

Министерство сельского хозяйства РФ

ФГБОУ ВО «Брянский ГАУ»

Карпович А.П.

Лабух В.М.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**Методические рекомендации, задания и пример
выполнения самостоятельной работы**

Направления подготовки:

35.03.06- Агроинженерия

23.03.02- Наземные ТТК

Брянск 2016

УДК 621.01(073)
ББК 34.41
Т 33

Карпович А.П., Лабух В.М. Теория механизмов и машин: Методические рекомендации, задания и пример выполнения самостоятельной работы для инженерных специальностей / А.П. Карпович, В.М. Лабух. – Брянск: Издательство Брянского ГАУ, 2016. – 29 с. с 2 приложениями.

Рецензент: БГАУ– профессор, д.т.н. В.Т. Аксютенков

ВВЕДЕНИЕ

Данные методические рекомендации по выполнению самостоятельной работы по теории механизмов и машин разработаны в соответствии с учебными планами инженерно-технологического факультета Брянского ГАУ.

Цель дисциплины теории механизмов и машин - дать навыки простейших расчетов с использованием методов теоретической механики и сопротивления материалов, выбора материалов, конструктивных форм и размеров машин, умение рассчитать типовую механическую передачу.

Полученные знания и умения необходимы для высокопроизводительного использования машин, обеспечения их надежности в условиях эксплуатации, соблюдения требований охраны труда, что обеспечивает необходимое адаптирование специалиста к быстроменяющимся условиям инженерного обеспечения современного сельскохозяйственного промышленного производства.

© ФГБОУ ВО Брянский ГАУ, 2016
© Карпович А.П., 2016
© Лабух В.М., 2016

1. Методические указания по выполнению расчетно-графической работы

Самостоятельная работа должна быть оформлена в соответствии с требованиями ЕСКД. Графическая часть расчетно-графической работы выполняется на двух листах карандашом на чертеже формата А3 (297×420) или при помощи компьютерной графики. Расчетная часть самостоятельной работы выполняется на листах формата А4 в соответствии с ГОСТ 2.105-79 «Технические документы», пункт 7, «Расчеты». Титульный лист должен быть выполнен чертежным шрифтом в соответствии с рис. 1.

<p>Брянский ГАУ Инженерно-технологический институт Кафедра механики и основ конструирования</p> <p>САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА по теории механизмов и машин</p> <p>Выполнил студент _____ <small>(фамилия и инициалы)</small></p> <p>Группа _____ № зачетной книжки _____</p> <p>Проверил доцент Лабух В.М.</p> <p>КОКИНО 2016</p>

Рис. 1

Содержание самостоятельной работы должно начинаться с текста задания, сопровождаемого исходными данными и заданной схемой. Затем последовательно излагается расчетная часть. Названия разделов и пунктов указывается в оглавлении на заглавном листе работы. Расчеты должны сопровождаться краткими пояснениями, расчетными схемами и эскизами. После расчетной части приводится графическая часть расчетно-графической работы. Список использованной литературы приводится в конце работы.

Рекомендуемая литература:

1. Лачуга Ю.А. и др. Теория механизмов и машин. - М.: Колос, 2008 г. – 304 с.
2. Махова Н.С., Поболь О.Н., Семин М.И. Основы теории механизмов и машин. -М.: ВЛАДОС, 2006 г. – 304 с.
3. Скойбеда А.Т. Прикладная механика: учеб. пос.- Минск: Высшая школа, 1997.
4. Иосиливич Г.Б., Строганов Г.В., Маслов Г.С. Прикладная механика. М: высшая школа, 1989.

2. Задания на самостоятельную работу

Задание 1

Для одного из механизмов, схемы которых указаны на рис. 2, требуется:

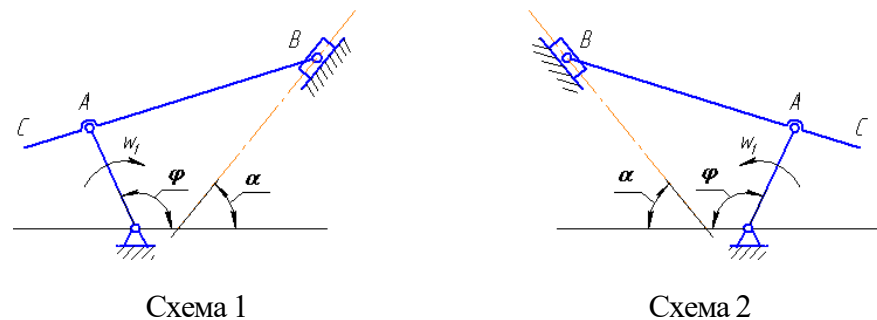
1. Вычертить кинематическую схему механизма для заданного угла φ положения механизма.
2. Произвести структурный анализ механизма (определить степень подвижности механизма, разложить механизм на группы Ассура, написать формулу строения механизма).
3. Построить планы скоростей и ускорений механизма и с их помощью определить линейные скорости и ускорения точек (и центров тяжести звеньев для схем 1,2,3 и 4), а также угловые скорости и ускорения звеньев механизма для заданного положения кривошипа.

