

чисел зубьев и синтез зубчатых передач разных выполнений и компоновок. Синтез кулачковых механизмов.

**Кинестатика механизмов.** Силы полезного и вредного сопротивления движению звеньев механизмов, движущие силы, их моменты. Силы веса. Работа и мощность сил и моментов сил. Трение скольжения и качения, приведенные коэффициенты трения скольжения и плечи сил трения качения. Коэффициенты полезного действия (КПД). Подбор двигателя привода машины. Инерционные явления, силы и моменты сил. Реакции в кинематических парах. Управление силами трения в машинах и их КПД. Самогорможение в машинах. Балансировка и уравновешивание звеньев.

**Динамика машин.** Динамические модели машинных агрегатов. Приведение сил и масс. Уравнение движения механизма, его неравномерность. Повышение плавности движения механизма, подбор маховиков, разгрузителей и пр. Регулирование скорости движения машины, регуляторы и модераторы.

**Заключение.** Пути совершенствования машин и механизмов. Машинно-автоматы, роботы и манипуляторы.

Основные учебники по дисциплине - см. [1.1],[1.2]. Список дополнительной литературы по дисциплине приведен в конце каждого раздела данного учебно-методического пособия.

1.1. Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К. и др. Теория механизмов и механика машин. - М.: Издательство МГТУ им. Баумана, 2002. - 664 с.

1.2. Косевников С. Н. Теория механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1969. - 435 с.

## 2. Задания на контрольные и курсовые работы и проекты

«Величайшее украшение человека есть ученость». Х.Али

Необходимо спроектировать и исследовать привод машины-орудия с шестизвенным кривошипно-кулисно-шатунно-ползунным механизмом.

Исходные данные приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для проектирования и исследования привода машины (см. рис. 2.1:  $x_{O2} = 0, y_{O2} = -y_C; l_{BC} = 3,5l_{O2B}, l_{O1S1} = 0,5l_{O1A}, l_{O2S2} = 0,3l_{O2B}, l_{CS} = 0,4l_{BC}, m_1 = m_1; F_{Dx} = 0,1F_{Dx}[\delta] = 0,01$ )

Буква	Параметр привода	Значение параметра, соответствующего столбцам 0...9									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
а	$m_{зуб}$ , мм	2	2	5	5	10	10	5	5	2	2
б	$l_{O1A}$ , м	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03
в	$l_{O2B}$ , м	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
г	$y_C$ , м	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,14	0,12	0,1	0,08	0,06
д	$m_1$ , кг	1	1,5	2	2,5	3	3	2,5	2	1,5	1
е	$F_{Dx}$ , кН	1	2	3	4	5	5	4	3	2	1
ж	$\omega_1$ , 1/с	300	250	200	150	100	50	100	150	200	250

Для выбора параметров проектируемого механизма из табл. 1 следует один раз написать последние две цифры года приема и два раза цифры учебного студенческого шифра. Под цифрами записывают буквы а, б, в, г, д, е, ж. Цифра над буквой покажет, из какого столбца табл. 1 следует взять значения параметров, соответствующие строкам, обозначенным данной буквой. Например, при учебном шифре 01-ПТМ-25 (0 1 2 5 2 5 2 5) (а б в г д е ж -)

исходные данные будут следующими:

$m_{зуб} = 2$  мм (модуль быстрходной пары зубчатых колес привода);  $l_{O1A} = 0,04$  м,  $l_{O2B} = 0,2$  м,  $l_{BC} = 0,7$  м,  $l_{O1S1} = 0,02$  м,  $l_{O2S2} = 0,06$  м,  $l_{CS} = 0,28$  м,  $x_{O2} = 0$  м,  $y_C = 0,14$  м,  $y_{O2} = -0,14$  м;  $m_1 = 2$  кг,  $m_2 = 4$  кг,  $m_3 = 6$  кг,  $m_4 = 10$  кг,  $m_5 = 12$  кг;  $F_{Dx} = 5$  кН = 5000 Н (сила сопротивления движению выходного ползуна б на рабочем ходу);  $F_{Dx} = 500$  Н (сила сопротивления движению выходного ползуна б на холостом ходу);  $[\delta] = 0,01$ ;  $\omega_1 = 200$  1/с.

Основные учебные пособия по дисциплине - см. [2.1],[2.2].

2.1. Попов С. А., Тимофеев Г. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. - М.: Высшая школа, 1999. - 351 с.

2.2. Коренько А. С., Кременштейн Л. И., Петровский С. Д. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1970. - 324 с.

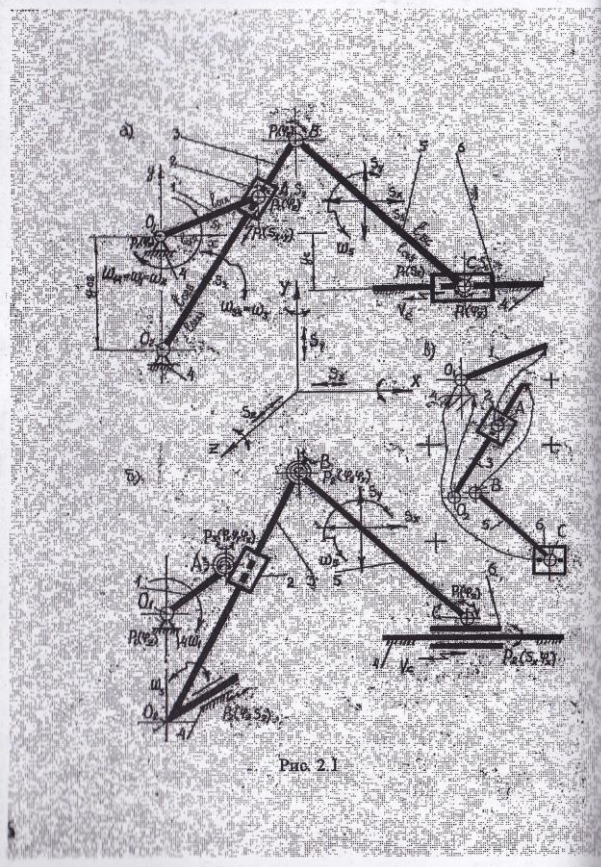


Рис. 2.1

## 3. Последовательность выполнения расчетов и графических построений курсового проекта (работы, заданий) по ТММ

«Непрерывность в работе как в течении одной недели, так и на протяжении всех лет обучения является признаком правильной, рациональной организации времени». А.П. Минakov

А. В случае упрощенного расчета привода машины в домашнем задании выполняют следующее.

1. Вычерчивают два плана механизма при крайних положениях выходного ползуна и находят его наибольшее перемещение (ход) (см. раздел (р.8).
2. Определяют углы поворота кривошипа механизма, соответствующие холостому (меньшее значение угла) и рабочему ходу ползуна. Вычисляют продолжительность холостого и рабочего хода (см. р.9,10). Рассчитывают средние скорости движения ползуна при холостом и рабочем ходе (см. р.8,9, рис. 8.1, 9.1).
3. Определяют средние значения мощности заданной силы на участке холостого и рабочего хода. Вычисляют среднее значение мощности заданной силы за время одного оборота кривошипа (см. р.10, ф. (10.1), (10.2)).
4. Рассчитывают ориентировочное значение передаточного числа зубчатой передачи при электродвигателе привода с синхронной угловой скоростью 314 радиан в секунду (см. р.10, ф. (10.3), (10.5)).
5. По передаточному числу назначают тип и исполнение зубчатой передачи, находят его коэффициент полезного действия (КПД). Принимают среднее значение КПД рычажно-ползунного механизма и общий КПД привода. Определяют мощность электродвигателя и подбирают по каталогу его типоразмер, выписывают его характеристики (см. р. 10, ф. (10.4), прил. 1).

15. Назначают и рассчитывают геометрические характеристики и показатели зацепления первой пары зубчатых колес передачи, строят упрощенную картину этого зацепления (см. р. 11, рис. 11.1).

16. Вычерчивают структурную схему привода машины (см. р. 10, рис. 10.1).

В. В случае полного расчета привода машины в курсовом проекте выполняют следующее.

1. Строят несколько планов положения механизма (при крайних положениях ползуна, в положениях с наибольшими его скоростями и др.) (см. р. 8,9, рис. 8.1,9.1).

2. Находят, построив несколько планов скоростей, линейные скорости центров шарниров механизма, центров масс его звеньев и угловые скорости последних (см. р. 9, рис. 9.1, ф. (9.1)...(9.4), (9.7), (9.9), (9.11), (9.12)).

3. Задаются усредненным значением КПД рычажно-ползунного механизма и вычисляют значения приведенного к кривошипу момента заданной силы и строят график его зависимости от угла поворота кривошипа (см. р. 13, рис. 13.2, а).

4. Интегрированием строят график зависимости работы заданной силы от угла поворота кривошипа. Дифференцированием находят постоянное значение приведенного к кривошипу момента движущей силы. Вычисляют среднее значение мощности заданной силы, приведенной к кривошипу (см. р. 10, ф. (10.2), р.12, ф. (12.5), р. 13, ф. (13.8), рис. 13.1, а; 13.1, б; 13.2, а; 13.2, б).

5. Рассчитывают ориентировочное значение передаточного числа зубчатой передачи (для электродвигателя с синхронной угловой скоростью 314 1/с). После оценки значений передаточных чисел назначают тип и исполнение зубчатой передачи, находят ее КПД (см. р. 10, ф. (10.3)).

6. Определяют величину мощности электродвигателя. Подбирают по каталогу типоразмер электродвигателя и выписывают его характеристики (см. р. 10, ф. (10.4), прил. 1).

7. Уточняют передаточное число зубчатой передачи (см. р. 10, ф. (10.5)).

10

8. Строят график избыточной работы момента заданной силы, приведенного к кривошипу, в зависимости от угла его поворота и находят наибольшее значение этой работы (см. р. 13, рис. 13.1, в, 13.4, б).

9. Вычисляют значения момента инерции масс звеньев механизма, приведенного к кривошипу, строят график его зависимости от угла поворота последнего, находят среднее его значение (см. р. 13, рис. 13.1, г, ф. (13.1), (13.2)).

10. Назначают (в долях от момента инерции массы ротора электродвигателя) величины моментов инерции массы звеньев зубчатой передачи и соединительной муфты и вычисляют среднее значение момента инерции масс всех звеньев привода, приведенного к кривошипу (см. р. 13, ф. (13.6)).

11. Находят ориентировочное значение коэффициента неравномерности вращения кривошипа и сравнивают его с допустимой величиной. При недостаточной плавности движения определяют требуемую величину момента инерции массы маховика, используя метод Мерцалова или Виттенбауэра (см. р. 13, рис. 13.1, д, 13.4, ф. (13.4), (13.9),... (13.13)).

12. Назначают место установки в машине маховика, определяют его основные размеры и выполняют его чертеж (см. р. 13, рис. 13.3).

13. Назначают способы уменьшения внутренней и внешней виброактивности привода машины (см. р. 13).

14. Строят план ускорений для положения механизма с вертикальной кулисой, определяют линейные ускорения центров шарниров механизма, центров масс его звеньев и угловые ускорения последних (см. р. 9, рис. 9.1, ф. (9.2) и др.).

15. Вычисляют значения сил инерции и моментов сил инерции звеньев и оценивают их, сравнивая их со значениями заданной силы и приведенных к кривошипу силы и момента сил (см. р. 12, ф. (12.8), (12.9)).

16. Строят план нагрузок для механизма в его положении по п. 14 и методом планов сил определяют реакции в кинематических парах и касательную силу на пальце кривошипа (приведенную силу) (см. р. 12, рис. 12.1; ф. (12.1) и др.).

11

17. Рассчитывают момент касательной силы на пальце кривошипа и сравнивают его значение с соответствующим значением приведенного момента заданной силы, определенным в п. 3 (см. р. 12, рис. 12.1; ф. (12.9)).

18. Назначают и рассчитывают геометрические характеристики и показатели зацепления первой пары зубчатых колес передачи, строят картину этого зацепления (см. р. 11, рис. 11.1).

19. Вычерчивают структурную схему привода машины (см. р. 10, рис. 10.1, 10.2)

#### 4. Вопросы для подготовки к защите курсового проекта (работы) и сдаче заданий

«Ничто в жизни не достигается без большого труда».

Гораций

1. Что называют машиной? Какими бывают машины? Какие машины по вашей специальности Вы знаете?

2. Из каких основных частей состоит машина?

3. Что такое механизм, что он выполняет в машине?

4. Что такое кинематическое звено, какие звенья вы знаете?

5. Что такое кинематическая пара, какие пары вы знаете?

6. Что такое подвижность механизма, как она определяется?

7. Что такое начальный механизм, каким он бывает?

8. Что такое диада Ассура, какой она бывает? Что по смыслу и назначению аналогично диадам Ассура?

9. Как из начальных механизмов, диад Ассура и т.п. образуют многозвенные механизмы?

12

10. Какие механизмы вы знаете? Какие механизмы уменьшают скорость вращения? Какие механизмы преобразуют вращение в поступательное перемещение?

11. Какое звено называется кривошипом, шатуном, коромыслом, ползуном, кулисой, камнем кулисы?

12. Какие силы при работе машины действуют на звенья механизмов?

13. Как находится работа и мощность сил и их моментов?

14. Что такое коэффициент полезного действия (КПД) кинематической пары, механизма, машины? Каковы ориентировочные значения КПД вращательной, поступательной и зубчатой пары разного выполнения? Как найти КПД рычажно-ползунного механизма?

15. Как найти мощность электродвигателя машины-орудия?

