

# ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА

МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
Кафедра механики, мехатроники и робототехники

## ОТЧЕТ ПО ПРАКТИЧЕСКОЙ РАБОТЕ

по дисциплине «Прикладная механика»

«СИНТЕЗ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ  
ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА»

Направление подготовки: Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств

Выполнил: ст. гр. ТМ-71з Е.Д. Терехов

\_\_\_\_\_ (подпись, дата)

Проверил: доц. А.Н. Руквицын

\_\_\_\_\_ (подпись, дата)

Работа защищена \_\_\_\_\_ (дата)

Оценка \_\_\_\_\_

Курск, 2020 г.

### 1. Проектирование планетарного механизма

Планетарной зубчатой передачей называют механизм для передачи и преобразования вращательного движения, содержащий зубчатые колеса с перемещающейся в пространстве осью вращения хотя бы одного из них. Основными звеньями планетарной зубчатой передачи являются (рис.1): зубчатые колеса: солнечное - 1, сателлиты - 2, корончатое - 3, а также водило Н - звено, в котором установлены оси сателлитов. Ось  $O_H$  вращения водила Н, совпадающая с осью  $O_1$  центральных колес, является основной осью механизма.

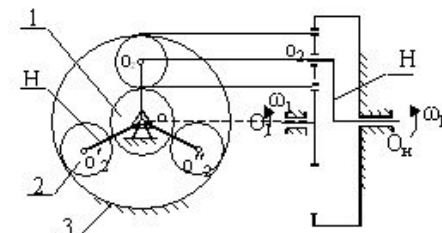


Рис.1 Схема планетарного механизма

При вращении солнечного колеса 1 сателлиты 2 будут обкатываться по нему и по корончатому колесу 3, совершая плоское движение. Перемещение осей сателлитов 2 приводит к вращению водила Н, которое является выходным звеном данного зубчатого механизма.

Планетарные механизмы обладают ценными свойствами: они имеют меньшие радиальные габариты и массу, работают с меньшим шумом, чем соответствующие зубчатые передачи с неподвижными осями; удобны в сборке и надежны в работе. Основным преимуществом планетарных передач является возможность осуществлять большие передаточные отношения при сравнительно небольших габаритах и высоком к.п.д. Поэтому они получили весьма широкое распространение, найдя применение в приводах транспортных машин, станков, в металлургическом и текстильном оборудовании, в гусеничных машинах, автомобилях, в авиации, в приводах многих машинных агрегатов и в

разнообразных приборах. Однако надо иметь в виду, что планетарные механизмы имеют более сложную конструкцию, требуют повышенной точности изготовления.

При степени подвижности планетарного механизма  $W=1$  он называется собственно планетарным, а при  $W \geq 2$  - дифференциальным. Степень подвижности механизма, изображенного на рис.1, равна  $W=3-5-2-4-6=1$ .

В работе решаются задачи определения чисел зубьев колес планетарных зубчатых передач по заданному передаточному отношению  $U_m$ . При этом должны быть обеспечены минимальные радиальные размеры колес передачи и заданное передаточное отношение с достаточной точностью  $U_m \pm 3\%$ , а также условия работоспособности и сборки.

Следовательно, для возможности правильного назначения чисел зубьев всех колес планетарной передачи и обеспечения требуемого передаточного отношения необходимо иметь выражение для определения передаточного отношения  $U_m$  для каждой выбранной схемы.

Для определения передаточного отношения планетарного механизма используется метод обращения движения или метод остановки ("фиксация") водила.

Для реализации этого метода всем звеньям механизма сообщается дополнительное воображаемое вращательное движение вокруг центральной оси с угловой скоростью  $(-\omega_H)$ . Тогда получим новый - обращенный механизм, который будет примечателен тем, что его звено H, бывшее ранее водилом, станет неподвижным. Следовательно, неподвижным станет и центр  $O_2$ , т.е. обращенный механизм будет представлять собой обычную зубчатую передачу с неподвижными осями вращения колес.

