

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

**М. И. Михайлов**

**ИЗУЧЕНИЕ И РАСЧЕТ ПРИВОДОВ  
ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ СТАНКОВ  
С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ  
УПРАВЛЕНИЕМ**

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ  
по дисциплине «Конструирование и расчет станков»  
для студентов специальности 1-36 01 03  
«Технологическое оборудование  
машиностроительного производства»  
дневной формы обучения**

Гомель 2010

УДК 621.9.06(075.8)  
ББК 34.63-5я73  
М69

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета  
ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 2 от 27.10.2009 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. ГГТУ им. П. О. Сухого *А. Т. Бельский*

**Михайлов, М. И.**

М69 Изучение и расчет приводов главного движения станков с числовым программным управлением : лаборатор. практикум по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» днев. формы обучения / М. И. Михайлов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – 17 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит краткие теоретические сведения по дисциплине «Конструирование и расчет станков» и исходные данные, необходимые для изучения и расчета приводов главного движения станков с ЧПУ.

Для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» дневной формы обучения.

УДК 621.9.06(075.8)  
ББК 34.63-5я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2010

Цель работы: получить навыки по анализу коробок передач и изучить влияние их конструктивных элементов на основные показатели станка.

#### Порядок проведения работы

1. Получить исходные данные у преподавателя:
  - 1.1. Назначение коробки передач.
  - 1.2. Материал обрабатываемой заготовки на станке.
  - 1.3. Режущий инструмент (конструкцию и материал лезвия).
  - 1.4. Размеры заготовки.
2. Ознакомиться с конструкцией коробки передач.
3. Изобразить кинематическую схему с точным указанием всех элементов.
4. Определить диапазон регулирования коробки передач (к.п.).
5. Определить знаменатель геометрической прогрессии частот выходного вала.
6. Изобразить структурную сетку и график частот к.п., и записать структурную формулу.
7. Определить действительные и номинальные передаточные отношения выходного вала и рассчитать действительные кинематические погрешности к.п.
8. Определить допустимые крутящие моменты на выходном валу.
9. Определить рекомендуемые режимы резания.
10. Выбрать двигатель привода и построить график частот.
11. Изобразить схему механизма переключения скоростей к.п.
12. Определить способы подвода смазки и изобразить ее схему.

#### МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ ДЛЯ ПРИВОДА С ГИДРОФИЦИРОВАННЫМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ЧАСТОТ

При выполнении п.3 порядка проведения работы необходимо выполнить кинематическую схему в соответствии с требованиями стандартов /1/. На схеме должны быть указаны: числа зубьев колёс, типы и виды подшипников.

При выполнении п.4 необходимо найти наибольшую и наименьшую частоту вращения выходного вала коробки передач за один оборот входного вала и рассчитать диапазон регулирования

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}.$$

При выполнении п.5 необходимо помнить, что при построении приводов в станкостроении принят ряд геометрической прогрессии. Основные зависимости геометрического ряда со знаменателем:  $\varphi$ : члены ряда  $n_1; n_2 = n_1\varphi; \dots n_k = n_{k-1}\varphi = n_1\varphi^{k-1}$ ;

диапазон регулирования  $R = \frac{n_z}{n_1} = \varphi^{z-1}$ ;

знаменатель геометрического ряда  $\varphi = z^{-\sqrt[3]{R}}$ ;

При выполнении п.6 необходимо помнить, что структурная сетка множительного механизма симметрична. Совокупность передач связывающих вращение двух соседних валов составляет группу передач. Она характеризуется диапазоном регулирования  $R_i$ , количеством передач в группе  $Z_i$  и передаточными отношениями  $i_j$ .

Диапазон регулирования группы представляет собой отношение предельных частот вращения её ведомого вала при последовательном переключении всех передач данной группы.

Кинематический вариант определяет порядок чередования групп с различным диапазоном регулирования вдоль его кинематической цепи, т.е. последовательность их переключения.

Последняя группа передач обычно имеет наибольшую характеристику, а следовательно и наибольший диапазон регулирования  $R_{\max} = \varphi^{k_{\max}}$ , где  $k_{\max}$  – наибольший показатель последней группы передач. Проверить, что  $R_{\max} = \varphi^{k_{\max}} \leq 8$ .

Построение структурных сеток даёт возможность в наглядной форме выявить все возможные структуры и выбрать наиболее оптимальный её вариант. Они содержат информацию о количестве групп передач, числе передач в каждой группе, относительном порядке конструктивного расположения и включения групп в кинематическую цепь, диапазоне регулирования групповых передач и всего привода и числе ступеней частот вращения на любом валу.

