

Методические указания и задания

к выполнению контрольной работы по дисциплине

«Прикладная механика»

для студентов-заочников

Общие требования к контрольной работе

Вариант числовых данных контрольной работы выбирается по номеру студенческого билета (задание 1) и **порядковому номеру** студента в списке группы (задание 2, задание 3). При отсутствии фамилии в таблице следует обратиться к преподавателю. (а. 1-325, т. 8 863 2738333).

№ варианта	Ф.И.О. студента
1	Андрусенко Р. С.
2	Баранов М. О.
3	Бурлин В. Р.
4	Гаджибегов М. Ю.
5	Горишний Д. А.
6	Ершов Н. А.
7	Загоруйко В. В.
8	Ивашин И. А.
9	Игнатов Д. А.
10	Козлов Е. И.
11	Коновалов А. В.
12	Курбанов А. И.
13	Куцов С. А.
14	Осенний Ф. Б.
15	Оськина Ю. А. (С)
16	Пилипенко А. А.
17	Попов И. Ю.
18	Пурчин Д. А.
19	Рутенко С. О.
20	Саликов В. А.
21	Сытников И. Р.
22	Шолудько Ю. Р.

Контрольная работа оформляется в тетради или на листах формата А4.

При оформлении расчетов должны быть указаны формула в общем виде, подставленные в формулу численные значения параметров и размерности параметров. Расчеты должны выполняться с соответствующими пояснениями.

При оформлении работы необходимо указывать исходные данные по каждой задаче.

Студент должен выполнить и защитить данную контрольную работу.

З а д а н и е 1

Определить реакции двухопорной балки.

Выбор параметров для задания осуществляется следующим образом.

Пусть $N3$ – третья цифра в номере зачетки, $N4$ – четвертая, $N5$ – пятая, $N6$ – шестая, $N7$ – седьмая.

Тогда $a = N3 \cdot 0,1$ м ; $b = N4 \cdot 0,1$ м ; $c = N5 \cdot 0,1$ м ;

$P_1 = N6 \cdot 100$ Н ; $P_2 = N7 \cdot 100$ Н.

Схема балки выполняется без масштаба, но силы $P_1 = 400$ Н и $P_2 = 600$ Н располагаются с учетом значений $a = 0,3$ м, $b = 0,5$ м, $c = 0,8$ м,

Если $a = b$, внешние силы будут приложены в одной точке.

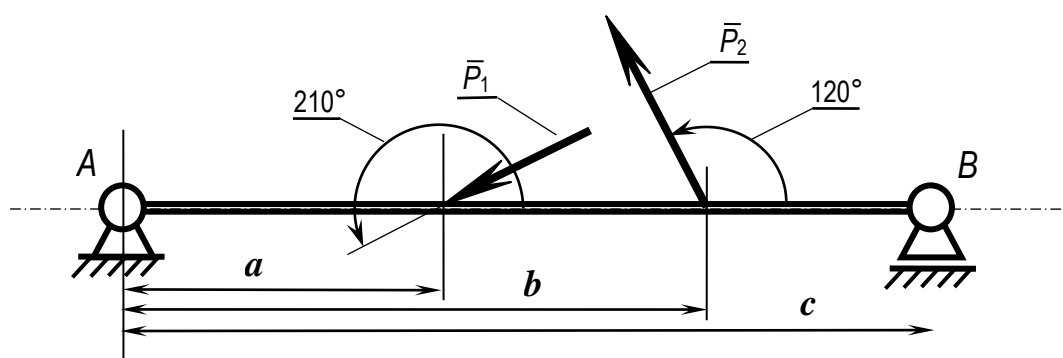


Схема балки.

Краткие теоретические сведения.

Твердое тело называется несвободным, если его перемещение в пространстве ограничено какими-либо другими телами. Все тела, которые так или иначе ограничивают перемещение данного тела, можно назвать его связями.

На несвободное тело действуют две группы внешних сил: **заданные силы** и **реакции связей**. Активные силы, как правило, бывают наперед заданными, а реакции связей неизвестны и их требуется определить.

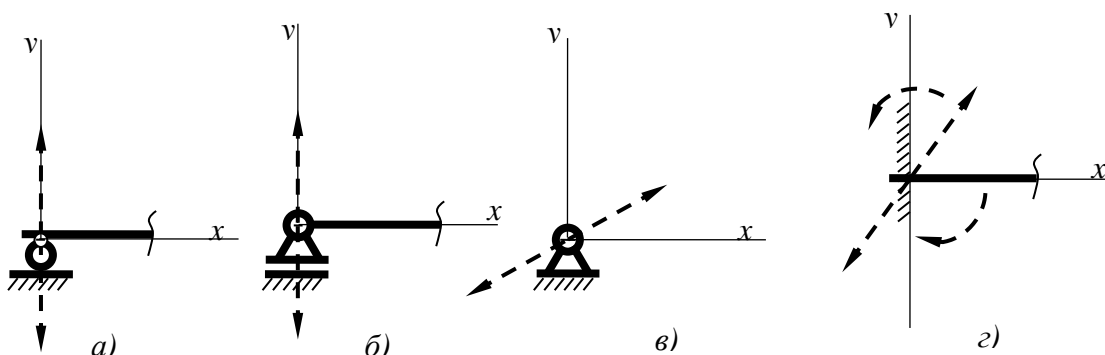
Реакции связей приложены к телу в точках соприкосновения тела со связью и направлены в сторону, противоположную той, куда связь не дает перемещаться телу.

Конкретное направление реакции связи определяется равнодействующей элементарных сил, распределенных по поверхностям соприкосновения тел и зависит от вида связи, ее расположения относительно тела и характера соприкосновения связи с телом.

