

5 Pat. 2106733 USA, IPC G 11B 19/265. Speed changing mechanism / Goldsborough T. R. – Filed 30.01.1932, patented 01.02.1938. – 4 p.

6 Pat. 3227005 USA, IPC F 16H 13/00. Gearless transmission / Johnson A. S. – Filed 21.06.1961, patented 04.01.1966. – 6 p.

7 Pat. 4282777 USA, IPC F 16H 1/28. Pancake planetary drive / Ryffel H., Black T. J. – Filed 02.01.1979, patented 11.08.1981. – 11 p.

8 Pat. 3192799 USA, IPC F 16H 1/32. Transmission drive elements / Pamplin J. B. – Filed 13.08.1962, patented 06.07.1965. – 6 p.

9 Pat. 4078454 USA, IPC F 16H 1/28. Screw extruder / Murakami K., Kikuzawa Y. – Filed 19.04.1976, patented 14.03.1978. – 10 p.

10 Pat. 5183443 USA, IPC A 01D 34/30. Speed Reducer / Murakami H., Sakaida T. – Filed 23.01.1992, patented 2.02.1993. – 9 p.

M. N. KARAKULOV, V. A. ZANKEEV, M. I. BORODULIN

ANALYSIS OF PLUNGER TRANSMISSION OVERLAPPING

The design of the reduction gear with plunger transmission has been examined. Calculated dependence for the estimation of the length of the working section of plunger transmission gearing line with the involute profile for the lateral surface of the tooth. Theoretical solutions are illustrated by a numerical prototype tool designing example.

Получено 29.04.2009

**ISBN 978-985-468-707-0. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 4. Гомель, 2010**

УДК 621.833.6

М. Н. КАРАКУЛОВ, Е. В. КАРАКУЛОВА, М. И. БОРОДУЛИН

Ижевский государственный технический университет, Россия

АНАЛИЗ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛУНЖЕРНОГО ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрена конструкция редуктора с плунжерной передачей. Разработана методика определения потерь мощности на вывод из зацепления плунжеров, находящихся в свободной зоне зацепления. Теоретические решения иллюстрируются численным примером из практики проектирования опытного образца.

Развитие техники приводов, расширение их функциональных возможностей и областей применения привело к созданию новых видов, одним из которых являются приводы, основанные на плунжерной передаче [1, 2].

Плунжерные передачи являются механизмами, совмещающими в себе признаки и структуру двух типов кулачковых механизмов: центрального кулачкового механизма и зубчатого зацепления.

В классификации А. Ф. Крайнева [3] наиболее близким аналогом к рассматриваемым механизмам может являться механизм кулачково-реечной передачи (рисунок 1), который называют также волновой реечной передачей. В работе этого механизма также заложен принцип волнового преобразования движения, а элементы зацепления представляют собой отдельные звенья. В таком механизме (см. рисунок 1) на валу 1

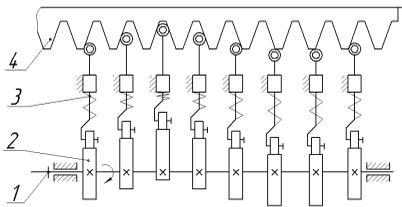


Рисунок 1 – Кулачково-реечный механизм

установлены кулачки 2, совершающие вместе с ним вращательное движение. Толкатель 3, совершая возвратно-поступательное движение, закон которого определяется формой кулачка, входит в контакт с рейкой 4, вынуждая её совершать поступательное движение. Основным отличием плунжерной передачи от рассмотренного аналога является замена рейки на колесо внутреннего зацепления, что вызывает изменения в части кинематического взаимодействия звеньев и геометрии зацепления, позволяя получить вращательное движение ведомого звена. Полученную таким образом передачу можно отнести к зубчато-кулачковым механизмам, частным случаем которых являются рассматриваемые плунжерные передачи.