Примечания:

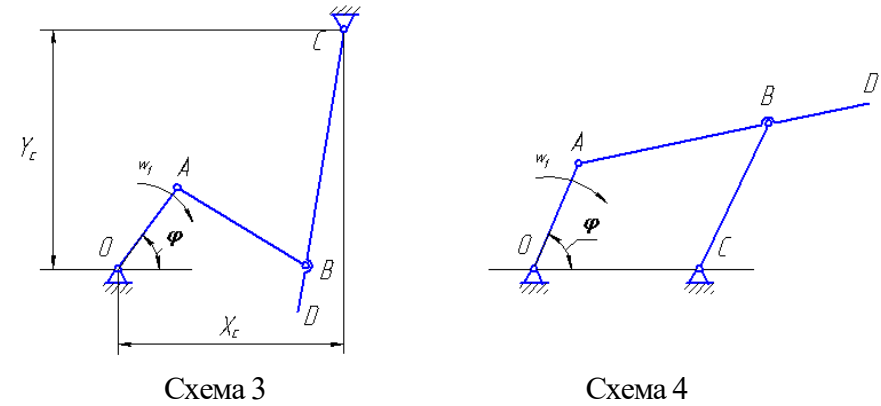
1. Ведущее звено OA вращается равномерно с угловой скоростью ω_1 (тангенсный механизм теоретически может сделать только пол-оборота в одну сторону).
2. Направление вращения указано на схеме.
3. Весом ведущего звена пренебрегаем. Центр тяжести ползуна находится в точке B . Центры тяжести остальных звеньев находятся по середине звена.

Исходные данные для первого задания взять из таблицы 1.

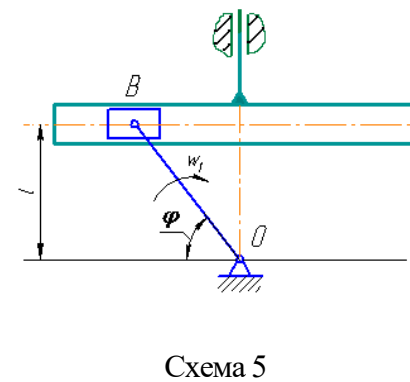
Кривошипно – ползунный механизм



Кривошипно – кулисный механизм



Механизм синусный



Механизм тангенсный

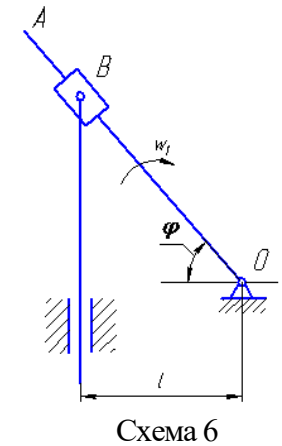


Рис. 2

Таблица 1

Вариант	Схема по рис.2	φ , град	ω , рад/сек
1	1	30	10
2	2	45	12
3	3	60	15
4	4	75	18
5	5	90	20
6	6	20	22
7	1	105	24
8	2	120	26
9	3	135	28
10	4	150	30
11	5	20	32
12	6	30	34
13	1	165	36
14	2	90	38
15	3	120	40
16	4	160	10
17	5	60	12
18	6	45	15
19	1	60	18
20	2	75	20
21	3	90	22
22	4	120	24
23	5	90	26
24	6	15	28
25	1	120	30
26	2	135	32
27	3	150	34
28	4	30	36
29	5	45	38
30	6	320	40

Таблица 2

Для схем 1 и 2		Вариант				
		1,2	7,8	13,14	17,18	25,26
Для схем 1 и 2	$I_{OA}, м$	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
	$I_{AB}, м$	0,15	0,18	0,24	0,27	0,3
	$I_{AC}, м$	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03
	$I, м$	0,03	0,02	0,025	0,015	0
	α , град	30	60	90	20	50
Для схем 3 и 4		Вариант				
		3,4	9,10	15,16	21,22	28,29
	$I_{OA}, м$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
	$I_{AB}, м$	0,21	0,225	0,19	0,2	0,23
	$I_{BC}, м$	0,15	0,21	0,225	0,19	0,2
	$I_{BD}, м$	0,04	0,05	0,06	0,075	0,09
	$X_c =$	$I_{AB} + I_{OA}/2$				
$I_{OC}, м$						
$Y_c, м$	I_{BC}					
Для схем 5 и 6		Вариант				
		5,6	11,12	17,18	23,24	29,30
$I, м$	0,15	0,18	0,2	0,25	0,3	

Задание 2

По известному модулю m , числу зубьев шестерни и колеса цилиндрической передачи необходимо определить:

1. Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса - d_1 и d_2 .
2. Диаметры окружностей выступов da_1 и da_2 и впадин df_1 и df_2 .
3. Диаметры основных окружностей db_1 и db_2 .
4. Межосевое расстояние a_w .