16. Как найти мощность сил на исполнительном органе машины-двигателя?

17. Как решают задачу выбора электродвигателя по скорости вращения его ротора?

18. Как находят общее передаточное число привода машины? Чему равны рекомендуемые передаточные числа одноступенчатых зубчатых передач разного выполнения?

19. Каковы сравнительные недостатки и достоинства зубчатых передач разного выполнения и компоновок?

20. Что такое модуль зубчатой передачи?

21. Каковы основные геометрические параметры зубчатых колес и передач, качественные показатели зубчатых зацеплений?

22. Как строятся планы положений механизмов – их кинематические схемы в различных положениях звеньев?

23. Как находят крайние положения последних звеньев рычажно-ползунных механизмов?

24. Как найти продолжительность одного оборота кривошипа рычажно-ползунного механизма?

13

25. Что такое рабочий и холостой ход механизма, чем они характеризуются и как соотносятся? Как согласуют рабочий ход и направление вращения кривошипа, находят средние скорости рабочего и холостого хода?

26. Как связаны окружные скорости точек звеньев и угловые скорости последних, как находят направление угловых скоростей?

27. Как методом планов при известной скорости первой точки шатуна находят скорость второй его точки, совпадающей с центром шарнира его соединения с ползуном? То же, совпадающей с центром шарнира его соединения с коромыслом?

28. Чему равно и как направлено центростремительное (нормальное) ускорение точки звена? Что оно характеризует? Что такое тангенциальное (касательное) ускорение точки звена? Что оно характеризует?

29. Как методом планов при известном ускорении первой точки шатуна находят ускорение второй его точки, совпадающей с центром шарнира его соединения с ползуном? То же, совпадающей с центром шарнира его соединения с коромыслом?

30. Что такое корнолюсово ускорение и как оно находится? В чем состоит особенность построения плана ускорений кривошипно-кулисного механизма?

31. Как связаны тангенциальное (касательное) ускорение точки звена и его угловое ускорение?

32. Куда прилагают силы веса звеньев, как они направлены и как влияют на работу механизма? Как находят и как направлены силы и моменты сил инерции?

33. Как находят силы трения? Как находят мощности сил трения в поступательных и вращательных парах?

34. Что такое реакция в кинематической паре? Какие вы знаете методы определения реакций? Каковы условия кинестатического равновесия звеньев и диад механизма?

35. Что такое план сил и как он строится?

36. Чем примечательна тангенциальная (касательная) составляющая силы давления других звеньев на палец кривошипа? Что такое приведенная сила и момен-

т, как их находят, как они направлены? Что такое уравновешивающая сила и момент, как их находят, как они направлены?

37. Чем обусловлена внутренняя виброблагодарность механизма? Как борются с внутренней виброблагодарностью механизма?

38. Из каких соображений и как находят приведенный момент инерции массы механизма? То же, приведенную массу?

39. Что такое маховик и как он работает?

40. Что такое коэффициент неравномерности движения машины и каким он должен быть для разных машин?

41. Какие вы знаете методы уменьшения внешней и внутренней виброблагодарности?

## 5. Объект курсового проекта (работы, заданий) по ТММ

“Взяты мы из шахт, из руд, из-под земли, нас в горниле, в тигле, в пекле жар калил, закаляли нас, ковали, гнули, жгли, резал фрезер и шпильник опилил.

Нам потребны масло, уголь и вода, и микронный, по возможности, зазор, - дайте это нам для жизни - и тогда мы рвемся вам служить во весь опор!...

Наша гарь от вас сокроет ширь небес, но сверканью звезд сдадутся дым и мгла, ибо наши грандиозность, мощь и вес - суть всего лишь дети вашего ума! ”

*Р. Киплинг «Секреты машин»*

Объектом Вашей работы является машина и механизм (как часть машины). Машина (рис. 5.1, ..., 5.3) – это устройство, выполняющее механическое движение для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека. Машина потребляет, преобразует, передает и использует энергию и информацию в нужных человеку целях.

Обычно машина состоит из источника движения – двигателя (внутреннего сгорания (см. рис. 5.2, 5.3), электрического, мускульного и пр.), преобразователя и передатчика движения – механизма, потребителя движения – исполнительного органа, других частей (информационных систем, систем управления и пр.).

Некоторые сложные по устройству двигатели называются энергетическими машинами, машинами-двигателями (см. рис. 5.2, 5.3).

Машина, предназначенная для преобразования обрабатываемого предмета, состоящего в изменении его размеров, формы, свойств, состояния или положения, называется технологической машиной (камнедробилка, домкрат, шпиль маневровый, насос, промышленный робот и т.п.) или машиной-орудием.

Многие сложные по устройству машины включают в свой состав несколько систем, соответствующих приведенному выше определению «машина» (см. рис. 5.1, а – путеукладочный кран, рис. 5.1, б – электропоезд, рис. 5.1, в – кран грузоподъемный, автомобиль).

Машины собирают из деталей и сборочных единиц. Деталь – это часть машины, выполненная как единое целое (без сборочных операций) из однородного материала. Сборочная единица – это изделие, собранное из нескольких деталей.

Система, состоящая из двигателя и связанных с ним устройств для приведения в движение одного или нескольких исполнительных органов, называется приводом машины.

Исполнительный орган машины (дробильная щека, грузоподъемная лапа, поршень насоса, барабан шпиль, приводная колесная пара и пр.) – это тело, выполняющее в машине заданные перемещения с целью изменения или контроля формы, размеров, положения и свойств обрабатываемого предмета.

Механизм (см. рис. 5.3) – это система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.

Твердое тело (рычаг 1, 2, ползун 3, кулачок 5 – см. рис. 5.2; зубчатое колесо, винт, гайка и пр.), входящее в состав механизма, неподвижное или

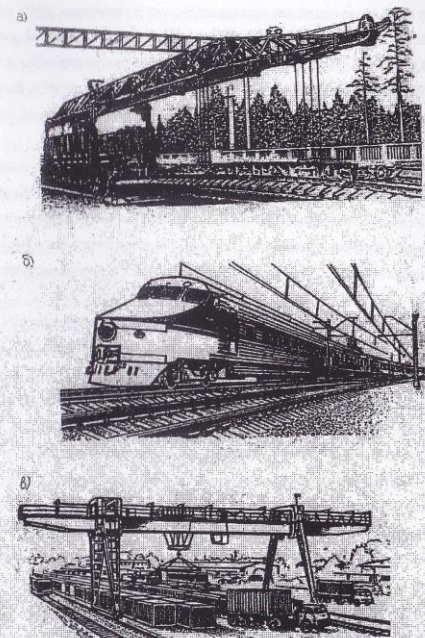


Рис 5.1

перемещающиеся относительно других тел, называется его звеном. Последнее может состоять из одной или нескольких жестко скрепленных друг с другом деталей. Звено, принимаемое за неподвижное, называется стойкой (4 на рис. 5.2; 6 на рис. 5.3). Входным называют звено, которому сообщается движение двигателя, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого пред-назначен механизм.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется кинематической парой (см. рис. 5.2, б, в, г). Кинематическая пара с одной степенью свободы в относительном движении её звеньев – это одно-подвижная пара (поступательная – см. рис. 5.2, в, вращательная – см. рис. 5.2, б, г, винтовая и пр.). Пары могут иметь от одной до пяти степеней свободы (подвижностей).

Система звеньев, связанных между собой кинематическими парами, называется кинематической цепью. Цепь, звенья в которой образуют один (4-1-2-3-4 на рис. 5.2,а) или несколько (6-1-2-3-6 и 6-1-2-4-5-6 на рис. 5.3) замкнутых контуров – замкнутая цепь. Механизм – это замкнутая кинематическая цепь с одной стойкой и обычно с одной степенью свободы (подвижностью, равной единице). Чаще всего замыкающим звеном является стойка. Схема механизма, указывающая стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение, называется структурной схемой механизма. При изображении структурных схем используют условные стандартные (по ГОСТу 2.770-68) или понятные обозначения (см. рис. 5.3, в).

Для проектирования студентам предлагают плоские одноподвижные шестизвеньные (с одной стойкой и пятью подвижными звеньями) рычажно-ползунные механизмы с семью одноподвижными вращательными и поступательными парами (см. рис. 2.1).

Вращающееся звено рычажного механизма, которое:

может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси, называется кривошипом (рычаг 1);

может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси, называется коромыслом (рычаг 3);

образует кинематические пары только с подвижными звеньями, называется шатуном (рычаг 5);

образует поступательную пару со стойкой 4, называется ползуном 6; если такое звено образует поступательную пару с поворотным звеном – кулисой 3, то оно называется «камень» 2.

В машине–орудии входное звено рычажного механизма (кривошип 1 на рис. 2.1) соединяют с ротором электродвигателя, как правило, зубчатый механизм, который уменьшает скорость вращения ротора до требуемой (заданной) скорости вращения кривошипа. Выходное звено (ползун 6, см. рис. 2.1) рычажного механизма скрепляют с исполнительным органом.

Зубчатый механизм (передача) – это механизм, в состав которого входят звенья в виде различных зубчатых колес (цилиндрических, конических, червяка и червячного колеса и др.) разной компоновки. Такой механизм изменяет (обычно уменьшает) скорость вращения своего выходного звена в несколько раз (передаточное число).

В принципе, уменьшить скорость вращения можно и с помощью других механизмов (катковых, ременных, цепных и др.), но они, обычно, составляют объект заданий по дисциплине «Детали машин». Если возникают неясности, то уточните состав объекта проектирования у преподавателя. На этой стадии работы полезно обратиться к брошюрам, имеющимся в учебной библиотеке и в библиотеке кафедры ТМ и РТС ПГУПС (см. [5.1, ..., 5.3]).

5.1. Теория механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения величин. – М.: Наука, 1984. – 40 с.

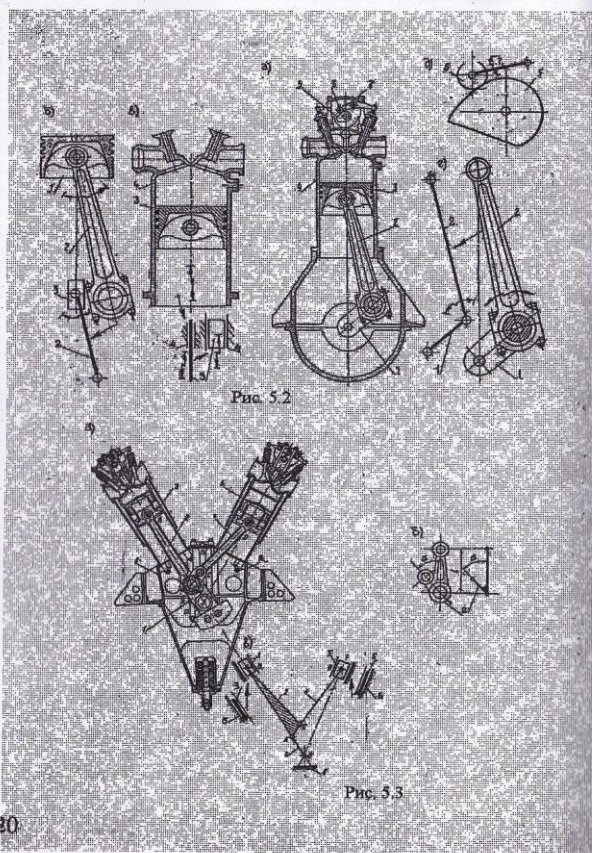


Рис. 5.2

Рис. 5.3

5.2. Единая система конструкторской документации. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики. ГОСТ 2.770-68. – М.: Издательство стандартов, 1983. – 26 с.

5.3. Структурный анализ и синтез механизмов железнодорожного транспорта: Метод указ. к выполнению лаб. работы / Сост. Р. Д. Сухих. – Л.: ЛИИЖТ, 1988. – 12 с.

## 6. Оформление курсового проекта (работы, заданий) по ТММ

“Чертеж – это величайшее достижение человечества, позволяющее инженерам разных национальностей и специальностей общаться и понимать друг друга”.

Б. В. Януш

“Когда не знаешь, что делать, делай аккуратно”.

Неизвестный автор

Курсовой проект (работу, задания), как правило, оформляют в виде сброшюрованной пояснительной записки (ПЗ) и чертежей. В пояснительной записке последовательно излагают всё, относящееся к курсовому проекту (работе, заданию) и не нашедшее отражение в чертежах.

Пояснительная записка состоит из: титульного листа, выполненного по определенной форме; содержания, включающего перечень разделов записки и номера страниц; задания доведенного до студента;

содержательной части с изложением принятых решений, расчетов, пояснений, частных обобщений, выводов и пр., включающей разделы, расположенные последовательно, соответственно порядку выполнения работы;

заклЮчения с общими выводами, подписью исполнителя и датой окончания работы;

списка литературы, использованной при работе.

Содержание, задание, разделы содержательной части, заключение и список литературы заполняются с новой страницы (формата А4 с полями) текстом, выполненным чернилами (возможно машинописное и компьютерное выполнение). Текст размещают на одной стороне листов. Подробные требования к оформлению пояснительных записок, всех её частей изложены в методических указаниях [6.1] и [6.2].

Изложение материала содержательной части должно быть связным, логичным, последовательным, четким и ясным, удовлетворяющим требованиям синтаксиса, пунктуации, орфографии.

