

УДК 621.833

П. Н. Громыко, П. С. Гончаров, В. И. Лябик, В. Л. Юркова

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ, РАЗРАБОТАННОЙ ДЛЯ ПРИВОДА УСТАНОВКИ ОЧИСТКИ СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

UDC 621.833

P. N. Gromyko, P. S. Goncharov, V. I. Lyabik, V. L. Yurkova

KINEMATIC ANALYSIS OF THE PLANETARY PRECESSIONAL TRANSMISSION DESIGNED FOR THE DRIVE MECHANISM OF A LUBRICOOLANT PURIFICATION PLANT

Аннотация

Приведен кинематический анализ планетарной прецессионной передачи фрикционного типа, разработанной для привода установки очистки смазочно-охлаждающей жидкости. Получена зависимость для определения передаточного отношения для структурной схемы рассматриваемого варианта передачи. Разработана компьютерная модель и проведены ее исследования. Изготовлен натурный образец, прошедший предварительные испытания, показавшие его работоспособность и подтвердившие результаты теоретических исследований.

Ключевые слова:

прецессионная передача, наклонный кривошип, передача фрикционного типа, точка прецессии, угол нутации, гибкий вал, фрикционное взаимодействие.

Abstract

The kinematic analysis of the planetary precessional transmission of a friction type designed for the drive of a lubricoolant purification plant is given. The dependence has been obtained to determine the gear ratio for the structural schematic of the type of transmission under consideration. The computer model has been developed and its investigation has been carried out. The full-scale model has been made and it passed preliminary tests which have shown its operating capacity and have confirmed the results of the theoretical research.

Key words:

precessional transmission, oblique crank, friction-type transmission, precession point, nutation angle, flexible shaft, frictional engagement.

Смазочно-охлаждающая жидкость (СОЖ) широко используется в процессе работы станочного парка машиностроительных предприятий. Увеличение срока службы СОЖ можно достигнуть путем ее очистки. Для очистки СОЖ применяются баки-отстойники, флотаторы, магнитные сепараторы, гидроциклоны, фильтры, центрифуги и др. Существенными недостатками этих методов являются малая производительность, высо-

кая энергоемкость или низкая степень очистки, а также необходимость применения расходных материалов, являющихся, в свою очередь, дополнительным отходом, усугубляющим негативное воздействие системы применения СОЖ на окружающую среду.

Для усиления эффектов очистки, обеззараживания и разделения различных жидкостей и твердых тел также используются различные физические и

электрофизические методы воздействия. Сущность одного из таких методов заключается в частичном погружении вращающегося диска из фторопласта в рабочую ванну СОЖ. Свободные масло-нефтепродукты налипают на фторопластовый диск и смачивают его. При этом происходит их вынос из рабочей ванны. В последующем они снимаются скребком и направляются в ванну для их сбора. Доказано, что использование такого метода улучшает смазывающие, охлаждающие и моющие свойства очищенной СОЖ. Установка для очистки СОЖ серийно изготавливается фирмой «Фадал» (Fadal). В качестве привода установки используется мотор-редуктор, выходной вал которого с закрепленным на нем фторопластовым диском совершает вращение с частотой от 2 до 5 об/мин. Несмотря на то, что потребность в устройствах для очистки СОЖ высока, использование установок фирмы «Фадал» на машиностроительных предприятиях Республики Беларусь ограничивает их высокая цена, определяемая стоимо-

стью применяемого в приводе мотор-редуктора.

Проблема, возникающая при разработке низкой по себестоимости отечественной установки для очистки СОЖ, заключается в необходимости разработки редуктора, который должен иметь низкие массогабаритные показатели, трансформировать вращение с большими коэффициентами редуцирования (порядка 550), иметь высокое значение КПД, а также быть простым в изготовлении и сборке. Создание такого редуктора возможно на базе планетарной прецессионной передачи, которая нашла применение в приводных устройствах различного назначения [1].

На основе анализа механических передач различных типов, использование которых возможно в приводе установки для очистки СОЖ, был сделан вывод об эффективности применения в вышеуказанном приводе планетарной прецессионной передачи фрикционного типа [2, 3], структурная схема которой показана на рис. 1.

