

МАШИНОВЕДЕНИЕ И МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.833

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНЫХ СИЛ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЭКСЦЕНТРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ПОСТУПАТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ САТЕЛЛИТНОГО КОЛЕСА

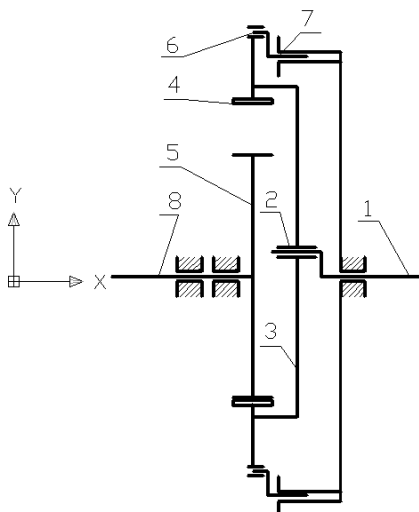
д-р техн. наук, проф. П.Н. ГРОМЫКО, канд. техн. наук, доц. Д.Ю. МАКАЦАРИЯ
(Могилевский институт Министерства внутренних дел Республики Беларусь)
(Белорусско-Российский университет, Могилев),
канд. техн. наук, доц. С.Н. ХАТЕТОВСКИЙ
(Белорусско-Российский университет, Могилев)

Приведены формулы для расчета нормальных сил в зацеплении и дополнительном эксцентрик при поступательном движении сателлитного колеса. Отмечено, что значение нормальной силы в зацеплении при аналитических расчетах является основой для определения ее значимых геометрических параметров. На основе проведенных компьютерных исследований показано, что число передающих движение дополнительных эксцентриков должно быть не менее четырех и будет определяться как из условий контактной прочности контактирующих звеньев, так и геометрическими параметрами передачи. Исследованы компьютерные модели эксцентриктовой передачи при поступательном движении сателлитного колеса. Получены эксплуатационные показатели эксцентриктовой передачи, на основе которых определено достаточное количество дополнительных эксцентриков. На основе аналитических и компьютерных исследований предложены формулы для расчета значений нормальных сил в зацеплении и дополнительном эксцентрик при поступательном движении. Данные формулы могут быть использованы для создания приводных механизмов, обладающих не только минимальными габаритными размерами, но и различными эксплуатационными показателями, такими как КПД и кинематическая точность выходного вала.

Ключевые слова: дополнительный эксцентрик, круговая траектория, нормальная сила в передаче эксцентриктового типа, поступательное движение сателлита, эксцентриктовая передача.

Введение. Одним из наиболее перспективных видов механических передач являются эксцентриктовые передачи. Они соосны, обеспечивают редуцирование в широком диапазоне передаточных отношений, технологичны в изготовлении [1; 2]. Особое место в передачах эксцентриктового типа занимает разновидность передач с поступательным движением сателлитного колеса, на основе которой возможно создание механизмов, обладающих минимальными габаритными размерами и сочетанием необходимых эксплуатационных показателей различного рода [3; 4]. При расчете сил эксцентриктовой передачи одним из важных критериев является определение значений нормальных сил в зацеплении как самой эксцентриктовой передачи, так и звеньев, передающих движение к приводному валу.

На рисунке 1 показана кинематическая структурная схема эксцентриктовой передачи, реализующей поступательное движение сателлитного колеса.



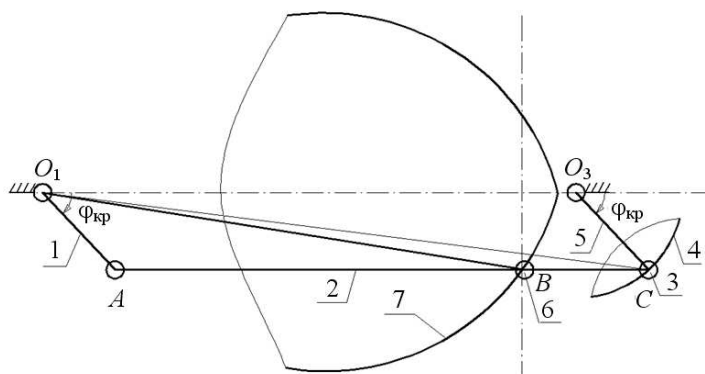
- 1 – входной вал; 2 – эксцентриктовый кривошип; 3 – сателлитное колесо;
4 – внутренний зубчатый венец; 5 – центральное наружное колесо;
6 – дополнительный эксцентрик; 7 – дополнительный вал;
8 – выходной вал

