

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-1-165-175

THE STUDY OF DIFFERENTIAL MECHANISMS FROM THE POINT OF VIEW OF FUNCTIONING IN THE SHIP AND CRANE DRIVES

E. N. Andrianov, A. N. Ivanov

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

Considered planetary differential mechanisms, with the number of degrees of freedom equal to two, allowing transferring energy from the input shaft either to two output or from two input shafts to the output shaft in cinematically interconnected, branches. In the first case, the differential mechanism performs the functions of timing, and the second functions as a summing or in other words as a unifying mechanism. As the dispenser of time and the summing mechanism is used single – ended and differential-single-row planetary mechanism with satellites odnopozova. Since the differential drive mechanism with the same design parameter can be a function of the separation, and with the function of the summation of the power flow, in the work based on the famous graphic method Lesokhina-Cranes, complemented by prof. Prokofiev by considering the energy equations in the research process obtained a new solution. The solution differs from the known fact that its application to the problem of synthesis of such mechanisms eliminates uncertainty in the implementation of the functions of branching (summation or division) of power flow. To create certainty in the solution of the synthesis problem, a dedicated sustainable existence of differential mechanisms, and for each specific area of change of parameters of the mechanism the analytical solutions obtained, implement the required gear ratio with the given distribution of power flows. It is shown that the desired gear ratio drive can be obtained with different values of the structural parameter of single row planetary mechanism. Specific examples deals with the property change of the transmission ratio of the actuator, for the case of switching from the differential operation mode to work as zamed likely planetary transmission and the use of this property in practice. The study of the properties will allow the developer with little time to find a rational scheme and the optimal values of gear ratio of the differential mechanisms of the ship and crane drives for each mode of operation of the differential mechanism and will contribute to the creation of products competitive on the world market.

Keywords: planetary gear, the differential mechanism, the planetary gear system CODAG, lifting mechanism, swing mechanism, and a summing reducer, distributor point, constructive setting.

For citation:

Andrianov, Evgenii N., and Anatoly N. Ivanov. "The study of differential mechanisms from the point of view of functioning in the ship and crane drives." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 9.1(2017): 165–175. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-1-165-175.

УДК 621. 830. 62

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ В СПЕЦИАЛЬНЫХ СУДОВЫХ И КРАНОВЫХ ПРИВОДАХ

Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Рассмотрены планетарные дифференциальные механизмы с числом степеней подвижности, равным двум, позволяющие передавать энергию либо от входного вала к двум выходным, либо от двух

выходных валов к выходному валу. В первом случае дифференциальный механизм выполняет функции распределительного механизма, а во втором — функционирует как суммирующий или, другими словами, как объединительный механизм. Поскольку в приводе дифференциальный механизм с одинаковым конструктивным параметром может работать как с функцией разделения, так и с функцией суммирования потоков мощности, в работе, на основе известного графоаналитического метода Лесохина–Крейнеса, дополненного проф. В. Н. Прокофьевым рассмотрением энергетических уравнений, в процессе исследования было получено новое решение. Это решение отличается от известного тем, что применительно к задаче синтеза подобных механизмов оно исключает неопределенность в реализации функций разветвления (суммирование или разделение) потоков мощности. Для внесения определенности в решение задачи синтеза выделены области рационального существования дифференциальных механизмов, а для каждой определенной области изменения параметров механизма получены аналитические решения, реализующие требуемое передаточное отношение с заданным распределением мощности по потокам. Показано, что требуемое передаточное отношение привода можно получить при различных значениях конструктивного параметра планетарного однорядного механизма. На конкретных примерах рассматривается свойство изменения передаточного отношения привода в случае переключения с дифференциального режима работы на работу в качестве планетарной замедлительной передачи и использование этого свойства на практике.

Ключевые слова: планетарный механизм, дифференциальный механизм, планетарная передача, система CODAG, механизм подъема, механизм поворота, суммирующий редуктор, распределитель моментов, конструктивный параметр.

Для цитирования:

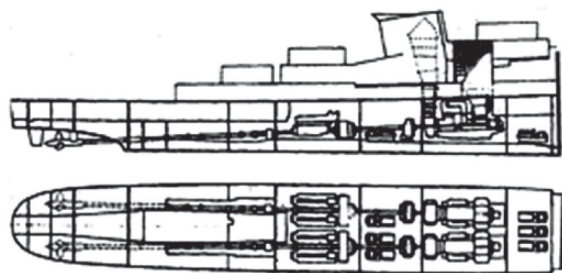
Андреанов Е. Н. Исследование свойств дифференциальных механизмов с точки зрения функционирования в специальных судовых и крановых приводах / Е. Н. Андреанов, А. Н. Иванов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 1. — С. 165–175. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-1-165-175.

Введение

После выхода из господствующего в СССР периода научно-технического застоя вновь актуальной стала необходимость создания мощных приводов, управляющих движением судовых и крановых машин. Успешному решению задач их проектирования, безусловно, будет способствовать разработка проекта российской технологической платформы развития инновационных технологий в машиностроении. Прежде всего это касается вопросов создания заводов - изготовителей и их технологического оснащения современным металлообрабатывающим оборудованием и контрольно-измерительным комплексом. Учитывая решение руководства страны уделять задаче импортозамещения повышенное внимание, можно надеяться, что задача импортозамещения редукторов специального и особенно общемашиностроительного назначения будет успешно решена в ближайшие годы.