Чертежи выполняют черным карандашом или тушью на листах формата А1 (чаще всего) или А2 и А4 (задания). Чертежи оформляют в соответствии с требованиями ЕСКД [6.2]. При заполнении основных надписей чертежей рекомендуется одинаковое их название, например, «Привод железнодорожной машины» и условное обозначение «ПЖМ1-00-00 КЗ». Содержание чертежей определяется задачами, решаемыми при выполнении проекта (работы, задания). Средний объем чертежей курсовой работы - до двух листов (А1 и А2); средний объем чертежей курсового проекта - два листа формата А1. Допускается компьютерное выполнение чертежей как на листах формата А1 и А2, так и на листах формата А3 и А4. Рамки и основные надписи на чертежах заданий можно не выполнять. При выполнении чертежей с использованием «ручной» технологии очень важна четкость линий, соразмерность построений (выбор удачного масштаба) и рациональная (без пустот или слишком близкого расположения) компоновка изображений на листах.

22

$n = 6$  - количество звеньев механизма: 1 - кривошип; 2 - камень кулисы (ползун); 3 - кулиса (коромысло); 4 - стойка; 5 - шатун; 6 - ползун;

$n_p = n - 1 = 6 - 1 = 5$  - количество подвижных звеньев механизма (все звенья, кроме стойки 4);

кривошип 1 - входное (ведущее) звено, вращаемое двигателем через зубчатую передачу (редуктор, см. ниже) с заданной угловой скоростью  $\omega_1 = \omega_1$ ,  $1/c$ , относительно оси  $O_1$  на стойке;

ползун (камень кулисы) 2 перемещается кривошипом, поворачиваясь на ограниченный угол по часовой и против часовой стрелки (покачиваясь) относительно него (ось А), нажимая на кулису 3 и поворачивая ее относительно оси  $O_2$  на стойке 4;

кулиса 3 покачивается относительно оси  $O_2$  на стойке 4 и воздействует (в шарнире В) на шатун 5;

шатун 5 совершает плоскопараллельное движение, воздействуя на ползун 6 (в шарнире С);

ползун 6 - выходное (ведомое) звено, перемещается возвратно-поступательно по прямой направленной стойке 4 вместе с исполнительным органом (на схеме не показан);

$p_1 = 7$  - количество одноподвижных кинематических пар (вращательные пары - шарнир  $O_1$  подвижно соединяет стойку 4 и кривошип 1, шарнир А - кривошип 1 и ползун (камень кулисы) 2, шарнир  $O_2$  - кулису 3 и стойку 4, шарнир В - кулису 3 и шатун 5, шарнир С - шатун 5 и ползун 6; ползун 2 и кулиса 3 образуют поступательную пару, так же, как ползун 6 и направляющая стойка 4; вращательные пары отождествляем с центрами соответствующих шарниров (обращаем внимание на то, что одноподвижные пары нами обозначены как  $p_i$  вместо  $p_i$ , во многих других источниках!;

$N = 3$  - семейство механизма (из шести возможных независимых перемещений  $S_1, S_2, S_3, \varphi_1, \varphi_2$  и  $\varphi_3$  совокупность звеньев и пар механизма может реализовать

24

Особое внимание следует уделять вычерчиванию окружностей (или их дуг), вставляя в циркуль грифель на одну градацию мягче, чем грифель основного карандаша. При работе над чертежами следует вспомнить и следовать всем рекомендациям, полученным на кафедре «Начертательная геометрия и графика» (все символы и надписи делать чертежным шрифтом и т.п.).

6.1. Оформление текстовых документов: Метод. указ. к курс. и дипл. проект. / Сост. В.А. Болотин. - СПб.: ПГУПС, 1999. - 42 с.

6.2. Оформление чертежей и пояснительных записок: Метод. указ. к курс. и дипл. проект. / Сост. Р.Д. Сухих, О.Н. Лушк, Г.И. Тихомиров. - СПб.: ПГУПС, 1997. - 34 с.

## 7. Структура (строение) рычажно-ползунных механизмов

«Нет ничего более практичного, чем хорошая теория».

А. Больцман

Заданный механизм является одноподвижным ( $W = 1$ ) двухконтурным ( $K = 2$ ) рычажно-ползунным шестизвенником ( $n = 6$ ) третьего семейства ( $N = 3$ ) с семью одноподвижными ( $p_1$ ) кинематическими парами (вращательными  $\varphi_2$  и поступательными  $S_{23}$ ), с шестью избыточными связями ( $q = 6$ ). Эти его характеристики с помощью условных буквенных обозначений запишутся следующим образом (см. рис. 2.1, а):

25

и реализует лишь 3 перемещения: поворот  $\varphi_2$  за счет шарниров и поступательные перемещения звеньев в плоскости  $xz$  с составляющими перемещения  $S_x$  и  $S_z$ ; механизм - плоский;

$W = N \cdot (n - 1) - (N - 1) \cdot p_1 - (N - 2) \cdot p_2 - (N - 3) \cdot p_3 - (N - 4) \cdot p_4 - (n - 5) \cdot p_5 = 3 \cdot (6 - 1) - (3 - 1) \cdot 7 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 15 - 14 = 1$  - подвижность механизма (формула Сомова-Мальцева); для определенности перемещения всех звеньев необходимо задание закона движения одного (входного) звена - кривошипа 1, вращаемого двигателем (здесь и далее  $p_1, \dots, p_5, p_i$  - количество кинематических пар с подвижностью 1, ..., 5,  $i$  (количеством независимых составляющих относительного перемещения звеньев, образующих пару));  $W = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot p_1 - 1 \cdot p_2 = 3 \cdot (6 - 1) - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 0 = 15 - 14 = 1$  - формула Чебышева;

$K = (\sum_i p_i - 1) / N = (1 \cdot 7 - 1) / 3 = 6 / 3 = 2$  - количество контуров, которые образуют звенья механизма (имейте в виду, что стойка 4 - это единое целое неподвижное звено); первый контур образуют, в частности, звенья 4, 1, 2, 3, 4; второй - 3, 5, 6, 4; в каждом контуре  $n = 4$ ,  $n_p = 3$ ,  $p_i = 4$ ;

$q_1 = W - 6 \cdot (n - 1) + 5 \cdot p_1 + 4 \cdot p_2 + 3 \cdot p_3 + 2 \cdot p_4 + 1 \cdot p_5 = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 1 - 18 + 20 = 3$  - количество избыточных связей (того, что исключает отдельные независимые перемещения одного звена относительно другого) в кинематических парах каждого контура механизма, без которых возможно требуемое преобразование вращения кривошипа в возвратно-поступательное перемещение ползуна 6;  $q = 3$  означает, что при выполнении пар только одноподвижными для хорошей работы каждого из двух контуров механизма необходимо (при его сборке, монтаже) выполнение трех условий: параллельности осей всех шарниров, перпендикулярности этих осей плоскости движения  $xz$  и отсутствие «перекосов» всех звеньев, чтобы они перемещались в плоскости  $xz$  (параллельных друг другу плоскостях  $xz$ ); для улучшения работы механизма избыточные связи следует устранять ( $q$  должно быть равно 0), что приводит к статической определенности механизма; устранение избыточных связей осуществляют, выполняя некоторые одноподвижные пары

25

механизма многоподвижными (с  $i = 2, \dots, 5$ ), так, чтобы  $q$  получилось равным 0, а совокупность пар и звеньев каждого контура могла (для самоустанавливания) реализовать (при необходимости: неточном изготовлении, поперечных силах, деформациях стойки, больших перепадах температур и пр.) все шесть независимых составляющих ( $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z, S_x, S_y, S_z$ ) относительного смещения звеньев;

$$A_i = \sum_{j=1}^m i \cdot p_j = \sum_{j=1}^m i \cdot p_j + q; A_4 = 1 \cdot 4 + 3 = 7 - \text{сумма подвижностей } (\sum_{j=1}^m i \cdot p_j) \text{ всех}$$

кинематических пар, которые должен иметь контур механизма без избыточных связей, с измененными подвижностями пар;

$P_1P_1P_1P_1$  – условная запись последовательности кинематических пар контура механизма, составленного звеньями 4, 1, 2, 3, 4; чтобы  $q$  контура стало равно нулю, подвижности пар (нижние индексы 1 у  $p$ ) следует изменить (увеличить) так, чтобы эта сумма стала равна  $A_4 = 7$ :  $P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1, P_1P_1P_1P_1$ ; при выборе «варианта самоустанавливаемости» необходимо принимать во внимание (например, для машины-орудия) необходимость скрепления входного звена (кривошипа) с подвижной частью двигателя, а выходного – исполнительного органа, технологичность выполнения пар, возможность реализации всех 6 составляющих независимого движения и пр.; примем для первого контура вариант  $P_1P_1P_1P_1; P_1P_1P_1P_1$  – условная запись последовательности кинематических пар второго контура механизма, составленного звеньями 4, 3, 5, 6, 4; учитывая изложенное выше, примем для этого контура самоустанавливающийся вариант  $P_1P_1P_1P_1$  (см. рис. 2.1, б).

Механизм на рис. 2.1 преобразует непрерывное вращение входного кривошипа 1 в возвратно-поступательное прямолинейное (в частности, горизонтальное) перемещение выходного ползуна 6, осуществляемое с «резко изменяющейся» скоростью этого перемещения. Он может быть исполнительным механизмом такой машины-орудия, как инверсионный грохот, «резко переменная» скорость движения исполни-

тельного органа (сит - решеток) которого, скрепленного с ползуном 6, интенсифицирует процесс прохождения (просеивания) через сита части сортируемого материала разного размера.

Начальным механизмом чаще всего является стойка и введенное с ней в одноподвижную кинематическую пару подвижное звено – кривошип (машины-орудия) или ползун (машины-двигатели). У начальных механизмов  $n = 2, n_1 = 1, p_1 = 1, N = 1, W = 1 \cdot n_1 = 1 \cdot 1 = 1, K = 1, q = 0$ ; при кривошипе пару можно обозначить  $\varphi_x$  или  $\varphi_z$ , или  $\varphi$ ; при ползуне –  $S$  или  $n$ .

Четырехзвенные рычажно-ползунные механизмы (с  $n = 4, n_1 = 3, p_1 = 4, N = 3, W = 3 \cdot n_1 = 3 \cdot 3 = 9 - 2 \cdot 4 = 9 - 8 = 1; K = (1 \cdot 4 - 1) / 3 = 1; q = 3; A = 7$ ) образуют из начальных с помощью наиболее известных «групп звеньев нулевой подвижности» - двухзвенников (двуд - групп Ассур), представляющих собой два звена (два рычага, два ползуна, рычаг и ползун), образующих одну (внутреннюю) одноподвижную пару (вида  $e$  или вида  $n$ ); кроме того, на подвижных звеньях оформлены места (элементы кинематических пар) для введения звеньев в кинематические пары вида  $e$  или  $n$  с другими звеньями – будем называть эти места внешними кинематическими парами. У двуд  $n = n_1 = 2, p_1 = 1 + 2 = 3, N = 3, W = 3 \cdot n_1 = 3 \cdot 2 = 6 - 2 \cdot 3 = 0, K = 0, q = 3, A = 6$  (двуды *ооо, ооп, оне, нне, нтп, нте, нот, опп*). Четырехзвенный механизм образуется из принятого начального механизма с помощью нужной двуды путем реализации каждой из двух ее внешних пар с разными звеньями (стойкой и подвижным звеном) начального механизма (двуды внешними парами «присоединяется» к этим разным звеньям).

Шестизвенные рычажно-ползунные механизмы (с  $n = 6, n_1 = 5, p_1 = 7, N = 3, W = 3 \cdot 5 = 15 - 2 \cdot 7 = 1, K = (1 \cdot 7 - 1) / 3 = 2, q = 6, A = 13$ ) образуют из исходных четырехзвенников с помощью требуемой двуды (последнее – выходное звено этой двуды должно перемещаться заданным образом) так, как было описано выше. Шестизвенный механизм (см. рис. 2.1) получен последовательным «наоснеием» на

начальный кривошипный механизм «4-1» двух двуд Ассур «2-3» и «5-6» (см. рис. 2.1, в).

Подробнее об анализе и синтезе структурных схем рычажно-ползунных механизмов см. в [7.1], [7.2].

7.1. Сборник задач по теории механизмов и машин. Ч.1. Строение механизмов, анализ / Сост. Р.Д. Сухих, Ю.А. Дружинин. – Л.: ЛИИЖТ, 1991. – 29 с.

7.2. Синтез механизмов железнодорожного транспорта. Ч.1. Структура клиновых, винтовых, рычажных и комбинированных механизмов: Метод. указ. к курс. и диплом. пр., УИРС и НИРС. / Сост. Р.Д. Сухих, Ю.А. Дружинин, А.А. Алексеев. – Л.: ЛИИЖТ, 1980. – 22 с.

## 8. Метрика (геометрия) рычажно-ползунных механизмов

«Самым выдающимся из всех вопросов механики является вопрос о рычаге... Всё, что вообще относится к механическому движению, сводится к рычагу».

Аристотель

Размеры звеньев рычажно-ползунного механизма и положение стойки (расположение кинематических пар, образованных ею с подвижными звеньями и пр.) заданы. При заданных размерах звеньев строят планы положений механизма – его изображения, выполненные в масштабе (кинематические схемы), наложенные друг на друга (при неизменных положениях частей стойки) в нескольких последовательных положениях его подвижных звеньев. Исходными при этом являются положения криво-

шипа: два вертикальных; два горизонтальных; два положения, когда кривошип и кулиса перпендикулярны друг другу (ползун 6 и кулиса 3 будут находиться в крайних положениях); два положения, когда кривошип и шатун перпендикулярны друг другу (в этих положениях скорость движения ползуна или коромысла близка к максимальной); два положения, когда кривошип и шатун располагаются на одной прямой (при двух крайних положениях выходного звена); еще несколько промежуточных положений. Эти планы позволяют найти перемещения  $S$  выходного звена.

