

СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ

DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-99-112

SELECTION OF THE CRANE MECHANISM TRANSMISSION PARAMETERS AT EARLY DESIGN STAGE

E. N. Andrianov, A. N. Ivanov

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

Against the background of current design developments, new elements included in the design of the mechanisms of ship jib cranes and cranes with articulated jib are highlighted in the paper. In this regard, the designs of planetary gearboxes are considered including fully embedded inside the drums, creating a compact drive, allowing in conditions of constrained dimensions to provide on the crane sites the volume of installation space for safe operation. The designs are created exclusively on planetary single-row mechanisms 2k-h of A type as the most advantageous in terms of simplicity in the design-technological and energy terms. Based on new and available data, the recommendations that reduce the amount of design works at determination of the gearboxes diametrical dimensions and that play an important role in the layout of crane mechanisms in the early stages of design are given. Wherein the geometric constraints and strength parameters providing the decline of the technological net cost of gearbox and the crane mechanism as a whole are taken into account. The advisability of the planetary gears creation, where only the teeth of external involute gearing are hardened and polished to a high hardness, is justified, and besides the wheel with internal teeth is made of thermally improved steel. The approaches to ensure the correct geometry of the open gears of mechanisms, which simplify the time-consuming calculation process without introducing an error in the result are proposed. To calculate the geometry of the rack-and-pinion gears and gear pairs of rotation mechanisms, including on the slewing rings with a modular system of the initial circuit with parameters corresponding to the domestic standards, a calculation system is recommended, which maintains a constant tooth height. For the mechanism of rotation of the crane mechanisms, the laws of distribution of operational loads obtained as a result of the numerous full-scale tests in the river and sea ports are given.

Keywords: lifting mechanism, derricking gear, slewing mechanism, load distribution law, inline reducers, bipartite graph, single-row planetary mechanisms, gearing geometry, strength.

For citation:

Andrianov, Evgenii N., and Anatoly N. Ivanov. "Selection of the crane mechanism transmission parameters at early design stage." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.1 (2019): 99–112. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-99-112.

УДК 621.873.019.3

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ НА РАННЕЙ СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов

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

На фоне текущих конструкторских разработок в статье выделены новые элементы, которые внесены в конструктивную систему механизмов судовых стреловых кранов и кранов с шарнирно-сочлененной стрелой. В этой связи рассмотрены конструкции планетарных редукторов, в том числе полностью встраиваемые внутрь барабанов, создающие компактный привод, позволяющий в условиях стесненных габаритов обеспечить на площадках крана объем монтажного пространства в соответствии с нормами безопасной эксплуатации. Отмечается, что их конструкции созданы исключительно на планетарных однорядных механизмах 2k-h типа A как наиболее выгодных с точки зрения простоты в конструктивно-технологическом и энергетическом плане. На основании новых и имеющихся данных даны рекомендации, снижающие объем расчетных работ при определении диаметральных габаритов передач редукторов, играющие важную роль



при компоновке крановых механизмов на ранних стадиях проектирования. При этом учтены геометрические ограничения и прочностные параметры, обеспечивающие снижение технологической себестоимости редуктора и механизма крана в целом. Обоснована целесообразность создания планетарных передач, в которых до высокой твердости закалены и отшлифованы только зубья колес внешнего эвольвентного зацепления, при этом отмечается, что колесо с внутренними зубьями изготовлено из термически улучшенной стали. Предложены подходы к обеспечению правильной геометрии открытых зубчатых передач механизмов, упрощающие трудоемкий процесс расчета без внесения погрешности в результат. Для расчета геометрии реечных механизмов и зубчатых пар механизмов вращения, в том числе на опорно-поворотных кругах с модульной системой исходного контура с параметрами, отвечающими отечественным стандартам, рекомендована система расчета, при которой сохраняется постоянная высота зуба. Для механизма вращения крановых механизмов приведены законы распределения эксплуатационных нагрузок, полученные в результате многочисленных натурных испытаний в речных и морских портах на кранах.

Ключевые слова: механизм подъема, механизм изменения вылета, механизм поворота, закон распределения нагрузок, встроенные редукторы, двудольный граф, однорядные планетарные механизмы, геометрия зацепления, прочность.

Для цитирования:

Андрианов Е. Н. Выбор параметров передач крановых механизмов на ранней стадии проектирования / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 1. — С. 99–112. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-99-112.

Введение (Introduction)

В статье особое внимание уделяется рассмотрению характерных особенностей конструкций крановых механизмов, выявленных на фоне текущих конструкторских разработок, направленных на обеспечение требуемого нормами безопасной эксплуатации объема монтажного пространства в условиях стесненных габаритов на площадках крана. В настоящее время в эксплуатации судовых стреловых кранов и кранов с шарнирно-сочлененной укосиной (ШСУ) — рис. 1, все большее распространение получают приводы крановых механизмов, построенные на планетарных передачах.