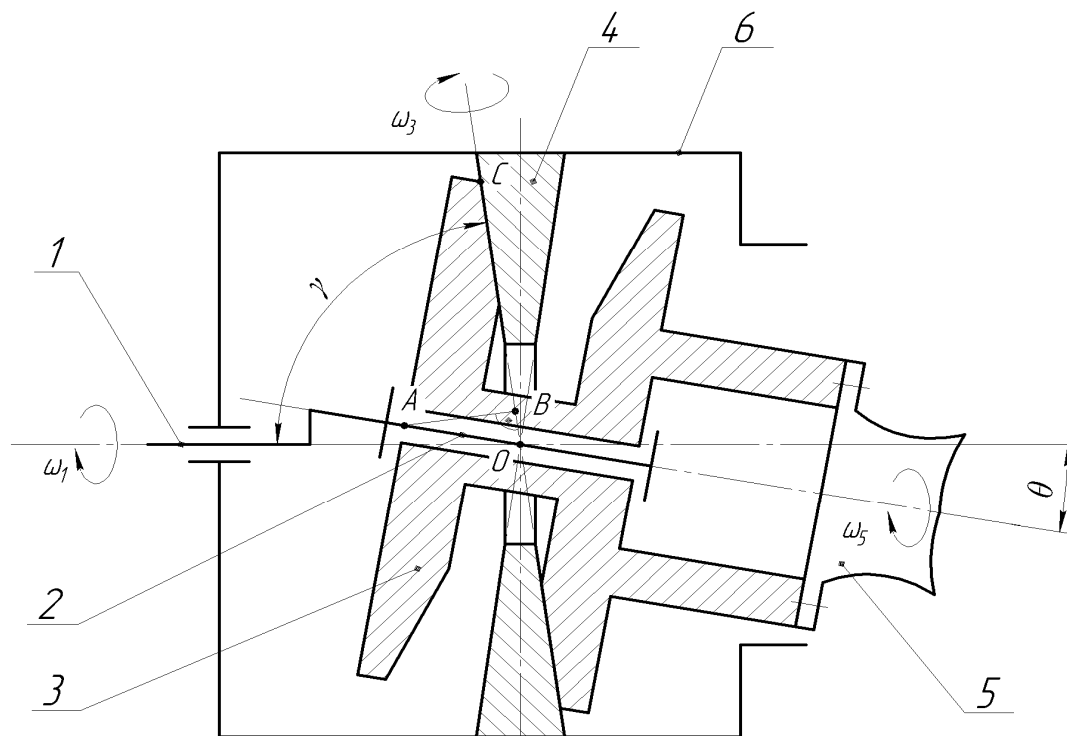


Рис. 1. Структурная схема планетарной прецессионной передачи фрикционного типа

Предложенная передача работает следующим образом. При вращении входного вала 1 с жестко закрепленным на нем наклонным кривошипом 2 сателлит 3, составляющий с наклонным кривошипом 2 вращательную пару, совершает сферическое движение. При этом наружные конические поверхности сателлита 3 обкатываются по левой и правой внутренним коническим поверхностям диска 4, жестко закрепленного с корпусом передачи 6. Обкатывание указанных конических поверхностей происходит благодаря их фрикционному взаимодействию друг с другом. При этом сателлит 3 получает вращение вокруг наклонной оси кривошипа 2. Указанное вращение снимается с совершающего сферическое движение сателлита 3 на рабочий орган, в качестве которого на установке для очистки СОЖ применяется фторопластовый диск, с помощью гибкого вала 5.

Значения угла нутации θ и угла конусности γ диска 4 определяют передаточное отношение планетарной прецессионной передачи данного типа (см. рис. 1).

Используя структурную схему планетарной прецессионной передачи, показанную на рис. 1, получим формулу для определения ее передаточного отношения [5].

Скорость точки A (V_A), принадлежащей наклонному кривошипу 2, исходя из заданной угловой скорости ω_1 входного вала 1 может быть определена как

$$V_A = \omega_1 \cdot OA \cdot \sin \theta. \quad (1)$$

С другой стороны, с учетом того, что сателлит совершает сферическое движение и при этом мгновенная ось его вращения – это ось OC , скорость точки A , принадлежащей сателлиту 3, V_A может быть подсчитана по формуле

$$V_A = \omega_3 \cdot OA \cdot \sin(\gamma - \theta), \quad (2)$$

где ω_3 – угловая скорость сателлита 3.

Приравняв скорости точки A , подсчитанные на основе зависимостей (1) и (2), получим

$$\omega_1 \cdot OA \cdot \sin \theta = \omega_3 \cdot OA \cdot \sin(\gamma - \theta). \quad (3)$$

Из соотношения (3) имеем зависимость для определения угловой скорости ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{\omega_3 \cdot \sin(\gamma - \theta)}{\sin \theta}. \quad (4)$$

Угловая скорость сателлита 3 относительно оси его вращения ω_5 может быть определена как проекция угловой скорости сателлита ω_3 на указанную ось:

$$\omega_5 = \omega_3 \cdot \cos(\gamma - \theta). \quad (5)$$

Отношение угловых скоростей ω_1 и ω_5 определяет передаточное отношение предлагаемой структурной схемы редуктора, показанной на рис. 1.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\sin(\gamma - \theta)}{\cos(\gamma - \theta) \cdot \sin \theta}. \quad (6)$$