Плунжерная передача может оснащаться газомеханическим генератором волн. В конструкцию, полученных таким образом устройств – плунжерных газогидравлических двигателей, входит волновая плунжерная передача с гибким элементом, выполненным в виде металлических тросов (рисунок 2).

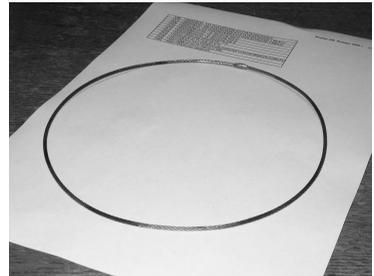


Рисунок 2 – Гибкий элемент в виде металлического троса ПГД-1

Полученное устройство можно отнести к двигателям, а не к передачам. Это расширяет область применения разработанных механизмов. Газомеханический волнообразователь позволяет использовать потенциальную энергию транспортируемой по газовой магистрали среды без применения дополнительных преобразователей.

Плунжерный газогидравлический двигатель [4] (рисунок 3, 4) содержит зубчатую муфту 2, жестко закрепленную на генераторе волн 15 с равномерно расположенными по окружности цилиндрами 14, с установленными в них поршнями 4, в проточки которых вставлены уплотнения из синтетического материала 5, и радиальными каналами 9, соединяющими каждый цилиндр с центральным отверстием 19, в котором установлен с возможностью вращения распределитель 13 в виде вала с полостями слива 8 и подачи, выполненной в виде канавок 11, причем в стенках центрального отверстия 19 выполнены кольцевая про-

точка 10 и осевые каналы 6, сообщающие кольцевую проточку 10 с радиальными каналами 9 в момент подачи в них рабочего тела.

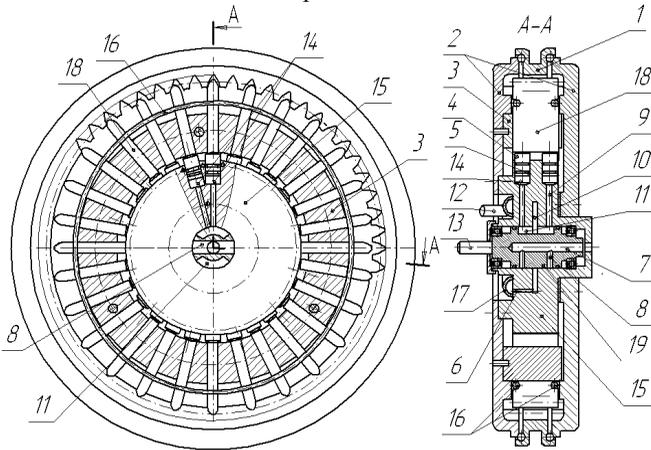


Рисунок 3 – Схема плунжерного газогидравлического двигателя (ПГД)

Подвижное жесткое зубчатое колесо 1 соединяется с плунжерами 18 зубчатой муфтой 2. Плунжеры 18 равномерно расположены по окружности и фиксируются от угловых перемещений друг относительно друга сепаратором 3, жестко закрепленным на зубчатой муфте 2, и от осевых перемещений – крышками корпуса, роль которых выполняют зубчатая муфта 2 и подвижное зубчатое колесо 1. В пазы плунжеров 18 установлены гибкие металлические тросы 16, рабочее тело подводится через штуцер подачи 12, коллектор 17 и осевые каналы 6.