При создании дифференциальных приводов широко используются планетарные механизмы, позволяющие получать компактные энергоемкие машины. Приведем лишь несколько примеров. На рис. 1 представлена комбинированная дизель-газотурбинная энергетическая установка (ДГТУ) с двумя дизелями и одной газовой турбиной системы CODAG [1], [2] сторожевого корабля типа «Köln». Расположение главных механизмов в машинном отделении (вид сбоку и план трюма) показано на рис. 1, а, конструктивная схема передачи ДГТУ с двумя дизелями и ускорительным ГТД — на рис. 1, б. Дизели подключены к валам 6 и через гидродинамические муфты 5 связаны с суммирующим редуктором внешнего зацепления 4, газовая турбина подключена к валу 1. Тормозное устройство с гидроприводом 3 эпицикла включается на экономичном ходу, аналогичное тормозное устройство 7 эпицикла второго ряда включается на полном ходу. ГТД работает на винт при включенном тормозном устройстве 2 эпицикла планетарного редуктора с передаточным числом 9,55 и массой 17 т.

а)



б)

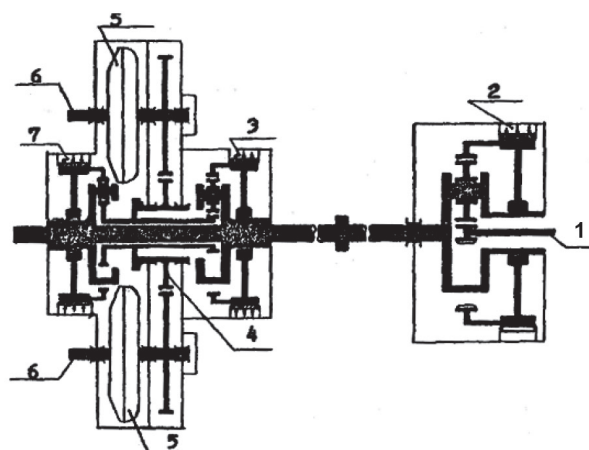


Рис. 1. Комбинированная дизель-газотурбинная корабельная энергетическая установка с двумя дизелями и одной газовой турбиной системы CODAG:
а — расположение механизмов в машинном отделении; б — конструктивная схема

В схеме ДГТУ (рис. 2), запатентованной инженером Штокихтом (ФРГ) [3], при одинаковом количестве тормозных устройств используется две планетарные ступени вместо трех, установленных на кораблях типа «Köln». При отключенном двигателе ни на одном из режимов работы его планетарная ступень не вращается в холостую. На экономическом ходу работает лишь ступень, эпицикл которой приводится от колеса суммирующего редуктора дизелей (включен тормоз 3). При этом газотурбинный двигатель (ГТД) может быть запущен на холостом ходу (2 — отпущен). Для перехода на режим полного хода включается тормоз 2. Передаточное число от дизелей к винтам регулируемого шага (ВРШ) автоматически уменьшается, так как *ступень из планетарной превращается в дифференциальную*, в которой солнечная шестерня и эпицикл вращаются в одном направлении, суммируя мощности на водиле. При отключении дизелей и затормаживании эпициклов их ступеней ход корабля обеспечивается ГТД с пониженной скоростью, так как передаточное отношение от ГТД до ВРШ при этом больше, чем при совместной работе дизелей и ГТД.

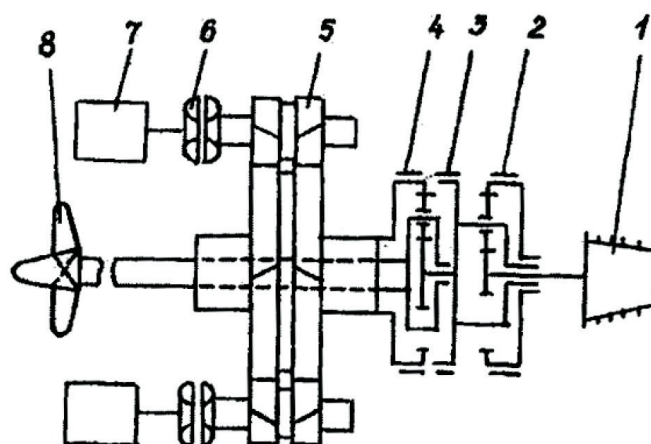


Рис. 2. Комбинированная дизель-газотурбинная корабельная энергетическая установка конструкции инж. Штокихта (ФРГ) с двумя дизелями и одной газовой турбиной:
1 — ГТД; 2 — планетарный редуктор ГТД с тормозом эпицикла;
3, 4 — планетарная ступень, соответственно, при работе дизелей и отключенном ГТД или при работе ГТД и отключенных дизелях;
5 — суммирующий редуктор внешнего зацепления;
6 — гидромuftа; 7 — дизель; 8 — ВРШ

В механизме главного подъема мостового крана большой грузоподъемности планетарный механизм привода системы *SEWEURODRIVE* (рис. 3, *а*) при работе двух двигателей (валы *а* и *б* вращаются в одну сторону) работает как дифференциальный и суммирует на водиле *h* мощности работающих двигателей. При остановке одного двигателя планетарный механизм работает как планетарная передача, воспроизводя в два раза большее передаточное отношение. Таким образом, подобный привод позволяет простым способом обеспечить получение двух скоростей. В механизме поворота портального перегрузочного крана «Новороссиец» планетарный механизм, включенный в последнюю выходную ступень редуктора, работает как дифференциальный и распределяет поровну мощность приводного двигателя между двумя его выходными валами *h* и *б* (рис. 3, *б*).

