

Корисна модель відноситься до галузі суднового машинобудування та може використовуватися у складі пропульсивного комплексу суден різного призначення з гвинтами фіксованого кроку і малооборотними реверсивними дизельними двигунами.

При великих потужностях, характерних для пропульсивних установок сучасних морських суден, та малих частотах обертання гребних валів (декілька десятків обертів на хвилину) значно збільшується діаметр і маса гребного гвинта. При цьому спостерігається зростання питомого навантаження на гвинт та елементи валопроводу. Гребні гвинти великого діаметра складні при виготовленні та мають високу вартість. Від того, у ряді випадків, вважається за доцільне використання пропульсивних установок із співвісними гвинтами протилежного обертання.

Відома одно дизельна пропульсивна установка із співвісними гвинтами протилежного обертання, що містить у своєму складі головний малооборотний реверсивний дизельний двигун, два гребних гвинта, послідовно розташованих на співвісних валах таким чином, що задньому гвинту обертання надається внутрішнім валом, поєднаним із виходним фланцем двигуна, а передньому гвинту - за допомогою зовнішнього вала, обертання на який передається через зубчасте зачеплення, при цьому опорами зубчастих коліс, з яких складається зубчасте зачеплення, являються гідродинамічні підшипники ковзання, що установлені в корпусі зачеплення [див. Технический отчет по теме И - IX - 1089, IV этап "Дизельные пропульсивные установки с соосными противоположного вращения винтами", Центральный научно-исследовательский институт информации и технике - экономических исследований, 1970. - 117с, на стор. 19 - 20, рис. 6а].

Використання в такій установці співвісних гвинтів протилежного обертання за рівних частот обертання дозволяє зменшити діаметр гребних гвинтів приблизно на 20% у порівнянні із одинарним гвинтом (там же, на стор. 21). Одночасно співвісні гвинти протилежного обертання в порівнянні із одинарними гвинтами за однакових діаметрів та оптимальних частот обертання забезпечують зростання пропульсивного коефіцієнта для всіх типів транспортних суден приблизно на 10%. За рівних частот обертання та відсутності обмежень на вибір оптимального діаметра, підвищення пропульсивного коефіцієнта у випадку заміни одинарного гвинта з співвісними складає 4...8% (там же, на стор. 41).

Такій пропульсивній установці притаманні й певні недоліки.

Головним недоліком є те, що за великої потужності пропульсивної установки, спостерігаються значні навантаження в зубчастому зачепленні. Відповідно зубчасті колеса мають великий осьовий протяг та при роботі спостерігається згинальна деформація їх осей. Невелика частота обертання валів ускладнює використання в опорах зубчастих коліс гідродинамічних підшипників за причини великої навантаженості опор та згинальних коливань валів. За значних деформаціях валів може спостерігатися "граничне", а в критичних ситуаціях - "сухе" тертя в підшипниках ковзання і як наслідок - деформація втулок підшипників. Цьому в значній мірі сприяє великий осьовий протяг зубчастих коліс та втулок підшипників за традиційному компонованні зубчастого зачеплення. Все це сприяє зниженню надійності роботи пропульсивної установки.

Відома однодизельна пропульсивна установка із співвісними гвинтами протилежного обертання, яка містить у своєму складі головний малооборотний реверсивний дизельний двигун, два гребних гвинта, послідовно розташованих на співвісних валах таким чином, що задньому гвинту обертання надається внутрішнім валом, поєднаним із вихідним фланцем двигуна, а передньому гвинту - за допомогою зовнішнього вала, обертання на який передається через зубчасте зачеплення, при цьому зубчасті колеса, з яких складається зубчасте зачеплення, установлені на опорах, розміщених в корпусі згаданого зубчастого зачеплення, причому опори зубчастих коліс виконані у вигляді роликів котушкоподібного типу і мають по три пояски, які контактують з повернутими до них відповідними циліндричними ділянками зубчастих коліс, причому ролики установлені в корпусі зачеплення у втулках не повноохоплюваних гідростатичних підшипників [див. Однодизельна пропульсивна установка із співвісними гвинтами протилежного обертання. Деклараційний патент України на корисну модель №11396. Заявл. 07.07.2005; на друк. 15.12.2005, Бюл. №12]. Виконання опор зубчастих коліс у вигляді роликів котушкоподібного типу, що мають три пояски, на які своїми циліндричними ділянками спираються зубчасті колеса, дозволяє запобігти деформації осей зубчастих коліс. На достатній протяжності колеса утримуються на трьох ділянках (одній центральній та двох периферійних) від згинальної деформації. При цьому ролики, на які спирається зубчасте колесо головного двигуна виконують роль як утримуючих, так і стягуючих опор, тобто забезпечують необхідні зусилля у зубчастому зачепленні. Для цього втулки неповноохоплюваних гідростатичних підшипників роликів котушкоподібного типу, виконуючих роль стягуючих елементів, повинні бути встановленими так, що напрям реакції у неповноохоплюваних гідростатичних підшипниках збігався з кутом тиску на зубцях зубчастих коліс. Цей кут складає від 14,5° до 20° від вертикальної осі. В якості підтвердження наведеному слід відзначити відомий пристрій для обмеження згинальних деформацій осей зубчастих коліс [див. Патент Японії №57 - 37779, надр. 11.08.82], в якому пропонується підвищити навантажувальну здатність зубчастого зачеплення за рахунок обмеження згинальної деформації осей коліс шляхом формування напрямку реакції елементів, сприймаючих навантаження, який співпадає з напрямком дії сил реакції у зубчастому зачепленні. Однак, у запропонованому пристрої елементи, що сприймають навантаження, мають вигляд підшипників кочення легкої серії.