Для определения реакций связей используют прием освобождения от связей. Не изменяя равновесия тела или системы тел, каждую связь, наложенную на систему, можно отбросить, заменив её действием реакции отброшенной связи.

Брус — тело с прямолинейной осью, у которого длина больше поперечных размеров.

Балка — тело, у которого длина значительно больше поперечных размеров. Балки имеют специальные опорные устройства для сопряжения с другими элементами и передачи на них усилий. При рассмотрении плоских систем опоры балок бывают трех основных типов.



Подвижная шарнирная опора (а). Такая опора не препятствует перемещению конца балки вдоль плоскости качения. В ней реакция, перпендикулярна плоскости качения и проходит через центр катка. Сочетание двух опор (б) приводит к аналогичному результату. Подвижные опоры дают возможность балке беспрепятственно изменять свою длину при изменении температуры и тем самым устраняют возможность появления температурных напряжений.

Неподвижная шарнирная опора (в). Такая опора допускает только вращение конца балки. Возникающие в ней реакции проходят через ось шарнира.

Жесткая заделка (г). Такое закрепление не допускает ни линейных, ни угловых перемещений опорного сечения. В общем случае взаимодействие тел в этой опоре характеризуется реакцией и моментом защемления. Балка с одним заделанным концом называется консольной балкой или просто консолью.

Если для определения опорных реакций достаточно уравнений статики, то балки называют статически определимыми. В противном случае балки называют статически неопределимыми.

Если для системы сил главный вектор и главный момент (относительно произвольного центра приведения) равны нулю, то она находится в равновесии относительно выбранной системы отсчета.

Пример выполнения.

Задание.

Определить реакции в опорах плоской балки, нагруженной силами \bar{P}_1 и \bar{P}_2 .

Исходные данные.

Значения внешних сил: $P_1 = 400 \text{ Н}$ и $P_2 = 600 \text{ Н}$.

Линейные размеры: $a = 0,3 \text{ м}$, $b = 0,5 \text{ м}$, $c = 0,8 \text{ м}$

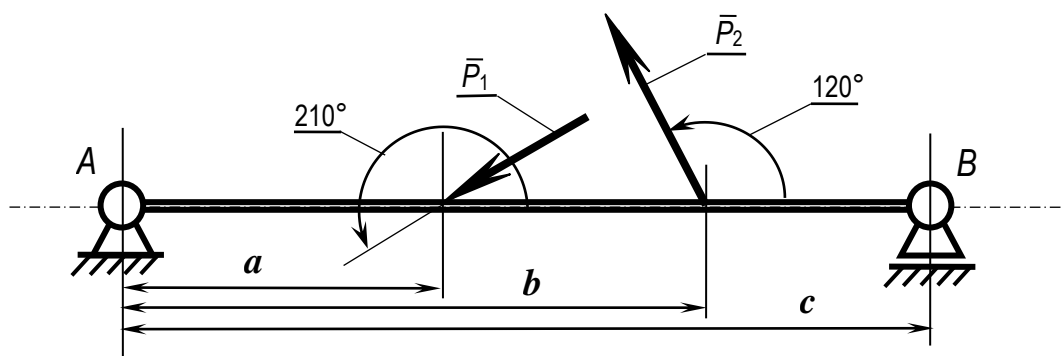


Схема балки.

Решение.

Для решения задачи используем метод освобождения от связей. На основании заданных данных выполняем расчетную схему (см. рис.1.2).

Уравнения равновесия используются полностью в скалярном виде

$$\begin{cases} \sum M(\bar{F}) = 0 \\ \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \end{cases}$$

или силы суммируются в векторной форме

$$\begin{cases} \sum M(\bar{F}) = 0 \\ \sum \bar{F} = 0 \end{cases}$$

В каждом из этих вариантов уравнения могут использоваться как все вместе, так и по отдельности.

Выполняется на одной отдельной странице !