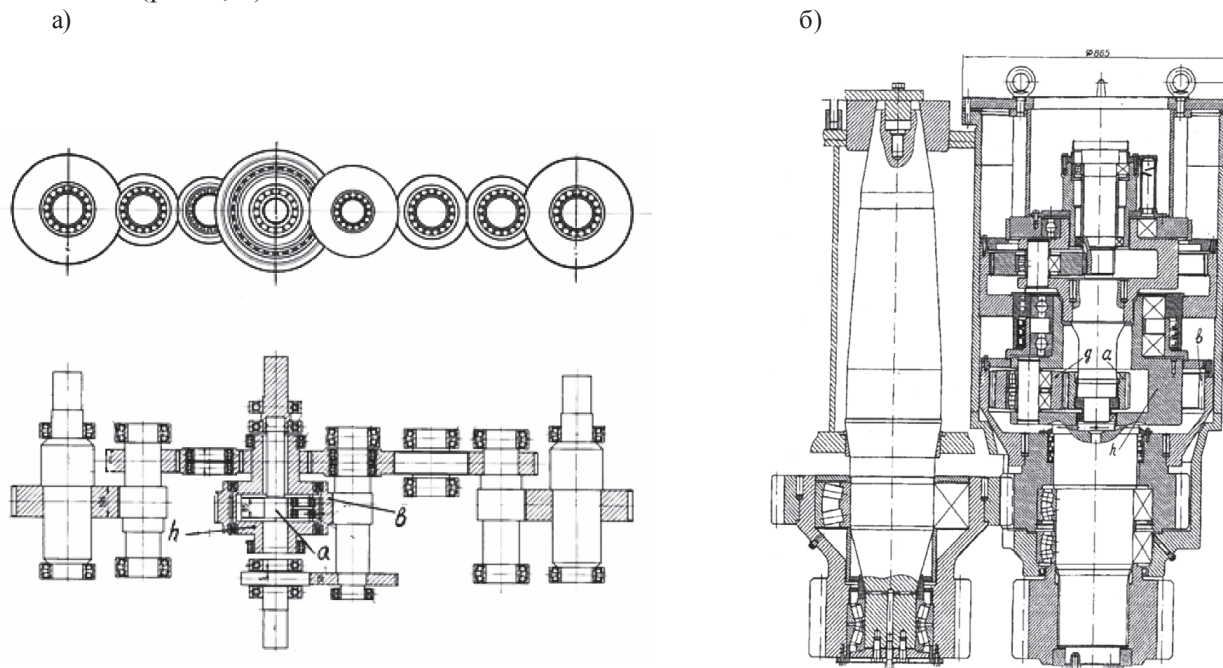


Рис. 3. Дифференциальные механизмы в крановых приводах:

а — суммирующий механизм, обеспечивающий получение двух скоростей на выходных валах;
б — распределительный механизм на два выходных вала

Основная часть

Из приведенных ранее конкретных примеров видно, что в приводах исследуемого типа дифференциальные механизмы одной группы работают с различными функциями разветвления. Целью настоящего исследования является, во-первых, определение условий, при которых происходит заданное разветвление (суммирование или разделение) потоков мощности и, во-вторых, определение рационального значения параметра дифференциального механизма, определяющего заданное разветвление.

Решение первой задачи во многом определяется типом дифференциального механизма, в качестве которого в принципе могут быть использованы различные схемы планетарных механизмов [3], [4]. Опираясь на российский опыт создания подобных устройств и изучая все многообразие конструкций планетарных судовых и крановых передач и их схемно-конструктивных решений, созданных европейскими производителями и во многом определяющих процесс и принципы проектирования передач подобного типа, следует отметить, что в конструкциях судовых и крановых приводов при создании рациональной конструкции конкурентоспособного изделия используются планетарные однорядные механизмы $2kh$ типа *A* (по классификации работ [5] – [7]).

Об этом, в частности, свидетельствуют и конструкции, рассмотренные выше. Заметим, что в технике приводов, использующих планетарный механизма $2kh$ типа A (рис. 4), его конструктивный параметр p , используемый в инженерных задачах и равный отношению чисел зубьев $p = z_b / z_a$, ограничен (здесь z_a и z_b — число зубьев центральных колес a и b). Исходя из геометрических возможностей, можно принять $1,5 \leq p \leq 11$ [6] – [8]. Однако по конструктивным причинам, связанным, в частности, с недостаточным диаметром оси сателлита, используемой для его опоры при малых p , или с пониженной крутильной жесткостью центрального колеса a , при высоких значениях p , интервал значений сужают: $2 \leq p \leq 8$. Более того, при конструировании выбор значения p подчиняют требованиям компоновки привода: например, если через внутреннее отверстие центрального колеса a должен проходить вал соседней ступени (см. рис.1) параметр p ограничивают значением $p \leq 3$ [6]. Во всех конструкциях исследуемого типа число сателлитов g принято равным трем. Исключение составляет шестисателлитный механизм лебедки для установки якорей (Норвегия) — рис. 4, б. Однако с увеличением числа сателлитов уменьшается значение параметра p (так, при шести сателлитах оно равно примерно 2,3).