Исходными данными являются передаточное отношение планетарной передачи и модуль. Передаточное отношение  $U_m$  либо задается, либо вычисляется по формуле:

$$U_{пл} = \frac{n_{дв}}{N \cdot U_f},$$

где  $n_{дв}$  - число об/мин вала электродвигателя проектируемой или исследуемой машины;

$N$  - число об/мин главного вала машины, равное числу рабочих ходов в минуту исполнительного звена машины;

$U_f = Z_2/Z_1$  - передаточное число рядовой ступени, геометрический синтез которой выполняется в ходе курсового проектирования.

Проектирование планетарной передачи выполняется в следующей последовательности:

1. По величине передаточного отношения  $U_{пл}$  выбирается схема планетарного редуктора.

2. Для выбранной схемы механизма определяются числа зубьев всех колес с учетом обеспечения условий соосности, соседства сателлитов и сборки.

3. Найденные числа зубьев подставляются в формулу для определения передаточного отношения, и вычисляется фактическая величина  $U_{пл}$ . Расхождение с заданной величиной не должно превышать  $\pm 3\%$ .

4. Определяются делительные диаметры колес передачи  $d = mz$  из расчета, что все колеса имеют одинаковый модуль  $m$  и нарезаны без смещения.

5. На листе курсового проекта с общим названием «Синтез зубчатых механизмов» вычерчивается схема планетарного механизма в выбранном масштабе в двух проекциях. На схеме должны быть показаны делительные окружности всех колес с указанием их диаметров и водило. Водило изображается условно в виде крестовины с шириной радиальных участков  $B=10$  мм вне зависимости от масштаба изображения. Крестовина вычерчивается основными линиями. Вращательные кинематические пары шарниров  $O_1$  и  $O_2$  вычерчиваются в виде окружностей диаметром 3 мм.

6. Строится картина распределения скоростей звеньев планетарной передачи (рис.9,в). Исходный вектор  $\vec{v}_2$  скорости точки  $O_2$  принимается произвольной длины (40...60 мм). Наклонные линии распределения скоростей проводятся тонкими линиями.

7. По результатам построения определяется передаточное отношение.

Расхождение величин  $U_{пл}$ , полученных аналитически и графически, не должно превышать 2%.

8. Оформить раздел «Синтез планетарной передачи» в расчетно-пояснительной записке, где приводятся обоснование выбора схемы, расчет чисел зубьев, проверка условий соосности, соседства и сборки, а также проверка обеспечения заданного передаточного отношения.

При назначении чисел зубьев колес планетарной передачи необходимо учитывать ряд требований и условий, важнейшие из которых следующие.

1. Числа зубьев  $Z_1, Z_2, \dots$  должны быть целыми числами.
2. Сочетание чисел зубьев колес должно обеспечивать требуемое передаточное отношение  $U_{\text{зад}}$  с допустимой точностью  $\pm 3\%$ .
3. При отсутствии специальных требований желательно использовать в передаче нулевые колеса. Это ограничение записывают в форме отсутствия подреза зубьев: для колес с внешними зубьями, нарезанными стандартным инструментом,  $Z_2 \geq Z_{\text{подрез}} = 17$ ; для колес с внутренними зубьями –  $Z_2 \geq Z_{\text{подрез}} = 85$ .

4. Оси центральных колес и водила Н планетарной передачи должны лежать на одной прямой для обеспечения движения точек по соосным окружностям (условие соосности).

5. При расположении сателлитов в одной плоскости, т. е. без смещения в осевом направлении, соседние сателлиты должны быть расположены так, чтобы между окружностями вершин обеспечивался гарантированный зазор

(условие соседства);

$$(Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{k} > Z_2 + 2, \quad (3.1)$$

где  $k$  – число сателлитов.

6. Сборка нескольких сателлитов должна осуществляться без натягов так, чтобы зубья всех сателлитов одновременно вошли во впадины солнечного и корончатого колес:

$$\frac{Z_1 U_{\text{зад}}}{k} (1 + kp) = C_0, \quad (3.2)$$

где  $Z_1$  – число зубьев центрального колеса,  $k$  – число сателлитов,  $p$  – число оборотов водила,  $C_0$  – целое число.

