

По графику на рис. 4 видно, что погрешности изготовления не позволяют зубчатой паре вращаться равномерно – имеют место скачки угловой скорости вращения ведомого колеса. В описанных выше случаях необходимо сравнение допустимых норм кинематической точности, задаваемых чертежом с результатами имитационного моделирования. В случае несоответствий – назначение более высоких норм точности отдельных параметров точности зубчатого колеса и пересчет результатов имитационного моделирования.

Рассмотренные подходы предполагается использовать в качестве основы для разработки методики измерения параметров и рационального назначения норм точности зубчатых колес с гиперболическими делительными поверхностями.

Библиографические ссылки

1. Печенкин М. В., Абзалов А. Р. Расчет положения производящих линий при формообразовании боковой поверхности зубьев гиперболической передачи // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 6 [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.scienceeducation.ru/120-16410> (дата обращения: 22.12.2014).
2. Печенкин М. В., Абзалов А. Р. Кинематика формообразования боковой поверхности зубьев гиперболической передачи концевым инструментом // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 12-11. – С. 2310–2314.

3. Печенкин М. В. Профильная модификация зубьев гиперболической передачи // Вестник Казанского государственного технического университета им. А. Н. Туполева. – 2002. – № 2. – С. 29–32.

4. Кротов А. О., Печенкин М. В. Особенности формообразования зубьев зубчатых колес на заготовке вида однополостной гиперболической вращения // Будущее машиностроения России : сб. докл. Восьмой Всерос. конф. молодых ученых и специалистов. – 2015. – С. 103–106.

5. Применение сканирующих систем для конструкторско-технологического обеспечения современных машиностроительных производств / М. В. Печенкин, О. В. Кротов, А. О. Кротов, И. Ю. Кочкин // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики : междунар. науч.-практ. конф. : сб. докл. – Казань, 2013. – С. 103–116.

6. Иевлев В. О., Газизуллин К. М. Надежность и диагностика технологических систем. – Казань : Новое знание, 2010. – 99 с.

7. Абзалов А. Р., Иванова В. Н., Хабаров А. Е. Размерный анализ на основе параметрических моделей использованием электронных таблиц // Современные наукоемкие технологии. – 2016. – № 12. – С. 9–13 [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.top-technologies.ru/pdf/2016/12-1/36467.pdf> (дата обращения: 08.03.2017).

8. ГОСТ 1358–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски. – М. : Государственный комитет СССР по стандартам, 1981. – 43 с.

Получено 25.04.2017

УДК 621.833.61

DOI 10.22213/2413-1172-2017-2-90-93

А. Л. Филипенков, доктор технических наук, профессор, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург
А. К. Пшизов, ОАО «ЗАРЕМ», Санкт-Петербург

ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ, ВСТРАИВАЕМЫЕ В БАРАБАНЫ ГРУЗОВЫХ ЛЕБЕДОК СУДОВЫХ КРАНОВ

Введение

В рамках реализации программы импортозамещения в России на ОАО «ЗАРЕМ» поступил заказ на проектирование и изготовление планетарных редукторов для судовых кранов. Как правило, в судовых механизмах всегда идет жесткая борьба за вес. Из всех видов механических передач этому требованию лучше всего удовлетворяют планетарные передачи [1]. Это связано с использованием эффекта многопоточности. Существует несколько типов планетарных передач, но наибольшее распространение получили передачи, проектируемые на базе механизма *A* [2].

Такие передачи отличаются малыми массой и габаритами, а также сравнительной простотой проектирования, изготовления и сборки. Наряду с этим планетарные передачи отличаются высокой надежностью, малыми потерями на трение, составляющи-

ми в авиационных и судовых приводах $\approx 1\%$ при одной ступени и существенно лучшими, чем в других передачах, виброакустическими свойствами [3].

Анализ технических заданий

Проектированию подлежат редукторы для трех типоразмеров кранов: 15, 120 и 2500. Для каждого типоразмера крана отдельно разрабатывается редуктор тяговой лебедки.