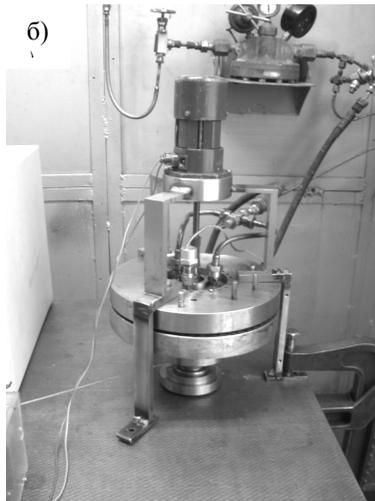
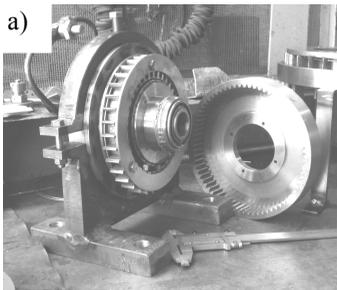


Рисунок 4 – Плунжерная передача с газомеханическим волнообразователем:
а – ПГД-11, б – ПГД-1

Плунжерный газогидравлический двигатель работает следующим образом. При подводе рабочего тела из магистрали высокого давления (не показана) через штуцер 12, коллектор 17, осевые каналы 6, кольцевую проточку 10, канавки 11 распределителя 13, радиальные каналы 9 в цилиндры 14, которое заставляет поршни 4 совершать возвратно-поступательное движение и деформировать гибкие металлические тросы 16, с установленными на них плунжерами 18, которые под действием поршней вступают в контакт с подвижным колесом 1 и зубчатой муфтой 2 и создают две диаметрально противоположные зоны зацепления, расположенные в одной плоскости, и при подаче на распределитель 13 от электромеханического преобразователя или управляемой турбины (не показаны) последовательных импульсов подвижное колесо 1 поворачивается на угол, пропорциональный числу командных импульсов. Плунжеры 18, оказавшиеся в зоне слива, воздействуют на поршни 4 силой деформации гибких металлических тросов 16, которые освобождают цилиндры 14 от рабочего тела через радиальные каналы 9, полости слива 8 и центральное отверстие 7 распределителя 13 в магистраль низкого давления (на рисунке не показана).

Для решения задачи определения силы, необходимой для вывода плунжеров из зацепления в свободной зоне можно воспользоваться представлением деформированного троса в виде гибкой нерастяжимой нити в задаче Л. Эйлера.

Для упрощения, в связи с малостью, пренебрежем изменением формы троса относительно недеформированного состояния.

Тогда разделив трос, находящийся в равновесии под действием внешних сил P и $P_{ост}$, выделим сегменты, образованные углом раstra высокого давления золотника (рисунок 5) $\alpha_1 = \beta_1$ и углом раstra низкого давления $\alpha_2 = \pi - \beta_1$.

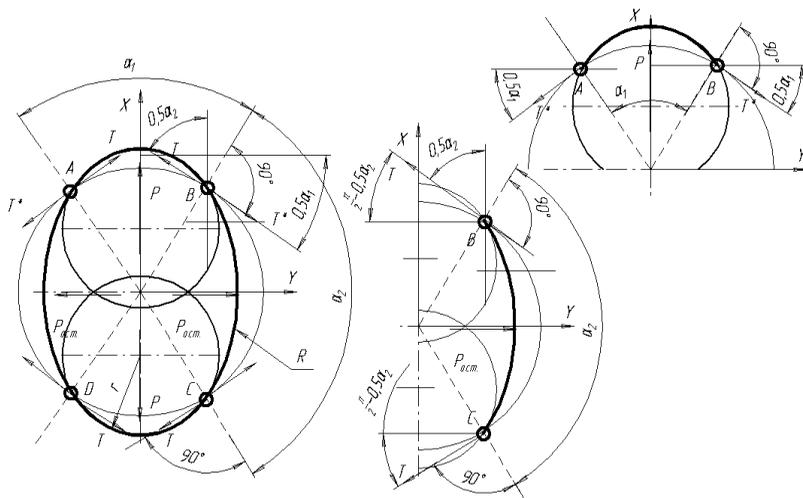


Рисунок 5 – К определению силы, создаваемой в активной зоне, необходимой для вывода плунжеров из зацепления в свободной зоне зацепления

Величина силы, действующей на трос в активной зоне зацепления, определяется (рисунок 6)

векторной суммой составляющих $\bar{P} = k_2 \sum_{i=1}^{0,5\beta_t/\alpha_\Pi} P_i$,

а силы в свободной зоне $\bar{P}_{\text{ост}} = k_2 \sum_{i=1}^{0,5(\pi-\beta_t)/\alpha_\Pi} P_{\text{ост}i}$.