Таблица 1 - Максимально допустимые значения  $k_{\max}$

Коробка передач	$k_{\max}$ при $\varphi$						
	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
Скоростей	36	18	9	6	4	3	3

Проверить имеют ли передаточные отношения зубчатых передач допустимые пределы, так: для коробок скоростей  $\frac{1}{4} \geq i \leq 2$  (для косозубых передач  $\frac{1}{4} \leq i \leq 2,5$ ). Определить значения показателя  $X$  в выражении  $\varphi^X$ .

Таблица 2 - Максимально допустимые значения  $X_{\max}$

Вид коробки передач	Вид передач	$X_{\max}$ при $\varphi$						
		1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
Скоростей	Повышающие	12	6	3	2	1	1	1
	Понижающие	24	12	6	4	3	2	2

График частот вращения строится для определенных конкретных значений величин передаточных отношений всех передач привода и частот вращения всех его валов. Он содержит дополнительную информацию о числе одиночных передач и их расположении, передаточных отношениях всех передач привода и частотах вращения всех валов при различных включениях передач.

Необходимо сделать заключение об оптимальности графика частот и структурной сетки по показателям:

1. Оптимальное ли соотношение количества групповых передач и количества передач в каждой группе?

2. Оптимальное ли соотношение конструктивного расположения групп с кинематической последовательностью их включения. (Для более оптимального варианта стремятся к постепенному уменьшению количества передач в группах и увеличению их характеристик вдоль кинематической цепи к выходному валу)?

3. В допустимых ли пределах диапазоны регулирования групповых передач и передаточные отношения?

4. Обеспечивается ли работа промежуточных валов с наименьшими нагрузками за счёт сообщения им более высоких частот вращения?

Для определения характеристик в группах передач необходимо найти насколько отличаются передаточные отношения в каждой группе:

а) например, первая группа включает передачи с передаточными отношениями,  $i_1, i_2, i_3$ , тогда  $i_1/i_2 = i_2/i_3 = \varphi^1$  или  $\lg i_1 - \lg i_2 = 1 \lg \varphi$ ; т.е. на один интервал на структурной сетке и графике частот;

б) вторая группа передач включает, например две передачи с передаточными отношениями  $i_4$  и  $i_5$ , т.е.  $i_4/i_5 = \varphi^3$  или  $\lg i_4 - \lg i_5 = 3 \lg \varphi$ ; т.е. на три интервала на графике частот и структурной сетке;

С учётом вышеизложенного окончательно можно записать структурную формулу  $Z = 6 = 3_1 \cdot 2_3$ .

Построим структурную сетку, для этого:

1. Проведём 3-и горизонтальных линий, по числу валов.
2. Разделим линию выходного вала на 6 частей точками, по числу скоростей.
3. Проведём вертикальные линии из каждой точки.

4. Определим середину диапазона на первой горизонтальной линии.  
 5. Из полученной точки проводим три луча до пересечения со следующей линией (второго вала).

6. Из полученной точки на втором валу проводим веерообразно два луча до пересечения с третьим валом (через три интервала).

Для построения графика частот необходимо:

1. Провести три горизонтальных линий, по числу валов.

2. Разделить точками линию выходного вала на 6 частей, по числу скоростей.

3. Записать в каждой точке частоты вращения выходного вала выписанные из ряда чисел.

4. На валу 1 найти точку с частотой равной единице.

5. Из полученной точки провести лучи до второго вала с наклоном влево для понижающих передач или вправо для повышающих на

расчетное количество интервалов 
$$e_i = \frac{\lg Z_i / Z_{i+1}}{\lg \varphi} .$$

Например, если  $Z_1 = 20, Z_2 = 40, Z_3 = 20, Z_4 = 20, Z_5 = 40, Z_6 = 20, \varphi = 1,41$ , то

$$e_1 = \frac{\lg 20 / 40}{\lg 1,41} = -2, e_2 = 0, e_3 = 2.$$

На графике частот эта группа отобразится в виде: первая передача будет понижающая с двумя интервалами влево, вторая – прямая в виде вертикальной линии и третья – повышающая в виде отрезка отклоняющегося на два интервала вправо.

6. Аналогично из каждой полученной точки на валу II провести два луча до третьего вала с наклоном на расчетное количество интервалов.