Рисунок 1. – Эксцентриктовая передача с поступательным движением сателлитного колеса

Работа эксцентриковой передачи с поступательным движением сателлитного колеса (см. рисунок 1) заключается в следующем. Вращение от входного вала 1 передается на эксцентриковый кривошип 2, который за счет вращательной пары между дополнительными валами 7 и дополнительными эксцентриками 6 приводит сателлитное колесо 3 в поступательное движение. Внутренний зубчатый венец 4 взаимодействует с центральным наружным колесом 5, приводя его во вращательное движение, которое передается на выходной вал 8.

Основная особенность поступательного движения сателлитного колеса 3 – его точки движутся по круговым траекториям с радиусами, определяемыми эксцентриситета. В связи с этим появляется возможность размещать дополнительные эксцентрики 6 с дополнительными валами 7 на любом расстоянии от оси вращения сателлитного колеса. Поэтому важно получить зависимости для расчета нормальных сил в зацеплении и дополнительном эксцентрике, позволяющие определить число указанных дополнительных эксцентриков 6 и дополнительных валов 7, а также их диаметры и расположение относительно оси сателлитного колеса 3 и входного вала 1.

Основная часть. Определение нормальных сил в эксцентриковой передаче с поступательным движением сателлитного колеса. Для определения сил в эксцентриковой передаче с поступательным движением сателлитного колеса была разработана схема, показанная на рисунке 2. При вращательном движении вокруг оси O_1 входной кривошип 1 в виде звена O_1A заставляет сателлитное колесо 2, показанное на схеме в виде звена AB , совершать поступательное движение благодаря закрепленному шарниру A и шарниру 3. Учитывая, что эксцентриситеты входного звена 1 и дополнительного кривошипа 5 одинаковы, точки сателлитного колеса 2 совершают круговое движение. На сателлитном колесе 2 имеется внутреннее зубчатое колесо 7. Условная точка B контакта 6 сателлитного колеса 2 взаимодействует с наружным зубчатым профилем центрального колеса 7, ось вращения которого расположена на неподвижной оси O_1 . В результате указанного взаимодействия центральное колесо 7 совершает вращение вокруг оси O_1 .



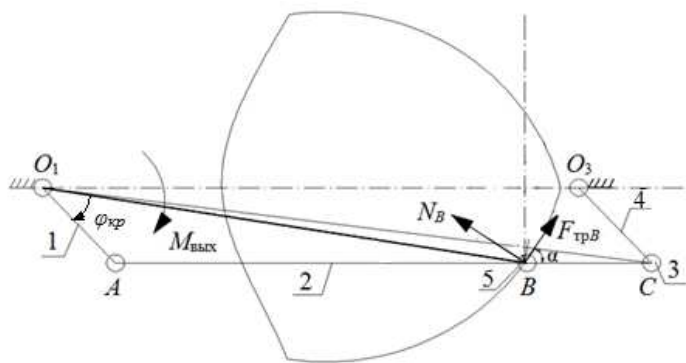
1 – входной кривошип; 2 – сателлитное колесо; 3 – шарнир C ; 4 – отверстие неподвижного диска;
5 – дополнительный кривошип; 6 – условная точка контакта зубьев сателлитного колеса;
7 – условный профиль зуба центрального колеса

Рисунок 2. – Схема для расчета геометрических параметров звеньев в эксцентриковой передаче с поступательным движением сателлитного колеса

Для определения нормальной составляющей в точке контакта 6 проведем силовой анализ зацепления профиля зуба центрального колеса 7 и сателлитного колеса 2 в точке 6 [3]. На рисунке 3 изображена схема центрального колеса O_1B , на основе которой рассчитана сумма моментов сил M_{O_1} и получено значение нормальной составляющей N_B :

$$N_B = \frac{M_{\text{вых}}}{\sqrt{e^2 + r_B^2 + 2 \cdot e \cdot r_B \cdot \cos\left(\varphi_{кр} + \frac{\varphi_{кр}}{z}\right)} \cdot \left(f_{трB} \cdot \sin\left(\alpha + \arcsin \frac{e \cdot \sin \varphi_{кр}}{r_B}\right) + \cos\left(\alpha + \arcsin \frac{e \cdot \sin \varphi_{кр}}{r_B}\right) \right)}, \quad (1)$$

