

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Воронежский государственный технический университет»

Кафедра автоматизированного оборудования
машиностроительного производства

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

*МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторных работ
по дисциплине «Расчет и конструирование станков»
для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обес-
печение машиностроительных производств»
(профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы»)
всех форм обучения*

Воронеж 2021

УДК 621.01 (07)
ББК 34.63я7

Составитель:
доцент М.В. Кондратьев

Проектирование и исследование шпиндельных узлов металлорежущих станков: методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Расчет и конструирование станков» для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы») всех форм обучения / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост.: М. В. Кондратьев. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2021. – 27 с.

В методических указаниях представлены сведения о методиках проектирования и исследования шпиндельных узлов (ШУ) токарных и фрезерных станков.

Предназначены для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы») всех форм обучения.

Методические указания подготовлены в электронном виде и содержатся в файле РИКС 1.pdf.

Ил. 4. Табл. 7. Библиогр.: 5 назв.

УДК 621.01 (07)
ББК 34.63я7

Рецензент – *С. Ю. Жачкин, д-р техн. наук, проф. кафедры автоматизированного оборудования машиностроительного производства ВГТУ*

*Издается по решению редакционно-издательского совета
Воронежского государственного технического университета*

ВВЕДЕНИЕ

Основной целью является приобретение практических навыков в разработке расчетных схем конкретных ШУ, определении характера и свойств индивидуальных и комплексных опор шпинделей, установлении параметров жесткости, точности и динамической характеристики ШУ.

Кроме того, решаются задачи развития способности студентов связывать теоретически установленные параметры ШУ с действительными возможностями станков.

Занятия проводятся со студентами, подготовленными теоретически, прошедшими инструктаж и ознакомленными с правилами техники безопасности при работе в лаборатории кафедры АОМП.

Выполненная работа оформляется в тетради и представляется для защиты преподавателю. Материалами для подготовки ответов на вопросы по теме работы являются лекции, изложенные ниже методические указания и предложенная в библиографическом списке литература.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1 РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

Цель работы

Освоение методов выявления параметров, определяющих работоспособность ШУ, по его конструкции. Приобретение навыков представления сложных конструктивных решений в упрощенном схематическом виде с указанием основных, определяющих работоспособность механизма, элементов конструкции.

Индивидуальное задание

Модель станка*
Техническая характеристика станка*
Кинематическая схема станка*
Конструктивный чертеж ШУ*

Требуется

1. Ознакомиться с технической характеристикой станка.
2. По кинематической схеме определить кинематическую цепь передачи вращения от электродвигателя к шпинделю станка.
3. Определить к.п.д. передачи от двигателя до шпинделя.
4. Определить эффективную мощность шпинделя.
5. Изучить конструкцию ШУ.
6. Определить типы и конструктивные схемы опор ШУ.

7. Определить вид, расположение приводного элемента, способ передачи вращения на шпиндель и силы, действующие на шпиндель.

8. Дать подробную характеристику по точности и надежности конструкции ШУ.

9. Определить параметр быстроходности ШУ, получить у преподавателя расчетные варианты быстроходности.

10. Определить в первом приближении диаметральные размеры шпинделя.

11. Определить типы и размеры подшипников в опорах ШУ.

12. Определить в первом приближении линейные размеры шпинделя.

13. Начертить расчетную схему ШУ с указанием всех вариантов размеров.

14. Начертить схему установки и нагружения ШУ в координатных плоскостях.

Примечание. Задания, помеченные звездочкой, выдаются преподавателем по техническим паспортам станков.

Содержание отчета

В отчете по лабораторной работе должны быть представлены основные технические параметры станка заданной модели: мощность электродвигателя привода главного движения, пределы частот вращения шпинделя; а также ответы на вопросы индивидуального задания. К.п.д. привода главного движения η следует определять как произведение к.п.д. всех кинематических пар привода:

$\eta = \prod_{i=1}^n \eta_i$. Значения к.п.д. элементов передач приводов приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Коэффициент полезного действия элементов приводов МРС

№№ пп	Наименование элементов передач привода	Значение к.п.д.
1	Ременная передача	
1.1	Плоскоременная передача без натяжного ролика	0,980
1.2	Плоскоременная передача с натяжным роликом	0,970
1.3	Плоскоременная перекрестная передача	0,900
1.4	Клиноременная передача	0,960
1.5	Зубчатая ременная передача	0,940 - 0,970
2	Зубчатая передача	
2.1	Цилиндрическая со шлифованными зубьями	0,990
2.2	Цилиндрическая с нешлифованными зубьями	0,980
2.3	Коническая	0,970
3	Цепная передача	
3.1	Цепная передача роликовой цепью	0,960
3.2	Цепная передача зубчатой цепью	0,970
4	Подшипники	
4.1	Подшипник скольжения с принудительной смазкой	0,985
4.2	Подшипник скольжения с нормальной смазкой	0,980
4.3	Подшипник качения	0,995
5	Муфты	0,980
6	Передача «винт – гайка скольжения»	0,250 – 0,350
7	Передача «винт – гайка качения»	0,900 – 0,950

В отчете необходимо представить:

- расчет к.п.д. привода главного движения с указанием максимального числа валов, включенных в кинематическую цепь передачи вращения, и представляется расчет эффективной мощности на шпинделе;
- описание конструкции ШУ с анализом размещения опор и их вида: индивидуальные или комплексные, количество и типы подшипников, способы базирования и создания натяга подшипников, способы смазки и удержания смазки в опорах;
- описание вида и размещения приводного элемента на шпинделе с анализом характера передаваемого движения, деталей конструкции, воспринимающих нагрузки, направления и вида нагрузки;
- обоснование определения параметра быстроходности и диаметральных размеров шпинделя;
- в соответствии с установленными диаметральными размерами дается обоснование выбора конкретных типов подшипников и характеристика опор ШУ (с заземлением, без заземления, какие элементы опор обеспечивают натяг и др.);
- в зависимости от установленных диаметральных размеров шпинделя, размеров подшипников, вида и размещения приводного элемента определить линейные размеры шпинделя и начертить расчетную схему ШУ с указанием всех размеров. Пример выполнения схемы с вариантами размещения приводного элемента приведен на рисунке 1.1;