По расчетным данным построить схему зацепления. На схеме показать:

1. Теоретический и практический участки линии зацепления.

2. Шаг зацепления p_w .

3. Сравнить шаг зацепления на схеме с расчетным шагом на основной окружности.

4. Определить коэффициент перекрытия ϵ , как отношение длины рабочего участка линии зацепления к шагу зацепления на схеме и сравнить его с расчетным значением.

5. Исходные данные для построения зубчатого зацепления взять из таблицы 3.

Примечание: зацепление нормальное, то есть угол зацепления $\alpha_w=20^\circ$.

Таблица 3

Вариант	m, мм	z_1	z_2
1	4	19	38
2	1	17	34
3	5	18	36
4	6	20	40
5	4	18	27
6	5	20	30
7	6	20	40
8	7	22	33
9	8	24	36
10	2	17	51
11	3	20	60
12	4	21	42
13	6	19	48
14	3	22	44
15	4	23	46
16	5	24	48
17	3	25	50
18	4	18	54
19	5	22	55
20	6	24	60
21	7	17	51

Продолжение таблицы 3

22	8	18	54
23	3	20	50
24	4	22	55
25	5	24	60
26	6	23	69
27	7	19	38
28	8	17	34
29	2	18	36
30	3	20	40

3. Пример выполнения самостоятельной работы

Задание 1

Исходные данные

По таблице 1 выбираем: схему 3, $\omega = 14$ рад/сек и угол $\varphi = 60^\circ$.

По таблице 2: $l_{OA} = 0,05$ м, $l_{AB} = 0,225$ м, $l_{BC} = 0,21$ м, $l_{BD} = 0,05$ м.

Определяем $X_c = l_{OC} = l_{AB} + l_{OA}/2 = 0,225 + 0,05/2 = 0,25$ м,
 $Y_{c,m} = l_{BC} = 0,21$ м.

1. Вычертить кинематическую схему механизма для заданного угла φ положения механизма.

Механизмы вычерчиваются в масштабе. В теории механизмов и машин действительные размеры, например l_{AB} принято выражать в метрах, а их масштабные значения на чертеже, например АВ - в миллиметрах. Обычно на чертеже задаются не масштабом, а масштабным коэффициентом.

Масштабный коэффициент μ_l - это отношение истинного значения физической величины к длине отрезка в миллиметрах на чертеже.

Принимаем масштабный коэффициент $\mu_l = 0,002$ м/мм. Масштаб чертежа, это обратная величина масштабного коэффициента. Для масштабного коэффициента $\mu_l = 0,002$ м/мм масштаб чертежа равен $1\text{мм}/2\text{мм} = 1:2$ (переводим $0,002\text{м} = 2\text{мм}$).

Для вычерчивания механизма необходимо определить размеры всех его звеньев на чертеже.

Для определения размеров физической величины на чертеже необходимо физическую величину разделить на масштабный коэффициент.

$$\begin{aligned} OA &= l_{OA} / \mu_l = 0,05 / 0,002 = 25\text{мм}, \\ AB &= l_{AB} / \mu_l = 0,225 / 0,002 = 112,5\text{мм}, \\ BC &= l_{BC} / \mu_l = 0,21 / 0,002 = 105\text{мм}, \\ BD &= l_{BD} / \mu_l = 0,05 / 0,002 = 25\text{мм}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \underline{X}_c &= X_c / \mu_l = 0,25 / 0,002 = 125\text{мм}, \\ \underline{Y}_{c,m} &= Y_c / \mu_l = 0,21 / 0,002 = 105\text{мм}. \end{aligned}$$

По полученным исходным данным вычерчиваем схему механизма в выбранном масштабе для заданного значения угла φ (см. рис. 3).

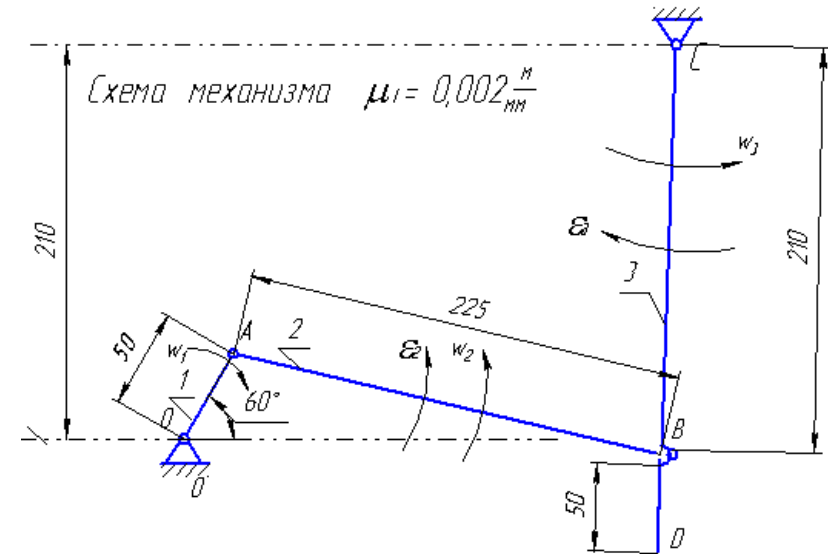


Рис. 3

2. Произвести структурный анализ механизма (определить степень подвижности механизма, разложить механизм на группы Ассур, написать формулу строения механизма).