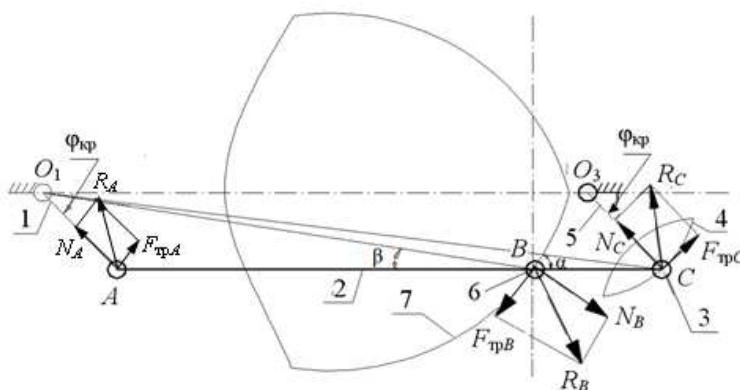
- где $M_{\text{вых}}$ – выходной момент;
 N_B – нормальная составляющая реакции в точке B ;
 $f_{трB}$ – коэффициент трения в точке B ;
 $F_{трB}$ – сила трения в точке B ;
 α – угол наклона $F_{трB}$ относительно горизонтали [4];
 e – эксцентриситет, равный длине O_1A ;
 r_B – расстояние, определяющее длину AB ;
 z – число зубьев сателлитного колеса;
 $\varphi_{кр}$ – угол поворота кривошипа O_1A .



1 – входной кривошип; 2 – сателлитное колесо; 3 – геометрическая ось вала–оси;
4 – дополнительный кривошип; 5 – условная точка контакта зубьев сателлитного колеса

Рисунок 3. – Схема центрального колеса O1B для определения нормальных сил в передаче эксцентрикового типа

Для определения нормальной составляющей силы N_C была составлена схема сателлитного колеса AC (рисунок 4).



1 – входной кривошип; 2 – сателлитное колесо; 3 – шарнир C; 4 – отверстие неподвижного диска;
5 – дополнительный кривошип; 6 – условная точка контакта зубьев сателлитного колеса;
7 – условный профиль зуба центрального колеса

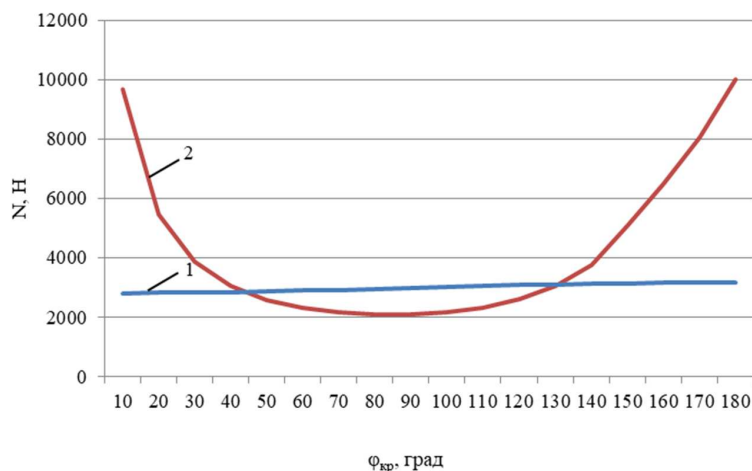
Рисунок 4. – Схема сателлитного колеса AC, необходимая для определения нормальной силы в передаче эксцентрикового типа

На основе уравнения моментов сил относительно точки A было получено уравнение нормальной силы N_C :

$$N_C = \frac{M_{\text{вых}} \cdot r_B}{\sqrt{e^2 + r_B^2 + 2 \cdot e \cdot r_B \cdot \cos\left(\varphi_{кр} + \frac{\varphi_{кр}}{z}\right)}} \times \frac{(f_{мпB} \cdot \sin \alpha + \cos \alpha)}{\left(f_{мпB} \cdot \sin\left(\alpha + \arcsin \frac{e \cdot \sin \varphi_{кр}}{r_B}\right) + \cos\left(\alpha + \arcsin \frac{e \cdot \sin \varphi_{кр}}{r_B}\right)\right)} \cdot r_C (\sin \varphi_{кр} + f_{мпC} \cdot \cos \varphi_{кр}), \quad (2)$$

- где N_C – нормальная составляющая реакции в точке C;
 $f_{мпC}$ – коэффициент трения в точке C;
 r_C – расстояние, определяющее длину AC;
 $F_{мпA}$ – сила трения в точки A;
 $F_{мпC}$ – сила трения в точки C.