Таким образом, спроецировав силы, действующие со стороны генератора на трос в сегментах, определяемых углами α_1 и α_2 , и, учитывая дискретность их распределения по дугам зацепления, можно определить абсолютные величины сил P и $P_{\text{ост}}$ (см. рисунок 6). Тогда, получим, что

$$P' = 2P_\Pi \sum_{i=1}^{0,5\alpha_1/\alpha_\Pi} \cos(0,5\alpha_1 - \alpha_\Pi i) = \frac{\pi d_\Pi^2}{2} p k_\Pi \sum_{i=1}^{0,5\beta_t/\alpha_\Pi} \cos(0,5\beta_t - \alpha_\Pi i);$$

$$P_{\text{ост}} = \frac{\pi d_\Pi^2}{2} p_{\text{ост}} k_\Pi \sum_{i=1}^{0,5(\pi-\beta_t)/\alpha_\Pi} \sin(0,5\beta_t + \alpha_\Pi i),$$

где P' – абсолютная величина силы, генерируемой в зоне зацепления; i – позиция плунжера относительно начала зоны зацепления (свободной зоны).

Рассмотрев отдельно статическое равновесие участка троса BC (см. рисунок 5), заменив действие на него остальных участков внутренней силой натяжения троса T , можно заключить, что

$$T = \frac{P_{\text{ост}}}{2 \cos\left(\frac{\pi}{2} - 0,5\alpha_2\right)} = \frac{\pi d_\Pi^2}{4} p_{\text{ост}} k_\Pi \frac{\sum_{i=1}^{0,5(\pi-\beta_t)/\alpha_\Pi} \sin(0,5\beta_t + \alpha_\Pi i)}{\cos(0,5\beta_t)}.$$

Рассмотрев отдельно статическое равновесие участка троса AB (см. рисунок 5), заменив действие на него остальных участков внутренней силой натяжения троса T^* и принимая согласно аксиомам статики $T^* = T$, получим

$$P = P^* = 2T^* \sin(0,5\alpha_1) = \frac{\pi d_\Pi^2}{4} p_{\text{ост}} k_\Pi \frac{\sum_{i=1}^{0,5(\pi-\beta_t)/\alpha_\Pi} \sin(0,5\beta_t + \alpha_\Pi i)}{\cos(0,5\beta_t)} \sin(0,5\beta_t),$$

$$P^* = \frac{\pi d_\Pi^2}{2} p_{\text{ост}} k_\Pi t g(0,5\beta_t) \sum_{i=1}^{0,5(\pi-\beta_t)/\alpha_\Pi} \sin(0,5\beta_t + \alpha_\Pi i),$$

где P^* – сила, генерируемая в активной зоне зацепления, затраченная на выведение плунжеров из зацепления в свободной зоне без учета трения плунжеров в пазах сепаратора.

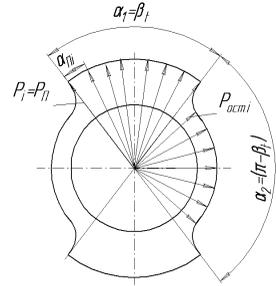


Рисунок 6 – К определению абсолютной величины P и $P_{\text{ост}}$

Коэффициент полезного действия с учетом силы, затрачиваемой на вывод плунжеров из зацепления, определяется из выражения

$$\eta^* = \frac{P' - P^*}{P'} = 1 - \frac{P^*}{P'} = 1 - \frac{P_{\text{ост}}}{p} \operatorname{tg}(0,5\beta_t) \frac{\sum_{i=1}^{0,5(\pi-\beta_t)/\alpha_{\Pi}} \sin(0,5\beta_t + \alpha_{\Pi}i)}{\sum_{i=1}^{0,5\beta_t/\alpha_{\Pi}} \cos(0,5\beta_t + \alpha_{\Pi}i)}. \quad (1)$$