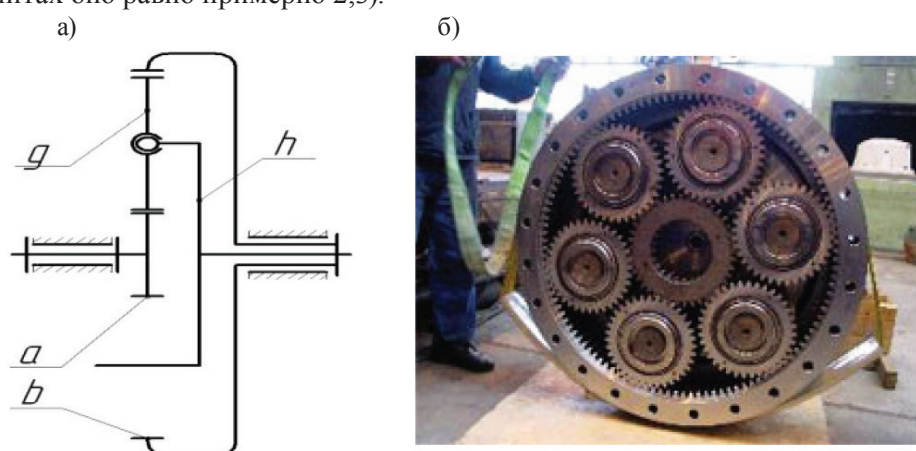


Рис. 4. Планетарный механизм $2kh$ типа A : а — принципиальная схема механизма; б — шестисателлитный механизм выходной ступени редуктора привода лебедки для установки якорей (Норвегия)

Для определения условий, при которых происходит заданное разветвление потоков мощности проф. В. Н. Прокофьев, изучая характеристические свойства однорядного механизма [10], развил графоаналитический подход Лесохина–Крейнеса совместным рассмотрением кинематических и динамических уравнений. К сожалению, неизвестность на стадии проектирования значения конструктивного параметра не позволяет воспользоваться полученными результатами.

Решение второй задачи являлось объектом рассмотрения ряда авторов. Проф. А. Ф. Крайнев рассматривал вопросы проектирования разветвленных передач [8], в публикации [4] были исследованы свойства суммирующего электропривода, правда, на параметрах, которые не определяют их в явном виде; проф. С. О. Барышников [11] изучал геометрические свойства однорядного механизма на предмет создания его оценочных критериев, а также другие авторы занимались изучением подобных вопросов. К настоящему времени разработка данных вопросов не завершена и требует дальнейшего развития и совершенствования.

В данной работе, основанной на исследовании профессора В. Н. Прокофьева, предложен иной способ решения, учитывающий не только кинематические характеристики привода, но и специфические вопросы, характерные для разветвленных передач, а также свойства конструкции планетарного механизма. Для решения первой задачи синтеза специальных судовых и крановых приводов используем графическое представление уравнений относительных кинематических [6], [8], [11] и энергетических связей [9] между звеньями дифференциального механизма, имеющего при двух независимых звеньях две степени свободы [11], [12].

Планетарные механизмы $2kh$ типа A содержат два центральных колеса a и b с наружными и внутренними зубьями, зацепляющиеся с сателлитами g , оси которых установлены в водиле h .

Угловые скорости основных звеньев a, b, h связаны друг с другом уравнением

$$\omega_a + p\omega_b - (1+p)\omega_h = 0.$$

Разделив обе части данного уравнения на $\omega_a \neq 0$, получим

$$1 + p\overline{\omega_b} - (1+p)\overline{\omega_h} = 0, \quad (1)$$

где $p = -i_{ab}^h$ — конструктивный параметр; i_{ab}^h — передаточное отношение от звена a к звену b в движении относительно водила h ; $\overline{\omega_b} = \omega_b/\omega_a$; $\overline{\omega_h} = \omega_h/\omega_a$ — относительные угловые скорости колеса b и водила h .

Так как уравнение (1) определяется одним параметром с суммой коэффициентов этого уравнения, равной нулю, оно допускает тривиальное решение вида

$$\omega_a = \omega_b = \omega_h \text{ и } \overline{\omega_b} = \overline{\omega_h} = 1, \quad (2)$$

означающее возможность блокировки дифференциала, который в этом случае будет вращаться как одно целое. Наличие в линейном уравнении двух переменных позволяет изобразить свойства дифференциала в осях координат $\overline{\omega_h} - \overline{\omega_b}$ в виде прямой, проходящей на основании уравнения (2) через точку C с координатами $(1, 1)$ и отсекающей на осях $\overline{\omega_b}$ и $\overline{\omega_h}$ отрезки, равные

$$\begin{aligned} OK &= i_{ba}^h = -1/p \\ \text{и} \\ OL &= i_{ha}^b = 1/(1+p). \end{aligned}$$

На рис. 5 дано графическое изображение уравнения (1) в относительных величинах кинематических параметров. Уравнение (1) при $p = 3$ показано на этом рисунке в виде основной линии. Построение дополнено прямой $\overline{\omega_a} = 1$, являющейся графиком скорости звена a .