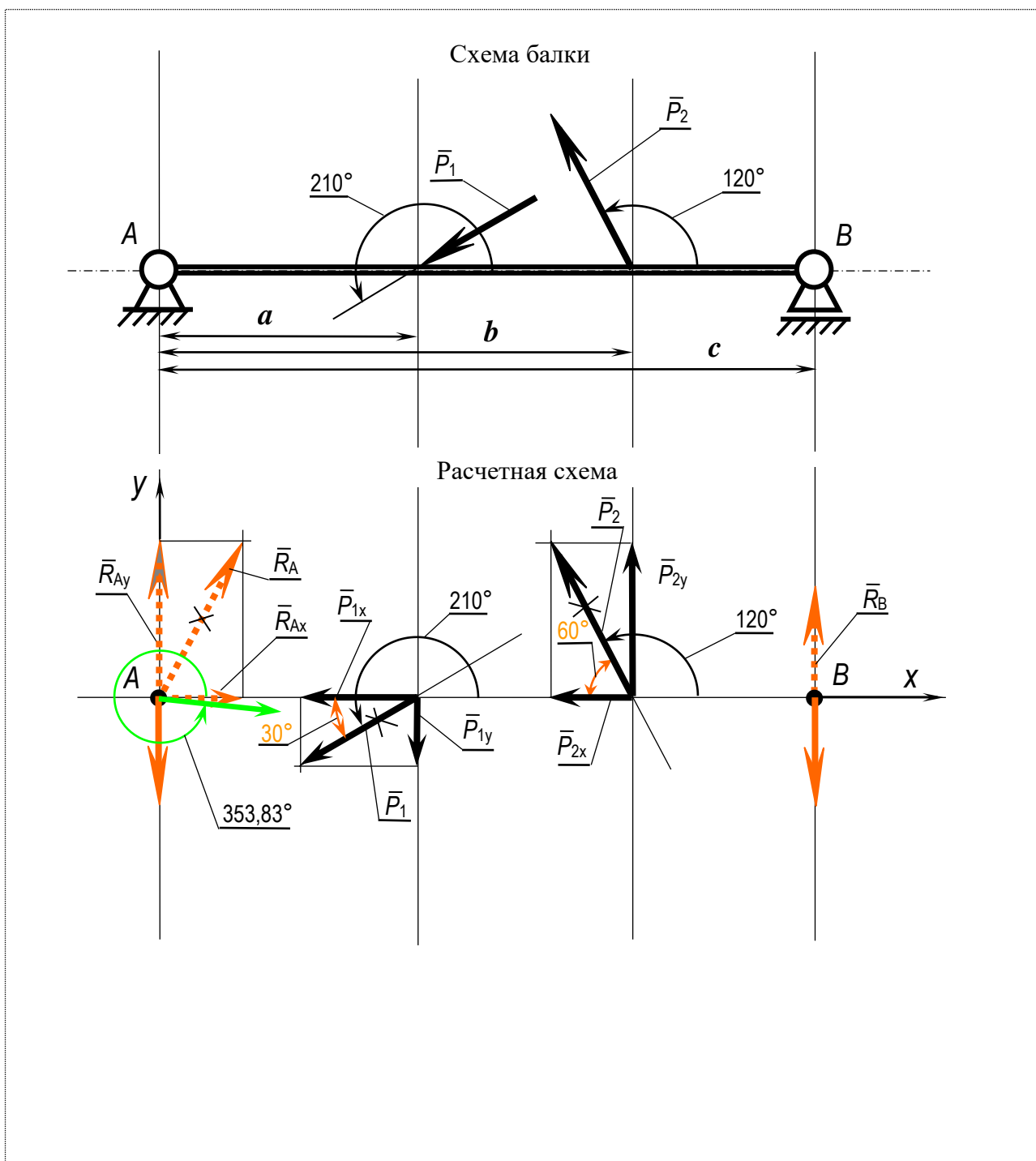


Рис. 1.1. Схема балки и расчетная схема.

Определяем значения проекций векторов сил \bar{P}_1 и \bar{P}_2 на координатные оси x и y .

Можно просто рассматривать треугольники, получаем:

$$P_{1y} = P_1 \cdot \sin 30^\circ = 400 \cdot 0,5 = 200,00 \text{ Н};$$

$$P_{1x} = P_1 \cdot \cos 30^\circ = 400 \cdot 0,866 = 346,41 \text{ Н};$$

$$P_{2y} = P_2 \cdot \sin 60^\circ = 600 \cdot 0,866 = 519,62 \text{ Н};$$

$$P_{2x} = P_2 \cdot \cos 60^\circ = 600 \cdot 0,5 = 300,00 \text{ Н}.$$

Для определения знаков проекций в этом случае используем графические изображения векторов на расчетной схеме (см. рис.1.1).

Можно использовать углы векторов, тогда значения проекций получаются сразу с соответствующим знаком:

$$P_{1y} = P_1 \cdot \sin 210^\circ = 400 \cdot (-0,5) = -200,00 \text{ Н};$$

$$P_{1x} = P_1 \cdot \cos 210^\circ = 400 \cdot (-0,866) = -346,41 \text{ Н};$$

$$P_{2y} = P_2 \cdot \sin 120^\circ = 600 \cdot 0,866 = 519,62 \text{ Н};$$

$$P_{2x} = P_2 \cdot \cos 120^\circ = 600 \cdot (-0,5) = -300,00 \text{ Н}.$$

Далее для определения значения R_B реакции \bar{R}_B используем скалярное уравнение равновесия:

$$\sum M_A(\bar{F}_y) = 0, \text{ моменты определяются относительно точки } A.$$

Знака момента положительный, если сила поворачивает плечо силы относительно центра вращения против часовой стрелки.

$$-P_{1y} \cdot a + P_{2y} \cdot b + R_B \cdot c = 0;$$

$$R_B = \frac{P_{1y} \cdot a + P_{2y} \cdot b}{c} = \frac{200 \cdot 3 - 519,62 \cdot 5}{8} = -249,76 \text{ Н}.$$

Знак «минус» указывает на то, что произвольно выбранное направление \bar{R}_B (вектор, показанный пунктиром на расчетной схеме) нужно изменить на противоположное (вектор, показанный сплошной линией).

Далее для определения значения реакции \bar{R}_{A_y} используем скалярное уравнение равновесия:

$\sum M_B(\bar{F}_y) = 0$, центр момента – точка A .

$$-R_{Ay} \cdot c + P_{1y} \cdot (c - a) - P_{2y} \cdot (c - b) = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{P_{1y} \cdot (c - a) - P_{2y} \cdot (c - b)}{c} = \frac{200 \cdot 5 - 519,62 \cdot 3}{8} = -69,85 \text{ Н.}$$

Знак «минус» требует изменить направление вектора \bar{R}_{Ay} на противоположное (см. рис.3).

Проверка: $\sum F_y = 0$;

$$-R_{Ay} - P_{1y} + P_{2y} - R_B = -69,85 - 200,00 + 519,62 - 249,76 = 0,01 \text{ Н.}$$

Проверка сошлась.

Далее для определения значения реакции \bar{R}_{Ax} используем скалярное уравнение равновесия (здесь также необходимо учитывать знак проекции):

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_{Ax} - P_{1x} - P_{2x} = 0;$$

$$R_{Ax} = P_{1x} + P_{2x} = 346,41 + 300,00 = 646,61 \text{ Н.}$$

Теперь можем определить значение и угол вектора \bar{R}_A (показан на расчетной схеме без масштаба зеленым цветом).

