

Министерство высшего и среднего специального образования  
РСФСР

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
Кафедра "Автоматизация машиностроения"

Ж.С.Равва

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВодОВ ДАТЧИКОВ  
ОБРАТНОЙ СВЯЗИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ



Куйбышев 1987  
Куйбышевский авиационный институт

УДК 621.81

Равва Ж.С. Расчет и конструирование приводов датчиков обратной связи систем управления: Учебное пособие. - Куйбышев: КуАИ, 1987. - 70 с.

Рассмотрены функциональные схемы систем ЧПУ, место и роль привода датчика обратной связи. Приведены конкретные конструкции, расчетные соотношения и пример проектирования приводов датчиков обратной связи систем управления.

Пособие может быть использовано при выполнении курсового проекта по дисциплине "Прикладная механика".

Предназначено для студентов спец.0636 "Автоматизация и комплексная механизация машиностроения".

Рецензенты:

кафедра "Прикладная механика" Куйбышевского института инженеров железнодорожного транспорта (зав.кафедрой к.т.н. доцент ЯНКОВСКИЙ В.В.);

д.т.н. проф.МИХЕЛЬКЕВИЧ В.Н. (Куйбышевский политехнический институт).

Научный редактор к.т.н. доцент ГОРЕЦКИЙ Е.В.

Утверждено редакционно-издательской секцией методического совета института.

© Тольяттинский политехнический институт

## 1. ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ ЧПУ. МЕСТО И РОЛЬ ПРИВОДА ДАТЧИКА ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

Простейшая функциональная схема одного канала управления (по координате  $Y$ ) показана на рис.1. Простейшая система ЧПУ функционирует следующим образом.

Программируемые перемещения рабочего органа в соответствующем коде наносятся на программноноситель (ПН) (перфоленту, перфокарту, магнитную ленту и т.д.). Код прочитывается в устройстве чтения программноносителя (УЧП). Полученная информация поступает в преобразователь программного сигнала (ППС), откуда она выходит в виде задающего сигнала  $U_3$  (напряжение, фаза, серия импульсов, код Грея), пригодного для использования в конкретной следящей системе ЧПУ (на рис.1 ограничена штриховой линией). Задающий сигнал  $U_3$  вводится в устройство сравнения (УС) (балансный усилитель, фазовый дискриминатор, реверсивный счетчик и т.д.), куда также поступает через согласующий усилитель (СУ) сигнал датчика обратной связи (ДОС)  $U_d$ ; если объект управления (ОУ) (суппорт, стол, шпиндельная бабка, рука манипулятора и т.д.) расположен на заданной координате  $y$ , то сигнал  $U_d$  равен  $U_3$ , и система находится в равновесии. Изменение программного сигнала  $U_3$  нарушает равновесие  $-U_d = U_3$ . В итоге на выходе УС появляется сигнал рассогласования

$$\Delta U = U_3 - U_d \neq 0. \quad (1)$$

Он проходит через два усилителя-сигнала рассогласования (УСР) и мощности (УМ) - и поступает на вход электромеханического преобразователя (ЭМП) (обычно это электродвигатель). ЭМП осуществляет перемещение  $\alpha$ , которое в специальном приводе объекта управления (ПОУ) (комплекс механических передач, коробка скоростей или подач) преобразуется в воздействие  $X$ , приложенное к ОУ. Объект перемещается по координате  $y$ . С ним связан приборный редуктор (ПД), результатом действия которого является угол поворота  $\beta$  выходного вала. ПД, соединенный с вращающимся элементом ДОС (ротор сельсина, синусно-косинусный вращающийся трансформатор, индуктивный потенциометр, фотоэлектрическое устройство и т.д.), преобразует  $\beta$  в

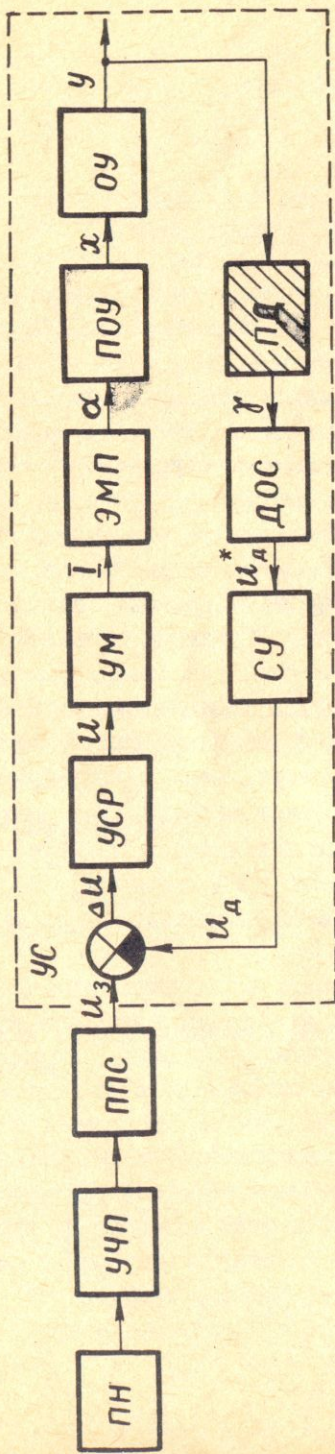


Рис.1. Структурно-функциональная схема системы ЧПУ:

ПН - программноноситель; УЧП - устройство чтения программноносителя; ППС - преобразователь программного сигнала; УСР - усилитель сигнала рассогласования; ПОУ - усилитель мощности; ЭМП - электромеханический преобразователь; ПДУ - привод объекта управления; ОУ - объект управления; ПД - привод датчика обратной связи; ДОС - датчик обратной связи; СУ - согласующий усилитель;  $u_3, \Delta u, u, I, u_d, u_d^*$  - сигналы задатчик, рассогласования и его усилителя, усилителя мощности, датчика обратной связи и согласующего усилителя;  $\alpha, x, y, \gamma$  - перемещения (угловые и линейные) на выходах ЭМП, ПОУ, ОУ и ПД соответственно; УС - устройство сравнения  $u_d$  с  $u_3$

электрический сигнал  $U_d^*$ . Как видно из схемы (рис.1),  $U_d^*$  после прохождения через СУ поступает в виде  $U_d$  в УС, где формируется  $\Delta U$ .

Движение ОУ происходит до тех пор, пока  $U_d$  не станет равным  $U_3$ , а  $\Delta U$  - нулю. ОУ займет заданное запрограммированное положение, и система перейдет в новое равновесное состояние. Описанный процесс выхода на заданную координату при непрерывном характере сигнала  $U_3$  и движения ОУ протекает также непрерывно.

Функции ППС и УС могут выполняться специальной микроЭВМ, которая одновременно с задачами управления решает ряд важных вспомогательных функций.

## 2. ТЕХНИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПРИВодОВ ДАТЧИКОВ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ

Как правило, привод ДОС представляет собой приборный мультипликатор или редуктор, преобразующий перемещение ОУ либо одного из элементов его привода во вращательное движение соответствующего узла. Если ОУ вращается, то ПД преобразует вращательное движение во вращательное, если ОУ линейно перемещается - поступательное во вращательное.

Передача вращения от ОУ к ДОС осуществляется в ПД зубчатыми колесами, а преобразование поступательного движения во вращательное - шестеренно-реечными либо шестеренно-винтовыми передачами. Передачи представляют собой неподвижно укрепленный на станине винт-червяк (на всю длину хода ОУ), с которым входит в зацепление и по которому "катится" червячное колесо.

Очевидно, что передача движения от ОУ к ДОС должна осуществляться с максимально возможной точностью. В противном случае система управления станка не будет обеспечивать требуемой точности перемещений ОУ и, как следствие, должного качества обработки заготовок. Применительно к роботам это обусловит погрешности позиционирования (либо траектории движения) захвата и нарушение функционирования робототехнического комплекса (РТК).

В приводе датчика необходимо:

использовать зубчатые колеса высокой степени точности изготовления;

обеспечивать беззазорность всех зацеплений (сопряжений).

Первое достигается назначением соответствующих норм точности на изготовление колес, а второе - введением в кинематическую цепь либо в ее отдельные узлы упругих элементов, устраняющих мертвый ход (например, так называемые "разрезные" колеса).

В качестве датчиков обратной связи в системах управления промышленными роботами и станками в настоящее время используют:

тахогенераторы (датчики угловой скорости);

фотоэлектрические преобразователи (импульсные и двоичные кодовые; первые преобразуют угол поворота вала в последовательность импульсов, вторые – в дискретный двоичный код);

индуктивные (индукционные) преобразователи (линейные и синусо-косинусные вращающиеся трансформаторы, резольверы, сельсины, редусины, круговые и линейные индуктосины и т.п.);

проволочные потенциометры.

Принципы работы этих датчиков и систем ЧПУ изложены в соответствующей литературе. В последнее время наибольшее распространение получили фотоэлектрические и индуктивные (индукционные) преобразователи.

Характер выдаваемого сигнала ДПС определяет расчет кинематики привода, по которому датчики можно разделить на импульсные, аналоговые (сигнал в виде фазы или напряжения) и кодовые (выход в виде комплекса сигналов в двоичном коде).

Заметим, что для повышения точности (разрешающей способности) систем управления применяют так называемое многокаскадное включение ДПС (обычно два каскада). Здесь датчики соединены между собой передачей с определенным кинематическим соотношением. По сигналам преобразователя I-й ступени ОУ выводится в определенный интервал перемещения, затем с помощью ДПС 2-й ступени осуществляется точный вывод на заданную координату.

Импульсные датчики обычно выдают электрические импульсы, количество которых прямо пропорционально перемещению ОУ, а частота их следования – его скорости. Для таких датчиков характерен кинематический параметр цена импульса – величина перемещения ОУ, в ответ на которую ДПС выдает один импульс (0,001...0,1 мм). Для аналоговых и кодовых датчиков таким параметром является цена оборота – величина перемещения ОУ, соответствующая одному обороту датчика. Например, для аналоговых и кодовых датчиков – 0,32; 0,64; 1,28 мм/об (и т.д. согласно двоичным разрядам системы).

Кинематически ДПС могут быть связаны с ОУ непосредственно или через одно-либо многоступенчатую передачу, а информация может поступать:

а) с вала двигателя, перемещающего ОУ;

б) с ходового винта, преобразующего вращательное движение выходного вала ПОУ в поступательное (рис.2в);

в) от ДОС, связанного через ПЦ, выходное зубчатое колесо которого зацеплено с рейкой (винтом, червяком); рейка может быть укреплена на станине (ПЦ и сам ДОС перемещаются совместно с подвижным ОУ) либо на ОУ (ПЦ и ДОС не перемещаются) (рис.2а,б).

В варианте "а" цепь обратной связи не охватывает ПОУ в целом, а в "б" не учитываются только погрешности винтовой пары.

Некоторые варианты кинематических схем ПЦ даны на рис.2.

На рис.2а представлена кинематическая схема одноступенчатого измерительного мультипликатора 8 с фотоэлектрическим импульсным датчиком 7 перемещений ОУ. На станине I неподвижно закреплен червяк (винт, рейка) 2. Относительно станины I и червяка (рейки) 2 поступательно движется ОУ 3, с которым жестко связан корпус 8 мультипликатора. Червячное колесо (шестерня) 4, вращаясь, "катится" по червяку 2. Валом I движение передается зубчатому колесу II и далее шестерне IO. На валу II закреплены шестерня IO и диск 9 фотоэлектрического датчика 7. Последний содержит источник света 6 и фоточувствительный элемент 5 (например, фотодиод или фототранзистор). Диск может быть выполнен из светопрозрачного (например, стекла) и непрозрачного материала. В первом случае на него наносят непрозрачный слой серебра и на наружном кольце диска "процарапывают" с определенным угловым (линейным) шагом некоторое число радиальных рисок. Во втором - в указанном кольце фрезеруют радиальные щели. Это создает чередование зон, пропускающих и не пропускающих световой поток. Соответственно при движении ОУ и вращении диска световой поток, прерывается; ток в цепи 5 изменяется периодически, а число импульсов оказывается пропорциональным перемещению ОУ.

На валу II может быть установлен ДОС любого типа: сельсин, вращающийся трансформатор, индуктосин, редусин, кодовый и другие.

Устранение мертвого хода в двух зубчатых передачах мультипликатора (рис.2а) достигается введением упругих элементов I4 (пружин) только на одном звене. Для этого половина I5 шестерни 4 свободно посажена на вал I и снабжена специальным фланцем I3. Усилия, развиваемые упругими элементами I4, приложены с одной стороны к фланцу I3 и шестерне I5, а с другой - к свободно сидящей на валу I половине I2-зубчатого колеса II. Такое техническое решение обеспечивает беззазорность обоих зубчатых зацеплений: червяк(рейка) 2 - червячное колесо (шестерня) (4 + I5); зубчатая пара (II + I2) зацепляется с шестерней IO.

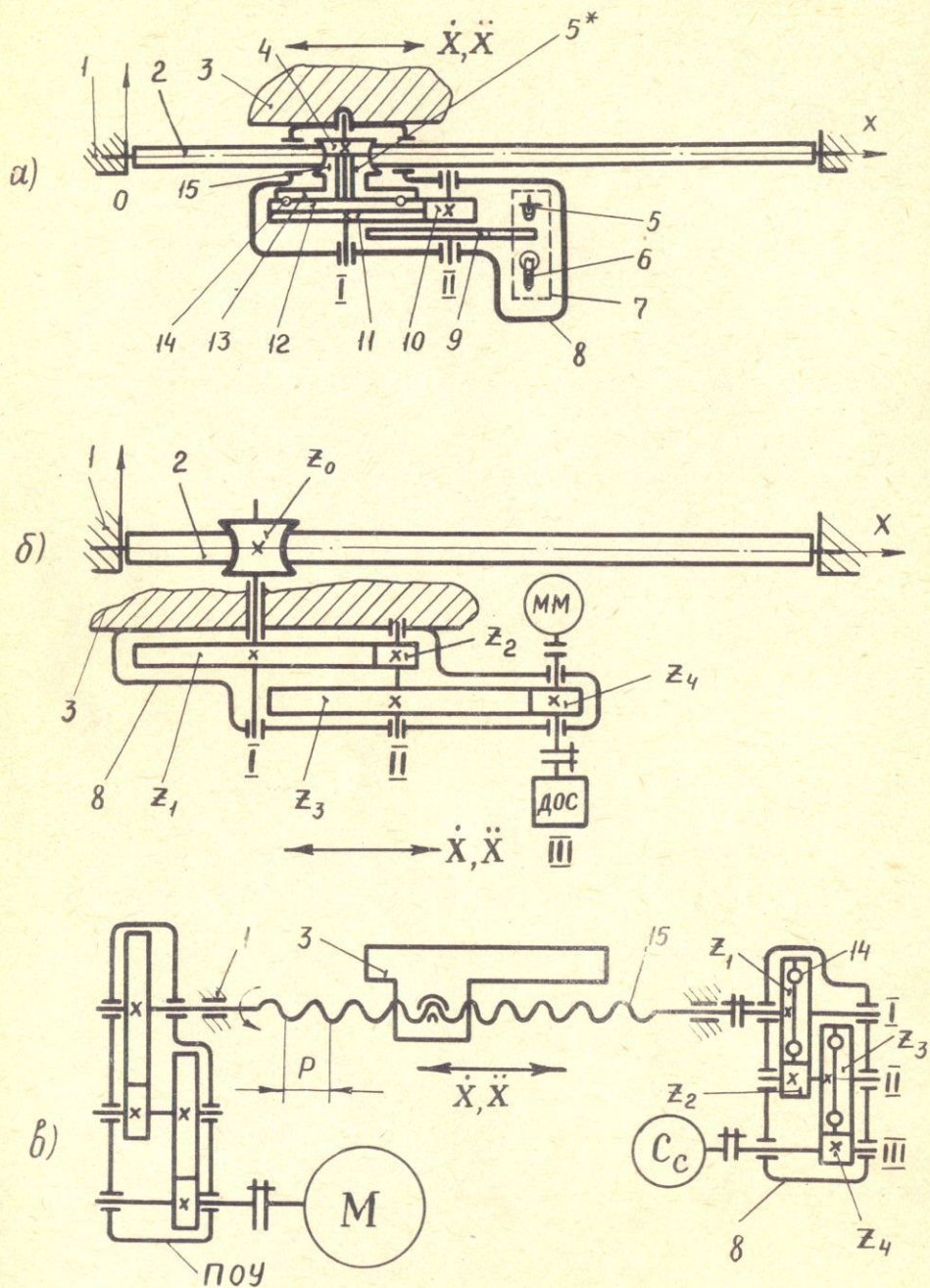


Рис. 2



На рис.2б показана кинематическая схема двухступенчатого измерительного мультипликатора. Здесь ДОС установлен на валу Ш. Поступательное движение ОУ преобразуется во вращательное движение вала I через шестеренно-реечную передачу  $Z_0-2$ . Выборка зазоров в кинематической цепи мультипликатора в отличие от схемы (рис.2а) осуществляется посредством так называемого моментного двигателя.

Он представляет собой электрическую микромашину и работает в тормозном режиме при пониженном напряжении питания, создавая крутящий момент, обеспечивающий силовое замыкание кинематической цепи мультипликатора при любых действующих в ней вращающих моментах (трения и динамических).

На рис.2в дана кинематическая схема съема информации о положении ОУ с перемещающего его ходового винта I5. Он вращается через силовой редуктор ПОУ электродвигателем М и обеспечивает, благодаря паре винт-гайка, поступательное перемещение 3. Измерительный мультипликатор в корпусе 8 соединен с винтом I5 и содержит зубчатые передачи  $Z_1/Z_2$  и  $Z_3/Z_4$ . Для устранения мертвого хода колеса с числом зубьев  $Z_1$  и  $Z_3$  выполнены разрезными, одна половина каждого из них закреплена на валах I и II, другая - посажена свободно. Упругие силы элементов I4, поворачивая свободно сидящую половину колеса относительно другой, выбирают боковой зазор в зубчатых зацеплениях. Здесь ДОС - сальсин, обозначенный  $C_c$ .

Во всех рассмотренных случаях на выходных валах ПД можно установить датчик любого типа: импульсного, аналогового или кодового. Они могут быть контактными, индуктивными, индукционными или фотоэлектрическими.

Варианты конструкторского решения кинематических схем (рис.2), приведены на рис. 3,4,5.

### 3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

#### 3.1. Кинематический расчет мультипликатора

Для схем (рис.2б,в) уравнения баланса кинематической цепи

$$\pi m z_{0/10бI} = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} k \Delta L ; \quad (3.1.1)$$

$$P_{x.B/10бI} = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} k \Delta L , \quad (3.1.2)$$

где  $z_0, \dots, z_4$  - числа зубьев колес;