На основе уравнений (1) и (2) построены графики изменения значений нормальных сил в зацеплении и дополнительном эксцентрике (N_B и N_C) в зависимости угла поворота кривошипа O_1A , отображенные на рисунке 5.



1 – N_B нормальная сила в точке В; 2 – N_C нормальная сила в точке С

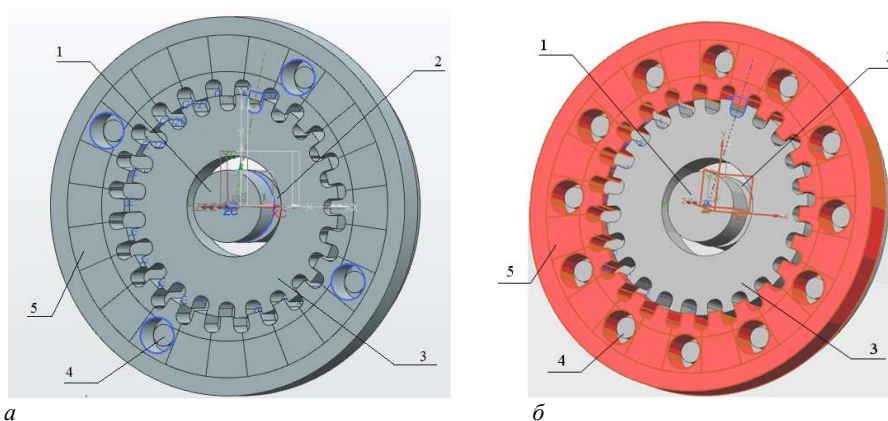
Рисунок 5. – Зависимости изменения значений нормальных сил в зацеплении и дополнительном эксцентрике от угла входного кривошипа $\phi_{кр}$

На основе полученных графических зависимостей нормальных сил N_B и N_C были получены следующие выводы.

Нормальная сила N_B в зацеплении эксцентриковой передачи незначительно увеличивается с ростом значения угла поворота входного кривошипа $\phi_{кр}$ и составляет не более 3500 Н для конкретного случая применения. Максимальное значение нормальной силы N_B в зацеплении может быть рассчитано по формуле (1), если коэффициент перекрытия имеет значение от 1 до 2 [3; 4].

Нормальная сила N_C при использовании только одного дополнительного эксцентрика в диапазоне угла поворота входного вала $0 \dots 180^\circ$ изменяется от 3500 Н до 10 000 Н. Для реализации эксцентриковой передачи необходимо, чтобы число дополнительных эксцентриков было не менее четырех. Поэтому для определения значений нормальных сил N_C при использовании не менее четырех дополнительных эксцентриков следует провести исследования с помощью компьютерных моделей.

Компьютерные исследования нормальных сил в зацеплении эксцентриковой передачи с поступательным движением сателлитного колеса. Для проведения анализа нормальных сил в точках В и С при поступательном движении сателлитного колеса были разработаны компьютерные модели (рисунок 6). Методика исследований эксцентриковых передач методами компьютерного моделирования рассмотрена в работе [5].



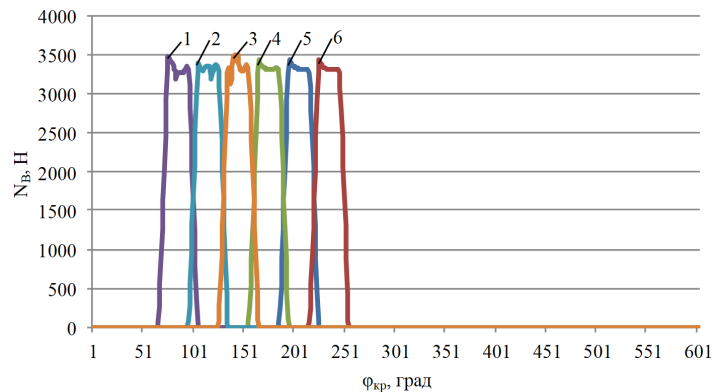
а – количество дополнительных эксцентриков равно четырем;
б – количество дополнительных эксцентриков равно двенадцати