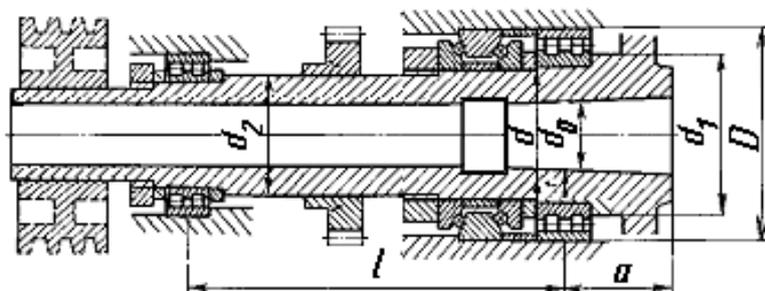


Рис. 1.1. Схема шпиндельного узла

- для установления вида и расположения нагрузок, действующих на ШУ, начертить схему нагружения ШУ. Примеры выполнения расчетных схем нагружения приведены на рис. 1.2.

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Шпиндельный узел предназначен для передачи вращения с заданной точностью детали или инструменту. В ШУ включен шпиндель, представляющий собой полый ступенчатый вал, установленные на нем детали привода вращения, опоры, устройства закрепления обрабатываемых деталей или инструмента.

Наибольшее распространение в станкостроении имеют шпиндели на опорах качения. Конструкции опор состоят из шариковых или роликовых подшипников и деталей, обеспечивающих нормальные условия работы и относительное смещение внутренних и внешних колец подшипника, или принудительную деформацию одного из колец для создания рабочего зазора или натяга по дорожкам качения подшипников. Нормальные условия работы подшипников создаются наличием смазки, которая подается в зону трения и удерживается контактными или бесконтактными уплотнениями. Рабочий зазор или натяг в подшипниках создается дистанционными кольцами и гайками.

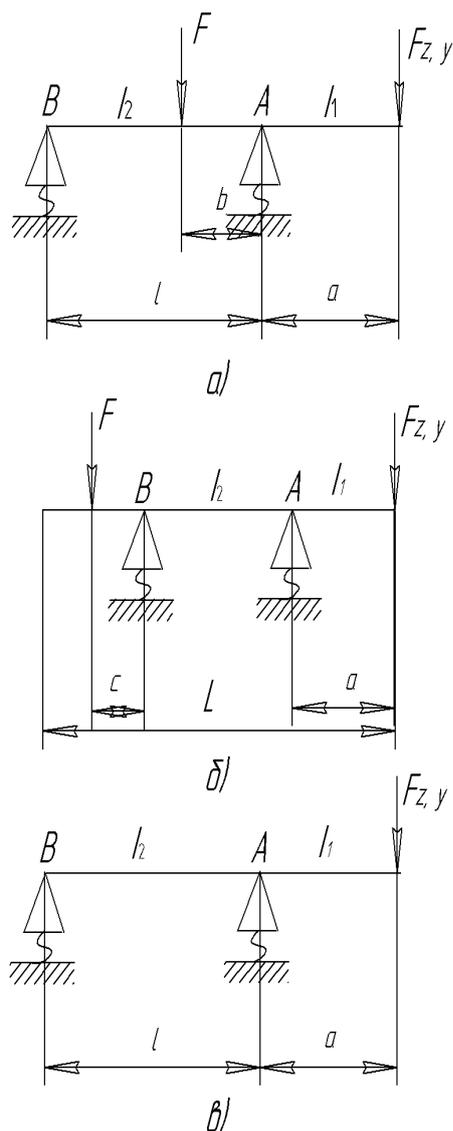


Рис. 1.2 Расчетные схемы:

- а) с приводным элементом между опорами;
- б) с приводным элементом на конце шпинделя;
- в) без радиальной нагрузки от шпинделя

Вращение шпинделя осуществляется с помощью зубчатой или ременной передачи. Зубчатые передачи просты и компактны, передают большие крутящие моменты, но не обеспечивают точность и плавность движения шпинделя. Ременная передача больших габаритов имеет ограничения в передаче крутящих моментов, но повышает плавность вращения шпинделя.

В шпиндельных узлах станков для обеспечения высокой грузоподъемности, точности вращения шпинделя, повышенной жесткости и минимального нагрева применяют подшипники качения специальных конструкций.

Конструкции опор определяют уровень быстроходности ШУ. В таблице 1.2 приведены компоновочные схемы опор конструкций ШУ, которые чаще всего применяются в станкостроении.

Диаметр шпинделя в передней опоре d в первом приближении устанавливается по параметру быстроходности $[n \cdot d]$

$$d = \frac{[nd]}{n_{\max}}, \text{ мм}, \quad (1.1)$$

где n_{\max} – максимальная частота вращения шпинделя, мин^{-1} .

Диаметр шпинделя между опорами принимается конструктивно $d_2 \approx (1...0,9)d$.

Диаметр шпинделя в задней опоре принимается конструктивно $d_3 \approx (1...0,8)d$.

Диаметр переднего конца шпинделя (передней консоли) $d_1 \approx (1...1,2)d$, он уточняется по [1]. Все принятые размеры корректируются в зависимости от размера и размещения резьбовых шеек шпинделя для гаек натяга опор и отверстия d_0 в шпинделе, предназначенного для размещения привода автоматического устройства зажима заготовки, прутка или инструмента. Размер отверстий в шпинделе устанавливается по размеру посадочного конуса, указанного в технической характеристике станка.

