

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»  
Кафедра автоматических и мехатронных систем

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ  
«КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАТРОННЫХ  
МОДУЛЕЙ»

Составители:  
А. В. АСТАФЬЕВ  
А. В. ВЛАСЕНКОВ  
В. П. УМНОВ



Владимир 2011

УДК 621.865.8(075)

ББК 34.4

М54

Рецензент

Доктор технических наук, профессор  
Владимирского государственного университета  
*В.П. Легаев*

Печатается по решению редакционного совета  
Владимирского государственного университета

**Методические указания к курсовому проекту «Конструирование мехатронных модулей»** / Владим. гос. ун-т ; сост. : А. В. Астафьев, А. В. Власенков, В. П. Умнов. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 44 с.

Приведены варианты заданий и исходные данные для проектирования мехатронных модулей, ориентируемых на применение в металлообрабатывающем оборудовании. Определены содержание и порядок проекта, даны указания и рекомендации по выполнению и оформлению основных этапов, а также пример выполнения проекта.

Предназначены для студентов специальности 210401 – Мехатроника дневной формы обучения. Могут быть полезны студентам специальностей 210200 – Проектирование и технология электронных средств (бакалавриат, магистратура), 151002 – Металлообрабатывающие станки и комплексы. Разработаны в соответствии с Государственным образовательным стандартом Министерства образования и науки РФ по специальности 210401 – Мехатроника.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения.

Табл. 2. Ил. 5. Библиогр.: 10 назв.

УДК 621.865.8(075)

ББК 34.4

## ВВЕДЕНИЕ

**Цель проекта.** Разработка конструкции мехатронного модуля перемещения рабочего органа, имеющего требуемые технические характеристики в соответствии с техническим заданием.

Задание на курсовой проект ориентировано на разработку конструкций мехатронных модулей современных металлообрабатывающих станков для реализации перемещений их рабочих органов по отдельным координатам.

В прил. 1 дан пример оформления титульного листа и бланка задания на курсовой проект; в прил. 2 приведен пример выполнения курсового проекта.

### 1. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

#### 1.1. Упрощенные кинематические схемы модулей

На рис. 1 приведены упрощенные кинематические схемы мехатронных модулей.

Вращение вала двигателя 1 (рис. 1, а) через муфту 3 передается на шарико-винтовую передачу (ШВП) 5, закрепленную в опорах ШВП 9. Суппорт 6 совершает передвижение на направляющих 7, ограниченное конечными выключателями 10, вдоль станины 4. На рис. 1, а: 2 – датчик положения; 8 – опора направляющих.

Двигатель 1 (рис. 1, б) вращает вал ременной передачи 2, которая вращает вал шариковой пары 5, что позволяет столу 3 перемещаться. На рис. 1, б: 4 – танкетка; 6 – подшипник; 7 – датчик положения.

От двигателя 2 (рис. 1, в) вращающий момент передается на шпиндель 5. В корпусе бабки 4 имеются два подшипника: передний 7 и задний 3, являющиеся опорой для шпинделя. Корпус закреплен на плите 6 при помощи упора 8. Контроль движения обеспечивается преобразователем движения 1.

Вращение с двигателя 2 (рис. 1, г) через зубчатый ремень 3 передается на ШВП 7, которая перемещает стол 6. На рис. 1, г: 1 – датчик; 4 – подшипник; 5 – линейные роликовые направляющие.

На валу 7 (рис. 1, д) закреплен ротор 9, на котором установлен рабочий орган 1. Статор 8 встроен в корпус 3. Опорами вала служат подшипники 2, для фиксации положения служит дисковый тормоз 5, для определения положения вала – датчик перемещения 4. На рис. 1, д: 6 – привод зажима объекта обработки.

От двигателя 2 (рис. 1, е) вращающий момент передается через ременную передачу 4 на шпиндель 1. Перемещение толкателя 6 для смены инструментов осуществляется с двух сторон пневмоцилиндром 5 и пружиной 7. На рис. 1, е: 3 – датчик угла поворота.

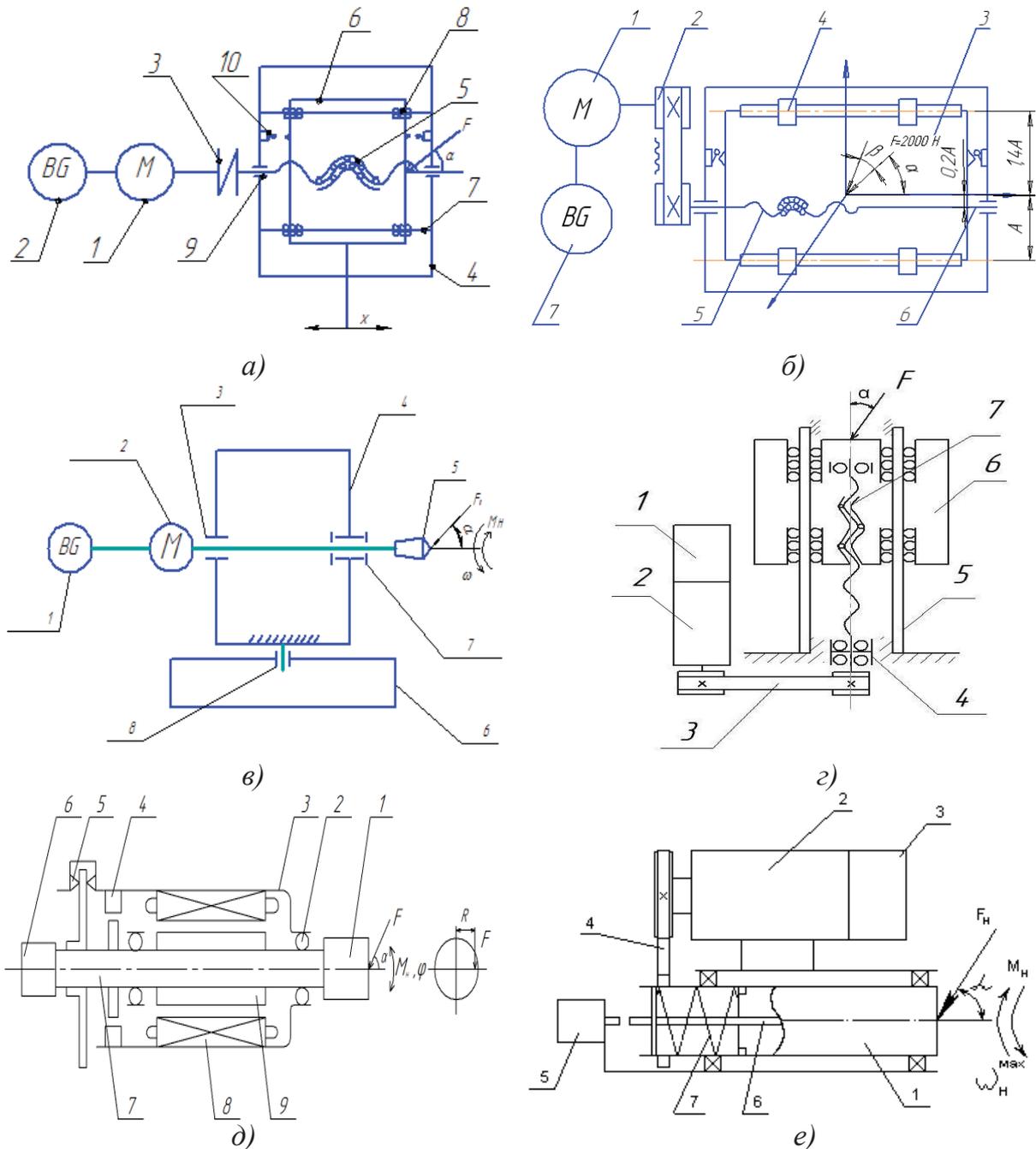


Рис. 1. Упрощенные кинематические схемы мехатронных модулей: а – привод продольного перемещения суппорта; б – привод поступательного перемещения стола станка; в – привод вращения шпинделя; г – привод вертикального перемещения стола станка; д – мехатронный модуль со встроенным электродвигателем; е – привод вращения шпинделя

## 1.2. Исходные данные к вариантам задания

Режим движения рабочего органа мехатронного модуля в общем случае включает этапы разгона, движения с установившейся скоростью, торможения и выстоя (отсутствия движения). Характер типового движения модуля металлорежущего станка, как правило, содержит все указанные режимы (режим установившегося движения может отсутствовать). Графическая зависимость скорости движения от времени называется тахограммой движения. При постоянстве ускорения, разгона и торможения она имеет трапецеидальный или треугольный вид.

На рис. 2 представлена типовая трапецеидальная тахограмма движения мехатронного модуля, содержащая все указанные выше режимы движения.

В табл. 1 и 2 приведены исходные данные для выполнения курсового проекта в соответствии с рис. 1 и 2, разделенные по видам движения рабочего органа.

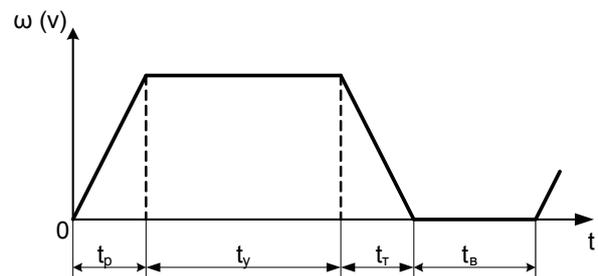


Рис. 2. Типовая тахограмма движения мехатронного модуля:  $t_p$  – время разгона;  $t_y$  – установившееся время;  $t_r$  – время торможения;  $t_b$  – время выстоя

Таблица 1. Поступательное движение рабочего органа (см. рис. 1 а, б, г)

№ п/п	Параметр	Вариант задания					
		1	2	3	4	5	6
1	Максимальная величина перемещения $S$ , м	0,28	0,32	0,4	0,63	0,8	1,06
2	Наибольшая скорость перемещения $V$ , м/с	0,25	0,3	0,5	0,5	0,4	0,25
3	Действующее усилие нагрузки $F$ , Н	8 000	2 500	2 000	4 000	5 000	3 000
4	Угол действия нагрузки $\alpha$ , рад	0,2	0,3	0,15	0,3	0,2	0,25
5	Момент нагрузки $M$ , Н·м	30	20	40	50	70	20
6	Максимальная перемещаемая масса $m$ , кг	200	350	500	300	250	300
7	Дискретность задания величины перемещения $D$ , мкм	0,1	0,3	0,5	0,1	0,8	1

Окончание табл. 1

№ п/п	Параметр	Вариант задания					
		1	2	3	4	5	6
8	Точность двустороннего позиционирования $\Delta_1$ , мкм	1	3	5	7	8	10
9	Точность одностороннего позиционирования $\Delta_2$ , мкм	0,5	2	3	5	6	7
10	Время разгона $t_p$ , с	0,06	0,09	0,08	0,06	0,07	0,1
11	Время установившегося движения $t_y$ , с	0	0	1,1	1	1,2	1,5
12	Время торможения $t_r$ , с	0,07	0,09	0,08	0,08	0,08	0,09
13	Время выстоя $t_b$ , с	5	7	8	6	3	10