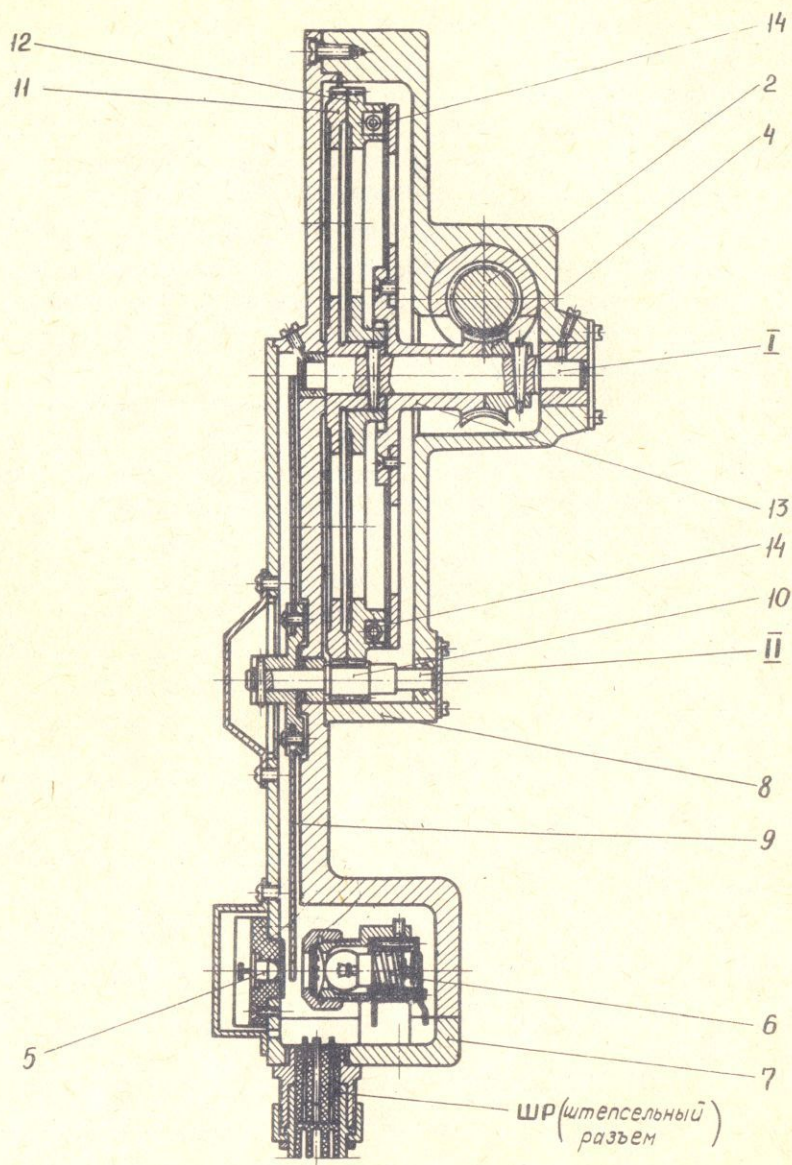


Рис. 3

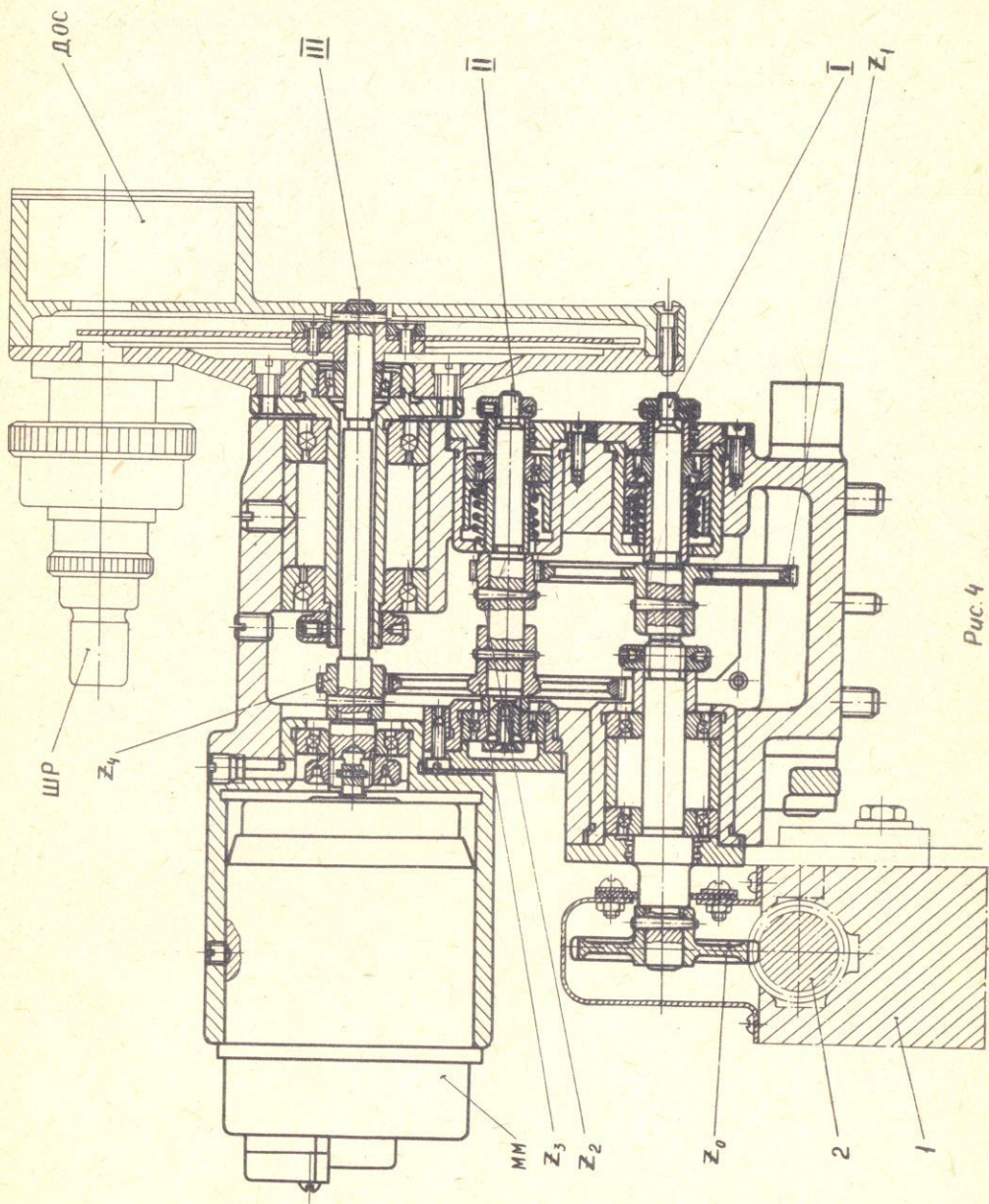


Рис. 4

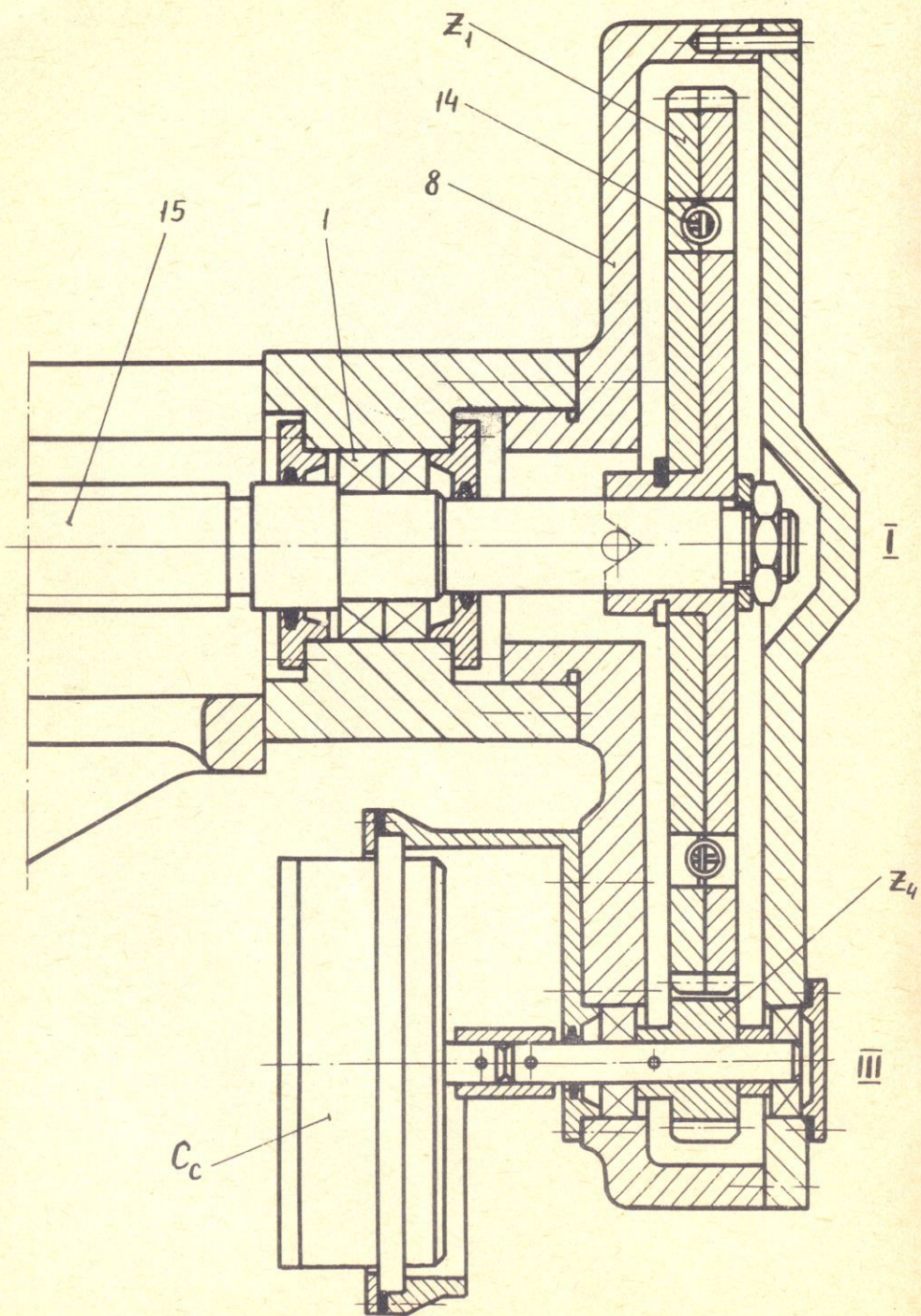


Рис.5

$m$  – модуль шестеренно-реечной передачи (на первом цикле расчета принимают  $m = 1$  мм);

$P_{x.в.}$  – шаг резьбы ходового винта, перемещающего ОУ;

$\Delta L$  – цена одного импульса или оборота ДОС;

$k$  – число импульсов, выдаваемых ДОС за один его оборот, либо число пар полюсов индукционного датчика (сельсина, ВТ, индуктосина, редуктосина и т.п.);

$\frac{z_1}{z_2} = u_1$ ,  $\frac{z_3}{z_4} = u_2$  – передаточные отношения ступеней мультипликатора; здесь и в дальнейшем под передаточным отношением (по аналогии с понятием передаточной функции) будем понимать отношение выходного параметра к входному – угловых скоростей ведомого звена и ведущего;

$u_1 \cdot u_2 = u_{\Sigma}$  – общее передаточное отношение. Для кодового и некоторых других датчиков  $K = 1$ .

Таким образом, применительно к мультипликаторам с кинематической схемой, представленной на рис.2а,б,в, выражения для общего передаточного отношения

$$u_{\Sigma} = \frac{\pi \cdot m \cdot z}{k \Delta L}; \quad (3.1.3)$$

$$u_{\Sigma} = \frac{P_{x.в.}}{k \Delta L}. \quad (3.1.4)$$

Заметим, что передаточное отношение  $u_i$  одной ступени мультипликатора в зависимости от типа передачи должно находиться в пределах, указанных в табл.3.1.1.

Таблица 3.1.1

Тип передачи	Передаточное отношение	
	рекомендуемое	предельное
Цилиндрическая закрытая	6... $\frac{1}{6}$	10... $\frac{1}{10}$
Цилиндрическая открытая	7... $\frac{1}{7}$	12... $\frac{1}{15}$
Коническая закрытая	4... $\frac{1}{4}$	6... $\frac{1}{6}$
Червячная	$\frac{1}{20}$ ... $\frac{1}{150}$	$\frac{1}{7}$ ... $\frac{1}{500}$

Оптимальное по габаритам мультипликатора количество ступеней аппроксимируется зависимостью

$$K_{opt} = (1,4 \dots 1,9) \lg u_{\Sigma} . \quad (3.1.5)$$

Обычно принимают

$$K_{opt} = 1,85 \lg u_{\Sigma} . \quad (3.1.6)$$

Из условия оптимизации массы мультипликатора

$$K_{opt} = 31 \lg u_{\Sigma} . \quad (3.1.7)$$

Обычно приборные мультипликаторы не работают в масляной ванне, а смазываются консистентной смазкой, и соблюдение условий одинакового погружения колес в масло отпадает. В этом случае целесообразно стремиться к одинаковым передаточным отношениям во всех ступенях, унифицируя колеса и упрощая формы корпуса. Тогда

$$u_i \approx \sqrt[K_{opt}] u_{\Sigma} . \quad (3.1.8)$$

Полученная по формуле (3.1.8) величина округляется до значения, равного отношению чисел зубьев (натуральных чисел). Затем добиваются равенства

$$u_{\Sigma} = u_1, u_2, \dots, u_{K_{opt}} . \quad (3.1.9)$$

При необходимости соблюдения условия одинакового погружения в масло (наличие ванны) в двухступенчатом мультипликаторе передаточные отношения быстроходной  $u_6$  и тихоходной  $u_7$  ступеней связывают соотношением

$$u_6 \approx (1,2 \dots 1,3) u_7 , \quad (3.1.10)$$

причем  $u_6$  обычно имеет большее значение из ряда  $u_1, u_2, \dots, u_{K_{opt}}$ .

Определив кинематическую схему мультипликатора (одно-, двух- или трехступенчатого) и величины передаточных отношений каждой ступени, переходят к геометрическому расчету привода ДОС.

Наименьшее число зубьев шестерней (малых зубчатых колес) при нарезании колес рейкой  $Z_{min} = 17$ , а долбяком —  $Z_{min} = 13$ ; для точных передач с целью увеличения коэффициента перекрытия  $Z_{min} = 20 \dots 23$ ; для червячных колес  $Z_{min} = 26 \dots 28$ . Для червячно-реечных передач, в которых червяк не вращается и по нему обкатывается червячное колесо, пользуются соотношениями для цилиндрических зубчатых колес. В точных передачах применяют только однозаходные червяки.

При назначении  $Z_{min}$  следует иметь в виду, что увеличение  $Z_{min}$  ведет к возрастанию габаритов передачи и соответственно ее массы. Однако улучшаются условия работы зацепления вследствие увеличения коэффициента перекрытия, растет КПД, плавность и точность функционирования.

Числа зубьев колес, находящихся в зацеплении с шестерней, отыскиваются через передаточное отношение. Для мультипликатора

$$Z_{вщ} = Z_{вм} \cdot U_i, \quad (3.1.11)$$

где  $Z_{вщ}$  - число зубьев ведущего колеса;

$Z_{вм} = Z_{вм}$  - число зубьев ведомого колеса.

В исходных данных задаются максимальные значения линейных скоростей и ускорений, это позволяет определить наибольшие угловые скорости и ускорения на валах и окружные скорости зубчатых колес.

Для обоснования выбора типа опор валов находят угловую скорость вала, несущего шестерню реечной передачи, (рис.2а,б):

$$\omega_I = \frac{2 v_{max}}{m \cdot z}, \quad (3.1.12)$$

где  $v_{max}$  - наибольшая линейная скорость объекта управления.

При съеме информации с ходового винта, перемещающего ОУ (рис.2в),

$$\omega_I = \frac{2\pi \cdot v_{max}}{P_{х.в.}}. \quad (3.1.13)$$

Угловые скорости последующих валов отыскивают через передаточное отношение

$$\omega_{i+1} = \omega_i U_i. \quad (3.1.14)$$

Если угловые скорости превышают 80...100 об/мин (8...10 1/с), в качестве опор валов принимают шариковые подшипники качения; при малых нагрузках и частотах вращения меньше указанных - опоры скольжения.

Для обоснования выбора типа зубчатой передачи находят окружные (линейные) скорости колес по соотношению

$$v_i = \frac{\omega_i m z_i}{2}, \quad (3.1.15)$$

где  $v_i, z_i, \omega_i$  - окружные скорости, числа зубьев и угловые скорости  $i$ -х колес.

Заметим, что при окружных скоростях цилиндрических зубчатых колес более 6 м/с целесообразно использовать передачи с косозубыми колесами. Передаточные отношения выбираются из табл.3.1.1.

Для последующих расчетов динамических нагрузок в деталях мультипликатора определяют наибольшие угловые ускорения. На валу, несущем шестерню реечной передачи (рис.4а,б),

$$\varepsilon_I = \frac{2a}{m z}, \quad (3.1.16)$$

где  $a$  - наибольшее линейное ускорение ОУ.

Если мультипликатор связан с ходовым винтом (рис.2в), то

$$\varepsilon_I = \frac{2\pi a}{P_{x.B.}} \quad (3.1.17)$$

Угловые ускорения последующих валов находят через передаточные отношения  $U_j$ :

$$\varepsilon_{j+1} = \varepsilon_j U_j \quad (3.1.18)$$

### 3.2. Геометрический расчет

Размеры зубчатых колес и других элементов передачи зависят от действующих сил, свойств используемых материалов и других факторов. Силы, в свою очередь, являются функциями геометрических параметров мультипликатора. Это обуславливает циклический характер расчетов (геометрия—силы—прочность—геометрия). Соответственно на первом цикле расчета при выборе исходных данных целесообразно руководствоваться критериями компактности (минимума габаритов) мультипликатора и условиями удобства его сопряжения с ОУ и ДОС. Присоединительные размеры последних, а также конструкции их стыковки обычно известны. Так, например, если задан либо выбран конкретный выпускаемый промышленностью ДОС (например, бесконтактный сельсин или вращающийся трансформатор), то его крепление к мультипликатору ориентировочно определит размеры корпуса и габариты передачи.

Параметры зубчатых колес и передач рассчитывают по формулам для прямозубой цилиндрической передачи (табл.3.2.1); для косозубой цилиндрической передачи (табл.3.2.2); для конической передачи (табл.3.2.3). Все расчетные формулы даны для некорректированного зацепления.

Таблица 3.2.1

Параметры	Расчетные формулы
Диаметры начальной и делительной окружностей	$d_{di} = d_i = m z_i \quad (3.2.1)$ $d_{di+1} = d_{i+1} = m z_{i+1}$
Диаметры окружностей выступов	$D_{ei} = m(z_i + 2) \quad (3.2.2)$ $D_{ei+1} = m(z_{i+1} + 2)$
Диаметры окружностей впадин	$D_{ii} = m(z_i - 2,5) \quad (3.2.3)$ $D_{i(i+1)} = m(z_{i+1} - 2,5)$
Межцентровое расстояние	$A = \frac{m(z_i + z_{i+1})}{2} \quad (3.2.4)$



Таблица 3.2.2

Параметры	Расчетные формулы
Модуль торцевой	$m_s = m_n / \cos \beta$ (3.2.5) ( $m_n$ — нормальный модуль, $\beta$ — — угол наклона зуба)
Диаметры начальных делительных окружностей	$d_{di} = d_i = m_n z_i / \cos \beta$ } (3.2.6) $d_{d(i+1)} = d_{i+1} = m_n z_{i+1} / \cos \beta$ }
Диаметры окружностей выступов	$D_{ei} = m_n \left( \frac{z_i}{\cos \beta} + 2 \right)$ } (3.2.7) $D_{e(i+1)} = m_n \left( \frac{z_{i+1}}{\cos \beta} + 2 \right)$ }
Диаметры окружностей впадин	$D_{ii} = m_n \left( \frac{z_i}{\cos \beta} - 2,5 \right)$ } (3.2.8) $D_{i(i+1)} = m_n \left( \frac{z_{i+1}}{\cos \beta} - 2,5 \right)$ }
Межцентровое расстояние	$A = \frac{m_n (z_i + z_{i+1})}{2 \cos \beta}$ (3.2.9)

Таблица 3.2.3

Параметры	Расчетные формулы
Диаметры начальной и делительной окружностей	$d_{di} = d_i = m_* z_i$ (3.2.I0) $d_{d(i+1)} = d_{i+1} = m_* z_{i+1}$ ( $m_*$ — модуль наибольший)
Конусное расстояние (дистанция)	$L = \frac{d_{di}}{2 \sin \delta_i} =$ (3.2.II) $= \frac{d_{d(i+1)}}{2 \sin \delta_{i+1}}$ ( $\delta_i, \delta_{i+1}$ — углы начального конуса колес)

Параметры	Расчетные формулы
Диаметр окружности выступов (об- точки)	$\left. \begin{aligned} D_{ei} &= m_* (z_i + 2 \cos \delta_i) \\ D_{e(i+1)} &= m_* (z_{i+1} + 2 \cos \delta_{i+1}) \end{aligned} \right\} (3.2.12)$
Диаметр окружности впадин	$\left. \begin{aligned} D_{ii} &= m_* (z_i - 2,5 \cos \delta_i) \\ D_{i(i+1)} &= m_* (z_{i+1} - 2,5 \cos \delta_{i+1}) \end{aligned} \right\} (3.2.13)$
Угол головки	$\delta' = \arctg m_* / L \quad (3.2.14)$
Угол ножки	$\delta'' = \arctg 1,25 m_* / L \quad (3.2.15)$
Передаточное отношение мульти- пликатора	$u = \frac{\sin \delta_{i+1}}{\sin \delta_i} = \frac{d_{i+1}}{d_i} = \frac{z_{i+1}}{z_i} \quad (3.2.16)$
Углы начальных конусов	$\delta_{i+1} = \arctg u \quad (3.2.17)$
	$\delta_i = \arctg u \quad (3.2.18)$

Отметим, что при определившихся  $z, L, \delta$  наибольший модуль зацепления конической передачи [формулы (3.2.10), (3.2.11)]

$$m_* = \frac{2L}{z_i} \sin \delta_i = \frac{2L}{z_{i+1}} \sin \delta_{i+1} \quad (3.2.19)$$

Геометрия шестеренно-рвечных передач определяется по формулам (табл.3.2.1 и 3.2.2). Параметры с подстрочными индексами  $(i+1)$  в этом случае равны нулю. Для передачи типа системы "длинный червяк - рейка - червячное колесо" соотношения представлены в табл.3.2.4. Использование такого технического решения обусловлено тем, что нарезание точного червяка большой длины - это более легкая технологическая задача, чем изготовление прецизионной рейки. Можно изготавливать ходовые винты и червяки с накопленной погрешностью шага на длине в 1000 мм порядка 4...6 мкм. Применяют только однозаходные цилиндрические архимедовы червяки с колесом  $z_{min} \geq 28$ , а количество осевых модулей в диаметре червяка -  $q \leq 40$ .

Перемещение концов люфтовывирающей пружины при ее натяжении (в процессе сборки беззазорного зацепления)

$$H = K_{\Sigma} \pi m \frac{d_{np i}}{d_i}, \quad (3.2.31)$$

где  $K_{\Sigma}$  - число зубьев разрезного колеса, на которое происходит от-носительный поворот колес;  $K_{\Sigma} \approx 3...6$ ;

$d_{np i}$  - диаметр, на котором размещается пружина  $i$ -го колеса;

$m$  - модуль зацепления колеса; при косозубом колесе  $m = m_n$ , при червячном -  $m = m_s$ .

Таблица 3.2.4

Параметры	Расчетные формулы
Диаметр делительного цилиндра червяка	$d_r = q \cdot m_s$ (3.2.20)
Диаметр окружности выступов червяка	$d_e = m_s(q+2)$ (3.2.21)
Диаметр окружности впадин червяка	$d_i = m_s(q-2,4)$ (3.2.22)
Длина нарезанной части червяка -рейки	$l_2 = l_x + D_H$ (3.2.23) ( $l_x$ - длина хода ОУ; $D_H$ - наружный диаметр червячного колеса)
Диаметр делительной окружности колеса	$D = m_s z_K$ (3.2.24) ( $z_K$ - число зубьев колеса)
Диаметр окружности выступов колеса	$D_e = m_s(z_K+2)$ (3.2.25)
Диаметр окружности впадин колеса	$D_i = m_s(z_K-2,4)$ (3.2.26)
Наружный диаметр колеса	$D_H = D_e + 2 m_s$ (3.2.27)
Ширина обода колеса	$B \approx 10 + 0,25 \pi m_s$ (3.2.28)
Половина угла обхвата	$\gamma^\circ = \arcsin \frac{B}{2m_s(q+1,5)}$ (3.2.29)
Активная ширина зуба	$b_K = \pi d_r \frac{\gamma^\circ}{180^\circ}$ (3.2.30)

Величина диаметра окружности выступов большого колеса  $D_{ei}$  по конструктивным соображениям должна быть близка к диаметру  $D_A$  ДДС (например, корпуса вращающегося трансформатора, диска фотодатчика и т.д.). Это обуславливает технологическую конструкцию корпуса мультипликатора. Указанное условие может быть положено в основу ориентировочного определения модуля передачи (передач)

$$m \approx \frac{D_A}{z_{min} \cdot u} \longrightarrow \text{СТ СЭВ 310-76}, \quad (3.2.32)$$

где  $u$  - передаточное отношение последней ступени мультипликатора;  
 $z_{min}$  - число зубьев шестерни на валу датчика.

Диаметр ДОС (его фотодиска)

$$d_{\text{фд}} \approx D_{ei} \quad (3.2.33)$$

Радиус, на котором целесообразно размещать световое окно фоточувствительного элемента,

$$R_{co} = 0,5 d_{\text{фд}} - 3 d_{ок} \quad (3.2.34)$$

где  $d_{ок}$  - диаметр (ширина) окна фоточувствительного элемента (фотодиода, фототранзистора и т.д.).