Степень подвижности механизма определяем по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 \quad (1)$$

где W - число степеней свободы механизма,
 n - количество подвижных звеньев в механизме,
 p_5 - количество пар 5^{ого} класса.

Для определения степени подвижности составим таблицу

Пары	О	А	В	С
Звенья	0-1	1-2	2-3	3-0

По формуле П.Л. Чебышева определяем степень подвижности механизма

$$W=3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

Разложим механизм на группы Ассур. Разложение начинаем с последнего звена. Требования к группе Ассур 11 класса - два подвижных звена и три пары (подвижные звенья 2 и 3 и три пары А, В и С). Получаем группу Ассур 11₂₁ (второго класса, второго порядка, первого вида). Входное звено 1 класса.

Структурный анализ показан на рисунке 4.

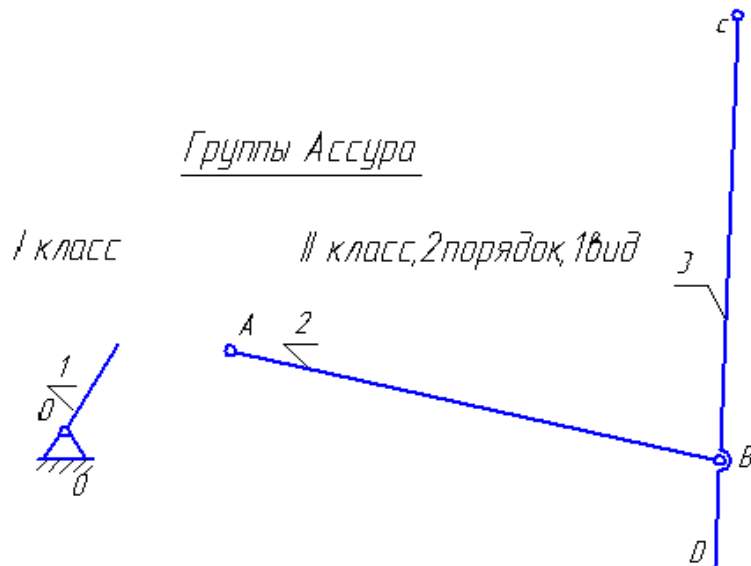


Рис. 4

Формула строения механизма $1(0-1) \rightarrow 11_{21}(2-3)$

3. Построить планы скоростей и ускорений механизма и с их помощью определить линейные скорости и ускорения точек и центров тяжести звеньев, а также угловые скорости и ускорения звеньев механизма для заданного положения кривошипа.

Построение плана скоростей

Определим скорость точки А по величине и направлению. Величина скорости точки А равна

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 14 \cdot 0,05 = 0,7 \text{ м/сек}$$

Скорость точки А направлена перпендикулярно звену 1 (ОА), вектор скорости направлен по направлению движения (стрелки).

На чертеже скорость точки А рекомендуется изображать вектором длиной $pa = 50 \dots 100 \text{ мм}$. (Точка p на плане скоростей – полюс, начало построения.) Принимаем $pa = 70 \text{ мм}$. Тогда масштабный коэффициент плана скоростей будет равен

$$\mu_v = V_A / pa = 0,7 / 70 = 0,01 \text{ м/сек} \cdot \text{мм}$$

Скорость точки В определим из уравнения

$$\underline{V}_B = \underline{V}_A + \underline{V}_{BA} \quad (2)$$

Из конца вектора скорости точки a проводим прямую, перпендикулярно звену 2 (АВ). Из полюса p проводим прямую перпендикулярно звену 3 (СВ) до пересечения с прямой АВ. Точка пересечения на плане скоростей, будет точкой b . Отрезок pb в масштабе μ_v покажет скорость точки В.

Скорость точки D на плане скоростей определим из теоремы подобия $pb/bd = l_{CB}/l_{BD}$. Откуда находим $bd = pb \cdot l_{BD}/l_{CB} = 68 \cdot 50 / 210 = 16,2 \text{ мм}$. На плане скоростей прямую pb удлиним на длину отрезка $bd = 16,2 \text{ мм}$. Отрезок $pd = pb + b = 68 + 16,2 = 84,2 \text{ мм}$ в масштабе μ_v покажет скорость точки D.