Рис. 1. Конструкции кранов: а — общий вид стрелового крана и схемы запасовки:
 б — механизма подъема; в — механизма изменения вылета стрелы;
 г — кран с ШСУ типа АРК, модификация крана Сокол 500-3616/20/32 т × 36/28/20 ... 8 м

Замена традиционной компоновки силового привода с рядовым редуктором (рис. 2, *a*, *б*) на соосный привод (рис. 2, *в*, *г*) позволила, во-первых, создать компактный привод с высоким КПД и, во-вторых, расширить область эффективного применения планетарных передач,



реализуя их важные ожидаемые преимущества, определяемые компоновкой и спецификой работы. В частности, повышение компактности привода канатных лебедок механизма подъема (см. рис. 1, δ) и изменение вылета стрелы (см. рис. 1, ϵ) судовых стреловых кранов обеспечено путем применения конструкций планетарных редукторов полностью встраиваемых внутрь барабанов (см. рис. 2, ϵ). Соосная компоновка на базе планетарных редукторов получила распространение и в силовом приводе механизма вращения крана как стрелового (рис. 3, a), так и крана с ШСУ (рис. 3, δ). В конструкциях по рис. 3, a, δ использовано внешнее зацепление опорно-поворотного устройства (ОПУ); аналогичные конструкции построены также с использованием внутреннего зацепления ОПУ (рис. 3, ϵ).





Другой характерной особенностью таких устройств, как механизм поворота крана (рис. 3, a, δ), привод румпельного механизма винторулевой колонки движительного комплекса (рис. 3, a) и механизм изменения вылета стрелы реечного типа крана с ШСУ (рис. 4) является наличие высоконагруженных открытых зубчатых передач. В связи с этим разработку подобных приводов нужно выполнять с учетом специфических вопросов геометрии для формирования зацепления, предотвращающего поломку зубьев и появление значительного износа открытых зубчатых передач.



Рис. 3. Конструкции приводов механизма поворота: *а* — стационарного стрелового крана; *б* — крана с шарнирно-сочлененной стрелой; *в* — румпельный механизм винторулевой колонки с механической передачей мощности: *I* — разобщительная муфта; 2, *4* — конические передачи; 3 — промежуточный вал; 5 — гребной вал; 6 — привод; 7, 8 — зубчатая цилиндрическая передача; *г* — подшипник ОПУ с внутренним зацеплением





Рис. 4. Реечный механизм изменения вылета стрелы портального крана: *l* — зубчатая рейка

Из теории проектирования планетарных редукторов известно, что компоновки крановых механизмов создавались на базе планетарных редукторов европейских производителей (Brevini, Zollern, Siebenhaar)¹, чему способствовала, во-первых, следующая практика проектирования машин: не разрабатывать и изготавливать новый, тем более в условиях технологического состояния настоящего производства редукторов, а выбирать готовый редуктор; во-вторых, проектировщики, к большому сожалению, не располагали информацией об отечественных разработках в исследуемой области. Последнее обстоятельство заставляет обратить внимание работников конструкторских бюро на основные источники информации по данному вопросу. Так, в работе [1] рассмотрены встроенные в мотор-колесо конструкции редукторов, созданные на базе планетарных передач 2k-*h* типа *A*, наиболее выгодных с точки зрения простоты в конструктивно-технологическом плане. На базе хорошо известной в отечественной литературе структурной схемы построен планетарный редуктор европейских производителей (см., например, конструкцию Brevini по рис. 5, a): на рис. 5, δ эта схема показана в концепции работы [2], на рис. 5, B — в концепции работы [3], на рис. 5, г данная структура выполнена в виде двудольного графа [4], где светлыми кружками отмечены вершины, отображающие дифференциалы, образующие множество X^m, темными — вершины, отображающие основные звенья, создающие множество X^{z} . Ребра двудольного графа соединяют вершины-звенья x₁, x₂, x₃, x₄, x₅ с вершинами, отображающими дифференциалы u_1, u_2, u_3 . Двудольный граф обозначается $G = (X^z, X^m, U)$, причем $X^z \cup X^m = X, X^z \cap X^m = \emptyset$, ребра U соединяют между собой только подмножества X^{z} и X^{m} [5]. б) a) в) г)



Рис. 5. Типовой редуктор канатного механизма: *a* — конструкция встроенного редуктора фирмы Brevini; *б* — представление структуры редуктора в виде обобщенной схемs; *в* — представление структуры редуктора на базе теории силового потока; *г* — представление структуры двудольным графом

Полный обзор методов представления сложных схем планетарных передач можно найти в работе [6]. В работе [4] на базе трех рядов получены 23 обобщенные структуры, каждая из которых включает $\sigma(\pi, k_m) = \pi^{k_m}$ кинематических схем, среди которых которых находятся как редукторы, так и мультипликаторы, где π — число схем, реализуемых на базе одного механизма;

¹ Планетарные редукторы Brevini: каталог продукции. ЗАО «НТЦ "Приводная техника"», 2003.



 k_m — количество однорядных механизмов в конструкции. Введение в построение схем встроенных редукторов ограничений, накладываемых на расположение рабочих звеньев, снижает количество всевозможных конструктивных решений [7]. Отечественная теория проектирования оказалась востребованной только с момента запрета использования импортных изделий в определенных областях техники. В результате на базе имеющейся теории совместными с разработчиками машин усилиями были созданы собственные конструкции встроенных планетарных редукторов (рис. 6).