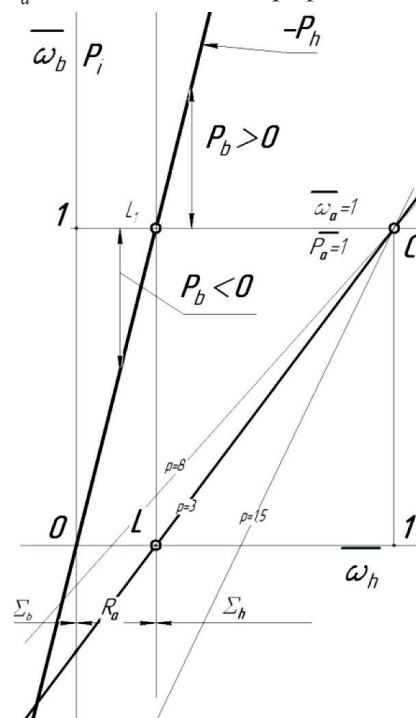


Рис. 5. Зависимость скоростей и мощностей в дифференциальном механизме $2kh$ типа A

При графическом изображении относительных мощностей используем уравнение сохранения энергии $\sum P_i = 0$ и известное уравнение связи между моментами на звеньях дифференциала:

$T_a : T_b : T_h = 1 : p : -(1+p)$. Принимая мощность на одном из звеньев за положительную единицу измерения, уравнения относительных мощностей имеют следующий вид:

$$\overline{P}_a = 1; \overline{P}_b = p\overline{\omega}_b = (1+p)\overline{\omega}_h - 1; -\overline{P}_h = (1+p)\overline{\omega}_h.$$

На рис. 5 мощность $\overline{P}_a = 1$ показана в виде горизонтальной прямой $C1$, проходящей через единичную точку C в осях координат $\overline{\omega}_h - P_i$, где $i \in \{a, b, h\}$. Прямая $-\overline{P}_h$ проходит через начало координат при $\overline{\omega}_h = 0$ и точку L_1 при $\overline{\omega}_h = OL = 1/(1+p)$, в которой $-\overline{P}_h = 1$. Из равенства $\sum P_i = 0$ следует $\overline{P}_b = -\overline{P}_h - \overline{P}_a$, поэтому величина относительной мощности определяется вертикальным расстоянием между прямыми $\overline{P}_a = 1$ и $-\overline{P}_h$. Это расстояние считается положительным, если оно отсчитывается от горизонтали $\overline{P}_a = 1$ вверх, и отрицательным при его отсчете от горизонтали вниз. Рассмотрение данного рисунка позволяет выделить интервалы, определяющие особенности функционирования дифференциального механизма $2kh$ типа A .

При $\overline{\omega}_h = OL > 1/(p+1)$ имеет место *интервал Σ_h суммирующих механизмов*, в котором $P_a > 0$, $P_b > 0$ и $P_h < 0$, т. е. мощность подводится к основным звеньям a и b и при суммировании снимается с водила h (рис. 6, а). При $0 < \overline{\omega}_h < 1/(p+1)$ имеет место *интервал R_a распределительных механизмов*, в котором $P_a > 0$, $P_b < 0$ и $P_h < 0$, т. е. мощность, подводимая к основному звену a , распределяется между звеньями b и h (рис. 6, б). При $\overline{\omega}_h < 0$ получаем *интервал Σ_b другого суммирующего механизма*, в котором $P_a > 0$ и $P_h > 0$, $P_b < 0$, т. е. мощность подводится к основным звеньям a и h и при суммировании снимается с эпицикла (рис. 6, в).

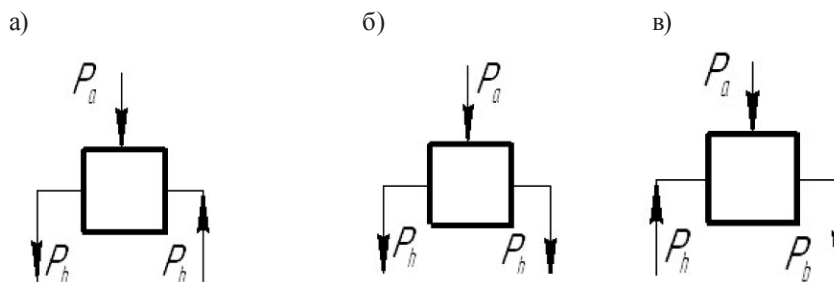


Рис. 6. Схемы потоков мощности:
а — интервал Σ_h ; б — интервал R_a ; в — интервал Σ_b

Если рис. 5 дополнить линиями $p = 1,5$ и $p = 8$, соответствующими целесообразным граничным значениям конструктивного параметра, то можно заметить неопределенность, с которой сталкивается проектировщик в реализации возможностей дифференциального механизма. В качестве примера возможностей попробуем реализовать передаточное отношение $i = 1/\overline{\omega}_h = 5$, которому отвечает вертикальная прямая, проходящая через точки L и L_1 .