Таблица 2. Вращательное движение рабочего органа (см. рис. 1, в, д, е)

№ п/п	Параметр	Вариант задания					
		1	2	3	4	5	6
1	Максимальная величина перемещения $\varphi$ , рад	Не ограничена					
2	Наибольшая частота вращения рабочего органа $\omega$ , об/мин	1 000	2 000	4 500	3 000	5 000	1 500
3	Действующее усилие нагрузки $F$ , Н	8 000	2 500	2 000	4 000	5 000	3 000
4	Угол действия нагрузки $\alpha$ , рад	0,2	0,3	0,15	0,3	0,2	0,25
5	Момент нагрузки $M$ , Н·м	30	20	40	50	70	20
6	Ориентировочный момент инерции нагрузки $J$ , кг·м <sup>2</sup>	0,7	0,4	0,1	0,15	0,1	0,6
7	Дискретность задания величины перемещения $D$ , угл. с	1	1	2	4	4	5
8	Точность двустороннего позиционирования $\Delta_1$ , угл. с	2	3	5	7	8	10
9	Точность одностороннего позиционирования $\Delta_2$ , угл. с	0,5	2	3	5	6	7
10	Время разгона $t_p$ , с	0,06	0,09	0,08	0,06	0,07	0,1
11	Время установившегося движения $t_y$ , с	0	0	1,1	1	1,2	1,5
12	Время торможения $t_r$ , с	0,07	0,09	0,08	0,08	0,08	0,09
13	Время выстоя $t_b$ , с	5	7	8	6	3	10

*Комментарии к табл. 1 и 2:*

1. При получении задания исходные данные следует уточнить у преподавателя.
2. Точность двустороннего позиционирования определяется средней величиной погрешности при многократном перемещении рабочего органа в заданную точку с двух сторон.
3. Точность одностороннего позиционирования определяется средней величиной погрешности при многократном перемещении рабочего органа в заданную точку с одной стороны.
4. Дискретность задания величины перемещения – дискретность формирования сигнала управления на исполнительный привод определенного в координатах перемещения.
5. Максимальная скорость движения имеет место при максимальной нагрузке.

## **2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА**

1. Изучить упрощенную кинематическую схему модуля и выполнить ее критический анализ.
2. Выполнить энергетический расчет привода и кинематический расчет механизма преобразования движения (при необходимости).
3. Выбрать датчик перемещения.
4. Определить основные параметры тормозного устройства (при его необходимости).
5. По справочникам предварительно выбрать опоры подвижных конструктивных элементов.
6. Выбрать направляющие для модулей поступательного перемещения.
7. Разработать предварительную конструкцию модуля.
8. Разработать варианты эскизной компоновки.
9. Выполнить силовой расчет модуля. Определить все силы и моменты сил, действующие на основные конструктивные элементы.
10. Расчет опор и направляющих на долговечность и статическую нагрузку.
11. По результатам силового расчета скорректировать предварительную конструкцию модуля.
12. Разработать окончательную конструкцию модуля.
13. Выполнить расчет точности модуля с учетом погрешностей изготовления его конструктивных элементов.
14. Произвести проверочный расчет двигателя.

### 3. ВЫПОЛНЕНИЕ ЭТАПОВ ПРОЕКТА

#### 3.1. Изучение упрощенной кинематической схемы модуля и ее критический анализ

Первым этапом выполнения курсового проекта является изучение упрощенной кинематической схемы модуля и ее критический анализ.

При получении технического задания конструктор прежде всего ищет в задании возможно более полную и строгую формулировку той конечной цели, которая перед ним ставится. Если создаваемый мехатронный модуль является частью более общей мехатронной системы, то конечная цель должна быть сформулирована на основе знания места и роли модуля в системе. В этом случае целевое назначение мехатронного модуля определяется целевым назначением мехатронной системы.

Степень приближения принципиальной схемы к реальной конструкции может быть самой различной. Принципиальная схема анализируется, оценивается и корректируется конструктором с точки зрения возможностей ее конструктивной реализации. При этом он стремится усовершенствовать схему в направлении «интеграции», т.е. объединения частей и уплотнения их функциональной нагрузки. Оценка надежности принципиальной схемы производится конструктором по ряду факторов: оценка возможностей резервирования, использование тех или иных готовых элементов и стандартизированных деталей, обеспечение безопасности обслуживающего персонала и т.д. Схема может быть проанализирована по критериям «цены реализации отдельных ее элементов», технологичности, минимизации габаритных размеров, массы и др.

#### 3.2. Энергетический расчет модуля

Методика энергетического расчета модуля существенно зависит от величины динамических нагрузок, возникающих при его разгоне и торможении.

##### *3.2.1. Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при незначительных динамических нагрузках*

Для мехатронного модуля поступательного движения требуемую мощность электродвигателя, Вт, определяют по формуле

$$P = \frac{F_{\text{н}} v_{\text{вых}}}{\eta} K_{\text{дин}} \quad (3.1)$$

где  $F_{\text{н}}$  – усилие сопротивления на выходном звене мехатронного модуля, Н;

$v_{\text{вых}}$  – линейная скорость выходного звена мехатронного модуля, м/с;  $\eta$  – коэффициент полезного действия мехатронного модуля;  $K_{\text{дин}} = 1,1 \dots 1,3$  – коэффициент запаса, учитывающий влияние динамических нагрузок в период разгона и торможения.

Для мехатронного модуля вращательного движения требуемую мощность электродвигателя, Вт, определяют по формуле

$$P = M_{\text{н}} \frac{\omega_{\text{вых}}}{\eta} K_{\text{дин}} \quad (3.2)$$

или

$$P = \frac{M_{\text{н}} n}{9,55 \eta} K_{\text{дин}}$$

где  $M_{\text{н}}$  – момент сопротивления на выходном звене мехатронного модуля, Нм;  $\omega_{\text{вых}}$  – угловая скорость выходного звена мехатронного модуля, с<sup>-1</sup>;  $n$  – частота вращения выходного звена мехатронного модуля, об/мин.

Так как электродвигатели одной и той же мощности имеют разные номинальные вращающие моменты  $M_{\text{ном}}$ , то необходимо определить требуемый момент двигателя, Нм:

$$M_{\text{д.тр}} = \frac{M_{\text{н}}}{u\eta}, \quad (3.3)$$

где  $u$  – передаточное отношение преобразователя движения.

Окончательно тип электродвигателя выбирают по каталогам исходя из условий:

$$\begin{cases} P_{\text{д}} \geq P, \\ M_{\text{ном}} \geq M_{\text{д.тр}}. \end{cases} \quad (3.4)$$

Для мехатронных модулей, работающих в повторно-кратковременном режиме должна быть задана циклограмма нагружения.

В этом случае учитывая, что время их разгона и торможения значительно меньше времени установившегося движения, можно определить значение требуемой среднеквадратичной статической мощности, приведенной к валу двигателя, Вт:

$$P_{\text{с}} = \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^n \left( P_{\text{ск}} \frac{W_{\text{ном}}}{W_{\text{рк}}} \right)^2 t_{\text{рк}}^2}}{\sum_{k=1}^n \beta w_{\text{к}} t_{\text{рк}}} K_{\text{дин}}, \quad (3.5)$$

где  $P_{\text{ск}}$  – требуемая статическая мощность двигателя на к-м рабочем участке нагрузочной циклограммы двигателя, Вт;  $W_{\text{ном}}$  – номинальная скорость вращения вала двигателя, с<sup>-1</sup>;  $W_{\text{рк}}$  – рабочая скорость вращения вала двигателя на к-м рабочем участке циклограммы, с<sup>-1</sup>;  $t_{\text{рк}}$  – длитель-

ность  $k$ -го рабочего участка циклограммы, с;  $\beta w_k$  – коэффициент, учитывающий теплоотдачу при понижении скорости вращения двигателя по отношению к номинальной. Такое понижение скорости может быть вызвано условиями обеспечения требуемого технологического процесса.

Для мехатронного модуля поступательного движения:

$$P_{ск} = \frac{F_{нк} v_k}{\eta}, \quad (3.6)$$

где  $F_{нк}$  – сила сопротивления на  $k$ -м рабочем участке циклограммы, Н;  $v_k$  – линейная скорость выходного звена мехатронного модуля на  $k$ -м рабочем участке циклограммы, м/с.

Для мехатронного модуля вращательного движения:

$$P_{ск} = M_{нк} \frac{\omega_k}{\eta} \quad \text{или} \quad P_{ск} = M_{нк} \frac{n_k}{9,55\eta},$$

где  $M_{нк}$  – момент сопротивления на  $k$ -м рабочем участке циклограммы, Н·м;  $n_k$  – частота вращения выходного звена мехатронного модуля на  $k$ -м рабочем участке циклограммы, об/мин;  $\omega_k$  – угловая скорость выходного звена мехатронного модуля на  $k$ -м рабочем участке циклограммы,  $c^{-1}$ ;  $k$  – число включенных состояний двигателя за цикл:

$$\beta w_k = \beta_0 + (1 - \beta_0) \frac{w_{рк}}{w_{ном}},$$

где  $\beta_0 = 0,7 \dots 0,78$  – для двигателей закрытого исполнения.

Вычисляем требуемый среднеквадратичный момент двигателя:

$$M_c = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n M_{нк}^2 t_{рк}^2}{\sum_{k=1}^n t_{рк}}}. \quad (3.7)$$

Тип электродвигателя выбирают по каталогам исходя из условий:

$$\begin{cases} P_d \geq P, \\ M_{ном} \geq M_{д.тр}. \end{cases} \quad (3.8)$$

### 3.2.2. Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при значительных динамических нагрузках

Так как длительность разгона и торможения значительно меньше периода установившегося движения, то динамические нагрузки оказывают влияние на работу двигателя очень короткий промежуток времени. Поэтому мощность двигателя и его предварительный выбор можно осуществить по методке, изложенной выше при отсутствии динамических нагрузок.

Влияние динамических нагрузок на величину вращающего момента двигателя может быть значительным. Поэтому необходимо определить требуемый момент двигателя с учетом динамических нагрузок:

$$M_{д.тр.мах} = \frac{M_{н} + M_{дин}}{u\eta}, \quad (3.9)$$

где  $M_{дин}$  – динамический момент, вызванный ускорением движения вращающихся частей мехатронного модуля и объекта управления, приведенный к выходному звену, Н·м:

$$M_{дин} = (J_{д} u^2 + J_{пд} + J_{н}) \epsilon_{вых}, \quad (3.10)$$

где  $J_{д}$  – момент инерции ротора двигателя, кг·м<sup>2</sup>;  $J_{пд}$  – момент инерции вращающихся частей преобразователя движения кг·м<sup>2</sup>, где  $J_{н}$  – момент инерции объекта управления, кг·м<sup>2</sup>:

$$J_{пд} \approx (0,1 \dots 0,3) J_{пд} u^2. \quad (3.11)$$

Окончательно тип электродвигателя выбирают по стандартам исходя из условий:

$$\begin{cases} P_{д} \geq P, \\ M_{ном} \geq M_{д.тр.}, \\ M_{д.мах} \geq M_{д.тр.мах} \end{cases} \quad (3.12)$$

где  $M_{д.мах}$  – максимальный момент электродвигателя (задается в стандартах). При отсутствии данных приближенно можно принимать

$$M_{д.мах} (2,0 \dots 2,2) M_{ном}. \quad (3.13)$$

В случае невыполнения указанных условий необходимо выбрать двигатель с большим максимальным вращающим моментом.