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{646,41^2 + (-69,85)^2} = 659,7 \text{ Н.}$$

$$\alpha_{R_A} = \arctg \frac{R_{Ay}}{R_{Ax}} = \arctg \frac{(-69,85)}{646,41} = \arctg (-0,10806) = -6,17^\circ.$$

З а д а н и е 2

Провести кинематический анализ зубчатого механизма.

Выбор параметров для задания осуществляется следующим образом.

Выбор варианта чисел зубьев осуществляется по последним двум цифрам зачетной книжки. Пусть номер *****37. По предпоследней цифре определяются числа зубьев планетарного механизма в составе заданного: $Z_1 = 19$; $Z_3 = 24$; $Z_4 = 73$. По последней цифре определяются числа зубьев рядового механизма в составе заданного: $Z_5 = 23$; $Z_6 = 27$; $Z_7 = 77$.

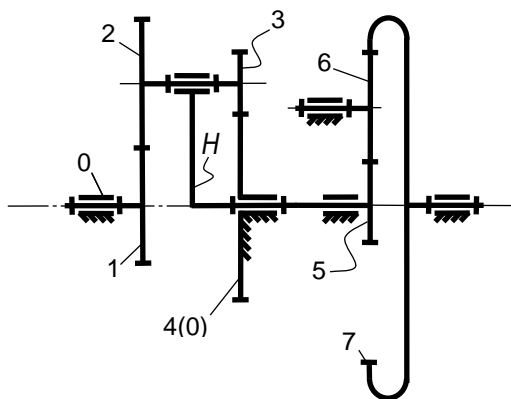


Схема многосвязного зубчатого механизма

Варианты чисел зубьев колес планетарного механизма

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Значение параметра									
Z_1	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Z_3	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17
Z_4	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80

Варианты чисел зубьев колес рядового механизма

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Значение параметра									
Z_5	15	14	13	16	17	18	23	22	21	19
Z_6	25	27	30	28	29	31	27	25	23	21
Z_7	65	68	73	72	75	80	77	72	67	61

При определении передаточного отношения зубчатого механизма считать входным вал колеса 1.

Зубчатые колеса считать нулевыми с одинаковым модулем, недостающие числа зубьев планетарного механизма определить из условия соосности, число сателлитов k принимать равным 1.

Краткие теоретические сведения.

Простейший плоский зубчатый механизм образуют два цилиндрических колеса, находящихся в зацеплении (рис. 2.1а – внешнее зацепление; рис. 2.1б – внутреннее зацепление)

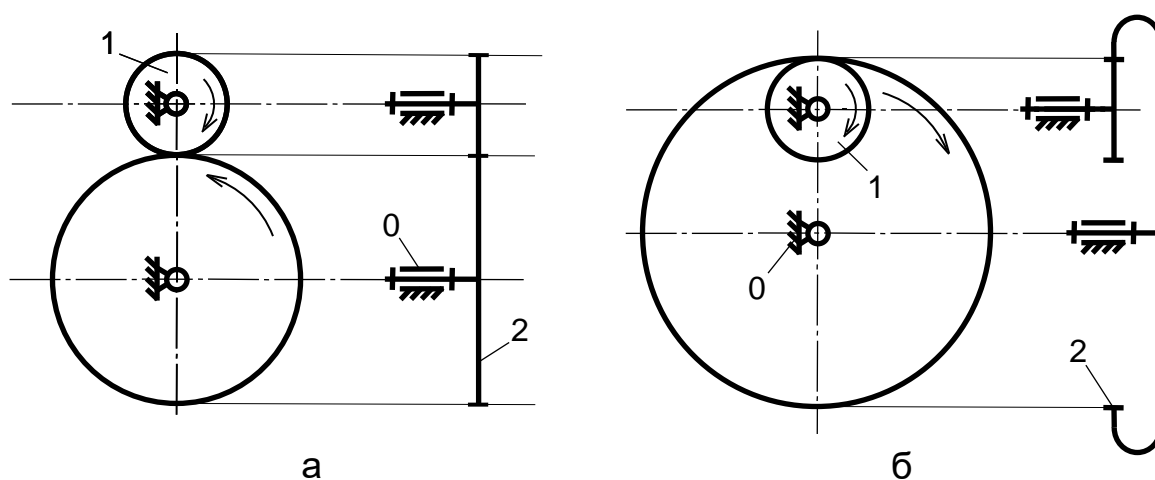


Рис. 2.1. Схема трехзвенного зубчатого механизма

Передаточное отношение такого механизма определяется по формуле

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_2}{r_1} = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 — значения угловых скоростей колес;

r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес;

z_1 и z_2 — количество зубьев колес.

Знак «−» указывает на противоположное направление вращения колес, что соответствует внешнему зацеплению (рис. 2.11, а). Знак «+» указывает на одинаковое направление вращения колес, что соответствует внутреннему зацеплению (рис. 2.1, б).

Плоские цилиндрические зубчатые механизмы подразделяются на механизмы с *неподвижными* осями вращения колес и на механизмы, имеющие колеса, оси вращения которых *подвижны*.

Механизмы с неподвижными осями вращения колес подразделяются на *рядовые* (рис. 2.2) и *ступенчатые* (рис. 2.3). Передаточное отношение таких механизмов определяется произведением передаточных отношений пар колес, находящихся в зацеплении и вычисляется по формулам:

для рядового механизма —

$$u_{1j} = \frac{\omega_1}{\omega_j} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot \dots \cdot u_{(j-1)j} = (-1)^t \cdot \frac{z_j}{z_1}; \quad (1)$$

для ступенчатого механизма —

$$u_{1j} = \frac{\omega_1}{\omega_j} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot \dots \cdot u_{(j-1)j} = (-1)^t \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \dots \cdot \frac{z_j}{z_{j-1}}, \quad (2)$$

где $1, 2, \dots, j$ — номер колеса;

t — число пар колес внешнего зацепления (определяется визуально при наличии механизма или по его кинематической схеме).

