

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОЧЕСЫВАЮЩЕГО АППАРАТА

А.А. Дубовец

*Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П.О. Сухого», Беларусь*

Научный руководитель П.Е. Голушко

Процесс очесывания стеблей состоит из 3-х этапов: погружения зубьев очесывающего барабана в толщу ленты из стеблей, продвижения гребня вдоль стеблей и выход зубьев из ленты.

В процессе очесывания зубья гребней должны входить в ленту так, чтобы стебли льна не отклонялись в поперечном направлении. Отклонение стеблей под воздействием гребней зависит от значения коэффициента трения стеблей о поверхность зубьев, от направления скорости конца зуба относительно его основной линии и угла « $\alpha$ » вхождение зубьев в ленту (рис. 1).

Отгиб стеблей будет меньше, если направление скорости конца зуба, «и» совпадает с его осевой линией, а угол « $\alpha$ » равен  $\alpha = 72 \div 75^\circ$ . Это условие обеспечивается параллелограмным очесывающим механизмом. Поэтому центр вращения зубьев однобарабанных очесывающих устройств « $O_2$ » смещают относительно центра вращения барабана « $O_1$ »:

Такое устройство обеспечивает постоянство угла  $\gamma$  в период очесывания и дает возможность регулировать значение этого угла при изменившихся условиях работы.

На современных льноуборочных комбайнах расстояние между зубьями очесывающих барабанов устанавливаются с постоянным уменьшением от 26 мм на входе до 15 мм на выходе из зоны очесывания.

Зажимной транспортер установлен под угол  $10^\circ$  к горизонту. Поэтому расстояние от ленты стеблей до центра вращения концов зубьев на входе « $h_1$ » больше, чем на выходе « $h$ », а ширина зоны очесывания на входе « $a_1$ » меньше, чем на выходе « $a$ ».

С учетом распределения семенных головок по длине стеблей растянутости стеблей в ленте ширина зоны очесывания « $a$ » должна быть

$$a \geq 500 \div 600 \text{ мм.}$$

По опытным данным, расстояние « $h$ » следует принимать:  $h \geq 100$  мм, в противном случае, стебли захлестываются на волне гребней и разрываются.