Для построения следует выбрать вычислительный масштаб  $K_1 = \dots$  мм (реальной длины звеньев)/мм (длины звеньев на чертеже). Вычислительный масштаб обратен чертежному масштабу. Так, при уменьшении в 2 раза –  $K_1 = 2$  мм/мм, в 5 раз –  $K_1 = 5$  мм/мм, при увеличении в 2 раза  $K_1 = 0,5$  мм/мм. Вычислительный масштаб выбирают таким, чтобы планы положений занимали примерно от 1/4 до 1/3 чертежного листа формата А1. Вначале рекомендуется в тонких линиях построить два крайних положения механизма, чтобы оценить размеры занимаемого им места при принятом масштабе и, при необходимости, уточнить этот масштаб.

При известных положениях стоек и неизменных длинах рычагов (рис. 8.1, см. рис. 2.1) вначале (тонкими линиями) обозначают траектории движения некоторых точек звеньев:

шарнир  $A$  на конце кривошипа (палец) перемещается по окружности (с центром в точке  $O_1$  во втором его шарнире на стойке) с радиусом, равным длине кривошипа  $r = l_{O_1A}$ ;

шарнир  $B$  на конце коромысла - кулисы (палец коромысла) – по соответствующей дуге (начало и конец которой определится впоследствии) окружности радиуса  $l_{O_2B}$  с центром во втором его шарнире  $O_2$  на стойке;

любая точка ползуна 6 перемещается по прямой, параллельной соответствующей направляющей или совпадающей с ней.

Далее вычерчивание ведется методом засечек [8.1] раствором циркуля, равным

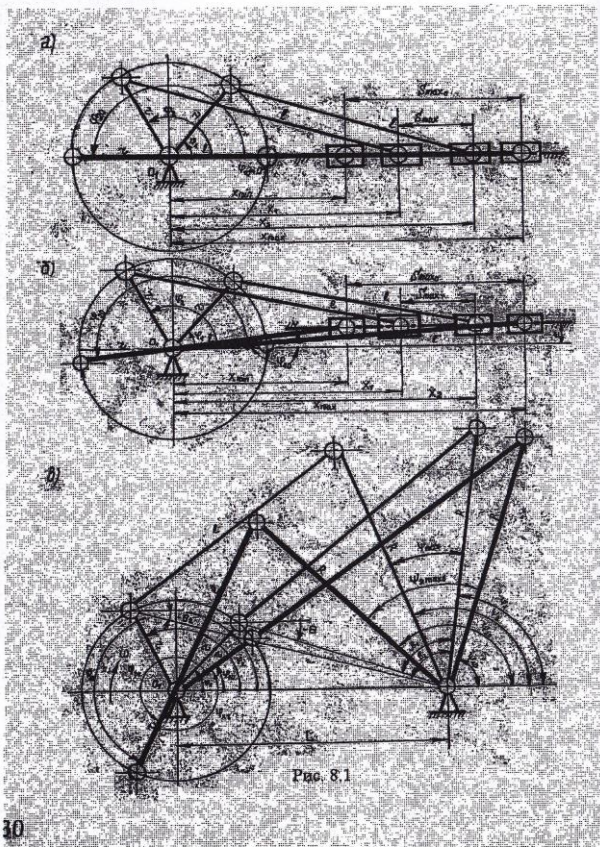


Рис. 8.1

длине шатуна  $l_{BC}$ . Начало шатуна  $BC$  назначается в одной из точек известной траектории его (начала движения (дуги – траектории движения шарнира  $B$  коромысла  $3$ ). Конец шатуна  $C$  «засекается» на траектории его (конца) движения вместе с пальцем  $C$  ползуна  $6$  (на прямой линии).

После этого находят крайние положения ползуна  $6$ , соответствующие крайним положениям кулисы  $3$ , когда кривошип  $1$  перпендикулярен ей. Разность этих крайних положений есть ход  $S$  ползуна. За один оборот кривошипа ползун из одного крайнего положения сместится в другое крайнее положение и вернется назад (пройдя путь  $2S$ ). Его перемещению в одну сторону соответствует один угол поворота  $\varphi$ , кривошипа, в другую – другой. Меньший из углов  $\varphi_{\text{хол}}$  соответствует холостому ходу, больший  $\varphi_{\text{р}}$  – рабочему ходу. Направление  $\omega_1$  следует заложить таким, чтобы при рабочем ходе центр масс  $S_1$  шатуна  $5$  смещался вниз (см. также рис. 9.1). При обводке чертежа окружности шарниров следует выполнять с диаметром  $2 \dots 3$  мм, ползуны изображать прямоугольником примерно  $10 \times 6$  мм, а рычаги – прямыми линиями с толщиной, соответствующей толщине линии основного контура ( $0,5 \dots 1$  мм). Рекомендуется широко использовать трафареты. Следует четко выполнять правила черчения (в отношении толщин линий вспомогательного контура, осевых и пр.).

8.1. Кинематический анализ и силовой расчет механизмов: Метод. указ. по курс. проект. / Сост. В.И. Княжкин, И.С. Ромадин, А.К. Данилов. – Л.: ЛИИЖТ, 1979. – 42 с.

## 9. Кинематика рычажно-ползунных механизмов

«Кто не знает движения, тот не понимает природы».

Аристотель

Продолжительность рабочего хода выходного звена  $t_{\text{рх}} = \varphi_{\text{рх}} / \omega_1$ , его средняя скорость  $V_{\text{рх}} = S / t_{\text{рх}}$ ; для холостого хода  $t_{\text{ох}} = \varphi_{\text{ох}} / \omega_1$ ,  $V_{\text{ох}} = S / t_{\text{ох}}$  (рис. 9.1). Способов определения точных значений скоростей несколько.

В учебном процессе предпочтительнее использовать графо-расчетный метод планов с определением абсолютных (полных) линейных скоростей и ускорений любых точек звеньев путем построения замкнутых многоугольников составляющих их переносных и относительных скоростей и ускорений.

Скорость и ускорение точек  $\theta_1$  и  $\theta_2$  стойки (рис. 9.2) равны нулю. Линейная (абсолютная) скорость  $V_{A_1}$  пальца кривошипа  $A_1$  и  $V_{A_2}$  совпадающего с ним камня кулисы  $A_2$  (во вращении их со скоростью  $\omega_1$  относительно точки  $\theta_1$ ):

$$V_{A_2} = \omega_1 \cdot l_{A_1 A_2} = V_{A_1, 2\theta_1} \quad (9.1)$$

и направлена она перпендикулярно кривошипу  $\theta_1 A_1$ , в сторону  $\omega_1$ . Линейное (абсолютное) ускорение  $a_{A_2}$  (при  $\epsilon_1 = 0$ ) является центростремительным (нормальным) ускорением во вращении кривошипа относительно точки  $\theta_1$ :

$$a_{A_2} = \omega_1^2 \cdot l_{A_1 A_2} = a_{A_1, 2\theta_1}^n \quad (9.2)$$

и направлено оно вдоль кривошипа от точки  $A_1$  к центру поворота  $\theta_1$ .

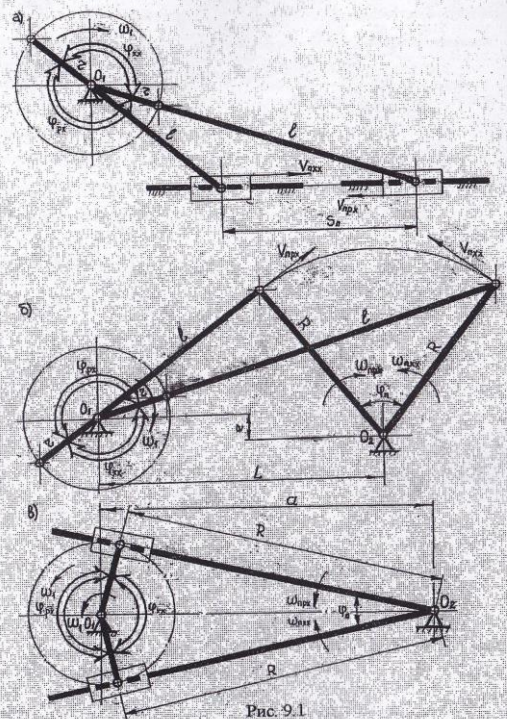


Рис. 9.1

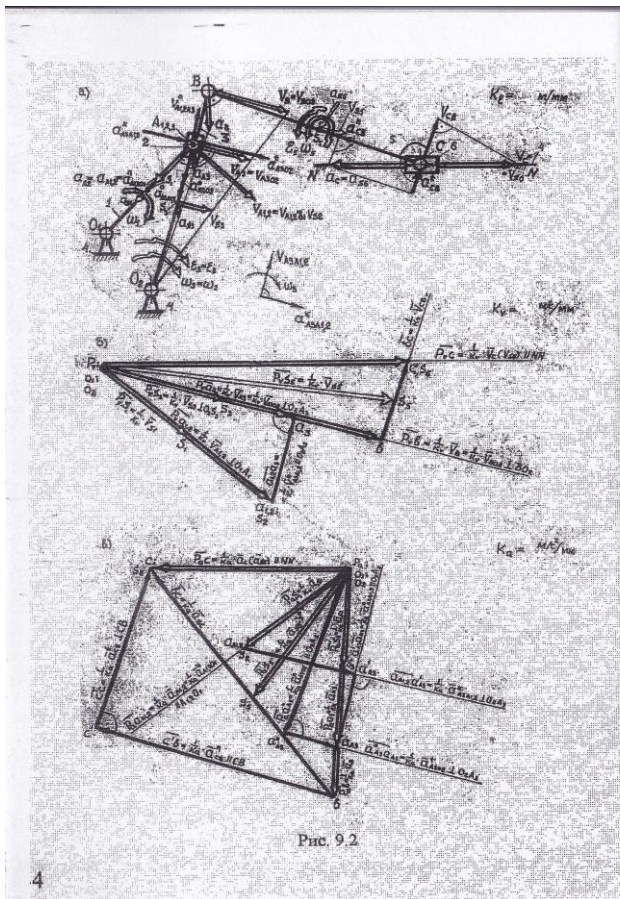


Рис. 9.2

Из выбранных на поле чертежа точек  $P_1$  и  $P_2$  – полюсов планов скоростей и ускорений – в масштабе откладываем известные по величине и направлению векторы скорости  $\vec{V}_{A1,2} = \vec{V}_{A1,20}$  и ускорения  $\vec{a}_{A1,2} = \vec{a}_{A1,20}$ . Масштабы  $K_v = \dots (м/с)/мм$  и  $K_a = \dots (м/с^2)/мм$  уточняем после предварительных вычерчиваний планов и оценки размеров занимаемых ими мест на чертежном листе.

Далее, скорость  $V_{A1}$  точки  $A_1$  кулисы  $0_1B$  (совпадающей с точками  $A_1$  и  $A_2$ ) находится как геометрическая сумма переносной скорости полюса (точки  $A_{1,2}$ ) и относительной скорости  $V_{A1,2}^o$  смещения кулисы относительно ее камня:

$$\vec{V}_{A1} = \vec{V}_{A1,2} + \vec{V}_{A1,2}^o; \quad (9.3)$$

с другой стороны эта скорость находится как геометрическая сумма скорости точки  $0_2$  звена  $0_2A_1$  ( $V_{0_2} = 0$ ) и относительной скорости  $V_{A1,2}^o$  при повороте кулисы  $0_2A_1$  относительно точки  $0_2$ :

$$\vec{V}_{A1} = \vec{V}_{0_2} + \vec{V}_{A1,2}^o = \vec{V}_{A1,2}^o. \quad (9.4)$$

Реализуя (на опорных точках плана  $0_1$  и  $a_{1,2}$ ) эти два векторных равенства (решая их совместно) и имея в виду, что вектор  $\vec{V}_{A1,2}^o$  направлен по кулисе  $0_2A_1$ , а вектор  $\vec{V}_{A1} = \vec{V}_{A1,2}^o$  – перпендикулярен кулисе  $0_2A_1$ , определяем скорость  $V_{A1}$  (точка  $a_1$  на плане скоростей). Одновременно находим угловую скорость  $\omega_3 = V_{A1} / l_{0_2A_1}$ , направленную в сторону  $\vec{V}_{A1}$  (при его переносе в точку  $A_1$ ).

Ускорение точки  $A_1$  кулисы находим указанным способом, графически реализуя на опорных точках  $a_{1,2}$  и  $o_2$  плана ускорений две векторные суммы и решая их совместно:

$$\vec{a}_{A1} = \vec{a}_{A1,2} + \vec{a}_{A1,2}^c + \vec{a}_{A1,2}^o, \quad (9.5)$$

$$\vec{a}_{A1} = \vec{a}_{0_2} + \vec{a}_{A1,2}^o = \vec{a}_{A1,2}^o + \vec{a}_{A1,2}^c \quad (9.6)$$

(здесь  $\vec{a}_{A1,2}$  – известный вектор переносного ускорения;  $\vec{a}_{A1,2}^c$  – вектор кориолисова ускорения, возникающего при смещении ползуна – камня кулисы 2 по кулисе 3;  $\vec{a}_{A1,2}^o = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{A1,2}$ ;  $\vec{a}_{A1,2}^o$  – вектор относительного ускорения точки  $A_1$  кулисы

относительно камня кулисы, направленный по кулисе  $0_2A_1$ ;  $\vec{a}_{A1,2}^o$  – вектор относительного (относительно точки  $0_2$ ) ускорения точки  $A_1$  кулисы, складывающийся из векторов нормального  $\vec{a}_{A1,2}^n$  и касательного  $\vec{a}_{A1,2}^t$  ускорений;  $|\vec{a}_{A1,2}^n| = \omega_3^2 \cdot l_{0_2A_1}$  и направлен по кулисе  $A_1O_2$  от точки  $A_1$  к точке  $0_2$ . Конец вектора  $\vec{a}_{A1}$  – это точка пересечения  $a_{1,2}$  неизвестных векторов  $\vec{a}_{A1,2}^o$  и  $\vec{a}_{A1,2}^c$ .