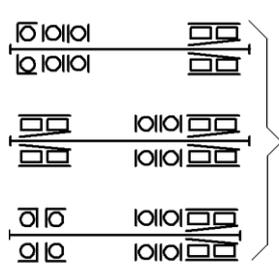
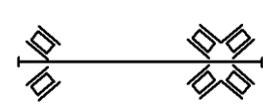
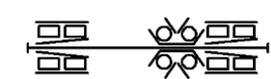
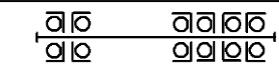
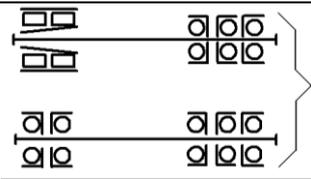
Линейными размерами шпинделя являются:

- общая длина шпинделя (L), которая определяется суммой размеров: вылета переднего конца шпинделя (передней консоли), межопорного расстояния и вылета заднего конца шпинделя;

- вылет переднего конца шпинделя (a) (см. рисунок 1.2), от середины первого переднего подшипника до торца шпинделя, определяется конструктивно в зависимости от размеров и конструкции переднего фланца ШУ, уплотнений и дистанционных колец;

Таблица 1.2

Характеристики опор шпиндельных узлов

Конструктивная схема ШУ	Параметры быстроходности	Тип подшипника	Коэффициент ε
1	2	3	4
1 Низкоскоростные ШУ			
	$d \cdot n < 100000 \dots 140000$ мм · мин ⁻¹	Игольчатые	
	$d \cdot n < 150000 \dots 180000$ мм · мин ⁻¹	Радиальный двухрядный роликовый - 3182100; шариковый упорный - 8100; шариковый радиально-упорный - 36100	0,45...0,65
	$d \cdot n < 160000 \dots 250000$ мм · мин ⁻¹	Сдвоенный роликовый - 697000; Однорядный роликовый - 17000	0,30...0,45
2 Среднескоростные ШУ			
	$d \cdot n < 200000 \dots 300000$ мм · мин ⁻¹	Двухрядный роликовый - 3182100; шариковый упорный - 8100; шариковые радиально-упорные: 36100 (36200); шариковый радиальный - 200	0,30...0,45
	$d \cdot n < 250000 \dots 350000$ мм · мин ⁻¹	Радиальный двухрядный роликовый - 3182100; шариковый упорно-радиальный - 179900	0,30...0,45
	$d \cdot n < 300000 \dots 450000$ мм · мин ⁻¹	Шариковые радиально-упорные: 36100 (36200), 46100 (46200); радиальный двухрядный роликовый - 3182100	0,20...0,30
	$d \cdot n < 400000 \dots 500000$ мм · мин ⁻¹	Шариковые радиально-упорные: 36100 (36200), 46100 (46200); радиальный двухрядный роликовый - 3182100	0,20...0,30

3 Высокоскоростные ШУ			
	$d \cdot n < 500000 \dots 600000$ мм · мин ⁻¹	Шариковые радиально-упорные: – 36100, 36100К, 36900, 46900	0,15...0,20
	$d \cdot n < 500000 \dots 600000$ мм · мин ⁻¹	Шариковые радиально-упорные: – 36100, 36100К, 36900, 46900	0,15...0,20
	$d \cdot n < 500000 \dots 600000$ мм · мин ⁻¹	Шариковые радиально-упорные: – 36100, 36100К, 36900, 46900	0,15...0,20
	$d \cdot n < 500000 \dots 600000$ мм · мин ⁻¹	Шариковые радиально-упорные: – 36100, 36100К, 36900, 46900	0,15...0,20

- межопорное расстояние (l), от середины первого переднего подшипника до середины заднего радиального подшипника, которое определяется по формуле

$$l \approx 3d. \quad (1.2)$$

При размещении приводного элемента на конце шпинделя, вылет заднего конца шпинделя (c) определяется от середины задней опоры до точки приложения силы на приводном элементе.

В случае расположения приводного элемента в межопорной части, расстояние от середины переднего подшипника до точки приложения силы на приводном элементе (e) определяется конструктивно.

Шпиндельный узел воспринимает нагрузку от силы резания, которая приложена к переднему концу шпинделя. На шпиндель действуют составляющие силы резания F_z и F_y , которые можно установить по мощности двигателя главного движения с учетом к.п.д привода:

$$F_z = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot P_d \cdot \eta}{\pi \cdot d_{\text{заг(ф)}} \cdot n_{\text{шп}}}, \text{ Н}, \quad (1.3)$$

где P_d – мощность двигателя привода главного движения (ПГД), кВт;

$d_{\text{заг(ф)}}$ – диаметр заготовки (обработки) или инструмента (фрезы), м;

$n_{\text{шп}}$ – расчетная частота вращения шпинделя, мин⁻¹;

η – к.п.д. привода.

Максимальные затраты мощности на резание требуются в среднем диапазоне частот вращения шпинделя, поэтому в практике механической обработки $n_{\text{шп}}$ задается по средней частоте первой трети диапазона частот вращения. Диаметр обработки или инструмента (фрезы, сверла и др.) принимается максимальный.

Составляющая силы резания F_y ориентировочно может быть определена по соотношению $F_y \approx 0,4F_z$.

Силы, действующие на шпиндель от привода через зубчатое колесо, определяются по крутящему моменту T и расчетной частоте вращения шпинделя с учетом к.п.д. привода:

$$T = T_d \cdot u \cdot \eta = 9550 \frac{P_n \cdot \eta}{n_{шп}} \text{ Н} \cdot \text{ м}, \quad (1.4)$$

где T_d – крутящий момент на валу двигателя, Н · м;

u – передаточное число (обратная величина передаточного отношения, $u = \frac{1}{i}$).

P_n – номинальная мощность двигателя, кВт;

На зубчатое колесо в разных плоскостях действуют окружная и радиальная силы.

$$\text{Окружная сила на зубчатом колесе } F_k = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_k}, \text{ Н},$$

где d_k – делительный диаметр колеса, $d_k = mz$, где m – модуль зубьев колеса, z – число зубьев.

$$\text{Радиальная сила } F_r = \frac{F_k \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ Н},$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

β – угол наклона зуба колеса, град. Для прямозубых колес угол $\beta = 0^\circ$, для косозубых принимается $\beta = 13^\circ$.

Если вращение шпинделю передается шкивом ременной передачи, то сила, действующая на шпиндель от привода, определяется с учетом силы предварительного натяжения ремня F_0 , которую рассчитывают по формуле

$$F_0 = \frac{0,5 F_{шк}}{\varphi}, \text{ Н}, \quad (1.5)$$

где $F_{шк}$ – окружная сила на шкиве, Н;

φ – коэффициент тяги, для плоского ремня из прорезиненной ткани $\varphi = (0,50 \dots 0,60)$, для ремня с полиамидным покрытием $\varphi = (0,55 \dots 0,65)$, для клинового ремня $\varphi = (0,45 \dots 0,55)$.