### 3.2.3. Определение передаточного отношения преобразователя движения

Передаточное отношение преобразователя движения универсального мехатронного модуля может быть определено по формуле

$$i = \frac{\Omega_{ном}}{\Omega_{вых}} = \frac{M_{н}}{M_{д.тр} \eta}, \quad (3.14)$$

где  $\Omega_{ном}$  – номинальная скорость двигателя;  $\Omega_{вых}$  – скорость выходного звена преобразователя движения;  $M_{н}$  – нагрузка сопротивления на выходном звене преобразователя движения;  $M_{д.тр}$  – требуемое усилие на выходном звене двигателя;  $\eta$  – коэффициент полезного действия мехатронного модуля.

В зависимости от характера движения выходного звена двигателя и преобразователя движения  $\Omega$  и  $M$  могут принимать следующие значения:

$$\Omega = \begin{cases} \omega - \text{при} & \text{угловом} & \text{движении,} \\ v - \text{при} & \text{линейном} & \text{движении;} \end{cases}$$

$$M = \begin{cases} T - \text{при} & \text{угловом} & \text{движении,} \\ F - \text{при} & \text{линейном} & \text{движении.} \end{cases}$$

Следует отметить, что передаточное отношение в общем случае имеет единицу измерения. Так, при преобразовании вращательного движения в поступательное единица измерения передаточного отношения – единица на метр (1/м), при преобразовании поступательного движения во вращательное передаточное отношение измеряется в метрах (м).

Для мехатронного модуля вращательного движения передаточное отношение находят по формуле

$$i = \frac{\omega_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{ВЫХ}}} = \frac{M_{\text{Н}}}{M_{\text{д.тр}} \eta}, \quad (3.15)$$

где  $\omega_{\text{НОМ}}$  – номинальная угловая скорость двигателя,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  – угловая скорость выходного звена преобразователя движения,  $\text{с}^{-1}$ ;  $M_{\text{Н}}$  – момент сопротивления на выходном звене преобразователя движения, Н·м.

Для мехатронного модуля при преобразовании вращательного движения вала двигателя в поступательное выходного звена

$$i = \frac{\omega_{\text{НОМ}}}{v_{\text{ВЫХ}}} = \frac{F_{\text{Н}}}{M_{\text{д.тр}} \eta}, \quad (3.16)$$

где  $v_{\text{ВЫХ}}$  – линейная скорость выходного звена мехатронного модуля м/с;  $F_{\text{Н}}$  – сила сопротивления на выходном звене, Н.

Для мехатронного модуля при преобразовании поступательного движения подвижного звена двигателя во вращательное выходного звена

$$i = \frac{v_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{ВЫХ}}} = \frac{M_{\text{Н}}}{F_{\text{д.тр}} \eta}, \quad (3.17)$$

где  $F_{\text{д.тр}}$  – требуемая сила на подвижном звене двигателя линейного перемещения, Н;  $v_{\text{НОМ}}$  – номинальная линейная скорость подвижного звена двигателя, м/с.

### 3.2.4. Оптимизация выбора силовых элементов

Выбор силовых элементов (двигателя и преобразователя движения) мехатронного модуля может быть осуществлен неоднозначно. Поэтому при их проектировании следует стремиться найти оптимальное решение. Для этого необходимо выбрать критерий оценки их качества. Оптимальным считается проектный вариант, которому соответствует экстремальное значение этого критерия.

В инженерной практике в качестве критериев оптимизации применяются различные показатели:

- время перемещения выходного звена на заданное расстояние;
- время согласования скорости выходного звена с заданным значением;
- минимизация массы и габаритных размеров мехатронного модуля;
- энергия, потребляемая мехатронным модулем при выполнении типовых движений.

Результат проектирования в значительной степени зависит от того, насколько удачно разработчик выберет необходимый критерий.

Рассмотрим проектирование мехатронного модуля, при котором двигатель развивает максимально возможное ускорение  $\varepsilon_{\max}$  выходного звена. Такой выбор критерия оптимизации ориентирован на мехатронные модули, работающие с большими ускорениями в составе высокопроизводительного оборудования. Для осуществления поставленной задачи необходимо определить оптимальное передаточное отношение преобразователя движения

$$i_{\text{опт}} = \frac{M_{\text{н}}}{\eta M_{\text{д.макс}}} + \sqrt{\left(\frac{M_{\text{н}}}{\eta M_{\text{д.макс}}}\right)^2 + \frac{J_{\text{н}}}{J_{\text{д.пд}}}}. \quad (3.18)$$

При этом требуемый максимальный момент двигателя определяют как:

$$M_{\text{д.тр.макс}} = \frac{2}{\eta} J_{\text{д.пд}} \varepsilon_{\max} (J_{\text{н}} \varepsilon_{\max} + M_{\text{н}}), \quad (3.19)$$

где  $J_{\text{д.пд}}$  – момент инерции ротора и момент инерции преобразователя движения

$$J_{\text{д.пд}} \approx (1,1 \dots 1,3) J_{\text{д}}. \quad (3.20)$$

Для выбора типа электродвигателя необходимо выполнение условия

$$M_{\text{д.макс}} \geq M_{\text{д.тр.макс}}? \quad (3.21)$$

Если условие (3.21) не выполняется, необходимо выбрать двигатель с большим максимальным вращающим моментом.

Для выбранного двигателя и преобразователя движения с оптимальным передаточным отношением необходимо, чтобы выполнялось также условие

$$w_{\text{ВЫХ.ОПТ}} = \frac{W_{\text{НОМ}}}{i_{\text{ОПТ}}} \geq w_{\text{ВЫХ}}. \quad (3.22)$$

Если условие (3.22) не выполняется, необходимо выбрать двигатель с большими скоростными возможностями и провести перерасчет мехатронного модуля.

### 3.3. Выбор датчика перемещения

Датчик как первичный преобразователь – элемент измерительного, сигнального, регулирующего или управляющего устройства системы, преобразующий контролируемую величину (давление, температуру, частоту, перемещение, скорость, напряжение, электрический ток и т. п.) в сигнал, удобный для измерения, передачи, преобразования, хранения и регистрации, а также для воздействия им на управляемые процессы.

В состав датчика входят воспринимающий (чувствительный) орган и один или несколько промежуточных преобразователей. Часто датчик состоит только из одного воспринимающего органа (например, термопара, тензодатчик).

Выходные сигналы датчиков различают по роду энергии – электрические, механические, пневматические (реже гидравлические) и по характеру модуляции потока энергии – амплитудные, частотные, фазовые, дискретные (кодовые).

Выбирая датчик, прежде всего необходимо правильно определить приоритеты по следующим критериям: чувствительность, разрешающая способность и точность, линейность, скорость измеряемого процесса, условия применения и класс защиты, надежность, габаритные размеры, стоимость.

Датчики должны иметь конструкцию, позволяющую размещать их в мехатронных модулях движения в местах с ограниченным для установки оборудования объемом, обладать помехоустойчивостью, т.е. возможностью эксплуатации в условиях электромагнитных помех, колебаний напряжения и частоты сети, а также устойчивостью к механи-

ческим воздействиям (ударам, вибрациям) и изменениям параметров окружающей среды (температуры, влажности и т.п.).

К наиболее простым датчикам положения, работающим по принципу «включено – выключено», относят предельные выключатели, микропереключатели, бесконтактные переключатели, фотореле, герконы, путевые датчики сигналов. С их помощью возможно осуществлять контроль пути, пройденного выходным звеном мехатронного модуля движения.

По виду выходного сигнала более сложные датчики делят на *аналоговые* и *цифровые*.

**Аналоговые датчики положения** нашли широкое применение в различных областях техники. В мехатронных модулях движения могут быть использованы потенциометрические датчики.

Потенциометрические датчики по физическому принципу действия являются электромеханическими реостатными устройствами, в которых выходное напряжение изменяется пропорционально углу поворота вала. Потенциометры могут быть проволочными и пленочными. По рабочему диапазону их делят на одно- и многооборотные. Проволочные потенциометры отличаются более высокой стабильностью характеристик, но их точность и разрешающая способность ниже, чем у пленочных из-за ступенчатой характеристики, обусловленной дискретным изменением сопротивления при перемещении щетки движка. Кроме того, пленочные потенциометры имеют меньший момент трения, поэтому у них более высокие скорости вращения и более длительный срок службы. Также следует отметить, что многооборотные потенциометры точнее однооборотных.

К достоинствам потенциометрических датчиков относят высокую линейность, простую схему включения и относительно невысокую стоимость. Основные недостатки – наличие механического контакта и сравнительно небольшой срок службы.

**Цифровые датчики положения** в настоящее время начинают более широко использовать в различных областях техники, в частности в мехатронике. Их делят на кодовые и импульсные.

Кодовые датчики обеспечивают абсолютную систему отсчета, т. е. однозначно определяют положение выходного вала мехатронного модуля во всем рабочем диапазоне перемещений, а импульсные датчики являются датчиками относительного отсчета.

Наибольшее распространение получили кодовые датчики, выполненные в виде кодирующего диска с фотоэлектрической (оптической) системой считывания. Диск устанавливают на валу датчика, который представляет собой стеклянное основание с кодовой маской, состоящей из кодовых дорожек, число которых равно требуемому числу разрядов выходного сигнала. На дорожке чередуются прозрачные и непрозрачные для света участки, первые имитируют единицу, вторые – ноль двоичного кода. Следует отметить, что для устранения неоднозначности при считывании кодовую маску наносят в соответствии с кодом Грея (циклическим кодом), но могут быть использованы и другие коды.

Кодовые датчики, также как и потенциометрические, по величине рабочего диапазона делят на одно- и многооборотные. Они являются датчиками абсолютного отсчета.

Основное достоинство кодовых датчиков – высокая разрешающая способность. К недостаткам следует отнести конструктивную сложность и громоздкость.

При выборе импульсного датчика необходимо учитывать предельную скорость вращения его вала и требуемую точность позиционирования выходного звена мехатронного модуля.

Соединение валов импульсного датчика и мехатронного модуля производят с помощью специальных соединительных муфт или безлюфтового кинематического преобразователя движения.

**К фотоимпульсным датчикам перемещений** относят преобразователи линейных и угловых перемещений ЛИР, выпускаемые Санкт-Петербургским специальным конструкторским бюро станочных информационно-измерительных систем (СКВ ИС). Они предназначены для различных моделей металлорежущих станков и обрабатывающих центров, поворотных систем, приборов, робототехнических комплексов, технологических установок, мехатронных систем и т. п.

Принцип действия преобразователей перемещений ЛИР основан на фотоэлектронном сканировании штриховых растров. В качестве осветителей используют инфракрасные светодиоды, а приемниками излучения служат кремниевые фотодиоды.