При выполнении 7-го пункта необходимо произвести расчёт ряда частот выходного вала через отношение чисел зубьев колёс передач.

$$\delta_i = \frac{n_{di} - n_{ni}}{n_{ni}} 100\% .$$

Определим, например, наименьшую действительную частоту

$$n_{d \min} = 1 \prod_{i=1}^n \frac{Z_{\min i}}{Z_{\max i}} ,$$

Где  $Z_{\min i}$  и  $Z_{\max i}$  соответственно минимальное и максимальное количество зубьев последовательно расположенных групп передач.

Затем из ряда чисел находим для знаменателя  $\varphi$  номинальное значение частоты  $n_{n \min}$ .

Тогда погрешность

$$\delta_1 = \frac{n_{d \min} - n_{n \min}}{n_n} 100.$$

При выполнении п.8 необходимо:

1. Рассчитать допустимые моменты на валах исходя из прочности вала. Для этого необходимо измерить диаметры валов в местах посадки зубчатых колёс и выбирать материал вала (если он не задан преподавателем). Расчёт производим по упрощённой формуле

$$M' = \frac{\pi d^3}{16} [\tau],$$

где  $d$  - диаметр вала, мм;

$[\tau]$  - допускаемое напряжение на кручение, МПа.  
для первого и второго валов  $[\tau] = 12 \text{ МПа}$ , для промежуточных  $[\tau] = 18 \text{ МПа}$ , для шпинделя и шпиндельного вала  $[\tau] = 23 \text{ МПа}$ .

2. Рассчитать допускаемые моменты на валах из условия прочности шлицевых и шпоночных соединений:

- для шпоночных соединений

$$M'' = \frac{[\sigma_{см}] dh \ell_p}{4,4}; \quad M''' = \frac{d \ell \psi}{2} [\tau],$$

где  $[\sigma_{см}]$ ,  $[\tau]$  - допускаемые напряжения смятия и среза шпонки, например для

шпонок из сталей, 45, 50 -  $[\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$  при стальной ступице и

$[\sigma_{см}] = 50 \dots 60 \text{ МПа}$  при чугунной ступице. Для подвижных соединений

$$[\sigma_{см}] = 20 \dots 30 \text{ МПа}; \quad [\tau] = 60 \dots 90 \text{ МПа};$$

$d$  - диаметр вала, мм;

$\ell$  - длина шпонки, мм;

$\ell_p$  - расчётная длина шпонки  $\ell_p = \ell - \psi$ ;

$\psi$  - ширина шпонки

- для шлицевых соединений

$$M^{IV} = [\sigma_{см}] Z d_m h \ell \psi,$$

где  $Z$  - число шлицев;

$d_m$  - средний диаметр соединения  $d_m = \frac{(D+d)}{2}$  - для прямобоочных

зубьев и  $d_m = mz$  - для эвольвентных зубьев;

$h, \ell$  - соответственно высота и длина поверхности контакта зубьев;

$\psi$  - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев ( $\psi = 0,5...0,7$ )

Табл. 3 - Допускаемые напряжения смятия для прямобочных шлицевых соединений

Соединения	Условия эксплуатации	Термообработка	
		без неё	специальная
Неподвижное	Тяжёлые	35-50	40-70
	Средние	60-100	100-140
	Хорошие	80-120	120-200
Подвижное не под нагрузкой	Тяжёлые	15-20	20-35
	Средние	20-30	30-60
	Хорошие	25-40	40-70
Подвижное под нагрузкой	Тяжёлые	-	3-10
	Средние	-	5-15
	Хорошие	-	10-20

$[\sigma_{см}] = 0,2\sigma_{\sigma}$  - для неподвижных эвольвентных соединений с химико-термической обработкой зубьев и  $[\sigma_{см}] = 0,1\sigma_{\sigma}$  - тоже для подвижных соединений.

3. Рассчитать допускаемые моменты на зубчатых колёсах по упрощённым зависимостям

$$M^V = \frac{Z_1 \psi_{\sigma m} m^3 [\sigma_F]}{k_F Y_{F1} k_m^3},$$

где  $M^V$  - крутящий момент на шестерне с числом зубьев  $Z_1$

$\psi_{\sigma m}$  - коэффициент ширины  $\psi_{\sigma m} = b/m$ ;

$m$  - модуль зацепления  $m = 2a/Z_{\Sigma}$ ;

здесь  $a$  - межосевое расстояние;

$$Z_{\Sigma} = Z_i + Z_{i+1}$$

$b$  - ширина зуба шестерни;