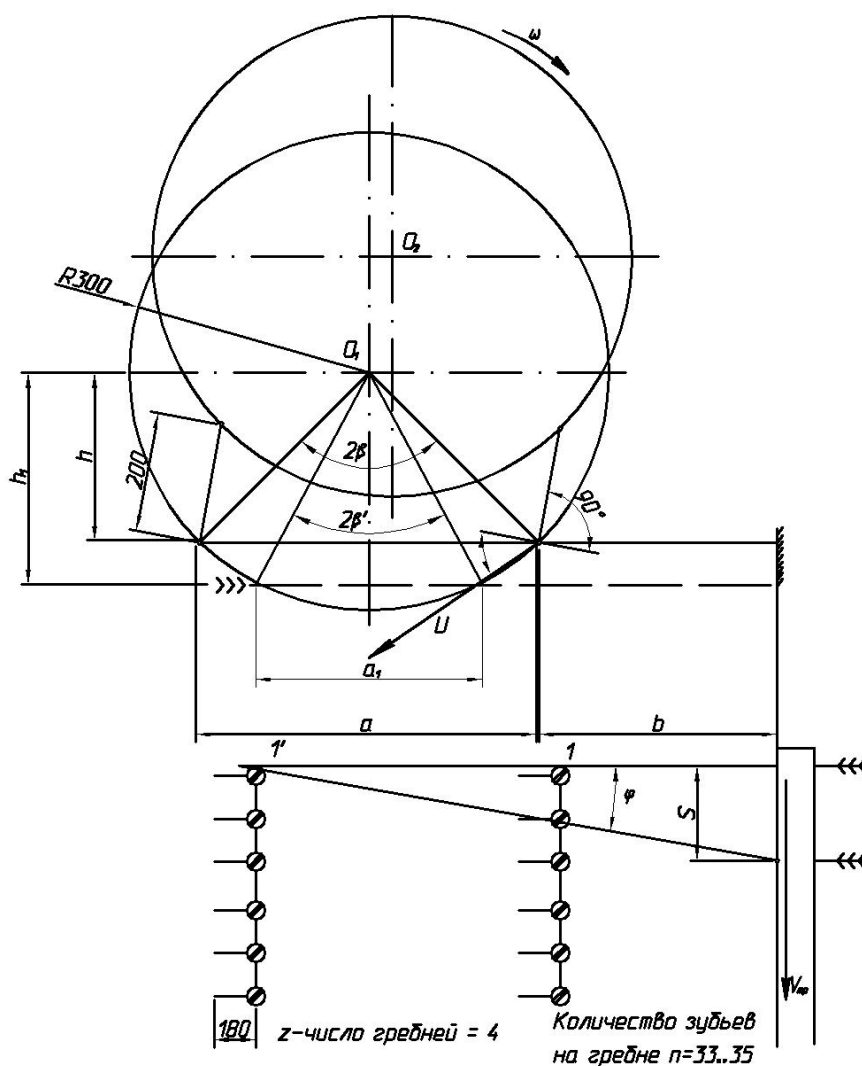


Рис. 1. Схема очесывания стебля

Из треугольника АО1В

$$d = 2ч = \sqrt{(2h)^2 + a^2} = (550 \div 650 \text{ мм}). \quad (1)$$

Опытами установлено, что для полного отделения семенных головок от стеблей необходимо 5 ÷ 6 раз прочесать ленту зубчатыми гребнями барабана.

Если траектория первого от входа зуба 1-1', то за время прочесывания ленты комли стеблей переместятся зажимным транспортером на расстояние «S» и отклонятся от первоначального положения на угол «φ»

$$S = (a + b) + \text{tg}\varphi \quad (2)$$

или

$$S = V_{\text{тр}} t; \text{tg}\varphi = (V_{\text{тр}} t) / (a \cdot b),$$

где  $V_{\text{тр}}$  – скорость зажимного транспортера ( $V_{\text{тр}} = 1,5 \text{ м/с}$ ),

$$V_{\text{тр}} = V_{\text{М}} K,$$

где  $K = 1,3 \div 1,5$ ;

$t$  – продолжительность одного прочеса ленты гребнями барабана;

$V_{\text{М}}$  – скорость машины.

Скорость кругового движения зубьев « $u$ » очесывающего барабана в современных машинах принимают  $U = (9 \div 7)$  м/с. При больших значениях возможно обрывание стеблей за счет их захлестывания..

Продолжительность одного прочеса ленты можно определить из выражения

$$t = 2\beta / \omega = d\beta / u. \quad (3)$$

Значение угла  $\beta$  находится  $\Delta AO_1B$

$$\beta = \arcsin a / d.$$

Тогда

$$t = \frac{d \arcsin a / d}{u}. \quad (4)$$

Подставим значение  $t$  в выражение (2) и получим:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{V_{\text{тр}} \cdot d \arcsin a / d}{u(a + b)}.$$

Опыт показывает, что отклонение стеблей при очесывании на угол  $\varphi \leq 19^\circ$  не вызывает захлестывания и обрывания их, следовательно, задавшись углом  $\varphi$  можно определить скорость движения зажимного транспортера

$$V_{\text{тр}} = \frac{u(a + b) \operatorname{tg}\varphi}{d \arcsin a / d}$$

Полученные выражения могут быть использованы для расчета режимов работы очесывающих аппаратов и при регулировании их в условиях производства.

## КОНСТРУКЦИИ НОВЫХ ТИПОВ ФРИКЦИОННЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Д.В. Давыденко

*Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет», г. Могилев, Беларусь*

Научный руководитель М.Ф. Пашкевич

Разработана гамма планетарных фрикционных передач, обладающих рядом важных особенностей. Новизна их конструкций защищена патентами на полезные модели [1], [2]. В одних из этих планетарных передач в качестве редуцирующего узла используется шарикоподшипник, а его шарики являются сателлитами. В других передачах шарикоподшипники используются в качестве сателлитов. Известно, что

всякий подшипник качения представляет собой планетарный механизм. Если в таком механизме затормозить наружное кольцо, а внутреннее кольцо и сепаратор связать соответственно с ведущим и ведомым валом, то получится фрикционная планетарная шарикоподшипниковая передача типа 2К-Н и ее передаточное число будет определяться соотношением [3]

$$i = \frac{2D}{D-d},$$

где  $D$  – размер окружности центров тел качения;  $d$  – диаметр тел качения.

Учитывая сказанное, была спроектирована экспериментальная конструкция фрикционного планетарного шарикоподшипникового редуктора (рис. 1).