Обрано в якості прототипу.

Такій пропульсивній установці притаманні й певні недоліки:

1. Корпус зубчастого зачеплення розташований асиметрично діаметральній площині корпусу судна, що в умовах значного насичення машинних відділень сучасних морських суден допоміжними механізмами і пристроями ускладнює розміщення останніх та їх обслуговування.

2. В запропонованій схемі група зачеплень внутрішнього та зовнішнього валів не передбачає їх осьового переміщення, що накладає високі технологічні вимоги щодо установки кормового та носового опорних підшипників і зменшує експлуатаційну надійність пропульсивної установки.

3. Значні діаметри зубчастих коліс зачеплень внутрішнього та зовнішнього валів ускладнює їх виготовлення та монтаж.

Завдання корисної моделі полягає у підвищенні експлуатаційної надійності пропульсивної установки та технологічності при виготовленні і монтажу елементів зубчастого зачеплення та упорних підшипників.

Для вирішення даного завдання в пропульсивній установці із співвісними гвинтами протилежного обертання, яка містить у своєму складі головний малооборотний реверсивний дизельний двигун, два гребних гвинта,

послідовно розташованих на співвісних валах таким чином, що задньому гвинту обертання надається внутрішнім валом, поєднаним із вихідним фланцем двигуна, а передньому гвинту - за допомогою зовнішнього вала, обертання на який передається через зубчасте зачеплення, при цьому зубчасті колеса, з яких складається зубчасте зачеплення, установлені на опорах розміщених в корпусі згаданого зубчастого зачеплення і виконані у вигляді роликів котушкоподібного типу та мають по три пояски, які контактують з повернутими до них відповідними циліндричними ділянками зубчастих коліс, причому ролики установлені в корпусі зачеплення у втулках неповноохоплюваних гідростатичних підшипників, зубчасте зачеплення виконано у вигляді двопотокової схеми передачі крутного моменту від внутрішнього вала до зовнішнього, при цьому рух від внутрішнього вала передається через прямозубе зачеплення на паразитні прямозубі колеса, а далі на співвісні зубчасті шевронні колеса, які зачеплені з зубчастим шевронним колесом зовнішнього вала.

На Фіг.1 наведено загальний вигляд однодизельної пропульсивної установки із співвісними гвинтами протилежного обертання;

на Фіг.2 - переріз А-А на Фіг.1;

на Фіг.3 - переріз Б-Б на Фіг.1;

на Фіг.4 - переріз В-В на Фіг.1.

Пропульсивна установка складається з головного малооборотного реверсивного дизельного двигуна 1, вихідний фланець котрого поєднується із фланцем внутрішнього вала 2. На внутрішньому валу 2 установлено прямозубе колесо 3, що знаходиться у зубчастому зачепленні із чотирма прямозубими паразитними шестернями 4. В свою чергу, попарно встановлені прямозубі паразитні колеса 4 лівого і правого бортів знаходяться у зачепленні з прямозубими колесами 5 відповідних бортів. Шестерні 5 передають крутний момент на виконані співвісно зубчасті шевронні колеса 6 лівого і правого бортів, а ті, в свою чергу, на шевронну шестерню 7 зовнішнього вала 8. Прямозубі паразитні колеса 4 встановлено на чотирьох нерухомих осях 20, що закріплено на корпусних плитах 21. В якості опор кожного зубчастого колеса використовуються ролики 9 котушкоподібного типу. Кожний ролик 9 має по три пояски 10, які контактують з відповідними циліндричними ділянками зубчастих коліс 3, 4, 5, 6, 7. Ролики 9 установлені у втулках 11 неповноохоплюваних гідростатичних підшипників. Втулки 11 підшипників, у яких установлено ролики 9, що контактують своїми поясками 10 з відповідними циліндричними ділянками зубчастих коліс 3, 4, 5, 6, 7, орієнтовані таким чином, щоб напрям навантаження на підшипники збігався із напрямком дії сил реакції у зубчастому зачепленні, тобто складав кут $14.5^{\circ} \dots 20^{\circ}$ від вертикальної осі. Втулки 11 підшипників закріплені у корпусі 12 та у кришці 13 і мають трубопроводи 14 для підведення робочого середовища в зазори неповноохоплюваних гідростатичних підшипників. Співвісні гребні гвинти 15 і 16 послідовно розміщені на співвісних валах 2 і 8 таким чином, що задній гвинт 15 закріплено на внутрішньому валу 2, а передній гвинт 16 - на зовнішньому валу 8. Окрім того, до складу пропульсивного комплексу входять відповідно носовий 17 і кормовий 18 головні упорні підшипники, а також дейдвудний пристрій 19.