Рис. 6. Отечественные конструкции встроенных редукторов канатного механизма, в которых ведущий и ведомый валы имеют:
 а — одинаковое направление вращения; б — разное направление вращения Условные обозначения: 1-5 — подшипники качения, 7, 8 — уплотнения

Редуктор механизма поворота строится на структуре, аналогичной рис. 5, δ –2, в которой выходное звено *B* является опорным: $B \rightarrow f$, а опорное звено *f* выполнено выходным: $f \rightarrow B$. Заказ на проектирование и изготовление планетарного редуктора собственной конструкции для данного механизма судовых кранов в настоящее время получил OAO «ЗАРЕМ». Таким образом, на фоне конструкторских разработок новых крановых механизмов получила стимулирование теория проектирования планетарных редукторов и появилась необходимость принятии дополнительных решений, позволяющих на ранних стадиях проектирования быстро определять диаметральные габариты.

Рассматривая открытые зубчатые передачи крановых механизмов, отметим следующее. Так, в новых разработках механизмов вращения ОПУ портальных кранов широко применяются опорно-поворотные круги (ОПК) компаний: *PSL*, *Rote-Erde*, *IMO* как с внешним, так и с внутренним прямозубым зацеплением с заданными параметрами колеса ОПК, несмотря на то, что изготовителями ОПК определена модульная система исходного контура с параметрами, отвечающими отечественным стандартам: $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$, c = 0,25. Тем не менее при проектировании подобных передач приходится сталкиваться со специальными системами расчетами их геометрии. Определенные вопросы вызывает также геометрия реечной зубчатой передачи механизма изменения вылета. В частности, следует отметить, что в обоих случаях не находит использования система расчета геометрии данных передач, сохраняющая в зацеплении стандартный радиальный зазор.

Основная часть (Main Part)

Рассмотрим основные вопросы, на которые следует обратить внимание на ранней стадии проектирования встроенных планетарных редукторов и открытых зубчатых передач исследуемых крановых механизмов.

Канатные барабаны. В связи с установкой редуктора внутрь барабана были приняты во внимание проведенные исследования четырех конструкций барабана с канатами, навитыми



по всей его длине (рис. 7). Первая конструкция по рис. 7, *а* имеет кольца и продольные ребра жесткости; конструкция по рис. 7, *б* отличается от первой конструкции только отсутствием колец жесткости; конструкция по рис. 7, *в*, как и первая, сделана с двумя кольцами жесткости и креплением полуосей опорного узла барабана с применением конической диафрагмы; конструкция по рис. 7, *г* выполнена без колец жесткости с конической диафрагмой для обеих полуосей опор барабана.



Рис. 7. Напряженно-деформированное состояние в различных конструкциях барабана: *а* — конструкция, имеющая кольца и продольные ребра жесткости;

б — конструкция с отсутствием колец жесткости; *в* — конструкция с двумя кольцами жесткости и креплением полуосей опорного узла барабана с применением конической диафрагмы;

г — конструкция без колец жесткости с конической диафрагмой для обеих полуосей опор барабана

Напряженно-деформированное состояние во всех четырех конструкциях барабанов показано на рис. 7. В первой и второй конструкциях максимальные напряжения, равные, соответственно, 135 и 123 МПа, имеют место в зоне соединения сваркой колец жесткости с цилиндрической обечайкой барабана, против значений, соответственно, 56 и 61 МПа, имеющих место в стенках барабана. В третьей и четвертой конструкции максимальные напряжения в стенках барабана одинаковы и равны 68 МПа.

Данное исследование показывает возможность установки редуктора внутрь канатного барабана, не имеющего подкрепляющих элементов: колец жесткости и продольных ребер, без снижения устойчивости его стенки. При этом барабан может ставиться на две опоры: *трехподвижную* фиксирующую опору, устанавливаемую внутри редуктора, и *плавающую четырехподвижную опору*, устанавливаемую чаще в выносной стойке, создавая, таким образом, следующую статически определяемую схему:

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5 = 1 - 6 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0,$$

где *q* — число избыточных связей;

- *W* число степеней свободы;
- *п* здесь число валов;
- *p*₁, *p*₂, ..., *p*₅ количество подвижностей в паре.

Все это делает схему нечувствительной к температурным и силовым деформациям, а также к отклонениям в расположении осей элементов соединения, но увеличивает воспринимаемую неподвижной опорой радиальную нагрузку. Последнее следует иметь в виду при выборе подшипника данной опоры [11].

Планетарный редуктор. Рассмотрим некоторые рекомендации, которые следует иметь в виду на ранней стадии проектировочного расчета. Основными напряженными узлами планетарных редукторов являются зубчатые зацепления, подшипники сателлитов, шлицевые соединения и валы. В первую очередь, как показала практика, выполняются расчеты зубчатых зацеплений. В соответствии с видами разрушений зубьев зубчатых зацеплений ГОСТом 21354–87, Правилами Регистра судоходства и Руководством Р.007–2004 Российского речного регистра судоходства установлено четыре основных вида расчета номинальных значений напряжений, которые затем уточняются коэффициентами, полученными на основе опыта.



При расчете однорядной планетарной передачи 2k - h (рис. 8) определяют раздельно внешнее зацепление a - g и внутреннее b - g с учетом условий связности. Поскольку каждое зацепление планетарной передачи рассчитывают на прочность по формулам цилиндрической зубчатой передачи, каждому зубчатому колесу помимо буквенных обозначений a, g, b присваивают индексы: 1 — меньшему, 2 — большему зубчатому колесу. В каждом зацеплении центрального колеса с сателлитом выделяют шестерню и колесо, присваивая, помимо буквенных обозначений, шестерне — индекс l, колесу — индекс 2 (рис. 8). В расчетах используют модуль передаточного отношения $|i_{ab}^{h}| = p$, который называют конструктивным параметром планетарного ряда.