Часто датчики перемещения встраиваются в электродвигатели, и их параметры приводятся совместно с параметрами двигателей в соответствующих каталогах.

Параметры ряда датчиков приведены в технических каталогах про-

дукции фирм-изготовителей [9] и электронных справочных данных компонентов мехатронных модулей [10].

### **3.4. Выбор тормоза**

Электромагнитный тормоз используется для фиксации рабочего органа в положении статического равновесия и при аварийном исчезновении питания. При этом отключается электрический двигатель. Тормоз, как правило, является встраиваемым узлом и выбирается по каталогам. Параметрами выбора являются максимальный момент удержания вала, время срабатывания и напряжение питания, подводимого к катушке электромагнита. Параметры некоторых тормозов приведены, например, в каталоге одного из ведущих европейских производителей фирмы «Lenze» [9]. В ряде случаев электромагнитный тормоз может быть встроен в электродвигатель.

### **3.5. Выбор опор**

В качестве опор валов и направляющих используются опоры скольжения и качения: шариковые, роликовые, аэро- и гидростатические, гидродинамические и др. [3]. Параметры опоры выбираются исходя из статической грузоподъемности и долговечности по действующим силам с учетом динамических нагрузок [1, 2]. Одним из ведущих производителей опор является фирма «INA» (Германия) [9].

### **3.6. Выбор направляющих для модулей поступательного перемещения**

Направляющие для поступательного движения используют тогда, когда необходимо осуществить перемещение одной детали относительно другой с заданной точностью. К направляющим предъявляются следующие требования: обеспечение плавности перемещения, незначительность силы трения, большой ресурс работы, износостойкость, способность к перемещению при резких перепадах температуры.

В зависимости от вида трения различают направляющие с трением скольжения и качения. Выбор типа направляющих и конструктивных схем зависит от их назначения, а также от требований к точности направления перемещения, допускаемой нагрузке, значению сил трения, стоимости изготовления.

Направляющие с трением скольжения и качения по характеру

(виду) воспринимаемой нагрузки подразделяют на открытые и закрытые. К открытым относят направляющие, у которых для замыкания силовой цепи используют дополнительные прижимные усилия (масса подвижной детали, усилие плоскости или спиральной пружины, мембраны). Закрытыми являются направляющие, у которых замыкание силовой цепи происходит с использованием конструктивных факторов.

Направляющие в зависимости от формы исполнения рабочих поверхностей делят на цилиндрические, призматические, Н-, П-, Т-образные, в том числе призматические направляющие типа “ласточкин хвост”.

### **Направляющие с трением скольжения**

По конструктивному исполнению направляющие с трением скольжения проще направляющих с трением качения и меньше их по габаритным размерам. При соответствующем выборе материалов они испытывают незначительное влияние температурных перепадов. Основной их недостаток – относительно большие потери на трение.

Направляющие с трением скольжения изготавливают из стали марок Сталь 40, 50, У8А, чугуна марок СЧ12-28, СЧ15-32, бронзы БрОС10-2, БрОЦС, латуни. Предпочтительны следующие сочетания материалов: сталь – бронза, сталь – латунь, сталь – чугун. Если мехатронный модуль работает при резких перепадах температуры, то для сопряжения деталей направляющих рекомендуют выбирать материалы с близкими значениями теплового коэффициента линейного расширения.

### **Направляющие с трением качения**

Направляющие с трением качения применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить легкость и плавность движения. По сравнению с направляющими трения скольжения эти направляющие имеют меньшие потери на трение, долговечны, малочувствительны к перепадам температуры.

Направляющие с трением качения изготавливают из закаленных сталей марок ШХ15, 40Х, У8А, У10А, ХВГ, 38ХМЮА.

Направляющие с трением качения по форме тел качения делят на шариковые и роликовые. В качестве промежуточных элементов качения в шариковых направляющих используют шарики, в роликовых – цилиндрические и конические ролики, которые помещают между подвижной и неподвижной деталями направляющих. Для удержания шариков или роликов на определенном расстоянии друг от друга применя-

ют сепараторы, изготовленные из латуни или текстолита. Иногда применяют стандартные шариковые или роликовые подшипники.

### **Шариковые ЛМ-направляющие**

На рис. 3 представлены шариковые ЛМ-направляющие фирмы ТНК (Япония), предназначенные для обеспечения прямолинейного перемещения.

### **Шарикосплайновые направляющие**

Шарикосплайновые направляющие (рис. 4) фирмы ТНК (Япония) предназначены для обеспечения прямолинейного перемещения. Они состоят из шлицевого вала (сплайнвала) и шариковой гайки (сплайнгайки). Рассмотрим устройство некоторых шарикосплайновых направляющих.

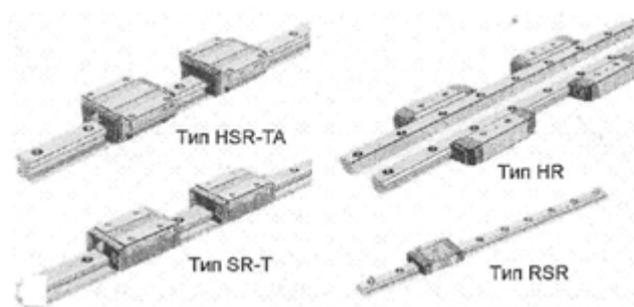


Рис. 3. Шариковые ЛМ-направляющие

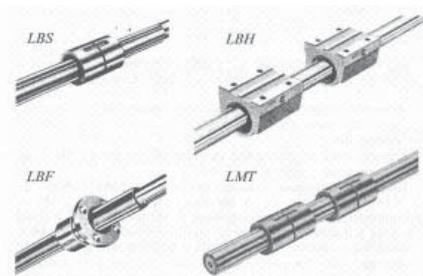


Рис. 4. Шарикосплайновые направляющие

## **3.7. Предварительное конструирование основных частей мехатронного модуля**

В результате анализа принципиальной схемы и изучения технических требований выделяют несколько крупных частей, выполняющих различные функции, и приступают к собственно конструированию каждой части будущей конструкции. Каждая составная часть должна удовлетворять определенной группе требований перечня. При этом конструктору наряду с имеющимися техническими требованиями необходимо учесть и дополнительные, не входящие в первоначальный перечень, но отражающие связи рассматриваемой части с другими частями мехатронного модуля.

Если конструктор сумел для каждой составной части отобрать несколько наиболее удачных эскизов конструктивных подвариантов, то сочетая различные подварианты разных частей, появляется возможность оценить возникающие варианты компоновки всего мехатронного модуля по некоторым заранее выбранным критериям и отобрать

наиболее оптимальные варианты, приблизившись тем самым к решению задачи.

Найденные подварианты каждой из частей на самых первых порах поиска не сопоставляют друг с другом и не слишком тщательно проверяют на соответствие техническим требованиям.

В процессе поиска первоначальных подвариантов создание самостоятельных комбинаций из общеизвестных и присущих только данной конструкции деталей сочетается с заимствованием не только готовых узлов, но и с нахождением области их поиска.

При изучении семейств подвариантов раскрываются их качества, так или иначе оцениваемые с точки зрения надежности и, наоборот, подход к анализу семейств с позиций надежности помогает находить новые и лучшие подварианты конструкции частей мехатронного модуля.

### **3.8. Разработка вариантов эскизной компоновки мехатронного модуля**

#### **Эскизирование**

Эскиз состоит из небольшого числа линий, изображающих лишенную подробностей конструктивную схему и лишь иногда указаны те ее части, которые поясняют и развивают основную конструктивную идею. Отобранные варианты нуждаются в проверке посредством масштабного вычерчивания, которое также не должно быть подробным.

Искусство компоновки заключается в умении видеть на создаваемом компоновочном чертеже не только то, что там изображено, но и то, что будет нанесено на этот чертеж впоследствии.

Если конструктору не ставят никаких ограничений о месте установки мехатронного модуля, то он может искать более оптимальные решения.

Недостаточная информация о месте установки мехатронного модуля требует умения представлять его себе обобщенно, а конструкции придавать качества, обеспечивающие возможность установки мехатронного модуля на любом объекте. Иногда удается обеспечить подобную приспособляемость мехатронного модуля к разным мехатронным системам за счет небольшого количества переходных крепежных деталей, выполняемых каждый раз по-новому.

#### **Предварительная эскизная компоновка**

Основа компоновки мехатронного модуля может быть самой раз-

личной: удачно найденный физический принцип, рациональное технологическое решение или даже способ удешевления устройства [4]. Процесс подгонки частей друг к другу начинается с поисков удачного сочетания каких-либо двух частей (в большинстве случаев это двигатель и преобразователь движения). Сочетание выбранных вариантов двух частей, взятое за основу, выдерживает первое испытание, если удастся на этой основе удачно подогнуть друг к другу все остальные части устройства (тормозные устройства, датчики положения и т. д.).

По мере просмотра вариантов, по мере того как безмасштабные прикидки уточняются масштабными прорисовками, конструктору обычно удается отыскать закономерности, которые в состоянии играть роль первоначальных критериев оценки вариантов компоновки. К таким критериям могут быть отнесены следующие факторы: "отсутствие критических зон", "простота сочленений основных частей", "совмещение функций" и т. п.

### **Цена конструктивной реализации параметров**

Реализация различных параметров осуществляется посредством неодинаковых затрат массы и располагаемого пространства, различной степенью усложнения отдельных деталей и всего мехатронного модуля в целом, ценой появления больших или меньших технологических трудностей. Когда удастся выразить отдельные параметры технических требований в единицах массы создаваемого мехатронного модуля, конструктор получает выгодную для него возможность количественной оценки наиболее существенных параметров. В плотно компонованных мехатронных модулях почти любые локальные изменения массогабаритных параметров отдельных деталей распространяются на все устройство в целом. Знание цены конструктивной реализации основных технических параметров позволяет конструктору в ходе компоновки осуществлять рациональное их перераспределение.

### **Чертеж эскизной компоновки**

Как правило, его выполняют целиком в масштабе.

В первую очередь на чертеж наносят контуры узлов с наибольшими габаритными размерами, (двигатель, преобразователи движения), расположенные в наиболее стесненных условиях. Удачное размещение этих узлов на чертеже дает конструктору уверенность в том, что остальные узлы (датчики положения, тормоза и т. п.), которые будут нанесены в дальнейшем на чертеже окончательной компоновки, существенно не

ухудшат созданную компоновку. Каждый наносимый на чертеже узел накладывает на последующие конкретные ограничения, и поэтому от очередности вычерчивания зависит не только рациональность процесса создания компоновки, но и форма, в которую она выливается.

На данном этапе конструктор должен убедиться в том, что выбранный им вариант чертежа эскизной компоновки близок к оптимальному. Для выполнения условия «необходимого и достаточного» следует проверить, попытаться найти и устранить все то, что является лишним. Все лишнее можно представить себе в виде «запасов» и подразделить на две группы: запасы по параметрам технических требований на мехатронный модуль и запасы по параметрам самой конструкции, не связанные с техническими требованиями непосредственно, в первую очередь излишние запасы прочности и жесткости.