Скорость и ускорение точки  $B$  кулисы (фактические и в масштабах планов) находим из пропорций:

$$\frac{V_B}{V_{A1}} = \frac{l_{0_2B}}{l_{0_2A_1}}; \quad \frac{P_1b}{P_1a_1} = \frac{l_{0_2B}}{l_{0_2A_1}}; \quad V_B = V_{A1} \cdot l_{0_2B} / l_{0_2A_1}; \quad P_1b = P_1a_1 \cdot l_{0_2B} / l_{0_2A_1}; \quad (9.7)$$

$$\frac{a_B}{a_{A1}} = \frac{l_{0_2B}}{l_{0_2A_1}}; \quad \frac{P_2b}{P_2a_1} = \frac{l_{0_2B}}{l_{0_2A_1}}; \quad a_B = a_{A1} \cdot l_{0_2B} / l_{0_2A_1}; \quad P_2b = P_2a_1 \cdot l_{0_2B} / l_{0_2A_1}. \quad (9.8)$$

После определения скоростей и ускорений точек  $A_{1,2}$ ,  $A_1$  и  $B$  звеньев 1, 2 и 3 в абсолютном (относительно стойки  $0_1$ ) движении соответственно находим скорости и ускорения точки  $C$  звеньев 5 и 6, реализуя векторные суммы (решая их совместно):

$$\vec{V}_C = \vec{V}_{C5} = \vec{V}_5 + \vec{V}_{C6} \quad (9.9)$$

( $\vec{V}_{C6} \perp CB$ ;  $\vec{V}_C$  направлен по  $NN$ , на плане – из  $P_1$ );

$$\vec{a}_C = \vec{a}_{C5} = \vec{a}_5 + \vec{a}_{C6} = \vec{a}_5 + \vec{a}_{C6} + \vec{a}_{C6}^c \quad (9.10)$$

( $\vec{a}_6$  направлен по  $NN$ , на плане – из  $P_2$ ;  $|\vec{a}_{C6}^c| = \omega_6^2 \cdot l_{C6}$ , направлен по  $CB$  от точки  $C$  к точке  $B$ ;  $\omega_6 = V_{C6} / l_{C6}$ , направлена в сторону  $\vec{V}_{C6}$  при переносе его в точку  $C$ ;  $\vec{a}_{C6}^c$  направлен  $\perp CB$ ).

Еще раз, угловые скорости:

$$\omega_1 - \text{задана}; \quad \omega_2 = \omega_3 = V_{A1,2} / l_{A1,2} = V_5 / l_{0_2A_1} \quad (\text{в сторону } \vec{V}_5); \quad (9.11)$$

$$\omega_3 = V_{C6} / l_{C6} \quad (\text{в сторону } \vec{V}_{C6}, \text{ перенесенной в точку } C). \quad (9.12)$$

Угловые ускорения:

$$\epsilon_1 = 0 - \text{предполагается на данном этапе исследования}; \quad \epsilon_2 = \epsilon_3 = \vec{a}_{A1,2}^t / l_{A1,2} \quad (\text{в сторону } \vec{a}_{A1,2}^t \text{ в точку } A_1); \quad (9.13)$$

$$\epsilon_3 = \epsilon_6' / l_{C6} \quad (\text{в сторону } \vec{a}_{C6}^t, \text{ перенесенной в точку } C). \quad (9.14)$$

Скорости и ускорения (линейные) любых других точек звеньев находятся из пропорции так, как находились  $V_B$  и  $a_B$ . Например, для центра масс  $S_3$ :

$$V_{S_3} = V_B \cdot l_{B S_3} / l_{B A_1}; \quad P_3 S_3 = P_1 b \cdot l_{B S_3} / l_{B A_1}; \quad (9.15)$$

$$a_{S_3} = a_B \cdot l_{B S_3} / l_{B A_1}; \quad P_3 S_3 = P_1 b \cdot l_{B S_3} / l_{B A_1}; \quad (9.16)$$

для центра масс  $S_5$ :

$$\frac{b S_5}{bc} = \frac{B S_5}{BC}; \quad b S_5 = bc \cdot B S_5 / BC. \quad (9.17)$$

Изложенным ограничим рассмотрение метода планов, который достаточно подробно рассмотрен в литературе [1.2],[2.1],[2.2],[6.1].

## 10. Расчет мощностей основных сил в машине

«Успех – это 10% везения и 90% – потения».

Эдисон

Важным для данной части работы является то, как заданы силы сопротивления (их моменты) движению исполнительного органа машины-орудия или движущие силы машины-двигателя. В самом простом случае они постоянны для всего цикла работы машины (в течение времени  $t_{\text{раб}} = 2\pi / \omega_1$ , с), одинаковы для рабочего и холостого хода. Чаще же всего для рабочего хода они намного больше, чем для холостого.

Зная мгновенные значения сил  $F_i$  и скоростей  $V_i$  точек их приложения, находят мгновенные значения мощностей при рабочем и холостом ходе (Вт):



$$P_{\text{прк}} = F_{\text{прк}} V_{\text{прк}}; P_{\text{окк}} = F_{\text{окк}} V_{\text{окк}}. \quad (10.1)$$

Мгновенные и средние значения мощностей сил, приведенных к кривошпиту при рабочем и холостом ходе, а также средние за цикл мощность сил и момент этих сил:

$$P_{1\text{прк}} = P_{\text{прк}} / \eta_M; P_{1\text{окк}} = P_{\text{окк}} / \eta_M; P_{1\text{прк}} = \Sigma P_{1\text{прк}} / k; P_{1\text{окк}} = \Sigma P_{1\text{окк}} / k; P_1 \approx 0,5(P_{1\text{прк}} + P_{1\text{окк}}); \\ T_{1\text{прк}} = P_{1\text{прк}} / \omega_1; T_{1\text{окк}} = P_{1\text{окк}} / \omega_1; T_1 \approx P_1 / \omega_1 \quad (10.2)$$

(здесь  $\eta_M = \eta_1 \eta_2 \dots$  — общий КПД механизма;  $\eta_i$  — коэффициент полезного действия (КПД)  $i$ -й кинематической пары рычажно-ползунного механизма;  $i$  — количество кинематических пар в цепи от звена приложения силы до кривошпита; КПД неподвижной вращательной пары  $\eta_n = 0,97 \dots 0,99$ ; то же, поступательной  $\eta_n = 0,95 \dots 0,97$ ;  $k$  — количество известных значений мгновенных мощностей и моментов).

Далее решаем задачу выбора (для машины-орудия) электродвигателя по угловой скорости  $\omega_1$ . Значение величины синхронной угловой скорости для электродвигателем с одной парой полюсов (например, переменного тока, трехфазного, асинхронного, единой серии А) составляет  $\omega_{1\text{дс}} \approx 314$  1/с, с двумя парами полюсов —  $\omega_{2\text{дс}} \approx 157$  1/с, с тремя парами полюсов —  $\omega_{3\text{дс}} \approx 105$  1/с. Ориентировочные значения передаточных чисел зубчатых передач (редукторов), соединяющих валы ротора электродвигателей и вал кривошпита:

$$u_{10} \approx \omega_{1\text{дс}} / \omega_1. \quad (10.3)$$

При  $u_{10} \approx 1 \dots 10$  используются катковые ( $\eta_p = 0,90 \dots 0,92$ ), ремённые ( $\eta_p = 0,94 \dots 0,96$ ), цепные ( $\eta_p \approx 0,92 \dots 0,95$ ), одноступенчатые цилиндрические ( $\eta_p \approx 0,96 \dots 0,98$ ), конические ( $\eta_p \approx 0,95 \dots 0,97$ ) и некоторые планетарные ( $\eta_p \approx 0,95 \dots 0,97$ ) зубчатые передачи. При  $u_{10} \approx 10 \dots 80$  используются двухступенчатые зубчатые цилиндрические ( $\eta_p \approx 0,92 \dots 0,96$ ), коническо-цилиндрические ( $\eta_p \approx 0,91 \dots 0,95$ ), планетарные ( $\eta_p \approx 0,92 \dots 0,96$ ) и одноступенчатые червячные ( $\eta_p \approx 0,9 \dots 0,7$ ) зубчатые передачи. При  $u_{10} > 80$  могут быть использованы трехступенчатые зубчатые цилиндрические ( $\eta_p \approx 0,88 \dots 0,94$ ), коническо-цилиндрические ( $\eta_p \approx 0,87 \dots 0,94$ ), двухступенчатые

планетарные ( $\eta_p \approx 0,88 \dots 0,93$ ), червячно-цилиндрические ( $\eta_p \approx 0,68 \dots 0,86$ ) и волновые ( $\eta_p \approx 0,90 \dots 0,95$ ) зубчатые передачи.

Выбор типа передачи и скорости электродвигателя — ответственные и сложные конструкторские задачи, от решения которых зависит качество машины, ее масса, размеры, стоимость, потребляемая энергия. Так высокооборотные электродвигатели с  $\omega_{\text{дс}} \approx 314$  1/с легче, меньше и дешевле, но обуславливают большие  $u_{10}$ , для реализации которых потребуются такие передачи, показатели которых сведут на нет достоинства высокооборотных электродвигателей. Об этом подробно написано в [10.1], [10.2] и др. После выбора (или указания преподавателем) типа передачи (редуктора) и определения ее общего КПД  $\eta_p$  находят необходимую мощность электродвигателя:

$$P_{\text{д}} \approx P_{\text{с1}} / \eta_p \quad (10.4)$$

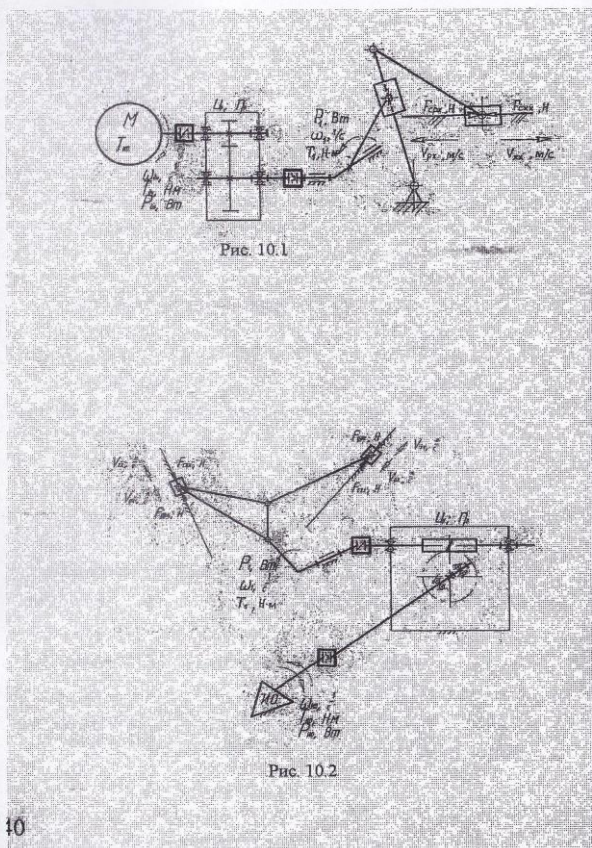
и подбирают его по каталогу (см. прил. 1). При подборе останавливаются на электродвигателе ближайшей меньшей номинальной мощности  $P_{\text{дн}}$  при условии, что его перегрузка не превышает 25%. Кроме  $P_{\text{дн}}$  из каталога выписывают его тип, ГОСТ, номинальную частоту вращений  $n_{\text{дн}}$ , об/мин, и момент инерции ротора  $I_{\text{д}}$ , кг·м<sup>2</sup>. Угловая скорость электродвигателя  $\omega_{\text{дн}} = \pi n_{\text{дн}} / 30$ , 1/с. По ней уточняют передаточное число передач (редуктора):

$$u_p = \omega_{\text{дн}} / \omega_1. \quad (10.5)$$

После этого изображают структурную схему (без масштаба) машины (рис. 10.1 — машина-орудие и 10.2 — машина-двигатель).

10.1. Сухих Р.Д. Передачи и редукторы. Рациональные компоновки. Учеб. пособ. — СПб.: ПИИТ, 1993. — 97 с.

10.2. Приводы машин. Справочник / В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш; Под. общ. ред. В.В. Длоулого. — Л.: Машиностроение, 1982. — 383 с.



## 11. Синтез зубчатой передачи

«Знание человека может развиваться безгранично, ибо незнание его беспредельно.»  
Латлас

При синтезе зубчатой передачи его выполняют в следующей последовательности:

После определения общего передаточного числа привода при  $u_p \geq 10$  для многоступенчатой передачи его разбивают (см. [10.1]) по ступеням  $u_p = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots$ ; находят крутящие моменты на валах всех зубчатых колес, начиная с вала, с которым скреплено последнее зубчатое колесо и соединен кривошпитом:  $T_i = P_{\text{с1}} / \omega_i$ , Н·м; на промежуточных валах передач машины-орудия  $T_u = T_i / (u_u \cdot \eta_u)$ ; на валу электродвигателя  $T_{\text{д}} = T_i / (u_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}})$  (здесь  $u_u$  и  $\eta_u$  — передаточные числа и КПД передач, связывающих вал кривошпита и промежуточный вал  $u_i$ );

расчетом на контактную прочность (см. [10.2], [11.1]) находят межосевые расстояния  $a$ , мм, ступеней зубчатых передач; назначают числа зубьев  $z$ , зубчатых колес; определяют модули ступеней зубчатых колес; рассчитывают их геометрические характеристики; находят их качественные показатели; вычерчивают упрощенную или полную картину одного зубчатого зацепления.