## 1.1. Определение передаточного отношения планетарного механизма аналитически

Определяем передаточное отношение планетарного механизма:

$$U_{\text{III}} = \frac{n}{N \cdot U_p} = \frac{1200}{52 \cdot 24} \approx 9,6$$

$$\text{Найдем } Z_1 = Z_2 = 65 / \sqrt{U_{\text{III}}} = 65 / \sqrt{9,6} = 21.$$

Определим величину отношения  $Z_2/Z_1$ :

$$Z_2/Z_1 = \sqrt{U_{\text{III}}} - 1 = \sqrt{9,6} - 1 = 2,098.$$

Тогда число зубьев сателлита 2 найдем по формуле:

$$Z_2 = (Z_2/Z_1) \cdot Z_1 = 2,098 \cdot 21 = 44,066. \text{ Принимаем } Z_2 = 44.$$

Число зубьев колеса 3 найдем из условия соосности:

$$Z_3 = Z_1 + Z_2 + Z_1 = 21 + 44 + 21 = 86.$$

Проверим величину передаточного отношения при найденных числах зубьев:

$$U_{\text{III}}^{\text{II}} = 1 + \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = 1 + \frac{44 \cdot 86}{21 \cdot 21} = 9,58.$$

Расхождение  $\zeta$  заданным  $U$  составляет:

$$\Delta = \frac{a - a_n}{a_n} = \frac{9,6 - 9,58}{9,6} \cdot 100\% = 0,2\%.$$

Проверим выполнение условия соседства сателлитов, найдя максимально допустимое число сателлитов по формуле:

$$k_{\text{max}} = \pi / \arcsin(1,0308 - 1/\sqrt{U}) = 3,14 / \arcsin(1,0308 - 1/\sqrt{9,6}) = 5,5 = 5.$$

Условие сборки выполняется уже при  $p = 1\frac{1}{3}$  оборота водила, что составляет

$$480^\circ: \frac{Z_1 U_{\text{зад}}}{k} (1 + kp) = \frac{20 \cdot 9,8}{5} \cdot (1 + 5 \cdot 1\frac{1}{3}) = 308.$$

Определяем диаметры делительной окружности для каждого из колес. Примем значение модуля  $m = 4$ :

$$d_1 = m \cdot z_1 = 21 \cdot 4 = 84 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 44 \cdot 4 = 176 \text{ мм}$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 21 \cdot 4 = 84 \text{ мм}$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 86 \cdot 4 = 344 \text{ мм}$$

# ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА

## 1.2. Графический метод определения передаточного отношения планетарной передачи

В основу метода графического определения передаточного отношения планетарной передачи положен треугольный закон распределения окружных скоростей точек вращающегося звена. Если известна скорость  $V_A$  точки  $A$  (см. рис. 7) звена  $OA$ , вращающегося относительно неподвижного шарнира  $O$  с угловой скоростью  $\omega$ , то скорости остальных точек звена определяются прямой, соединяющей точку  $O$  и конец вектора  $\vec{V}_A$ .

Для пары зубчатых колес, имеющих начальные радиусы  $r_{w1}$  и  $r_{w2}$ , передаточное отношение определится как

$$U_{1-2} = \omega_1 / \omega_2 \quad (1)$$

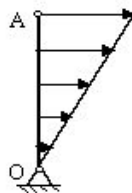


Рис. 2.

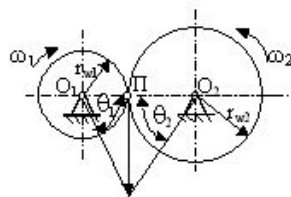


рис. 3.

Так как окружные скорости зацепляющихся колес на начальных окружностях одинаковы (рис. 3), то можно написать

$$V = \omega_1 r_{w1} = \omega_2 r_{w2} \quad \text{или} \quad \omega_1 = V / r_{w1} \quad \text{и} \quad \omega_2 = V / r_{w2}.$$

Поэтому можно найти тангенсы углов  $\theta_1$  и  $\theta_2$ , образованных линиями распределения скоростей колес и осью, соединяющей центры  $O_1$  и  $O_2$ :

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{V}{r_{w1}} = \omega_1 \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \theta_2 = \frac{V}{r_{w2}} = \omega_2. \quad (2)$$

Таким образом, величину передаточного отношения можно выразить и через отношение тангенсов углов  $\theta_1$  и  $\theta_2$ , подставив их в (1):

$$U = \frac{\operatorname{tg} \theta_1}{\operatorname{tg} \theta_2} \quad (3)$$

Полученные зависимости используются для графического определения передаточного отношения зубчатых механизмов с подвижными осями колес.