Выше было указано, что на гибком выходном валу привода установки для очистки СОЖ частота вращения должна быть в диапазоне от 2 до 5 об/мин. Учитывая, что используемый приводной двигатель имеет частоту вращения 2700 об/мин, передаточное отношение редуктора должно находиться в диапазоне значений от 500 до 600 об/мин. На основе зависимости (6) были определены значения угла нутации θ наклонного кривошипа 2 (равно 1°) и угла конусности γ диска 4 (равно 84°), обеспечивающие передаточное отношение прецессионного редуктора, лежащее в указанном выше диапазоне передаточных отношений.

Теоретически рассчитанное согласно зависимости (6) передаточное отношение может отличаться от передаточного отношения реального редуктора фрикционного типа. Поэтому

щаться вдоль оси по его поверхности (имитация скользящего шпоночного соединения). Для создания контактного давления между внутренними коническими поверхностями корпуса 6 и наружными коническими поверхностями сателлита 2 и накладки 3 используется гайка 5 с набором тарельчатых пружин 4. Для имитации создания указанного контактного давления между торцевыми поверхностями гайки 5 и торцевой поверхностью накладки 3 создается осевая сила, показанная на компьютерной модели стрелкой 9. Наклонный кривошип 1, сателлит 2 и накладка 3 определяются в меню программы как подвижные звенья.

В меню «ограничения» и подменю «шарниры» на звенья компьютерной модели наносятся следующие взаимосвязи. На наклонный кривошип 1 устанавливается «шарнир поворота» 12 относительно всей сборки, благодаря чему наклонный кривошип 1 может совершать поворот относительно горизонтальной оси. На сателлит 2 также устанавливается «шарнир поворота» 11 относительно наклонной цилиндрической поверхности косоугольного кривошипа, и сателлит 2 может совершать поворот относительно оси указанной поверхности. Для реализации на компьютерной модели контактного взаимодействия устанавливается трехмерный контакт 13 между сателлитом 2, накладкой 3 и корпусом 6, т. к. конические поверхности данных звеньев находятся в контактном взаимодействии.

В качестве нагружающего момента используется момент сопротивления, приложенный к сателлиту 2, показанный на компьютерной модели стрелкой 8, равный 50000 Н·мм, что соответствует 5 Н·м.

Основные свойства модели назначаются в меню COSMOSMotion Options, т. е. в закладке «основные» определяются единицы измерений времени и силы; в закладке «моделирование» – время работы модели $t = 1$ с; количество расчетных кадров принимаем

1000. С помощью полосы прокрутки устанавливаем максимальную точность для трехмерного контакта 13. В закладке «решающее устройство» выбираем тип интегратора (решателя) WSTIFF как наиболее точный. Параметры интегратора – по умолчанию.

Передаточное отношение редуктора в процессе проведения компьютерных исследований определялось на основе установления значений угловой скорости сателлита 2 относительно оси его вращения через промежуток времени, равный $2,5 \cdot 10^{-3}$ с. Отношение угловой скорости кривошипного вала 1 и угловой скорости сателлита 2 определяло указанное передаточное отношение. Причем было установлено влияние на передаточное отношение осевой силы прижатия 9 между торцевыми поверхностями гайки 5 и торцевой поверхностью накладки 3.

Результаты исследования отражены графиками, изображенными на рис. 3.

Результаты компьютерных исследований кинематики работы прецессионного редуктора фрикционного типа позволяют сделать следующие выводы:

- при снижении осевой силы прижатия значение передаточного отношения прецессионного редуктора приближается к значению теоретически точного передаточного отношения, рассчитанного по зависимости (6), однако амплитуда колебаний передаточного отношения имеет наибольшее значение;

- при увеличении осевой силы прижатия отклонение среднего от теоретически точного передаточного отношения увеличивается, но при этом уменьшается амплитуда колебаний их значений в каждый промежуток времени;

- при увеличении осевой силы более 3000 Н происходит остановка прецессионного редуктора, вызванная его заклиниванием взаимодействующих звеньев;

- при уменьшении осевой силы менее 500 Н происходит проворот сателлита 2 в результате проскальзывания

контактирующих конических поверхностей взаимодействующих звеньев прецессионного редуктора.

Таким образом, в результате компьютерных исследований было установлено, что для передачи вращающего момента, равного 10 Н·м, при частоте вращения 2700 об/мин, при передаточном отношении 540 значение осевой

силы нагружения должно быть равно 1000 Н.