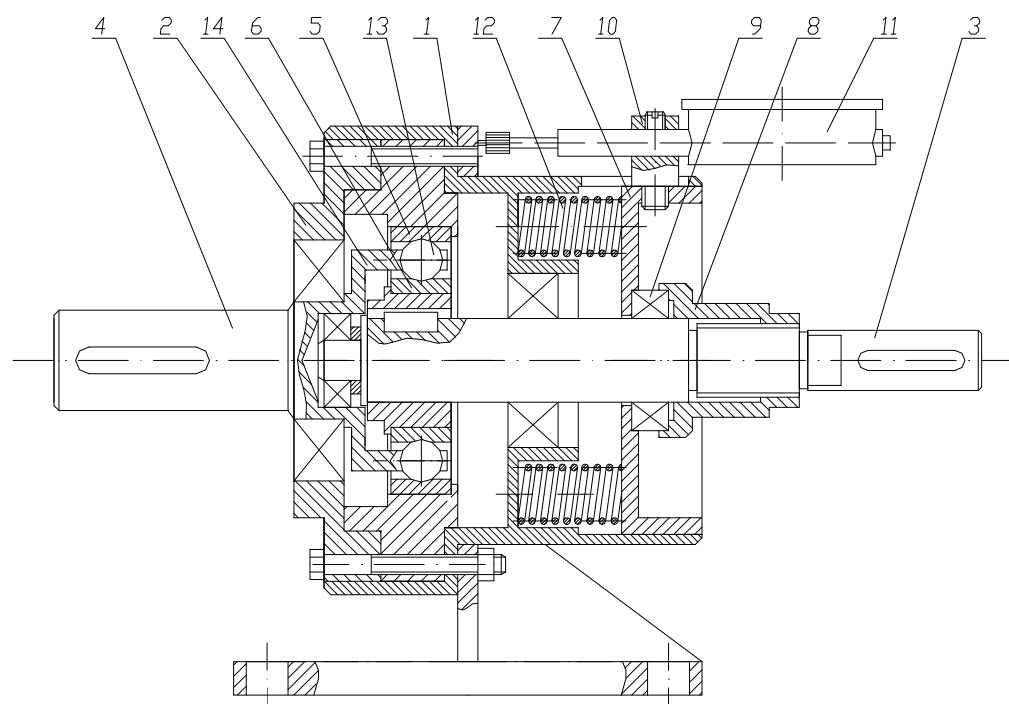


Рис. 1. Фрикционный планетарный шарикоподшипниковый редуктор

В этом редукторе  $D = 60$  мм,  $d = 12,7$  мм, поэтому передаточное число  $i = 2,54$ . Редуктор содержит корпус 1, крышку 2, быстроходный 7 и тихоходный 8 валы, установленный в корпусе подшипник 19, наружное кольцо которого заторможено, а внутреннее кольцо плотно насажено на быстроходный вал 7. На быстроходном валу 7 расположен нажимной диск 6, который может перемещаться в осевом направлении при помощи гайки 9 и упорного подшипника 16. На нажимном диске 6 крепится стойка 10 для индикатора 22. В гнездах корпуса 1 расположены пружины 5, на которые опирается нажимной диск 6.

При вращении быстроходного вала 7 вращается внутреннее кольцо подшипника. Его наружное кольцо не вращается. Поэтому шарики получают планетарное движение вокруг оси подшипника и увлекают за собой сепаратор – водило, которое жестко связано с тихоходным валом 8. Для регулирования (например, увеличения) передаваемого момента вращают гайку 9. При этом происходит перемещение влево нажимного диска 6 и сжатие пружин 5. Силы сжатия пружин 5 воздействуют на диск 6 и через

упорный подшипник 16 и гайку 9 передаются на быстроходный вал 7, стремясь переместить его вправо вместе с внутренним кольцом подшипника. За счет этого увеличиваются осевые расклинивающие усилия в подшипнике, в результате чего возрастают силы трения между шариками и беговыми дорожками внутреннего и наружного колец, и, следовательно, увеличивается передаваемый редуктором момент.

Для увеличения кинематической точности и КПД редуктора следует применять сепаратор-водило изготовленное из антифрикционного материала (например, фторопласт), либо применять на сепараторе-водителе, изготовленном из металла, специальные вставки для шариков из антифрикционного. Это позволит снизить потери, связанные с трением шариков подшипника о боковые поверхности сепаратора и повысить КПД.

Для увеличения передаваемого передаточного момента и её КПД была разработана другая конструкция фрикционной планетарной передачи, в которой подшипники качения являются сателлитами (рис. 2).