Корисна модель працює таким чином.

При роботі головного малооборотного реверсивного дизельного двигуна 1 обертання його вала передається на внутрішній вал 2 і задній гребний гвинт 15. Упор від заднього гребного гвинта 15 сприймається носовим головним упорним підшипником 17. Завдяки зубчастому зачепленню колеса 3 з паразитними прямозубими колесами 4, розташованих на осях 20, закріплених на корпусних плитах 21, а також прямозубих коліс 4 і 5 та шевронних зубчастих коліс 6 і 7 обертання передається на зовнішній вал 8 і передній гребний гвинт 16. Упор від переднього гребного гвинта 16 сприймається кормовим головним упорним підшипником 18. Надійний контакт в зубчастих зачепленнях коліс 3-4, коліс 4-5, коліс 6-7 забезпечується за рахунок того, що пояски 10 роликів 9 котушкоподібного типу, взаємодіючи із відповідними циліндричними ділянками зубчастих коліс 3, 4, 5, 6, 7, забезпечують як утримуючі, так і стягуючі зусилля у зубчастих зачепленнях. При цьому ролики виконують функцію обмежувачів згинальної деформації зубчастих коліс 3, 4, 5, 6, 7. Навантаження, що виникають при роботі зачеплення, сприймаються неповноохоплюваними гідростатичними підшипниками, несуча здатність яких забезпечується подачею робочого середовища за допомогою трубопроводів 14 у робочі зазори, утворені між поверхнями роликів 9 котушкоподібного типу і втулок 11, які закріплені у корпусі 12 та кришці 13 зубчастого зачеплення.

Дейдвудний пристрій 19 забезпечує сприйняття радіальних навантажень з боку гребних валів 15 і 16, а також запобігає проникненню забортної води у корпус судна.

Виконання зубчастого зачеплення у вигляді двопотокової схеми дозволяє розмістити його симетрично відносно діаметральної площини корпусу судна, що спрощує розміщення допоміжних механізмів та пристроїв у машинному відділенні судна та їх обслуговування.

Наявність в схемі зубчастого зачеплення блока прямозубих зачеплень дозволяє компенсувати осьові переміщення, що спрощує монтаж упорних підшипників валопроводу і в цілому підвищує експлуатаційну надійність пропульсивної установки.