Планетарным механизмом называется зубчато–рычажный механизм с подвижными осями вращения некоторых колес (рис. 2.4).

Звено, на котором располагаются подвижные оси зубчатых колес называется **водилом** (H), а колеса с подвижными осями вращения – **сателлитами** или **планетарными колесами** (2, 3). Колеса с неподвижными осями вращения называются **солнечными** или **центральными** (1), неподвижное колесо называется **опорным** (4).

Передаточное отношение планетарного механизма $u_{\text{пл}} = u_{1H}^{(4)}$ определяется по формуле:

$$u_{1H}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{14}^{(H)}, \quad \text{где } u_{14}^{(H)} = u_{12}^{(H)} \cdot u_{34}^{(H)} = (-1)^t \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}. \quad (3)$$

Верхний индекс в скобках указывает неподвижное звено (т.е. звено, являющееся стойкой). Передаточное отношение $u_{14}^{(H)}$ называют передаточным отношением *обращенного механизма*, т.е. механизма, полученного сообщением

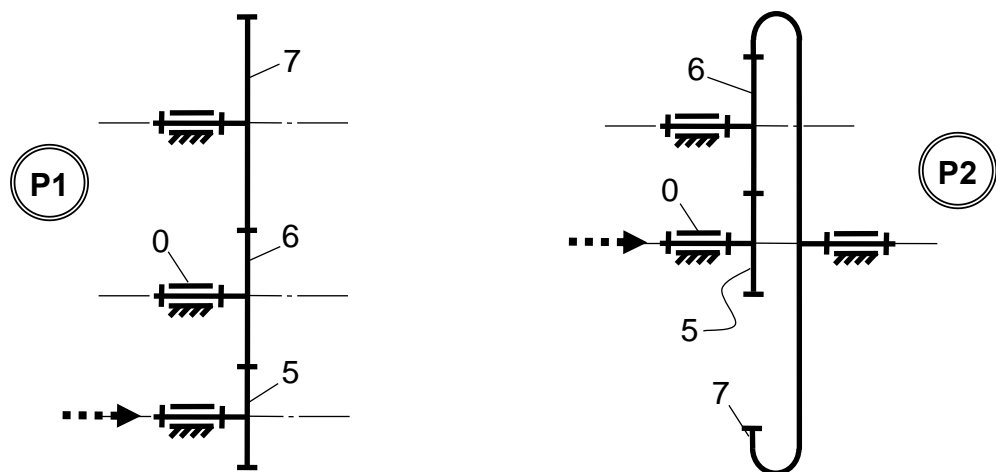


Рис. 2.2. Схемы многозвенных рядовых зубчатых механизмов

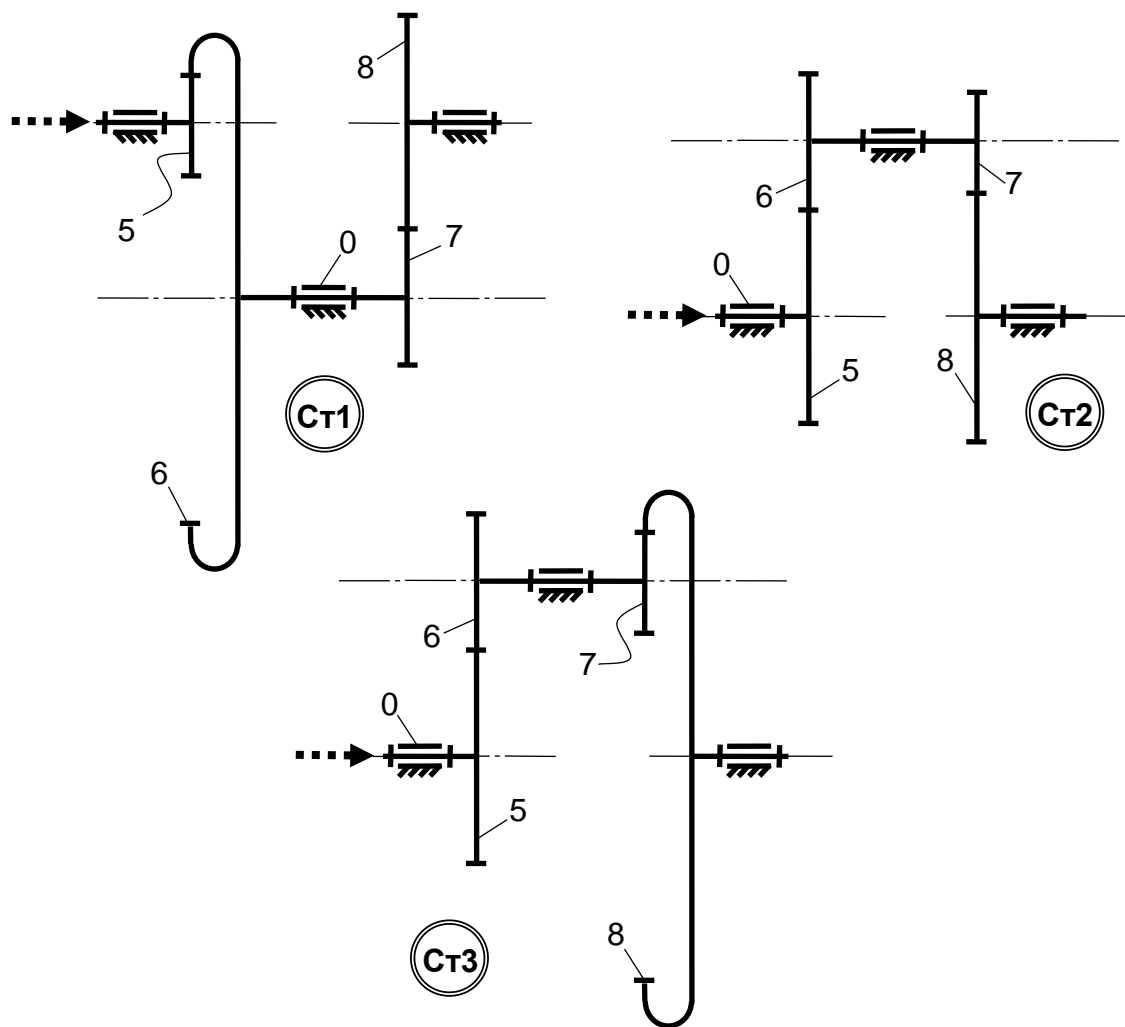


Рис. 2.3. Схемы многозвенных ступенчатых зубчатых механизмов

всем звеньям планетарного механизма угловой скорости $(-\overline{\omega}_H)$. Такой прием называется *методом обращения движения*. При этом опорное колесо становится подвижным, а водило – неподвижным. В результате получается ступенчатый механизм с неподвижными осями вращения всех колес. Для схемы **Пл5** можно использовать формулу 3, приняв $z_2 = z_3$. Обращенный механизм получается рядовой и формула, определяющая его передаточное отношение упрощается:

$$u_{14}^{(H)} = -\frac{z_4}{z_1}.$$