Планетарный редуктор выполняется по дифференциально замкнутой схеме. Встраиваемый редуктор крепится к соединительному фланцу, приваренному к внутренней поверхности обечайки.

Передача вращающего момента на барабан лебедки осуществляется через стыковочный фланец. Внутри корпуса редуктора должна размещаться опора вращающегося барабана. Радиальная и осевая нагрузки, действующие на фиксирующую опору барабана, через корпус редуктора передаются на опор-

ную стойку рамы. Заданием предусматривается фланцевое крепление редуктора к опорной стойке. Вторая опора барабана размещается в отдельной стойке и является плавающей (не фиксирующей барабан в осевом направлении). Рама с двумя опорными стойками представляет собой сборную металлоконструкцию, предназначенную для сборки в единый узел всех составных элементов грузовой лебедки и восприятия внешних нагрузок.

Осуществление привода на редукторы, встраиваемые в барабаны, производится для типоразмера 15 от одного гидромотора, для типоразмера 120 – от восьми гидромоторов и для типоразмера 2500 – от двух гидромоторов. В связи с этим кинематическое исполнение и число планетарных рядов для этих приводов отличаются друг от друга.

Конструктивные решения

Необходимым условием для рационального использования возможностей планетарной передачи в отношении габаритных размеров и массы является обеспечение удовлетворительного распределения нагрузки между сателлитами и по ширине зубчатых венцов зубчатых колес. Одним из наиболее распространенных способов является использование пла-

вающих (безопорных) звеньев. Этот конструктивный прием позволяет обеспечить удовлетворительное распределение нагрузки без предъявления повышенных требований к точности и жесткости элементов передачи и ее загруженности [4].

Для создания эффекта «плавания» обычно используют зубчатые муфты. В многоступенчатых редукторах следует стремиться (без ущерба надежности) к минимизации числа опор и соединительных муфт плавающих звеньев [5].

Для проектирования передач, встроенных в барабан, выбрана схема дифференциально замкнутой передачи. Расчетом установлено, что для типоразмера 15 передаточное отношение редуктора обеспечивается с помощью трех планетарных рядов (рис. 1). Показано, что момент от гидромотора на входной вал передается через шлицевую втулку, которая запрессована непосредственно в быстроходный вал редуктора. Такой конструктивный прием способствует уменьшению осевого габаритного размера редуктора. Очевидно, что при осуществлении вращения от нескольких электро- или гидромоторов возможность применения запрессованной шлицевой втулки снижается.