Зададимся произвольной величиной скорости  $\vec{V}_H = \vec{V}_{O_2}$  точки, являющейся осью вращения сателлита и одновременно принадлежавшей водилу  $H$ . Проведем линию распределения скоростей  $\vec{O_1P}V_H$  для точек водила, которая пройдет через точку  $O_1$  и конец вектора  $\vec{V}_H$ . Тогда линия  $\vec{O_1P}V_2$  распределения скоростей сателлита 2 пройдет через  $\tau_{P_2}$  и конец вектора  $\vec{V}_H$ . Эюра  $\vec{O_1P}V_1$  распределения скоростей солнечного колеса 1 пройдет через  $\tau_{O_1}$  и конец вектора скорости  $V_1$ .

$$U_{111}^{(1)} = \frac{\operatorname{tg} \theta_1}{\operatorname{tg} \theta_2} = \frac{\operatorname{tg} 25}{\operatorname{tg} 3} = 8.9$$

Построенные линии  $\vec{O_1P}V_1$  и  $\vec{O_1P}V_H$  распределения скоростей для солнечного колеса и водила соответственно определяют величины углов  $\theta_1$  и  $\theta_2$  для ведущего и ведомого звеньев.

В данном примере величина  $U_{111}^{(1)}$  является отрицательной, т. к. векторы  $\vec{V}_H'$  и  $\vec{V}_1$  направлены в разные стороны.

Расхождение  $\varepsilon$  с заданным  $U$  составляет:

$$\varepsilon = \frac{a_1 - a_2}{a_1} = \frac{9.6 - 8.9}{8.9} \cdot 100\% = 3\%$$