Рис. 8. Зубчатые передачи механизма типа А (по классификации В. Н. Кудрявцева)

Необходимо выявить, какое зацепление из двух является определяющим на стадии проведения проектировочного расчета. Для этого определим отношение нормальной нагрузки допустимой контактной выносливостью $\sigma_{\rm HP}$ внутреннего зацепления к нормальной нагрузке допустимой контактной выносливостью внешнего зацепления. Данное отношение: $F_{Hba} = (F_{nP})_b / (F_{nP})_a$, с учетом известной формулы Герца и условия прочности: $\sigma_{\rm H} = Z_E \sqrt{F_n / l_{\Sigma} \rho_{\rm np}} \le \sigma_{\rm HP}$, для прямозубых передач принимает вид

$$F_{_{\rm Hba}} = p \frac{\left(4 - \varepsilon_{\alpha a}\right)}{\left(4 - \varepsilon_{\alpha b}\right)} \frac{K_{_{\rm H}a}}{K_{_{\rm H}b}} \frac{\sigma_{_{\rm HP}b}^2}{\sigma_{_{\rm HP}a}^2},\tag{1}$$

где
 $\epsilon_{\!\alpha}$ — коэффициент торцового перекрытия;

*К*_н — коэффициент расчетной нагрузки, определяемой во внешнем и внутреннем зацеплении.

Поскольку, как правило, p > 2 и, обычно, $p \ge 3$ (особенно в определяющей ступени), из равенства (1) видим, что нагрузочная способность внутреннего зацепления существенно выше, чем внешнего зацепления, и значит, механические характеристики материала колеса с внутренними зубьями могут назначаться гораздо ниже, чем у колес внешнего зацепления. Учитывая очевидное неравенство $\varepsilon_{ab} > \varepsilon_{aa}$ и принимая $K_{Hb} \approx K_{Ha}$, можно с достаточной для практики точностью необходимую твердость колеса с внутренними зубьями рассчитать по формуле

$$\left(H_{\rm HB}\right)_{b} \ge \left[0,45\left(\sigma_{\rm Himb}\right)_{a}/\sqrt{p}\right] - 35.$$
⁽²⁾

По этой формуле на рис. 9 для цементированного и закаленного до расчетной поверхностной твердости 58 HRC и шлифованного внешнего зацепления построены графики, определяющие требуемую среднюю твердость колеса с внутренними зубьями. Видно, что в интервале конструктивного параметра $p \ge 3$ колесо с внутренними зубьями достаточно подвергнуть объемной закалке (улучшению) и только в довольно редком интервале конструктивного параметра p < 2,25 колесо с внутренними зубьями достаточно подвергнуть объемной закалке (закалке с внутренними зубьями должно быть подвергнуто поверхностной закалке (например, азотированию).

Полученные результаты позволяют начинать проект с расчета внешнего зацепления, а оценку работоспособности внутреннего зацепления выполнять на стадии проверочного расчета изделия и дают обоснование использованию в технике планетарных передач, в которых поверхностному упрочнению до высокой твердости подвергаются только зубья колес внешнего зацепления,



а колеса с внутренними зубьями могут изготавливаться из термически улучшенной стали. Более того, такие передачи сохраняют за счет «мягкого» колеса удовлетворительную прирабатываемость и поэтому их можно изготавливать с более низкой точностью, а также применять в тех механизмах, где вследствие недостаточной жесткости деталей и других конструктивных особенностей высокая точность зацепления не может быть реализована.



Рис. 9. График для определения твердости колеса с внутренними зубьями: внешнее зацепление шлифованное и закаленное до расчетной поверхностной твердости 58 HRC

В планетарных редукторах, построенных на однорядной передаче типа A, предельное наибольшее значение конструктивного параметра ограничено условием соседства сателлитов, которое с учетом числа зубьев солнечного колеса z_a и заданного числа n_w сателлитов необходимо представить в виде

$$p_{\lim z} \le \frac{1 + \sin(180/n_w)}{1 - \sin(180/n_w)} - \frac{4}{z_z \left(1 - \sin(180/n_w)\right)}.$$
(3)

С целью получения простого конструктивного решения в выполненных конструкциях количество сателлитов обычно задают в крановых механизмах равное трем, которое, на основании выражения (3), ограничивает предельное наибольшее значение параметра по условию соседства неравенством $p \le 12$, при четырех сателлитах — неравенством $p \le 5,2$. В судовых газотурбинных установках число сателлитов доходит до восьми.

Исследования показали, что наименьший диаметральный габарит планетарного однорядного ряда имеет место в окрестности значения p = 3. Поэтому в тихоходной ступени, определяющей диаметральные размеры редуктора, значение конструктивного параметра $p_{\rm T}$ следует устанавливать, не строго придерживаясь данного значения. Поскольку диаметральный габарит других ступеней редуктора гораздо меньше, выбор значений их конструктивных параметров может быть подчинен особым требованиям компоновки планетарного редуктора (например, можно выдержать заданное отношение диаметров эпициклических колес ступеней редуктора и т. д.). Окончательные значения конструктивных параметров уточняются с учетом выбранных чисел зубьев при проработке конструкции редуктора.