Высота штриха (щели) фотодиска.

$$h_{\text{фщ}} = \delta d_{ок} \quad (3.2.35)$$

Диаметр начала штрихов (впадин щелей) фотодиска

$$D_{вщ} = d_{\text{фд}} - 2 h_{\text{фщ}} \quad (3.2.36)$$

Угловой шаг штрихов (щелей) фотодиска

$$\gamma_{\text{фщ}} = \frac{2\pi}{k_*} \quad (3.2.37)$$

где  $k_*$  - уточненное количество штрихов (щелей) на фотодиске [формулы (3.1.3) и (3.1.4)];

$$k_* = \frac{\pi m z}{u_{\Sigma} \Delta L} \quad (3.2.38)$$

$$k_* = \frac{P_{x.v}}{u_{\Sigma} \Delta L} \quad (3.2.39)$$

Линейный шаг штрихов (щелей) по наружному диаметру фотодиска

$$\Delta l_{\text{фщ}} \approx 0,5 d_{\text{фд}} \cdot \gamma_{\text{фщ}} \quad (3.2.40)$$

Линейный шаг штрихов (щелей) по радиусу светового окна

$$\Delta l_{co} = R_{co} \cdot \gamma_{\text{фщ}} \quad (3.2.41)$$

Ширина фрезеруемых щелей фотодиска

$$b_{\text{фщ}} \approx 0,5 \Delta l_{co} \quad (3.2.42)$$

На стадии предварительного расчета (на I цикле) принимаем длину зубьев колес  $b$  из конструктивных соображений, учитывая то, что лфтовывбирающие колеса состоят обычно из двух разрезных колес. Нагрузка воспринимается половиной  $b$  зубчатого колеса, ориентировочно -  $2b = 6 \dots 12$  мм. Окончательное значение  $b$  получаем после прочностного расчета. Диаметры и длины ступиц колес принимаем согласно традиционным рекомендациям, приблизительно  $d_{cr} = 2d_b$  и  $l_{cr} = d_b$ .

Выполняем предварительную компоновку конструкции мультипликатора. Для динамического расчета задаются ориентировочно диаметрами  $d_b$  и длинами  $l_b$  валов. В первом приближении  $d_b = 8 \dots 12$  мм. Остальные геометрические параметры заимствуют из компоновки.

### 3.3. Силовой расчет мультипликатора

Нагрузки, действующие на элементы мультипликатора, можно разделить на три основных вида:

статические крутящие моменты на валу ДОС;

моменты от сил трения на валах;

динамические крутящие моменты, возникающие при разгоне и торможении элементов передач мультипликатора.

Суммарный крутящий момент на валу  $q$

$$M_{\Sigma q} = M_{стпгq} + M_{дпгq} + M_{трпгq}, \quad (3.3.1)$$

где  $M_{стпгq}$ ,  $M_{дпгq}$ ,  $M_{трпгq}$  - приведенные к  $q$ -му валу крутящие моменты статический, динамический и от сил трения;

$q$  - обозначение вала приведения.

Аналогично отыскиваются суммарные моменты на всех валах.

Статические крутящие моменты на валу ДОС заимствуются из каталогов или паспортных данных [2.8] (для сельсинов, редусинов и т.д.).

Приведенный к  $q$ -му валу крутящий динамический момент отыскивается по соотношению

$$M_{дпгq} = I_{пг} \varepsilon_q, \quad (3.3.2)$$

где  $I_{пг}$ ,  $\varepsilon_q$  - момент инерции вращающихся элементов мультипликатора, приведенный к  $q$ -му валу, и угловое ускорение последнего.

Для определения моментов инерции систем, вращающихся на валах, и их приведения к валам, несущим лофтовывбирающие колеса, используют предварительную компоновку. Вращающиеся элементы мультипликатора делят на части, имеющие цилиндрическую форму. Тогда момент инерции каждой из упомянутых частей

$$I_i = \frac{mr^2}{2} = \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4} l \rho \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \frac{\pi d^4}{32} l \rho, \quad (3.3.3)$$

где  $m$  - масса вращающейся  $i$ -й части;

$r, d$  - радиус и диаметр вращающегося тела;

$l$  - длина цилиндрической части вращающегося тела;

$\rho$  - плотность материала.

Тогда момент инерции  $j$ -го вала

$$I_j = \sum_{i=1}^n I_i, \quad (3.3.4)$$

а приведенный к  $g$ -му валу

$$I_{ng} = I_g + \sum_j I_j U_{jg}^2 \quad (3.3.5)$$

Используя результаты вычислений угловых скоростей по зависимостям (3.1.16)...(3.1.18), а также соотношение (3.3.2), отыскивают динамические моменты на определенных валах.

Если в мультипликаторе беззазорность передач достигается введением в "разрезные" колеса моментной пружины, то создаваемый ею крутящий момент определяется по соотношению

$$M_{np.g} = k_{np} M_{дпг},$$

где  $k_{np}$  - коэффициент запаса,  $k_{np} = 1,3 \dots 3$ .

Следует иметь в виду, что увеличение  $M_{np}$  ведет к повышению потерь на трение в зацеплении и КПД передачи.

Окружное усилие, действующее в  $i$ -м зацеплении прямозубой и косозубой передач, определяют из простой зависимости

$$P_i = \frac{2 M_{дi}}{m_i z_i} \quad (3.3.6)$$

Если устранение мертвого хода в зацеплении достигается введением в разрезные колеса  $n$  пружин растяжения-сжатия, то определяют усилие, создаваемое одной пружиной.

Ориентировочный диаметр, на котором располагают пружины,

$$d_{np} = k_{дн} m z \quad (3.3.7)$$

Окружное усилие

$$P_{np} = \frac{k_{np}}{k_{дн}} \frac{2 M_{дi}}{n \cdot m_i z_i} \quad (3.3.8)$$

где  $k_{дн}$  - коэффициент диаметра размещения пружины;  $k_{дн} \approx 0,7$ ;  
 $m, z$  - модуль и число зубьев разрезного колеса.

Для определения моментов от сил трения на валу необходимо определить силы веса каждого элемента и усилия, действующие на вал от передач, предварительно определив динамические и статические крутящие моменты на каждом валу. Элементы вала разбивают на тела цилиндрической формы, вычисляют их объем и умножением на плотность материала находят силу веса. Она прилагается к валу в центре тяжести тела. Известными методами теоретической механики и сопротивления материалов составляют уравнения статики и определяют реакции на опорах.

Для цилиндрических опор скольжения момент силы трения от радиальной составляющей действующих сил

$$M_{тр.g} = 0,5 R_y f d \quad (3.3.9)$$

где  $R_y$  - радиальная составляющая реакции на опоре;

$f$  - коэффициент трения скольжения;

$d$  - диаметр цапфы (шейки) вала.

Момент силы трения от осевых сил (при косозубых передачах и т.д.)

$$M_{\text{ТР.Х}} = \frac{R_x f}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}, \quad (3.3.10)$$

где  $R_x$  - осевая составляющая реакции на опоре;

$D$  - диаметр вала.

Суммарный момент трения на  $i$ -й опоре

$$M_{\Sigma \text{ТР}i} = M_{\text{ТР.У}} + M_{\text{ТР.Х}}. \quad (3.3.11)$$

Для приборных шариковых подшипников момент трения в одной опоре можно определить по эмпирической формуле

$$M_{\Sigma \text{ТР}i} \approx k d_B + (15R_x + 12,5R_y) f_K \frac{D_H}{d_{\text{ш}}}, \quad \text{Нсм}, \quad (3.3.12)$$

где  $d_B, D_H, d_{\text{ш}}$  - диаметры беговых дорожек внутреннего и наружного колец, а также шарика (из каталога);

$f_K$  - коэффициент трения качения  $f_K = (3 \dots 10) 10^{-4}$  см;

$k$  - опытный коэффициент; для подшипников класса точности А -  $k_A = 1 \cdot 10^{-2}$ , класса Н -

$$k_H = 4,2 \cdot 10^{-2}.$$

Для другой опоры момент трения на  $j$ -м валу

$$M_{\text{ТР}j} = M_{\Sigma \text{ТР}i} + M_{\Sigma \text{ТР}(i+1)}, \quad (3.3.13)$$

где  $M_{\Sigma \text{ТР}i}, M_{\Sigma \text{ТР}(i+1)}$  - суммарные моменты трения на левой и правой опорах  $j$ -го вала.

Приведенный к заданному валу момент трения

$$M_{\text{ТР.г}} = \sum_{j=1}^g M_{\text{ТР}j} u_{jg}. \quad (3.3.14)$$

Здесь  $u_{jg}$  - передаточное отношение от  $j$ -го вала к  $g$ -му валу привода.

В инженерных расчетах потери на трение в передачах учитывают через КПД передач и опор, которые берут из таблиц (грубо) либо рассчитывают по специальным формулам. Общий КПД мультипликатора

$$\eta_{\Sigma} = \prod_{i=1}^k \eta_i, \quad (3.3.15)$$

где  $\eta_i$  - КПД  $i$ -й передачи, пары подшипников и т.д.

Поскольку в приводах ДОС все зацепления беззазорные, а их КПД зависит от усилий лфтовывбирающих пружин, постольку использование табличных данных здесь недопустимо и формула для расчета КПД

$$\eta_i = 1 - C_3 \frac{\pi}{2} \varepsilon_n f (2k_{np} + 1) \left( \frac{1}{z_i} + \frac{1}{z_{i-1}} \right), \quad (3.3.16)$$

где  $C_3$  - экспериментальный коэффициент собственных потерь на трение в малонагруженных передачах;

$$C_3 = \frac{P_i + 2,92}{P_i + 0,174};$$

$\varepsilon_n$  - коэффициент перекрытия передачи;  $\varepsilon_n \geq 1$  (обычно  $\varepsilon_n \approx 1,1$ );

$f$  - коэффициент трения в зацеплении;  $f \approx 0,1$ ;

$z_i, z_{i-1}$  - числа зубьев колес, находящихся в зацеплении.

КПД передачи без лфтовывбирающих колес определяется соотношением (3.3.16), в котором  $k_{np} = 0$ . КПД шестеренно-реечных передач, когда червяк - рейка, а червячное колесо-шестерня, отыскивается по формуле (3.3.16), так как червяк не вращается.

При учете потерь на трение через КПД выражение (3.3.1) примет вид

$$M_{\Sigma q} = \frac{M_{ср n q} + M_{д n q}}{\eta_{\Sigma q}}. \quad (3.3.17)$$

Для прямозубой и косозубой передач окружное усилие по зависимости (3.3.6)

$$P_q = \frac{2 M_{\Sigma q}}{m_q z_q}. \quad (3.3.18)$$

С учетом действия лфтовывбирающих пружин наибольшие окружные усилия в прямозубом или косозубом  $q$ -м зацеплении

$$P_{q*} = \frac{2 M_{\Sigma q}}{m_q z_q} (1 + k_{np}), \quad (3.3.19)$$

радиальные усилия

$$T_{q*} = P_{q*} \cdot t g \alpha. \quad (3.3.20)$$

В цилиндрической косозубой передаче радиальное усилие

$$T_q = P_q \frac{t g \alpha_n}{\cos \beta}, \quad (3.3.21)$$

осевое

$$A_q = P_q t g \beta, \quad (3.3.22)$$

где  $\alpha_n, \beta$  - углы зацепления в нормальном сечении и угол наклона зуба.

Для конической прямозубой передачи окружное усилие

$$P_q = \frac{2 M_{ср}}{m_{ср} z_i}, \quad (3.3.23)$$



причем

$$m_{cp} = m_* - \frac{b \cdot \sin \delta_i}{z_i} . \quad (3.3.24)$$

Осевое усилие на колесе  $A_{gк}$  (оно же радиальное на шестерне  $T_{gш}$ )

$$A_{gк} = T_{gш} = P_g \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 . \quad (3.3.25)$$

Осевое усилие на шестерне  $A_{gш}$  (оно же радиальное  $T_{gк}$  на колесе)

$$A_{gш} = T_{gк} = P_g \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 , \quad (3.3.26)$$

где  $\delta_1, \delta_2$  - углы контура шестерни и колеса.

При использовании в качестве рейки длинного червяка сила взаимодействия между зубьями червячного колеса и витками червяка может быть разложена на три составляющие. Определим изгибающий момент составляющих. Осевая сила червяка равна окружной  $P_g$  на колесе, окружная на червяке - осевой  $T_g$  на колесе, а радиальные силы червяка и колеса  $T_g$  равны между собой. Все поименованные силы попарно противоположно направлены.

Максимальные моменты, изгибающие червяк:

от осевой силы на червяке, определяемой по формуле (3.3.18),

$$M_{oc.u} = \frac{P_g d}{4} ; \quad (3.3.27)$$

от радиальной силы

$$M_{рад.u} = \frac{T_g l_r}{4} ; \quad (3.3.28)$$

от окружной силы  $T_{g*}$

$$M_{ок.u} = \frac{T_{g*} l_r}{4} , \quad (3.3.29)$$

где

$$T_{g*} = P_g \operatorname{tg} (\lambda + \varphi) . \quad (3.3.30)$$

Здесь  $\lambda, \varphi$  - угол подъема винтовой линии червяка и угол трения;

$\varphi = 1 \dots 7^\circ$ ;  $\lambda$  - (табл.3.3.1)

Тогда максимальный суммарный изгибающий момент на червяке

$$M_{u.ч.} = \sqrt{M_{ок.u}^2 + (M_{рад.u} + M_{oc.u})^2} . \quad (3.3.31)$$

Таблица 3.3.1

Углы  $\lambda$  подъема винтовой линии витка по делительному диаметру  $d_f$  однозаходных червяков

Параметр	$q = d_f / m_s$										
		8	12	16	20	24	28	32	36	40	
$\lambda$	Град., МИН	7°8'	4°46'	3°35'	2°52'	2°23'	2°03'	1°47'	1°35'	1°26'	
	Град.	7,133°	4,767°	3,583°	2,867°	2,383°	2,05°	1,783°	1,583°	1,433°	
$d_f$ , мм	Мо-дуть	0,6	4,8	7,2	9,6	12	14,4	16,8	19,2	21,6	24
		0,8	6,4	9,6	12,8	16	19,2	22,4	25,6	28,8	32
	$m_s$	1,00	8,0	12	16	20	24	28	32	36	40
	мм	1,25	10	15	20	25	30	35	40	45	50
		1,5	12	18	24	30	36	42	48	54	60

### 3.4. Прочностной расчет мультипликатора

3.4.1. Расчет зубчатых и червячных передач. Расчет начинают с выбора материала. В тихоходных передачах шестерня и колесо изготавливаются из одинаковых материалов, в быстроходных — из разных. Материал шестерни, например сталь, должен быть прочнее материала колеса, например бронзы. При выборе материала можно пользоваться рекомендациями табл.3.4.1.

Таблица 3.4.1

Окружная скорость, м/с	Вид передачи	Материалы		Степень точности
		шестерни	колеса	
До 30	Цилиндрическая косозубая	Ст20Х Ст15Х Ст45 Ст15	Ст15Х Ст50, 55 Бронза Пластмассы Текстолит	5, 6
До 15	Цилиндрическая прямозубая косозубая	Ст15Х Ст55 Ст45	Ст50, 55 Ст50, 45 Бронза	5, 6
До 6	Цилиндрическая прямозубая	Ст55 Ст45	Ст45 Ст35	7, 8
До 3	Цилиндрическая	Ст45 Ст35	Ст35 Ст15	8
До 1	Коническая	Ст15	Дюралюминий	7
	Цилиндрическая	Ст15 Ст15	Дюралюминий Латунь	9
	Коническая	Ст15	Латунь	8

Примечание. Бронза используется при малых нагрузках и в паре со сталью дает более высокий КПД передачи.

Проверяют зубья передач по напряжениям изгиба и контактным.  
Исходные напряжения изгиба:  
для прямозубых колес

$$\sigma_u = \frac{P_i K_d K_K}{y \cdot b \cdot m \cdot k_n} \leq [\sigma]_u ; \quad (3.4.1)$$

для косозубых колес

$$\sigma_u = \frac{P_i K_d K_K}{y \cdot b \cdot m_n \cdot k_n} \leq [\sigma]_u ; \quad (3.4.2)$$

для конических колес

$$\sigma_u = \frac{P_i}{y_* b \cdot m_{cp}} \leq [\sigma]_u ; \quad (3.4.3)$$

для червячных открытых передач

$$\sigma_u = \frac{0,95 P_i K}{q m_s^2 y_k} \leq [\sigma]_u , \quad (3.4.4)$$

где  $K_d, K_K$  - коэффициенты динамичности (табл.3.4.2) и концентрации нагрузки (табл.3.4.3);

$y, y_k, y_*$  - коэффициенты формы зуба (табл.3.4.4).  $y_k$  определяют по  $z_{np} = \frac{z_k}{\cos^3 \lambda}$ ;  $y_*$  - по  $z_{np} = \frac{z_i}{\cos \delta_i}$ ; (3.4.5)

$b$  - половина ширины разрезного зубчатого колеса;

$k_n$  - коэффициент, учитывающий повышение нагрузочной способности за счет увеличения суммарной длины контактных линий; для прямозубых колес  $k_n = 1$ ; косозубых  $k_n = 1,35$  при твердости рабочих поверхностей зубьев  $\leq 350$  НВ и  $k_n = 1,15$  при твердости  $> 350$  НВ;

$[\sigma]_u$  - допускаемые напряжения на изгиб (табл.3.4.5);

$K$  - коэффициент нагрузки для червячных передач;  $K \approx 1,0 \dots 1,4$ .

Оценку контактных напряжений проводят по зависимостям:

для прямозубых и косозубых цилиндрических передач

$$\sigma_{max} = \frac{0,836}{m z_i} \sqrt{\frac{M_{\Sigma} E K_d K_K (u_g \pm 1)}{b k_n \sin 2\alpha}} \leq [\sigma]_K , \quad (3.4.6)$$

при  $\alpha = 20^\circ$

$$\sigma_{max} = \frac{1,04}{m z_i} \sqrt{\frac{M_{\Sigma g} E K_d K_K (u_g \pm 1)}{b k_n}} \leq [\sigma]_K . \quad (3.4.7)$$

При зацеплении с рейкой  $(u_g \pm 1) = 1$ , а  $\sigma_{max}$  умножать на 2;  
для конических колес ( $\alpha = 20^\circ$ )

$$\sigma_{max} = 0,736 \frac{\sqrt[4]{(u^2 + 1)^3}}{(L - 0,5b)u} \sqrt{\frac{M_{\Sigma g} E K_K K_d}{b}} \leq [\sigma]_K ; \quad (3.4.8)$$

для червячных передач

$$\sigma_{\max} = \frac{1,182}{m_s z_k} \sqrt{\frac{M_k E K_d K_k}{\beta_k \sin 2\alpha}} \leq [\sigma]_k \quad (3.4.9)$$

При длине контактной линии

$$\beta_k = \frac{0,6 d_r}{\cos \lambda} \quad (3.4.10)$$

выражение (3.4.9) примет вид

$$\sigma_{\max} = \frac{1,54}{m_s z_k} \sqrt{\frac{M_k E K_d K_k \cos \lambda}{q m_s \sin 2\alpha}} \leq [\sigma]_k, \quad (3.4.11)$$

где  $\lambda$  – угол подъема винтовой линии витка по делительному цилиндру червяка;

$M_k$  – крутящий момент на червячном колесе.

Таблица 3.4.2

Коэффициенты динамичности нагрузки  $K_d$

Степень точности колес	Цилиндрических	Конических	Окружная скорость, м/с				
			< 1	1...3	3...8	8...12	12...18
5...6	-	1/1	1/1	1,2/1	1,3/1,1	-/1,2	-/1,4
7	6	1/1	1,25/1	1,45/1	1,55/1,2	-/1,3	-/1,5
8	7	1/1	1,35/1,1	1,55/1,3	-/1,4	-	-
9...10	8	1,1/1	1,45/1,1	-/1,4	-	-	-

Примечание. В числителе значение  $K_d$  для цилиндрических и конических прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых цилиндрических.

Таблица 3.4.3

Коэффициенты концентрации нагрузки  $K_k$

$0,5(u+1)\beta/A$ для конических передач $\beta/A = \beta/L$	Расположение колеса		
	посередине опор	ближе к одной опоре	консольное
0,2	1,00	1,05	1,08
0,4	1,00	1,12	1,15
0,6	1,03	1,22	1,22
0,8	1,06	1,28	1,30
1,0	1,09	1,34	-
1,2	1,14	1,40	-
1,4	1,19	1,45	-
1,6	1,25	-	-
1,8	1,32	-	-
2,0	1,44	-	-

Таблица 3.4.4

Коэффициенты формы зуба для шестерен и колес с внешним зацеплением и нулевой коррекцией

Число $Z(Z_{np})$	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
$y$	0,308	0,330	0,355	0,377	0,389	0,402	0,414	0,427	0,434	0,440
Число $Z(Z_{np})$	35	40	45	50	60	80	100	150	300	рейка
$y$	0,452	0,465	0,471	0,477	0,490	0,499	0,505	0,515	0,521	0,550

Таблица 3.4.5

Допускаемые напряжения изгиба и контактные, МПа, для зубчатых реверсивных передач

Материал	Термообработка	Твердость	Напряжения	
			изгиба $[\sigma]_u$	контактные $[\sigma]_k$
1	2	3	4	5
Ст15	Нормализация	-	70	-
Ст35	Нормализация	140...187 HB	100	390
	Нормализация	170...217 HB	115	460
Ст45	Улучшение	220...250 HB	176	588
	Закалка по сечению	38... 48 HRC	255	980
	Закалка по профилю	48... 55 HRC	255	1420
Ст50	Нормализация	185...241 HB	120	495
	Закалка	28... 33 HRC	235	784
Ст55	Нормализация	185...241 HB	125	510
	Закалка			
Ст15X	Улучшение	179...217 HB	130	490
Ст20X	Улучшение	190...241 HB	170	520
	Цементация с за- калкой	56... 62 HRC	314	1617
Ст40X	Улучшение	257...285 HB	190	715
	Закалка по сечению	45... 50 HRC	372	1323
	Закалка по профилю	48... 55 HRC	314	1421
Ст18XГК	Цементация с после-	56... 62 HRC	392	1735
Ст12ХНЗ	дующей закалкой		343	1666
Д16М	Отожженный	-	36	135
Д16Т	Закаленный	-	90	250
ЛС59-1	Твердая	-	105	265

1	2	3	4	5
БРОФ10-1		90...I20 НВ	35	I45
БРАЖ9-4Л		II0...I20 НВ	65	I80
БРАЖII,3 -3,7			I08	I80
БРОЦС6- -6-3		≥ 45 НRC		
БРОЦС5- -7-12			54	I67
ЛАЖМЦ66- -6-3-2			85	205
Полиамид- ная смо- ла П-68			15	40
Тексто- лит ПТК, ПТ			20	70

## 3.4.2. Расчет валов

Рассмотрим вариант отыскания диаметра вала из условия прочности штифтового соединения. В этом случае пользуются соотношением

$$d_B = 1,37 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{\lambda_*^2 [\tau]_{cp}}} \longrightarrow \text{ГОСТ}, \quad (3.4.12)$$

где  $M_{кр}$  - крутящий момент на валу;

$d_w, d_B$  - диаметры штифта и вала;

$[\tau]_{cp}$  - допускаемое напряжение на срез для материала штифта;

$$\lambda_* = \frac{d_w}{d_B} = 0,25 \dots 0,33 \text{ из условия равнопрочности.} \quad (3.4.13)$$

Обычно штифты изготавливают из стали 45. При знакопеременной нагрузке  $[\tau]_{cp} = 63,7$  МПа. Валы точных механизмов выполняют, как правило, из сталей 35, 40, 45, 50, редко У8А. Иногда применяют алюминиевый сплав В95. Основными нагрузками, обуславливающими деформацию валов, являются усилия, возникающие в зацеплении зубчатых или червячных передач (изгиб), и крутящие моменты. Обычно собственный вес вала и смонтированных на нем деталей не учитывают. Исключение составляют длинные валы, рейки и червяки, не имеющие промежуточных опор, где вес вала и деталей суммируется с действующей нагрузкой (радиальной, осевой). Диаметры шеек вала выбираются из конструктивных соображений, исходя из удобства посадки

на него деталей (подшипников, колес и т.д.) и их фиксации как в осевом, так и в иных направлениях. Приближенный расчет диаметра вала по эквивалентным напряжениям в опасном сечении сводится к следующему:

1. Определяют опорные реакции. Для этого составляют уравнения статики, которые разрешают относительно искомых реакций.