Принимая во внимание, что конструктивно наиболее часто принимается $\beta_t \approx \frac{\pi}{2}$, зависимость (1) приводится к упрощенному виду

$$\eta^* = 1 - \frac{P_{\text{ост}}}{p} \frac{\sum_{i=1}^{0,5\beta_t/\alpha_{\Pi}} \sin(0,5\beta_t + \alpha_{\Pi}i)}{\sum_{i=1}^{0,5\beta_t/\alpha_{\Pi}} \cos(0,5\beta_t + \alpha_{\Pi}i)}. \quad (2)$$

Принимая при большом количестве плунжеров, для упрощения $Z_{\Pi} \rightarrow \infty$, т. е. $\alpha_{\Pi} \rightarrow 0$, зависимость (2) приводится к еще более простому виду

$$\eta^* = 1 - \frac{P_{\text{ост}}}{p}.$$

На рисунке 7 графически показано изменение $\eta^*(Z_{\Pi})$, а на рисунке 7 изменение $\eta^*(\beta_t)$ по результатам решения для опытного образца ПГД-1.

Вариация $\eta^*(\beta_t)$ и $\eta^*(Z_{\Pi})$ объясняется условием целочисленности количества плунжеров, находящихся в зоне зацепления и в свободной зоне.

Анализ (1) и рисунки 7 и 8, показывают, что:

- 1) величина η^* обратно пропорциональна отношению $\frac{P_{\text{ост}}}{p}$, исходя из этого, для увеличения КПД рекомендуется производить более тщательное уплотнение стыка между зоной высокого и низкого давления золотника;
- 2) величина η^* прямо пропорциональна размеру раstra высокого давления, ограничиваемого углом β_t ;
- 3) величина η^* обратно пропорциональна количеству плунжеров;
- 4) уменьшение η^* на 1,2 % при увеличении Z_{Π} в 3 раза и увеличение η^* на 2,1 % при увеличении β_t в 1,7 раза позволяет сделать вывод о низкой чувствительности η^* к указанным параметрам.

