

DOI: 10.18721/JEST.25112
УДК 621.833.61

А.К. Пшизов

Публичное акционерное общество «ЗАРЕМ», г. Майкоп, Россия

ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ВОДИЛА НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ШИРИНЕ ЗУБЧАТЫХ ВЕНЦОВ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

В статье исследовано влияние деформативности водила на значение углов перекоса оси сателлита. В основе расчета деформации водила лежит численный метод. Отдельно приведены формулы для нахождения углов перекоса для каждого сателлита. Дан пример расчета перекоса оси сателлита, а также его отклонения от параллельности в результате деформации водила. Отклонения учтены в формулах, описывающих распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов. Разработана уточненная методика расчета коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий с учетом действующих нагрузок на оси сателлитов, а также конструктивных особенностей водила. Показана зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий от деформативности водила.

Ключевые слова: планетарная передача, водило, деформация, коэффициент неравномерности, распределение нагрузки, ширина венца.

Ссылка при цитировании:

А.К. Пшизов. Влияние деформации водила на распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов планетарного редуктора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 1. С. 124–133. DOI: 10.18721/JEST.25112.

А.К. Pshizov

Public joint-stock company «ZAREM», Maykop, Russia

EFFECT OF CARRIER DEFORMATION ON LOAD DISTRIBUTION ALONG THE FACE WIDTH OF PLANETARY GEARBOX

We have studied the deformability of a planetary carrier from the standpoint of its effect on misalignment angles of the satellite axis. The formulae for calculating the values of these angles for each satellite engagement are shown separately. Carrier deformation has been calculated based on the numerical method. Examples of calculation of satellite axis misalignment and its parallel misalignment as a result of carrier deformation have been given. These deviations are included in the formulae for calculation of the face load factor. We have developed a refined method for calculating the face load factor as a result of carrier deformation. The method takes into account the loads on satellite axis and construction characteristics of the planetary carrier. The dependence of the face width factor on the deformability of the planetary carrier has been shown in the article.

Keywords: planetary gear, carrier, deformation, face load factor, load distribution, face width.

Citation:

A.K. Pshizov, Effect of carrier deformation on load distribution along the face width of planetary gearbox, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 25(01)(2019) 124–133, DOI: 10.18721/JEST.25112.

Введение

Вопросу снижения материалоемкости продукции всегда уделяется особое внимание. Планетарные передачи как один из видов механических передач наилучшим образом отвечают этому требованию за счет многопоточности [1, 2] и находят наиболее широкое применение в таких отраслях машиностроения, в которых задача оптимизации массогабаритных характеристик изделия является первостепенной. Из всего многообразия планетарных передач наибольшее распространение получили передачи, проектируемые на базе механизма A [3]. В том числе такие редукторы могут быть выполнены по дифференциально-замкнутой схеме. Однако их свойства и факторы, влияющие на их несущую способность, до сих пор являются объектами исследования [4–6]. К таким факторам относятся: погрешности изготовления и сборки звеньев механизма; деформативность и податливость деталей; распределение нагрузки между несущими элементами планетарной передачи. Если говорить об отклонениях размеров при изготовлении планетарных передач, то эти вопросы довольно подробно рассмотрены в [7]. Влияние деформативности (податливости) ободьев центральных колес и сателлитов, а также неравномерного распределения нагрузки между несущими элементами передачи на работоспособность привода рассмотрено в [3, 8–11]. О положительном эффекте податливости звена, например водила, говорится в работе [12].

Влиянию деформативности водила планетарной передачи на распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов уделено значительное внимание в работах [3, 13, 14]. В [3] приведена методика расчета деформации водила, которая основана на экспериментальном исследовании группы авторов [13]. Данная методика позволяет получить значение деформации (перемещения) водила в целом — без привязки к конкретному зацеплению сателлита с центральными колесами. Для определения

деформации водила и углов перекоса оси каждого сателлита с центральными колесами целесообразно применять численный метод, с помощью которого можно рассчитывать перемещение любой точки детали, интересующей исследователя, а также деформацию детали в результате сложного, совокупного нагружения. Например, к усилиям от зацеплений сателлитов с центральными колесами можно добавить реакцию от подшипников в опорах, установленных на водиле.

Цель работы — установить влияние деформативности водила на значение угла перекоса образующих зубьев в плоскости зацепления сателлитов с центральными колесами и выразить это влияние через значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий.

Расчетное исследование

Рассмотрим водило тихоходного планетарного ряда редуктора, встроенного в барабан грузовой одноканатной лебедки (рис.1). Конструкция рассматриваемого изделия показана на рис. 2. Водило не вращается и крепится болтами М24 к опорной стойке рамы лебедки. На цилиндрическую поверхность $\varnothing 320$ установлен шарикоподшипник. Характер изменения нагрузки на подшипник рассмотрен в [15].