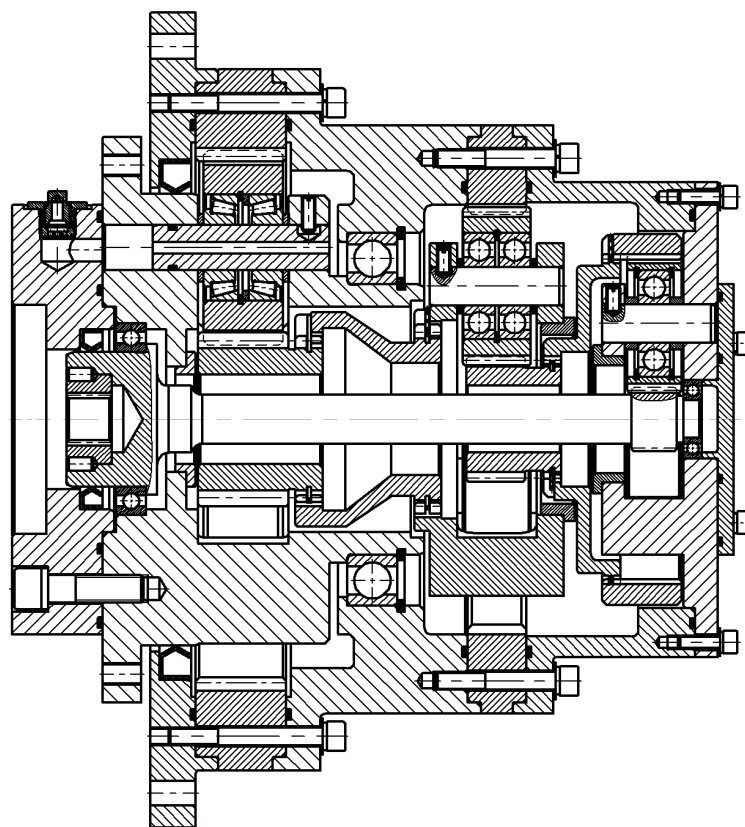


Рис. 1. Планетарный редуктор типоразмера 15, выполненный по схеме $(AAA)_{(b_1 b_2 h_3)}^{h_1}$

Для типоразмера 120 заданное передаточное отношение обеспечивается с помощью быстроходной ступени с цилиндрическими колесами, которая позволяет суммировать моменты от восьми гидромоторов и двух планетарных рядов (рис. 2). В качестве

ХТО зубчатых колес быстроходной цилиндрической передачи применяется азотирование.

Заданием предусмотрено, что частота вращения гидромоторов может достигать 10000...11000 об/мин., поэтому при проектировании необходимо учиты-

вать этот фактор для рациональной подборки подшипников.

Для типоразмера 2500 передаточное отношение реализуется с помощью быстроходной ступени с ци-

линдрическими колесами, через которую осуществляется суммирование моментов от двух гидромоторов и трех планетарных рядов (рис. 3).

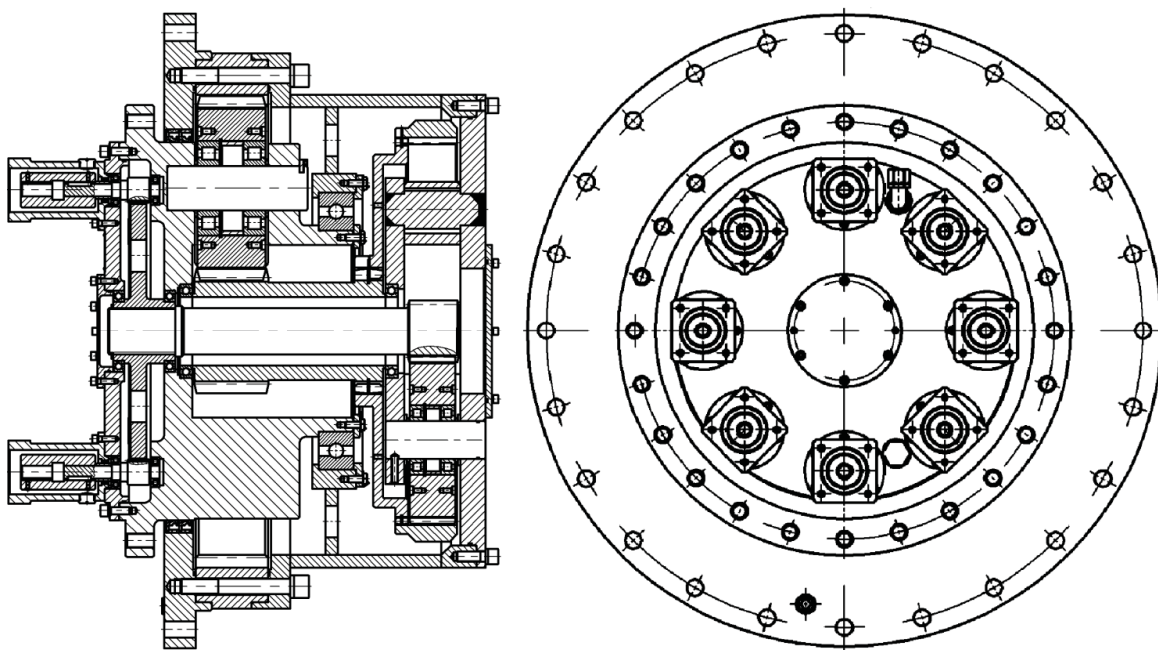


Рис. 2. Планетарный редуктор типоразмера 120, выполненный по схеме $(AA)_{(b_1 b_2) a_2}^h$