При заданном модуле  $m_{\text{с1с2}} = m$  быстрходной цилиндрической зубчатой передачи (в частности, первой ступени во многоступенчатой передаче) число зубьев шестерни принимают (если нет ограничений по габаритам) в зависимости от ее угловой скорости:  $z_1 \approx 31 \dots 17$  (при  $\omega_1 = 314 \dots 40$  1/с). Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u_1$  ( $u_1$  — передаточное число рассчитываемой ступени зубчатой передачи). Затем назна-

чают угол наклона  $\beta$  зубьев ( $\beta \approx 0^\circ \dots 25^\circ$ ) или рассчитывают его, исходя из особых требований (например, получения заданного межосевого расстояния и пр.). Косозубые передачи работают плавнее и бесшумнее; особенно это проявляется при больших скоростях. Чем больше  $\beta$ , тем больше осевые составляющие сил взаимодействия зубьев и для их восприятия требуются специальные подшипники. При  $\beta \approx 25^\circ \dots 35^\circ$  зубья можно выполнять шевронными (елочными), как бы составляя колесо из двух половинок с разнонаправленными зубьями, что усложняет конструкцию. Для выполнения специальных требований передачи могут выполнять скорректированными (см. [1.1], [1.2], и др.). Коррекция делает расчеты и настройку зуборезного инструмента более трудными. Ниже рассмотрим некорректированное стандартное зацепление с модулем  $m$  ( $m_1 = m / \cos \beta$ ), углом зацепления  $\alpha = 20^\circ$  [ $\alpha_i = \arctg(\tg \alpha / \cos \beta)$ ] и коэффициентами высоты головки зуба  $h_{a_i}^* = 1$ ;  $h_{a_i}^* = h^* \cos \beta$  и радиального зазора  $C^* = 0,25$ ;  $C_i^* = C^* \cos \beta$ .

Шаг зацепления (расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности)  $p_t = m \pi / \cos \beta$ . Делительная окружность делит зуб на головку (высотой  $h_{a_i}$ ) и ножку ( $h_{f_i}$ ) в пропорции  $h_{a_i}^* / (h_{a_i}^* + C^*)$ . Высота головок зубьев  $h_{a_i} = m$ ;  $h_{a_i}^* = h^* \cos \beta$ ; высота ножки  $h_{f_i} = m$  ( $h_{f_i}^* + C^*$ ); высота зуба  $h_i = h_{a_i} + h_{f_i}$ . В стандартном зацеплении делительная окружность (ее диаметр  $d$  совпадает с начальной окружностью ( $d_n$ ) – центроидой в относительном качении колес) делит зуб на головку и ножку в указанной выше пропорции.

Основной окружностью ( $d_b$ ) называют эволюту эвольвентного профиля зубьев.

Диаметры окружностей:

$$\text{делительной (начальной): } d_{1,2} = d_{n1,2} = m_1 z_{1,2};$$

$$\text{основной: } d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_i;$$

$$\text{вершин (головок зубьев): } d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 h_{a1,2};$$

$$\text{впадин (ножек зубьев): } d_{f1,2} = d_{1,2} - 2 h_{f1,2}.$$

Толщина зубьев на окружности:

$$\text{вершин } S_{a1,2} = m_1 (\cos \alpha / \cos \alpha_{a1,2}) [0,5 \pi - z_{1,2} (\text{inv } \alpha_{a1,2} - \text{inv } \alpha)];$$

$$\text{делительной (начальной) } S_{1,2} = 0,5 p_t = 0,5 m_1 \pi;$$

$$\text{основной } S_{b1,2} = m_1 [0,5 \pi + z_{1,2} \text{inv } \alpha];$$

$$\text{радиуса } 0,5 d_b \leq 0,5 d_i \leq 0,5 d_a; S_{1,2} = m_1 (\cos \alpha / \cos \alpha_i) [0,5 \pi - z_{1,2} (\text{inv } \alpha_i - \text{inv } \alpha)]$$

(здесь  $\text{inv } \alpha_i = \text{tg } \alpha_i - \alpha_i$ ,  $\alpha_i$  – в радианах;  $\alpha_i = \arccos(d_b / d_i)$ ).

На участке от окружности вершин до основной окружности рабочая поверхность зуба – эвольвента, далее – радиальная прямая со скруглением  $r_f \approx 0,38 m$ .

Межосевое расстояние  $a_{1,2} = 0,5 (d_1 + d_2)$ , толщина зубчатого венца колес  $b_1 = \Psi_m m + (5 \dots 6) \text{ мм}$ ;  $b_2 = \Psi_m m$ ;  $\Psi_m$  – коэффициент толщины зубчатого венца:  $\Psi_m \approx (8 \dots 12)$ ; или  $b_2 = \pi m / \sin \beta$  ( $b$  – целые).

Главный качественный показатель передачи – коэффициент перекрытия (среднее количество пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении):

$$\epsilon_\gamma = [z_1 (\text{tg } \alpha_{a1} - \text{tg } \alpha) + z_2 (\text{tg } \alpha_{a2} - \text{tg } \alpha)] / 2 \pi + b_1 \text{tg } \beta / \pi m_1 \geq 2,1.$$

При вычерчивании (рис 11.1) упрощенной картины зубчатого зацепления в вычислительном масштабе  $K_f = \dots \text{ мм/мм}$  (в выбранном масштабе высота зуба  $h$  должна составлять  $\approx 20 \text{ мм}$ ) по вертикали или горизонтали откладывают межосевое расстояние  $0_1 0_2 = a_{1,2}$ . С центрами вточках  $0_1$  и  $0_2$  проводят штрихпунктирные окружности, радиусами, равными  $d_1$  и  $d_2$ . Они соприкоснутся в точке  $P$  (полосе зацепления) на линии центров. Далее проводят окружности вершин (дугами основного контура) и окружности основные и впадин (дугами вспомогательного контура). Через полюс  $P$  под углом  $\alpha$  к линии центров проводят линию зацепления и между точками ее пересечения с окружностями вершин выделяют ее рабочую часть (след на плоскости чертежа точки контакта пары зубьев). Зная шаг  $p_t$ , проводят радиальные оси зубьев. По вычисленным толщинам зубьев на разных окружностях можно построить профиль сопряженных зубьев, соприкасающихся в полосе  $P$ . Все геометрические характеристики на чертеже представляются в буквенном и цифровом виде.

Подробнее о синтезе зубчатых передач см. в [1.1], [1.2], [2.1], [2.2], [11.1] и др.

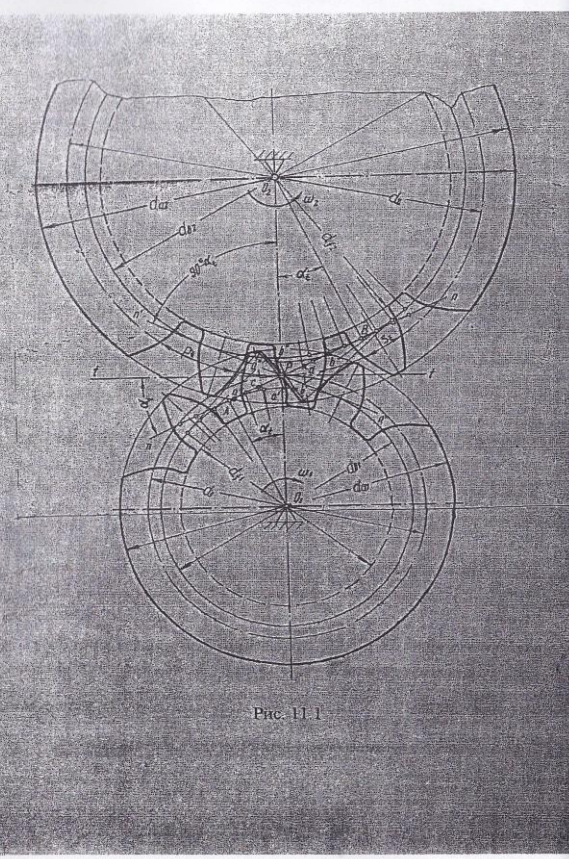


Рис. 11.1

11.1. Сухих Р.Д., Цутиков А.П., Луцкич О.Н. Упрощенные расчеты зубчатых передач. Ч. 1. – СПб.: ПУПУС, 2001. – 38 с.

## 12. Силовой расчет рычажно-ползунных механизмов

«Весь мир держится на четырех вещах: на учености мудрого, на справедливости сильного, на молитве доброго и на мужестве храброго».

Восточная поговорка

При силовом расчете находят реакции в кинематических парах – силы давления одного звена на другое – для последующих определений сил трения и размеров деталей расчетами на их прочность, жесткость, износостойкость и пр.

Упрощенно ориентировочную величину и направление реакций в кинематических парах находят с учетом только заданных сил  $F_{рк}$  сопротивления движению графо-расчетным методом «проекции на рычаги».

Силы веса  $F_{G_i} = m_i g$ , условно прикладывают к центрам масс звеньев и направляют вертикально вниз. Они увеличивают неравномерность движения машины, увеличивая скорость при движении центров масс вниз и наоборот. Поэтому рационально назначать направление вращения кривошипа так, чтобы при рабочем ходе центры масс перемещались вниз и наоборот.

Силы инерции  $F_{i_i} = -a_i m_i$  также прикладывают к центрам масс  $S_i$  звеньев и направляют противоположно вектору  $a_i$  абсолютного ускорения. Моменты сил инерции  $M_{i_i} = -e_i J_i a_i$  действуют на соответствующие звенья противоположно вектору  $e_i$  его углового ускорения. Центральные моменты инерции звеньев, имеющих форму стержней (рычагов) длиной  $l_i$ :  $J_i = (0,08 \dots 0,1) \cdot m_i \cdot l_i^2$ , кг·м<sup>2</sup>.

С учетом  $F_{0i}$ ,  $F_{0i}$  и  $M_{0i}$  реакции находят, обычно, графо-расчетным способом, предварительно построив план нагрузки механизма – его кинематическую схему с изображением учитываемых сил и моментов сил (рис. 12.1, а). Затем рассматривают кинестатическое равновесие дальней от кривошипа дядды (по рис. 12.1 рычажно-ползуной). На нее действуют силы  $F_{05}$ ,  $F_{06}$ ,  $F_{06}$  и  $F_{46}$  (неизвестная по величине, перпендикулярная  $N-N$ ), приложенные в точке  $C$  ( $S_5$ ), силы  $F_{05}$ ,  $F_{05}$ , приложенные в точке  $S_5$ , момент сил  $M_{05}$  и неизвестная сила  $F_{35}$ . Силу  $F_{46}$  находят из условия равновесия дядды относительно точки  $B$  ( $\Sigma M_{0,м}^B = 0$ ; рис. 12.1, б):

$$F_{46} = \frac{F_{06} \cdot h_{06} + (F_{05} - F_{05}) \cdot h_1 + F_{05} \cdot h_{05} + F_{05} \cdot h_{05} + M_{05}}{h_{06}} \quad (12.1)$$

(в случае отрицательного значения направления силы противоположно предполагаемому). Силу  $F_{35}$  находят как замыкающий вектор плана (многоугольника) сил (рис. 12.1, в), действующих на дядду 5-6 (планы сил строят в крупном масштабе  $K_F = \dots$  Н/мм):

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_{16} + \vec{F}_{06} + \vec{F}_{05} + \vec{F}_{45} = -\vec{F}_{35} \quad (12.2)$$

Силу  $F_{56}$  давления шатуна 5 на ползун 6 находят из условия равновесия ползуна (рис. 12.1, г) как замыкающий вектор плана сил, действующих на него (рис. 12.1, д):

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_{16} + \vec{F}_{06} + \vec{F}_{05} = -\vec{F}_{56} \quad (12.3)$$

Далее рассматривают равновесие звеньев дядды 2-3. Из условия равновесия звена 3 ( $\Sigma M_{0,м}^A = 0$ ) (рис. 12.1, е):

$$F_{33} = \frac{F_{03} \cdot h_{03} - F_{03} \cdot h_{03} + F_{03} \cdot h_{03} + M_{03}}{l_{0,3}} \quad (12.4)$$

Из условия равновесия звена 2 (рис. 12.1, ж) находят вектор силы  $F_{12}$  (рис. 12.1, з):

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_{12} + \vec{F}_{02} + \vec{F}_{02} = 0 \quad (12.5)$$

Вектор силы  $F_{12}$  находят как замыкающий вектор плана сил (рис. 12.1, и), действующих на звено 3:

$$\vec{F}_{33} + \vec{F}_{03} + \vec{F}_{03} + \vec{F}_{03} + \vec{F}_{03} = 0 \quad (12.6)$$