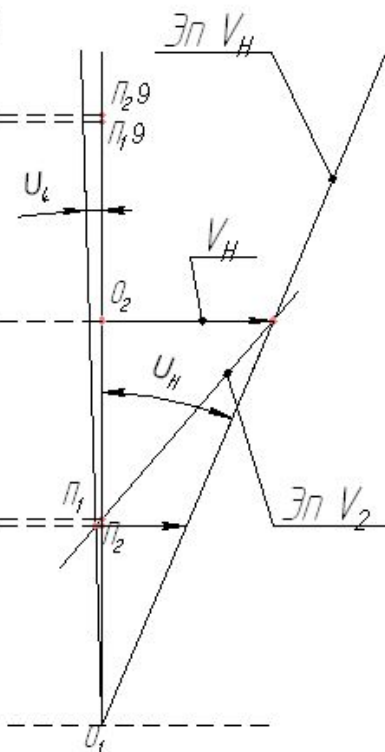
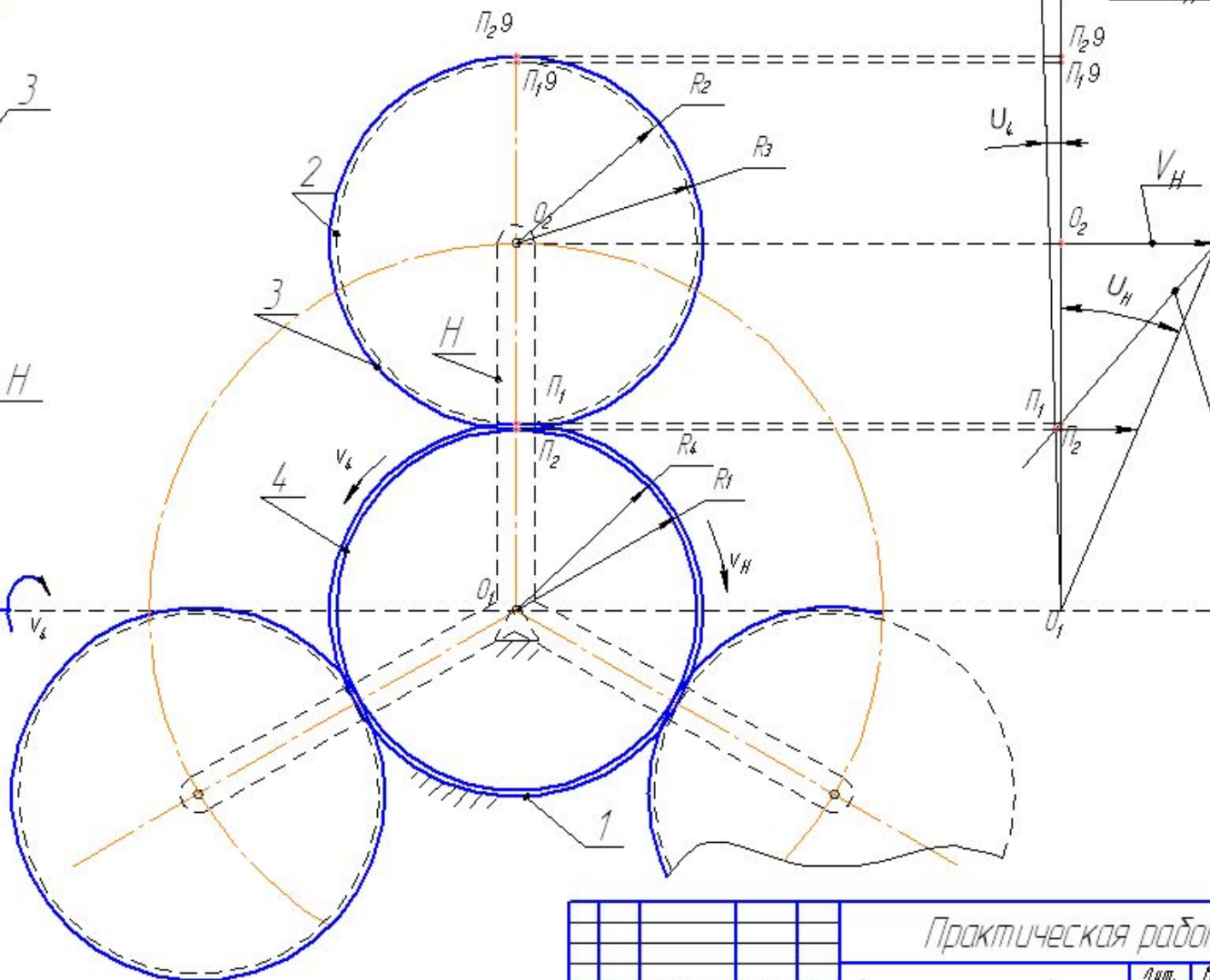
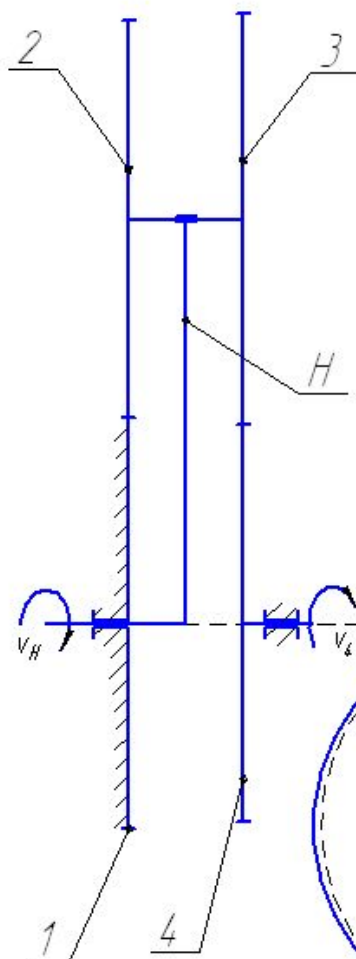
### Вывод

Проведено исследование планетарного механизма. Рассмотрен порядок аналитического и графического определения передаточных отношений планетарных передач. Представлены методики оптимального выбора чисел зубьев колес наиболее распространенных видов планетарных механизмов, а также проведен синтез механизма.

# ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА

ошорд ваъзъишхорд

Синтез и кинематический анализ планетарного механизма



Практическая работа					Лист	Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.							
Проб.							
Т.контр.							
Н.контр.							
Утв.							
Синтез и кинематический анализ планетарного механизма					Лист 1	Листов 1	
					ЮЗГУ		