1 – входной вал; 2 – эксцентрик входного вала; 3 – центральное зубчатое колесо;
4 – ось центрального диска; 5 – сателлитное колесо

Рисунок 6. – Компьютерные модели эксцентриковой передачи при поступательном движении сателлитного колеса

При вращательном движении входного вала 1 с жестко посаженным на него эксцентриком входного вала 2 происходит поступательное движение сателлитного колеса 5, благодаря взаимодействию отверстий сателлитного колеса 5 с неподвижными осями центрального диска 4. Внутренний венец сателлита 5 контактирует с наружными зубьями центрального колеса 3, приводя его во вращательное движение вокруг оси входного вала 1. Различия в предлагаемых компьютерных моделях заключаются в том, что число дополнительных эксцентриков в варианте *a* равно четырем, в варианте *b* – двенадцати.

По результатам компьютерных экспериментов (см. рисунок 6) были получены графические зависимости по определению нормальных сил N_B в указанных выше случаях (рисунок 7).

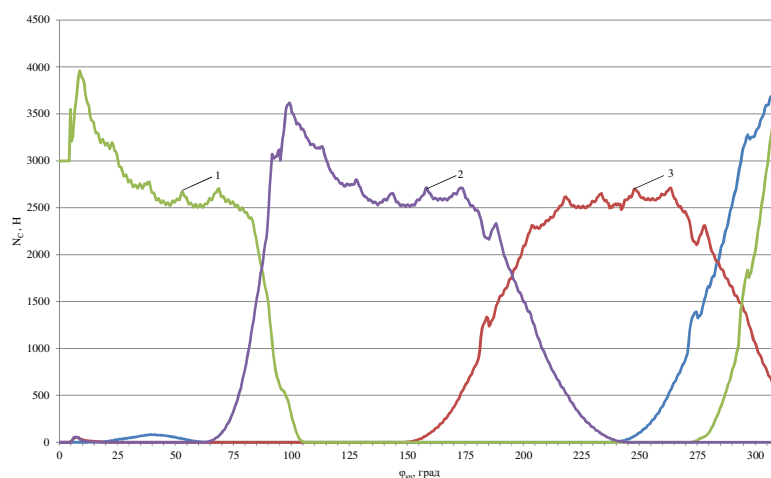


- 1 – первая контактная пара при двенадцати дополнительных эксцентриках;
- 2 – вторая контактная пара при двенадцати дополнительных эксцентриках;
- 3 – третья контактная пара при двенадцати дополнительных эксцентриках;
- 4 – первая контактная пара при четырех дополнительных эксцентриках;
- 5 – вторая контактная пара при четырех дополнительных эксцентриках;
- 6 – третья контактная пара при четырех дополнительных эксцентриках

Рисунок 7. – Графическая зависимость изменения нормальных сил N_B от угла поворота кривошипа $\Phi_{кр}$

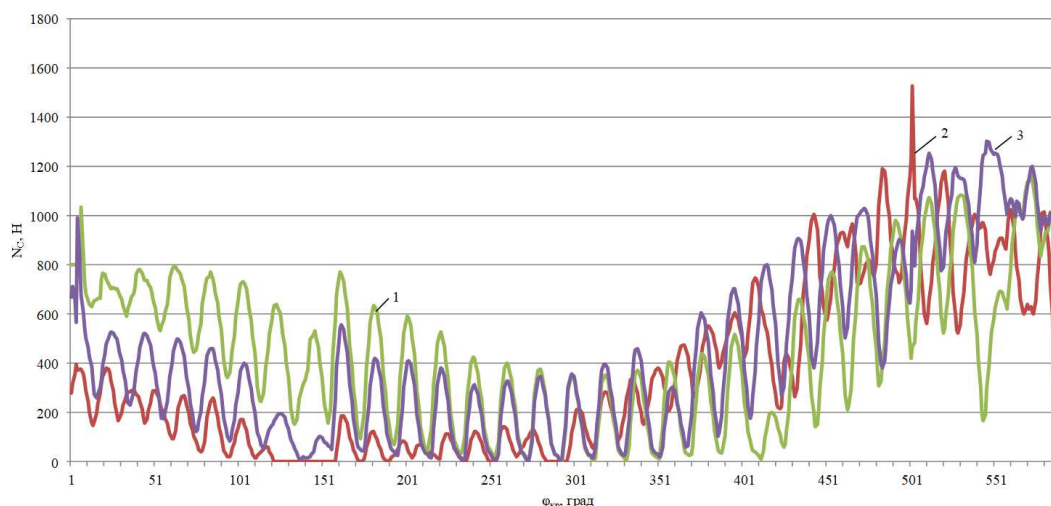
На основе данных графических зависимостей был сделан следующий вывод. Если учесть, что значения выходного момента и геометрических параметров эксцентриковой передачи одинаковы в различных контактных парах, то максимальное значение нормальной силы N_B как при четырех дополнительных эксцентриках, так и двенадцати не превышает значение 3500 Н. Как видно из графиков на рисунке 7, значения нормальных сил в зацеплении N_B соответствуют численным значениям расчетных нормальных сил N_B , показанных на графиках на рисунке 5.