Скорости центров тяжести звеньев 2 и 3 также находим из теоремы подобия. Разделим отрезок ab (звена АВ) плана скоростей пополам (так как по условию центры тяжести звеньев находятся на середине звена) – получим точку s_2 . Соединив точку с полюсом, получим отрезок ps_2 , который в масштабе μ_v покажет скорость точки S_2 .

Аналогично определяем отрезок ps_3 . План скоростей показан на рисунке 5.

План скоростей $\mu_v = 0,01 \text{ м/сек} \cdot \text{мм}$

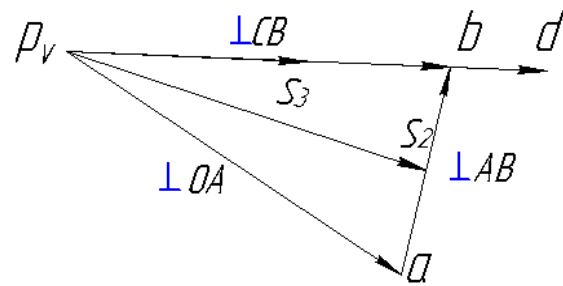


Рис. 5

Найдем численные значения линейных скоростей всех точек.

Для определения истинных размеров физической величины необходимо длину отрезка на чертеже умножить на масштабный коэффициент.

Скорость точки В	$V_B = pb \cdot \mu_v = 68 \cdot 0,01 = 0,68 \text{ м/сек}$
Скорость точки D	$V_D = pd \cdot \mu_v = 84,2 \cdot 0,01 = 0,84 \text{ м/сек}$
Скорость точки S_2	$V_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_v = 65 \cdot 0,01 = 0,65 \text{ м/сек}$
Скорость точки S_3	$V_{S_3} = ps_3 \cdot \mu_v = 42,1 \cdot 0,01 = 0,42 \text{ м/сек}$

Для построения плана ускорений найдем относительные скорости точек

$$V_{BA} = ab \cdot \mu_v = 36 \cdot 0,01 = 0,36 \text{ м/сек}$$

$$V_{BC} = V_B = 0,68 \text{ м/сек}$$

Угловые скорости определяем на основе построенного плана скоростей.

Угловая скорость первого звена известна, $\omega_1 = 14 \text{ рад/сек}$.

Модуль угловой скорости второго звена можно найти по формуле

$$\omega_2 = \omega_{BA} = V_{BA} / l_{AB} = 0,36 / 0,225 = 1,6 \text{ рад/сек}$$

где $V_{BA} = ab \cdot \mu_v = 36 \cdot 0,01 = 0,36 \text{ м/сек}$,

Для определения направления ω_2 необходимо мысленно перенести вектор относительной скорости V_{BA} из плана скоростей в точку В механизма. Видно, что вектор скорости стремится вращать точку В звена относительно точки А против часовой стрелки.

Аналогично определяем модуль и направление угловой скорости третьего звена. Направления угловых скоростей показаны на рисунке 3.

Построение плана ускорений

Определим ускорение точки А по величине и направлению.

Величина ускорения точки А равна

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 14^2 \cdot 0,05 = 9,8 \text{ м/сек}^2$$

Направление ускорения точки А направлено параллельно звену 1 (ОА) от точки А к О.

Составляем векторное уравнение ускорения для определения точки В, беря за полюс точку А

$$a_B = a_A + a_{BA} = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^t \quad (3)$$

Этого уравнения не достаточно для определения ускорения точки В. Составляем векторное уравнение ускорения для определения точки В, беря за полюс точку С (ускорение точки С равно нулю)

$$a_B = a_C + a_{CA} = a_{CA}^n + a_{CA}^t \quad (4)$$

Приравняем уравнения (3) и (4)

$$\underline{a}_{CA}^r + \underline{a}_{CA}^n = \underline{a}_A + \underline{a}_{BA}^n + \underline{a}_{BA}^r \quad (5)$$

Решая графически уравнение (5), находим ускорение точки В.

На чертеже ускорение точки А рекомендуется изображать вектором длиной $\pi a = 50 \dots 100$ мм. (Точка π на плане скоростей – полюс, начало построения.) Принимаем, $\pi a = 98$ мм. Тогда масштабный коэффициент плана ускорений будет равен

$$\mu_a = a_A / \pi a = 9,8/98 = 0,1 \text{ м/сек}^2 \cdot \text{мм.}$$

От конца вектора \underline{a}_A откладываем вектор ускорения \underline{a}_{BA}^n . Направление вектора \underline{a}_{BA}^n – от точки В до точки А по звену. Величину вектора определяем по формуле

$$\underline{a}_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_{AB} \quad (6)$$

Подставляя значения, получим $\underline{a}_{BA}^n = 0,36^2 / 0,225 = 0,576$ м/сек².