2. Строят эпюры изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и крутящих моментов по длине вала.

3. Анализируют эпюры, определяя опасное сечение, и вычисляют в нем эквивалентный момент

$$M_{\text{экв.}} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2 + M_{кр}^2}, \quad (3.4.14)$$

где  $M_{xy}, M_{xz}$  — изгибающие моменты в плоскостях  $xOy$  и  $xOz$  (в опасном сечении);

$M_{кр}$  — крутящий момент в опасном сечении.

4. Определяют диаметр вала по эквивалентному напряжению

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{экв.}}}{\pi [\sigma]_u}} \longrightarrow \text{ГОСТ} \quad (3.4.15)$$

Таблица 3.4.6

Значения допускаемых напряжений изгиба  $[\sigma]_u$  и эквивалентных (изгиб с кручением), МПа, для стальных валов ( $d_B \leq 30$  мм)

Концентратор напряжения	Сталь, термообработка				
	Ст35	Ст45		Ст40Х	
	Нормализация	Нормализация	Улучшение	Улучшение	Закалка
Насажённая на вал деталь с острыми кромками (шестерня, шкив)	64	74	83	88	93
Насажённое на вал кольцо подшипника	88	98	113	118	124
Ступенчатый вал с острыми внутренними углами	78	88	103	108	113
Ступенчатый вал со скругленными внутренними углами	108	113	132	137	147

Иногда рейка или червяк-рейка не базируется (не укреплена) на станине по всей своей длине, а опирается на две (либо более) далеко отстоящие друг от друга точки. Оценку прогиба рейки под действием сил собственного веса и усилий в зацеплении можно провести,

используя принцип суперпозиции. Он позволяет при одновременном действии на балку нескольких сил построить отдельно эпюры изгибающих моментов и поперечных сил от равномерно распределенной нагрузки  $q_*$  и силы  $T_0$  и ординаты этих эпюр алгебраически сложить. В частности, прогиб на координате  $x$  балки (рейки), лежащей на двух опорах и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой (рис.6а),

$$y = -\frac{q_* l^3 x}{24EI} \left( 1 - 2 \frac{x^2}{l^2} + \frac{x^3}{l^3} \right), \quad (3.4.16)$$

а максимальный прогиб (в середине пролета)

$$f_{max} = -\frac{5q_* l^4}{384EI} \leq [f]. \quad (3.4.17)$$

Угол поворота сечения на координате  $x$

$$\Theta = -\frac{q_* l^3}{24EI} \left( 1 - 6 \frac{x^2}{l^2} + 4 \frac{x^3}{l^3} \right), \quad (3.4.18)$$

а его максимальное значение

$$\Theta_{max} = \mp \frac{q_* l^3}{24EI}, \quad (3.4.19)$$

где  $l, x$  - длина балки и координата ее сечения;

$E, I$  - модуль упругости первого рода и момент инерции сечения.

Для круглого и прямоугольного сечений балки (червяка, винта, рейки) моменты инерции сечений

$$I_o = \frac{\pi d_i^4}{64}; \quad I_n = \frac{b h^3}{12}, \quad (3.4.20a, б)$$

где  $d_i$  - диаметр окружности впадин червяка, внутренней резьбы винта;

$b, h$  - ширина и высота рейки до впадин зубьев.

Для случая нагружения балки сосредоточенной силой (рис.6б) прогиб для I и II участков

$$y_1 = \frac{1}{EI} \left[ \frac{P b_* x_1^3}{6l} - \frac{P b_* x_1}{6l} (l^2 - b_*^2) \right]; \quad (3.4.21)$$

$$y_2 = \frac{1}{EI} \left[ \frac{P b_* x_2^3}{6l} - P \frac{(x_2 - a)^3}{6} - \frac{P b_* x_2}{6l} (l^2 - b_*^2) \right]. \quad (3.4.22)$$

Наибольший прогиб

$$f_{max} = -\frac{P b_* l^2 \sqrt{3}}{27EI} \sqrt{\left( 1 - \frac{b_*^2}{l^2} \right)^3} \leq [f]. \quad (3.4.23)$$

Углы поворота сечений на участках I и II

$$\Theta_1 = \frac{1}{EI} \left[ \frac{P b_* x_1^2}{l} - \frac{P b_*}{6l} (l^2 - b_*^2) \right]; \quad (3.4.24)$$



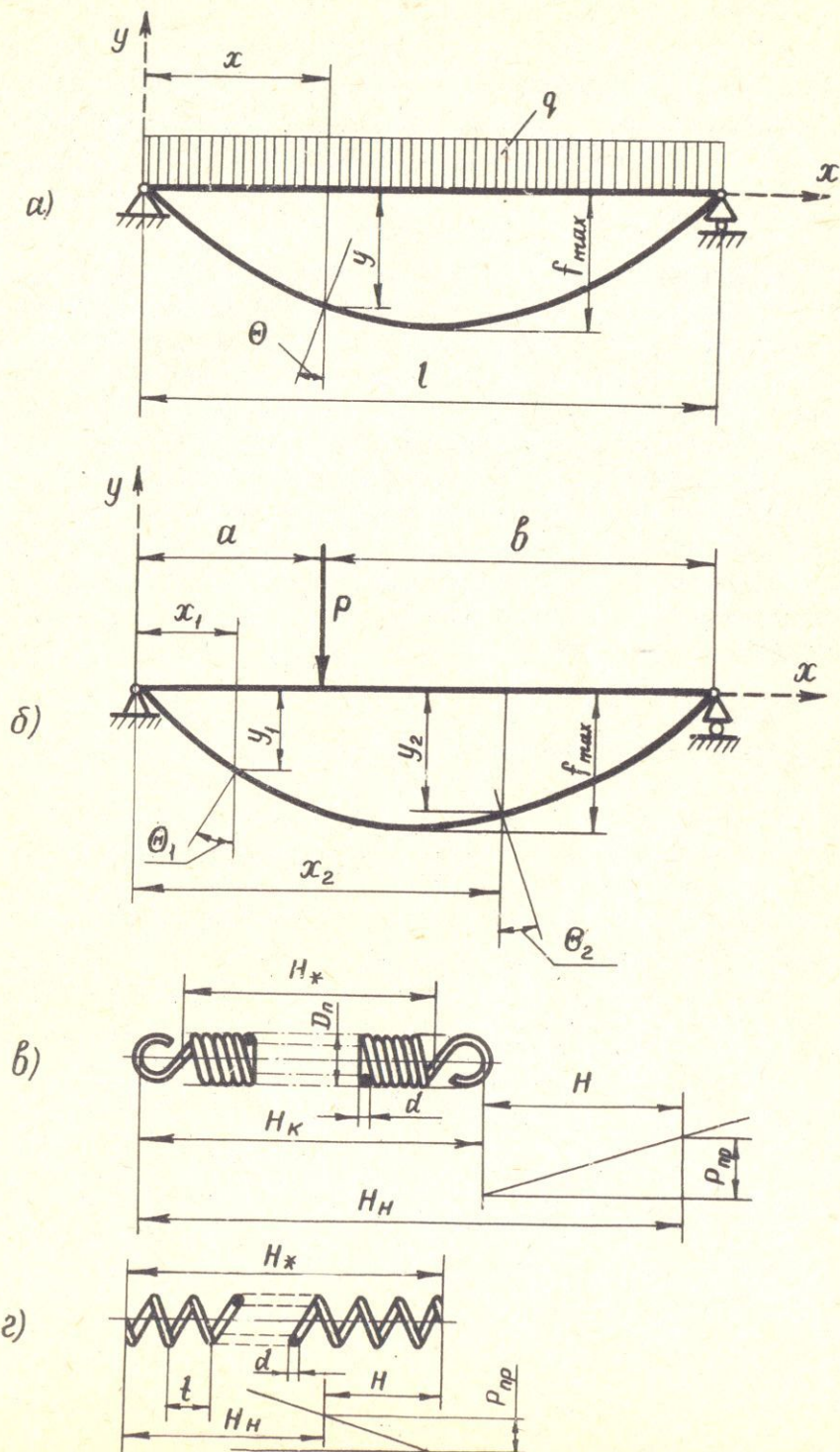


Рис.6

$$\omega_2 = \frac{1}{EI} \left[ \frac{P\delta_*}{2} \frac{x_2^2}{l} - p \frac{(x_2 - a)^2}{2} - \frac{P\delta_*}{6l} (l^2 - \delta_*^2) \right]. \quad (3.4.25)$$

Приемлемые значения допустимого прогиба рейки

$$[f] \approx (0,05 \dots 0,1) m_s. \quad (3.4.25a)$$

### 3.4.3. Расчет опор

Учитывая существенные динамические нагрузки в мультипликаторах, в них обычно используют стандартные подшипники качения, обладающие рядом преимуществ: малым моментом трения, высоким КПД, отсутствием зоны нечувствительности, значительной нагрузочной способностью, возможностью работы без смазки и малой чувствительностью к резким перепадам температуры. В мультипликаторах приводов датчиков обратной связи, как правило, применяют радиальные однорядные шарикоподшипники. Они могут воспринимать как радиальную, так и осевую нагрузку. Осевая не должна превышать 70% от неиспользованной допускаемой радиальной нагрузки (при заданной долговечности подшипника). Достаточно полный перечень выпускаемых отечественной промышленностью подшипников приводится в справочниках. Там же даются методики расчета подшипников на усталостное разрушение и по номинальной долговечности.

Применительно к мультипликаторам приводов ДЭС подбор подшипников ведут по динамической грузоподъемности. Расчет ведут в следующей последовательности:

1. Определяют результирующие реакции на опорах, используя результаты раздела 3.4.2.

При двухопорных валах искомая реакция (радиальная нагрузка) на одной опоре

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}, \quad (3.4.26)$$

на другой

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}, \quad (3.4.27)$$

где  $R_{Ay}$ ,  $R_{By}$  - составляющие реакции в направлении оси  $y$ ;

$R_{Az}$ ,  $R_{Bz}$  - то же в направлении оси  $z$ .

Определяют осевую нагрузку  $A_y$  на подшипник, используя формулы (3.3.22), (3.3.25), (3.3.26) либо (3.3.18) (для червяка).

2. Подбирают, исходя из диаметра вала и соответственно его шейки, стандартный подшипник качения.

3. Определяют эквивалентную нагрузку. Она для однорядных радиальных шарикоподшипников и однорядных радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P_3 = (XVR_g + YA_g)K_\delta K_T \quad \text{при } \frac{A_g}{\sqrt{R_g}} > e; \quad (3.4.28)$$

$$P_3 = R_g VK_\delta K_T \quad \text{при } \frac{A_g}{\sqrt{R_g}} < e, \quad (3.4.29)$$

где  $R_g, A_g$  - радиальная и осевая нагрузки на  $g$ -ю опору ( $g = A, B, \dots$ );  
 $V$  - коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца  $V = 1$ , наружного -  $V = 1,2$ );

$X, Y, e$  - коэффициенты для радиальных однорядных подшипников из табл. 3.4.7;

$K_T$  - температурный коэффициент, зависящий от рабочей температуры подшипника (при  $t = 100^\circ\text{C}$   $K_T = 1$ ; при возрастании температуры на каждые  $25^\circ\text{C}$   $K_T$  увеличивать на  $0,05$ );

$K_\delta$  - коэффициент нагрузки (для приводов ДОС  $K_\delta = 1,0 \dots 1,3$ ).

4. Находят номинальную долговечность (в миллионах оборотов)

$$L = \left( \frac{C_{кат}}{P_3} \right)^p, \quad (3.4.30)$$

где  $C_{кат}$  - динамическая грузоподъемность (по каталогу);

$p$  - коэффициент (для шарикоподшипников  $p = 3$ , для роликоподшипников  $p = 10/3 = 3.33 \dots$ ).

5. Номинальная долговечность (в часах)

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60\omega} = \frac{10^6}{60\omega} \left( \frac{C_{кат}}{P_3} \right)^p, \quad (3.4.31)$$

где  $\omega$  - частота вращения, об/мин.

6. Сопоставляют результат с рекомендуемым значением расчетной долговечности. Для приводов ДОС станков с ЧПУ рекомендуемое значение равно 30000 часов. Возможен другой подход. В формулу (3.4.31) подставляют желаемую долговечность (например,  $L_h$ ), находят динамическую грузоподъемность подшипника

$$C = P_3 \sqrt[p]{\frac{60L_h\omega}{10^6}} \quad (3.4.32)$$

и по величине  $C$  и диаметру посадочного места (шейки, цапфы) по каталогу подбирают подшипник с динамической грузоподъемностью  $C_{кат}$ , удовлетворяющий условию  $C_{кат} \geq C$ . Если последнее достигается, то на этом подбор завершают. При  $C_{кат} < C$  переходят от подшипника легкой серии к средней или тяжелой (при том же диаметре посадочного места) и далее к роликовому. Следует иметь в виду, что при

$C_{кат} \gg C$  идти на уменьшение диаметра вала, цапфы нельзя, так как они получены в результате расчета.

Таблица 3.4.7

$\frac{A_g}{C_o}$	$\frac{A_g}{VR_g} < e$		$\frac{A_g}{VR_g} > e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014				2,30	0,19
0,028				1,99	0,22
0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11	I	0	0,56	1,45	0,30
0,17				1,31	0,34
0,28				1,15	0,38
0,42				1,04	0,42
0,56				1,00	0,44

ж)  $C_o$  - статическая грузоподъемность подшипника (по каталогу).

#### 3.4.4. Расчет лифтовнбирающих пружин

Для обеспечения беззазорности передач могут использоваться цилиндрические винтовые пружины растяжения-сжатия и кручения (моментные). Пружины растяжения-сжатия рассчитываются по максимальным касательным напряжениям с учетом перенапряжения на внутренних волокнах вследствие кручения кривого бруса, которое учитывается коэффициентом формы пружины

$$K = \frac{4C_* - 1}{4C_* - 4} + \frac{0,615}{C_*} \quad , \quad (3.4.33)$$

где  $C_*$  - индекс пружины;  $C_* = \frac{D_n - d}{d}$ ; (3.4.34)

$D_n, d$  - наружные диаметры пружины и проволоки.

Заметим, что с увеличением  $C_*$  и числа витков пружина становится менее жесткой. Возрастание  $C_*$  сокращает габариты пружины по длине за счет увеличения диаметра. Снижение  $C_*$  приводит к обратным результатам.

Таким образом, располагая из компоновки полной шириной ( $2b$ ) разрезного зубчатого колеса, определяют наружный диаметр пружины

$$D_n = 2(b - \Delta) \quad , \quad (3.4.35)$$

где  $b$  - половина ширины сдвоенного зубчатого колеса;

$\Delta$  - зазор между боковой поверхностью зубчатого колеса и витками пружины.

Задаются диаметром проволоки  $d$  и вычисляют последовательно по формулам (3.4.33), (3.4.34) параметры  $C_*$  и  $K$ . Выбирают материал проволоки и допускаемое напряжение на кручение. Так, например, для проволоки класса II (ГОСТ 9389-60) при работе пружины с числом циклов менее 100 в минуту допускаемые касательные напряжения можно принимать по табл. 3.4.8.

Таблица 3.4.8

	Диаметр $d$ проволоки, мм				
	0,2...0,3	0,4...0,8	1...1,2	1,6	2,0
$[\tau]_K$ , МПа	1100	1060	970	880	860

Усилие, которое должна развивать одна пружина растяжения-сжатия, определяется по формуле (3.3.8), а ее деформация - по (3.2.31):

$$H = k_{\Sigma} \pi m_s \frac{d_{np}}{D_d}, \quad (3.4.36)$$

где  $d_{np}$  - диаметр размещения пружины, определяемый по зависимости (3.3.7);

$m_s, D_d$  - торцовый модуль и делительный диаметр зубчатого колеса;  
 $k_{\Sigma}$  - число зубьев, на которое смещается одна из половин разрезного колеса относительно другой (обычно  $k_{\Sigma} = 3...6$ ).

Проверяется способность материала пружины обеспечить требуемое усилие  $P_{np}$ . Для этого вычисляется наибольшее усилие, которое может развивать данная пружина:

$$P_{max} = 0,393 \frac{d^3 [\tau]_K}{K(D_n - d)}. \quad (3.4.37)$$

Если  $P_{np} < P_{max}$ , то продолжают расчет. При  $P_{np} > P_{max}$  следует увеличить диаметр  $d$  проволоки пружины и повторить вычисления по соотношениям (3.4.33), (3.4.34), (3.4.37).

Определяют деформацию одного витка под максимальной нагрузкой:

$$f_B = 0,001 \frac{(D_n - d)^3}{d^4} P_{max}. \quad (3.4.38)$$

Число рабочих витков пружины

$$n = \frac{P_{max} \cdot H}{P_{np} \cdot f_B}. \quad (3.4.39)$$

Если проектируется пружина растяжения (рис.6в), то алгоритм вычислений далее следующий:

### 1. Предельное усилие

$$P_{пред.} = P_{max} \frac{f_B + 0,1d}{f_B} \quad (3.4.40)$$

### 2. Длина пружины:

а) в свободном состоянии

$$H_* = d(n+1); \quad (3.4.41)$$

б) по местам крепления

$$H_K = H_* + (D_n - 2d); \quad (3.4.42)$$

в) под нагрузкой

$$H_H = H_K + f_B n \frac{P_{np}}{P_{max}} = H_K + H. \quad (3.4.43)$$

### 3. Длина проволоки

$$l_n = \pi(D_n - d)(n+2). \quad (3.4.44)$$

Если проектируется пружина сжатия (рис. 6г), то формулы расчета другие:

#### 1. Шаг пружины в свободном состоянии

$$t_n = d + f_B + \Delta_*, \quad (3.4.45)$$

где  $\Delta_*$  — зазор между витками под нагрузкой  $P_{max}$ ,  $\Delta_* = 0,2 \dots 1,2$  мм.

#### 2. Предельное усилие при сжатии до соприкосновения витков

$$P_{пред.} = P_{max} \frac{f_B + \Delta_*}{f_B} \quad (3.4.46)$$

### 3. Длина пружины:

а) в свободном состоянии

$$H_* = n t + d; \quad (3.4.47)$$

б) под нагрузкой

$$H_H = H_* - n f_B \frac{P_{np}}{P_{max}} = H_* - H. \quad (3.4.48)$$

### 4. Длина проволоки

$$l_n = \pi(D_n - d)(n+1,5). \quad (3.4.49)$$

Геометрические ограничения на длину лфтовывбирающей пружины растяжения-сжатия

$$[H_H]_p = [H_*]_{сж} = 0,7 m z \cdot \operatorname{tg} 40^\circ. \quad (3.4.50)$$

## 3.5. Точностной расчет

### 3.5.1. Расчет размерных цепей

Решение размерных цепей регламентируется ГОСТ 16320-80, предусматривающим основные методы:

#### 1. Полной взаимозаменяемости (метод максимума-минимума).

2. Неполной взаимозаменяемости (вероятностный метод).
3. Введения в размерную цепь звена компенсатора.
4. Групповой взаимозаменяемости.

Вследствие экономической целесообразности при расчете размерных цепей часто используют метод неполной взаимозаменяемости. Рассмотрим реализацию этого метода в случае плоскопараллельной цепи:

1. Составляют увязочный эскиз размерной цепи — полусхематический чертеж. Он выполняется в масштабе, удобном для наглядного представления всех звеньев-размеров (например, зазоры резко увеличивают, звенья с большой протяженностью сокращают). Стремятся получить наиболее короткую цепь. Чем меньше звеньев в цепи, тем более широкие допуски можно назначить на размеры отдельных звеньев при одних и тех же требованиях к точности замыкающего звена. Размерные линии снабжаются двухсторонними стрелками.

2. Присваивают всем звеньям данной цепи единое буквенное обозначение (например,  $A$ ,  $B$  и т.д.).

3. Определяют замыкающее звено и тип каждого из составляющих звеньев (увеличивающее, уменьшающее).

Разделение составляющих звеньев на увеличивающие и уменьшающие осуществляют при выявлении самих звеньев цепи. Звену мысленно дают некоторое положительное приращение при сохранении постоянных размеров всех остальных звеньев и выясняют его влияние на замыкающее звено. Если последнее возрастает, то исследуемое звено является увеличивающим, а если уменьшается, то — уменьшающим.

4. Строят схему размерной цепи, звенья изображают жирными линиями в виде векторов. Векторы увеличивающих звеньев направляют последовательно вправо, а уменьшающих и замыкающего — влево.

5. Присваивают буквенным обозначениям звеньев на увязочном эскизе и схеме размерной цепи подстрочные индексы: замыкающему звену  $\Delta$ , а составляющим  $1, 2, \dots, m$ . Порядковая нумерация составляющих звеньев начинается от замыкающего звена по замкнутому контуру цепи в направлении, указанном стрелками векторов-звеньев.

6. Определяют номинальный размер замыкающего звена по формуле

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j A_j \quad (3.5.1)$$

7. Назначают, исходя из конструкторско-технологических соображений, ориентировочный допуск  $T_{\Delta*}$  замыкающего звена.