Оси вращения центрального колеса 1 и водила H располагаются вдоль одной прямой, сателлиты 2 и 3 также имеют общую ось вращения. Условие соосности записывается в виде равенств для радиусов начальных окружностей или (если модули всех колес одинаковы) чисел зубьев колес:

для схемы	Пл1	$r_1 - r_2 = r_3 + r_4$	или	$z_1 - z_2 = z_3 + z_4$;
для схемы	Пл2	$r_1 - r_2 = r_4 - r_3$	или	$z_1 - z_2 = z_4 - z_3$;
для схемы	Пл3	$r_1 + r_2 = r_3 + r_4$	или	$z_1 + z_2 = z_3 + z_4$;
для схемы	Пл4	$r_1 + r_2 = r_4 - r_3$	или	$z_1 + z_2 = z_4 - z_3$;
для схемы	Пл5	$r_1 + r_2 = r_4 - r_2$	или	$z_1 + z_2 = z_4 - z_2$.

Пример выполнения.

Задание.

Определить передаточное отношение зубчатого механизма, считая входным вал колеса 1.

Зубчатые колеса считать нулевыми с одинаковым модулем, недостающие числа зубьев планетарного механизма определить из условия соосности, число сателлитов k принимать равным 1.

Многозвенный зубчатый механизм представляет собой последовательное соединение механизмов, схемы которых приведены на рисунках 2.4 и 2.2.

Пример схемы такого механизма приведен на рис. 2.5.

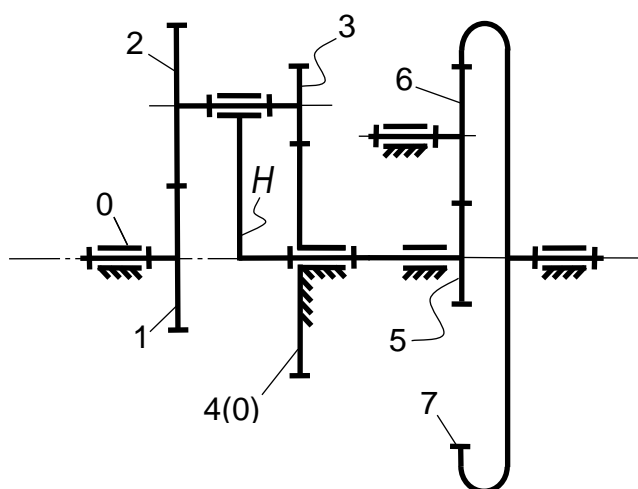


Рис. 2.5. Схема многозвенного зубчатого механизма

Решение

Общее передаточное отношение механизма определяется произведением передаточного отношения планетарного механизма (см. форм. 3) и рядового (см. форм. 1):

$$u_{17} = u_{1H}^{(4)} \cdot u_{57}, \text{ где } u_{1H}^{(4)} = u_{\text{пл}} = 1 - u_{14}^{(H)}; \quad u_{57} = u_{56} \cdot u_{67}.$$

Пусть вариант чисел зубьев колес будет таким: $z_1=15$; $z_3=13$; $z_4=37$; $z_5=15$; $z_6=27$; $z_7=42$. Схема обращенного зубчатого механизма представлена на рис. 6.