$k_m$  - вспомогательный коэффициент  $k_m = 13$  для прямозубых передач;

$k_m = 12$  для косозубых;

$k_F$  - коэффициент нагрузки для шестерни  $k_F = 1,3...1,5$ , меньшие значения относятся к зубчатому колесу расположенному между опорами симметрично;

$Y_{F1}$  - коэффициент, учитывающий форму зуба и выбираемый по рис.2;



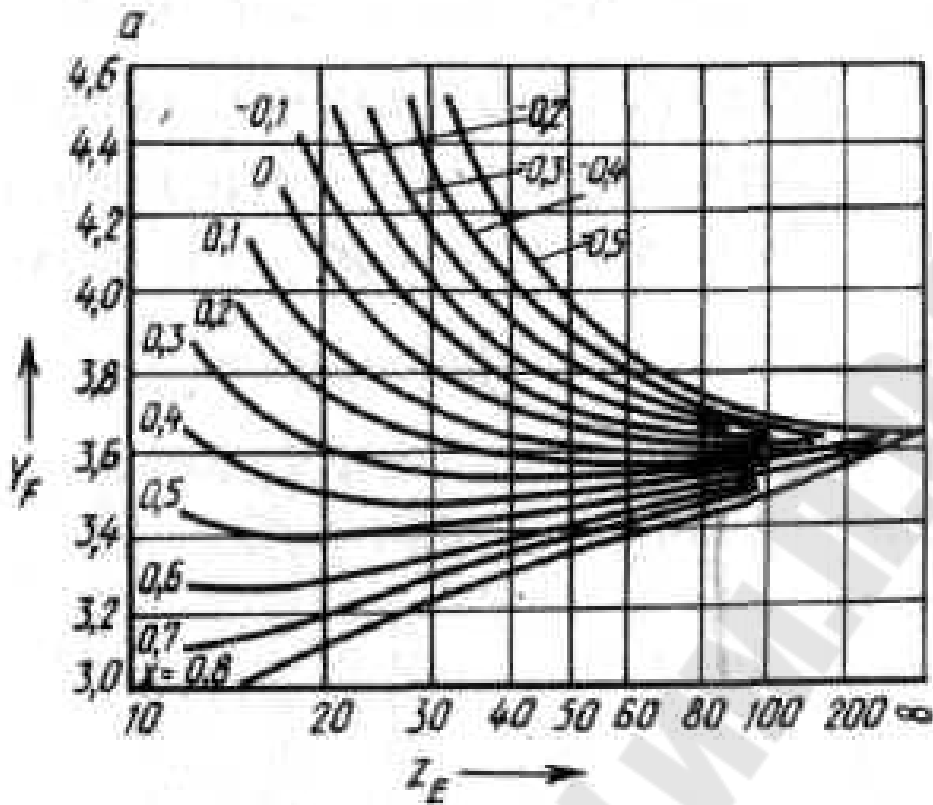


Рис. 1. График влияния  $Z_E$  на  $Y_F$

$Z_E$  - эквивалентное число зубьев  $Z_E = Z / \cos^3 \beta$  (для  
 прямозубых

колёс  $Z_E = Z$ );

$[\sigma_F]$  - допускаемое напряжение для материала шестерни, МПа

$$[\sigma_F] = 0,4 \sigma_{F \lim b} k_{FL},$$

здесь  $\sigma_{F \lim b}$  - предел выносливости материала зубьев, МПа (таблица 4)

$k_{FL}$  - коэффициент режима нагружения и долговечности

$$k_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

$m_F$  - показатель кривой усталости;

$N_{F0}$  - базовое число циклов перемены напряжений при изгибе;

$N_{FE}$  - эквивалентное число циклов перемены напряжений

Для зубчатых колёс, подвергаемых цементации или нитроцементации, принимают  $m_F = 9$  и  $N_{F0} = 10^7$ ; для зубчатых колёс с другой термообработкой  $m_F = 6$  и  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ .

$$N_{FE} = 60 \sum n_i t_i$$

здесь  $n_i$  - частота вращения вала,  $t_i$  - время работы коробки

При  $N_{FE} \leq 5 \cdot 10^4$  берут  $k_{FL} = 1,8$  (если  $m_F = 9$ ) или  $k_{FL} = 2,1$  (если  $m_F = 6$ ). При  $N_{FE} \geq N_{F0}$ , принимают  $k_{FL} = 1$ . Значения  $k_{FL}$  для других случаев приведены в /2/

$$M^{VI} = \frac{\psi_{ed} [\sigma_H^2] u d_{W_1}^3}{k_H (u + 1) k_d^3},$$

где 
$$\psi_{ed} = \frac{v}{d_{W_1}} = \frac{v}{mZ_1}$$

$k_d$  - вспомогательный коэффициент  $k_d = 770$  для прямозубых передач,

$k_d = 360$  для косозубых передач;