8. Заполняют таблицу со следующей информацией:

Звено		Интервал, в который попадает номинальный размер $D_{min} \dots D_{max}$ , мм	Единица допуска $i_j$ , мкм	Предельное отклонение		Координата середины поля допуска $ES_j$ , мкм	Поле допуска $T_j$ , мкм	Кэф. относительной асимметрии $\alpha_j$	Относит. среднеквадратическое отклонение $\lambda_j$
Обозначение $A_j$	Номинальный размер $A_j$ , мм			$ES_j$ ( $es_j$ )	$EI_j$ ( $ei_j$ )				
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Значения  $\alpha_j$  и  $\lambda_j$  (колонки 9 и 10) заимствуются из экспериментальных данных либо табл.2 [I.8] в зависимости от условий производства (получения) соответствующего размера (звена цепи). Если закон распределения случайной величине неизвестен, то принимать  $\lambda_j \approx 0,58$ ,  $\alpha_j = \pm 0,15$ .

9. Определяют среднее число единиц допуска замыкающего звена, приходящееся на одно составляющее звено:

$$a_m = \frac{T_{\Delta} *}{t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} i_j^2 \lambda_j^2}}, \quad (3.5.2)$$

где  $m$  – общее число звеньев размерной цепи;

$t_{\Delta}$  – коэффициент риска, зависящий от принимаемого процента  $P$  риска при совпадении центра группирования отклонений с координатой середины поля допуска (для нормального закона распределения и равновероятного выхода отклонений за обе границы поля допуска можно пользоваться табл.3.5.1);

$\lambda_j$  – относительное среднеквадратическое отклонение;

$i_j$  – значение единицы допуска (табл.3.5.2).

10. Отыскивают по числу единиц допуска средний качество звеньев размерной цепи (табл.3.5.3).

11. Назначают на размеры составляющих звеньев допуски  $T_j$  найденного качества: на увеличивающие – основного отверстия  $H$ , на уменьшающие – основного вала  $h$ .

12. Вычисляют для каждого  $j$ -го звена координату середины поля допуска:

$$ES_j = \frac{ES_j + EI_j}{2}, \quad (3.5.3a, б)$$



или

$$Ec_j = \frac{es_j + ei_j}{2},$$

где  $ES_j, EI_j$  - верхнее и нижнее предельные отклонения увеличивающих звеньев;

$es_j, ei_j$  - то же - уменьшающих звеньев.

13. Определяют поле допуска замыкающего звена

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \xi_j^2 \lambda_j^2 T_j^2}, \quad (3.5.4)$$

где  $\xi_j$  - передаточное отношение отклонения  $j$ -го звена от номинала (для цепей с параллельными звеньями  $\xi_j = 1$ ).

14. Вычисляют координату середины поля допуска замыкающего звена:

$$Ec_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} (\xi_j Ec_j + \alpha_j \frac{|\xi_j| T_j}{2}), \quad (3.5.5)$$

где  $\alpha_j$  - коэффициент относительной асимметрии  $j$ -го звена.

15. Определяют предельные отклонения замыкающего звена:

верхнее

$$ES_{\Delta} = Ec_{\Delta} + 0,5 T_{\Delta}; \quad (3.5.6)$$

нижнее

$$EI_{\Delta} = Ec_{\Delta} - 0,5 T_{\Delta}. \quad (3.5.7)$$

Таблица 3.5.1

$p, \%$	32	10	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01
$t_{\Delta}$	1,0	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Наиболее употребителен  $t_{\Delta} = 3$ .

Таблица 3.5.2

Размер звена, мм	До 3	3...6	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...250	250...315	315...400	400...500
	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ	Λ
$i_j, \text{мкм}$	0,6	0,75	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5	2,9	3,2	3,6	4,0

Таблица 3.5.3

$\alpha_m$	-	7	10	16	25	40	64	100	160
Квалитет	4	5	6	7	8	9	10	11	12

16. Проводят проверку отсутствия в расчете грубых ошибок. Предварительно отыскивают теоретические предельные отклонения замыкающего звена. Последние имеют место при самых неблагоприятных сочетаниях допусков составляющих звеньев. Предельное отклонение:

верхнее

$$ES_{\Delta_T} = \sum_{j=1}^{m-1} ES_j - \sum_{j=1}^{m-1} ei_j, \quad (3.5.8)$$

нижнее

$$EI_{\Delta_T} = \sum_{j=1}^{m-1} ei_j - \sum_{j=1}^{m-1} ES_j. \quad (3.5.9)$$

Грубые ошибки отсутствуют, если

$$ES_{\Delta_T} > ES_{\Delta} \text{ и } EI_{\Delta_T} < EI_{\Delta}. \quad (3.5.10a, б)$$

Проводят анализ результатов. Если они не удовлетворяют каким-либо требованиям, то корректируют допуски на составляющие звенья (например, назначают допуски другого качества) и повторяют расчет.

### 3.5.2. Расчет кинематической точности передач

Система допусков цилиндрических зубчатых передач, термины, определения и обозначения даны в ГОСТ 1643-81. Он распространяется на эвольвентные передачи внешнего и внутреннего зацеплений с прямыми, косыми и шевронными колесами с модулем 1...55 мм и исходным контуром по ГОСТ 13755-81.

Степени точности 3...5 используют для измерительных колес, зуборезного инструмента и в передачах прецизионных машин и механизмов, к которым относятся приводы датчиков обратной связи. Степени 6, 7 применяют в ответственных передачах станков, автомобилей и т.д.; 8, 9 назначают на колеса средней точности в общем машиностроении.

Работоспособность конкретной зубчатой передачи определяется гарантированным боковым зазором  $j_{n \min}$ , характеризующим вид сопряжения в зацеплении и величину мертвого хода передачи. ГОСТ 1643-81 устанавливает шесть видов сопряжений - H, E, D, C, B, A и восемь допусков - h, d, c, b, a, z, y, x. Их использование частично иллюстрируется табл. 3.5.4. Все нормы и допуски на точностные параметры зубчатых передач даны в ГОСТ 1643-81.

Передачи приводов датчиков обратной связи обычно выполняют беззазорными, что достигается различными техническими решениями (обычно введением упругого элемента в кинематическую цепь либо ис-

пользованием моментного двигателя). При этом кинематическую погрешность, обусловленную мертвым ходом, можно не учитывать.

Таблица 3.5.4

Вид сопряжения						
	H	E	D	C	B	A
Допуск	h	h	d	c	b	a
Ст. точности	3...7	3...8	3...8	3...9	3...II	3...I2

В общем случае кинематическая точность характеризуется полной погрешностью угла поворота зубчатого колеса за один оборот. Её комплексным показателем является наибольшая кинематическая погрешность передачи  $F_i'$  либо отдельного зубчатого колеса  $F_{jo}'$ . Величина  $F_{jo}'$  представляет собой наибольшую погрешность угла поворота колеса при однопрофильном зацеплении с эталонным колесом в пределах одного оборота и выражается в линейных величинах (микрометрах), отсчитываемых по дуге делительной окружности, на которую опирается угол поворота.

Числовые значения  $F_j'$  в ГОСТе не приведены. Они вычисляются по соотношению

$$F_i' = F_p + f_f, \quad (3.5.II)$$

где  $F_p$  - допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса, принимаемый по ГОСТу в зависимости от модуля и назначенной степени точности по нормам кинематической точности;  
 $f_f$  - допуск на погрешность профиля зуба соответственно модулю колеса и принятой степени точности по нормам плавности работы.

Наибольшая кинематическая погрешность передачи

$$F_{jo}' = F_i' + F_{i+1}', \quad (3.5.I2)$$

где  $F_i'$ ,  $F_{i+1}'$  - наибольшие кинематические погрешности колес, находящихся в зацеплении.

Наибольшая вероятная угловая погрешность, приведенная к  $k$ -му выходному валу и выраженная через  $F_i'$ ,

$$\Delta \varphi_{\Sigma k} = 412 \eta_B \sum_{i=1}^k \frac{F_i'}{m_i z_i} u_{ik}, \quad (3.5.I3)$$

где  $m_i, z_i$  - модуль и число зубьев  $i$ -го колеса;

$u_{ik}$  - передаточное отношение от вала, на котором установлено  $i$ -е колесо, к выходному  $k$ -му валу;

$\eta_{\epsilon}$  - вероятностный коэффициент, усредненно учитывающий уровень проявления  $i$ -й погрешности на соответствующем колесе. Обычно принимают  $\eta_{\epsilon} = 0,7$ .

Угловая погрешность, выраженная через  $F'_{j0}$ ,

$$\Delta\varphi_{\Sigma k} = 412 \eta_{\epsilon} \sum_{j=1}^k \frac{F'_{j0}}{m_j z_j} U_{jk}, \quad (3.5.14)$$

где  $m_j, z_j$  - модуль и число зубьев ведомого колеса  $j$ -й передачи;  $U_{jk}$  - передаточное отношение от вала, несущего ведомое колесо  $j$ -й передачи, на выходной  $k$ -й вал;  $F'_i, F'_{j0}$  - наибольшая кинематическая погрешность  $i$ -го колеса и  $j$ -й передачи.

В заключение составляют  $\Delta\varphi_{\Sigma k}$  с угловым шагом  $\Delta\gamma$  датчика обратной связи:

$$k_{**} = \frac{\Delta\varphi_{\Sigma k}}{\Delta\gamma} \leq 1. \quad (3.5.15)$$

### 3.5.3. Назначение посадок

Подробные рекомендации и примеры по назначению посадок, а также их расчет хорошо изложены в обширной литературе.

Приведем общие ориентировочные подходы при назначении посадок.

Относительные точные перемещения сопрягаемых поверхностей деталей с низкими скоростями, например, для установки, регулировки центрирования и т.д. обеспечиваются посадками с зазором  $\frac{H7}{h6}; \frac{H7}{g6}; \frac{H8}{h8}; \frac{H8}{h7}$ ; при грубых перемещениях -  $\frac{H11}{h11}$ ; при вращении валов в опорах скольжения со смазкой и других сопряжениях со значительным зазором -  $\frac{H7}{f7}; \frac{H8}{e8}; \frac{H8}{d9}; \frac{H7}{e8}; \frac{H9}{d9}; \frac{H11}{d11}; \frac{F8}{h6}; \frac{F9}{h8}$ .

Для неподвижных разъемных соединений, в которых передача усилий (моментов сил) обеспечивается дополнительным креплением (штифты, шпонки), назначают переходные посадки:  $\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{k6}; \frac{H7}{n6}; \frac{js7}{h6}; \frac{K7}{h6}; \frac{N7}{h6}$ , а для высокого центрирования -  $\frac{H8}{js7}; \frac{H8}{k7}; \frac{H8}{m7}; \frac{H8}{n7}; \frac{js8}{h7}; \frac{K8}{h7}; \frac{M8}{h7}; \frac{N8}{h7}$ . В случае неподвижных неразъемных соединений посадки -  $\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}; \frac{P7}{h6}$ . Предпочтительно формирование сочетаний полей допусков с использованием основного (H) отверстия. Основной вал (h) целесообразно применять в двух случаях:

I. Вал поставляется выполненным по  $h$ , а его доработка (напрямую, шлифование) нежелательна.

2. На одном непрерывном диаметре вала размещается несколько деталей с различными посадками.

## П Р И М Е Р

Спроектировать привод импульсного датчика обратной связи для станка с ЧПУ.

Основные исходные данные:

- а) тип датчика - фотоэлектрический;
  - б) метод устранения мертвого хода - введением в кинематическую цепь упругих элементов;
  - в) метод съема информации о перемещении объекта управления - непосредственный, через шестеренно-реечную передачу;
  - г) цена импульса -  $\Delta L = 0,025 \text{ мм/имп}$ ;
  - д) рабочий ход ОУ -  $L = 700 \text{ мм}$ ;
  - е) наибольшая скорость ОУ -  $V = 25,5 \text{ мм/с}$ ;
  - ж) наибольшее линейное ускорение ОУ -  $a = 181,5 \text{ мм/с}^2$ .
- Принимаемые параметры (из условия компактности мультипликатора):  
 модуль всех передач  $m = 1 \text{ мм}$  (з т.ч.  $m_s$  для косозубых);  
 число зубьев колеса  $z_o = 20$  ( $z_{min} \geq 17$  при нарезании рейкой и  $z_{min} \geq 13$  - долбяком);  
 число импульсов, выдаваемых ДПС за 1 оборот,  $K = 100$ .

### П.1. Кинематический расчет

П.1.1. Общее предварительное передаточное отношение [формула (3.1.3)]

$$u_{\Sigma} = \frac{\pi \cdot m \cdot z_o}{k \Delta L} = \frac{3,14159 \cdot 1 \cdot 20}{100 \cdot 0,025} = 25,13272.$$

П.1.2. Количество ступеней мультипликатора [выражение (3.1.5), так как  $u_{\Sigma} > u_{max} = 10$ ]

$$K = 1,5 \times \lg u_{\Sigma} = 1,5 \lg 25 = 1,5 \cdot 1,3979 = 2,1 = 2.$$

П.1.3. Передаточные отношения по ступеням [зависимость (3.1.8)]

$$u_i \approx \sqrt[K]{u_{\Sigma}} = \sqrt[2]{25,13272} = 5,13254 \approx 5 < u_{i,max} = 10.$$

П.1.4. Принятое общее передаточное отношение мультипликатора [формула (3.1.9)]

$$u_{\Sigma*} = u_1 \cdot u_2 = 5 \cdot 5 = 25.$$

П.1.5. Уточнение количества штрихов (щелей) на фотодиске ДПС. Разрешая выражение (3.1.3) относительно  $k$ , находим

$$K_* = \frac{\pi \cdot m \cdot z_o}{u_{\Sigma*} \Delta L} = \frac{3,14159 \cdot 1 \cdot 20}{25 \cdot 0,025} = 100,5308 \approx 101.$$

П.І.6. Фактическое значение цены импульса [соотношение (3.І.3)]

$$\Delta L_* = \frac{\pi \cdot m \cdot z_0}{u_{z_*} \cdot k_*} = \frac{3,14159 \cdot 1 \cdot 20}{25 \cdot 101} = 0,02488388 \text{ мм/имп} \approx 0,0249 \text{ мм/имп.},$$

что вполне приемлемо и находится в поле погрешностей мультипликатора. При существенном отклонении необходимо изменить исходные данные.

П.І.7. Числа зубьев колес принимаем из условия компактности конструкции (рис.4б)  $z_4 = z_2 = 20$ .

$$\text{Тогда } z_3 = z_1 = z_2 \cdot u_1 = z_4 \cdot u_2 = 20 \cdot 5 = 100.$$

П.І.8. Наибольшие угловые скорости валов I, II и III (рис.4б) [зависимости (3.І.І2), (3.І.І4)]:

$$a) \omega_I = \frac{2V}{m \cdot z_0} = \frac{2 \cdot 0,0255}{0,001 \cdot 20} = 2,55 \text{ [рад/с]} = 24,3 \text{ об/мин.};$$

$$б) \omega_{II} = \omega_I \cdot u_1 = 2,55 \cdot 5 = 12,75 \text{ [рад/с]} = 121,8 \text{ об/мин.};$$

$$в) \omega_{III} = \omega_{II} \cdot u_2 = 12,75 \cdot 5 = 63,75 \text{ [рад/с]} = 609,1 \text{ об/мин.}$$

Выбор типа опор. Анализ полученных результатов показывает, что скорости валов II и III значительны. Учитывая это и, кроме того, возможные динамические нагрузки на валы от передач, выбираем в качестве опор для всех валов одинаковые радиальные шариковые подшипники. Такое решение не только обеспечит повышение надежности мультипликатора и унификацию его узлов, но и снизит потери на трение.

П.І.9. Наибольшие окружные (линейные) скорости зубчатых колес с  $z_0, z_1, z_2, z_3$  и  $z_4$  [формула (3.І.5)]:

$$a) V_0 = \frac{\omega_I \cdot m \cdot z_0}{2} = \frac{2,55 \cdot 0,001 \cdot 20}{2} = 2,55 \cdot 10^{-2} \text{ м/с};$$

$$б) V_1 = V_2 = \frac{\omega_{II} \cdot m \cdot z_2}{2} = \frac{12,75 \cdot 0,001 \cdot 20}{2} = 12,75 \cdot 10^{-2} \text{ м/с};$$

$$в) V_3 = V_4 = \frac{\omega_{III} \cdot m \cdot z_4}{2} = \frac{63,75 \cdot 0,001 \cdot 20}{2} = 63,75 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}.$$

Выбор типа колес. Окружные скорости всех зубчатых колес меньше 6 м/с, поэтому используем прямозубые цилиндрические колеса.

П.І.10. Наибольшие угловые ускорения на валах с лфтовывбирающими колесами [формула (3.І.І6)]:

а) на валу I

$$\varepsilon_I = \frac{2a}{m \cdot z_0} = \frac{2 \cdot 0,1815}{0,001 \cdot 20} = 18,15 \text{ рад/с}^2;$$

б) на валу II

$$\varepsilon_{II} = \frac{2a}{m \cdot z_0} \omega_1 = \frac{2 \cdot 0,1815 \cdot 5}{0,001 \cdot 20} = 90,76 \text{ рад/с}^2;$$

в) на валу III

$$\varepsilon_{III} = \frac{2a}{m \cdot z_0} \omega_1 \omega_2 = \frac{2 \cdot 0,1815 \cdot 5 \cdot 5}{0,001 \cdot 20} = 453,82 \text{ рад/с}^2.$$

## П.2. Геометрический расчет. Предварительная компоновка

### П.2.1. Диаметры зубчатых колес:

а) делительных окружностей [формула (3.2.1)]:

$$d_{d1} = d_{d3} = m \cdot z_{1,3} = 1 \cdot 100 = 100 \text{ мм};$$

$$d_{d2} = d_{d4} = m \cdot z_{2,4} = 1 \cdot 20 = 20 \text{ мм};$$

б) окружностей выступов [соотношение (3.2.2)]:

$$D_{e1} = D_{e3} = m(z_{1,3} + 2) = 1(100 + 2) = 102 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = D_{e4} = m(z_{2,4} + 2) = 1(20 + 2) = 22 \text{ мм};$$

в) окружностей впадин [зависимость (3.2.3)]:

$$D_{i1} = D_{i3} = m(z_{1,3} - 2,5) = 1(100 - 2,5) = 97,5 \text{ мм};$$

$$D_{i2} = D_{i4} = m(z_{2,4} - 2,5) = 1(20 - 2,5) = 17,5 \text{ мм}.$$

П.2.2. Межцентровые расстояния передач [формула (3.2.4)]:

$$A_{1,2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = A_{3,4} = \frac{m(z_3 + z_4)}{2} = \frac{1(100 + 20)}{2} = 60 \text{ мм}.$$

### П.2.3. Размеры диска фотодатчика:

а) из конструктивных (по компоновке корпуса) соображений принимаем наибольший диаметр фотодиска  $d_{фд} = D_{e1} = D_{e3} = 102 \text{ мм}$ , а в качестве фоточувствительного элемента - фототранзистор типа ФТ-I с диаметром светового окна  $d_{ок} = 1 \text{ мм}$ ;

б) радиус размещения светового окна [зависимость (3.2.34)]:

$$R_{co} = 0,5d_{фд} - 3d_{ок} = 0,5 \cdot 102 - 3 = 48 \text{ мм};$$

в) высота штриха (глубина фрезерования щели) [соотношение (3.2.35)]:

$$h_{фщ} = 6 \cdot d_{ок} = 102 - 2 \cdot 6 = 90 \text{ мм};$$

г) диаметр впадины щели [выражение (3.2.36)]:

$$D_{вщ} = d_{фд} - 2h_{фщ} = 102 - 2 \cdot 6 = 90 \text{ мм};$$

д) угловой шаг фотощелей [формула (3.2.37)]:

$$\gamma_{фщ} = \frac{2\pi}{k_*} = \frac{6,28318}{101} = 0,06221 \text{ рад} = 3^\circ 33' 51'';$$

е) линейный шаг щелей:

по наружному диаметру фотодиска [зависимость (3.2.40)]:

$$\Delta l_{фщ} = 0,5d_{фд} \cdot \gamma_{фщ} = 0,5 \cdot 102 \cdot 0,06221 = 3,173 \text{ мм};$$

по радиусу светового окна [соотношение (3.2.41)]:

$$\Delta l_{co} = R_{co} \cdot \gamma_{фщ} = 48 \cdot 0,06221 = 2,986 \text{ мм};$$

ж) ширина фрезеруемой фотошели [формула (3.2.42)]:

$$b_{фщ} \approx 0,5 \cdot \Delta l_{co} = 0,5 \cdot 2,986 \approx 1,5 \text{ мм};$$

з) толщина фотодиска  $\Delta_{фд} = 2 \text{ мм}$  (конструктивно);

и) для дальнейших предварительных расчетов (на I-м цикле) принимаем длину зубьев колес  $2b = 10 \text{ мм}$ , а диаметры ступиц  $d_{ст} = 20 \text{ мм}$  и их длины  $l_{ст} = 10 \text{ мм}$ . Ориентировочно принимаем диаметры всех валов  $d_B = 10 \text{ мм}$ , и их длины  $l_B = 45 \text{ мм}$ . Окончательные значения  $b$  и  $d_B$  определим из прочностного расчета, а остальные параметры — на основе конструкторских рекомендаций. Геометрию корпуса и  $l_B$  отыщем после окончательной компоновки мультипликатора. Полученные величины позволяют схематизировать конструкцию проектируемого привода и предварительно его скомпоновать в виде, представленном на рис. 7а. Здесь же указаны другие конструктивно принятые размеры:  $l_{в*} = 85 \text{ мм}$ ,  $l_d = 5 \text{ мм}$ ,  $d_d = 80 \text{ мм}$ ,  $d_{ст*} = 18 \text{ мм}$  и т.д.