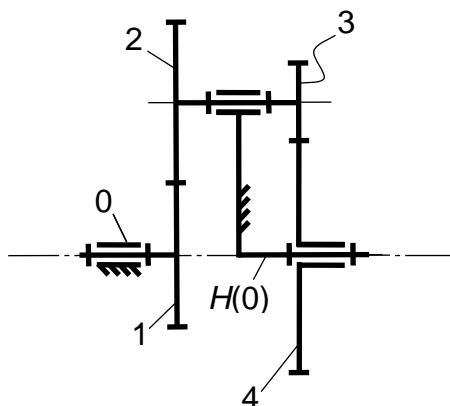


Рис. 2.6. Схема обращенного зубчатого механизма

Далее необходимо определить z_3 из условия соосности для планетарного механизма:

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4; \rightarrow z_2 = z_3 + z_4 - z_1 = 13 + 37 - 15 = 35,$$

затем передаточное отношение обращенного механизма (это ступенчатый механизм, см. рис. 6):

$$u_{14}^{(H)} = u_{12}^{(H)} \cdot u_{34}^{(H)} = (-1)^t \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = (-1)^2 \cdot \frac{35}{15} \cdot \frac{37}{13} = 6,64,$$

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)}, \quad \text{где } u_{14}^{(H)} = u_{12}^{(H)} \cdot u_{34}^{(H)} = (-1)^t \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

затем передаточное отношение планетарного механизма:

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)} = 1 - 6,64 = -5,64$$

и передаточное отношение рядового механизма:

$$u_{57} = u_{56} \cdot u_{67} = (-1)^1 \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_7}{z_6} = -\frac{z_7}{z_5} = -\frac{42}{15} = -2,8.$$

Общее передаточное отношение механизма равно:

$$u_{17} = u_{1H}^{(4)} \cdot u_{57} = (-5,64) \cdot (-2,8) = 15,79.$$

В приведенном примере рассмотрены:

рядовой механизм с неподвижными осями вращения колес

(рис.5, колеса 5, 6, 7);

ступенчатый механизм с неподвижными осями вращения колес

(рис.6, колеса 1, 2, 3, 4);

и планетарный механизм (рис.5, колеса 1, 2, 3, 4, водило Н).

З а д а н и е 3

Выполнить структурный анализ схемы пространственного механизма манипулятора промышленного работа.

Краткие теоретические сведения.

Кинематической цепью называется система звеньев, образующих кинематические пары.

Звено – это неизменное твердое тело, входящее в кинематическую цепь и состоящее из одной или нескольких деталей, не имеющих относительной подвижности.

Кинематическая пара – это подвижное соединение двух звеньев. Конструктивно кинематическую пару образуют элементы звеньев в местах их соприкосновения (см. табл. 1).

Если в кинематической цепи одно из звеньев связать с основной системой координат (сделать стойкой), то кинематическая цепь становится механизмом.

Механизм есть система тел для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.

Манипулятор – это механизм, предназначенный для воспроизведения рабочих функций руки человека. Различают манипуляторы с ручным и автоматическим управлением.

Манипуляторы с автоматическим управлением называются *промышленными роботами*. Манипулятор представляет собой механизм с замкнутой кинематической цепью и широким диапазоном пространственных движений рабочих органов. Исполнительное (выходное) звено манипулятора называется *захватом*. Структурные схемы манипуляторов многообразны. Они различаются числом звеньев, разнообразием кинематических пар различных классов, числом степеней свободы.

Число степеней свободы (подвижность) пространственного механизма определяется по формуле Сомова — Малышева:

$$W = 6 \cdot n - 1 \cdot p_1 - 2 \cdot p_2 - 3 \cdot p_3 - 4 \cdot p_4 - 5 \cdot p_5 = 6 \cdot n - \sum_{i=1}^5 i \cdot p_i,$$

где n — количество подвижных звеньев;

i — класс кинематической пары;

p_i — количество пар i -го класса.

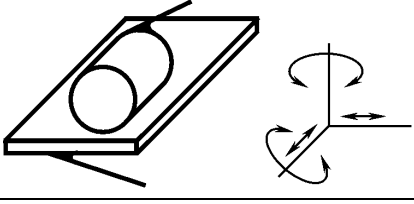
В соответствии с *классификацией по И.И. Артоблевскому* все кинематические пары подразделяются на пары 1, 2, 3, 4 и 5-го классов. Класс пары определяется числом условий связи S (см. табл. 1) в относительном движении звеньев.

В соответствии с *классификацией по Ф. Рело* все кинематические пары подразделяются на высшие и низшие.

Высшей называется пара, в которой требуемое относительное движение звеньев может быть обеспечено соприкосновением элементов, образующих пару, по линии или в точке (табл. 1: плоскость—шар, плоскость—цилиндр); *низшей* — в которой это может быть обеспечено соприкосновением по поверхностям (табл. 1: плоскостная, сферическая, цилиндрическая, сферическая с пальцем, вращательная, поступательная).

Таблица 3.1

Примеры кинематические пар

H	S	Название	Конструктивное оформление	Условное изображение
5	1	Плоскость—шар		
4	1	Плоскость—цилиндр		

<i>H</i>	<i>S</i>	Название	Конструктивное оформление	Условное изображение
3	3	<i>Плоскостная</i>		
3	3	<i>Сферическая</i>		
2	4	<i>Цилиндрическая</i>		
2	4	<i>Сферическая с пальцем</i>		
1	5	<i>Поступательная</i>		
1	5	<i>Вращательная</i>		

Число степеней свободы (подвижность) плоского механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 1 \cdot p_{\text{в}} - 2 \cdot p_{\text{н}},$$

где $p_{\text{в}}$ — количество высших пар;

$p_{\text{н}}$ — количество низших пар.

Под **маневренностью манипулятора** понимается его число степеней свободы при неподвижном захвате. При определении маневренности необходимо учитывать, что в этом случае манипулятор превращается в механизм с

замкнутой кинематической цепью. Чем выше маневренность, тем совершеннее манипулятор.

Задание

Определить число степеней свободы и маневренность механизма манипулятора.

Исходные данные

Вариант схемы механизма задается элементами, приведенными в табл. 3.2 и 3.3, и представляет собой их последовательное соединение. Например,

задание $C3 \rightarrow П11 \rightarrow П5 \rightarrow П23 \rightarrow П14 \rightarrow B4$ расшифровывается следующим образом: из табл. 3.2 выбирается вариант стойки, затем из табл. 3.3 выбираются варианты промежуточных подвижных звеньев и выходного звена.