Чтобы величину \underline{a}_{BA}^n отложить на чертеже (вектор $\underline{a}_{\pi 1}$), необходимо значение \underline{a}_{BA}^n разделить на масштабный коэффициент

$$\pi a_1 = \underline{a}_{BA}^n / \mu_a = 0,576 / 0,1 = 5,76 \text{ мм}$$

Из конца π_1 проводим линию действия вектора, \underline{a}_{BA}^r (перпендикулярно звену АВ). Правая часть уравнения (5) решена.

Решаем левую часть уравнения (5).

Из полюса откладываем вектор \underline{a}_{BC}^n .

Направление вектора \underline{a}_{BC}^n – от точки В до точки С по звену. Величину вектора определяем по формуле

$$\underline{a}_{BC}^n = V_{BC}^2 / l_{BC} \quad (7)$$

Подставляя значения, получим $\underline{a}_{BC}^n = 0,66^2 / 0,21 = 2,2$ м/сек².

Чтобы величину \underline{a}_{BC}^n отложить на чертеже (вектор $\underline{a}_{\pi 2}$), необходимо значение \underline{a}_{BC}^n разделить на масштабный коэффициент

$$\pi a_2 = \underline{a}_{BC}^n / \mu_a = 2,2 / 0,1 = 22 \text{ мм}$$

Из конца π_2 проводим линию действия вектора \underline{a}_{BC}^r (перпендикулярно звену СВ). Пересечение линий действия векторов \underline{a}_{BA}^r и \underline{a}_{BC}^r – точка π на плане ускорений. Отрезок πb в масштабе μ_a покажет ускорение точки В.

Ускорение точки D, а также ускорения центров тяжести звеньев на плане ускорений находим аналогично скоростям этих же точек на плане скоростей.

Ускорение точки D на плане ускорений определим из теоремы подобия $\pi b / b d = l_{CB} / l_{BD}$. Откуда находим $b d = \pi b \cdot l_{BD} / l_{CB} = 41 \cdot 50 / 210 = 9,76$ мм. На плане ускорений прямую πb удлиним на длину отрезка $b d = 9,76$ мм. Отрезок $\pi d = \pi b + b d = 41 + 9,76 = 50,76$ мм в масштабе μ_a покажет ускорение точки D.

Ускорения центров тяжести звеньев 2 и 3 также находим из теоремы подобия. Разделим отрезок $a b$ (звена АВ) плана ускорений пополам (так как по условию центры тяжести звеньев находятся на середине звена) – получим точку s_2 . Соединив точку с полюсом, получим отрезок πs_2 , который в масштабе, μ_a покажет ускорение точки S_2 .

Аналогично определяем отрезок πs_3 . План ускорений показан на рисунке 6.

План ускорений $\mu_a = 0,1 \text{ м/сек}^2 \cdot \text{мм}$

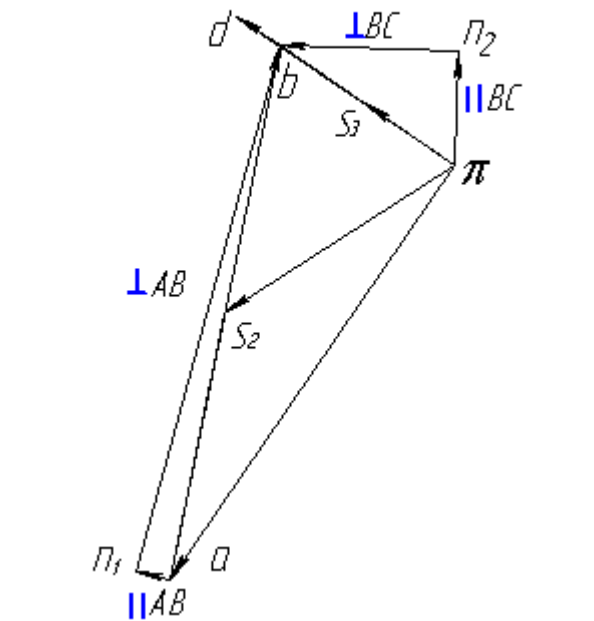


Рис. 6

Найдем численные значения линейных ускорений всех точек.

$$\text{Ускорение точки B } a_B = \pi b \cdot \mu_a = 42 \cdot 0,1 = 4,2 \text{ м/сек}^2$$

$$\text{Ускорение точки D } a_D = \pi d \cdot \mu_a = 50,76 \cdot 0,1 = 5,076 \text{ м/сек}^2$$

$$\text{Ускорение точки } S_2 \quad a_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_a = 53,3 \cdot 0,1 = 5,33 \text{ м/сек}^2$$

$$\text{Ускорение точки } S_3 \quad a_{S_3} = \pi s_3 \cdot \mu_a = 25,38 \cdot 0,1 = 2,538 \text{ м/сек}^2$$

Угловые скорости определяем на основе построенного плана ускорений.

Угловая скорость первого звена известна, $\varepsilon_1 = 0 \text{ рад/сек}$.