### II.3. Силовой расчет

В рассматриваемом мультипликаторе статический крутящий момент сопротивления отсутствует. Здесь действуют динамические моменты. Потери на трение с достаточным приближением учитываются через КПД. Тогда приведенные моменты к валам I и II, а также крутящий динамический момент на вале III можно представить в виде

$$M_{In} = \frac{I_{In} \varepsilon_I}{\eta_{\Sigma}}; M_{II n} = \frac{I_{II n} \varepsilon_{II}}{\eta_{II, III}}; M_{III} = \frac{I_{III} \varepsilon_{III}}{\eta_{III}}.$$

Для определения моментов инерции систем, вращающихся на валах, и их приведения к валам, несущим люфтовывирающие колеса, используем предварительную компоновку (рис. 7а). Разбиваем конструкцию на части, имеющие цилиндрическую форму (рис. 7в). Полагаем все вращающиеся элементы мультипликатора (кроме фотодиска) изготовленными из стали плотностью

$$\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3 \text{ (Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 \text{)}.$$

Фотодиск и его ступица выполняются из алюминия плотностью

$$\rho = 2,7 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3 \text{ (Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 \text{)}.$$

II.3.1. Момент инерции вала I [формула (3.3.4)]

$$I_I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5,$$



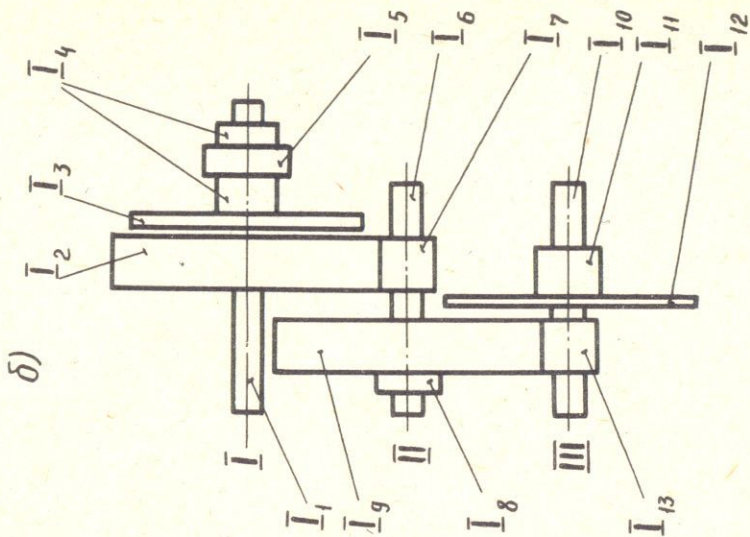
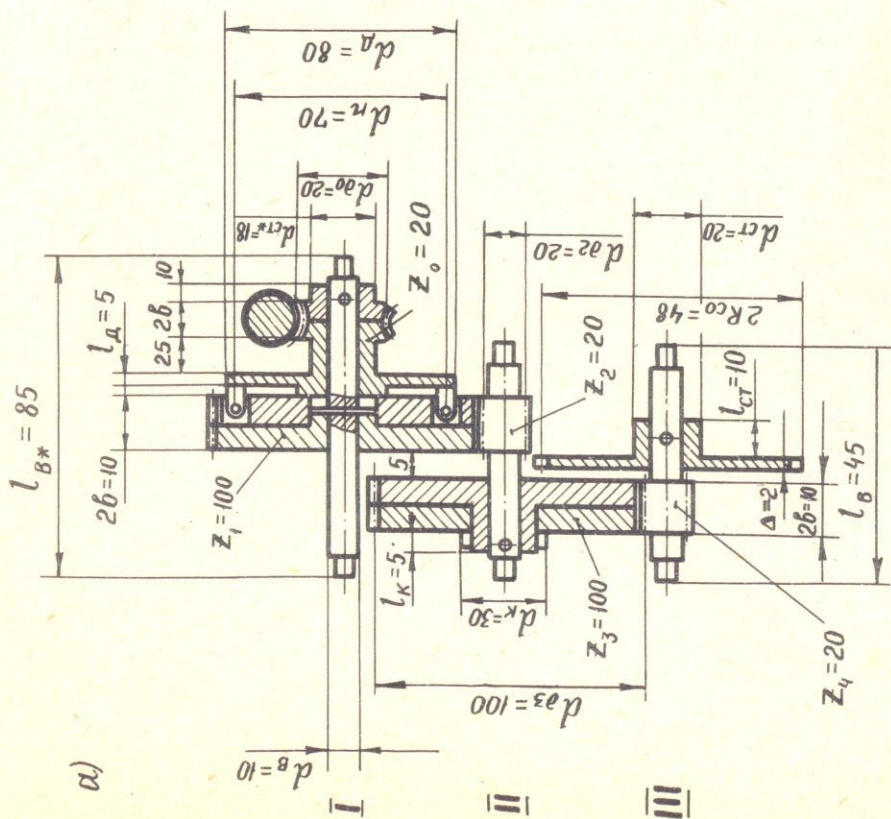


Рис. 7

где [выражение (3.3.3)]

$$a) I_1 = \frac{\pi d_b^4}{32} (l_{b*} - 4l_b - l_d - l_{ст}) \rho = \frac{3,14 \cdot 0,01^4}{32} (8,5 - 2 - 0,5 - 3,5) 10^{-2} \times 7,8 \cdot 10^3 = 1,9 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$б) I_2 = I_9 = 7,7 \cdot 10^{-4} = 7653,8 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$в) I_3 = \frac{\pi d_d^4}{32} l_d \rho = \frac{3,14 \cdot 0,08^4}{32} 0,05 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 1567,5 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$г) I_4 = \frac{\pi d_{ст*}^4}{32} (2,5 + 1) 10^{-2} \rho = \frac{3,14 \cdot 0,018^4}{32} 3,5 \cdot 10^{-2} \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 28,1 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$д) I_5 = \frac{\pi d_{до}^4}{32} 2l_b \rho = \frac{3,14 \cdot 0,02^4}{32} 0,01 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 12,25 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

Тогда

$$I_I = 1,9 \cdot 10^{-7} + 7653,8 \cdot 10^{-7} + 1567,5 \cdot 10^{-7} + 28,1 \cdot 10^{-7} + 12,25 \cdot 10^{-7} = 9263,6 \cdot 10^{-7} \approx 9,26 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

П.3.2. Момент инерции вала II

$$I_{II} = I_6 + I_7 + I_8 + I_9,$$

где

$$a) I_6 = \frac{\pi d_b^4}{32} (l_b - 4l_b - l_k) \rho = \frac{3,14 \cdot 0,01^4}{32} (4,5 - 2 - 0,5) 10^{-2} \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 1,5 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$б) I_7 = \frac{\pi d_{д2}^4}{32} 2l_b \rho = \frac{3,14 \cdot 0,02^4}{32} 0,01 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 12,3 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$в) I_8 = \frac{\pi d_k^4}{32} l_k \rho = \frac{3,14 \cdot 0,03^4}{32} 0,005 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 31 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$г) I_9 = \frac{\pi d_{д3}^4}{32} 2l_b \rho = \frac{3,14 \cdot 0,1^4}{32} 0,01 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 7653,8 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

В итоге

$$I_{II} = 1,5 \cdot 10^{-7} + 12,3 \cdot 10^{-7} + 31 \cdot 10^{-7} + 7653,8 \cdot 10^{-7} = 7698 \cdot 10^{-7} = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

П.3.3. Момент инерции вала III

$$I_{III} = I_{10} + I_{11} + I_{12} + I_{13},$$

где

$$\alpha) I_{10} = \frac{\pi \cdot d_B^4}{32} (l_B - 2l - l_{CT} - \Delta_{ФД}) \rho = \frac{3,14 \cdot 0,01^4}{32} (4,5 - 1 - 1 - 0,2) 10^{-2} \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 1,8 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$\delta) I_{II} = \frac{\pi \cdot d_{CT}^4}{32} l_{CT} \rho = \frac{3,14 \cdot 0,02^4}{32} 0,01 \cdot 2,7 \cdot 10^3 = 4,2 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$\beta) I_{12} = \frac{\pi (2R_{Co})^4}{32} \Delta_{ФД} \rho = \frac{3,14 (2 \cdot 0,048)^4}{32} 0,002 \cdot 2,7 \cdot 10^3 = 450,1 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$2) I_{13} = I_7 = 12,3 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

В результате  $I_{III} = 1,8 \cdot 10^{-7} + 4,2 \cdot 10^{-7} + 450,1 \cdot 10^{-7} + 12,3 \cdot 10^{-7} = 468,4 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$

П.3.4. Момент инерции, приведенный к валу II [выражение (3.3.5)],  $I_{IIн} = I_{II} + I_{III} u_2^2 = 7698 \cdot 10^{-7} + 468,4 \cdot 10^{-7} \cdot 5^2 = 19421,0 \cdot 10^{-7} = 1,94 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$

П.3.5. Момент инерции привода мультипликатора, приведенный к валу I,  $I_{In} = I_I + I_{II} u_1^2 + I_{III} (u_1 u_2)^2 = 9263,6 \cdot 10^{-7} + 7698,6 \cdot 10^{-7} \cdot 5^2 + 468,4 \cdot 10^{-7} (5 \cdot 5)^2 = 494479 \cdot 10^{-7} = 4,94 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$

П.3.6. Динамические крутящие моменты на валах [зависимость (3.3.2)]:  $I M_{I\partial} = I_{In} \cdot \epsilon_I = 0,05 \cdot 18,15 = 0,91 \text{ Н} \cdot \text{м};$

$$II M_{II\partial} = I_{IIн} \cdot \epsilon_{II} = 1,94 \cdot 10^{-3} \cdot 90,76 = 0,18 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$III M_{III\partial} = I_{IIIн} \cdot \epsilon_{III} = 468,4 \cdot 10^{-7} \cdot 453,82 = 0,02 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

П.3.7. Окружные усилия, действующие в зацеплениях зубчатых передач [формула (3.3.6)]:

а) шестерня-рейка

$$P'_0 = \frac{2M_{I\partial}}{m \cdot z_0} = \frac{2 \cdot 0,91}{0,01 \cdot 20} = 91 \text{ Н};$$

б) в зацеплении  $z_1/z_2$

$$P'_{1,2} = \frac{2M_{I\partial}}{m \cdot z_1} = \frac{2 \cdot 0,91}{0,001 \cdot 100} = 18,2 \text{ Н};$$

в) в зацеплении  $z_3/z_4$

$$P'_{3,4} = \frac{2M_{II}}{m \cdot z_3} = \frac{2 \cdot 0,18}{0,001 \cdot 100} = 3,6 \text{ Н}.$$

П.3.8. Суммарное усилие, развиваемое люфтовывирающими пружинами зубчатых колес.

Принимаем коэффициент запаса по усилию  $k_{np} = 1,3$ , а диаметр, на котором размещаются пружины,  $d_{np} = 0,7 m \cdot z$ , ( $k_{дп} = 0,7$ ).

Суммарное усилие пружин [соотношения (3.3.6), (3.3.8)]

$$P_{np,i} = \frac{k_{np}}{k_{дп}} P_i = \frac{1,3}{0,7} P_i = 1,86 P_i.$$

Суммарное усилие пружин для колес  $Z_1$  и  $Z_3$  (с учетом П.3.7б, в)

а)  $P_{np,1} = 1,86 P_1 = 1,86 \cdot 18,2 = 33,9 \text{ Н};$

б)  $P_{np,3} = 1,86 P_3 = 1,86 \cdot 3,6 = 6,7 \text{ Н}.$

П.3.9. КПД мультипликатора. Общий КПД [выражение (3.3.15)]:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_o \eta_{I,II} \eta_{II,III} \eta_n.$$

По зависимости (3.3.16) КПД:

а) шестеренно-реечной передачи при коэффициенте перекрытия  $\epsilon_n = 1,1$

$$\begin{aligned} \eta_o &= 1 - \frac{P_i + 2,92}{P_i + 0,174} \cdot \frac{\pi \cdot \epsilon_n \cdot f}{2} (2k_{np} + 1) \left( \frac{1}{z_o} + \frac{1}{\infty} \right) = \\ &= 1 - \frac{91 + 2,92}{91 + 0,174} \cdot \frac{3,14 \cdot 1,1 \cdot 0,1}{2} (2 \cdot 1,3 + 1) \frac{1}{20} = 0,968; \end{aligned}$$

б) передачи  $Z_1 / Z_2$  при  $\epsilon_n = 1,2$

$$\eta_{I,II} = 1 - \frac{18,2 + 2,92}{18,2 + 0,174} \cdot \frac{3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,1}{2} (2 \cdot 1,3 + 1) \left( \frac{1}{100} + \frac{1}{20} \right) = 0,953;$$

в) передачи  $Z_3 / Z_4$  при  $\epsilon_n = 1,2$

$$\eta_{II,III} = 1 - \frac{3,6 + 2,92}{3,6 + 0,174} \cdot \frac{3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,1}{2} (2 \cdot 1,3 + 1) \left( \frac{1}{100} + \frac{1}{20} \right) = 0,930.$$

КПД одной пары однорядных радиальных шариковых подшипников  $\eta = 0,99$ .

Тогда КПД мультипликатора

$$\eta_{\Sigma} = 0,968 \cdot 0,953 \cdot 0,93 \cdot 0,99^3 = 0,824.$$

П.3.10. Приведенные крутящие моменты на валах [формула (3.3.17)]:

$$\text{I} \quad M_{Iп} = \frac{M_{Iд}}{\eta_{\Sigma}} = \frac{0,91}{0,824} = 1,1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1100 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\text{II} \quad M_{IIп} = \frac{M_{IIд}}{\eta_{II,III} \eta_n^2} = \frac{0,18}{0,93 \cdot 0,99^2} = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{м} = 200 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\text{III} \quad M_{IIIп} = \frac{M_{IIIд}}{\eta_n} = \frac{0,02}{0,99} = 0,02 \text{ Н} \cdot \text{м} = 20 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

П.3.11. Наибольшие окружные усилия (с учетом КПД и действия лф-товывбирающих пружин) в зацеплениях зубчатых передач [выражение (3.3.19)]:

а) шестерня-рейка

$$P_o = \frac{2M_{In}}{m \cdot z_o} (1+k_{np}) = \frac{2 \cdot 1,1}{0,001 \cdot 20} (1+1,3) = 253 \text{ Н};$$

б) в зацеплении  $z_1/z_2$

$$P_{1,2} = \frac{2M_{In}}{m \cdot z_1} (1+k_{np}) = \frac{2 \cdot 1,1}{0,001 \cdot 100} (1+1,3) = 50,6 \text{ Н};$$

в) в передаче  $z_3/z_4$

$$P_{3,4} = \frac{2M_{In}}{m \cdot z_3} (1+k_{np}) = \frac{2 \cdot 0,2}{0,001 \cdot 100} (1+1,3) = 10,4 \text{ Н}.$$

П.3.12. Наибольшие радиальные усилия, действующие в зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых передач ( $\alpha = 20^\circ$ ) [зависимость (3.3.20)]:

а) шестерня-рейка

$$T_o = P_o \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 253 \cdot 0,364 = 92,13 \text{ Н};$$

б) в зацеплении  $z_1/z_2$

$$T_{1,2} = P_{1,2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 50,6 \cdot 0,364 = 18,4 \text{ Н};$$

в) в передаче  $z_3/z_4$

$$T_{3,4} = P_{3,4} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 10,4 \cdot 0,364 = 3,8 \text{ Н}.$$

#### П.4. Прочностной расчет

П.4.1. Расчет зубчатых передач:

а) оцениваем изгибную прочность зубьев наиболее нагруженного зацепления шестерня-рейка по соотношению (3.4.1). Для материала сталь 35 нормализованная находим по табл.3.4.5  $[\sigma]_u = 100 \text{ МПа}$  и  $[\sigma]_K = 390 \text{ МПа}$ .

Модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Учитывая П.1.9а, определяем по табл.3.4.2  $K_d = 1$ . Для колеса  $z_o$ , расположенного ближе к одной из опор (рис.9), вычисляем параметр

$$0,5(u+1) \frac{b}{r_w} = 0,5(0+1) \frac{5}{10} = 0,25$$

и по табл.3.4.3 выбираем  $K_K = 1,07$ . Согласно рекомендациям, для прямозубых колес  $K_n = 1$ . Коэффициент формы зуба  $y_{20} = 389$  для  $z_o = 20$ , а для рейки  $y_p = 0,55$  (табл.3.4.4). Тогда напряжения изгиба [формула (3.4.1)] для зубьев

шестерни

$$\sigma_u = \frac{P_o \cdot K_d \cdot K_K}{y_{20} \cdot b \cdot m \cdot K_n} = \frac{253 \cdot 1 \cdot 1,07}{0,389 \cdot 5 \cdot 1 \cdot 1} = 139,2 \text{ МПа} > [\sigma]_u = 100 \text{ МПа};$$

рейки

$$\sigma_u = \frac{P_o \cdot K_d \cdot K_K}{y_p \cdot b \cdot m \cdot K_n} = \frac{253 \cdot 1 \cdot 1,07}{0,55 \cdot 5 \cdot 1 \cdot 1} = 98,4 \text{ МПа} < [\sigma]_u;$$

б) контактные напряжения с учетом П.3.10, а также равенства  $E_1 = E_2 = E$  [соотношение (3.4.7)]

$$\sigma_K = \frac{2,08}{m \cdot z_0} \sqrt{\frac{E \cdot M_{In} \cdot K_d \cdot K_K}{\beta \cdot K_n}} = \frac{2,08}{1 \cdot 20} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1100 \cdot 1 \cdot 1,07}{5 \cdot 1}} = 731,2 \text{ МПа} > [\sigma]_K = 390 \text{ МПа};$$

в) анализируя полученные результаты, делаем заключение, что прочность шестеренно-реечной передачи не обеспечена. Из формулы (3.4.7) видно, что прочность может быть повышена за счет увеличения числа зубьев шестерни, ее ширины, модуля передачи, а также использования материала с более высоким  $[\sigma]_K$ .

Изменение числа зубьев и модуля принципиально возможно, но требует повторного проведения кинематического и других расчетов, а также изменений габарита мультипликатора. Применение материала с более высокими прочностными свойствами (например, сталь 40Х,  $[\sigma]_K = 715 \text{ МПа}$  по табл.3.4.5) иногда экономически нецелесообразно. Поэтому следует пойти по пути увеличения ширины шестерни. Для этого воспользуемся зависимостью (3.4.7):

$$\beta = \frac{4,33}{m^2 z_0^2} \frac{E M_{In} K_d K_K}{[\sigma]_K^2 k_n} = \frac{4,33}{1^2 20^2} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1100 \cdot 1 \cdot 1,07}{390^2 \cdot 1} \approx 17,6 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину одной половины разрезной шестерни  $\beta = 18 \text{ мм}$ , при этом по соотношению (3.4.1)  $\sigma_u = 38,7 \text{ МПа} < [\sigma]_u = 100 \text{ МПа}$ ;

г) контактные напряжения в зацеплении  $z_1/z_2$ . Уточним значение  $K_K$  (табл.3.4.3). Параметр

$$0,5(u+1) \frac{\beta}{A} = 0,5(5+1) \frac{5}{60} = 0,25.$$

Соответственно  $K_K = 1,07$ . Тогда [выражение (3.4.7)]

$$\sigma_K = \frac{1,04}{m \cdot z_1} \sqrt{\frac{E(u+1) M_{In} K_d K_K}{\beta \cdot k_n}} = \frac{1,04}{1 \cdot 100} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 (5+1) 1100 \cdot 1 \cdot 1,07}{5 \cdot 1}} = 179,1 \text{ МПа} < [\sigma]_K = 390 \text{ МПа}.$$

Проверка на изгиб является излишней, так как окружное усилие  $P_1 \ll P_0$  (П.3.11), а величина модуля  $m$  та же.

По технологическим соображениям для всех передач сохраняем одинаковый модуль  $m = 1 \text{ мм}$ ;

д) учитывая запас по допускаемому напряжению, уточним величину половины ширины колес  $z_1, z_2$  [выражение (3.4.7)]:

$$\beta_{1,2} = \frac{1,08}{m^2 z_i^2} \frac{E(u+1) M_{In} K_d K_K}{[\sigma]_K^2 \cdot k_n} = \frac{1,08}{1 \cdot 100^2} \frac{2,1 \cdot 10^5 (5+1) 1100 \cdot 1 \cdot 1,07}{390^2 \cdot 1} \approx 1,1 \text{ мм.}$$

Для обеспечения жесткости колеса принимаем  $b_{1,2} = 3 \text{ мм}$ . Пересчет моментов инерции вращающихся узлов по формулам (3.3.1), (3.3.5) не производим. Ранее полученные значения приведенных динамических моментов (П.3.10) окажутся несколько завышенными. Это повысит надежность расчета и соответственно-мультипликатора.

Ширину колес  $Z_3, Z_4$  принимаем равной  $b_{1,2}$ .

П.4.2. Расчет валов:

а) принимая  $[\tau] = 63,7 \text{ МПа}$  (сталь 45) и  $\lambda_* = 0,22$  и учитывая результаты расчета (П.3.10), находим диаметр наиболее нагруженного вала из условия прочности штифтового соединения [формула (3.4.12)]:

$$d_B = 1,37 \sqrt[3]{\frac{M_K}{\lambda_*^2 [\tau]_{\text{ср}}}} = 1,37 \sqrt[3]{\frac{1100}{0,22^2 \cdot 63,7}} = 9,7 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 6636-80, ближайший больший предпочтительный диаметр 10 мм.