Окружную силу на шкиве рассчитывают по формуле

$$F_{шк} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_1} = 9550 \frac{P_n \eta}{d_1 n_{шп}}, \text{ Н}, \quad (1.6)$$

где d_1 – диаметр ведущего шкива, мм.

Сила, нагружающая шпиндель, определяется по формуле

$$F = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right), \text{ Н}, \quad (1.7)$$

где α_1 - угол обхвата ведущего шкива, который рассчитывают по формуле: $\alpha_1 = 180 - \frac{57(d_2 - d_1)}{a_p}$, град, где d_2 – диаметр ведомого шкива, мм; a_p – межосевое расстояние привода, мм.

Диаметры d_1 и d_2 шкивов устанавливаются по размерам, указанным на кинематической схеме станка.

Контрольные вопросы

1. Назначение ШУ.
2. Устройство ШУ станка заданной модели.
3. Какие подшипники использованы в опорах ШУ?
4. Какой характер закрепления шпинделя в опорах?
5. Какие опоры шарнирные? Какие нагрузки воспринимают эти опоры?
6. Какие опоры защемляющие? Какие нагрузки воспринимают эти опоры?
7. Чем осуществляется натяг в опорах? Через какие детали усилие натяга передается на подшипник, какие части подшипника воспринимают усилие натяга?
8. Какое действие оказывает усилие натяга на подшипник?
9. От какого элемента конструкции передается вращение на шпиндель?
10. Какие нагрузки действуют на шпиндель от привода?
11. Что такое быстроходность ШУ?
12. Как установить в первом приближении диаметральные и линейные размеры шпинделя и его опор?
13. Какие силы действуют на шпиндель, как установить их величины.

Порядок выполнения задания по лабораторной работе

1. В соответствии с индивидуальным заданием по материалам, приведенным в техническом паспорте станка, следует ознакомиться с технической характеристикой станка заданной модели, кинематической схемой и конструкцией ШУ.
2. Установить параметры технической характеристики, кинематических связей и конструктивных элементов, необходимые для выполнения расчетов, требуемых заданием.
3. Начертить конструктивную расчетную схему шпиндельного узла с указанием всех вариантов диаметральных и линейных размеров.

4. Начертить схему нагружения ШУ с указанием вида, направления и величин нагрузок.
5. Оформить отчет по лабораторной работе.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2 **ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ШУ**

Цель работы

Освоение методов выполнения практических расчетов конкретных конструктивных решений ШУ металлорежущего станка; развитие способностей определения связей конструктивных решений с выбором методов проектных расчетов и оценки влияния размерных параметров на точность ШУ.

Индивидуальное задание

Работа выполняется по вариантам, определенным для лабораторной работы № 1, с использованием расчетов, расчетной схемы и схемы нагружения ШУ, полученных в результате ее выполнения.

Расчетная часть и теоретическое исследование жесткости ШУ выполняются по заданным вариантам соотношений диаметра и длины межопорной части шпинделя.

Требуется

1. Выбрать материал для изготовления шпинделя.
2. Установить физико-механические свойства выбранного материала.
3. Определить жесткость опор ШУ.
4. Определить радиальное перемещение ШУ в координатных плоскостях.
5. Определить жесткость ШУ по заданным параметрам.
6. Определить требуемую точность ШУ.
7. Установить соответствие требуемой точности выбранных размеров ШУ.
8. Составить график изменения жесткости в зависимости от длины межопорной части (l), диаметра шпинделя в передней опоре (d).
9. Дать заключение о соответствии установленных размеров шпинделя точности станка.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Шпиндели станков нормальной точности изготавливают из сталей 40Х, 45, 50 с закалкой индукционным нагревом ответственных поверхностей до твердости 48...56 HRC. Кроме того, применяют стали 40ХГР, 50Х с последующей объемной закалкой до твердости 56...60 HRC.

Шпиндели станков с ЧПУ и многоцелевых станков, для которых требуется повышенная износостойкость поверхностей, используемых для центрирова-

ния и автоматического закрепления инструментов или приспособлений, изготавливают из сталей 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А с цементацией и закалкой до твердости 56...60 HRC.

Для изготовления шпинделей прецизионных станков используют азотируемые стали 38Х2МЮА, 38ХВФЮА с закалкой до твердости 63...68 HRC.

В таблице 2.1 представлены характеристики некоторых материалов, из которых изготавливают шпиндели.

Таблица 2.1

Механические свойства сталей

Марка стали	Термообработка	Пределы прочности, МПа	
		σ_B	σ_T
1	2	3	4
40Х	Закалка, отпуск	980	780
45		940 - 1080	760 - 890
50		1010 - 1160	830 - 950
40ХГТР	Объемная закалка	1000	800
50Х		1080	880
20Х		780	640
18ХГТ	Цементация, закалка	1180	930
12ХН3А		980	830
38Х2МЮА	Закалка	1800	1100

Жесткость ШУ характеризуется величиной упругого перемещения переднего конца шпинделя, являющегося результатом деформаций тела шпинделя и его опор. При расчете радиальной жесткости все силы приводят к двум координатным плоскостям XOZ и YOZ , проходящим через ось шпинделя. Суммарное перемещение δ_Σ определяется по соотношению $\delta_\Sigma = \sqrt{\delta_y^2 + \delta_z^2}$.

В свою очередь перемещения δ_y и δ_z характеризуются следующими перемещениями конца шпинделя: изгибом тела шпинделя δ_1 , податливостью опор δ_2 и сдвигом δ_3 , вызванным защемляющим моментом в опорах.

Значение суммарного перемещения δ_Σ также зависит от материала, из которого изготовлен шпиндель, и его размеров.

Податливость опор δ_2 определяется жесткостью опор.

Так как защемляющий момент оказывает влияние на жесткость ШУ, его коэффициент ε вводится в расчетные зависимости упругих перемещений шпинделя.

Жесткость опоры зависит от количества, типов и размеров подшипников, образующих эту опору. Ориентировочно значение жесткости каждого подшипника можно установить по графикам, приведенным на рисунке 2.1.

Основой для расчета жесткости ШУ является схема его нагружения. Рассмотрим три возможные схемы нагружения.