Модуль угловой скорости второго звена равен

$$\varepsilon_2 = \underline{a}_{BA}^T / l_{AB} = 10,7 / 0,225 = 47,6 \text{ рад/сек}^2$$

Модуль угловой скорости третьего звена равен

$$\varepsilon_3 = \underline{a}_{BC}^T / l_{BC} = 3,55 / 0,21 = 16,9 \text{ рад/сек}^2$$

Для определения направления ε_2 необходимо мысленно перенести вектор касательного ускорения звена AB - \underline{a}_{BA}^T из плана ускорений в точку B механизма. Видно, что вектор скорости стремится вращать точку B звена относительно точки A против часовой стрелки.

Аналогично определяем модуль и направление угловой скорости третьего звена. Направления угловых скоростей показаны на рисунке 3.

Графическая часть первого задания показана в приложении 1.

Задание 2

Исходные данные $z_1 = 17, z_2 = 34, m = 2$

1. Определим необходимые данные для построения зубчатого зацепления.

Диаметры начальных окружностей колес:

$$d_{w1} = m \cdot z_1 = 2 \cdot 17 = 34 \text{ мм}$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2 = 2 \cdot 34 = 68 \text{ мм}$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) = 0,5 \cdot (17 + 34) = 25,5 \text{ мм}$$

Для нормального зацепления высота головки зуба равна:

$$h_a = h_{a1} = h_{a2} = m = 2 \text{ мм}$$

Высота ножки зуба:

$$h_f = h_{f1} = h_{f2} = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ мм}$$

Высота зуба:

$$h = h_a + h_f = 2 + 2,5 = 4,5 \text{ мм}$$

Диаметры окружностей выступов:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot h_a = 34 + 2 \cdot 2 = 38 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot h_a = 68 + 2 \cdot 2 = 72 \text{ мм}$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_{w1} - 2 \cdot h_f = 34 - 2 \cdot 2,5 = 29 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2 \cdot h_f = 68 - 2 \cdot 2,5 = 63 \text{ мм}$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{b1} = d_{w1} \cdot \cos \alpha_w = 34 \cdot \cos 20^\circ = 34 \cdot 0,9397 = 31,95 \text{ мм}$$

$$d_{b2} = d_{w2} \cdot \cos \alpha_w = 68 \cdot \cos 20^\circ = 68 \cdot 0,9397 = 63,9 \text{ мм}$$

Окружной шаг по дуге начальной окружности (для некорректированных колес диаметры начальной и делительной окружностей совпадают)

$$p_w = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 2 = 6,28 \text{ мм}$$

Толщина зуба и ширина впадины (для нормального зацепления $S_w = S_{w1} = S_{w2}$ и $e_w = e_{w1} = e_{w2}$)

$$S_w = e_w = 0,5 \cdot p_w = 0,5 \cdot 6,28 = 3,14 \text{ мм}$$

2. Построение нормального зубчатого зацепления

Согласно рекомендациям высота зуба на чертеже должна быть не менее 30 мм.

Поэтому масштабный коэффициент будет равен

$$\mu_1 = h / \underline{h} = 4,5 / 30 = 0,15 \text{ мм/мм}$$

(в зубчатом зацеплении удобнее размерность масштабного коэффициента брать в -мм/мм).

- Определим размеры зубчатого зацепления на чертеже

$$\underline{a}_w = a_w / \mu_1 = 51 / 0,15 = 340 \text{ мм}$$

$$\underline{d}_{w1} = d_{w1} / \mu_1 = 34 / 0,15 = 226,6 \text{ мм}$$

$$\underline{d}_{w2} = d_{w2} / \mu_1 = 68 / 0,15 = 453,3 \text{ мм}$$

$$\underline{d}_{b1} = d_{b1} / \mu_1 = 31,95 / 0,15 = 213 \text{ мм}$$

$$\underline{d}_{b2} = d_{b2} / \mu_1 = 63,9 / 0,15 = 426 \text{ мм}$$

$$\underline{d}_{a1} = d_{a1} / \mu_1 = 38 / 0,15 = 253,3 \text{ мм}$$

$$\underline{d}_{a2} = d_{a2} / \mu_1 = 72 / 0,15 = 480 \text{ мм}$$

$$\underline{d}_{f1} = d_{f1} / \mu_1 = 29 / 0,15 = 193,3 \text{ мм}$$

$$\underline{d}_{f2} = d_{f2} / \mu_1 = 63 / 0,15 = 420 \text{ мм}$$

$$\underline{s}_w = e_w = \underline{s}_w / \mu_1 = 3,14 / 0,15 = 20,93 \text{ мм}$$

- Проводим линию центров, отмечаем центры окружностей O_1 и O_2 на расстоянии \underline{a}_w . В выбранном масштабе вычерчиваем окружности колес.

- Через полюс P проводим общую касательную к начальным окружностям (линия $g-g$) и линию зацепления $N-N$ по углом $\alpha_w = 20^\circ$ к линии $g-g$.