Из технологических соображений принимаем диаметры всех валов

$$d_{BI} = d_{BII} = d_{BIII} = 10 \text{ мм};$$

б) штифты принимаем цилиндрические, а их диаметр [соотношение (3.4.13)]

$$d_{шт} = \lambda_* \cdot d_B = 0,22 \cdot 10 = 2,2 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 3128-70, ближайший больший диаметр штифта  $d_{шт} = 2,5 \text{ мм}$ , который принимаем для всех штифтовых соединений мультипликатора;

в) проводим приближенный расчет того же вала (рис.8) по эквивалентному напряжению в опасном сечении. Опорные реакции (рис.8) показаны в плоскости YOX на рис.9а. Составим уравнения статики и, используя радиальные усилия (П.3.12), находим

$$\left. \begin{aligned} \sum Y &= R_{By} - T_o + T_1 - R_{Ay} = 0; \\ \sum M(A) &= R_{By} \cdot 85 - T_o(85-30) + T_1(85-30-30) = 0 \end{aligned} \right\},$$

откуда

$$R_{By} = \frac{T_o(85-30) - T_1(85-30-30)}{85} = \frac{92,1 \cdot 55 - 18,4 \cdot 25}{85} = 54,2 \text{ Н},$$

$$R_{Ay} = R_{By} - T_o + T_1 = 54,2 - 92,1 + 18,4 = -19,5 \text{ Н},$$

т.е.  $R_{Ay}$  направлена в ту же сторону, что и  $R_{By}$  (знак -);

г) известными из сопромата методами строим эпюру изгибающих моментов в плоскости YOX (рис.9б). Разбиваем вал-балку на 3 участка, на которых ее поочередно рассекаем. Отбрасываем левую часть, а действие последней на правую заменяем изгибающим моментом в сечении. Для оставленной части записываем уравнение моментов относительно упомянутого сечения. Следуя изложенной методике, получаем уравнения:

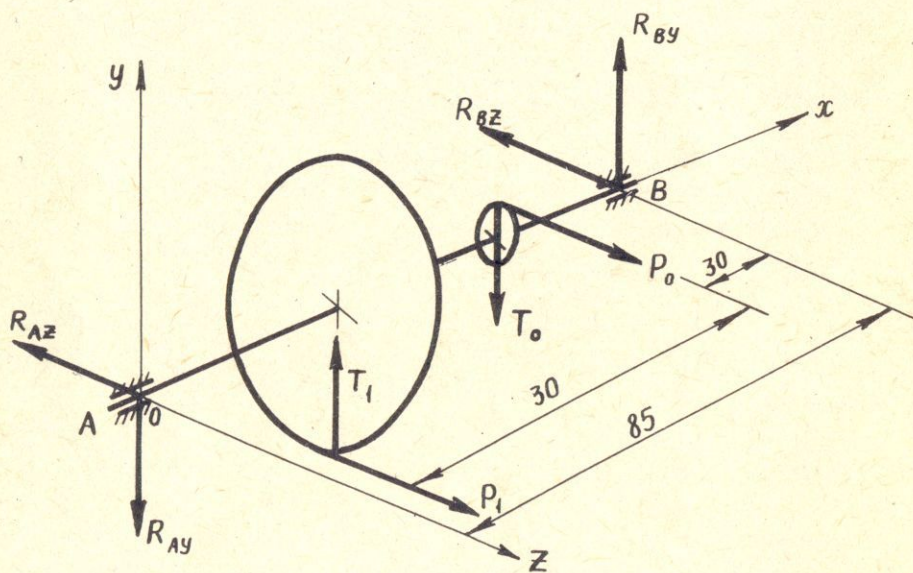


Рис.8



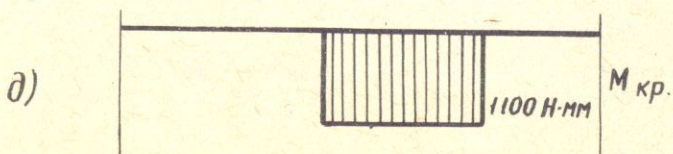
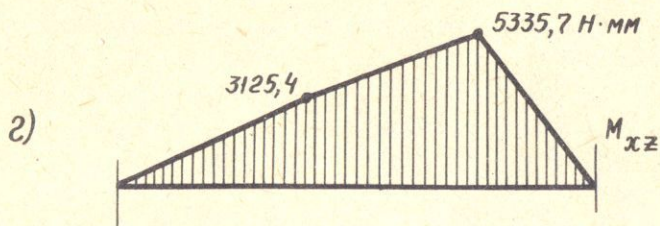
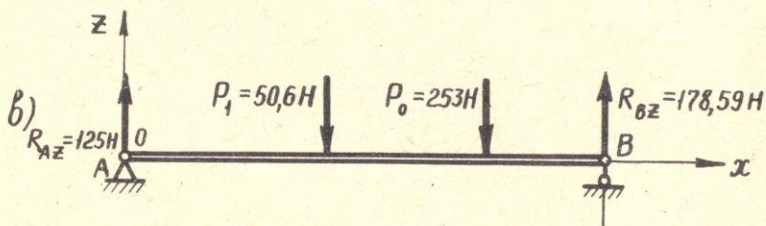
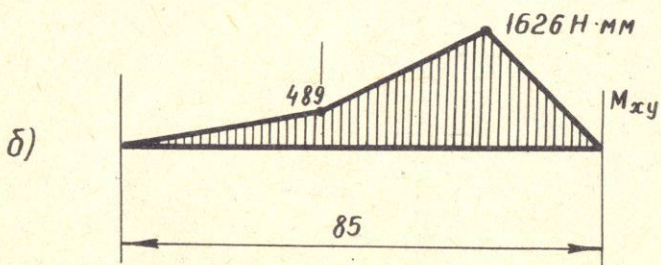
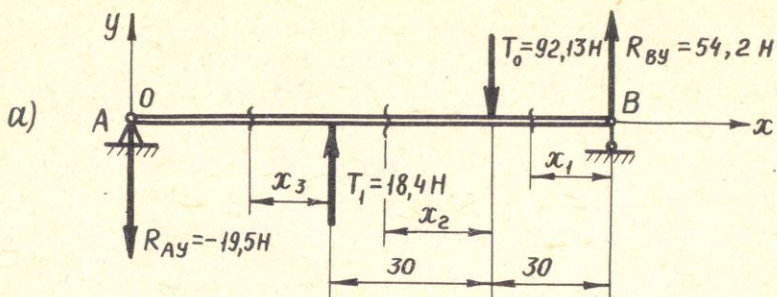


Рис.9

для первого участка

$$\sum M(x_1) = R_{By} x_1 - M_{x_1} = 0;$$

$$M_{x_1} = R_{By} x_1 = 54,2 x_1.$$

При  $x_1 = 0 \sim M_{x_1} = 0$ , а при  $x_1 = 30$

$$M_{x_1} = 54,2 \cdot x_1 = 54,2 \cdot 30 = 1626 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

для второго

$$\sum M(x_2) = R_{By}(30+x_2) - T_0 x_2 - M_{x_2} = 0;$$

$$M_{x_2} = R_{By}(30+x_2) - T_0 x_2 = 54,2(30+x_2) - 92,1 x_2.$$

При  $x_2 = 0 \sim M_{x_2} = 1626 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ , а при  $x_2 = 30$

$$M_{x_2} = 54,2(30+30) - 92,1 \cdot 30 = 489 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

для третьего

$$\sum M(x_3) = R_{By}(60+x_3) - T_0(30+x_3) + T_1 x_3 - M_{x_3} = 0;$$

$$M_{x_3} = R_{By}(60+x_3) - T_0(30+x_3) + T_1 x_3.$$

При  $x_3 = 0 \sim M_{x_3} = 489 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ,

а при  $x_3 = 85 - 30 - 30 = 25 \text{ мм}$

$$M_{x_3} = R_{By}(60+25) - T_0(30+25) + T_1 \cdot 25 =$$

$$= 54,2 \cdot 85 - 92,13 \cdot 55 + 18,4 \cdot 25 = 0;$$

д) отыскиваем опорные реакции в плоскости  $ZOX$  (рис. 9в):

$$R_{Bz} = \frac{P_1 \cdot 25 + P_0 \cdot 55}{85} = \frac{50,6 \cdot 25 + 253 \cdot 55}{85} = 178,59 \text{ Н};$$

$$R_{Az} = P_1 + P_0 - R_{Bz} = 50,6 + 253 - 178,59 \text{ Н} = 125 \text{ Н};$$

е) строим эпюру изгибающих моментов в плоскости  $ZOX$  (рис. 9г).

Изгибающий момент:

на первом участке

$$M_{x_1} = R_{Bz} x_1 = 178,59 x_1;$$

$$M_{x_1} = 0, \quad (x_1 = 0);$$

$$M_{x_1} = 178,59 \cdot 30 = 5335,7 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (x_1 = 30);$$

на втором участке

$$M_{x_2} = R_{Bz}(30+x_2) - P_0 x_2 = 178,59(30+x_2) - 253 x_2;$$

$$M_{x_2} = 178,59 \cdot 30 = 5335,7 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (x_2 = 0);$$

$$M_{x_2} = 178,59(30+30) - 253 \cdot 30 = 3125,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (x_2 = 30);$$

на третьем участке

$$M_{x_3} = R_{Bz}(60+x_3) - P_0(30+x_3) - P_1 x_3 =$$

$$= 178,59(60+x_3) - 253(30+x_3) - 50,6 x_3;$$

$$M_{x_3} = 178,59 \cdot 60 - 253 \cdot 30 = 3125,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (x_3 = 0);$$

$$M_{x_3} = 178,59 \cdot 85 - 253 \cdot 55 - 50,6 \cdot 25 = 0, \quad (x_3 = 25);$$

ж) строим эпюру крутящих моментов (рис. 9д), используя расчеты по П.3.10. В интервале между колесами  $Z_0$  и  $Z_1$  действует  $M_{In} = 1100 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ;

з) анализируя эшоры, приходим к заключению, что опасное сечение будет несколько левее размещения шестерни  $Z_0$ ;

и) определяем эквивалентный момент в опасном сечении [соотношение (3.4.13)]:

$$M_{\text{экв.}} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2 + M_{\text{кр}}^2} = \sqrt{1626^2 + 5335,7^2 + 1100^2} = 5685,38 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

к) определяем диаметр вала по напряжениям изгиба, принимая  $[\sigma]_{\text{и}} = 64 \text{ МПа}$  [табл. 3.4.7, сталь 35 нормализованная, формула (3.4.15)]:

$$d_{\text{вI}} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{экв.}}}{\pi [\sigma]_{\text{и}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5685,38}{3,14 \cdot 64}} = 9,8 \text{ мм} \xrightarrow{\text{ГОСТ}} 10 \text{ мм}.$$

Таким образом, диаметр вала, полученный по условиям прочности штифтового соединения, весьма близок к рассчитанному по напряжениям изгиба и эквивалентному моменту. По технологическим соображениям, как отмечалось в П.2.1а, для всех валов мультипликатора принимаем

$$d_{\text{вI}} = d_{\text{вII}} = d_{\text{вIII}} = 10 \text{ мм}.$$

#### П.4.3. Подбор подшипников и проверка их долговечности

Подбор подшипников качения проводим по динамической грузоподъемности. Расчет ведем по наиболее нагруженному валу (рис.9):

а) результирующие реакции на опорах [выражение (3.4.26) и П.4.2в,д]

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(-19,5)^2 + 125,0^2} = 126,5 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{54,2^2 + 178,59^2} = 186,6 \text{ Н};$$

б) подбираем подшипники по наиболее нагруженной опоре В. Ориентируемся на однорядный радиальный подшипник легкой серии № 28 с параметрами  $d_{\text{вн}} = 8 \text{ мм}$ ,  $D_{\text{нар.}} = 24$ , шириной  $B = 7 \text{ мм}$ ; динамической грузоподъемностью  $C_{\text{кат}} = 262 \text{ кгс} = 2568 \text{ Н}$ , статической грузоподъемностью  $C_0 = 138 \text{ кгс} = 1352 \text{ Н}$ . Осевая нагрузка  $R_{Ax}$  отсутствует. Соответственно ее отношение к статической грузоподъемности

$$\frac{R_{Ax}}{C_0} = 0 < e.$$

Тогда  $X = 1$ , а  $Y = 0$ . По диаметру вала (П.4.2а,к) принимаем  $K_{\delta} = 1,26$ ,  $K_T = 1$  и  $V = 1$  (вращается внутреннее кольцо).

Определяем нагрузку [зависимость (3.4.28)]:

$$P_2 = (XV R_B + Y R_{Bx}) K_{\delta} K_T = (1 \cdot 1 \cdot 186,6) \cdot 1,26 \cdot 1 = 235 \text{ Н};$$

в) расчетная долговечность [формула (3.4.30)]:

$$L = \left( \frac{C_{кат}}{\rho_3} \right)^3 = \left( \frac{2568}{235,0} \right)^3 \approx 1305 \text{ млн. об.}$$

Наибольшая угловая скорость вала III  $\omega_{III} = 609 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  (П.1.8). Полагая, что в процессе работы станка скорость всегда будет максимальной, найдем расчетную долговечность:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \omega_{III}} = \frac{1305 \cdot 10^6}{60 \cdot 609,1} = 35708 \text{ ч.}$$

Такая долговечность больше минимально допустимой. Последняя для редукторов общего назначения по ГОСТ 16162-78 составляет 36000 часов. С целью унификации покупных изделий все подшипники принимаем одинаковыми - № 28.

#### П.4.4. Расчет люфтовывбирающих пружин:

а) используем пружины растяжения;

б) вводим геометрические ограничения для люфтовывбирающих пружин растяжения:

по наружному диаметру  $D_n < 2b_{1,3}$ , причем для колес  $Z_1$  и  $Z_2$   
 $2b_{1,3} = 6 \text{ мм}$  (П.4.1д);

по длине под нагрузкой [формула (3.4.50), учитывая  $k_{\partial n} = 0,7$ , входящий в выражение (3.3.7)]

$$H_H \leq [H_H]_p = k_{\partial n} \cdot m \cdot z_{1,3} \cdot \tan 40^\circ = 0,7 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 0,84 = 58,7 \text{ мм} \approx 59 \text{ мм};$$

в) определяем диаметр размещения пружины [формула (3.3.7)]:

$$d_{np} = k_{\partial n} \cdot m \cdot z_{1,3} = 0,7 \cdot 1 \cdot 100 = 70 \text{ мм};$$

г) отыскиваем перемещение концов пружины при натяжении [соотношение (3.2.31), принимаем  $K_\Sigma = 5$ ]:

$$H = K_\Sigma \cdot \pi \cdot m \cdot \frac{d_{np}}{m \cdot z_{1,3}} = 5 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot \frac{70}{1 \cdot 100} = 11 \text{ мм};$$

д) находим индекс пружины при принятом  $d = 1 \text{ мм}$  и  $D_n = 2b = 6 \text{ мм}$  [выражение (3.4.34)]:

$$C_* = \frac{D_n - d}{d} = \frac{6 - 1}{1} = 5;$$

е) вычисляем коэффициент формы пружины:

$$K = \frac{4C_* - 1}{4C_* - 4} + \frac{0,615}{C_*} = \frac{4 \cdot 5 - 1}{4 \cdot 5 - 4} + \frac{0,615}{5} = 1,31;$$

ж) рассчитываем усилие, развиваемое одной пружиной [зависимость (3.3.8) и П.3.8б, в] для числа  $n_{np1}$  пружин на одном колесе:

для колеса  $Z_1$  и  $n_{np1} = 4$

$$P_{np1}^* = \frac{P_{np1}}{n_{np1}} = \frac{33,9}{4} = 8,5 \text{ Н};$$

для колеса  $Z_3$  и  $n_{np3} = 2$

$$P_{np3}^* = \frac{P_{np3}}{n_{np3}} = \frac{6,7}{2} = 3,4 \text{ Н};$$

з) оцениваем способность проволоки пружины обеспечить требуемое усилие [формула (3.4.37)]. Для проволоки марки П  $d = 0,8 \text{ мм}$  принимаем по табл. 3.4.8  $[\tau]_K = 1060 \text{ МПа}$ :

$$P_{max} = 0,393 \frac{d^3 [\tau]_K}{K(D_n - d)} = 0,393 \frac{1^3 \cdot 1060}{1,31(6-1)} = 63,6 \text{ Н}.$$

Это превышает усилия одной пружины (П.4.4ж,3), а принятый диаметр проволоки приемлем;

и) определяем деформацию одного витка под нагрузкой  $P_{max}$  [выражение (3.4.38)]:

$$f_B = 0,001 \frac{(D_n - d)^3}{d^4} P_{max} = 0,001 \frac{(6-1)^3}{1^4} 63,6 = 7,95 \approx 8 \text{ мм};$$

к) находим число рабочих витков пружин колес  $Z_1, Z_3$  [формула (3.4.39)]:

$$n_{z1} = \frac{P_{max} \cdot H}{P_{np1}^* \cdot f_B} = \frac{63,6 \cdot 11}{8,5 \cdot 8} = 10,3 \approx 11 \text{ витков};$$

$$n_{z3} = \frac{P_{max} \cdot H}{P_{np3}^* \cdot f_B} = \frac{63,6 \cdot 11}{3,4 \cdot 8} = 25,7 \approx 26 \text{ витков};$$

л) вычисляем предельные усилия, которые способны развить пружины [выражение (3.4.40)]:

$$P_{пред.} = P_{max} \frac{f_B + 0,1d}{f_B} = 63,6 \frac{8 + 0,1 \cdot 1}{8} = 64,4 \text{ Н};$$

м) рассчитываем длины пружин колес  $Z_1$  и  $Z_3$ :  
в свободном состоянии [зависимость (3.4.41)]

$$H_{*1} = d(n_{z1} + 1) = 1 \cdot (11 + 1) = 12 \text{ мм};$$

$$H_{*3} = d(n_{z3} + 1) = 1 \cdot (26 + 1) = 27 \text{ мм};$$

по местам крепления [соотношение (3.4.42)]

$$H_{K1} = H_{*1} + (D_n - 2d) = 12 + (6 - 2 \cdot 1) = 16 \text{ мм};$$

$$H_{K3} = H_{*3} + (D_n - 2d) = 27 + (6 - 2 \cdot 1) = 31 \text{ мм};$$

под наименьшей нагрузкой [формула (3.4.43)]

$$H_{H1} = H_{K1} + f_B n_{z1} \frac{P_{np1}^*}{P_{max}} = 16 + 8 \cdot 11 \frac{8,5}{63,6} = 27,8 \text{ мм} < [H_H] = 59 \text{ мм};$$

$$H_{H3} = H_{K3} + f_B n_{z3} \frac{P_{np3}^*}{P_{max}} = 31 + 8 \cdot 26 \frac{3,4}{63,6} = 42,1 \text{ мм} < [H_H] = 59 \text{ мм};$$

н) отыскиваем длину проволоки пружин колес  $Z_1$  и  $Z_3$  [выражение (3.4.49)]:

$$l_{n_1} = \pi(D_n - d)(n_{z_1} + 2) = 3,14(6-1)(1+2) = 204,1 \text{ мм} \approx 204 \text{ мм};$$

$$l_{n_3} = \pi(D_n - d)(n_{z_3} + 2) = 3,14(6-1)(26+2) = 439,6 \text{ мм} \approx 440 \text{ мм}.$$

Для размещения и закрепления пружин в зубчатых колесах конструируются "окна" либо используются другие технические решения.

## П.5. Точностной расчет

На основе ранее полученных результатов выполняется окончательная компоновка мультипликатора, после чего осуществляется оценка точности, включающая в себя расчет размерных цепей и наибольшей угловой погрешности привода датчика обратной связи.

П.5.1. Расчет размерных цепей вероятностным методом (в качестве примера рассматривается одна цепь):

а) составляем увязочный эскиз (рис.10а) размерной цепи вала  $\bar{I}$ ;

б) присваиваем цепи буквенный индекс - А;

в) выявляем замыкающее звено и тип каждого из составляющих звеньев. Звеньям присваиваем подстрочные индексы. Принимаем в качестве замыкающего  $A_\Delta$  - символический зазор между правыми заплечиком вала  $\bar{I}$  и подшипником качения. Звенья  $A_1, \dots, A_3, A_6, A_7$  - уменьшающие, а  $A_4, A_5$  - увеличивающие;

г) строим схему рассчитываемой цепи (рис.10б);

д) определяем номинальный размер замыкающего звена, используя формулу (3.5.1). При  $\xi_j = 1$

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_j A_j = A_4 + A_5 - A_1 - A_2 - A_6 - A_3 - A_7 = 107 + 8 - 100 - 4 - 3,5 - 3,5 - 4 = 0;$$

е) ориентировочно (из конструкторско-технологических соображений) назначаем допуск на замыкающее звено  $T_{\Delta*} = 200 \text{ мкм}$ ;

ж) среднее число единиц допуска замыкающего звена, приходящееся на одно составляющее звено (исключая стандартизированные детали), находим по выражению (3.5.2), используя табл.3.5.1, 3.5.2 и табл. 2 [1.8].

Одновременно формируем таблицу, в которой заполняем колонки I ...4, а при наличии данных 9, 10 и другие по мере получения результатов. Строку  $A_\Delta$  оставляем свободной.

Полагая распределение отклонений размеров  $A_2$  и  $A_7$  по нормальному закону (Гаусса),  $A_5$  - по неизвестному и остальные - по закону равнобедренного треугольника (Симпсона), заполняем колонку 10 таб-

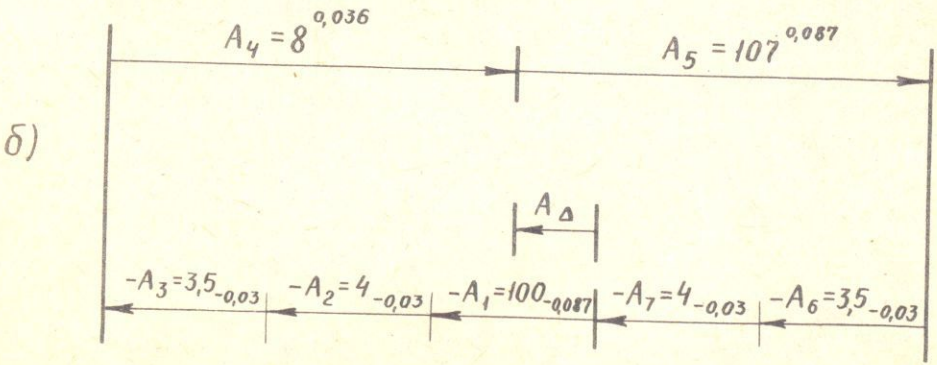
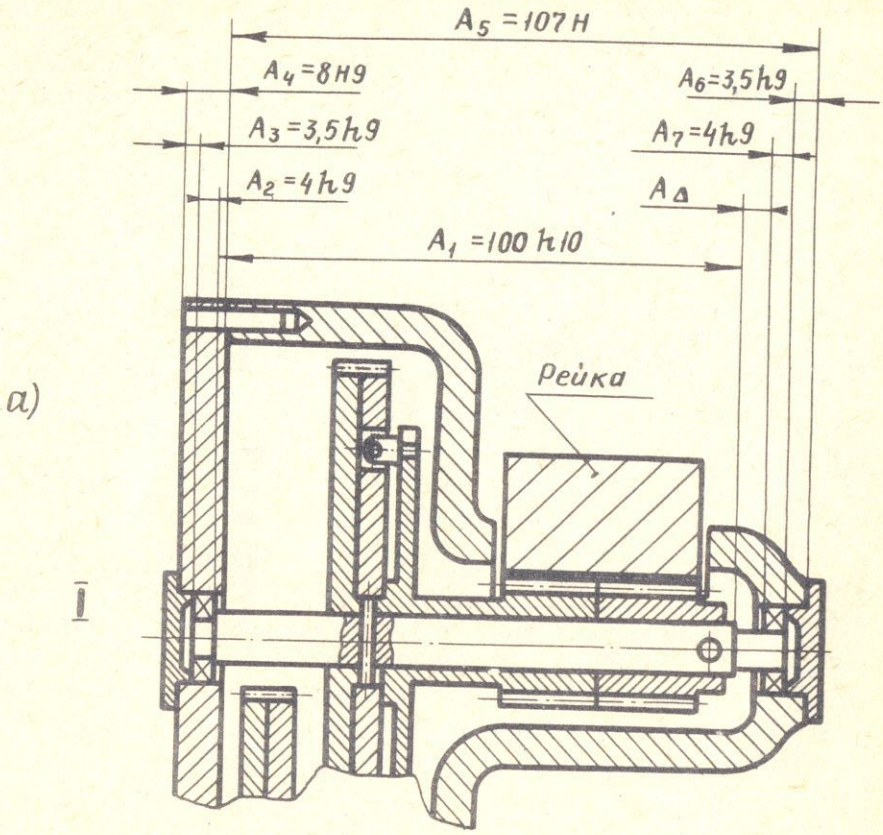