1. Приводной элемент размещен между передней и задней опорами (см. рисунок 1.2,а)

Радиальное упругое перемещение δ переднего конца шпинделя состоит из суммы следующих перемещений:

- тела шпинделя под действием силы на приводном элементе;
- тела шпинделя под действием силы резания;
- опор в результате деформации от силы на приводном элементе;
- опор в результате деформации от силы резания.

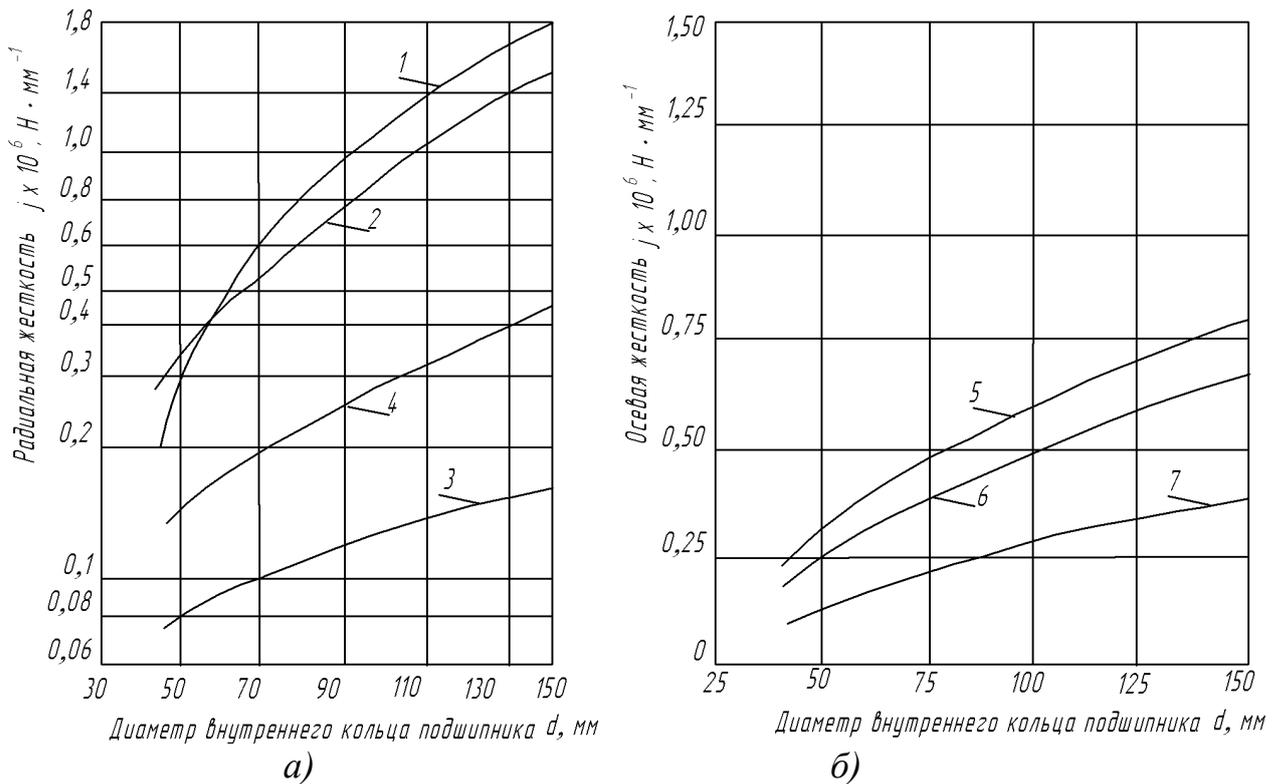


Рис. 2.1. Зависимость жесткости подшипника от его диаметра:
 а): 1 – двухрядные роликовые подшипники; 2 – конические роликовые подшипники; 3 – шариковые подшипники; 4 – гидростатические опоры (при $P_{ш} = 2$ МПа);
 б): 5 – упорные шариковые подшипники; 6 – упорно-радиальные шарико-подшипники; 7 – радиально-упорные шариковые подшипники

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя определяем по следующей зависимости:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = F_{z,y} \left[\frac{a^3}{3EI_1} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{3EI_2} + \frac{j_A a^2(1-\varepsilon) + j_B [l + a(1-\varepsilon)]^2}{j_A j_B l^2} \right] \pm \pm F(1-\varepsilon) \left[\frac{j_B(1+a)^2 - j_A(l-b)^2}{j_A j_B l^2} - \frac{a(b^3 + 2bl^2 - 3b^2l)}{3EI_2 l} \right], \text{ мм}, \quad (2.1)$$

где $F_{z,y}$ – составляющая силы резания в расчетной плоскости, Н;
 a – вылет передней консоли, мм;
 E – модуль упругости материала шпинделя (для стали – $E = 2, \dots, 2,2 \cdot 10^5$), МПа;
 I_1 – среднее значение осевого момента инерции сечения консоли, мм⁴;
 I_2 – среднее значение осевого момента инерции сечения шпинделя в пролете между опорами, мм⁴.
 ε – коэффициент защемления в передней опоре, значения которого приведены в таблице 1.2;
 j_A и j_B – радиальная жесткость соответственно передней и задней опор, Н/мм;
 F – составляющая силы, действующей на приводном элементе в расчетной плоскости (знак плюс перед F , если силы направлены в одну сторону), Н;
 b – расстояние от приводного элемента до передней опоры, мм.
Среднее значение осевого момента инерции сечения передней консоли I_1 рассчитывают по формуле

$$I_1 = 0,05d^4 \left(1 - \frac{d_0^4}{d^4} \right), \text{ мм}^4; \quad (2.2)$$

а среднее значение осевого момента инерции сечения шпинделя в пролете между опорами I_2 – по формуле

$$I_2 = 0,05d_2^4 \left(1 - \frac{d_0^4}{d_2^4} \right), \text{ мм}^4 \quad (2.3)$$

2. Приводной элемент размещен на задней консоли

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя при размещении приводного элемента на задней консоли (см. рис. 1.2, б) определяется по зависимости

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \frac{F_{z,y} a^2}{3E} \left[\frac{a}{I_1} + \frac{l(1-\varepsilon)}{I_2} \right] \mp \frac{Flac(1-\varepsilon)}{6EI_2} + \quad (2.4)$$

$$+ F_{z,y} \left\{ \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{j_B l^2} \right\} \pm F(1-\varepsilon) \cdot \left[\frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right], \text{ мм}$$

В данной зависимости верхние знаки перед силой F соответствуют случаю, когда силы F и $F_{z,y}$ направлены в противоположные стороны. Если они направлены в одну сторону, знаки перед силой F в формуле заменяют на нижние.