На каждую ось сателлита действует сила $F = 2F_{тв}$ в направлении, указанном на рис. 2. Принято считать, что окружные силы $F_{тв}$ во всех зацеплениях центральных колес с сателлитами одинаковы и составляют $F_{тв} = 98845$ Н.

Расчет деформации водила выполнен с помощью прикладной программы «Т-FlexCAD», в которую интегрирована среда конечно-элементных расчетов «Т-Flex Анализ», обеспечивающая автоматическое построение тетраэдральных конечно-элементных сеток.

В качестве особенности такого метода следует выделить возможность определения деформаций, перемещений, напряжений и коэффициентов запаса в нужной расчетной точке.

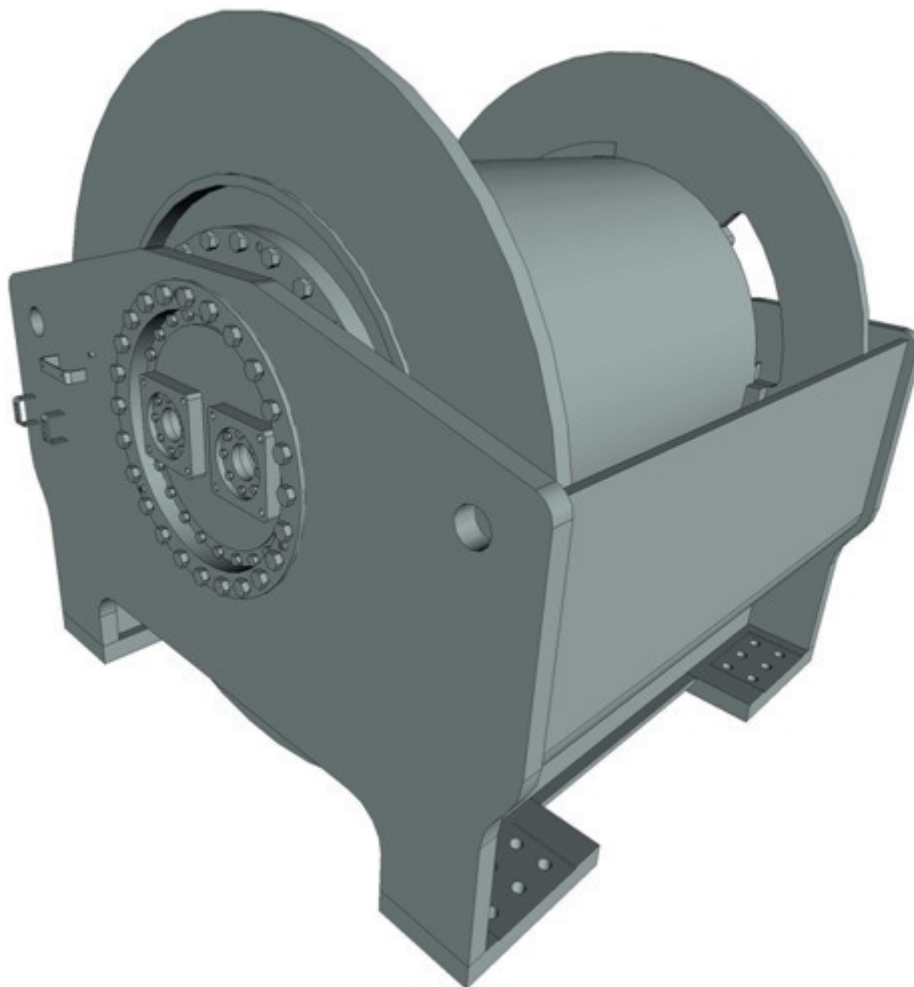


Рис. 1. Модель конструкции лебедки со встроенным планетарным редуктором
 Fig. 1. Model of winch construction with integrated planetary gearbox

Для расчета смещения одной щеки водила относительно другой методом конечных элементов необходимо иметь 3D модель исследуемого объекта (рис. 3, а), а затем произвести замену исходной модели на дискретную математическую, которая отражает все физические свойства изделия (рис. 3, б).

Конструкция водила в математической модели – это совокупность конечных элементов, аппроксимирующих исходную форму изделия и связанных между собой в граничных точках-узлах. Внешние нагрузки, действующие на водило, приведены к эквивалентным, которые приложены к узлам конечных элементов. Ограничения (закрепления) перемещений наложены аналогичным образом.

В качестве геометрической формы конечных элементов, генерирующих расчетную сетку, выбран 10-узловой тетраэдр. Такой конечный элемент удобен тем, что позволяет наиболее точно повторить форму изделия самой сложной формы, каковым является водило.

Одним из важнейших параметров генерируемой сетки является ее размер – чем он меньше, тем более точна аппроксимация модели. Принято значение относительного размера сетки 0,015, которое следует понимать как долю самого большого ребра прямоугольника, охватывающего всю модель. Сгенерированная модель состоит из 232080 элементов и 367561 узла.

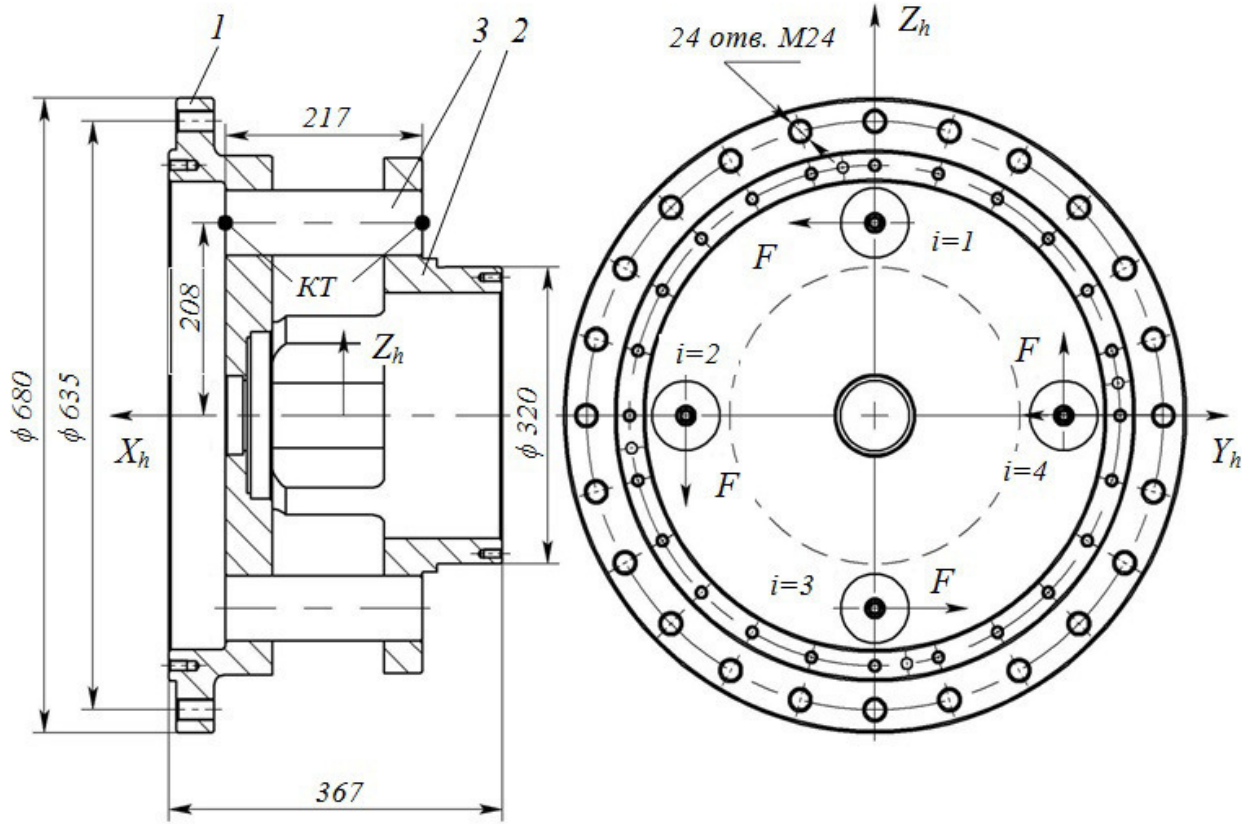


Рис. 2. Конструкция водила
Fig. 2. Carrier construction

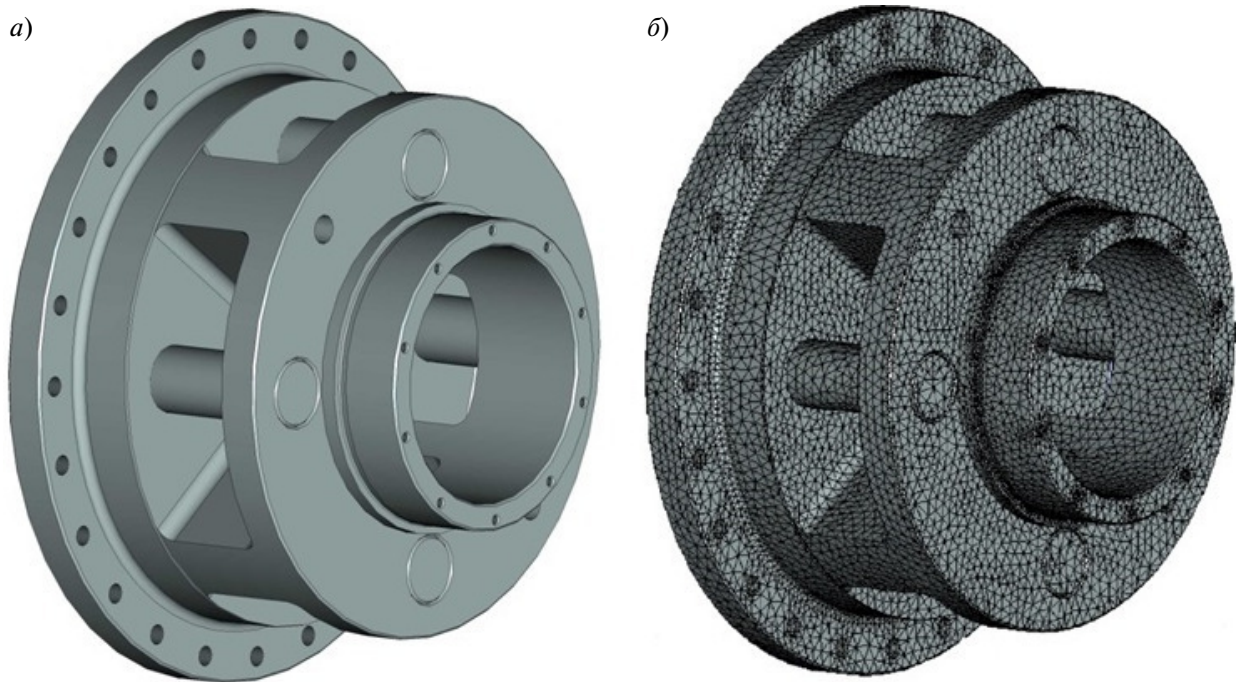


Рис. 3. 3D модель рассчитываемого водила (а) и аппроксимированная математическая модель водила (б)
Fig. 3. 3D model of calculated carrier (a) and approximated mathematical carrier model (b)

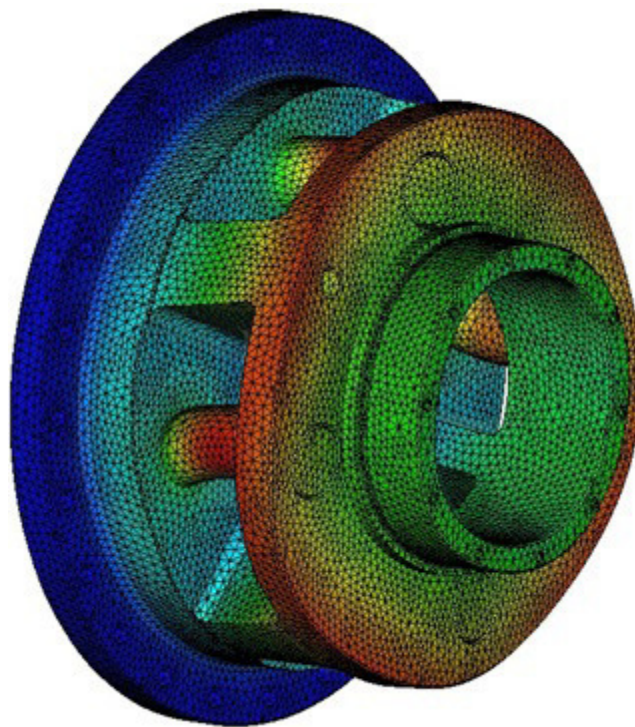


Рис. 4. Деформированное состояние водила

Fig. 4. Deformed carrier condition

Таблица 1

Значения перемещений в контрольных точках

Table 1

Value of displacements in control points

Номер КТ	$\nu_i, ^\circ$	$\Delta_{yi}, \text{ мм}$	$\Delta_{zj}, \text{ мм}$	$V_i, \text{ мм}$	$U_i, \text{ мм}$
1	90	-0,0260	0,0002	0,026	-0,00015
2	180	0,00015	-0,02660	0,0266	0,00015
3	270	0,0260	0,0001	0,026	0,0001
4	360	0,0013	0,0260	0,026	-0,0013
5	90	-0,01130	-0,00013	0,0113	0,00013
6	180	0,0002	-0,0108	0,0108	0,0002
7	270	0,010	-0,00014	0,01	-0,00014
8	360	0,0006	0,010	0,01	-0,0006

На рис. 4 можно увидеть деформированное состояние водила в результате приложения нагрузки на оси спутников.

В итоге выполнения расчетов, результаты которых приведены в табл. 1, определены деформационные перемещения в контрольных точках (КТ), расположенных на торцах осей

спутников. В местах расположения КТ (см. рис. 2) в модели установлены виртуальные датчики, позволяющие считывать информацию в нужной точке КТ. Они расположены на торцах осей со стороны щеки 2 и имеют номера от 1 до 4 в соответствии с нумерацией осей ($i = 1, 2, 3, 4$), показанной на рис. 2. КТ, рас-

положенные на торцах осей со стороны щеки I , имеют номера от 5 до 8. Деформационные перемещения рассчитываются в системе координат $X_h Y_h Z_h$, которая связана с водилом.

Расчет с помощью МКЭ в среде «Т-Flex Анализ» позволяет моделировать задачу максимально близко к реальным условиям работы изделия. Исходя из этой возможности целесообразно изменить некоторые моменты расчетной модели. В частности ограничение (закрепление) модели было принято производить без каких-либо допущений. Для этого тело водила жестко зафиксировано по отверстиям М24 щеки I (см. рис. 2). Это означает, что значения перемещений в КТ, расположенных со стороны щеки I , будут отличаться от нуля. Значения перемещений Δ вдоль осей OY_h и OZ_h всех КТ приведены в табл. 1.

Из данных табл. 1 следует, что в результате деформации водила под действием сил в зацеплениях сателлитов с центральными колесами происходит смещение щеки 2 относительно щеки 1, когда последняя жестко закреплена.

При расчете на прочность зацеплений $a-g$ и $b-g$ используется местная система координат $X_i Y_i Z_i$, которая связана с осью i -го сателлита. В этой системе координат необходимо определить угол отклонения оси сателлита от плоскости $Z_i O_i X_i$, в которой номинально располагаются оси сателлита и водила (перекос осей γ_{hzi}), а также вычислить угол отклонения оси сателлита от параллельности относительно номинального положения оси водила (отклонение от параллельности γ_{hyi}). Для определения этих углов были вычислены перемещения КТ в окружном и радиальном направлениях:

$$V_i = -\Delta_{yi} \sin v_i + \Delta_{zi} \cos v_i; \quad (1)$$

$$U_i = -\Delta_{yi} \cos v_i - \Delta_{zi} \sin v_i, \quad (2)$$

где Δ_{yi} , Δ_{zi} – деформационные перемещения КТ в направлении осей OY_h и OZ_h ; v_i – угол, координирующий положение оси сателлита и соответствующих КТ относительно оси OY_h .

Для объективной оценки влияния перемещения КТ в результате деформации водила на

нагрузочную способность планетарного редуктора следует определить перекосы осей сателлитов и степень изменения $K_{H\beta}$.

Перекос оси сателлита представляет собой разность окружных перемещений, отнесенную к расстоянию L между КТ, расположенными на противоположных торцах осей сателлитов ($L = 217$ мм):

$$\gamma_{hzi} = [V_i - V_{(n+i)}] / L. \quad (3)$$

Отклонение от параллельности представляет собой разность радиальных перемещений, отнесенную к расстоянию L между КТ:

$$\gamma_{hyi} = [U_{(n+i)} - U_i] / L. \quad (4)$$

Расчетная схема к определению перекоса осей и отклонения от параллельности представлена на рис. 5.

Далее перекос и отклонение от параллельности рассматриваются как векторы, определяемые по правилу правого винта. Если $\gamma_{hzi} > 0$, то при $\gamma_{hyi} = 0$ удельная нагрузка концентрируется у левого торцового сечения зубчатого венца. Если $\gamma_{hyi} > 0$, то при $\gamma_{hzi} = 0$ удельная нагрузка концентрируется у левого торцового сечения зубчатого венца в зацеплении $a-g$ и у правого торцового сечения в зацеплении $b-g$.

Совместное влияние углов γ_{hzi} и γ_{hyi} на концентрацию удельной нагрузки оценивается частным углом перекоса образующих зубьев в плоскости зацепления. Этот угол, учитывающий влияние деформации водила на неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов, рассчитывается по формулам (5) и (6) для зацеплений $a-g$ и $b-g$ соответственно:

$$\Delta\gamma'_{tai} = \gamma_{hzi} \cos \alpha_{\tau w} + \gamma_{hyi} \sin \alpha_{\tau w}; \quad (5)$$

$$\Delta\gamma'_{tbi} = \gamma_{hzi} \cos \alpha_{\tau w} - \gamma_{hyi} \sin \alpha_{\tau w}, \quad (6)$$

где $\alpha_{\tau w}$ – угол зацепления. Здесь и далее разностью углов зацепления в зубчатых парах $a-g$ и $b-g$ пренебрегаем и в расчете учитываем среднее значение $\alpha_{\tau w} = (\alpha_{(nw)a} + \alpha_{(nw)b}) / 2$, где $\alpha_{(nw)a}$ и $\alpha_{(nw)b}$ – углы зацепления для зубчатых пар $a-g$ и $b-g$.

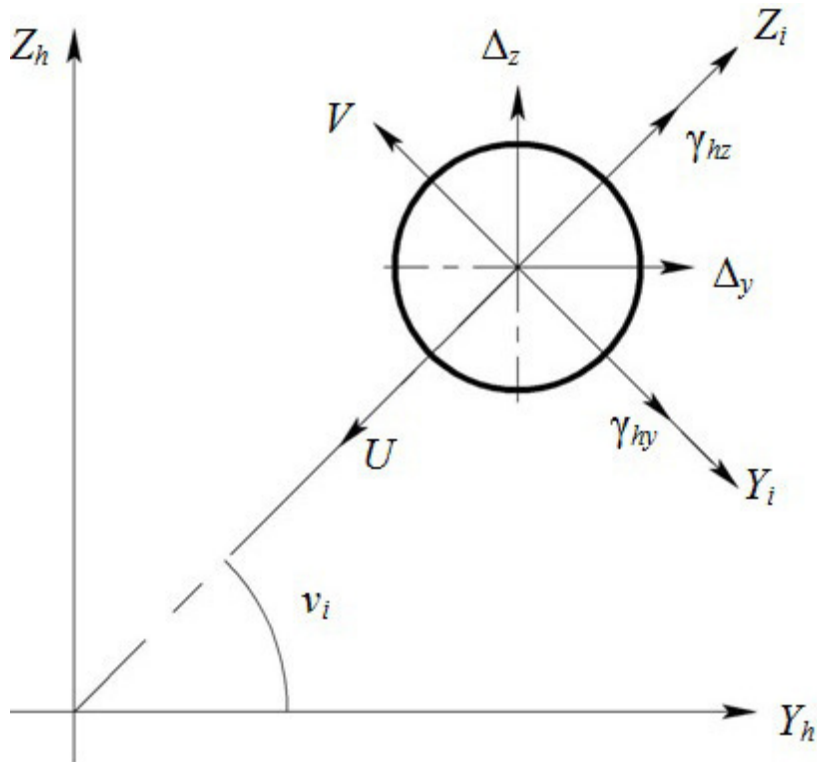


Рис. 5. К определению перекоса и отклонения от параллельности
 Fig. 5. For axis misalignment and parallel misalignment determination

Положительные величины углов $\Delta\gamma_{tai}'$ и $\Delta\gamma_{tbi}'$ соответствуют концентрации удельной нагрузки у левого торцового сечения ($x = b_w/2$). Как видно, в зацеплениях сателлита с номерами $i = 1$ и $i = 3$ при деформации водила удельная нагрузка в зацеплениях $a-g$ и $b-g$ концентрируется к одному и тому же торцовому сечению. В зацеплениях сателлита с номерами $i = 2$ и $i = 4$ при деформации водила удельная нагрузка в зацеплениях $a-g$ и $b-g$ концентрируется к противоположным торцовым сечениям.

Частное влияние деформации водила на неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов в зацеплениях $a-g$ и $b-g$ можно оценивать по углу перекоса осей сателлитов согласно следующей зависимости:

$$\Delta K = 0,4b_w\Delta f_{ky}'c' \cos\alpha_{tw} / (F_t K_A K_\Omega K_{HV} Z_\epsilon^2), \quad (7)$$

где фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи $\Delta f_{ky}' = b_w\Delta\gamma$.

Формула (7) применительно к зацеплениям $a-g$ и $b-g$ принимает следующий вид:

$$\Delta K_a = k_a\Delta\gamma_{tai}'; \quad (8)$$

$$\Delta K_b = k_b\Delta\gamma_{tbi}'. \quad (9)$$

Здесь безразмерные коэффициенты пропорциональности определены в зависимости от геометрических и нагрузочных параметров зацеплений:

$$k_a = 0,4b_w^2c' \cos\alpha_{tw} / (F_t K_A K_\Omega K_{HV} Z_{\epsilon a}^2); \quad (10)$$

$$k_b = 0,4b_w^2c' \cos\alpha_{tw} / (F_t K_A K_\Omega K_{HV} Z_{\epsilon b}^2). \quad (11)$$

В табл. 2 показаны значения частных коэффициентов, связанные с деформацией водила. Эти значения получены с учетом зависимостей (1)–(11) и данных табл. 1. В расчетах принято равномерное распределение нагрузки между сателлитами.