Планетарный однорядный механизм является соосным механизмом, т. е. механизмом, в котором оси вращения основных звеньев совпадают. Другими словами, в соосном механизме зубчатые пары имеют одинаковые межосевые расстояния, определяемые следующим образом:

$$\left(a_{w}\right)_{ag} = \left(a_{w}\right)_{bg}; \left(z_{a} + z_{g}\right)\cos\alpha_{twb} = \left(z_{b} - z_{g}\right)\cos\alpha_{twa}.$$
(4)

Применительно к механизму A (см. рис. 8) с несмещенными зубчатыми колесами условие соосности принимает вид: $z_g^* = 0,5(z_b - z_a)$. Во многих работах это условие ошибочно преподносится как обязательное, его включают в так называемые *генеральные уравнения* и тем самым сужают возможности в отношении выбора передаточных отношений. В то же самое время, как это следу-



ет на основании выражения (3), разность $(z_b - z_a)$ может быть как четной, так и нечетной. В связи с этим количество зубьев сателлита может отличаться от $z_a^* = 0.5 (z_b - z_a)$ на величину *v*:

$$z_g = z_g^* + v. (5)$$

В выполненных конструкциях планетарных редукторов, в частности редукторов трансмиссий автомобилей, можно найти значение $v \le 1,5$. В работе [5] для увеличения количества возможных комбинаций числа зубьев, обеспечивающего заданное значение конструктивного параметра, рекомендуется принимать $v = \pm 0,5$.

Исследования геометрии планетарного ряда показали, что при проектировании рациональным решением следует считать такое, при котором соблюдаются следующие условия: назначение параметра $v \le 0$, причем желательно v = -0.5; выполнение внутреннего зацепления с углом $\alpha_{twb} = \alpha = 20^{\circ}$; назначение коэффициента смещения у центрального солнечного колеса, обеспечивающего во внешней паре угол зацепления:

$$x_a = x_{\Sigma} = \left[\left(inv \ \alpha_{twa} - inv \ \alpha \right) \left(z_a + z_g \right) \right] / 2tg \ \alpha \,. \tag{6}$$

Здесь $\alpha_{twa} = \arccos[(z_{\Sigma}/z_d)\cos\alpha_{twb}]$, где $z_{\Sigma} = z_a + z_g$; $z_d = z_b - z_g$, и, следовательно, на стадии проектирования должно выполняться условие: $x_g = x_b = 0$; рекомендацию $x_a = x_g = 0,5$ следует считать нерациональной, т. е. формирующей неудовлетворительные параметры внутреннего зацепления [11].

Механизм изменения вылета стрелы. Отметим основные особенности, на которые следует обратить внимание при проектировании реечного зацепления.

1. Влияние радиуса переходной поверхности на изгибную прочность зуба рейки. На величину максимальных напряжений изгиба в корне зуба рейки большое влияние оказывает радиус переходной поверхности в основании зуба. Исследованиями доказано определяющее влияние на величину напряжений изгиба геометрического соотношения $2\rho/s$, где ρ — радиус переходной поверхности в основании зуба в опасном сечении. Коэффициент K_{ρ} , показывающий, во сколько раз снижается изгибная прочность зуба рейки с нестандартным радиусом ρ_{ff} скругления и толщиной S_{ff} по сравнению с зубом рейки, выполненным со стандартными значениями ρ_{fo} и S_{fo} , выражен известной формулой Linke:

$$K_{\rho} = \sqrt[3]{\left(S_{ff} \rho_{f_0}\right) / \left(S_{f_0} \rho_{ff}\right)},$$
(7)

откуда видно, что если радиус ρ_{ff} стремится к нулю, то передаваемая нагрузка также устремляется к нулю. Расчеты показали, что при отклонении коэффициента радиуса переходной поверхности от значения 0,38*m* до значения 0,2*m* напряжения изгиба увеличиваются в 1,23 раза.

Данное решение подтверждено вычислением напряжений в корне зуба методом конечных элементов (рис. 10). Как видно из рисунка, отношение напряжений в узловой точке 717/614 = 1,17, которое даже при значении коэффициента радиуса скругления, равного 0,05, довольно хорошо согласуется с расчетами по формуле (7). На этом основании на ранней стадии проектирования влияние радиуса переходной поверхности зуба на прочность зуба рейки можно учитывать по формуле (7).



Рис. 10. Напряженно-деформированное состояние в зубьях рейки: *а* — радиус скругления 1 мм; *б* — радиус скругления 4 мм



2. Геометрия открытой реечной зубчатой передачи. На рис. 11 показан общий случай геометрии реечного зацепления: поскольку рейка имеет прямолинейный профиль зубьев, угол зацепления $\alpha_{tw} = \alpha = 20^\circ$, где α — угол профиля зуба, а делительный и начальный диаметр численно равны. Диаметр впадин шестерни зависит только от способа нарезания и при нарезании инструментом реечного типа определяется формулой

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) m, \tag{8}$$

где $h_a^* = 1, c^* = 0,25$ — параметры исходного контура.