При отсутствии заземляющего момента значение коэффициента заземления в передней опоре $\varepsilon = 0$.

3. Шпиндель не воспринимает радиальных нагрузок от приводного элемента

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя (см. рис. 1.2, в), не воспринимающего нагрузки от привода, но с учетом заземляющего момента ε , определяется по формуле

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = F_{z,y} \left\{ \frac{a^2}{3E} \cdot \left[\frac{a}{I_1} + \frac{l(1-\varepsilon)}{I_2} \right] + \frac{1}{j_A} \left[\frac{l + a(1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{j_B l^2} + \frac{a}{GS_1} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{GS_2 l} \right\}, \text{ мм}, \quad (2.5)$$

где G – модуль сдвига (для сталей $G = 0,8 \cdot 10^5$), МПа;

S_1, S_2 – площади сечения соответственно консоли и межопорной части шпинделя, мм².

После расчета перемещения переднего конца шпинделя в плоскостях XOZ и YOZ находят суммарное радиальное перемещение по соотношению

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_y^2 + \delta_z^2}, \text{ мкм}. \quad (2.6)$$

Полученная величина суммарного перемещения сравнивается с допустимой величиной $\delta_{\Sigma} \leq [\Delta]$.

За допустимую величину радиального перемещения переднего конца шпинделя принимается треть технологического допуска на размер лимитирующей поверхности

$$[\Delta] = \frac{\Delta}{3}, \text{ мкм} \dots \dots \dots (2.7)$$

Величина технологического допуска зависит от класса точности станка. В таблице 2.2 приведены данные по экономической точности обработки в зависимости от класса точности станка [5].

Таблица 2.2

Точность обработки на металлорежущих станках

Тип станка	Класс точности	Квалитет точности допуска	Примечание
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
Токарный	Н	8 ÷ 7	Более точный квалитет допуска - для внутренних поверхностей
	П	7 ÷ 6	
	В	6 ÷ 5	
Токарно-карусельный	Н	8 ÷ 7	Более точный квалитет допуска – для диаметров обработки свыше 2000 мм
	П	7 ÷ 6	
Токарно-револьверный:			
1) обработка немерным инструментом	Н	12	
2) обработка развертками и головками	Н	8	
Токарные многорезцовые	Н	8	
	П	7	
	В	6	
Токарные одношпиндельные и многошпиндельные автоматы	Н	8 ÷ 9	
	П	7	
Токарные автоматы продольного точения	В	5 ÷ 6	
Токарные многошпиндельные вертикальные автоматы:			
1) последовательного действия	Н	8 ÷ 9	При специальной настройке на отдельных позициях – 6 квалитет допуска
	П	6 ÷ 7	
2) параллельного действия	Н	10 ÷ 11	
	П	6 ÷ 7	
Сверлильные	Н	12 ÷ 13	При специальной наладке - 8 ÷ 10 квалитет допуска
Фрезерные	Н	11 ÷ 2	
	П	8 ÷ 9	
	В	5 ÷	
Отделочно-расточные	В	4 ÷ 5	
Круглошлифовальные	Н	1 ÷ 8	
	П	6 ÷ 7	
	В	5 ÷ 6	
Круглошлифовальные бесцентровые	Н	7 ÷ 6	
	П	5 ÷ 6	
Внутришлифовальные	Н	9	
	П	8	
	В	7	
Плоскошлифовальные	Н	7 ÷ 6	
	П	5 ÷ 6	

Величина допуска на размер зависит от размера лимитирующей поверхности, обрабатываемой на данном станке. Стандартные значения допусков для размеров деталей среднего машиностроения приведены в таблице 2.3 и таблице 2.4.

Таблица 2.3

Технологические допуски на размер

Интервал размеров детали, мм	Квалитет точности допуска								
	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	Допуски, мкм								
<i>I</i>	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Свыше 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270
Свыше 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330
Свыше 30 до 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390
Свыше 50 до 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460
Свыше 80 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540
Свыше 120 до 160	18	25	40	63	100	160	250	400	630
Свыше 160 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630
Свыше 180 до 225	20	29	46	72	115	185	290	460	720
Свыше 225 до 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720
Свыше 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810
Свыше 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890
Свыше 400 до 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970
Свыше 500 до 630		44	70	110	175	280	440	700	1100
Свыше 630 до 800		50	80	125	200	320	500	800	1250
Свыше 800 до 1000		56	90	140	230	360	560	900	1400
Свыше 1000 до 1250		66	105	165	260	420	660	1050	1650
Свыше 1250 до 1600		78	125	195	310	500	780	1250	1950

Таблица 2.4.

<i>I</i>	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Свыше 1600 до 2000		92	150	230	370	600	920	1500	2300
Свыше 2000 до 2500		110	175	280	440	700	1100	1750	2800
Свыше 2500 до 3150		136	210	330	540	860	1350	2100	3300
Свыше 3150 до 4000	115	165	260	410	660	1050	1650	2600	4100
Свыше 4000 до 5000	140	200	320	500	800	1300	2000	3200	5000
Свыше 5000 до 6300	170	250	400	620	990	1550	2500	4000	6200
Свыше 6300 до 8000	215	310	490	760	1200	1960	3100	4900	7600
Свыше 8000 до 10000	270	380	600	940	1500	2400	3800	6000	9400

Если рассчитанные параметры шпиндельного узла удовлетворяют требованиям точности, значит, его конструкция работоспособна, если не удовлетворяют – размеры установлены неправильно, необходимо изменить параметры и выполнить повторный расчет.

Контрольные вопросы

1. Какой материал и в каких случаях используется для изготовления шпинделя?
2. Как определить жесткость опор ШУ?
3. Чем определяется жесткость ШУ?

4. Какие перемещения определяют суммарную величину радиального перемещения переднего конца шпинделя?
5. Чем определяется точность ШУ?
6. Чем регламентируется точность ШУ?

*Порядок выполнения задания
по лабораторной работе*

1. В соответствии с индивидуальным заданием и результатами работы № 1 установить значения физико-механических свойств материала шпинделя и жесткость опор ШУ.
2. Рассчитать жесткость ШУ по всем вариантам диаметральных и линейных размеров.
3. Произвести проверку ШУ на точность.
4. Составить график изменения жесткости ШУ в зависимости от диаметра и межопорного расстояния.
5. Дать заключение о работоспособности конструкции.
6. Оформить отчет по лабораторной работе.

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШУ**

Цель работы

Развитие способности выявлять и оценивать характеры упругих деформаций и связей, образующих многомассовую систему ШУ.

Индивидуальное задание

Работа выполняется по вариантам, что и предыдущие работы № 1 и № 2, с использованием полученных результатов при их выполнении.

Требуется

1. Произвести анализ многомерной упругой системы ШУ.
2. Выявить сосредоточенные массы, образующие упругую систему ШУ.
3. Установить характер связей между сосредоточенными массами ШУ и корпусом шпиндельной бабки.
4. Составить схему динамической системы ШУ.
5. Определить приближенно собственную частоту колебаний наиболее жесткого ШУ.
6. Определить частоту возмущающей силы.
7. Проверить ШУ на виброустойчивость.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Общая упругая система станка состоит из несущей системы, шпиндельного узла, приводов главного движения и подач, деталей и узлов, расположенных в замкнутом пространстве между инструментом и деталью. Основная доля в балансе упругих перемещений приходится на шпиндельные узлы. С точки зрения динамики реальная упругая система станка – это сложная колебательная система с распределенными инерционными и упругими параметрами, имеющая бесконечное число степеней свободы, и, соответственно, бесконечное множество собственных частот колебаний.

Динамическая система станка и отдельных его частей является многоконтурной системой, в которой действуют как прямые, так и обратные связи. Первые определяются воздействием сил, порождаемых рабочими процессами (сил резания, трения, момента двигателя); вторые обусловлены деформациями упругой системы, которые, в свою очередь, влияют на протекание рабочих процессов и формирование соответствующих сил. Кроме того, динамическая система испытывает влияние внешних воздействий, непостоянных во времени, обусловленных: изменением температуры и влажности в помещении, где расположен станок, колебаниями, передающимися через фундамент от других станков, оборудования, и другими причинами.

Схема многоконтурной динамической системы станка представлена на рисунке 3.1.

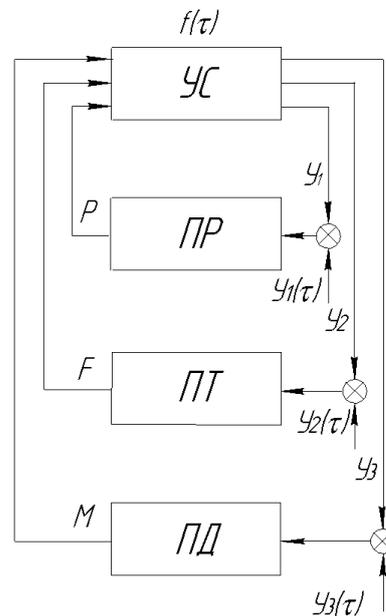


Рис. 3.1. Схема динамической системы станка:

УС – упругая система, ПР – процесс резания, ПТ – процесс трения,
ПД – процессы в двигателе; P – силы резания, F – силы трения,
 M – крутящий момент двигателя; $f(\tau)$ – внешние воздействия на УС,

τ – текущее время, $Y_1(\tau), Y_2(\tau), Y_3(\tau)$ – деформации от внешних воздействий на рабочие процессы УС

При определении динамических характеристик реальную упругую систему представляют в виде расчетной схемы с конечным числом степеней свободы, представляющей собой некоторое количество сосредоточенных масс, соединенных невесомыми упругими и рассеивающими энергию колебаний элементами, обычно с линейными характеристиками.

Такое представление основано на том, что деформации в основном сосредоточены в стыках.

При разработке расчетной схемы наиболее сложным является выявление характера связей между массивами, которые могут быть жесткими, упругими, демпфирующими и сложными упруго-демпфирующими.

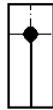
В качестве массива могут быть представлены валы, их опоры со значительным увеличением диаметров, корпусные детали с массой, сосредоточенной в центре тяжести.

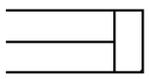
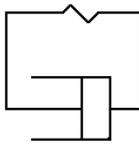
Жесткими связями соединяются массы, между которыми отсутствуют контактные деформации в местах сопряжений; упругая связь образуется, например, при контакте подвижного узла с направляющими скольжения; упруго-демпфирующая связь образуется между неподвижным соединением массивов при наличии контактных деформаций.

Условные обозначения, принятые при разработке схемы упругой системы, представлены в таблице 3.1

Таблица 3.1

Условные обозначения узлов и связей
в расчетных схемах упругой системы станка

№№ пп	Виды узлов и связей упругой системы станка	Условные обозначения
1	2	3
1.	Сосредоточенная масса	
2.	Закрепленный консольно или одноопорный длиномерный корпусной узел с сосредоточенной массой на конце	
3.	Длиномерный корпусной двухопорный узел	
4.	Упругая балка	
5.	Упругая связь	

6.	Демпфирующая связь	
7.	Упруго-демпфирующая связь	
8.	Жесткая связь	
9.	Фундамент	

Шпиндельный узел с гильзой представляют как невесомую упругую балку с сосредоточенными массами, соединенную упруго-демпфирующими связями с гильзой, которая в свою очередь соединена упруго-демпфирующей связью со шпиндельной бабкой.

Пример выполнения схемы шпиндельной бабки приведен на рисунке. 3.2.