Во-первых, как видно из рис. 5, двигаясь от оси абсцисс вверх, реализуется суммирующий механизм с заданным передаточным отношением, а двигаясь от оси абсцисс вниз — реализуется распределительный механизм. Во-вторых, заданное передаточное отношение в каждом интервале может быть реализовано при различных значениях конструктивного параметра. Таким образом, исследования работы [9] не дают описания всех возможных вариантов и не определяют оптимального значения конструктивного параметра. Причина состоит в том, что отмеченные выше интервалы выделены для конкретного значения параметра p , являющегося искомым при проектировании. Очевидно, что практическое использование свойств дифференциального механизма с целью раскрытия неопределенности в решении задачи синтеза, требует анализа процессов в разветвленных передачах, выполненного далее.

Для решения этих задач нами были построены области рационального существования (ОРС) дифференциального механизма в выделенных интервалах. Для этого в уравнении (1) конструктивный параметр был ограничен значениями, соответствующими интервалу $(1,5 \dots 2) \leq p \leq 8$, что позволило выделить три области (интервала): интервал R_a распределительного механизма, интервал Σ_h суммирующего механизма с положительным передаточным отношением, интервал Σ_b суммирующего механизма с отрицательным передаточным отношением.

Интервал R_a распределительного механизма. В этом интервале звено b должно иметь направление вращения противоположное направлению вращения входного звена [13]. Заданное передаточное отношение i_{AB} , например, равное 16, как видно, может быть реализовано при любом значении конструктивного параметра (рис. 7, а). Для выбора оптимального значения на ОРС нанесена линия $P_b = P_h$ равного распределения мощности, подводимой к входному валу A (связано со звеном a), между выходными валами привода B (связано со звеном h) и вторым выходным валом, связанным с эпициклом b .

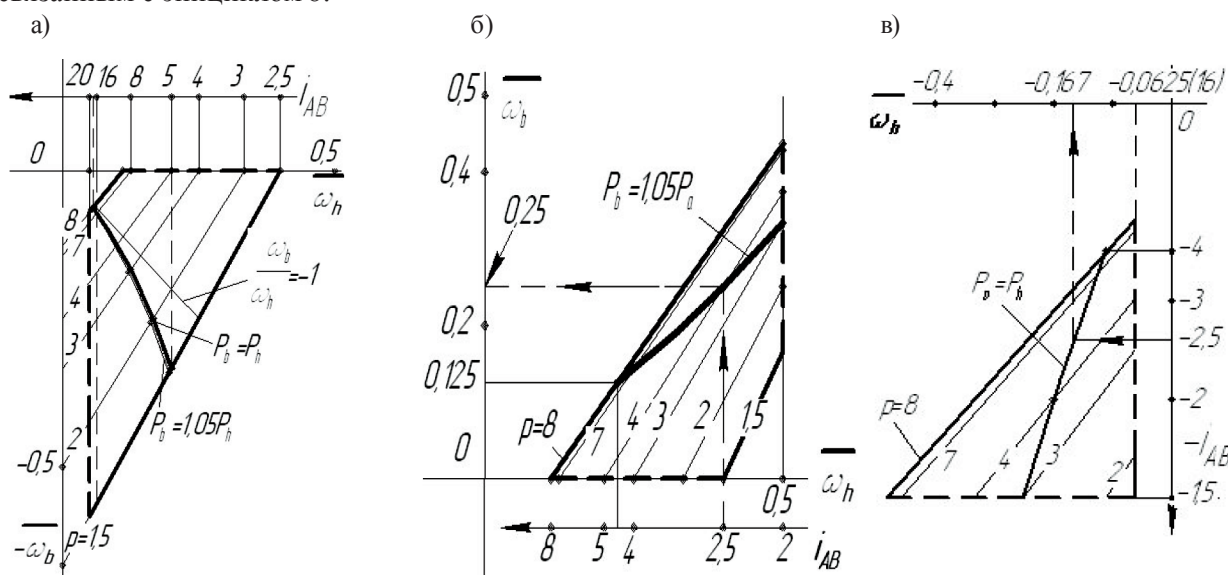


Рис. 7. Область рационального существования дифференциального механизма:

а — распределительный механизм (интервал R_a); б — суммирующий механизм с положительным передаточным отношением (интервал Σ_h); в — интервал Σ_b

Вводя ограничение равного распределения мощностей, передаточное отношение привода, удовлетворяющее данному условию, находится в диапазоне от 5 (при $p = 1,5$) до 18 (при $p = 8$). Задавая $P_b = kP_h$, где k — коэффициент распределения мощности между выходными валами, выбираемый проектировщиком, получим аналитическое решение, определяющее оптимальное значение конструктивного параметра:

$$p = \frac{i_{AB}}{1+k} - 1. \quad (3)$$

Здесь передаточное отношение i_{AB} определяется по известной частоте вращения валов двигателя и потребителя, т. е. $i_{AB} = i_{ah} = n_a/n_h$. Передаточное отношение привода при работе в интервале R_a увеличивается по сравнению с работой механизма в качестве планетарной передачи с остановленным звеном b . Линия $\omega_b/\omega_h = -1$ показывает условия использования однорядного механизма для вращения двух выходных валов с равными скоростями в противоположные стороны. При этом на основании условий равновесия момент сопротивления на водиле будет больше, чем на эпицикле.