$k_H$  - коэффициент нагрузки  $k_H = 1,3 \dots 1,5$ ;

$u$  - передаточное число  $u = 1/i$ ;

$[\sigma_H]$  - допускаемое контактное напряжение для материала шестерни и колеса

$$[\sigma_H] = 0,4 \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H},$$

где  $\sigma_{H \lim b}$  - базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев

(табл.5);

$S_H$  - коэффициент безопасности (табл.4).

В качестве допускаемого контактного напряжения для косозубой передачи принимают условное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]),$$

$\sigma_{H1}$  и  $\sigma_{H2}$  - напряжение для шестерни и колеса

Из всех рассчитанных значений моментов  $M^i$  выбираем наименьшее, которое принимаем за рабочий момент на выходном валу  $M_p$ .

Табл. 4 - Предел выносливости зубьев  $\sigma_{H \lim \sigma} / \sigma_{F \lim \sigma}$  и коэффициент безопасности  $S_H / S_F$  при расчёте на контактную выносливость

Вид термо-обработки	Марка стали	Твёрдость HRC <sub>3</sub>		Модуль колеса, мм	Толщина упрочненного слоя, мм	$\frac{\sigma_{H \lim \sigma}}{\sigma_{F \lim \sigma}}, МПа$	$\frac{S_H}{S_F}$
		поверхности зубьев	сердцевины зубьев				
Нормализация, улучшение	40X, АЦ40X	217...280HV		1...10	-	$\frac{2H_{HB} + 70}{1,8HB}$	$\frac{1,1}{1,75}$
Объёмная закалка	40X, АЦХНМ 50ХНМ	40...55		1...4 4...6	-	$\frac{18H_{HRC_3} + 150}{500 \cdot 550}$	$\frac{1,1}{1,75}$
Закалка с нагревом ТВЧ сквозная, по рабочим поверхностям, контурная	40X, АЦ40X	48...52		1,5...12	Больше 0,2m	$\frac{1050}{400...600}$	$\frac{1,2}{1,75}$
Цементация с закалкой	12ХНЗА	58...62	30...40	1,5...6	(0,2...0,25)m	1380	$\frac{1,2}{1,55}$
	20ХНЗА	58...62	32...43	6...10		1380/950	
	20X	56...60	27...32	1,5...4		1300	
	18ХГТ	56...60	30...43	1,5...6		1300/950	
Нитроцементация с закалкой	25ХГМ	58...60	32...45	1,5...4	(0,13...0,2)m	1350	$\frac{1,2}{1,75}$
	25ХГТ	56...60	27...35	1,5...4		$\frac{750 \cdot 1000}{600 \cdot 650}$	
Азотирование	30ХЗМФ	700...800HV	Больше 24	1...6	(0,1...0,13)m	1050	$\frac{1,2}{1,75}$
	40ХФА	530...600HV	Больше 24	1...6		$\frac{1050}{600 \cdot 650}$	

В зависимости от варианта привода выданного преподавателем определяем момент на шпинделе из соотношения  $M_j = M_{j-1} \cdot u_{j,j-1} \eta_j$ , где  $M_{j-1}, M_j$  - моменты соответственно на предыдущем и следующем по кинематической цепи валах;

$u_{j,j-1}$  - передаточное число между двумя валами;

$\eta_j$  - к.п.д элементов (между двумя валами, например,  $\eta_j = \eta_{zn} \cdot \eta_n$ , где  $\eta_{zn}$  - к.п.д зубчатой передачи,  $\eta_n$  - к.п.д подшипников)

При выполнении п.9 необходимо определить режимы резания по нормативам /5,6/, для чего определяют основные параметры станка:

- а) максимальный диаметр заготовки обрабатываемой на станке (для токарных станков);
- б) максимальный диаметр инструмента (для сверлильных, расточных и фрезерных станков).