Результаты теоретических и компьютерных исследований были подтверждены испытаниями натурного образца прецессионного редуктора фрикционного типа с приводным электродвигателем, общий вид которого показан на рис. 4.

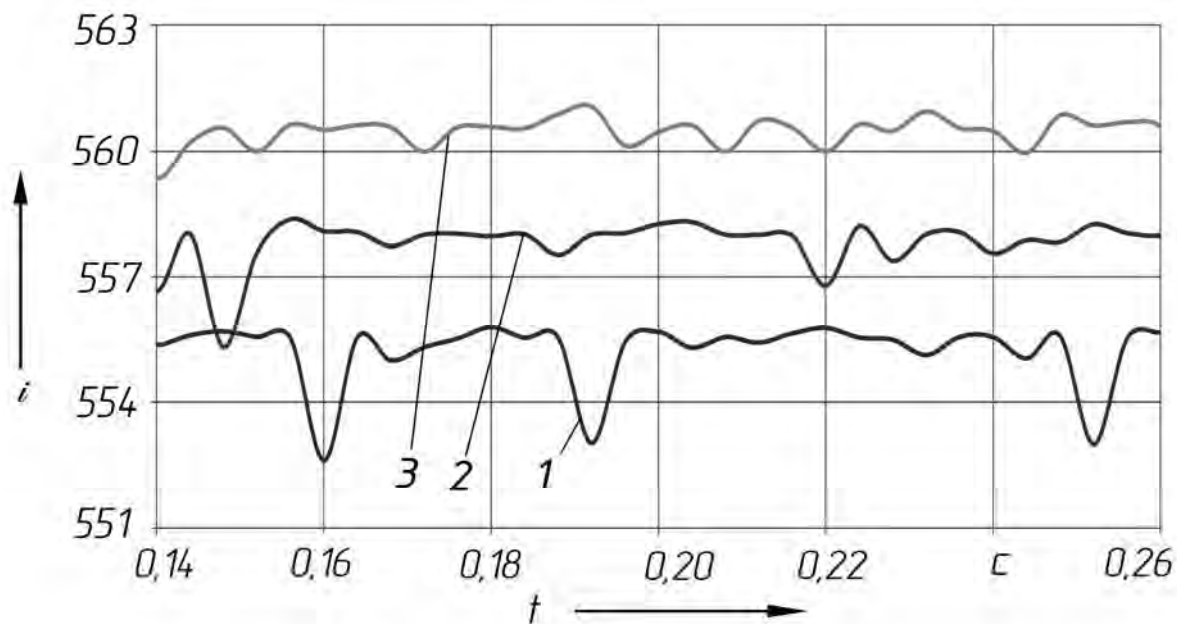


Рис. 3. Зависимость передаточного отношения прецессионного редуктора фрикционного типа от осевой силы прижатия при моменте нагружения 10 Н·м: 1 – осевая сила прижатия 1000 Н; 2 – осевая сила прижатия 1500 Н; 3 – осевая сила прижатия 2000 Н



Рис. 4. Натурный образец прецессионного редуктора фрикционного типа с приводным электродвигателем: 1 – приводной электродвигатель; 2 – прецессионный редуктор фрикционного типа; 3 – гибкий выходной вал

После проведения стендовых и эксплуатационных испытаний указанного натурального образца планируется изготовить партию установок для очистки СОЖ с прецессионным редукто-

ром фрикционного типа и осуществить ее внедрение на одном из машиностроительных предприятий Республики Беларусь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения: монография / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 273 с. : ил.
2. Пат. 14938 ВУ, МПК F 16 H 1/32. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громыко [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20091553 ; заявл. 11.02.09 ; опубл. 30.06.11. – 3 с.
3. Пат. 15751 ВУ, МПК (2006.01) F 16 H 13/06. Фрикционная планетарная передача / П. Н. Громыко [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20090520 ; заявл. 13.04.09 ; опубл. 30.04.12. – 7 с.
4. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач: монография / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 28 марта 2014 года

Петр Николаевич Громыко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: GROM_7@tut.by.

Павел Станиславович Гончаров, канд. техн. наук, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-43-78-01.

Владимир Ильич Лябик, зам. директора по учебно-производственной работе, УО «Оршанский ГПЛ машиностроения». Тел.: +375-333-06-50-60.

Виктория Леонидовна Юркова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +372-295-44-16-75.

Petr Nikolaevich Gromyko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: GROM_7@tut.by.

Pavel Stanislavovich Goncharov, PhD (Engineering), assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-295-43-78-01.

Vladimir Ilyich Lyabik, Deputy Director for academic work and industrial training, UO Orsha State Professional Lyceum of Engineering. Phone: +375-333-06-50-60.

Viktoriya Leonidovna Yurkova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-295-44-16-75.