46

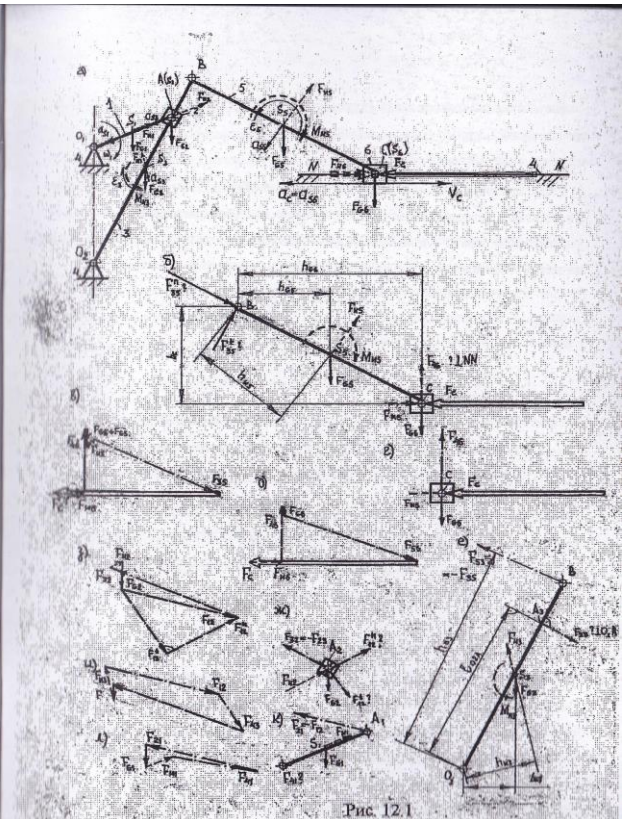


Рис. 12.1

47

Из условия равновесия звена 1 (рис. 12.1, к) находят вектор силы  $\vec{F}_0$  (рис. 12.1, л):

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_{01} + \vec{F}_{01} + \vec{F}_{01} = 0 \quad (12.7)$$

Силу, приложенную кривошипу в его пальце  $A$ , направленную перпендикулярно к кривошипу, называют приведенной силой – силой, определенной из равенства ее элементарной работы сумме элементарных работ сил и моментов сил, действующих на звенья механизма:

$$F_{01} = F_{01} = \frac{\Sigma(F_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i + T_i \cdot \omega_i)}{V_A}; \quad (F_{01} \cdot V_A = P_{01}) \quad (12.8)$$

(здесь  $\alpha_i$  – угол между векторами  $\vec{F}_i$  и  $\vec{V}_i$ ); Величина

$$T_{01} = F_{01} \cdot l_{0,1} = \frac{\Sigma(F_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i + T_i \cdot \omega_i)}{\omega_1}; \quad (T_{01} \cdot \omega_1 = P_{01}) \quad (12.9)$$

называется моментом приведенной пары сил. Для машины-орудия  $F_{21}^I$  – это приведенная сила сопротивления, направленная чаще всего против  $\omega_1$ . Для машины-двигателя  $F_{21}^I$  – это приведенная движущая сила, направленная практически всегда в сторону  $\omega_1$ . Силу  $F_{12}^I = -F_{21}^I$  называют уравновешивающей силой, а  $F_{12}^I \cdot l_{0,1}$  – моментом уравновешивающей пары сил. Их направления и трактовка противоположны направлению и трактовке приведенной силы и соответствующего момента.

Пример силового расчета машины приведен в [2.1], [2.2], [8.1].

### 13. Динамика машин

«Успеха добивается лишь тот, кто действует».

Неизвестный автор

48

Для оценки качества машины переходят к обобщающим динамическим характеристикам, отражающим ее свойства на разных режимах работы. Основной режим – это установившееся движение, при котором средняя угловая скорость кривошипа оказывается обычно близкой к некоторому постоянному значению  $\omega_1$ . Однако периодическая переменность  $\omega_1$  обусловлена:

явной зависимостью от  $\varphi_1$  приведенного к кривошипу момента сил  $T_1(\varphi_1)$ ; переменностью приведенного момента инерции масс  $J_{01}(\varphi_1)$  механизма.

Мгновенные значения  $J_{01}$  находят из условия равенства кинетической энергии звена приведения (кривошипа  $I$ )  $E_{01} = 0.5 \cdot J_{01} \cdot \omega_1^2$  сумме кинетических энергий всех звеньев механизма –  $0.5 \cdot (m_i \cdot V_i^2 + J_i \cdot \omega_i^2 + J_{0i} \cdot \omega_1^2)$ :

$$J_{01} = \frac{1}{\omega_1^2} \cdot \Sigma(m_i \cdot V_i^2 + J_i \cdot \omega_i^2 + J_{0i} \cdot \omega_1^2), \quad (13.1)$$

где  $m_i$  – массы звеньев механизма, кг;

$V_i$  – поступательные скорости центров масс звеньев, м/с;

$J_{0i}$  – момент инерции массы кривошипа ( $i=1$ ) и коромысла – кулисы ( $i=3$ );

$J_i = J_{0i} + m_i \cdot l_{i,0}^2 \approx (0.1 \dots 0.35) m_i \cdot l_{i,0}^2$ , кг·м<sup>2</sup>; (13.2)

$J_{0i}$  – момент инерции массы шатунов:  $J_{0i} \approx (0.08 \dots 0.1) \cdot m_i \cdot l_{i,0}^2$ , кг·м<sup>2</sup>;

$\omega_i$  – соответствующая угловая скорость звена, 1/с.

Величину  $\frac{J_{01}}{l_{0,1}^2} = m_{01}$  называют приведенной массой механизма.

По вычисленным  $T_1$  и  $J_{01}$  строят графики их зависимости от  $\varphi_1$ , подтверждая вывод о внутренней виброактивности механизма. Ее снижение достигается путем уменьшения переменных составляющих приведенных момента инерции масс и момента сил (или, что менее желательно, увеличивая постоянные составляющие).

Проще всего снижения внутренней виброактивности можно добиться, устанавливая в механизме дополнительное тело с большим моментом инерции масс  $J_{01}$  в виде колеса с развитами ободом – маховика. Маховик в машине играет роль накопителя энергии, запаса ее при увеличении  $\omega_1$  и отдавая машине при уменьшении  $\omega_1$ .

49

При этом о внутренней виброактивности судят по величине коэффициента неравномерности хода:

$$\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_1 \leq [\delta], \quad (13.3)$$

где  $\omega_{1\max}$  и  $\omega_{1\min}$  — наибольшая и наименьшая угловая скорость кривошипа за цикл работы.

Установленные многолетней практикой значения  $[\delta]$  коэффициента неравномерности движения машины, обеспечивающие оптимальные условия выполнения соответствующего производственного процесса, следующие:

- прессы, ножницы —  $[\delta] \approx 0,1 \dots 0,15$ ;
- дробилки —  $[\delta] \approx 0,05 \dots 0,15$ ;
- насосы —  $[\delta] \approx 0,03 \dots 0,1$ ;
- сельскохозяйственные машины —  $[\delta] \approx 0,02 \dots 0,1$ ;
- компрессоры —  $[\delta] \approx 0,1 \dots 0,03$ ;
- двигатели внутреннего сгорания —  $[\delta] \approx 0,005 \dots 0,01$ ;
- электрогенераторы переменного тока —  $[\delta] \approx 0,003 \dots 0,004$ .

Ориентировочно величину  $\delta$  находят следующим приближенным способом:

$$\delta = \frac{\Delta E_{1\max}}{\omega_1^2 \cdot J_{\text{ит0}}}, \quad (13.4)$$

где  $\Delta E_{1\max}$  — наибольший перепад кинетической энергии звена приведения (кривошипа);

$J_{\text{ит0}}$  — ориентировочная величина среднего значения момента инерции масс, приведенных к кривошипу.

$\Delta E_{1\max}$  равен наибольшей избыточной работе за цикл всех сил, приведенных к кривошипу, и может быть приближенно найден следующим образом:

$$\Delta E_{1\max} \approx 0,5(P_{\text{пр}} - P_{\text{от}}) \cdot 2\pi / \omega_1, \text{ Дж.} \quad (13.5)$$

Для машины-орудия учитывают моменты инерции массы кривошипа  $J_{\text{о1}}$ , ротора  $J_{\text{д}}$  выбранного электродвигателя и (с помощью коэффициента  $(1,5 \pm 0,2)$ )

50

других звеньев привода (валов редуктора с зубчатыми колесами, соединительными муфтами и пр.):

$$J_{\text{ит0}} \approx J_{\text{о1}} + (1,5 \pm 0,2) J_{\text{д}} \omega_1^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (13.6)$$

Когда  $\delta > [\delta]$ , при упрощенном методе определения момента инерции массы маховика (в случае установки его на валу кривошипа) используют следующую зависимость

$$J_{\text{м}} \approx \frac{\Delta E_{1\max}}{\omega_1^2 \cdot [\delta]} - J_{\text{ит0}}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (13.7)$$

При более точных графо-расчетных способах  $J_{\text{м}}$  определяют следующим образом.

Строят график изменения  $T_1=f(\varphi_1)$ : изменения приведенного к кривошипу момента сил, положительного для машины-двигателя (рис. 13.1, а,  $T_{\text{д1}}$ ) и отрицательного  $T_{\text{с1}}$  для заданной машины-орудия в соответствии с масштабами  $K_T \dots \text{Н} \cdot \text{м} / \text{мм}$  и  $K_{\varphi} \dots \text{град}(\text{рад}) / \text{мм}$ . Затем, графически проинтегрировав этот график при полюсном расстоянии  $H$ , строят диаграмму работ  $A_1=f(\varphi_1)$  в масштабе  $K_A = K_T \cdot K_{\varphi} \cdot H$ , Дж/мм ( $A_{\text{д1}}$  на рис. 13.1, б).

При графическом интегрировании (рис. 13.2), выбрав и отложив влево от точки  $O$  полюсное расстояние  $H$ , обозначают на графике  $T_1=f(\varphi_1)$  (для заданной машины — в отрицательной зоне) точки, соответствующие серединам участков 0-1, 1-2, 2-3, ... и т.д. оси абсцисс. Затем находят ординаты этих точек и соединяют их с полюсом наклонными линиями (лучами). График  $A_1=f(\varphi_1)$  строят, проводя на участках 0-1, 1-2, 2-3, ... и т.д. оси абсцисс линии, параллельные соответствующим лучам. Здесь, ранее и дальше считаем: для машины-орудия приведенный к кривошипу момент сил движущих  $T_{\text{д}} = T_{\text{д}} \cdot u_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}}$  постоянной величиной (двигатель мало меняет при работе свои характеристики  $P_{\text{д}}$ ,  $T_{\text{д}}$  и  $\omega_{\text{д}}$ ). Так как движение машины установившееся (работа за цикл сил движущих и сопротивляющихся движению одинакова) то, соединив прямой линией начало и конец (точки  $O$  и  $B$ ) графика  $A_1=f(\varphi_1)$ , получим линейные графики  $A_{\text{д1}}=f(\varphi_1)$  (на рис. 11.1, б) или  $A_{\text{с1}}=f(\varphi_1)$  для машины-двигателя и

51

машины-орудия соответственно. При этом еще раз напоминаем что работа  $A_{\text{д}}$  считается положительной, а  $A_{\text{с}}$  — отрицательной величиной. Проведя на исходном графике луч, параллельный линии  $OB$ , получим ординату  $T_1 = \text{const}$  (среднее значение  $T_{\text{д1}}$ ). Момент сил  $T_{\text{с1}} = -T_{\text{д1}} = \text{const}$  (сравните величину с 8.2)). При этом для машины-орудия:

$$P_{\text{с1}} \approx T_{\text{с1}} \cdot \omega_1, \quad \text{и} \quad P_{\text{д}} = P_{\text{ам}} / \eta_{\text{д}}. \quad (13.8)$$

Далее строят график изменения кинетической энергии  $\Delta E_1=f(\varphi_1)$  машины (рис. 13.1, в) путем алгебраического сложения работ движущих сил и сил сопротивления. Ординаты графика  $\Delta E_1=f(\varphi_1)$  представляют собой разности ординат  $A_{\text{д}}$  и  $A_{\text{с}}$  (в таком случае  $K_E = K_A$ , но на рис. 13.1, в принят масштаб  $K_E = 0,5 \cdot K_A$ , чтобы график не был слишком мелкий). Для каждого положения механизма, определяемого углами поворота кривошипа  $\varphi_{1,0} \dots \varphi_{1,12}$ , вычисляют значение приведенного момента инерции масс  $J_{\text{и1}}$  машины (без маховика) и строят график  $J_{\text{и1}}=f(\varphi_1)$  в масштабе  $K_J \dots \text{кг} \cdot \text{м}^2 / \text{мм}$  (рис. 13.1, г).