Для оценки нормальных сил N_C в контакте между осями центрального диска 4 (см. рисунок 6) и отверстиями сателлитного колеса были получены следующие зависимости (рисунки 8 и 9).



- 1 – первая контактная пара; 2 – вторая контактная пара; 3 – третья контактная пара

Рисунок 8. – Графическая зависимость изменения нормальной силы N_C от угла поворота кривошипа $\Phi_{кр}$ в случае, когда число дополнительных эксцентриков равно четырем



1 – первая контактная пара; 2 – вторая контактная пара; 3 – третья контактная пара

Рисунок 9. – Графическая зависимость изменения нормальной силы N_c от угла поворота кривошипа $\varphi_{кр}$ в случае, когда число дополнительных эксцентриков равно двенадцати

На рисунке 8 показаны графики в трех последовательных контактных парах между осями центрального диска 4 и отверстиями сателлитного колеса 3 в случае, когда число дополнительных эксцентриков равно четырем. На рисунке 9 показаны графики в трех последовательных контактных парах между осями центрального диска 4 и отверстиями сателлитного колеса 3 в случае, когда число дополнительных эксцентриков равно двенадцати.

Как видно из графиков на рисунке 8, максимальное значение нормальных сил N_c в случае, когда число дополнительных эксцентриков равно четырем, составляет не более 4000 Н. В случае когда число дополнительных эксцентриков равно двенадцати, наибольшее значение нормальной силы N_c находится на уровне 1500 Н. Следует отметить, что диапазон значений нормальных сил N_c при однопарном зацеплении лежит в пределах от 3500 Н до 10 000 Н (см. рисунок 5). Таким образом, значения нормальной силы N_c , подсчитанные аналитически по формуле (2), должны корректироваться с помощью коэффициентов, которые могут быть получены на основе использования методов компьютерного моделирования эксцентриковых передач.

С целью определения эксплуатационных показателей эксцентриковых передач при поступательном движении сателлитного колеса на основе их компьютерных моделей были проведены эксплуатационные испытания. Результаты проведенных испытаний отражены в работах [3; 4]. Показано, что число дополнительных эксцентриков незначительно влияет на кинематическую погрешность. При этом КПД зацепления при четырех дополнительных эксцентриках в среднем выше на 2%, чем КПД зацепления при двенадцати дополнительных эксцентриках.

Заключение. На основе однопарного зацепления в эксцентриковой передаче при поступательном движении сателлитного колеса получены формулы для расчета нормальных сил в зацеплении с учетом того, что зубчатые колеса имеют прямобочные зубья и значение коэффициента перекрытия находится в интервале от 1 до 2.

Нормальная сила в однопарном зацеплении N_c (см. рисунок 4) при использовании одного дополнительного эксцентрика в диапазоне поворота входного вала от 0^0 до 180^0 изменяется от 3500 до 10 000 Н. Для эффективной работы данной передачи необходимо, чтобы число дополнительных эксцентриков было не менее четырех. Поэтому для определения значений нормальных сил N_c при использовании не менее четырех дополнительных эксцентриков необходимо провести компьютерные исследования.