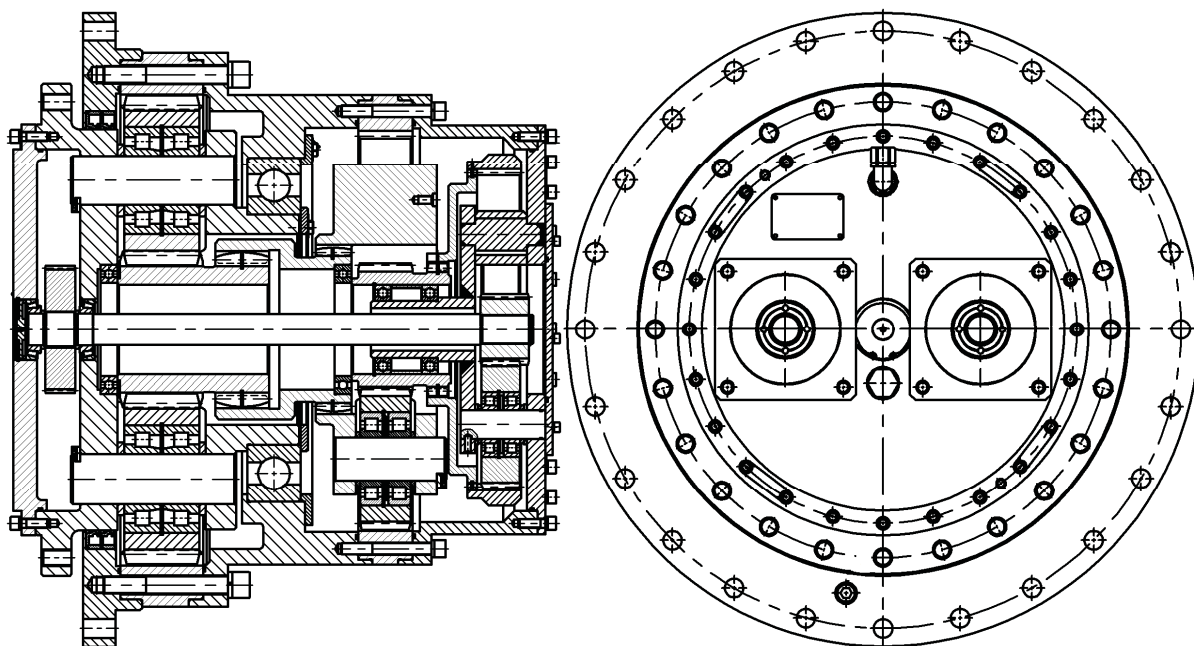


Рис. 3. Планетарный редуктор типоразмера 2500, выполненный по схеме $(AAA)_{(b_1 b_2 h_3) a_3}^h$

Звено дифференциала, связанное с входным валом, имеет дополнительное обозначение γ . Вал, на котором суммируются потоки мощности, разделяемые дифференциалом, принято обозначать символом δ . В соответствии с этим правилом в рассматриваемой схеме колесо a_3 , связанное с выходным валом быстроходной ступени, имеет дополнительное обо-

значение γ , а барабан, с которым связаны колеса b_1 , b_2 и водило h_3 , имеет обозначение δ .

При вычислениях передаточных отношений передачи типа A используют кинематический параметр, который представляет собой отношение чисел зубьев центральных колес с внутренними (z_{bi}) и внешними зубьями (z_{ai}):

$$p_i = z_{bi} / z_{ai}$$

Передаточное отношение планетарного редуктора, схема которого приведена на рис. 3, вычислено в соответствии с общим правилом перемещения индексов, приведенном в справочной литературе:

$$i_{\gamma\delta} = i_{a3}^{h1(b1,b2,h3)} = 1 - i_{a3h1}^{(b1,b2,h3)} = 1 + p_3(p_2 + 1)(p_1 + 1),$$

где $i_{a3h1}^{(b1,b2,h3)} = -p_3(p_2 + 1)(p_1 + 1)$ – передаточное отношение планетарной передачи с последовательным соединением ступеней при невращающихся центральных колесах b_1 , b_2 и невращающемся водиле h_3 .