Рис. 10

лицы. Принимая коэффициент риска  $p = 0,27\%$  и  $t_{\Delta} = 3$ , получаем

$$a_m = \frac{T_{\Delta}^*}{t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} i_j^2 \lambda_j^2}} = \frac{200}{3 \sqrt{2,2^2 \cdot 0,41^2 + 2 \cdot 0,73^2 \cdot 0,33^2 + 2 \cdot 0,73^2 \cdot 0,41^2 + 0,89^2 \cdot 0,41^2 + 2 \cdot 2^2 \cdot 0,58^2}} = \frac{200}{5,08} = 39,4 \text{ ед. допуска};$$

Таблица 5.1.1п

Звено $j$ Обозначение	Номинал значение	Интервал, размер	Единицы до- пуска	Предельные отклонения, МКМ		Коор- дина- ты сере- дины поля допус- ка $E_{cj}$ , МКМ	Поле допу- ска $T_j$ , МКМ	$\alpha_j$	$\lambda_j$
				$ES_j$ , $es_j$	$EI_j$ , $ei_j$				
$A_j$	$A_j$	$D_{min} \dots D_{max}$	$i_j$						
	мм	МКМ	МКМ						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
-A <sub>1</sub>	100	80...120	2,2	0	-87	-44	87	0,1	0,41
-A <sub>2</sub>	4	3... 6	0,73	0	-30	-15	30	0	0,33
-A <sub>3</sub>	3,5	3... 6	0,73	0	-30	-15	30	0,25	0,41
+A <sub>4</sub>	8	6... 10	0,89	36	0	18	36	-0,15	0,41
+A <sub>5</sub>	107	80...120	2,2	87	0	44	87	-0,2	0,58
-A <sub>6</sub>	3,5	3... 6	0,73	0	-30	-15	30	0,25	0,41
-A <sub>7</sub>	4	3... 6	0,73	0	-30	-15	30	0	0,33
-A <sub>Δ</sub>	0			59	-143	-42	202		

з) по числу единиц допуска определяем качество. По табл.3.5.3 находим ближайшее значение  $a_m = 40$ , что соответствует 9-му качеству точности;

и) принимаем на составляющие звенья  $A_4, A_5$  допуски основного отверстия  $H9$ , а на остальные - вала  $h9$ . Соответственно СТ СЭВ 145-75 заполняем табл. 5.1.1п, колонки 5, 6, 8;

к) вычисляем для каждого  $j$ -го звена координату середины поля допуска [зависимость (3.5.3)]:

$$E_{cj} = \frac{ES_j + EI_j}{2}, \quad E_{sj} = \frac{es_j + ei_j}{2}.$$

Заполняем 7-ю колонку таблицы;

л) определяем поле допуска замыкающего звена [формула (3.5.4)]: при  $\xi = 1$ :



$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \xi_j^2 \lambda_j^2 T_j^2} = 3 \sqrt{0,41^2 \cdot 87^2 + 0,33^2 \cdot 30^2 \cdot 2 + 0,41^2 \cdot 30^2 \cdot 2 + 0,58^2 \cdot 87^2 + 0,41^2 \cdot 36^2} = 202 \text{ мкм.}$$

Вносим результат в табл.5.1.1п, колонку 8 ;

м) вследствие отсутствия экспериментальных данных по коэффициентам относительной асимметрии воспользуемся рекомендациями (разд.3.5.1), заполняем табл.5.1.1п, колонку 9;

н) отыскиваем координату середины поля допуска замыкающего звена [формула (3.5.5)] при  $\xi_j = 1$ :

$$E_{C_{\Delta}} = \sum_{j=1}^{m-1} (\xi_j^2 E_{C_j} + \alpha_j \frac{|\xi_j| T_j}{2}) = -44 + 0,1 \cdot 87 \cdot 0,5 - 15 + 0,30 \cdot 0,5 - 15 + 0,25 \cdot 30 \cdot 0,5 + 18 - 0,15 \cdot 36 \cdot 0,5 + 44 - 0,2 \cdot 87 \cdot 0,5 - 15 + 0,25 \cdot 30 \cdot 0,5 - 15 + 0,30 \cdot 0,5 = -41,6 \text{ мкм} = -42 \text{ мкм.}$$

Результат заносим в табл.5.1.1п, колонку 7;

о) находим предельные отклонения замыкающего звена [соотношения (3.5.6) и (3.5.7)]:

$$E_{S_{\Delta}} = E_{C_{\Delta}} + 0,5 T_{\Delta} = -42 + 0,5 \cdot 202 = 59 \text{ мкм};$$

$$E_{I_{\Delta}} = E_{C_{\Delta}} - 0,5 T_{\Delta} = -42 - 0,5 \cdot 202 = -143 \text{ мкм.}$$

Полученные результаты вводим в таблицу, колонки 5 и 6. Поскольку номинальный размер замыкающего звена равен нулю, то полученные значения являются его предельными размерами;

п) определяем теоретические предельные отклонения замыкающего звена, которые могут быть получены при самых неблагоприятных сочетаниях допусков составляющих звеньев [выражения (3.5.8) и (3.5.9)]:

$$E_{S_{\Delta T}} = \sum_{j=1}^{m-1} E_{S_j} - \sum_{j=1}^{m-1} e_{i_j} = 36 + 87 + 87 + 30 + 30 + 30 + 30 = 330 \text{ мкм},$$

$$E_{I_{\Delta T}} = \sum_{j=1}^{m-1} e_{i_j} - \sum_{j=1}^{m-1} E_{S_j} = -87 - 30 - 30 - 30 - 30 - 36 - 87 = -330 \text{ мкм};$$

р) анализ показывает, что в случае принятых исходных данных (качестве, отклонениях и т.д.) вероятный натяг в размерной цепи не будет превышать 0,14 мм. При необходимости его можно компенсировать прокладками под крышками подшипников, а наличие вероятного небольшого осевого зазора порядка 0,06 мм компенсируется температурными деформациями вала I при функционировании привода ДЭС. Таким образом, принятые в данной размерной цепи допуски составляющих звеньев обеспечат нормальную работу мультипликатора. Маловероятные значения, полученные по П.5.1п, в случае их появления компенсируются традиционными методами (дистанционные кольца, прокладки и т.д.). Если проектанта такой подход не устраивает, то, приняв

допуски более точного качества, проводят повторный расчет размерной цепи.

П.5.2. Расчет вероятной угловой погрешности привода датчика обратной связи. Степень точности зубчатых колес мультипликатора принимаем 5-6-N-Дс ГОСТ 1643-81, а вероятностный коэффициент  $\eta_b = 0,7$ . Мертвый ход в передачах устранен конструкторскими решениями. Погрешностью от зазора в подшипниках качения класса ВП, функционирующих в условиях осевого натяга, пренебрегаем. Из упомянутого стандарта и п. П.1.3, П.1.4, П.1.7 заимствуем исходные данные. Их систематизируем в табл.5.2.1п. Вычисления искомой погрешности ведем по зависимости (3.5.14), откуда предельно возможная угловая погрешность, приведенная к валу III,

$$\Delta\varphi_{\Sigma} = \frac{412\eta_b}{m} \left( \frac{F'_{30}}{z_4} + \frac{F'_{20}}{z_2} u_{2-3} + \frac{F'_{10}}{z_0} u_{1-3} \right) =$$

$$= \frac{412}{1} \cdot 0,7 \left( \frac{76}{20} + \frac{76}{20} \cdot 5 + \frac{152}{20} \cdot 25 \right) = 61372'' = 1023' = 17^\circ.$$

Анализ показывает, что угловой шаг щелей фотодиска (п.п. П.1.5, П.2.3д) составляет  $\Delta\gamma = 3^\circ 33' 51'' = 12832''$ , тогда погрешность в обработке сигнала управления

$$k_{**} = \frac{\Delta\varphi_{\Sigma}}{\Delta\gamma} = \frac{61372}{12832} \approx 4,8 \approx 5 \text{ импульсов.}$$

Это недопустимо, так как соответствует перемещению ОУ на 0,1 мм.

Из рассмотрения баланса погрешностей видно, что их основная доля вносится шестеренно-реечной передачей. Причем ее изготовление с меньшими погрешностями крайне затруднительно. Соответственно целесообразен переход к передаче винт-червяк (рейка)-червячное колесо (рис.2, 3, 4) с назначением специальных допусков. Одновременно необходимо использование зубчатых колес более высокой степени точности.

Следуя указанным путем, назначаем степень точности колес 4-D по ГОСТ 1643-81, а для пары однозаходный червяк-червячное колесо специальные допуски, которые сведены в табл.5.2.2п.

Тогда

$$\Delta\varphi_{\Sigma II} = \frac{412}{m} \eta_b \left( \frac{F'_{30}}{z_4} + \frac{F'_{20}}{z_2} u_{2-3} + \frac{F'_{10}}{z_0} u_{1-3} \right) =$$

$$= \frac{412}{1} \cdot 0,7 \left( \frac{31,2}{20} + \frac{31,2}{20} \cdot 5 + \frac{21,6}{20} \cdot 25 \right) = 10486'' = 174,8' = 2,9^\circ,$$

что вполне приемлемо.

Таблица 5.2.1п

Параметры зубчатого колеса!				Допуски, мкм			Переда- точное отноше- ние
Обозна- чение	Число зубьев	Модуль	Накоп- ленная погреш- ность шага зубчато- го коле- са $F_{pi}$	Погреш- ность профиля зуба $f_{fi}$	Наибольшая ки- нематическая погрешность зуб- чатого коле- са $F_i$	ки- нематическая погрешность передачи $F'_{j0}$	
	$Z_i$	$m_i$ , мм					$u_{j-3}$
$Z_4$	20	I	20	8	28	$F'_{30}=76$	$u_{3-3}=1$
$Z_3$	100	I	40	8	48		
$Z_2$	20	I	20	8	28	$F'_{20}=76$	$u_{2-3}=5$
$Z_1$	100	I	40	8	48		
$Z_0$	20	I	20	8	28	$F'_{10}=152$	$u_{1-3}=25$
рейка	$\infty$	I	100	24	124		

Таблица 5.2.2п

Параметры зубчатого колеса!				Допуски, мкм			Переда- точное отноше- ние
Обозна- чение	Число зубьев	Модуль	Накоп- ленная погреш- ность шага зубчато- го коле- са $F_{pi}$	Погреш- ность профиля зуба $f_{fi}$	Наибольшая ки- нематическая погрешность зуб- чатого коле- са $F_i$	ки- нематическая погрешность передачи $F'_{j0}$	
	$Z_i$	$m_i$ , мм					$u_{j-3}$
$Z_4$	20	I	8	3,6	11,6	$F'_{30}=31,2$	$u_{3-3}=1$
$Z_3$	100	I	16	3,6	19,6		
$Z_2$	20	I	8	3,6	11,6	$F'_{20}=31,2$	$u_{2-3}=5$
$Z_1$	100	I	16	3,6	19,6		
$Z_0$	20	I	8	3,6	11,6	$F'_{10}=21,6$	$u_{1-3}=25$
червяк	I	I	6	4	10		

П.5.3. Назначение посадок. Процедуру выбора и назначения поса-  
док проводим по алгоритму, (разд. 3.5.3).

#### П.6. Расчет передачи червяк (рейка)-червячное колесо

Необходимость обеспечения кинематической точности мультиплика-  
тора обусловила переход от шестеренно-реечной передачи к червяч-

но-реечной (см. компоновку рис. 7а). Отмеченное требует решения вопроса о способе установки червяка (рейки) на станине. Очевидно, наиболее рационально закрепление рейки по ее концам.

На нее будут влиять силы собственного веса и действующие в зацеплении. Первые по принятой компоновке мультипликатора направлены вниз, а вторые - вверх. Так как ОУ подвижен, то прогиб червяка (рейки) будет переменным. В крайнем положении ОУ он будет определяться, главным образом, силой собственного веса рейки, а в среднем - результирующей с учетом усилий в зацеплении. В остальной схеме расчета на прочность передачи аналогична схеме, описанной в П.4.1.

П.6.1. Прочностной расчет параметров передачи червяк (рейка) - червячное колесо  $Z_K$

1. Изгибная прочность. Принимаем модуль  $m_s = 1 \text{ мм}$ ; а по рекомендациям - червяк однозаходный. Так как он не вращается, используем для данной пары материал сталь 45, улучшенную с  $[\sigma]_{\text{II}} = 176 \text{ МПа}$  и  $[\sigma]_K = 588 \text{ МПа}$  (табл. 3.4.5). Принимаем наибольшее окружное усилие  $P_0 = 253 \text{ Н}$  (П.3.11а);  $q = 32$  и по табл. 3.3.1 находим:  $\lambda = 1,79^\circ$  ( $d_r = 32 \text{ мм}$ ). Приведенное число зубьев для  $Z_K = Z_0 = 20$

$$Z_{\text{пр}} = \frac{Z_K}{\cos^3 \lambda} = \frac{20}{\cos^3 1,79^\circ} = \frac{20}{0,997} = 20,06.$$

По табл. 3.4.4 выбираем  $y_K = 0,389$  и вычисляем для  $K \approx 1,3$  напряжения изгиба [формула (3.4.4)]:

$$\sigma_{\text{II}} = \frac{0,95 \cdot P_0 \cdot K}{q \cdot m_s \cdot y_K} = \frac{0,95 \cdot 253 \cdot 1,3}{32 \cdot 1 \cdot 0,389} = 25,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{II}} = 176 \text{ МПа};$$

2. Контактные напряжения. Определяем

длину контактной линии [выражение (3.4.10)]

$$b_K = \frac{0,6 d_r}{\cos \lambda} = \frac{0,6 \cdot q \cdot m_s}{\cos \lambda} = \frac{0,6 \cdot 32 \cdot 1}{\cos 1,79^\circ} = 19,4 \text{ мм}$$

и параметр

$$0,5(u+1) \frac{b_K}{r_w} = 0,5(0+1) \frac{19,4}{10} = 0,97.$$

Интерполируя значения коэффициентов (табл. 3.4.3), для полученного параметра находим  $K_K = 1,33$ . Определяем  $K_d = 1$  (П.1.9а, табл. 3.4.2). Искомое напряжение [П.3.10,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $E_1 = E_2 = E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , формула (3.4.11)]

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{1,54}{m_s Z_K} \sqrt{\frac{M_K E_K K_d K_K \cos \lambda}{q \cdot m_s \cdot \sin 2\alpha}} = \frac{1,54}{1 \cdot 20} \sqrt{\frac{1100 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1 \cdot 1,33 \cdot 0,99}{32 \cdot 1 \cdot 0,64}} =$$

$$= 289,6 \text{ МПа} < [\sigma]_K = 588 \text{ МПа};$$

Полученный результат показывает, что запас прочности по напряжениям изгиба примерно семикратный, а по контактным — двухкратный. Нерациональность подобного положения очевидна. Разрешив соотношение (3.4.9) относительно  $b_k$ , получим оптимальную длину линии контакта:

$$b_k = \frac{1,4 \cdot M_k E \cdot K_d \cdot K_k}{m_s^2 z_k^2 [\sigma]^2 \sin 2\alpha} = \frac{1,4 \cdot 1100 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1 \cdot 1,33}{1^2 20^2 \cdot 588^2 \cdot 0,64} = 4,6 \text{ мм} \approx 5 \text{ мм}.$$

П.6.2. Некоторые геометрические характеристики:

а) половина угла охвата [формула (3.2.30)]

$$\gamma^\circ = \frac{180 \cdot b_k}{\pi \cdot d_p} = \frac{180 \cdot 5}{3,14 \cdot 32} \approx 9^\circ;$$

б) ширина обода колеса (сдвоенного) [выражение (3.2.29)]

$$B = 2m_s(q+1,5) \sin \gamma^\circ = 2 \cdot 1(32+1,5) \sin 9^\circ = 10,5 \text{ мм};$$

в) диаметр окружности впадин червяка [соотношение (3.2.22)]

$$d_{i,4} = m_s(q-2,4) = 1(32-2,4) = 29,6 \text{ мм};$$

г) остальные геометрические параметры определяются по формулам (табл.3.2.4),

д) момент инерции поперечного сечения червяка [зависимость (3.4.20а)]

$$I_{04} = \frac{\pi \cdot d_{i4}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 29,6^4}{64} = 37663 \text{ мм}^4.$$

П.6.3. Прогиб червяка (рейки) под действием сил, действующих в зацеплении, и от собственного веса. Принимаем плотность стали

$\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ , учитываем заданный рабочий ход  $OY$  — длину червяка  $L = l_4 = 700 \text{ мм}$ . Сосредоточенная сила в зацеплении  $T_0 = 92,13 \text{ Н}$  (П.3.12а). Тогда

а) сила веса единицы длины червяка (рейки) (погонная нагрузка

$$q_*) \quad q_* = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \rho \cdot q = \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} 7,8 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 61,5 \text{ Н/м} = 0,062 \text{ Н/мм};$$

б) максимальный прогиб от сил собственного веса в середине пролета [формула (3.4.17)]

$$f_{\max q} = -\frac{5q_* l_4^4}{384E \cdot I_{04}} = -\frac{5 \cdot 0,062 \cdot 700^4}{384 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 37663} = -0,026 \text{ мм};$$

в) максимальный прогиб от сосредоточенной силы в зацеплении (при положении  $OY$  в середине пролета,  $b_* = 0,5 l_4$ ) [выражение (3.4.23)]

$$f_{\max T_0} = -\frac{T_0 \cdot l_4^3}{48E \cdot I} = -\frac{92,13 \cdot 700^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 37663} = 0,087 \text{ мм};$$

г) результирующий прогиб [зависимость (3.4.25a)]

$$f_{\max} = f_{\max T_0} + f_{\max q} = 0,087 - 0,026 = 0,061 \text{ мм} < [f] = 0,1 \text{ мм} = 0,1 \text{ мм},$$

что является приемлемым.

## П.7. Выводы

Проведенный расчет является первым циклом решения. Полученные в нем результаты еще не оптимальны. Оптимизация требует повторного расчета отдельных элементов, что приведет к изменениям конструкции и необходимости выполнить дальнейшие цикловые вычислительные процедуры. Таким образом, требуется многократный специальный анализ, последующее расчетное уточнение и совершенствование принятых технических решений, что должно сказаться на компоновке мультипликатора.

Решение этой задачи выполняется с помощью ЭВМ, что следует отразить в расчетно-пояснительной записке.

## Л И Т Е Р А Т У Р А

### 1. Основная

1.1. Агурский М.С., Вульфсон И.А., Райтмиров В.А. Числовое программное управление станками. - М.: Машиностроение, 1986, с.90-98.

1.2. Равва Ж.С., Цаф М.Я. Системы программного управления и их элементы. - Куйбышев: Кн.изд-во, 1962, - 188 с.

1.3. Левин И.Я. Справочник конструктора точных приборов. - М.: Машиностроение, 1967. - 743 с.

1.4. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов. - Л.: Машиностроение, 1976. - 743 с.

1.5. Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование. В 2-х ч. Ч.1, 2/Н.П.Нестеров, А.П.Коваленко, О.Ф.Тищенко и др.; Под ред.О.Ф.Тищенко. - М.: Высш.школа, 1978. - 328 с., 323 с.

1.6. Элементы приборных устройств (основной курс). В 2-х ч. Ч.1, 2/О.Ф.Тищенко, Л.Т.Киселев, А.П.Коваленко и др.: Под ред. О.Ф.Тищенко. - М.: Высш.школа, 1982. - 303 с., 263 с.

1.7. Болдин Л.А. Основы взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1984. - 272 с.

1.8. Равва Ж.С., Сорокин О.В. Точные механизмы и их детали. - Куйбышев: Кн.изд-во, 1966, с.18-19.

## 2. Дополнительная

- 2.1. Левицкий М.Я. Проволочные потенциометры. - М.-К.: Машгиз, 1961. - 114 с.
- 2.2. Иванов Д.М., Стальбовский В.В., Четвертков И.И. Переменные резисторы. - М.: Радио и связь, 1981. - 64 с.
- 2.3. Четвертков И.И., Коросько Н.М. Потенциометры. - М.: Сов. радио, 1978. - 64 с.
- 2.4. Княжицкий И.И., Рашкович М.П. Индуктивные проходные преобразователи в станках с программным управлением. - М.-К.: Машгиз, 1962. - 116 с.
- 2.5. Справочник по средствам автоматики / Под ред. В.Э.Низе и И.В.Антика. - М.: Энергоатомиздат, 1983, с.339-348.
- 2.6. Элементы судовой автоматики/ Под ред. Р.А.Нелёпина. - Л.: Судостроение, 1976, с.159-164.
- 2.7. Плюснин А.К., Ардаков В.И., Пин Л.Г. Проектирование механических передач приборов. - М.: Высшая школа, 1967. - 363 с.
- 2.8. Курсовое проектирование деталей машин/ С.А.Чернавский, Г.М.Ищкович, К.Н.Боков. - М.: Машиностроение, 1979. - 351 с.

## О Г Л А В Л Е Н И Е

1. Функциональная схема систем ЧПУ. Место и роль привода датчика обратной связи. . . . .	1
2. Техническая реализация приводов датчиков обратной связи. .	3
3. Основные расчетные соотношения . . . . .	7
3.1. Кинематический расчет мультипликатора . . . . .	7
3.2. Геометрический расчет . . . . .	14
3.3. Силовой расчет мультипликатора. . . . .	19
3.4. Прочностной расчет мультипликатора. . . . .	24
3.4.1. Расчет зубчатых и червячных передач . . . . .	24
3.4.2. Расчет валов. . . . .	28
3.4.3. Расчет опор . . . . .	32
3.4.4. Расчет люфтоввыбирающих пружин . . . . .	34
3.5. Точностной расчет . . . . .	36
3.5.1. Расчет размерных цепей. . . . .	36
3.5.2. Расчет кинематической точности передач. . . . .	40
3.5.3. Назначение посадок. . . . .	42

Пример. . . . .	43
П.1. Кинематический расчет . . . . .	43
П.2. Геометрический расчет. Предварительная компоновка . . . . .	45
П.3. Силовой расчет. . . . .	46
П.4. Прочностной расчет. . . . .	51
П.5. Точностной расчет . . . . .	60
П.6. Расчет передачи червяк (рейка)-червячное колесо . . . . .	65
П.7. Заключение. . . . .	68
Рекомендуемая литература. . . . .	68



Св.план 1987 г., поз. 664

Жорес Самуилович РАВВА

Расчет и конструирование приводов датчиков  
обратной связи систем управления

Учебное пособие

Редактор Л.Д.Куликова  
Корректор Н.А.Фомичева

Подписано в печать 12.06.87. ЕО 06010.  
Формат 60x84/16. Бумага обертка белая.  
Печать оперативная. Усл.печ.л. 4,2.  
Уч.-изд.л. 4,0. Тираж 1000 экз.  
Заказ № 5494. Ц.15 к.

Политехнический институт, Тольятти, Белорусская, 14.

Куйбышевское полиграфическое объединение, Венцека, 60.