С целью определения эксплуатационных показателей эксцентриковых передач при поступательном движении сателлитного колеса использовались компьютерные модели. Определено, что кинематическая погрешность незначительно зависит от числа дополнительных эксцентриков, передающих вращение от входного вала к входному валу. При этом КПД зацепления при четырех дополнительных эксцентриках в среднем выше на 2%, чем КПД зацепления при двенадцати дополнительных эксцентриках. На основе проведенных компьютерных исследований установлено, что число передающих движение дополнительных эксцентриков должно быть не менее четырех и будет определяться как из условий контактной прочности, так и геометрическими параметрами передачи. Путем исследования компьютерных моделей эксцентриковой передачи при поступательном движении сателлитного колеса установлены эксплуатационные показатели, на основе которых приводится вывод о достаточности числа дополнительных эксцентриков. На основе аналитических и ком-

пьютерных исследований предложены формулы для расчета значений нормальных сил в зацеплении и дополнительных эксцентриках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шанников, В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В.М. Шанников. – М. : Машгиз, 1948. – 172 с.
2. Борисенко, Л.А. Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств / Л. А. Борисенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 187 с.
3. Громыко, П.Н. Совершенствование механизма передачи движения на выходное звено в эксцентриковых передачах типа К-Н-V / П.Н. Громыко, С.Н. Хатетовский, Д.Ю. Макацария // Гор. механика и машиностроение. – 2021. – № 2. – С. 27–33.
4. Громыко, П.Н. Силовой анализ контактирующих зубьев эксцентриковой передачи, формообразованных на основе использования удлинённой эпициклоиды / П.Н. Громыко, Д.Ю. Макацария, Р.А. Бондарев // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2021. – № 3. – С. 5–13.
5. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач / П.Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П.Н. Громыко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с.

REFERENCES

1. Shannikov, V.M. (1948). *Planetarnye reduktory s vnecentroidnym zacepleniem* [Planetary gearboxes with eccentric gearing]. Moscow: Mashgiz. (In Russ.).
2. Borisenko, L.A. (2013). *Malogabaritnye peredatochnye mekhanizmy dlya mekhatronnykh ustrojstv* [Small-sized transmission mechanisms for mechatronic devices]. Mogilev: Belarusian-Russian University. (In Russ.).
3. Gromyko, P.N., Hatetovskij, S.N., Makacariya, D.Yu. (2021). Sovershenstvovanie mekhanizma peredachi dvizheniya na vyhodnoe zveno v ekscentrikovykh peredachah tipa K-H-V [Improvement of mechanism of motion transfer to output link in eccentric transmissions of K-H-V type]. *Gornaya mekhanika i mashinostroenie* [Mining mechanical engineering and machine-building], 2, 27–33. (In Russ., abstr. in Engl.).
4. Gromyko, P.N., Makacariya, D.Yu., & Bondarev, R.A. (2021). Silovoj analiz kontaktiruyushchih zub'ev ekscentrikovoy peredachi, formoobrazovannykh na osnove ispol'zovaniya udlinennoj epicikloidy [Force analysis of contact teeth in the eccentric transmission formed by using the elongated epicycloide]. *Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta* [The Belarussian-Russian university herald], 3, 5–13. (In Russ., abstr. in Engl.).
5. Gromyko, P.N., Zholobov, A.A., Hatetovskij, S.N., Galyuzhin, D.S., & Dokonov, L.G. (2007). *Komp'yuternoe modelirovanie planetarnykh precessionnykh peredach* [Computer simulation of planetary precession gears]. Mogilev: Belarusian-Russian University. (In Russ.).

Поступила 09.11.2021

DETERMINATION OF NORMAL FORCES IN ENGAGEMENT OF ECCENTRIC GEAR AT FORWARD MOTION OF SATELLITE WHEEL

P. GROMYKO, D. MAKATSARYIA, S. KHATETOVSKY

The article presents formulas for calculation of normal forces in engagement and additional eccentric at translational motion of satellite wheel. It is shown that the value of normal force in engagement in analytical calculations is the basis for determining its significant geometric parameters. Based on computer studies, it is shown that the number of motion transmitting additional eccentrics should be at least four, and will be determined both from the conditions of contact strength of the contacting links and the geometric parameters of the transmission. Computer models of eccentric transmission at translational motion of satellite wheel have been investigated. Operational parameters of eccentric transmission are obtained, on the basis of which a conclusion is given about a sufficient number of additional eccentrics. On the basis of analytical and computer studies, formulas are proposed for calculating the values of normal forces in the engagement and additional eccentric during translational movement. They can be used to create drive mechanisms that have not only minimal overall dimensions, but also various performance indicators, such as efficiency and kinematic accuracy of the output shaft.

Keywords: *additional eccentric, circular trajectory, normal force in eccentric transmission, translational motion of satellite, eccentric transmission.*