Пустоты в конструкции, свидетельствующие о нерациональности компоновки, можно рассматривать в качестве запасов по располагаемому пространству. Наличие таких запасов говорит о недоиспользовании критерия минимизации габаритных размеров.

Пустоты внутри мехатронного модуля можно исключить перекомпоновкой частей. Иногда выгодно, сохранив габаритные размеры мехатронного модуля, использовать пустоты для конструктивных комбинаций, более полно удовлетворяющих каким-либо другим требованиям, например, точности, виброустойчивости, удобству работы оператора и т. п.

Запасы по параметрам геометрического характера (в частности, по угловым и линейным перемещениям движущихся частей) легко обнаружить по чертежу, чего нельзя сказать о запасах по таким параметрам, как, например, мощность на выходе или точность отработки угла поворота. При поиске скрытых запасов конструктор не должен забывать и о принципиальной схеме, так как при переходе от нее к конструкции особенно легко допустить избыточность.

Следствием снижения запасов по жесткости или прочности (запасы второй группы) отдельных частей мехатронного модуля является снижение их массы.

С величиной различного рода «запасов» связан выбор типоразмеров готовых изделий, входящих в конструкцию мехатронного модуля. Так, например, масса и размеры электродвигателя определяются развиваемой им мощностью. Уменьшение потребляемой мощности за счет

снижения каких-либо «запасов» в мехатронном модуле дает возможность перейти к соседнему по шкале типоразмеру меньшего двигателя. При реализации этих возможностей компоновка приобретает совершенно иной вид, становится более рациональной.

### 3.9. Силовой расчет

Целью силового расчета является определение сил и моментов, действующих на основные конструктивные элементы модуля, для выбора их размеров по условиям прочности, жесткости и/или долговечности [1]. Базой для данного расчета являются знания, полученные студентами при изучении курсов «Сопротивление материалов», «Теоретическая механика» и «Детали машин».

### 3.10. Расчет опор и направляющих на долговечность и статическую нагрузку

Одним из основных расчетов направляющих является расчет на долговечность.

*Расчет ЛМ-направляющих на долговечность* при действии внешних нагрузок проводят по формуле

$$L = \left( \frac{f_H f_T f_C C}{f_W P_C} \right)^3 50, \quad (3.23)$$

где  $L$  – долговечность работы направляющей, км;  $C$  – основная номинальная динамическая нагрузка, Н;  $P_C$  – расчетная нагрузка, Н. Когда ЛМ-блок воспринимает одновременные нагрузки всех направлений (рис. 5, а), то определяют результирующую (эквивалентную нагрузку)  $P_E$ , Н, и подставляют ее в формулу (3.23) вместо  $P_C$ .

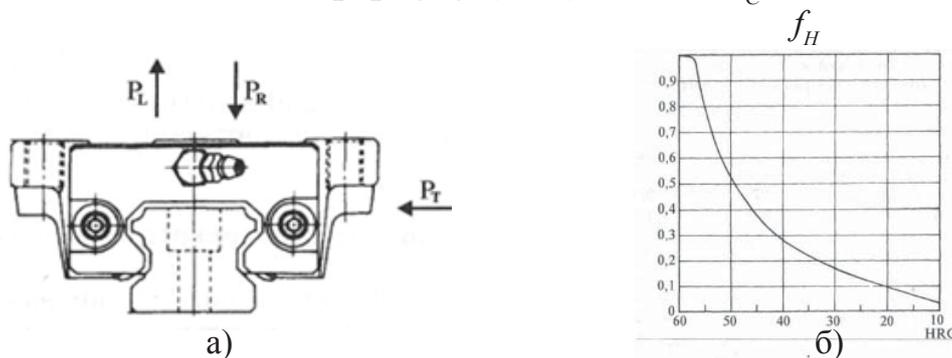


Рис. 5. Направление действующих нагрузок (а) и график зависимости коэффициента  $f_H$  от твердости (HRC) (б)

Для LM-направляющих типа HSR:

$$P_E = |P_R - P_L| + P_T,$$

где  $P_R$  – радиальная нагрузка, Н;  $P_L$  – противорадиальная нагрузка, Н;  $P_T$  – горизонтальная нагрузка (не осевая), Н.

Для LM-направляющих типа SR:

$$P_E = XP_L + YP_T,$$

где  $X$  и  $Y$  – коэффициенты эквивалентности. При  $P_L / P_T \geq 1$  коэффициенты эквивалентности равны  $X = 1$  и  $Y = 1,15$  и  $P_E$  становится результирующей противорадиальной нагрузкой. При  $P_L / P_T < 1$   $X = 0,866$  и  $Y = 1$  и  $P_E$  является результирующей нагрузкой в горизонтальном направлении;

для LM-направляющих типа RSR результирующую нагрузку  $P_E$  определяют аналогично LM-направляющим типа HSR;

$f_H$  – коэффициент твердости, определяемый по графику (рис. 5, б);

$f_T$  – температурный коэффициент. При температуре системы  $t \leq 100$  °С  $f_T = 1$ , при  $100$  °С  $< t \leq 200$  °С  $1 \geq f_T \geq 0,73$ ;

$f_C$  – коэффициент контакта. Его принимают в зависимости от числа  $n$  подшипниковых блоков на одной направляющей. При  $n = 1$   $f_C = 1$ ; при  $n = 2$   $f_C = 0,81$ ; при  $n = 3$   $f_C = 0,72$ ; при  $n = 4$   $f_C = 0,66$ ;

$f_W$  – коэффициент нагрузки. При спокойной внешней нагрузке и скорости перемещения  $v \leq 0,25$  м/с  $f_W = 1,15$ .

Долговечность LM-направляющих можно определить, ч:

$$L_h = \frac{10^3 L}{2 l_s n_1 60}, \quad (3.24)$$

где  $l_s$  – длина хода, м;  $n_1$  – частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, ц/мин.

**Расчет шарикосплайновых направляющих на долговечность** при действии только крутящего момента проводят по формуле

$$L = \left( \frac{f_H f_T f_C C_T}{f_W T_C} \right)^3 50, \quad (3.25)$$

где  $L$  – долговечность работы направляющей, км;  $C_T$  – основной номинальный динамический момент, Н·м;  $T_C$  – расчетный нагрузочный крутящий момент, Н·м.

При действии радиальной нагрузки

$$L = \left( \frac{f_H f_T f_C C}{f_W P_C} \right)^3 50, \quad (3.26)$$

где  $C$  – основная номинальная динамическая нагрузка, Н;  $P_C$  – расчетная радиальная нагрузка, Н.

При одновременном действии крутящего момента и радиальной силы определяют эквивалентную радиальную нагрузку, Н:

$$P_E = P_C + \frac{4T_C 10^3}{3d_p \cos \alpha}, \quad (3.27)$$

где  $d_p$  – диаметр окружности по центрам шариков, мм;  $\alpha = 45^\circ$  – угол контакта шариков с поверхностями винта и гайки.

В этом случае долговечность, км, определяют по формуле

$$L = \left( \frac{f_H f_T f_C C}{f_W P_E} \right)^3 50. \quad (3.28)$$

Долговечность работы шарикосплайновых направляющих, ч, определяют в виде

$$L_h = \frac{10^3 L}{2l_s n_1 60}, \quad (3.29)$$

где  $l_s$  – длина хода, м;  $n_1$  – частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, ц/мин.

*Расчет ЛМ – и шарикосплайновых направляющих на статическую грузоподъемность* проводят по формуле

$$\frac{C_0}{P_0} \geq f_s, \quad (3.30)$$

где  $C_0$  – основная номинальная статическая нагрузка, Н;  $P_0$  – статическая нагрузка, Н;  $f_s$  – статический коэффициент безопасности. При спокойной нагрузке и малом прогибе оси  $f_s = 1,0 \dots 1,5$ ; при ударном воздействии и осевой силе  $f_s = 2 \dots 5$ .

### 3.11. Чертеж окончательной компоновки

Если перенести на лист без больших изменений чертеж эскизной компоновки, получим своеобразный "костяк" – основу чертежа будущей конструкции мехатронного модуля. Костяк чертежа строится в нескольких проекциях. Если чертеж эскизной компоновки оказывается непригодным для такого построения, то это является свидетельством его недоработки. Очередность нанесения на чертеже окончательной компоновки элементов костяка в основном совпадает с очередностью нанесения тех же элементов на чертеже эскизной компоновки.

Сложность, многодетальность, действие критериев минимизации массагабаритных параметров, критериев надежности – все эти факторы требуют строгой последовательности чистового вычерчивания чертежа окончательной компоновки.

### 3.12. Расчет точности модуля с учетом погрешностей изготовления его конструктивных элементов

Точность работы мехатронного модуля оценивают его погрешностью, т. е. разностью между действительным и расчетным положениями выходного звена. Основными причинами возникновения погрешности мехатронного модуля являются погрешности системы управления и двигателя, кинематические погрешности, мертвый ход и упругие деформации элементов его преобразователей движения.

#### 3.12.1. Погрешность системы управления и двигателя

Погрешность системы управления и двигателя, приведенная к выходному звену преобразователя движения, может быть определена в виде

$$\Delta q = \frac{\Delta \varphi_{\text{дв}}}{i}, \quad (3.31)$$

где  $i$  – передаточное отношение преобразователя движения;  $\Delta \varphi_{\text{дв}}$  – погрешность угла поворота двигателя. В случае отсутствия точных данных приближенно можно принимать  $\Delta \varphi_{\text{дв}} = 5 \dots 10$  угловых минут.

Расчет кинематической точности преобразователей движения приведен в [1].

#### 3.12.2. Погрешность, вызванная податливостью преобразователя движения

Звенья преобразователя движения мехатронного модуля не являются абсолютно жесткими. Под действием нагрузок они деформируются. Это приводит к изменению положения выходного звена, т. е. возникновению погрешности мехатронного модуля.

От действия внешней нагрузки  $Q$  возникает погрешность положения выходного звена мехатронного модуля

$$\Delta q' = e_n Q, \quad (3.32)$$

где  $e_n$  – приведенная податливость преобразователя движения мехатронного модуля;  $Q$  – сила сопротивления, Н, при линейном перемещении выходного звена или момент сопротивления, Н·м, при угловом перемещении выходного звена.

#### 3.12.3. Погрешность мехатронного модуля

Полную погрешность выходного звена мехатронного модуля определяют в виде

$$\Delta = \Delta q + \delta_{\Sigma} + J_{\Sigma} + \Delta q', \quad (3.33)$$

где  $\Delta q$  – погрешность системы управления и двигателя;  $\delta_{\Sigma}$  – кинематическая погрешность преобразователя движения;  $J_{\Sigma}$  – мертвый ход преобразователя движения;  $\Delta q'$  – погрешность, вызванная податливостью преобразователя движения.

### 3.13. Проверочный расчет двигателя

По окончании разработки конструкции модуля и выбора всех его элементов следует выполнить проверочный расчет двигателя по величине максимального момента и условиям нагрева [1].