- Проведем перпендикуляры из центров O_1 и O_2 на линию $N-N$, O_1K и O_2L . (Длина этих перпендикуляров должна совпасть с радиусами основных окружностей \underline{d}_{b1} и \underline{d}_{b2} .)

Участок KL линии зацепления называется теоретическим участком линии зацепления.

Каждый зуб находится в зацеплении в точке и на определенном участке линии зацепления.

Участок, лежащий на линии зацепления $N-N$ и образованный пересечением этой линии с окружностями выступов, называется практическим или рабочим участком линии зацепления.

В приложении практически участок линии зацепления обозначен точками A и B .

- Построение эвольвенты производим общепринятым методом. Для этого отрезок KP (или LP) линии зацепления де-

лим на равное количество частей, и каждую точку деления обозначаем цифрой, например 1, 2, ...4. Из точки К (или L) проводим окружность радиусом К4 до пересечения с основной окружностью, затем радиусом К3 до пересечения с основной окружностью и т.д. Получим точки на основной окружности $4^1, 3^1$ и т.д. Из каждой $1^1, 2^1, 3^1, 4^1$ и т.д. проводим касательные. Касательные легче получить, соединив каждую точку пересечения с центром O_1 (или O_2) и к этим радиусам провести перпендикуляры. На этих касательных отложить соответственно отрезки К1, К2, К3, К4. Соединив, плавной кривой, концы отрезков касательных получим эвольвентный профиль зуба. Для сопряженного колеса эвольвентный профиль зуба строиться аналогично. Неэвольвентный участок профиля зуба соединяют кривой с диаметром впадин радиусом $\rho=0,2 \cdot m$.

Примечание: при построении может быть $d_f > d_b$, то есть весь профиль зуба состоит из эвольвентной части. В этом случае также производят скругление у основания ножки радиусом $\rho=0,2 \cdot m$.

Для построения симметричного профиля эвольвентной части зуба, откладывают толщину зуба s_w , проводят ось симметрии и по шаблону строят полный профиль зуба. Аналогично строят построение профилей соседних зубьев.

Количество зубьев на каждом колесе строят не менее трех (см. рис.7).

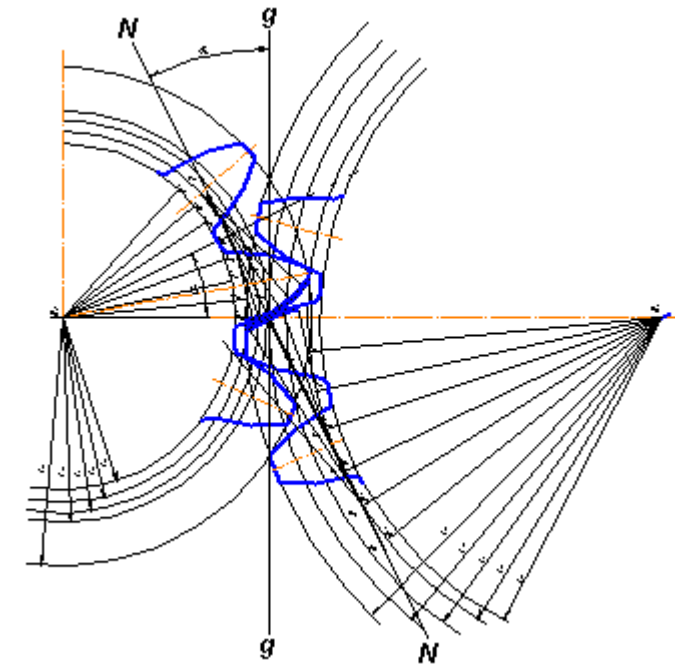


Рис. 7

3. Определение коэффициента перекрытия зубчатого зацепления.

При работе зубчатого зацепления необходимо, чтобы в любой момент времени зубья находились в зацеплении. Для этого нужно, чтобы дуга зацепления была больше окружного шага. В противном случае первая пара зубьев выйдет из зацепления раньше, чем войдет в зацепление следующая пара зубьев, что приведет к большим динамическим нагрузкам. Количество зубьев находящихся в зацеплении, а также плавность хода характеризует коэффициент перекрытия ϵ .

Отношение дуги зацепления к шагу на любой окружности называется коэффициентом перекрытия ϵ .

Учебное издание

Карпович Анатолий Петрович
Лабух Владимир Михайлович

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические рекомендации, задания и пример
выполнения самостоятельной работы

Направления подготовки:
35.03.06- Агроинженерия
23.03.02- Наземные ТТК

Редактор Осипова Е.Н.

Подписано к печати 17.06.2016 г. Формат 60x84 ¹/₁₆.
Бумага печатная. Усл. п. л. 1,74. Тираж 50 экз. Изд. № 1977.

Издательство Брянского государственного аграрного
университета.

243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино,
Брянскиц ГАУ