Рис. 11. Геометрия реечного зацепления механизма изменения вылета

Коэффициент смещения x_1 при полной высоте зуба предлагается выбирать с помощью графика на рис. 12 из условия $S_{a1} \ge 0,3$, обеспечивающего требуемую толщину зуба на окружности вершин шестерни. При этом учитывается условие неподрезания и коэффициент торцового перекрытия ε_{α} . Последний не требует проверки, поскольку лежит в области $\varepsilon_{\alpha} \ge 1,2$, рекомендуемой стандартом.



Рис. 12. Коэффициент смещения у шестерни при полной высоте зуба $k_1 = 0$

Из рис. 12 следует также, что рекомендация по выбору коэффициента смещения из условия получения равных удельных скольжений в области наиболее часто используемых чисел зубьев шестерни неприменима. Диаметр вершин шестерни определяется конструктором и может быть

2019 rog. Tom 11. Nº 1



найден по разным системам расчета, при этом, естественно, будут получаться различные значения диаметра вершин. Для расчета диаметра вершин рекомендуется система расчета, при которой сохраняется постоянная высота зуба полная либо уменьшенная по сравнению с полной стандартной высотой:

$$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 + k_1), \tag{9}$$

где $k_1 \le 0$ — коэффициент укорочения высоты зуба шестерни, назначаемый разработчиком (обычно $k_1 = 0 \dots -0,2$).

В случае назначения коэффициента укорочения коэффициент торцового перекрытия необходимо проверить расчетом по следующей формуле:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[\frac{\sqrt{\left(0, 5z_{1}\sin^{2}\alpha + \left(z_{1} + h_{a1}^{*}\right)h_{a1}^{*}\right)}}{\cos \alpha} - \frac{z_{1}\mathrm{tg}\,\alpha}{2} + \frac{2h_{a2}^{*}}{\sin 2\alpha} \right] \frac{1}{\pi} \ge 1, 2.$$
(10)

где $h_{a1}^* = 1 + x_1 + k_1, h_{a2}^* = 1 - x_1 + k_2$ — коэффициенты высоты начальной (делительной) головки зуба, соответственно, шестерни и рейки.

Механизм поворота. В крановых механизмах, как правило, механизм поворота проектируется на опорно-поворотном круге с трехрядным подшипником. Создать правильное зацепление при известных параметрах колеса можно только выбором параметров шестерни, количество зубьев которой устанавливают обычно в пределах $z_1 = 10 \dots 18$, учитывая требуемое передаточное отношение и обеспечение технологичной конструкции вала. Диаметры впадин и вершин шестерни определяются по формулам, соответственно, (8) и (9). При назначении коэффициента смещения следует использовать рис. 12 с дополнительной проверкой по общепринятым формулам на стадии проверочных расчетов коэффициента торцового перекрытия и условий интерференции.

Диаметр вершин колеса ОПК задан. В случае необходимости его проверяют по формуле, записанной с учетом знаков при коэффициентах *x*, и *k*, принятых фирмой-изготовителем ОПК:

$$d_{a2} = d_2 \pm 2(h_a^* + x_2 + k_2)m_2$$

где верхние знаки для колеса с внешним зацеплением: для внешнего зацепления $x_2 > 0$, $k_2 < 0$; для колеса с внутренним зацеплением $x_2 < 0$, $k_2 = 0$.

В ГОСТе 19274–73 коэффициенту смещения колеса присвоено положительное значение и, следовательно, расчетная формула для внутреннего зацепления будет иметь иной вид: $d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + k_2)m$. График может быть использован при проектировании открытой передачи румпельного механизма — главной винторулевой [13].

Законы распределения эксплуатационных нагрузок. Силовой процесс, протекающий в различных элементах несущих конструкций и деталях механизмов кранов во время их эксплуатации, представляет собой реакцию на случайное воздействие поднимаемого груза, собственного веса конструкции, нагрузки, возникающей вследствие отклонения канатов от вертикали, влияние ветровых нагрузок и динамических, связанных с пусками и остановками, рабочих механизмов. В результате многочисленных натурных испытаний в речных и морских портах на кранах, работающих в естественных условиях по вариантам: судно–склад и судно–вагон, были получены и обобщены в относительной системе координат характеристики эксплуатационных нагрузок для проведения расчетов элементов на прочность и выносливость [14], [15]. Было установлено, что распределение эксплуатационной нагрузки достаточно точно описывается следующими законами распределения приведенных к симметричным циклам нагрузок: для крюкового и грейферного механизмов подъема — усеченный нормальный, для механизмов изменения вылета стрелы и механизма поворота — полунормальный.

В результате обработки осциллограмм (при испытаниях проводилась непрерывная запись нагрузок) по времени и множеству были получены статистические характеристики нагрузок: математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение. В частности, нагрузки механизма



вращения хорошо описываются нормальным законом с относительной величиной разброса среднеквадратического отклонения $x_{\sigma} = 0,3$, математическим ожиданием $\langle x \rangle = 0$. Относительная величина среднеквадратического отклонения определяется зависимостью $x_{\sigma} = \delta_s / S_p$, где $S_p = 2(S_{\tau} + S_c) \times \delta J_{\Pi q} / (J_{\Pi q} + J_{M}) - S_c$ — максимальная расчетная нагрузка; δ_s — среднеквадратическое отклонение нагрузки; S_{τ} — усилие, вызванное тормозным моментом; S_c — усилие, вызванное моментом статических сопротивлений; δ — коэффициент затухания упругих колебаний; J_{M} — момент инерции двигателя; $J_{\Pi q}$ — момент инерции поворотной части.