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ И ИСТОЧНИКОВ ИНФОРМАЦИИ

1. Егоров, О. Д. Конструирование мехатронных модулей : учебник / О. Д. Егоров, Ю. В. Подураев. – Изд. 2-е, испр. и доп. – М. : СТАНКИН, 2005. – 368 с.
2. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика : учеб. пособие для студентов вузов / Г. Б. Иосилевич, П. А. Лебедев, В. С. Стреляев. – М. : Машиностроение, 1985. – 576 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 1, 2. – 920 с., 912 с. – ISBN 5-217-02963-3.
4. Орлов, П. И. Основы конструирования : справ.-метод. пособие : в 2 кн. / П. И. Орлов; под ред. П. Н. Учаева. – М. : Машиностроение, 1988. – Кн. 1, 2. – 560 с., 544 с. – ISBN 5-217-00222-0.
5. ГОСТ 2.103-68. Стадии разработки. – Введ. 01-01-1971. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 3 с.
6. ГОСТ 2.102-68. Виды и комплектность конструкторских документов. – Введ. 01-01-1971. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 9 с.
7. ГОСТ 2.105-95. Общие требования к текстовым документам. – Введ. 07-01-1996. – М. : Изд-во стандартов, 2002. – 29 с.
8. ГОСТ 21098-82. Цепи кинематические. Методы расчета точности. – Введ. 01-01-1984. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 12 с.
9. Технические каталоги продукции фирм Rexroth, Bosch, Siemens, Lenze, INA. – URL: <http://www.cs.vlsu.ru:81> (дата обращения: 14.03.2011).
10. Электронные справочные данные компонентов мехатронных модулей кафедры АиМС ВлГУ. – URL: <http://www.cs.vlsu.ru:81> (дата обращения: 14.03.2011).

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

#### Оформление титульного листа и бланка задания

Министерство образования и науки РФ

ГОУ ВПО Владимирский государственный университет

Кафедра АиМС

Курсовой проект

«РАЗРАБОТКА МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ  
БАБКА ШПИНДЕЛЬНАЯ СТАНКА ФОТ»

Дата сдачи проекта «\_\_» \_\_\_\_\_

Оценка «\_\_\_\_\_»

Подпись преподавателя

\_\_\_\_\_ (\_\_\_\_\_)

Выполнил:

ст. гр. \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Принял: \_\_\_\_\_

Владимир 2011

УТВЕРЖДАЮ  
Зав. кафедрой Кобзев А. А.

**ЗАДАНИЕ  
на курсовой проект**

Студент \_\_\_\_\_ курса 4 автотранспортного факультета  
группы \_\_\_\_\_

**Тема проекта:** \_\_\_\_\_

Срок сдачи законченного проекта \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**Календарные сроки выполнения**

Недели	Процесс выполнения, %	Недели	Процесс выполнения, %
1		8	
2		9	
3		10	
4		11	
5		12	
6		13	
7		14	

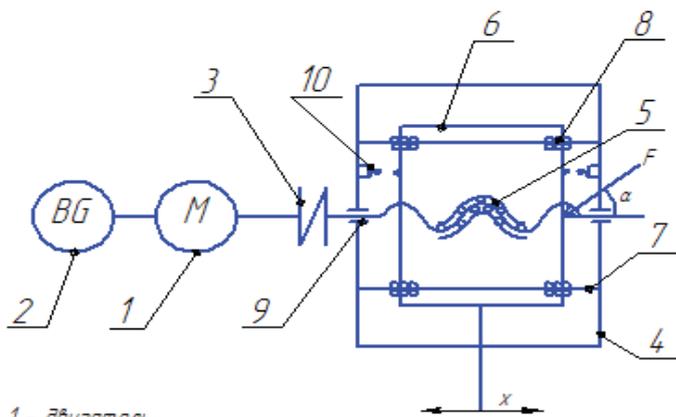
Дата выдачи задания \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Руководитель проектирования \_\_\_\_\_

**Ход выполнения**

Дата																			
Выполнение, %																			
Подпись руководителя																			

## Упрощенная кинематическая схема модуля



- 1 – двигатель  
 2 – датчик положения  
 3 – муфта  
 4 – станина  
 5 – шарико-винтовая передача  
 6 – суппорт  
 7 – направляющая  
 8 – опора направляющих  
 9 – опора ш.в.п.  
 10 – конечный выключатель

вращение вала двигателя 1, через муфту 3 передается на шарико-винтовую передачу 5, закрепленной в опорах 9. Суппорт 6 совершает перемещение по направляющим 7, ограниченное конечными выключателями 10, вдоль станины 4.

### Объем работы:

Разработать следующие вопросы:

1. Энергетический расчет привода. Выбор двигателя и передаточного отношения МПД.
2. Конструктивно-компоновочная схема модуля.
3. Силовой расчет привода.
4. Разработка чертежа общего вида.
5. Проверочный расчет привода.
6. Расчет кинематической точности модуля.
7. Разработка рабочих чертежей деталей модуля.

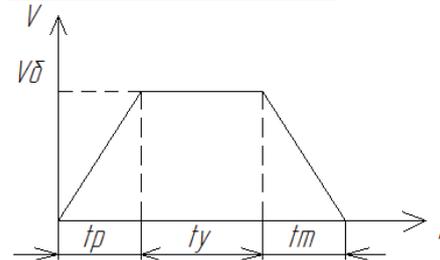
Конструктивно разработать (вычертить):

1. Структурная схема модуля \_\_\_ лист А4.
2. Кинематическая схема модуля \_\_\_ лист А4.
3. Чертеж общего вида \_\_\_ 2 листа А1.
4. Чертежи рабочих деталей \_\_\_ 1 – 2 листа А3.

### Исходные данные:

1. Наибольшее перемещение  $X = 0,63$  м;
2. Дискретность задания перемещений  $0,1$  мкм;
3. Скорость быстрых перемещений  $V_x = 0,5$  м/с.
4. Действующее усилие нагрузки  $F = 4000$  Н.
5. Угол действия нагрузки  $\alpha = 0,3$  рад.
6. Максимальная перемещающая масса  $m = 300$  кг.
7. Точность:
  - а) двустороннего позиционирования  $A \Delta_1 = 7,5$  мкм;
  - б) одностороннего позиционирования  $A \uparrow A \downarrow \Delta_2 = 6$  мкм;
  - в) повторяемость одностороннего позиционирования  $R \uparrow R \downarrow \Delta_3 = 3$  мкм.

### Тахограмма движения



$$t_p = 0,06 \text{ с.}$$

$$t_y = 1 \text{ с.}$$

$$t_m = 0,08 \text{ с.}$$

### Рекомендуемая литература

1. Егоров О. Д. Конструирование мехатронных модулей : учебник / О. Д. Егоров, Ю. В. Подураев. М. : СТАНКИН, 2005. 368 с.
2. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для машиностр. вузов / П. Ф. Дунаев, Леликов О. П. 4-е изд., перераб. и доп. М. : Высш. шк., 1985. 416 с.
3. Карнаухов Н. Ф. Электромеханические и мехатронные системы : учеб. пособие / Н. Ф. Карнаухов. Ростов н/Д : Феникс, 2006. 319 с.

### Пример выполнения курсового проекта

Исходные данные:

1. Наибольший крутящий момент

$$M_{\max} = 3 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

2. Тормозной момент

$$M_T = 6 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

3. Наибольшая частота вращения

$$\omega = 20 \text{ об/мин.}$$

4. Точность задания перемещений

$$\Delta_{\text{п}} = 0,001^\circ.$$

5. Точность задания рабочих подач

$$\Delta_{\text{рп}} = 0,01^\circ / \text{мин.}$$

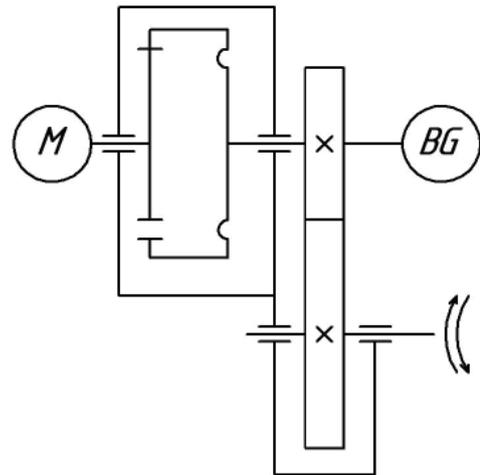
6. Точность углового позиционирования шпин-

деля: а) точность двухстороннего позицио-

нирования  $A = 0,010^\circ$ ; б) точность одностороннего позиционирования  $A\uparrow, A\downarrow =$

$= 0,007^\circ$ ; в) средняя повторяемость двухстороннего позиционирования  $R = 0,002^\circ$ ;

г) средняя зона нечувствительности  $B = 0,003^\circ$ .



#### Разработка кинематической схемы

Одной из задач курсового проекта является разработка кинематической схемы. Данная схема приведена на рис. П1.2.

Движение от двигателя (поз. 1) поступает на входной вал (води́ло) волновой передачи (поз. 2), чье коронное колесо крепится к корпусу модуля. Движение с выходного вала волновой передачи (гибкого колеса) передается на вал-шестерню (поз. 5), установленную в корпусе на подшипниках (поз. 9). Далее движение передается на зубчатое колесо (поз. 6).

Двигатель, волновая передача и вал-шестерня закреплены в едином корпусе, который установлен на оси III и может поворачиваться вокруг этой оси при помощи гидроцилиндра (поз. 8). Концевые выключатели SQ1 и SQ2 срабатывают в рабочем состоянии (зацепление замкнуто) и состоянии покоя (зацепление разомкнуто) соответственно.

Датчик SQ3 срабатывает в нулевом положении вала-шестерни I, что необходимо во время пребывания модуля в состоянии покоя. К валу-шестерне I крепится вал датчика B1 (поз. 4), который отслеживает её угол поворота. Датчик B2 (поз. 7) отслеживает угол поворота вала II в рабочем режиме модуля.

## Энергетический расчет привода

Целью настоящего раздела является выбор двигателя в соответствии с параметрами, указанными в задании на курсовой проект.

Исходные данные:

Максимальная частота вращения на выходе модуля  $\omega_{\max} = 2,094 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}$ ,

Максимальный момент на выходе модуля  $M_{\max} = 3000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

### Выбор двигателя

Определим мощность двигателя по выражению

$$P = \omega_{\max} M_{\max}. \quad (1)$$

Подставляя числовые значения в выражение (1), получим

$$P = 2,094 \cdot 3000 = 6282, \text{ Вт.}$$

На основании полученного значения мощности выбираем синхронный электродвигатель фирмы Siemens 1FT6086-8AF71-1AA1, имеющий следующие основные характеристики:

максимальная мощность двигателя  $P_{\text{дв.макс}}$ , кВт – 8,5;

максимальная частота вращения  $\omega_{\text{дв.макс}}$ , об/мин – 3000.

### Расчет передаточного отношения

Определим общее передаточное отношение модуля по выражению

$$i_{\text{общ}} = \frac{\omega_{\text{дв.макс}}}{\omega_{\max}}, \quad (2)$$

где  $i_{\text{общ}}$  – общее передаточное отношение модуля.