Передаточное число дифференциально замкнутой передачи является числом положительным, и поэтому направление вращения вала γ совпадает с направлением вращения выходного вала δ , который связан с барабаном.

Общее передаточное отношение представляет собой произведение передаточного отношения быстроходной цилиндрической передачи и дифференциально замкнутой передачи:

$$i = i_4 i_{\gamma\delta} = (-z_2 / z_1) [1 + p_3(p_2 + 1)(p_1 + 1)].$$

Передаточное число цилиндрической быстроходной ступени является отрицательным, и поэтому общее передаточное отношение редуктора является отрицательным. Из этого следует, что направление вращения входного вала, связанного с гидромотором, противоположно направлению вращения барабана.

По техническому заданию было ограничение по максимальному диаметру тихоходной ступени, поэтому было принято решение перейти на $n_w = 4$.

По рекомендациям работы [6] отказались от применения сферических подшипников во избежание

Получено 25.04.2017

образования концентрации нагрузки у какого-либо из торцов зацеплений $a-g$.

Из рис. 1, 2 и 3 видно, что на каждом редукторе на водиле тихоходной ступени установлен радиальный шариковый подшипник. В этом месте желательное применение подшипников средней серии и выше. Такая опора воспринимает радиальную нагрузку от сил натяжения троса барабана, поэтому ее можно считать второй опорой барабана. Использование этих подшипников в качестве второй опоры барабана усложняет их расчетную схему, но способствует существенному снижению габаритного размера редуктора в осевом направлении.

В условиях экономии места на палубе судна снижение габаритных размеров может иметь ключевую роль при проектировании. Очевидно, что с уменьшением габаритов редуктора снижается и его масса, что тоже имеет очень важную роль в судостроении.

Все спроектированные редукторы изготовлены на ОАО «ЗАРЕМ» и успешно прошли приемно-сдаточные испытания.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. – М. : Машиностроение, 1966.
2. Планетарные передачи : справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев, Е. Г. Гинсбург, Ю. А. Державец, А. Н. Иванов, Е. С. Кисточкин, И. С. Кузьмин, А. Л. Филиппенков ; под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. – Ленинград : Машиностроение, 1977.
3. Кудрявцев В. Н. Указ. соч.
4. Курсовое проектирование деталей машин / под редакцией В. Н. Кудрявцева. – Л. : Машиностроение, Ленинградское отделение, 1983 г.
5. Там же.
6. Филиппенков А. Л., Пишизов А. К. Влияние трения в сферическом подшипнике сателлита на распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов планетарных передач // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2015. – № 12. – С. 10–21.

УДК 621.822

DOI 10.22213/2413-1172-2017-2-93-97

Ф. Г. Нахатакян, доктор технических наук, Институт машиноведения имени А. А. Благонравова РАН, Москва

ЖЕСТКОСТЬ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С УЧЕТОМ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА*

При расчете нагруженности и прочности опор качения необходимы сведения максимальной нагрузки на одном из ее элементов и жесткость подшипника, а также распределение нагрузки по телам качения [1, 2]. В соответствии с существующими рекомендациями [3] в роликовом подшипнике, работающем под радиальной нагрузкой, максимальная сила определяется как $P_0 = kF_r/Z$,

где k – коэффициент; F_r – радиальная сила в подшипнике; Z – количество роликов в нем. При $Z = 10 \dots 20$, коэффициент $k = 4,0$, если зазор равен нулю, и $k = 4,6$ при зазоре больше нуля [4]. Очевидно, что чем больше зазор, тем больше неравномерность распределения нагрузки между телами качения.

Точное решение задачи сводится к решению системы двух уравнений: