

Список литературы: 1. Женовак Н.Г. Судовые винтовые негерметичные насосы. – Л.: Судостроение, 1979. – 144 с. 2. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. – М.: Машгиз, 1966. – 159 с. 3. Патент на винахід № 59441 Україна. Енергоперетворювач Щедролосова / О.В. Щедролосова // Бюл. № 9, 15.09.2003. 4. РД 5.5452-80. Система грузовая и зачистная нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1980. – 53 с. 5. Сизов Г.Н., Аристов Ю.К., Лукин Н.В. Судовые насосы и вспомогательные механизмы: Учебн. пособие для вузов водн. трансп. – М.: Транспорт, 1982. – 303 с. 6. Судовое вспомогательное энергетическое оборудование: Учебник / Р.С. Андрищенко, В.Д. Шилов, Б.Г. Дементьев и др. – Л.: Судостроение, 1991. – 392 с. 7. Щедролосова А.В. Исследование влияния поперечной составляющей окружной скорости на расходные характеристики винтоканавочного насоса-нагревателя // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – № 3. – С. 71–78. 8. Щуров В.С. Повышение эффективности энергетических установок танкеров и нефтестанций при использовании подпорных насосов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Горький, 1983. – 20 с.

Сдано в редакцию 27.05.05

Рекомендовано д.т.н., проф. Суслов А.Г.

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ В ЭКСЦЕНТРИКОВОМ УЗЛЕ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Янкевич Н.Г., Янкевич Е.Н., Дяткович В.Г.

(ИМИНМАШ НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь)

This article is considered the influence of eccentric unit clearances on stress-strain state of major working elements of planetary cycloid clogged gearbox. There is a description of finite element modeling for investigation the stress-strain state of eccentric unit of gearbox and composed analytical-numerical methods to determine the loads, acting in major working elements of cycloid gearbox.

Введение. Электромеханический привод с трохойдной передачей (рис.1.), находит все большее применение в различных отраслях промышленности: горнодобывающей, пищевой, перерабатывающей, машиностроении. Обусловлено это рядом преимуществ данного типа приводов по сравнению с традиционными, созданными на основе эвольвентной зубчатой передачи:

- возможностью реализации широкого диапазона передаточных отношений. Оно определяется числом зубьев сателлита и варьируется в пределах от 6:1 до 101:1 в одной ступени. Более высокие передаточные отношения достигаются в многоступенчатых редукторах;
- многопарностью зацепления. Реальное число зубьев сателлита, передающих действие нагрузки от крутящего момента, достигает 50 % от их общего количества. Этим обусловлена высокая нагрузочная способность и возможность выдерживать большие пиковые перегрузки;
- компактностью. Планетарно-цевочные редукторы обладают непревзойденными массогабаритными характеристиками при высоком коэффициенте

полезного действия. Отсутствие трения скольжения в зацеплении позволяет приблизить КПД редуктора к 95% в каждой ступени.

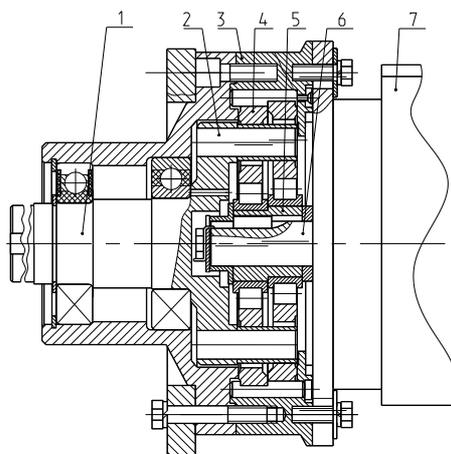


Рис.1. Электромеханический привод с трохойдной передачей

Привод состоит из следующих основных узлов: электродвигателя 7; входного вала 6, на который посредством шпоночного соединения посажен эксцентрик 5; сателлитов 4 с боковыми отверстиями; обоймы 3 с цевочным колесом, образованным рядом равномерно расположенных по окружности цевок, вращающихся вокруг неподвижных осей; выходного вала 1 с пальцами механизма параллельных кривошипов 2. Традиционно в конструкции используется схема с двумя диаметрально смещенными планетарными рядами, что способствует равномерному распределению передаваемой нагрузки между элементами зацепления, снижению динамической нагруженности передачи.

Передача крутящего момента происходит следующим образом: по мере того как эксцентрик 5, являющийся водилом планетарной передачи, вращается по часовой стрелке, сателлиты 4 обкатываются по цевочному колесу обоймы 3, при этом за каждый оборот входного вала 6 сателлит 4 повернется в противоположном направлении на один зуб. Боковые отверстия сателлитов находятся в зацеплении с пальцами 2 механизма параллельных кривошипов (МПК), таким образом обеспечивается передача крутящего момента и изменение скорости вращения выходного вала 1. В механизме параллельных кривошипов и цевочном зацеплении реализуется многопарный контакт и преобладает фрикционное качество, что гарантирует плавность работы привода.

Проводимые исследования и опыт эксплуатации планетарно-цевочных редукторов позволили сделать вывод, что наиболее нагруженными элементами планетарно-цевочного редуктора и, как следствие, основными деталями, лимитирующими его работоспособность при рациональном выборе основных геометрических параметров трохойдной передачи, являются детали эксцентрикового узла. Этот факт обуславливает важность решения задачи определения усилий, действующих на эксцентриковый подшипник редуктора. В силу статической неопределимости системы «сателлит – тела качения – эксцентрик», для решения данной задачи использован комплексный численно-аналитический метод решения.

Определение усилий, действующих на эксцентриковый узел в беззазорной передаче. В случае “идеальной” передачи в каждом планетарном ряду все пальцы механизма параллельных кривошипов и цевки имеют контакт с сателлитом [1]. Исходя из кинематики передачи, половина от их общего числа испытывает сжимающие контактные напряжения, следовательно, участвует в передаче крутящего момента. На рис.2. представлена схема сил, действующих на сателлит одного из планетарных рядов.

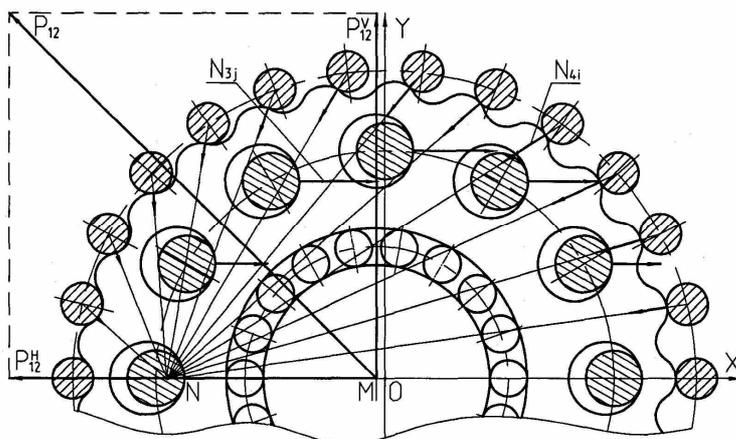


Рис.2. Схема сил, действующих на сателлит

Так как в передаче крутящего момента участвует два диаметрально смещенных планетарных ряда, то предполагается, что каждый из них передает половину крутящего момента M_1 . Составляющая усилия, действующая на сателлит со стороны эксцентрика и перпендикулярная последнему, определится по формуле

$$P_{12}^V = M_1 / 2e.$$

Реакция со стороны эксцентрика P_{12} представляет собой геометрическую сумму составляющих P_{12}^V и P_{12}^H , причем последняя действует вдоль эксцентрика

$$P_{12} = \sqrt{(P_{12}^V)^2 + (P_{12}^H)^2}.$$

Величина составляющей P_{12}^H определяется из условия равенства нулю проекций всех сил на линию эксцентрика

$$P_{12}^H = \sum N_{4i} - \sum N_{3j},$$

где N_{4i} – проекция N_{4i}^n на линию эксцентрика

$$N_{4i} = N_{4i}^n \sin \vartheta_i.$$

Переменной составляющей усилия P_{12} является величина P_{12}^H , которая зависит от $\sum N_{4i}^n$ и $\sum N_{3j}^n$. Исследование изменения этих составляющих показало периодический характер их зависимости от угла поворота эксцентрика α_i .

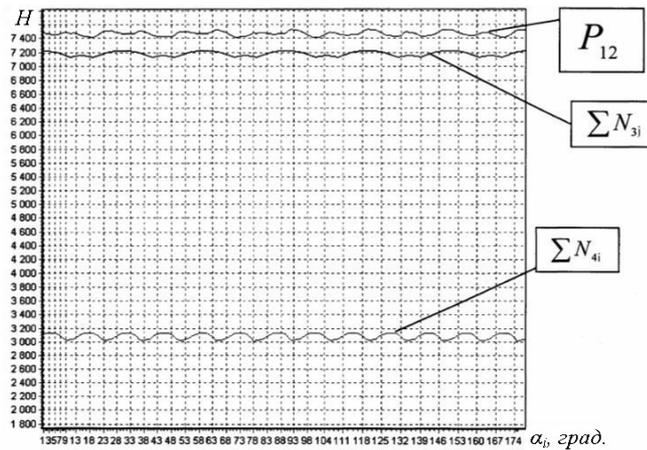


Рис. 3. Составляющие усилий, определяющих нагрузку на эксцентриковый узел (без учета зазоров в эксцентриковом узле)

Изложенный метод определения сил, действующих в трохойдной передаче, не учитывает модификации (отклонения от теоретического) профиля сателлита. Вместе с тем, в реальной передаче присутствуют как зазоры, предусмотренные для сборки, так и неточности изготовления, которые оказывают существенное влияние на перераспределение усилий между ее элементами.

Определение усилий, действующих на эксцентриковый узел в “реальной” передаче при наличии технологических зазоров. Специфичность монтажных условий трохойдной передачи предусматривает наличие боковых зазоров Δ_{4i} в цевочном зацеплении, Δ_{3j} в механизме параллельных кривошипов и Δ_p – зазор в эксцентриковом узле. В процессе передачи крутящего момента редуктором, в контакт вступает только одна из сопрягаемых пар, в остальных зазоры выбираются по мере увеличения нагрузки, обеспечивающей необходимую деформацию ранее вступивших в контакт элементов. Это приводит к перераспределению нагрузок между рабочими элементами редуктора и изменению усилий, действующих в эксцентриковом узле как по величине, так и по направлению.

Как было показано выше, P_{12}^V – вертикальная составляющая усилия, действующего на эксцентрик остается неизменной, в то время как составляющая усилия P_{12}^H – переменна и зависит от распределения нагрузок между рабочими элементами передачи, то есть контактными парами «сателлит – цевки», «сателлит – пальцы МПК», «сателлит – тела качения – эксцентрик».

При выборке технологических зазоров в эксцентриковом узле происходит перемещение сателлита в направлении линии действия суммарного усилия, действующего на эксцентриковый узел со стороны сателлита. Кроме того, под действием этого усилия в системе «сателлит – тела качения – эксцентрик» произойдут деформации. Обозначим δ – суммарное перемещение сателлита по линии действия силы P_{12} , обусловленное как выборкой технологических зазоров, так и деформацией системы «сателлит – эксцентриковый узел».

$$\delta = \Delta_p + U_p,$$

где Δ_p – технологический зазор в эксцентриковом узле, обусловленный зазором подшипника и допуском на посадку, U_p – суммарная деформация системы «сателлит– эксцентриковый узел».

Определения U_p с достаточной степенью точности в общем (аналитическом) виде представляется нетривиальной задачей [2]. Гораздо более практичным для данного случая является использование численных методов, в частности, метода конечных элементов, где за счет частоты разбиения сетки можно достичь необходимую точность решения.

Использование метода конечных элементов для определения суммарной деформации эксцентрикового узла. Для определения деформации элементов эксцентрикового узла была проведена серия числительных экспериментов при помощи комплекса прикладных программ ANSYS 5.7 [3, 4].

Для определения U_p разработаны расчетные схемы контактного взаимодействия сателлита и эксцентрикового узла (рис.4.), которая включает следующие условия и допущения:

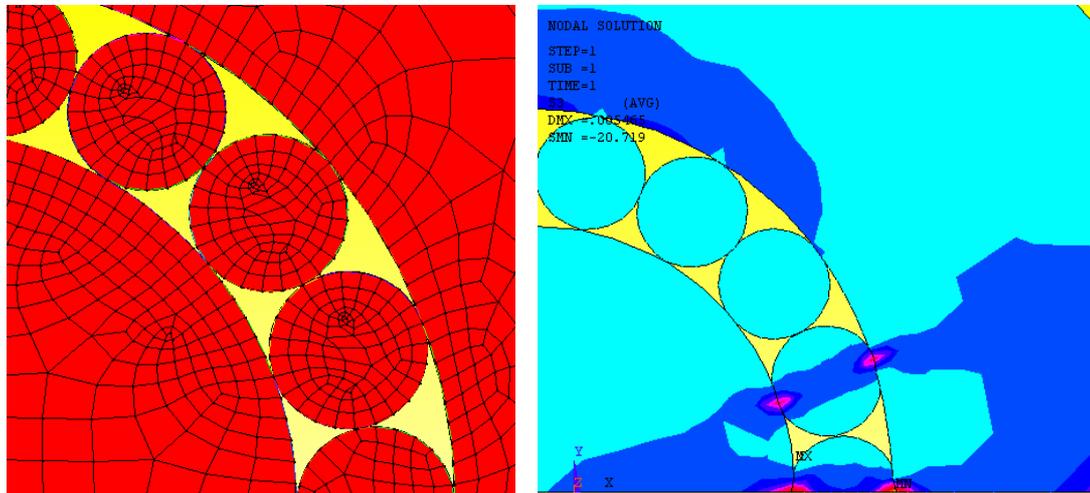


Рис.4. Фрагмент конечно-элементной модели и пример расчета напряженно-деформированного состояния системы «сателлит–тела качения–эксцентрик»

- все элементы системы являются упругими, материал считается однородным, изотропным и имеет следующие механические свойства:

- модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ Мпа,
- коэффициент Пуассона $\mu = 0.28$.

Задача решена в условиях нелинейной статики с учетом контактных явлений.

В соответствии с описанной выше постановкой задачи произведен расчет нагруженности элементов системы «сателлит – тела качения – эксцентрик».

Алгоритм расчета усилий, действующих в передаче с учетом технологических зазоров. При смещении сателлита δ происходит перераспределение усилий в контактных парах «сателлит – цевки», а также «сателлит – пальцы МПК». Для расчета результирующих усилий, действующих в высших парах и эксцентриковом узле использован следующий алгоритм:

- По заданным параметрам зацепления и технологическим зазорам Δ_{4i} , Δ_{3j} и Δ_P определяем начальный вектор P_{I2} как функцию угла поворота эксцентрика α_i ;
- Используя конечно-элементную модель, определяем смещение δ спутника в зависимости от P_{I2} ;
- По найденному смещению, находим усилия, действующие в парах «спутник – цевки», а также «спутник – пальцы МПК»;
- Производится корректировка вектора P_{I2} .

Шаги 2 - 4 повторяются в цикле до тех пор, пока изменение P_{I2} по сравнению с предыдущим не будет меньше выбранной точности вычислений.

Результаты работы программы, реализующей вышеприведенный алгоритм, приведены в виде графиков (рис.5.).

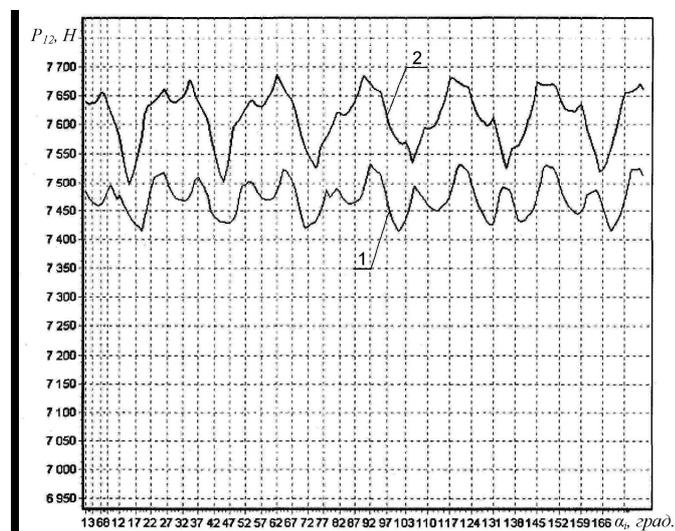


Рис.5. Блок нагружения эксцентрикового узла (1 – “идеальная” передача, 2 – “реальная” передача)

Существующая практика изготовления деталей эксцентрикового узла планетарно-цевочного редуктора базируется на назначении полей допусков по шестому качеству точности. При подобной точности изготовления величина зазора в эксцентриковом узле приводов типоразмерного ряда варьируется от 0,005 до 0,07 мм. Проведенные исследования показывают, что в случае учета технологических зазоров величина нагрузки возрастает на 10%.

Заключение. На основании результатов проведенного исследования создана методика определения влияния технологических зазоров трохоидной передачи на нагруженность элементов эксцентрикового узла планетарно-цевочных редукторов.

Показано, что при определении нагруженности элементов эксцентрикового узла, для учета влияния технологических зазоров на величину результирующего усилия необходимо вводить коэффициент $k=1,1$ по отношению к величине усилия, действующего в “идеальной” передаче.

Список литературы. 1. Берестнев О.В., Янкевич Н.Г. Исследование цевочного зацепления трохонидной передачи. Свердловск.-1989г. **2.** Новацкий В. Теория упругости. Москва: «Мир», 1975г. «Теоретическое руководство ANSYS 5.3. **3.** Руководство пользователя» под редакцией Б.Г. Рубцова и др. Снежинск, 1998г. **4.** «ANSYS. Возможности программы» под редакцией Б.Г. Рубцова и др. Снежинск, 1998г.

Сдано в редакцию 07.06.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

SOME PRINCIPLES OF OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF VEHICLE'S PNEUMATIC SUSPENSIONS ON THE BASIS OF MODERN REPRESENTATIONS ABOUT CRITERION OF SMOOTHNESS OF THE MOTION

Akopjan Ruben, Leida Kazimerz. (*Rzeszow University of Technology*)

To satisfy numerous, in many respects the inconsistent requirements, usually made to suspensions of vehicles, it is possible in any measure only with the help of means of active control's cushioning. Considering a suspension as system of automatic control, theoretically, for example, it is possible to take into account requirements to dynamics of a suspension during crossing of given macro irregularity with casual perturbations from microasperity, during body's rolls etc. [1].

Many researches in the field of active cushioning are limited only by theoretical researches, as difficulties of a material embodiment of such suspensions are obvious, which concerned with complexity of their designs and high cost of manufacture and exploitation. Nevertheless, real requirements of increasing an efficiency of vehicles have caused essential increase of a number of the constructive decisions which are not having a uniform theoretical basis and conceptually rather inconsistent. The researches theoretically proving an opportunity of sixteenfold improvement of a motion's smoothness with use of an active suspension with the preliminary control of a road's surface ("review" of a road's site before a suspension carry out with an advance 0,4...0,5 s, and the executive device of system of an active cushioning develops additional restoring effort) (Fig. 1) are known.

It is necessary to note, that the criteria used at estimation and designing of passive suspensions, not absolutely meet the requirements also to tasks of optimization active cushioning. From this point of view rather widely it is possible to apply mathematical models of systems active cushioning. And at all the opportunity of use of some conclusions and for the decision of tasks optimum cushioning "passive" suspensions is not excluded. So, for cushioning systems the regulations about of necessity are general to take into account at an estimation of efficiency cushioning expenses of energy at movement of the vehicle. Abundantly clearly, that the problem active cushioning should be considered from a position of a rational ratio of various aspects of optimization cushioning and opportunities of technical realization. That fact, that algorithms of cushioning management may provide use of means of digital processing of the information acting from gauges, predetermines an opportunity of use of the most perspective microprocessor element base for a material embodiment of control systems. Similar control systems are easier for combining with other possible control systems of a suspension of the vehicle.