Интервал Σ_h суммирующего механизма с положительным передаточным отношением. Для выбора оптимального значения конструктивного параметра при одинаковых двигателях

на ОРС нанесена линия $P_b = P_a$ равных мощностей, подводимых к входному валу A , связанному со звеном a , и второму входному валу привода, связанному с эпициклом b (рис. 7, б). Данные мощности суммируются на выходном валу B , связанном со звеном h . Равенство подводимых мощностей ограничивает передаточное отношение привода, которое находится в диапазоне от двух (при $p=3$) до 4,5 при ($p=8$). В общем случае, задавая $P_b = k_1 P_a$, где k_1 — коэффициент распределения мощности между входными валами, выбираемый проектировщиком, получим аналитическое решение, определяющее оптимальное значение конструктивного параметра:

$$p = i_{AB}(1 + k_1) - 1. \quad (4)$$

При $k_1=1$ (работают одинаковые двигатели) получим более простое равенство $p = 2i_{AB} - 1$. Укажем на некоторые особенности функционирования дифференциального механизма в исследуемом интервале на примере реализации передаточного отношения $i_{AB} = 2,5$. Из равенства (4) при $k_1=1$ находим $p = 4$, а из равенства (1) при $\overline{\omega}_h = 1/i_{AB}$ находим $\overline{\omega}_b = 0,25$. Пример позволяет отметить следующие особенности.

Во-первых, при работе дифференциального механизма в качестве планетарной передачи с остановленным звеном b передаточное отношение i_{AB}^b привода окажется при значении $p = 4$ $i_{ab}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 + p = 5$, т. е. больше в два раза. Это свойство дифференциального механизма широко используют в крановых механизмах, создавая привод, который обеспечивает низкую скорость при работе с грузом и высокую скорость (выше в два раза) при работе механизма без груза (см. рис. 3, а); в судовых приводах переход механизма из режима планетарной передачи в режим дифференциального механизма используют для перехода движения судна из режима экономичного хода в режим полного хода.

Во-вторых, звено b имеет скорость вращения по отношению к входному солнечному колесу ниже в $1/\overline{\omega}_b = p$ раз, т. е. в данном примере ниже в четыре раза; при одинаковой частоте вращения приводных двигателей это потребует применения между двигателем и звеном b замедлительной передачи с общим передаточным отношением, равным p (см. рис. 3, а).

Как видно, полученное аналитическое решение определяет также и схему привода, и параметры ее дополнительных передач. В исследуемом интервале звенья a и b вращаются в одном направлении со звеном h , уменьшая передаточное отношение привода по сравнению с работой механизма в качестве планетарной передачи. На ОРС нанесена также линия $P_b = 1,05P_a$, которая показывает, что при подборе параметра p с точностью до 2 % различие в мощностях не превышает 5 %.

Интервал Σ_b суммирующего механизма с отрицательным передаточным отношением. Аналитическое решение, определяющее оптимальное значение конструктивного параметра при $P_h = k_2 P_a$, будет выражено в виде равенства $p = -i_{AB}(1 + k_2)$. При $k_2=1$ (работают двигатели одинаковой мощности) получим более простое равенство $p = -2i_{AB}$. Сопоставив рис. 7, в и рис. 7, б, можно сделать вывод о том, что суммирующий механизм в данном интервале реализует тот же диапазон передаточного отношения, но при больших значениях конструктивного параметра дифференциала и передаточного числа замедлительной передачи. Вследствие этого проектировщик получит привод с меньшим значением коэффициента полезного действия и с большими массогабаритными показателями. Думается, что на этих основаниях данный суммирующий механизм не находит применения в технике привода исследуемого типа.

Выводы

1. При создании силовых дифференциальных приводов судовых и крановых машин, работающих в редукторном режиме, широко используются планетарные механизмы, позволяющие создавать компактные энергоемкие машины. Распространение получили планетарные механизмы с одновенцовым сателлитом, несмотря на то, что для них не характерны большие передаточные отношения, а также близкие к нулю или единице. Другие типы механизмов приводят к усложне-

нию конструкции и увеличению массогабаритных параметров. На этом основании в статье рассмотрены приводы, построенные на базе одного однорядного планетарного механизма. Это формирует наиболее простое и надежное в конструктивном отношении устройство, хотя исследования, проведенные в статье, применимы и к дифференциальным механизмам другого типа, а также к другим более сложным устройствам.

2. Поскольку в приводах дифференциальные механизмы одной группы могут работать с различными функциями разветвления (суммирование или разделение) потоков мощности определены условия, при которых происходит заданное разветвление. Для этого в статье использован графоаналитический подход Лесохина–Крейнеса, дополненный В. Н. Прокофьевым рассмотрением энергетических уравнений. Проведенные исследования позволили определить области рационального существования и предложить простые аналитические решения, в основу которых положена предпосылка о том, что распределение мощностей по потокам разветвленной передачи задается проектировщиком.

3. На примерах показано, как изменяется передаточное отношение привода при переключении механизма из работы в дифференциальном режиме в режим работы в качестве планетарной передачи.