Для вновь проектируемых кранов законы распределения перестроены в относительной системе координат f(x) - x, где f(x) — плотность распределения относительной случайной величины $x = S/S_p$; S — случайное значение нагрузки; S_p — расчетная (нормативная) нагрузка, зависящая от параметров проектируемого крана.

Значения относительных математических ожиданий и среднеквадратических отклонений: $\langle x_{\sigma} \rangle = \langle S_{\sigma} \rangle / S_{p}$; $x_{\sigma} = \sigma_{\sigma} / S_{p}$ текущих значений ординат процессов нагружения, используемых для расчета валов на изгиб, зубчатых передач и подшипников, а также характеристик процессов нагружения, систематизированных по экстремумам $\langle x_{\tau} \rangle = \langle S_{\tau} \rangle / S_{p}$; $x_{\tau} = \sigma_{\tau} / S_{p}$, приведены в следующей таблице:

Механизмы	Текущие значения ординат			Систематизация по экстремумам		
	$\langle x_{\sigma} \rangle$	x _õ	С	$\langle x_{\tau} \rangle$	$X_{ au}$	С
Крюковой подъем	0,50	0,20	1,55	0,25	0,14	1,5
Грейферный подъем	—	0,4	_	0,21	0,1	1,05
Поворота	_	0,3	_	_	0,24	_
Изменения вылета	_	0,2	_	_	0,15	_

Примечание: с — коэффициент усеченности нормального закона.

Выводы (Summaru)

В результате проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Из всего многообразия конструкций планетарных передач отмечено, что при создании рациональной конструкции приводов судовых и крановых механизмов используются исключительно планетарные однорядные механизмы 2k-h типа A. Подобные механизмы наиболее выгодны с точки зрения передаточного числа, простоты в конструктивно-технологическом плане. Зацепление эвольвентное, закаленное, шлифованное. На этом основании они способны передавать любые окружные скорости, вращающие моменты и мощности. Планетарные передачи типа 3k применению не подлежат.

2. Обоснована целесообразность создания планетарных передач, в которых поверхностному упрочнению до высокой твердости подвергаются только зубья колес внешнего зацепления, а колесо с внутренними зубьями при значении конструктивного параметра p > 2,25 может изготавливаться из термически улучшенной стали. Такая конструкция позволяет за счет «мягкого» колеса сохранить удовлетворительную прирабатываемость и поэтому ее можно изготавливать с более низкой точностью, а также применять в тех механизмах, где вследствие недостаточной жесткости деталей и других конструктивных особенностей высокая точность зацепления не может быть реализована. В таких передачах имеется возможность, не прибегая к помощи автоматизированных систем, ускорить этап раннего проектирования, выполняя оценку работоспособности внутреннего зацепления изделия на стадии проверочного расчета.

3. На основании изучения напряженно-деформированного состояния зуба рейки с использованием компьютерных технологий показана возможность использования для оценки влияния радиуса переходной поверхности зуба рейки на ее изгибную прочность формулы *Linke*. Для расчета геометрии реечных механизмов и механизмов вращения на опорно-поворотных кругах компаний *Rote-Erde*, *IMO*, *PSL*, изготовителем которых определена модульная система исходного кон-



тура с параметрами, отвечающими отечественным стандартам, рекомендована система расчета, при которой сохраняется постоянная высота зуба, полная либо уменьшенная по сравнению с полной стандартной высотой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Кулешов А. А.* Пневмоколесные машины с бортовыми приводами и мотор-колесами / А. А. Кулешов, И. И. Марголин. — М.: Машиностроение, 1995. — 312 с.

2. *Кирдяшев Ю. Н.* Проектирование сложных зубчатых механизмов / Ю. Н. Кирдяшев, А. Н. Иванов. — Л.: Машиностроение, 1973. — 352 с.

3. *Пыж О. А.* Редукторы судовых турбоагрегатов / О. А. Пыж, Л. М. Гаркави, Ю. А. Державец, Р. Р. Гальпер. — Л.: Судостроение, 1975. —272 с.

4. *Кудрявцев В. Н.* Планетарные передачи: справ. / В. Н. Кудрявцев [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.

5. Зыков А. А. Основы теории графов / А. А. Зыков. — М.: Наука, 1987. — 384 с.

6. *Барышников С. О.* Обзор методов представления структуры зубчатых механизмов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов // Морской вестник. — 2011. — № 2. — С. 108–110.

7. Андрианов Е. Н. Методика проектирования схем специальных встроенных планетарных редукторов судовых и крановых канатных лебедок / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, Е. В. Матвеева // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 1. — С. 50–61. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-50-61.

8. *Кудрявцев В. Н.* Расчет и проектирование зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин, А. Л. Филиппенков. — СПб.: Политехника, 1993. — 448 с.

9. Филипенков А. Л. Планетарные редукторы, встраиваемые в барабаны грузовых лебедок судовых кранов / А. Л. Филипенков, А. К. Пшизов // Вестник ИжГТУ им. М. Т. Калашникова. — 2017. — Т. 20. — № 2. — С. 90–93. DOI: 10.22213/2413-1172-2017-2-90-93.