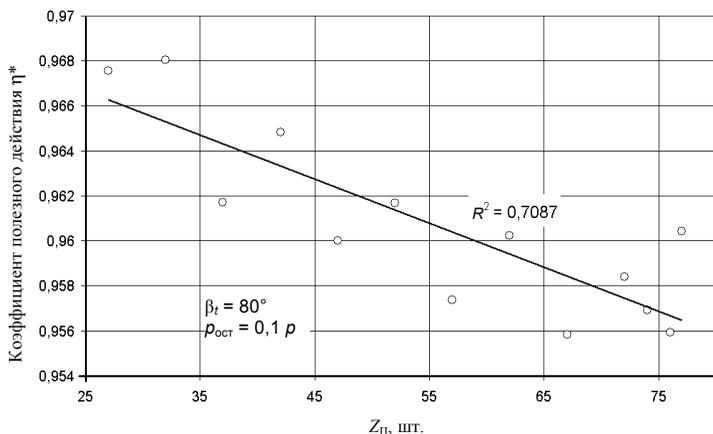


Рисунок 7 – Зависимость $\eta^*(Z_{II})$

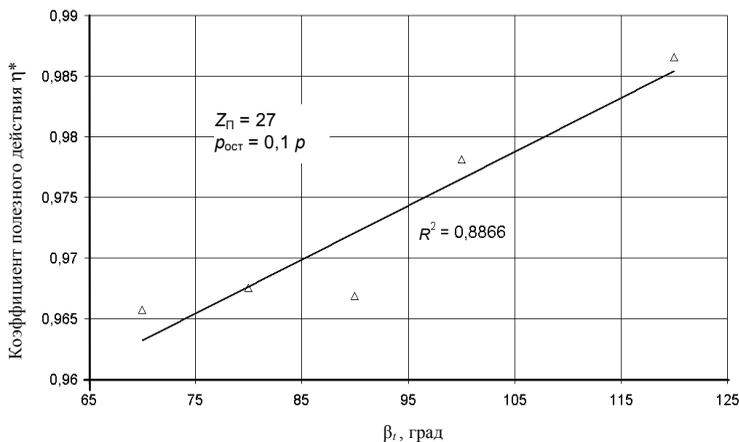


Рисунок 8 – Зависимость $\eta^*(\beta_t)$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Ястребов, В. М.** Теоретическое исследование плунжерной передачи / В. М. Ястребов // Известия вузов. Машиностроение. – 1962. – № 8. – С. 27–36.
- 2 **Калабин, С. Ф.** Коэффициент перекрытия плунжерной передачи / С. Ф. Калабин // Механические передачи. – Ижевск: Изд-во ИМИ. – 1975. – С. 139–144.
- 3 **Крайнев, А. Ф.** Словарь-справочник по механизмам / А. Ф. Крайнев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
- 4 **Пат. 2278979 Российская Федерация**, МПК F 01C 1/10, F 16 Н 1/00 Плунжерный газогидравлический двигатель / Попков Е. Ф. [и др.]. – заявл. 22.11.2004, опубл. 27.06.2006, бюл. № 18.

M. N. KARAKULOV, E. V. KARAKULOVA, M. I. BORODULIN
**ANALYSIS OF FORCE INTERACTION
FOR PLUNGER GAS-HYDRAULIC ENGINE ELEMENTS**

The design of the reduction gear with plunger transmission has been examined. The method of determination of output power losses from the gearing of plungers located in the free zone of engagement has been worked out. Theoretical solutions are illustrated by a numerical prototype tool designing example.

Получено 29.04.2009

**ISBN 978-985-468-707-0. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 4. Гомель, 2010**

УДК 624.072.21.7

О. В. КОЗУНОВА, Е. А. СИГАЙ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЕРЕМЕННОГО МОДУЛЯ ДЕФОРМАЦИИ
В НЕЛИНЕЙНЫХ РАСЧЕТАХ НЕОДНОРОДНОГО ОСНОВАНИЯ**

Рассмотрено неоднородное физически нелинейное упругое основание, на которое передаются нагрузки через линейно-упругую балочную плиту. Неоднородная среда моделируется как слоистое основание. Для каждого слоя выбрана модель упругого слоя (УС) конечной толщины с переменным модулем деформации. Закон нелинейно-упругого деформирования описывается степенной функцией и функцией гиперболический тангенс. Для решения контактной задачи «плита – основание» используется *вариационно-разностный подход* (ВРП): модификация *вариационного способа* статического расчета – в нелинейной постановке и с применением МКР. В силу нелинейности расчет ведется методом упругих решений, который предполагает итерационный процесс. Исследована сходимость итерационного алгоритма.

Из теории упругости известно, что для нелинейных расчетов используется функциональная зависимость в виде закона нелинейно-упругого деформирования [1]. В предлагаемой работе в сравнении исследуются следующие модели законов нелинейно-упругого деформирования: *степенная функция*, встречающаяся в работах П. А. Лукаша, В. Е. Быховцева [2]; *функция гиперболический тангенс*, использованная в расчетах С. В. Босакова, О. В. Козуновой [3–8], а также в известной инженерной программе PLAXIS.

Теория нелинейных расчетов балок и плит на упругом основании и некоторые численные результаты с использованием ВРП были опубликованы в работах [3–8]. Это расчеты двухслойных оснований с учетом и без учета ме-