Таблица 2

Частные углы перекоса образующих зубьев в плоскости зацепления и частные коэффициенты, учитывающие влияние перекоса на неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

Table 2

Special case of misalignment angles of teeth generatrix in plane of action and special case of coefficients which take into consideration influence of misalignment on unevenness of load distribution on the face width

№	$\Delta\gamma_{tai}'$, рад	$\Delta\gamma_{tbi}'$, рад	ΔK_a	ΔK_b
1	6,97E-05	6,88E-05	0,0516477	0,0522192
2	6,85E-05	6,83E-05	0,0507585	0,0518397
3	6,89E-05	6,96E-05	0,0510549	0,0528264
4	7,04E-05	6,82E-05	0,0521664	0,0517638

Исходные геометрические данные для расчета частных углов перекоса образующих зубьев в плоскости зацепления и коэффициентов, учитывающих влияние перекоса на неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов, приведены на рис. 1. Для упрощения расчетов в настоящей работе не учитывалась реакция от подшипника, установленного на цилиндрическую поверхность $\varnothing 320$ мм.

В уточненных расчетах необходимо учитывать все действующие на водило нагрузки и прикладывать их к модели. Зависимости (1)–(11) актуальны для корректного получения результатов перемещений КТ и не зависят от числа сателлитов. Отметим, что в случае, когда водило должно вращаться при работе редукто-

ра, следует задаться условием его неподвижности при проведении расчетов.

Заключение

Установлено влияние деформации водила на значение углов перекоса образующих зубьев в плоскости зацепления сателлитов с центральными колесами. При принятых допущениях и исходных данных в результате деформации водила значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий увеличится равномерно на 5 % в каждом зацеплении сателлитов с центральными колесами. В проведенных расчетах было принято, что нагрузка между сателлитами распределена равномерно. В реальных расчетах необходимо учитывать фактор неравномерности, в том числе при симуляции нагрузок на модель.

Углы перекоса вычислены для каждого сателлита отдельно. Методика расчета представлена.

Предложенный метод оценки также эффективен для расчета деформации водила при действии совместных сил. Такой подход к расчету несущей способности передач планетарного привода, встроенного в барабан грузовой лебедки, в совокупности с анализом, проведенным в работе [15], позволил разместить вторую опору барабана внутри редуктора и сократить осевой размер конструкции.

Благодарность

Автор всемерно благодарен доктору технических наук, профессору А.Л. Филипенкову за ценные советы и совместную работу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Москва, Ленинград: Машиностроение, 1966.
2. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. Изд 2-е, переработанное и дополненное. М.: Машиностроение, 1972.
3. Планетарные передачи: Справочник / В.Н. Кудрявцев, Ю.Н. Кирдяшев, Е.Г. Гинзбург, Ю.А. Державец, А.Н. Иванов, Е.С. Кисточкин, И.С. Кузь-

- мин, А.Л. Филипенков; Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Ленинград: Машиностроение, 1977.
4. Андрианов Е.Н., Иванов А.Н. Общие вопросы проектирования схем конкурентноспособных распределительных механизмов крановых и судовых приводов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2016. Т. 8. № 2. С. 118–127.

5. Андрианов Е.Н., Иванов А.Н. Исследование свойств дифференциальных механизмов с точки зрения функционирования в специальных судовых и крановых приводах // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2017. Т. 9. № 1. С. 165–175.
6. Филипенков А.Л., Пшизов А.К. Планетарные редукторы, встраиваемые в барабаны грузовых лебедок судовых кранов // Вестник ИжГТУ. 2017. Т. 20. № 2. С. 90–93.
7. Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Филипенков А.Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов / Под ред. В.Н. Кудрявцева. СПб.: Политехника, 1993.
8. Jonas Pollaschek, Christoph Lopenhaus, Christian Brecker. Inclusion-Based bending strength calculation of gears // Gear Technology. 2017. No 5. P. 56–66.
9. Boiadjev I., Witzig J., Tobie T., Stahl K. Tooth flank fracture – basic principles and calculation model for a sub-surface-initiated fatigue failure mode of case-hardened gears // Gear Technology. 2015. No 8. P. 58–64.
10. Loïs Mignot, Loïc Bonnard, Vincent Abousleiman. Analysis of load distribution in planet gear bearings // Gear Technology. 2011. No 9. P. 44–50.
11. Детали машин / Н.А. Бильдюк, С.И. Каратушин, Г.Д. Малышев, В.Н. Ражиков, В.И. Смирнов, В.Ф. Федоров, А.А. Федорущенко, А.Л. Филипенков; под ред. В.Н. Ражикова. СПб.: Политехника, 2015.
12. Сунцов А.С. Податливость щек водила планетарной передачи и ее влияние на распределение нагрузки в зацеплениях колес // Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. 2016. № 4 (72). С. 20–22.
13. Кудрявцев В.Н. Прочность и надежность механического привода / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.А. Державца. Л.: Машиностроение, 1977.
14. Редукторы энергетических машин/ Б.А. Балашов, Р.Р. Гальпер, Л.М. Гаркави [и др.]; под общ. ред. Ю.А. Державца. Л.: Машиностроение, 1985.
15. Пшизов А.К. К теории проектирования и расчета конструкции судовой лебедки со встроенным планетарным редуктором // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2018. Т. 10. № 1. С. 39–40.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ПШИЗОВ Айдамир Казбекович – ведущий инженер-конструктор Публичного акционерного общества «ЗАРЕМ»
E-mail: aydamir_01@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 28.01.2019

