

Самарин А. Е. МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ВАЛА СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Предлагается механический привод распределительного вала выполнить в виде конических редукторов, установленных на коленчатом и распределительном валах, и соединенных промежуточным валом через компенсирующие муфты. Это позволяет применить закрытые редукторные передачи, каждая из которых имеет масляную ванну для смазывания зубчатых зацеплений и подшипников. Зубчатое зацепление имеет высокую кинематическую точность и не требует дополнительных регулировочных работ или замены в процессе эксплуатации. Соединение конических редукторов промежуточным валом позволяет обеспечить передачу крутящего момента на значительное расстояние, которое характерно для мощных судовых малооборотных двигателей. Применение компенсирующих муфт обеспечивает отсутствие дополнительных осевых, радиальных и угловых нагрузок на валы и подшипники редукторов. Редукторный привод работает следующим образом. Крутящий момент с коленчатого вала через конические редукторы, промежуточный вал и компенсирующие муфты передается на распределительный вал и приводит его в движение.

Компенсующие муфты компенсируют осевые, радиальные и угловые отклонения между осями конических редукторов. Крутящий момент с коленчатого вала через конические редукторы, промежуточные вал и компенсирующие муфты передается на распределительный вал и приводит его в движение.

Выполнен расчет редукторного привода распределительного вала главного двигателя MAN B & W 8K90MS-C6.

Ключевые слова: механический привод, распределительный вал, конический редуктор, компенсирующая муфта, промежуточный вал.

Samarin O. E. THE MECHANICAL DRIVE CAMSHAFT ENGINE LOW-SPEED SHIP

Proposed mechanical drive camshaft perform as bevel gears mounted on cranked and distributive shaft and intermediate shaft connected via compensating couplings. This allows you to use closed transmission gear, each of which has an oil bath lubrication of gears and bearings. Gear engagement has high kinematic accuracy and requires no additional adjustment work or replacement during operation. Connections bevel gear intermediate shaft enables transfer of torque at a considerable distance, which is characteristic for powerful low-speed marine engines. The use of compensating couplings provides no additional axial, radial and angular shaft loads on the bearings and gears. Reducing the drive works as follows. Torque of the crankshaft through bevel gears, and compensating intermediate shaft coupling is transmitted to the camshaft and leads him in motion. Compensating couplings compensate for axial, radial and angular deviation between the axes of bevel gears. Torque of the crankshaft through bevel gears, and compensating intermediate shaft coupling is transmitted to the camshaft and leads him in motion.

The calculation of gear drive camshaft main engine MAN B & W 8K90MS-C6.

Keywords: mechanical drive, camshaft, conical reducer, compensating clutch, the intermediate shaft.

© Самарін О. Є.

Статтю прийнято
до редакції 20.05.18