Рассчитываем частоту вращения шпинделя при скорости с наибольшей силой резания

$$n_{un} = \frac{1000V}{\pi D}$$

где  $D$  - диаметр заготовки или инструмента

При выполнении п.10 необходимо определить мощность на шпинделе

$$N = \frac{M_{un} n_{un}}{9550}$$

Определяем мощность и частоту вращения входного вала

$$N_{в.в} = \frac{N}{\eta_{к.с.}}$$

где  $\eta_{к.с.}$  - к.п.д коробки передач

$$n_{в.в} = n \cdot i_{к.н.мин},$$

где  $i_{к.н.мин}$  - минимальное передаточное отношение коробки передач.

По полученным значениям  $N_{в.в}$  и  $n_{в.в}$  и заданном типе и виде двигателя выбираем по справочникам основные его параметры: мощность, момент, минимальную, номинальную и максимальную частоты. Критерием выбора является минимальная мощность при соответствующем моменте.

После выбора двигателя аналогично п.6 строим уточненный график частот с учётом  $n_{дв}$ .

При выполнении п.11 необходимо изобразить эскиз гидрофицированного механизма переключения частот вращения.

При выполнении п.12 необходимо изобразить принципиальную схему смазки коробки передач [4].

## МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ ДЛЯ ПРИВОДА С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ МУФТАМИ

При выполнении п.п.3 – 7 используем ранее приведенные указания.

При выполнении п.8 необходимо при расчете допустимых моментов на валах, исходя из их прочности, измерить диаметры валов в местах посадки электромагнитных муфт и выбирать материал вала (если он не задан преподавателем). Дальнейшие расчеты аналогичны. Кроме того, в этом пункте необходимо определить основные параметры технической характеристики электромагнитных муфт.

Для этого измеряем наружный диаметр муфты  $D$  и определяем условный габарит :

- для муфт ЭИМ...2, мм

$D$  - 72, 80, 90, 100, 110, 120, 135, 150, 170, 190, 215, 240, 270

Габарит муфты 04, 05, 06, 07, 08, 09, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16

- для муфт ЭИМ...4, мм

$D$  72, 80, 90, 100, 110, 120, 135, 150, 170, 190, 215, 240, 270

Габарит муфты 04, 05, 06, 07, 08, 09, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16

Зная условный габарит, выбираем техническую характеристику по таблице 5, где  $M_H$  – номинальный передаваемый момент, т.е. номинальное (информационное) значение передаваемого муфтой момента при отсутствии скольжения между дисками;  $M_{O.B}$  – остаточный вращающий момент, т.е. информационное значение остаточного момента вращения, развиваемого отключенной муфтой при наличии скольжения между дисками;  $\omega$  - максимально допустимая частота вращения, справочный параметр;  $\Delta P$  - теплорассеивающая способность муфты, т.е. максимально допустимая средняя мощность, рассеиваемая муфтой в повторно-кратковременном режиме с частотой  $z \geq z_H$ ;  $z_H$  – частота включений, обеспечивающая усреднение потерь.