4. Проведенное исследование позволяет с незначительной затратой времени находить рациональную схему и оптимальные значения передаточного отношения для каждого режима функционирования дифференциального механизма и будет способствовать созданию продукции, конкурентоспособной на мировом рынке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Державец Ю. А.* Планетарные редукторы в судовых дизельных и комбинированных дизель-газотурбинных установках / Ю. А. Державец, П. Н. Полуканин // Судостроение. — 1965. — № 11. — С. 38–43.
2. Планетарные передачи судовых энергетических установок. — СПб.: ЦНИИ «Румб», 1974. — 138 с.
3. *Андрианов Е. Н.* Особенности проектирования и расчета механизмов вращения порталных кранов / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов // Вестник Государственного морского университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2013. — № 1 (20). — С. 46–56.
4. *Марголин Ш. М.* Дифференциальный электропривод. — М.: Энергия, 1975. — 168 с.
5. *Бильдюк Н. А.* Детали машин: учебник / Н. А. Бильдюк, С. И. Каратушин, А. Л. Филипенков [и др.]; под общ. ред. В. Н. Ражикова. — СПб.: Политехника, 2015. — 695 с.
6. *Кудрявцев В. Н.* Планетарные передачи: справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев, Ю. А. Державец [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.
7. *Кирдяшев Ю. Н.* Проектирование сложных зубчатых механизмов / Ю. Н. Кирдяшев, А. Н. Иванов. — Л.: Машиностроение, 1973. — 352 с.
8. *Волков Д. П.* Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев. — М.: Машиностроение, 1968. — 272 с.
9. *Прокофьев В. Н.* Основы теории гидромеханических передач / В. Н. Прокофьев. — М.: Машгиз, 1957. — 420 с.
10. *Барышников С. О.* Исследование планетарного однорядного механизма с точки зрения геометрии зацепления / С. О. Барышников // Машиноведение. — 2000. — № 5. — С. 117–123.
11. *Крейнес М. А.* Зубчатые механизмы. Математические основы выбора оптимальных схем / М. А. Крейнес, М. С. Розовский. — М.: Изд-во МГУ, 1965. — 336 с.
12. *Коловский М. З.* Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студ. вузов / М. З. Коловский, А. Н. Евграфов [и др.]. — 2-е изд., испр. — М.: Изд. центр «Академия», 2008. — 560 с.
13. *Андрианов Е. Н.* Общие вопросы проектирования схем конкурентоспособных распределительных механизмов крановых и судовых приводов / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов // Вестник Государственного морского университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 2 (36). — С. 118–126. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-118-126.

REFERENCES

1. Derzhavets, Yu. A., and P. N. Polukanin. "Planetarnye reduktory v sudovykh dizel'nykh i kombinirovannykh dizel'-gazoturbinnnykh ustanovkakh." *Shipbuilding* 11(1965): 38–43.
2. *Planetarnye peredachi sudovykh energeticheskikh ustanovok*. Tsentral'nyi nauchno-issledovatel'skii institut «Rumb». 1974.
3. Andrianov, E. N., and A. N. Ivanov. "Features of designing and calculation of mechanisms of rotation of portal cranes." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 1(20) (2013): 46–56.
4. Margolin, Sh. M. *Differentsial'nyi elektroprivod*. M.: Energiya, 1975.
5. Bil'dyuk, N. A., S. I. Karatushin, A. L. Filipenkov, et al. *Detali mashin: uchebnik*. SPb.: Politehnika, 2015.
6. Kudryavtsev, V. N., Yu. N. Kirdyashev, Yu. A. Derzhavets, et al. *Planetarnye peredachi: spravochnik*. L.: Mashinostroenie, 1977.
7. Kirdyashev, Yu. N., and A. N. Ivanov. *Proektirovanie slozhnykh zubchatykh mekhanizmov*. L.: Mashinostroenie, 1973.
8. Volkov, D. P., and A. F. Krainev. *Planetarnye, volnovye i kombinirovannye peredachi stroitel'nykh i dorozhnykh mashin*. M.: Mashinostroenie, 1968.
9. Prokof'ev, V. N. *Osnovy teorii gidromekhanicheskikh peredach*. M.: Mashgiz, 1957.
10. Baryshnikov, Sergey Olegovich. "Research of planetary single-row mechanism from the point of view of gearing geometry." *Mashinovedenie* 5 (2000): 117–123.
11. Kreines, M. A., and M. S. Rozovskii. *Zubchatye mekhanizmy. Matematicheskie osnovy vybora optimal'nykh skhem*. M.: Izd-vo MGU, 1965.
12. Kolovskii, M. Z., A. N. Evgrafov, et al. *Teoriya mekhanizmov i mashin: uchebn. posobie dlya stud. vyssh. ucheb. zavedenii*. 2nd ed. M.: Izd. Tsentr «Akademiya», 2008.
13. Andrianov, Evgenij and Anatolij Ivanov. "General design issues of competitive schemes of distribution mechanisms of the crane and ship drives." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 2(36) (2016): 118–126. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-118-126.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Анрианов Евгений Николаевич —
кандидат технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С.О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская 5/7
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru
Иванов Анатолий Николаевич —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская 5/7
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Andrianov, Evgenii N. —
PhD, professor
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru
Ivanov, Anatoly N. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 20 декабря 2016 г.
Received: December 20, 2016.