10. *Пшизов А. К.* К теории проектирования и расчета конструкции судовой лебедки со встроенным планетарным редуктором / А. К. Пшизов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 1. — С. 39–49. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-39-49.

11. *Иванов А. Н.* Перспективы развития грузоподъемных машин / А. Н. Иванов, С. Н. Федотов // Журнал Университета водных коммуникаций. — 2009. — № 3. — С. 22–32.

12. Бабичев Д. Т. Обзор работ русской школы по теории геометрии зацеплений / Д. Т. Бабичев, С. А. Лагутин, Н. А. Бармина // Теория механизмов и машин. — 2017. — Т. 15. — № 3 (35). — С. 86–130. DOI: 10.5862/TMM.35.1.

13. Иванченко А. А. Обзор опыта совершенствования конструкции и применения движительных систем в современном судостроении / А. А. Иванченко, В. А. Шишкин, В. Н. Окунев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 4 (38). — С. 156–176. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-4-156-176

14. *Андрианов Е. Н.* Определение эквивалентных нагрузок и надежности элементов портальных кранов / Е. Н. Андрианов, В. И. Брауде // Тр. ЛИВТа. — 1984. — № 60. — С. 30–33.

15. *Андрианов Е. Н.* Особенности проектирования и расчета механизмов вращения портальных кранов / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2013. — № 1 (20). — С. 46–56.

REFERENCES

1. Kuleshov, A. A., and I. I. Margolin. *Pnevmokolesnye mashiny s bortovymi privodami i motor-kolesami*. M.: Mashinostroenie, 1995.

2. Kirdyashev, Yu. N., and A. N. Ivanov. *Proektirovanie slozhnykh zubchatykh mekhanizmov*. L.: Mashinostroenie, 1973.

3. Pyzh, O. A., L. M. Garkavi, Yu. A. Derzhavets, and R. R. Gal'per. *Reduktory sudovykh turboagregatov*. L.: Sudostroenie, 1975



4. Kudryavtsev, V. N., Yu.N. Kirdyashev, Yu. A. Derzhavets, et al. Planetarnye peredachi: spravochnik. L.: Mashinostroenie, 1977.

5. Zykov, A. A. Osnovy teorii grafov. M.: Nauka, 1987.

6. Baryshnikov, S. O., and A. N. Ivanov. "Obzor metodov predstavleniya struktury zubchatykh mekhanizmov." Morskoi vestnik 2(2011): 108-110.

7. Andrianov, Evgenii N., Anatoly N. Ivanov, and Elena V. Matveeva. "Methods of design of special integrated planetary gear units of marine and crane drives." Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova 10.1 (2018): 50-61. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-50-61.

8. Kudryavtsev, V. N., I. S. Kuz'min, and A.L. Filippenkov. Raschet i proektirovanie zubchatykh reduktorov. SPb.: Politekhnika, 1993.

9. Filipenkov, A. L., and A. K. Pshizov. "Integrated Planetary Gearboxes for Hoisting Winches in Shipboard Cranes." Bulletin of Kalashnikov ISTU 20.2 (2017): 90-93. DOI: 10.22213/2413-1172-2017-2-90-93.

10. Pshizov, Aydamir K. "For the theory of designing and calculation construction of shipboard hoisting winches with integrated planetary gearbox." Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova 10.1 (2018): 39-49. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-39-49.

11. Ivanov, A. N., and C.N. Fedotov. "Perspectives of development of load-lifting machines." Zhurnal Universiteta vodnykh kommunikatsii 3 (2009): 22–32.

12. Babichev, D. T., S. A. Lagutin, and N. A. Barmina. "Russian school in the theory and geometry of gearing." Theory of mechanisms and machines 15.3(35) (2017): 86-130. DOI: 10.5862/TMM.35.1

13. Ivanchenko, A. A., V. A. Shishkin, and V.N. Okunev. "Review of experience improvement designs and propulsion systems in modern shipbuilding." Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova 4(38) (2016): 156-176. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-4-156-176.

14. Andrianov, E. N., and V. I. Braude. "Opredelenie ekvivalentnykh nagruzok i nadezhnosti elementov portal'nykh kranov." Tr. LIVTa 60 (1984): 30-33.

15. 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.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ	INFORMATION ABOUT THE AUTHORS
Андрианов Евгений Николаевич —	Andrianov, Evgenii N. —
кандидат технических наук, профессор	PhD, professor
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени	Admiral Makarov State University of Maritime
адмирала С. О. Макарова»	and Inland Shipping
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,	5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
ул. Двинская, 5/7	Russian Federation
e-mail: <i>fkt_pt@gumrf.ru</i>	e-mail: <i>fkt_pt@gumrf.ru</i>
Иванов Анатолий Николаевич —	Ivanov, Anatoly N. —
кандидат технических наук, доцент	PhD, associate professor
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала	Admiral Makarov State University of Maritime
С. О. Макарова»	and Inland Shipping
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,	5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
ул. Двинская, 5/7	Russian Federation
e-mail: <i>fkt_pt@gumrf.ru</i>	e-mail: <i>fkt_pt@gumrf.ru</i>

#