№ варианта	Заданная последовательность соединения элементов схемы					
1	C1	П3	П15	П25	П21	B1
2	C4	П18	П13	П15	П25	B5
3	C4	П17	П7	П6	П1	B1
4	C2	П6	П4	П18	П12	B2
5	C2	П9	П19	П17	П8	B3
6	C1	П5	П21	П2	П9	B4
7	C1	П2	П8	П13	П14	B4
8	C1	П4	П16	П3	П13	B3
9	C1	П5	П23	П14	П20	B5
10	C1	П3	П13	П14	П16	B1
11	C3	П12	П9	П16	П2	B2
12	C4	П18	П15	П25	П21	B1
13	C1	П4	П20	П22	П9	B4
14	C1	П1	П4	П17	П9	B4
15	C2	П9	П17	П7	П9	B4
16	C3	П15	П23	П13	П11	B1
17	C1	П2	П7	П6	П5	B5

18	C2	П10	П22	П7	П7	B2
19	C5	П25	П24	П17	П8	B3
20	C5	П22	П6	П4	П17	B2
21	C2	П10	П22	П7	П7	B2
22	C5	П25	П24	П17	П8	B3
23	C5	П22	П6	П4	П17	B2
24	C3	П15	П23	П13	П11	B1
25	C1	П2	П7	П6	П5	B5

Пример выполнения

Пусть задан вариант в виде следующей последовательности звеньев

C4 → П16 → П3 → П15 → П22 → B2

Схема механизма в этом случае выглядит так, как показано на рис. 3.1.

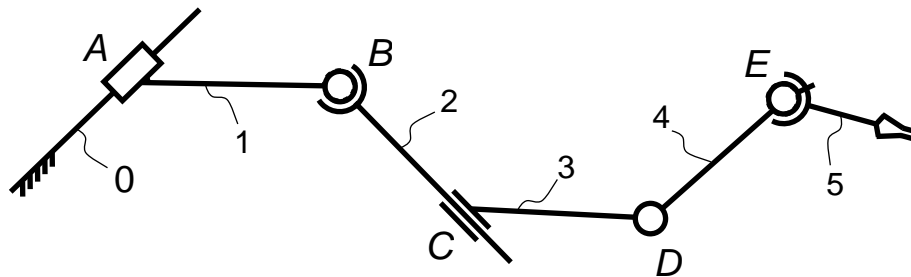


Рис. 3.1. Схема манипулятора

Таблица 3.2

Условные обозначения вариантов стойки



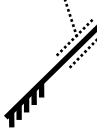


Ин-декс	С1	С2	С3	С4	С5
Схема					

Таблица 3.2

Условные обозначения вариантов подвижных звеньев

Индекс	П1	П2	П3	П4	П5
Схема					
Индекс	П6	П7	П8	П9	П10
Схема					
Индекс	П11	П12	П13	П14	П15
Схема					
Индекс	П16	П17	П18	П19	П20
Схема					
Индекс	П21	П22	П23	П24	П25
Схема					
Индекс	В1	В2	В3	В4	В5
Схема					

Получившийся механизм является пространственным, поэтому для определения подвижности применяется формула Сомова – Малышева. Манипулятор имеет пять подвижных звеньев, одну кинематическую пару третьего класса (сферическая пара B), две – четвертого класса (цилиндрическая пара C и сферическая с пальцем пара E) и две – пятого класса (поступательная пара A и вращательная пара D), следовательно:

$$\begin{aligned} W &= 6 \cdot n - 1 \cdot p_1 - 2 \cdot p_2 - 3 \cdot p_3 - 4 \cdot p_4 - 5 \cdot p_5 = \\ &= 6 \cdot 5 - 1 \cdot 0 - 2 \cdot 0 - 3 \cdot 1 - 4 \cdot 2 - 5 \cdot 2 = 9. \end{aligned}$$

При неподвижном захвате механизм остается пространственным, количество подвижных звеньев уменьшается ($n = 4$), а количество и виды кинематических пар не изменяются. Следовательно, маневренность определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} W &= 6 \cdot n - 1 \cdot p_1 - 2 \cdot p_2 - 3 \cdot p_3 - 4 \cdot p_4 - 5 \cdot p_5 = \\ &= 6 \cdot 4 - 1 \cdot 0 - 2 \cdot 0 - 3 \cdot 1 - 4 \cdot 2 - 5 \cdot 2 = 3. \end{aligned}$$

Список литературы

1. Аркуша А.И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов. Учебное пособие. М.: Высшая школа, 2002.
2. Сапрыкин, В.Н. Техническая механика : учеб. / В. Н. Сапрыкин. - 2-е изд., испр. - М. : ЭКСМО, 2005.
3. Лачуга Ю.Ф. и др. Теория механизмов и машин. М.: Изд. Колосс, 2006.
4. Вереина, Л.И. Основы технической механики : учеб. пособие для вузов / Л. И. Вереина, М. М. Краснов. - 2-е изд., стер. - М. : ACADEMIA, 2009.

5. Винокуров, В.Н. Основы технической механики : учеб.-метод. пособие / В. Н. Винокуров, В. В. Ильяков, А. А. Котов ; Моск. гос. ун-т леса. - М. : Изд-во МГУЛ, 2008.

6. Ровеньков Е.Д. и др. Комплексный анализ кривошипно-ползунного механизма. Метод. указ. к курсовой работе. Ростов н/Д, ДГТУ, 2010.

7. Ровеньков Е.Д. и др. Кинематический анализ механизма. Метод. указ. к лабораторной работе по технической механике. Ростов н/Д, ДГТУ, 2010.