REFERENCES

- [1] Kudryavtsev V.N. Planetarnyye peredachi. Moskva, Leningrad: Mashinostroyeniye, 1966. (rus.)
- [2] Reshetov L.N. Konstruirovaniye ratsionalnykh mekhanizmov. Izd 2-ye, pererabotannoye i dopolnennoye. M.: Mashinostroyeniye, 1972. (rus.)
- [3] Planetarnyye peredachi. Spravochnik/ V.N. Kudryavtsev, Yu.N. Kirdyashev, Ye.G. Ginzburg, Yu.A. Derzhavets, A.N. Ivanov, Ye.S. Kistochkin, I.S. Kuzmin, A.L. Filipenkov; Pod red. V.N. Kudryavtseva i Yu.N. Kirdyasheva. Leningrad: Mashinostroyeniye, 1977. (rus.)
- [4] Andrianov Ye.N., Ivanov A.N. Obshchiye voprosy proyektirovaniya skhem konkurentnosposobnykh raspredelitelnykh mekhanizmov kranovykh i sudovykh privodov. Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova. 2016. T. 8. № 2. S. 118–127. (rus.)
- [5] Andrianov Ye.N., Ivanov A.N. Issledovaniye svoystv differentsialnykh mekhanizmov s tochki zreniya funktsionirovaniya v spetsialnykh sudovykh i kranovykh privodakh. Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova. 2017. T. 9. № 1. S. 165–175. (rus.)
- [6] Filipenkov A.L., Pshizov A.K. Planetarnyye reduktory, vstraivayemye v barabany gruzovykh lebedok sudovykh kranov. Vestnik IzhGTU. 2017. T. 20. № 2. P. 90–93. (rus.)
- [7] Kudryavtsev V.N., Kuzmin I.S., Filipenkov A.L. Raschet i proyektirovaniye zubchatykh reduktorov / Pod red. V.N. Kudryavtseva. SPb.: Politekhnik, 1993.
- [8] Jonas Pollaschek, Christoph Lopenhaus, Christian Brecker. Inclusion-Based bending strength calculation of gears. Gear Technology. 2017. No 5. P. 56–66.



[9] **Boiadjev I., Witzig J., Tobie T., Stahl K.** Tooth flank fracture – basic principles and calculation model for a sub-surface-initiated fatigue failure mode of case-hardened gears. *Gear Technology*. 2015. No 8. P. 58–64.

[10] **Lois Mignot, Loic Bonnard, Vincent Abousleiman.** Analysis of load distribution in planet gear bearings. *Gear Technology*. 2011. No 9. P. 44–50.

[11] Детали машин/ N.A. Bilyuk, S.I. Karatushin, G.D. Malyshev, V.N. Razhikov, V.I. Smirnov, V.F. Fedorov, A.A. Fedorushchenko, A.L. Filipenkov; pod red. V.N. Razhikova. SPb.: Politekhnik, 2015. (rus.)

[12] **Suntsov A.S.** Podatlivost shchek vodila planetarnoy peredachi i yeye vliyaniye na raspredeleniye

nagruzki v zatsepleniyyakh koles. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*. 2016. № 4 (72). P. 20–22. (rus.)

[13] **Kudryavtsev V.N.** Prochnost i nadezhnost mekhanicheskogo privoda / pod red. V.N. Kudryavtseva i Yu.A. Derzhavtsa. L.: Mashinostroyeniye, 1977. (rus.)

[14] Reduktory energeticheskikh mashin/ B.A. Balashov, R.R. Galper, L.M. Garkavi [i dr.]; Pod obshch. red. Yu.A. Derzhavtsa. L.: Mashinostroyeniye, 1985. (rus.)

[15] **Pshizov A.K.** K teorii proyektirovaniya i rascheta konstruktsii sudovoy lebedki so vstroyennym planetarnym reduktorom. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*. 2018. T. 10. № 1. S. 39–40. (rus.)

THE AUTHORS

PSHIZOV Aydamir K. – Public joint-stock company «ZAREM»
E-mail: aydamir_01@mail.ru

Received: 28.01.2019