Подставляя числовые значения, получим

$$i_{\text{общ}} = 150.$$

Модуль содержит волновую и открытую зубчатую цилиндрические передачи. Принимаем для волновой передачи  $i_{\text{ВП}} = 100$ .

Передаточное отношение цилиндрической передачи получим по выражению

$$i_{\text{ЦЗ}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{\text{ВП}}}. \quad (3)$$

Используя числовые значения, получим

$$i_{\text{ЦЗ}} = 1,5.$$

### Разработка конструктивно-компоновочной схемы модуля

На чертеже (рис. П1.2) показана кинематическая схема модуля, включающая все основные его элементы и их расположение.

Вращающий момент с вала двигателя М1 непосредственно поступает на входной вал (водило) волновой передачи, чье коронное колесо крепится к корпусу модуля. Соединение вала двигателя с водилом волновой передачи жесткое, что обусловлено высокими требованиями по жесткости и точности передачи движения. Момент с выходного вала волновой

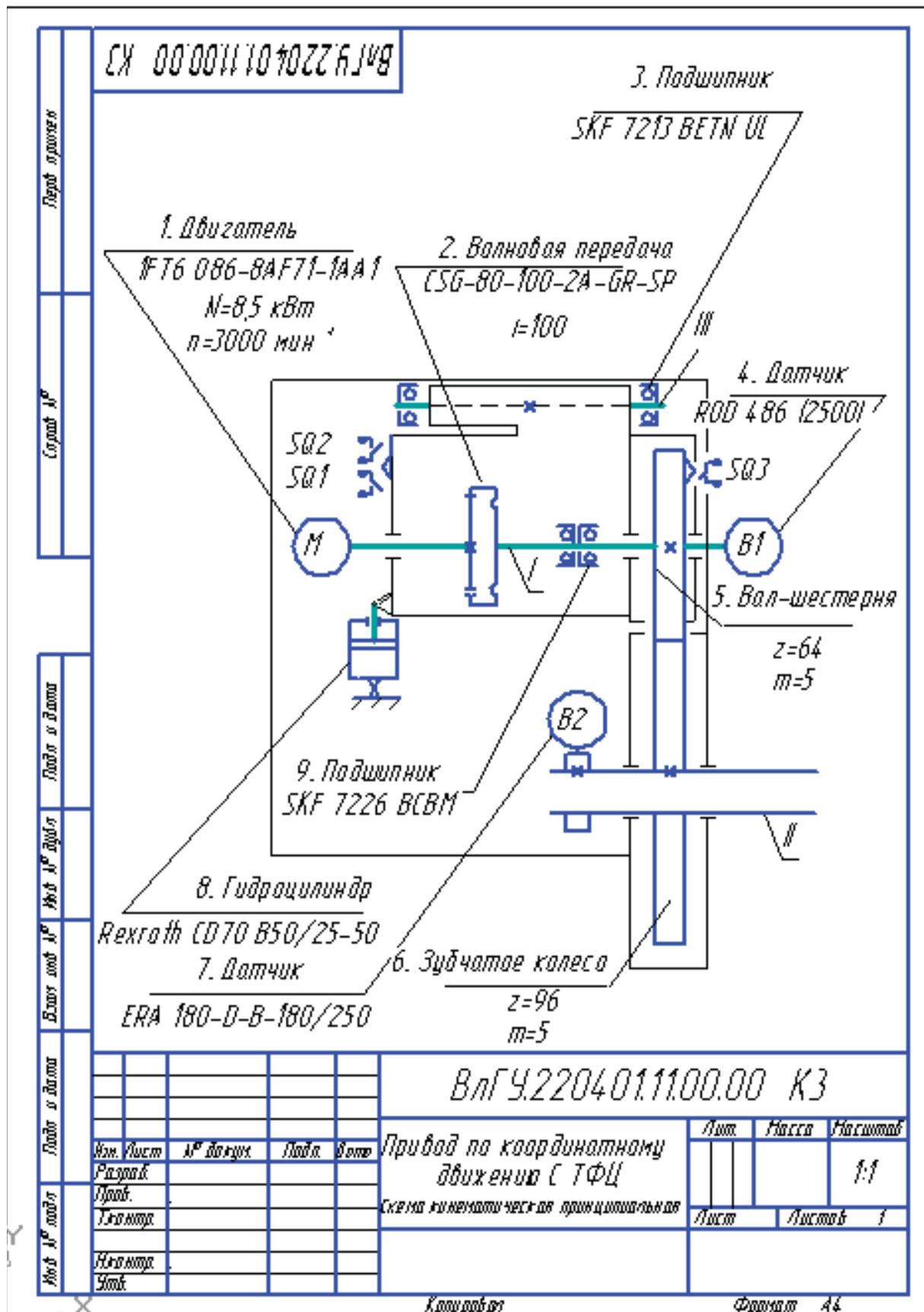


Рис. П1.2

передачи (гибкого колеса) передается на вал-шестерню I через жесткое соединение. Вал-шестерня установлена в корпусе на двух радиально-упорных подшипниках, стоящих навстречу друг другу. Далее момент передается на вал II через нестационарное зубчатое зацепление.

Нестационарность обеспечивается тем, что двигатель, волновая передача и вал-шестерня закреплены в едином корпусе, который установлен на оси III (ось III, вал II и вал-шестерня I параллельны) и может поворачиваться вокруг этой оси при помощи гидроцилиндра. Концевые выключатели SQ1 и SQ2 срабатывают в рабочем состоянии (зацепление замкнуто) и состоянии покоя (зацепление разомкнуто) соответственно. Данное конструктивное решение имеет два достоинства: возможность отсоединять модуль во время работы привода главного движения станка и возможность выборки люфта.

Датчик SQ3 срабатывает в нулевом положении вала-шестерни I, что необходимо во время пребывания модуля в состоянии покоя. К валу-шестерне I крепится вал датчика B1, который отслеживает её угол поворота. Применение датчика необходимо для корректировки положения вала-шестерни перед замыканием зубчатого зацепления.

Датчик B2 отслеживает угол поворота вала II в рабочем режиме модуля.

### Силовой расчет

Цель раздела – расчет сил и моментов, действующих на элементы модуля. Наиболее нагруженной является вал-шестерня I, показанная на кинематической схеме (см. рис. П1.2).

Расчетная схема с расположением сил, действующих на вал-шестерню, и реакций опор представлена на рис. П2.2. На этом же рисунке представлены эпюры действующих моментов.

#### 1. Расчет сил в зацеплении

Примем делительный диаметр вала-шестерни  $d_1 = 0,32$ , м.

Момент на валу-шестерне  $M_1$  определим по выражению

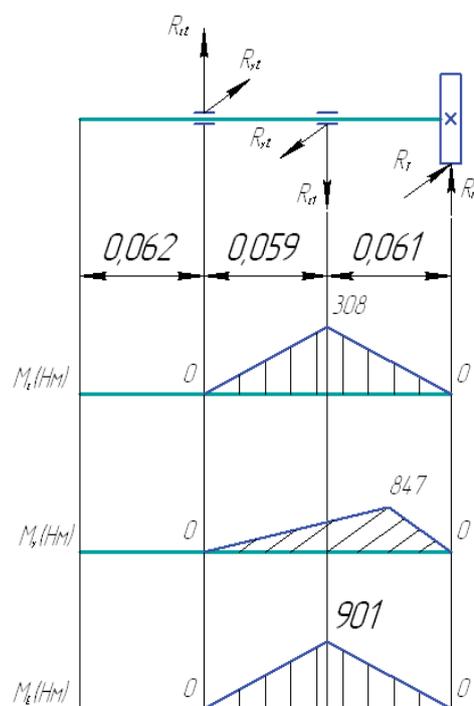


Рис. П2.2

$$M_1 = \frac{M_{\max}}{\eta_{\text{цз}} i_{\text{цз}}}, \quad (4)$$

где  $\eta_{\text{цз}}$  – КПД цилиндрической зубчатой передачи, равное 0,9.

Получим  $M_1 = 2222$ , Н·м

Окружную силу  $F_t$  и радиальную  $F_r$  в зацеплении вычислим соответственно по выражениям:

$$F_t = 2 \frac{M_1}{d_1}; \quad (5)$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (6)$$

где  $\alpha$  – угол зацепления, равный  $20^\circ$ .

Подставляя числовые значения, получим

$$F_t = 13887, \text{Н}; \quad F_r = 5054, \text{Н}.$$

### 2. Расчет реакций подшипников

В соответствии с основным законом динамики  $\sum M_y = 0$  и  $\sum M_z = 0$ . Исходя из этого и рис. П2.2, получим выражения для определения реакций подшипников:

$$R_{y1} L_2 = L_1 F_{t'} \quad (7)$$

где  $L_1 = 0,12$  и  $L_2 = 0,059$  м.

$$R_{z1} L_2 = L_1 F_r. \quad (8)$$

Исходя из соотношений  $\sum F_y = 0$  и  $\sum F_z = 0$ , получим выражения для определения составляющих реакций в опорах на рис. П2.2:

$$R_{y2} = R_{y1} - F_t; \quad (9)$$

$$R_{z2} = R_{z1} - F_r. \quad (10)$$

Подставляя численные значения, получаем, Н:

$$R_{y1} = 28244; R_{y2} = 14357; R_{z1} = 10279; R_{z2} = 5225.$$

### 3. Расчет суммарных реакций подшипников

Суммарные реакции подшипников определим по выражениям:

$$R_1 = \sqrt{R_{z1}^2 + R_{y1}^2}; \quad R_2 = \sqrt{R_{z2}^2 + R_{y2}^2}. \quad (11)$$

Используя численные значения, получим, Н:

$$R_1 = \sqrt{10279^2 + 28244^2} = 30056; R_2 = \sqrt{5225^2 + 14357^2} = 15278.$$

### 4. Расчет моментов, действующих на вал-шестерню

Для расчета используем выражения:

$$M_y = R_{y1} L_2; \quad (12)$$

$$M_z = R_{z1} L_2. \quad (13)$$

Используя численные значения, получим, Н:

$$M_y = 847; M_z = 308.$$

Суммарный момент определим по выражению

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}. \quad (14)$$

Используя численные значения, получим, Н:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{847^2 + 308^2} = 901.$$

### *Разработка общего вида модуля*

Цель раздела – разработка общего вида модуля.

Двигатель крепится к диску с помощью четырех винтов. Диск и коронное колесо волновой передачи закреплены на подвижном корпусе с помощью восьми винтов. Вал двигателя жестко крепится к водилу волновой передачи винтом. Гибкое колесо волновой передачи жестко крепится к валу-шестерне с помощью восьми винтов. Вал-шестерня установлена в подвижном корпусе на двух радиально-упорных подшипниках. Их натяг обеспечивается двумя кольцами, а фиксация в корпусе посредством двух дисков, каждый из которых крепится к корпусу на восьми винтах. На подвижном корпусе на двух винтах установлен кронштейн, на котором сухарём крепится датчик угла поворота вала-шестерни и датчик нулевого положения вала-шестерни. Вал датчика угла поворота соединен с валом-шестерней через муфту.