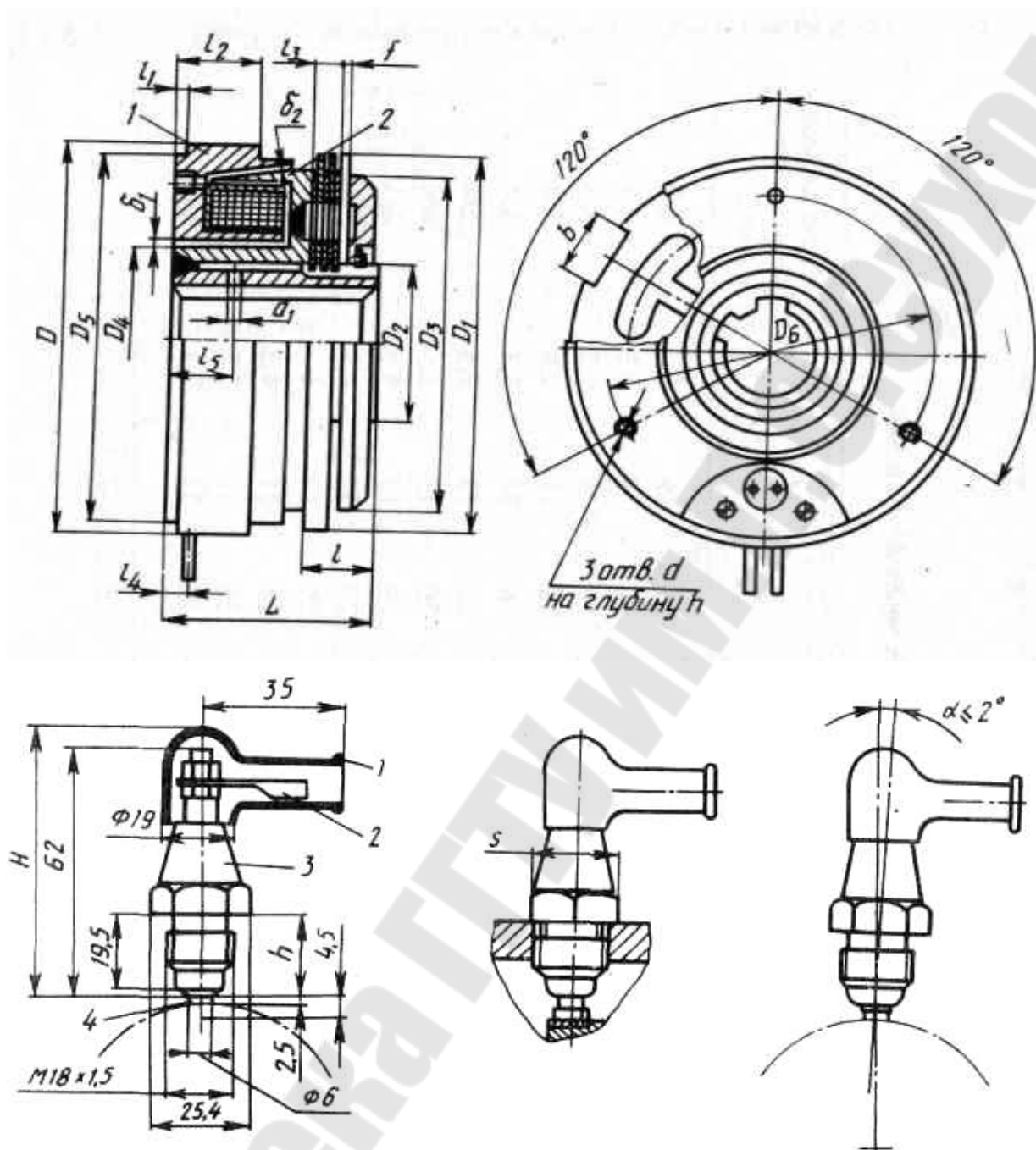


Рис. 2. Эскиз электромагнитной муфты серии Э1М...2

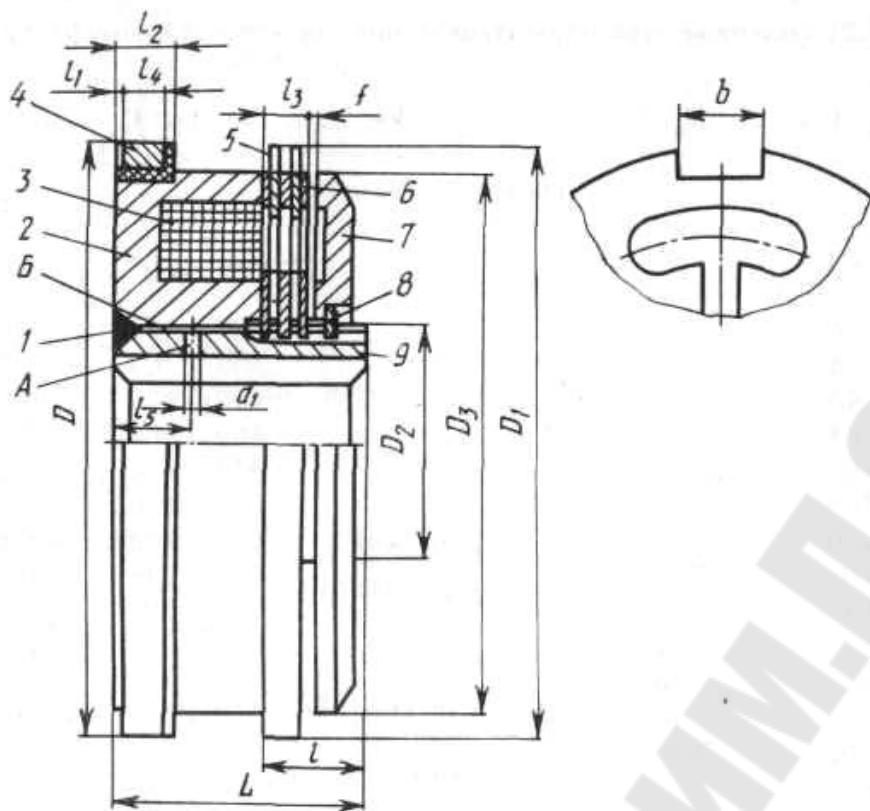


Рис. 3. Эскиз электромагнитной муфты серии Э1М...4

Таблица 5 - Основные параметры технической характеристики муфт серий Э1М...2, 4

Габарит муфты	$M_H, Н \cdot м$	$M_{O.B}, Н \cdot м$	$\omega, рад/с$		$\Delta P, Вт$	
	для муфт исполнений					
	2,4	2,4	2	4	2	4
04	16	0,1	600	800	50	75
05	25	0,15	500	700	80	120
06	40	0,25	450	600	100	150
07	63	0,4	400	500	140	210
08	100	0,7	350	450	180	270
09	160	1	300	400	210	315
10	250	1,2	280	360	250	375
11	400	2	250	330	300	450
12	630	2,5	220	300	350	525
13	1000	4	200	290	470	705
14	1600	6,5	180	270	600	900
15	2500	8	160	250	750	1125
16	4000	10	140	214	1000	1500

Пункты 9 и 10 выполняем аналогично вышеприведенным указаниям.

При выполнении п.11 необходимо изобразить принципиальную схему электромагнитной муфты.

При выполнении п.12 необходимо определить способы смазки электромагнитных муфт, зубчатых колес, подшипников и изобразить принципиальную схему смазки коробки передач.

Габарит муфты 04, 05, 06, 07, 08, 09, 10, 11, 12,13, 14,15,16

Подача масла, л/мин, 0,2, 0,3, 0,3, 0,4, 0,5, 0,8, 1,2, 1,6, 2, 2,5, 3, 3,5, 4

### СТРУКТУРА ОТЧЕТА

1. Название, цель и порядок выполнения лабораторных работ.
2. Кинематическая схема с точным указанием всех элементов.
3. Расчет диапазона регулирования коробки передач (к.п.).
4. Расчет знаменателя геометрической прогрессии частот выходного вала.
5. Структурная сетка и график частот к.п., со структурной формулой.
6. Действительные и номинальные передаточные отношения выходного вала с действительными кинематическими погрешностями к.п.
7. Расчет допускаемых крутящих моментов на выходном валу.
8. Расчет режимов резания.
9. Параметры двигателя привода и уточненный график частот.
10. Схема механизма переключения скоростей к.п.
- 11.Схема смазки.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Привести формулы расчета диапазона регулирования коробки передач.
2. Привести формулы расчета знаменателя геометрической прогрессии частот выходного вала.