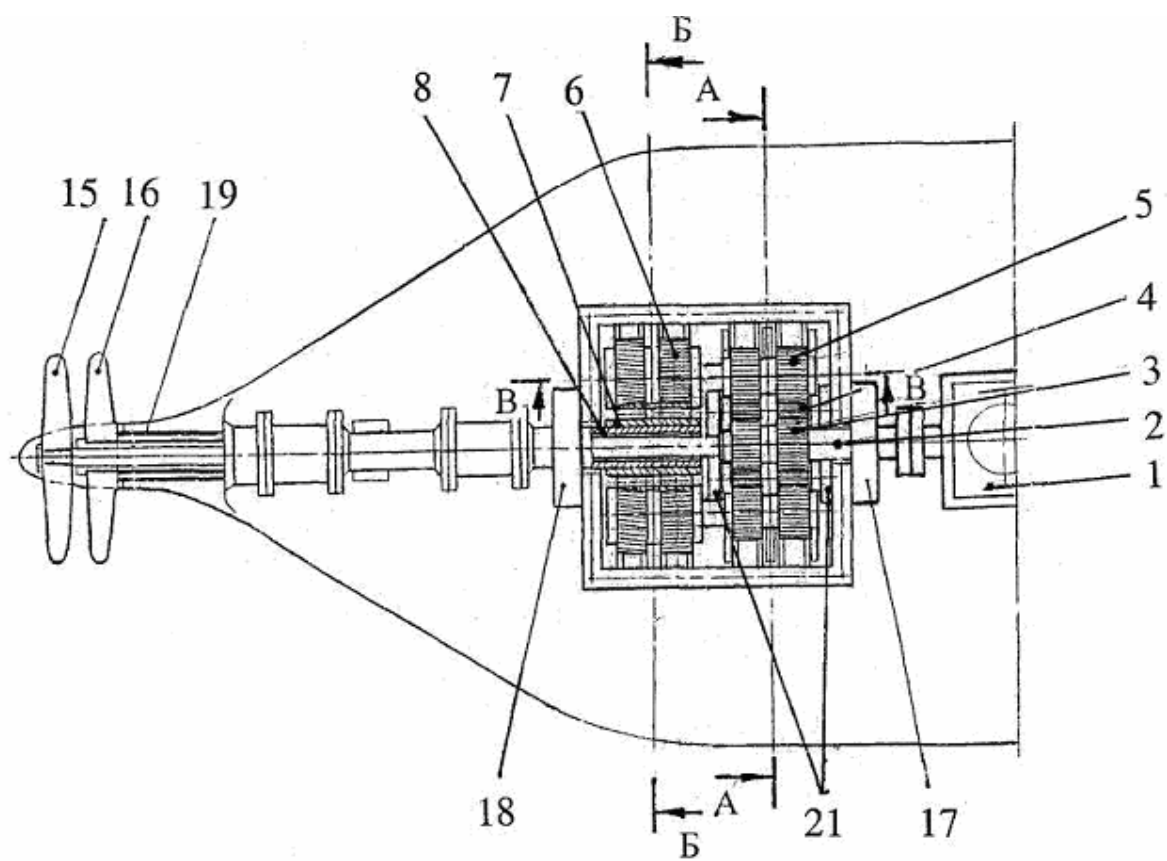


Fig. 1

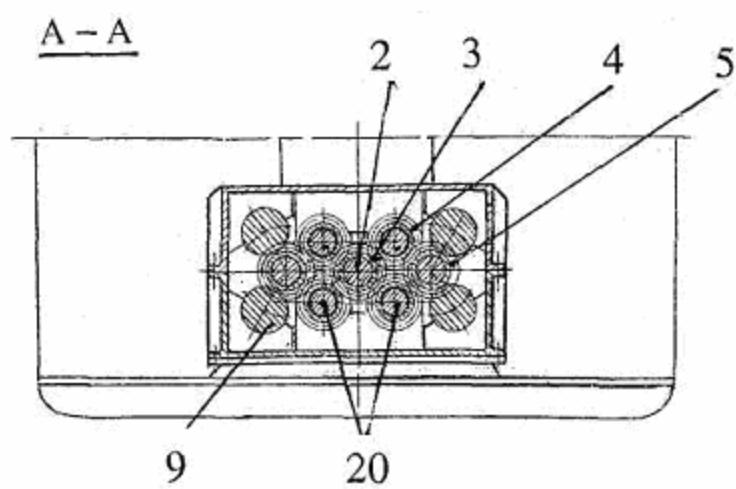
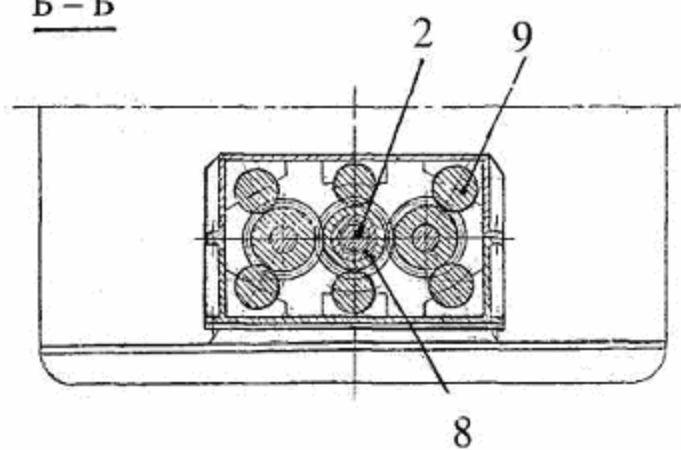


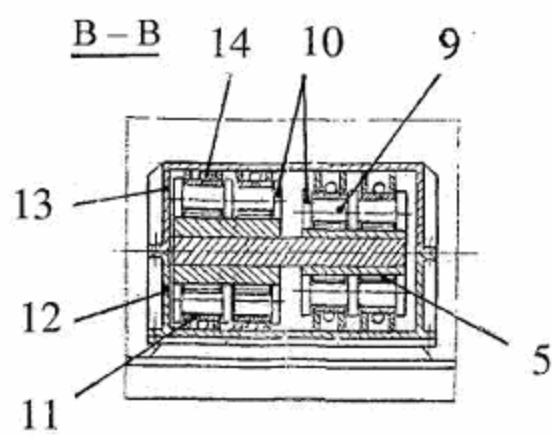
Fig. 2

Б - Б



Фиг. 3

Б - Б



Фиг. 4