Подвижный корпус посредством винта жестко крепится к оси, которая установлена в корпусе на двух радиально-упорных подшипниках. Положение оси фиксируется гайками. Гидроцилиндр крепится к неподвижному корпусу винтом, а его шток присоединён к кронштейну, прикрепленному на четырех винтах к подвижному корпусу.

Зубчатое колесо установлено на выходном валу на двенадцати винтах. К зубчатому колесу на шести винтах прикреплен диск, к которому на шести винтах крепится крышка. К диску и крышке крепятся считывающая головка датчика угла поворота. Барабан датчика установлен на плите, которая соединена с неподвижным корпусом шестью винтами.

Концевые выключатели, срабатывающие в рабочем положении модуля и состоянии покоя, закреплены на уголке, который на двух винтах установлен на неподвижном корпусе.

### *Проверочный расчет двигателя*

Цель данного раздела – проверочный расчет выбранного двигателя с учетом динамического момента.

Необходимый момент двигателя определяется по следующему выражению:

$$M_{\Sigma} = M_{\text{нагр}} + M_{\text{дин}}, \quad (15)$$

где  $M_{\text{нагр}}$  – момент, определяемый по выражению:

$$M_{\text{нагр}} = \frac{M_{\text{max}}}{i_{\text{общ}}}; \quad (16)$$

$M_{\text{дин}}$  – динамический момент, определяемый по выражению:

$$M_{\text{дин}} = \varepsilon J_{\Sigma\text{пр}}, \quad (17)$$

где  $\varepsilon$  – угловое ускорение вала двигателя,  $J_{\Sigma\text{пр}}$  – суммарный момент инерции вращающихся деталей модуля, приведенный к валу двигателя, определяемый по выражению

$$J_{\Sigma\text{пр}} = J_{\text{дв}} + J_{\text{вп}} + \frac{J_{\text{вш}}}{i_{\text{вп}}^2} + \frac{J_{\text{зк}}}{i_{\text{общ}}^2} + \frac{J_{\Sigma}}{i_{\text{общ}}^2}, \quad (18)$$

где  $J_{\text{дв}}$  – момент инерции двигателя,  $J_{\text{вп}}$  – момент инерции волновой передачи,  $J_{\text{вш}}$  – момент инерции вала-шестерни,  $J_{\text{зк}}$  – момент инерции зубчатого колеса,  $J_{\Sigma}$  – суммарный момент инерции деталей, закрепленных на зубчатом колесе.

Согласно табличным данным и расчетам в системе «КОМПАС» численные значения моментов инерции, кг·м<sup>2</sup>, равны:

$$J_{\text{дв}} = 0,0066; J_{\text{вп}} = 0,0122; J_{\text{вш}} = 0,3581; J_{\text{зк}} = 1,8801; J_{\Sigma} = 0,0034.$$

Подставляя численные значения в (18), получим

$$J_{\Sigma\text{пр}} = 0,0189.$$

Угловое ускорение  $\varepsilon$  найдем по выражению

$$\varepsilon = \frac{\omega_{\text{дв. max}}}{t}, \quad (19)$$

где  $t$  – время разгона двигателя, равное 0,08 с.

Используя числовые значения, получим

$$\varepsilon = 3926,8 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}$$

Подставляя числовые значения в (17), получим

$$M_{\text{дин}} = 74,21 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент двигателя определим, подставляя численные значения в (15):

$$M_{\Sigma} = 74,21 + 20 = 94,21 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Согласно техническим характеристикам двигателя допускаемый коэффициент форсировки двигателя по моменту  $k_{\phi} = 10$ . Тогда максимальный момент двигателя найдем по выражению

$$M_{\text{дв. max}} = M_{\text{дв}} k_{\phi}, \quad (20)$$

где  $M_{\text{дв}}$  – номинальный момент двигателя.

Используя численные значения, получим

$$M_{\text{дв.мах}} = 270 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Необходимый момент двигателя не превышает его максимального паспортного значения, поэтому выбранный двигатель удовлетворяет условиям работы.

Проверка двигателя по условиям нагрева в курсовом проекте не предусматривается, поскольку не определена циклограмма работы механизма в течение длительного периода времени.

### *Расчет кинематической точности*

Цель данного раздела – определение кинематической точности модуля.

#### *1. Определение кинематической точности волновой передачи*

Так как волновая передача является покупным изделием, её кинематическая точность берется из каталога:

$$\delta\varphi_{\text{ВПмах}} = 1,5'.$$

#### *2. Расчет кинематической точности зубчатой цилиндрической передачи*

Кинематическую точность цилиндрической зубчатой передачи определим методом максимума-минимума. При расчете минимальное значение кинематической погрешности  $F'_{i0\text{min}}$  зубчатой цилиндрической передачи по дуге делительной окружности ведомого колеса, мкм, равно

$$F'_{i0\text{min}} = AK_s(F'_{i1} + F'_{i2}) \quad (21)$$

Максимальное значение кинематической погрешности, мкм:

$$F'_{i0\text{max}} = K \sqrt{(F'_{i1})^2 + (E_{\Sigma M1})^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + (E_{\Sigma M2})^2}, \quad (22)$$

где  $A$  – коэффициент, учитывающий степень точности передачи. Для зубчатой передачи 3-й степени точности принимают  $A = 0,62$ ;  $K_s$  и  $K$  – коэффициенты фазовой компенсации. Для данной передачи принимают  $K_s = 0,3$  и  $K = 0,98$ .  $F'_i$  – допуск, мкм, на кинематическую погрешность колеса, вычисляемый по выражению

$$F'_i = F_p + F_f, \quad (23)$$

где  $F_p$  – допуск, мкм, на накопленную погрешность шага зубчатого колеса,  $F_f$  – допуск на погрешность профиля зуба. Для зубчатой передачи 3-й степени точности в соответствии с табличными данными принимают  $F_p = 160$  мкм и  $F_f = 40$  мкм;  $E_{\Sigma M}$  – суммарная приведенная погрешность монтажа, мкм, определяемая по выражению

$$E_{\Sigma M} = \sqrt{\left(\frac{e_r \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right)^2 + (e_a \operatorname{tg} \beta)^2}, \quad (24)$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления, град;  $\beta$  – угол наклона линии зуба, град;  $e_r$  – монтажное радиальное биение зубчатого колеса, мкм:

$$e_r = 0,85 \sqrt{\sum_{i=1}^n e_i^2}, \quad (25)$$

где  $e_i$  – допуски на погрешности, создающие первичные радиальные биения колеса, мкм. Для 3-й степени точности зубчатого колеса, в соответствии с табличными данными принимаем  $e_i = 100$  мкм;  $e_a$  – монтажное осевое биение зубчатого колеса, мкм:

В данных расчетах можно принимать  $e_a = 5$  мкм.

Подставляя численные значения в соответствии с требованиями по точности и табличными данными, получим:

$$\begin{aligned} F'_{i1} &= 205 \text{ мкм}; F'_{i2} = 205 \text{ мкм}; \\ F'_{i0\min} &= 0,62 \cdot 0,3 (205 + 205) = 76,26 \text{ мкм}; \\ e_r &= 85 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

$$E_{\Sigma M1} = \sqrt{\left(\frac{85 \cdot 0,364}{1}\right)^2 + (85 \cdot 0)^2} = 30,94, \text{ мкм}$$

$$E_{\Sigma M2} = \sqrt{\left(\frac{85 \cdot 0,364}{1}\right)^2 + (85 \cdot 0)^2} = 30,94, \text{ мкм}$$

$$F'_{i0\max} = 0,98 \left[ \sqrt{(205)^2 + (30,94)^2} + \sqrt{(205)^2 + (30,94)^2} \right] = 396,3, \text{ мкм}$$

Для нахождения кинематической погрешности зубчатой передачи в угловых минутах используем выражение

$$\delta\varphi = \frac{6,88}{d_2} F'_{io} \quad (26)$$

где  $d_2$  – делительный диаметр окружности ведомого колеса, мм;  $F'_{io}$  – кинематическая погрешность, выраженная в микрометрах.

Подставляя численные значения, получим максимальное и минимальное значения кинематической погрешности зубчатой передачи в угловых единицах:

$$\begin{aligned} \delta\varphi_{3\text{П}\min} &= \frac{6,88}{480} 76,26 = 1,09'; \\ \delta\varphi_{3\text{П}\max} &= \frac{6,88}{480} 396,3 = 5,68'. \end{aligned}$$

### 3. Расчет максимальной кинематической погрешности модуля

Максимальная кинематическая погрешность определяется по выражению

$$\delta\varphi_{M\max} = \delta\varphi_{ВП\max} + \delta\varphi_{ЗП\max}. \quad (27)$$

Используя численные значения, получим

$$\delta\varphi_{M\max} = 7,18'.$$

Максимальная величина погрешности превышает заданную величину, что обусловлено погрешностями изготовления зубчатой передачи. Однако в модуле имеется обратная связь по перемещению, организуемая с помощью датчика (ERA 180DB-180/250, минимальный измеряемый угол  $0,001^\circ$ ). Исходя из этого будем считать, что погрешность модуля находится в пределах дискретности датчика перемещения. В то же время вопрос точности требует более углубленного рассмотрения с учетом системы управления и привода.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ .....	3
1.1. Упрощенные кинематические схемы модулей .....	3
1.2. Исходные данные к вариантам задания .....	5
2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТА .....	7
3. ВЫПОЛНЕНИЕ ЭТАПОВ ПРОЕКТА .....	8
3.1. Изучение упрощенной кинематической схемы модуля и ее критический анализ .....	8
3.2. Энергетический расчет модуля .....	8
3.2.1. Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при незначительных динамических нагрузках .....	8
3.2.2. Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при значительных динамических нагрузках .....	10
3.2.3. Определение передаточного отношения преобразователя движения .....	11
3.2.4. Оптимизация выбора силовых элементов .....	13
3.3. Выбор датчика перемещения .....	14
3.4. Выбор тормоза .....	17
3.5. Выбор опор .....	17
3.6. Выбор направляющих для модулей поступательного перемещения .....	17
3.7. Предварительное конструирование основных частей мехатронного модуля .....	19
3.8. Разработка вариантов эскизной компоновки мехатронного модуля .....	20
3.9. Силовой расчет .....	23
3.10. Расчет опор и направляющих на долговечность и статическую нагрузку .....	23
3.11. Чертеж окончательной компоновки .....	25
3.12. Расчет точности модуля с учетом погрешностей изготовления его конструктивных элементов .....	26
3.12.1. Погрешность системы управления и двигателя .....	26

3.12.2. Погрешность, вызванная податливостью преобразователя движения.....	26
3.12.3. Погрешность мехатронного модуля.....	26
3.13. Проверочный расчет двигателя .....	27
4. СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ И ИСТОЧНИКОВ ИНФОРМАЦИИ.....	27
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	28

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ  
«КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ»

Составители:

АСТАФЬЕВ Александр Владимирович

ВЛАСЕНКОВ Александр Викторович

УМНОВ Владимир Павлович

Ответственный за выпуск – зав. кафедрой профессор А. А. Кобзев

Подписано в печать 09.09.11.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 2,56. Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.