3. Привести особенности структурной сетки и графика частот для привода с регулируемым двигателем.
4. Привести формулы расчета действительных кинематических погрешностей привода
5. Привести формулы расчета допускаемых крутящих моментов в приводе станка с ЧПУ.
6. Назовите особенности выбора двигателя для привода станка с ЧПУ.
7. Назовите типовые механизмы переключения частот в приводе станка с ЧПУ.
8. Назовите особенности выбора системы смазки привода станка с ЧПУ.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Типовые механизмы и приводы металлорежущих станков. /М.И.Михайлов и др. Методические указания для самостоятельной работы по курсам СОАП и МРС и ПР для студентов спец.12.01 и 12.02. Гомель 1991г.
2. РТМ-2-1-80. Расчёт на прочность цилиндрических зубчатых колёс с учётом условий работы современных автоматизированных станков. – М., 1984г. 114с.
3. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник. – М.:Энергоиздат, 1982.-503с.
4. Кочергин А.И. Конструирование и расчёт металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование. – Мн.: Выш.шк., 1991.-382с.
5. Общемашиностроительные укрупнённые нормативы времени на работы, выполняемые на металлорежущих станках. – М.; Экономика, 1988.
6. Справочник технолога-машиностроителя. /Под ред.А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. – М.: Машиностроение. 1986. 496с.т.2.

**Михайлов Михаил Иванович**

**ИЗУЧЕНИЕ И РАСЧЕТ ПРИВОДОВ  
ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ СТАНКОВ  
С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ  
УПРАВЛЕНИЕМ**

**Лабораторный практикум  
по дисциплине «Конструирование и расчет станков»  
для студентов специальности 1-36 01 03  
«Технологическое оборудование  
машиностроительного производства»  
дневной формы обучения**

Подписано в печать 17.06.20109.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1,0.

Изд. № 8.

E-mail: [ic@gstu.by](mailto:ic@gstu.by)

<http://www.gstu.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе  
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.