Затем при методе Ф. Виттенбауэра графическим исключением угла  $\varphi_1$  на основании графиков  $\Delta E_1=f(\varphi_1)$  и  $J_{\text{и1}}=f(\varphi_1)$  строят график энерго-масс  $\Delta E_1 = f(J_{\text{и1}})$  в масштабе  $K_E$  и  $K_J$  (рис. 13.1, д). После этого определяют значение углов  $\psi_{\text{max}}$  и  $\psi_{\text{min}}$  наклона касательных к графику  $\Delta E_1 = f(J_{\text{и1}})$  относительно оси абсцисс:

$$\psi_{\text{max}} = \arctg \left\{ \frac{K_J}{2K_{\Delta E_1}} \cdot \omega_1^2 \cdot (1 + [\delta]) \right\}, \quad \psi_{\text{min}} = \arctg \left\{ \frac{K_J}{2K_{\Delta E_1}} \cdot \omega_1^2 \cdot (1 - [\delta]) \right\}.$$

К кривой  $\Delta E_1 = f(J_{\text{и1}})$  проводят две касательные под вычисленными углами  $\psi_{\text{max}}$  и  $\psi_{\text{min}}$  (см рис. 13.1, д). Точки касания определяют положения кривошипа (углы  $\varphi_{1\text{max}}$  и  $\varphi_{1\text{min}}$ ), при которых  $\omega_1$  принимает значения  $\omega_{1\text{max}}$  и  $\omega_{1\text{min}}$ . Точка  $O_1$  пересечения касательных представляет собой начало координат графика  $\Delta E_1 = f(J_{\text{и1}})$ . Расстояние  $x_{\text{м}}$  между осями ординат  $E_1$  и  $\Delta E_1$  пропорционально искомому моменту инерции масс  $J_{\text{м}}$  маховика:

$$J_{\text{м}} = x_{\text{м}} \cdot K_J, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (13.9)$$

52

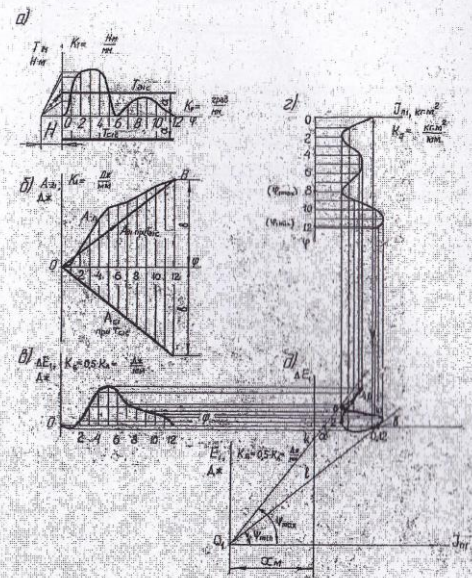


Рис. 13.1

53

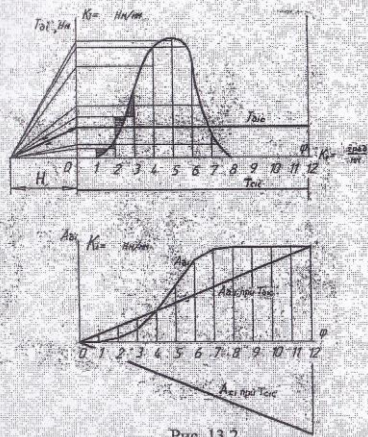


Рис. 13.2

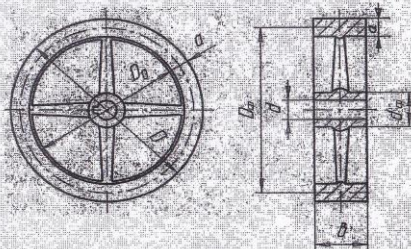


Рис. 13.3

Отрезок  $x_n = \frac{kl}{\text{tg}\psi_{\text{max}} - \text{tg}\psi_{\text{min}}}$ , мм, поэтому  $J_n = \frac{kl \cdot K_j}{\text{tg}\psi_{\text{max}} - \text{tg}\psi_{\text{min}}}$ , кг·м<sup>2</sup> или

$$J_n = \frac{kl \cdot K_{\Delta E}}{\omega_1^2 \cdot [\delta]}$$

(13.10)

где  $kl$  – отрезок, измеряемый на чертеже (в мм), пропорциональный изменению кинетической энергии маховика.

Если касательные не пересекают ось  $\Delta E_j$  в пределах чертежа, то величину отрезка  $kl$  вычисляют с помощью указанных углов и катетов  $Oa$  и  $Ob$ , отсекаемых этими касательными на оси  $J_{n1}$  (см. рис. 13.1, д). Вычисленная величина  $J_n$  уточняется:

$$J_w = J_n - J_{\text{ст.}}$$

(13.11)

По способу Н.И. Мерцалова после построения графиков  $T_1=f(\varphi)$ ,  $A_1=f(\varphi)$ ,  $\Delta E_1=f(\varphi)$ ,  $J_{n1}=f(\varphi)$  вычисляют кинетическую энергию машины без маховика:  $\Delta E_1^* = 0,5 J_n \omega_1^2$  и строят график  $\Delta E_1^* = f(\varphi)$  (рис. 13.4, а), назначив соответствующий масштаб  $K_{\Delta E^*}$  по оси ординат. Далее строят график изменения кинетической энергии маховика  $\Delta E_w = f(\varphi)$  (рис. 13.4, в) за период установившегося движения, которую получают путем вычитания (соблюдая знаки) ординат графика  $\Delta E_1^* = f(\varphi)$  из ординат графика  $\Delta E_1 = f(\varphi)$  (рис. 13.4, б). При этом оба графика должны быть построены в одном масштабе по оси ординат ( $K_{\Delta E^*} = K_{\Delta E}$ ). Через точки  $F$  (наибольшего максимума) и  $H$  (наибольшего минимума) проводят горизонтальные прямые, касающиеся кривой  $\Delta E_w = f(\varphi)$ , до пересечения их с осью ординат соответственно в точках  $K$  и  $L$  (см. рис. 13.4, в). Отрезок  $KL$  в масштабе  $K_{\Delta E}$  изображает наибольшее изменение кинетической энергии маховика в течение периода установившегося движения. Отсюда:

$$J_w = \frac{KL \cdot K_{\Delta E}}{\omega_1^2 \cdot [\delta]}$$

(13.12)

Маховик выполняют (см. рис. 13.3) в виде массивного обода, соединенного спицами с посадочной втулкой:

$$J_w \approx 0,25 \cdot \pi \cdot D_w \cdot a \cdot b \cdot \gamma \cdot D_w^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

(13.13)

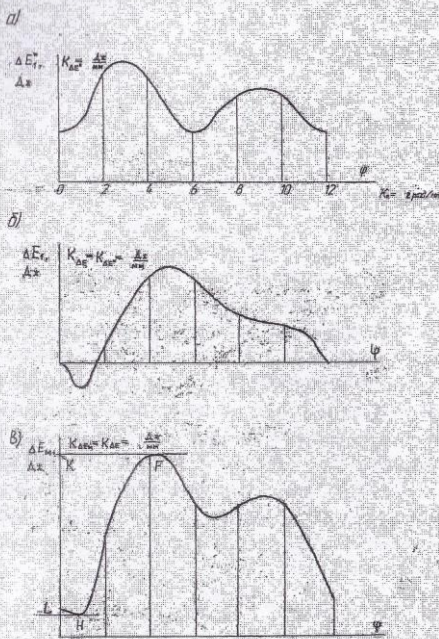


Рис. 13.4

где  $D_{cp}$  – средний диаметр обода маховика, м;  $D_w \approx 0,35 \sqrt{J_w}$ ;

$a, b$  – толщина и ширина обода маховика, м;  $a \approx 0,1 D_w$ ;  $b \approx 2a$ ;

$\gamma$  – удельная масса материала маховика; для стали  $\gamma = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ .

Наружный и внутренний диаметры обода маховика  $D = D_w + a \approx 1,1 D_w$ ;

$D_i = D_w - a \approx 0,9 D_w$ . Диаметр отверстия в ступице и диаметр ступицы  $d = (0,1 \dots 0,13) D_w$ ;

$d_w = 1,5 d$ . Масса маховика:  $m_w \approx 0,05 \cdot D_w^3 \cdot \gamma$ , кг. Если  $D_w < (2 \dots 3) d_w$ , то маховик

выполняют в виде сплошного диска. Его масса  $m_w = 0,18 D_w^3 \gamma$ , кг. Если диаметр

маховика получился недопустимо большой ( $D \geq 10 \cdot l_{\text{ст}}$ ) и по конструктивным

соображениям его невозможно установить на валу кривошипа, то устанавливать его

следует на другой вал машины, который обладает большей угловой скоростью  $\omega$

(например, вал электродвигателя). В этом случае надо пересчитать момент инерции,

а затем и его размеры:  $J_w = J_w \cdot \frac{\omega_1^2}{\omega^2}$ . Вычислив основные размеры маховика, выпол-

няют его чертеж в одном из чертежных масштабов.

Кроме внутренней в машинах имеет место внешняя виброактивность – способность возбуждать переменные силы, действующие на стойку. Снижение внешней виброактивности машин является одной из наиболее актуальных задач современного машиностроения, поскольку она приводит к резкому снижению качества работы машин, их прочности, надежности и долговечности. Вибрации, воздействуя на людей приводят к нарушению их трудоспособности, а при длительном воздействии оказываются опасными для здоровья человека. Одним из методов уменьшения такой виброактивности является уравнивание механизмов. Простейший способ уравнивания – это установка на звеньях механизма противовесов – дополнительных специально рассчитанных масс ([1.1], [1.2], и др.).

#### 14. Подготовка к защите и защита работы

«Не считать ничего сделанным, если кое-что осталось сделать».

К. Ф. Гаусс

Работать нужно с самого начала занятий, регулярно, активно и с энтузиазмом. К защите допускается курсовой проект (работа), записка которого и все чертежи имеют пометку преподавателя о допуске. О дате, времени, месте и особенностях формы защиты студент заблаговременно информируется. При защите студент предъявляет преподавателю пояснительную записку, зачетку и подготовленные чертежи. Защита начинается с сообщения студента о проделанной работе. Сообщение студента должно быть четким, лаконичным, кратким (не более 4...5 минут). Начните с названия темы проекта (работы), наименования проектируемой машины, ее назначения, упоминания заданных величин, цели и задач всей работы. Затем, иллюстрируя свой рассказ ссылками на чертежи, расскажите, не вдаваясь в подробности, какими методами решались отдельные задачи и какие получены при этом результаты (какова мощность выбранного двигателя машины-орудия, его угловая скорость, тип принятой зубчатой передачи, ее передаточное число и КПД, момент инерции массы маховика, его основные размеры и т.п.). Закончите сообщение кратким выводом о том, что задачу проекта считаете выполненной. Будьте готовы ответить на дополнительные вопросы. Перечень вопросов приведен выше. Ознакомьтесь с ними при подготовке к защите, дайте на них краткий письменный ответ.

Помните, что курсовой проект (работа) несравненно легче соответствующих задач, которые может задать вам производство. Успешного вам выполнения, защиты курсового проекта (работы) и использования полученных знаний и навыков на производстве! Ваши преподаватели верят в вас и надеются на Вас!

#### Основные характеристики некоторых электродвигателей по ГОСТ 01.01.63-77

Тип двигателя	Мощность $P_{дв}$ , Вт	Частота вращения $n_{дв}$ , об/мин	$I_k^4$ , кг·м <sup>2</sup>	$T_{дв}$ , Т <sub>дв</sub>	Диаметр вала $d$ , мм
4A63B2Y3	550	2740	$30 \cdot 10^{-4}$	2	14
4A71A4Y3	550	1390	$52 \cdot 10^{-4}$	2	19
4A71B6Y3	550	900	$81 \cdot 10^{-4}$	2	19
4A71A2Y3	750	2840	$39 \cdot 10^{-4}$	2	19
4A71B4Y3	750	1390	$57 \cdot 10^{-4}$	2	19
4A71A6Y3	750	915	$1,85 \cdot 10^{-3}$	2	22
4A71B2Y3	1100	2810	$42 \cdot 10^{-4}$	2	19
4A80A4Y3	1100	1420	$1,39 \cdot 10^{-3}$	2	22
4A80B6Y3	1100	920	$1,84 \cdot 10^{-3}$	2	22
4A80A2Y3	1500	2850	$73 \cdot 10^{-4}$	2	22
4A80B4Y3	1500	1415	$1,13 \cdot 10^{-3}$	2	22
4A90L6Y3	1500	935	$2,94 \cdot 10^{-3}$	2	24
4A80B2Y3	2200	2850	$35 \cdot 10^{-4}$	2	22
4A90L4Y3	2200	1425	$2,74 \cdot 10^{-3}$	2	24
4A100L6Y3	2200	950	$5,74 \cdot 10^{-3}$	2	28
4A90L2Y3	3000	2840	$1,41 \cdot 10^{-3}$	2	24
4A100S4Y3	3000	1435	$1,47 \cdot 10^{-3}$	2	28
4A112M6Y3	3000	955	$7 \cdot 10^{-4}$	2	32
4A100S2Y3	4000	2880	$2,3 \cdot 10^{-3}$	2	28
4A100L4Y3	4000	1430	$4,5 \cdot 10^{-3}$	2	32
4A112M6Y3	4000	950	$8 \cdot 10^{-4}$	2	32
4A100L2Y3	3500	2880	$3 \cdot 10^{-3}$	2	28
4A112M4Y3	3500	1445	$7 \cdot 10^{-4}$	2	32
4A132S6Y3	3500	965	$16 \cdot 10^{-4}$	2	36
4A112M2Y3	7500	2900	$4 \cdot 10^{-3}$	2	32
4A132S4Y3	7500	1455	$11 \cdot 10^{-3}$	2	36
4A132M6Y3	7500	970	$23 \cdot 10^{-3}$	2	36
4A132M2Y3	11000	2900	$9 \cdot 10^{-3}$	2	36
4A132M4Y3	11000	1460	$16 \cdot 10^{-3}$	2	36
4A160S6Y3	11000	975	$55 \cdot 10^{-3}$	2	36
4A160S4Y3	15000	2940	$19 \cdot 10^{-3}$	2	40
4A160S2Y3	15000	1465	$41 \cdot 10^{-3}$	2	40
4A160M6Y3	15000	975	$75 \cdot 10^{-3}$	2	40
4A160M2Y3	18500	2940	$21 \cdot 10^{-3}$	2	40
4A160M4Y3	18500	1465	$51 \cdot 10^{-3}$	2	40
4A180M6Y3	18500	975	$88 \cdot 10^{-3}$	2	40