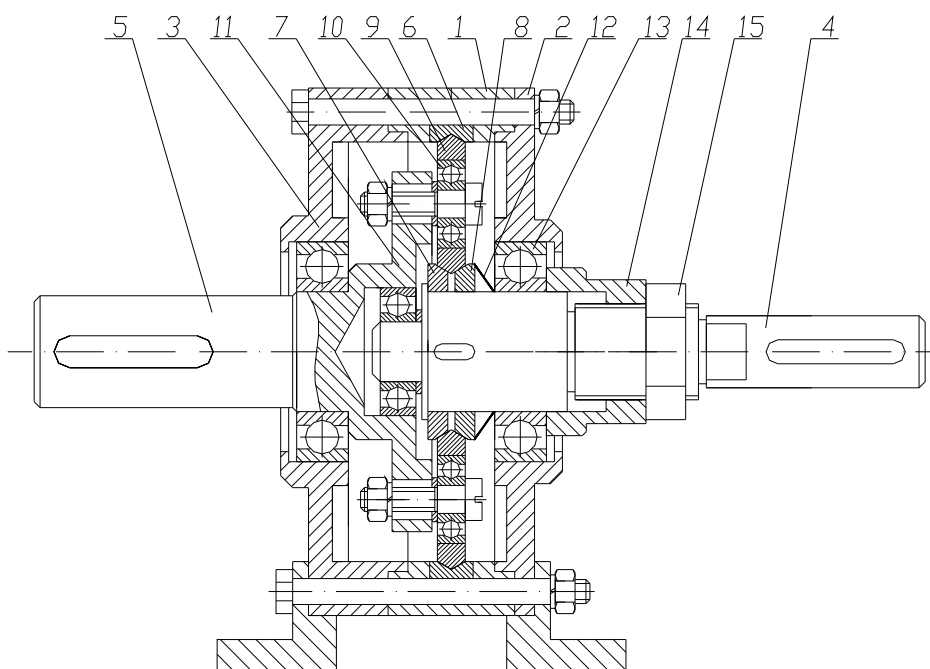


Рис. 2. Фрикционная планетарная передача с подшипниками сателлитами

Фрикционная планетарная передача содержит корпус 1, крышки 2 и 3, ведущий 4 и ведомый 5 валы, неподвижный эпицикл 6, закрепленное на ведущем валу солнечное колесо, состоящее из двух фрикционных колец 7 и 8. Каждый из сателлитов выполнен в виде фрикционного кольца 9 закрепленного на подшипнике качения 10. Водило 11 жестко связано с ведомым валом 5. Нажимное устройство состоит из пружины 12, подшипника качения 13, способного перемещаться в осевом направлении при помощи гаек 14 и 15.

При вращении ведущего вала 4 вращение передается через шпонку на солнечное колесо и далее – на фрикционные кольца 9 сателлитов. Сателлиты, обкатывая неподвижный эпицикл 6, получают планетарное движение, и увлекают за собой водило 11, которое жестко связано с ведомым валом 5. Для регулирования (например, увеличения) передаваемого момента вращают гайку 14 и фиксируют ее положение

при помощи гайки 15. При этом перемещается влево фрикционное кольцо 8. В этом случае происходит увеличение пятна контакта сателлитов 9 рабочими с поверхностями солнечного колеса, что приводит к увеличению передаваемого передачей момента.

Передаточное число для такой планетарной передачи определяется отношением [4]

$$i = 1 + \frac{d_1}{d_2},$$

где  $d_1$  – диаметр эпицикла;  $d_2$  – диаметр солнечного колеса.

В данном редукторе  $d_1 = 109$  мм,  $d_2 = 40$  мм, передаточное число  $i = 3,73$ .

Применение стандартных шарикоподшипников в качестве редуцирующего элемента и сателлитов оправдано тем, что они выпускаются централизованно и их себестоимость значительно ниже себестоимости изготовления оригинальных передач. Технология и точность изготовления стандартных шарикоподшипников обеспечивает высокие нагрузки и долговечность их работы. Построенные на основе подшипников качения планетарные передачи весьма компактны, обеспечивают возможность получения значительных передаточных отношений и в процессе работы такие передачи бесшумны.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы, что планетарные шарикоподшипниковые передачи могут применяться в следующих случаях:

- для силовых передач со средним передаточным отношением (вариаторы);
- для силовых передач с большим передаточным отношением (редуктора);
- для передач с ручным приводом (ручные лебедки, усилители момента к ключам или тискам);
- для несиловых передач, где требуется высокая кинематическая точность и плавность работы передачи (при нарезке резьбы, зубчатых колес).

#### Л и т е р а т у р а

1. Пат. 1785, МПК F 16H 13/08. Фрикционная шарикоподшипниковая передача /Пашкевич М.Ф., Давыденко Д.В.; опубл. 30.03.05.
2. Пат. 1616, МПК F 16H 13/08. Фрикционный двухступенчатый шарикоподшипниковый редуктор /Пашкевич М.Ф., Давыденко Д.В.; опубл. 30.12.04.
3. Терехов, А.П. Шариковые планетарно-фрикционные редукторы /А.П. Терехов, В.Г. Полякевич. – М.: Машгиз, 1955. – 86 с.
4. Основы расчета планетарных фрикционных передач с цилиндрическими рабочими телами /Воробьев А.Н. [и др.] //Вестник машиностроения. – 1997. – № 12. – С. 6-9.