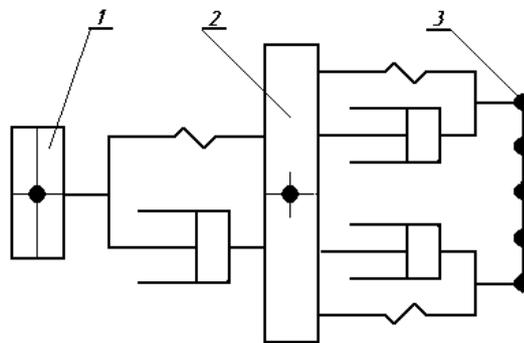


Рис. 3.2. Расчетная схема упругой системы шпиндельной бабки расточного станка:

1 – шпиндельная коробка; 2 – гильза шпинделя; 3 – шпиндельный узел

Разработанная схема упругой системы станка дает возможность определить число степеней свободы каждого компоновочного элемента, учитывая наличие шести степеней свободы каждого массива и колебание упругих элементов в определенной системе координат. Расчеты движения каждого элемента упругой системы станка позволяют определить величину, характер, форму колебаний и объективно оценить виброустойчивость системы.

Расчеты выполняются средствами вычислительной техники.

Динамическая характеристика ШУ может быть определена по соотношению частоты собственных колебаний шпинделя с частотой колебаний возмущающей силы.

Уровень собственных колебаний шпинделя определяет возможность возникновения резонансных колебаний, т. е. характеризует его виброустойчивость, которая зависит от соотношения собственных колебаний шпинделя ω_c и частоты возмущающей силы ω_B .

Приближенно собственную частоту колебаний шпинделя можно определить по формуле

$$\omega_c = \gamma \cdot \sqrt{\frac{EI}{G(1+\lambda)^3 a^2}}, \text{ с}^{-1}, \quad (3.1)$$

где $\gamma = f(\lambda)$. Относительное расстояние между опорами $\lambda = \frac{l}{a}$, где l – межопорное расстояние, мм; a – вылет передней консоли, мм. При изменении относительного расстояния между опорами $\lambda = 2,5 \dots 3,5$, γ изменяется незначительно: $\gamma = 2,3 \dots 2,4$.

E – модуль упругости материала шпинделя (для стали – $E = 2, \dots, 2,2 \cdot 10^5$), МПа;

I – максимальное значение осевого момента инерции передней консоли шпинделя, мм⁴;

G – сила тяжести шпинделя, Н.

Для определения силы тяжести шпиндель разбивается на отдельные участки полого цилиндра с разными наружными диаметрами. Общий объем шпинделя равен:

$$V = \sum_{i=1}^n V_i = \sum_{i=1}^n \frac{\pi}{4} (d_i^2 - d_0^2) l_i, \text{ м}^3 \quad (3.2)$$

где d_i – наружный диаметр i -го участка шпинделя, м;

d_0 – средний диаметр отверстия шпинделя, м;

l_i – длина i -го участка шпинделя, м.

Сила тяжести шпинделя G рассчитывается по формуле

$$G = V \cdot \rho = V \cdot 78 \cdot 10^3, \text{ Н}, \quad (3.3)$$

где ρ – удельная плотность материала шпинделя, Н/м³.

В шпиндельных узлах на подшипниках качения при уравновешенных массах колебания возмущающей силы вызывает переменная жесткость опор в результате перекачивания тел качения. Частота внешних колебаний при этом будет зависеть от количества тел качения, размера подшипника и частоты вращения шпинделя.

Частоту возмущающей силы ω_b при уравновешенных массах можно определить по формуле

$$\omega_b = \frac{n_{\max} \cdot D_d Z}{2(D_d + d_T)}, \text{ с}^{-1}, \quad (3.4)$$

где n_{\max} – максимальная частота вращения шпинделя, с^{-1} ;

D_d – диаметр беговой дорожки подшипника, мм;

Z – число тел качения в подшипнике;

d_T – диаметр тела качения подшипника, мм.

Передняя опора шпинделя обычно формируется из двухрядного роликового подшипника серии 3182000, или из радиально-упорных шариковых подшипников серии 46200, или из конических роликовых серии 697000.

Для всех типов подшипников расчетные размеры можно определить по следующим зависимостям.

Диаметр беговой дорожки D_d подшипника

$$D_d = d_c - d_T = 0,5(D_{\text{п}} + d_{\text{п}}) - d_T, \text{ мм.} \quad (3.5)$$

Число тел качения Z в подшипнике, шт.

$$Z \approx \frac{0,5\pi(D_{\text{п}} + d_{\text{п}})}{d_T}, \text{ шт.}, \quad (3.6)$$

где $D_{\text{п}}$ – наружный диаметр подшипника, мм;

$d_{\text{п}}$ – диаметр посадочного отверстия подшипника, мм.

Диаметры тел качения подшипников рассчитывают по зависимостям:

- для подшипников серии 382000

$$d_T = 0,23(D_{\text{п}} - d_{\text{п}}), \text{ мм}; \quad (3.7)$$

- для подшипников серии 4600

$$d_T = 0,32(D_{\text{п}} - d_{\text{п}}), \text{ мм}; \quad (3.8)$$

- для подшипников серии 697000

$$d_T = 0,25(D_{\text{п}} - d_{\text{п}}), \text{ мм.} \quad (3.9)$$

Стабильная работа ШУ без вибраций на низких и высоких частотах вращения шпинделя возможна при выполнении условия

$$0,7\omega_b < \omega_c < 1,3\omega_b. \quad (3.10)$$

Контрольные вопросы

1. Перечислите составные части упругой системы станка.
2. Охарактеризуйте упругую систему станка с точки зрения ее динамики.
3. Какие связи действуют в многоконтурной динамической системе?
4. Что определяет прямые связи многоконтурной системы?
5. Что определяет обратные связи этой системы?
6. Что определяет возникновение внешних связей?
7. Чем отличается реальная упругая система от расчетной?
8. Какие элементы конструкции ШУ представляют в виде сосредоточенной массы?
9. Какими связями могут быть соединены массивы?
10. Какие условные обозначения приняты при разработке схемы упругой системы?
11. Сколько степеней свободы имеет каждый массив?
12. Что характеризует виброустойчивость ШУ?
13. Какие данные нужно иметь для приближенного определения собственной частоты колебаний шпинделя?
14. От чего зависит частота возмущающей силы?
15. Какое условие виброустойчивости ШУ?

Порядок выполнения задания по лабораторной работе

1. В качестве объекта для определения динамической характеристики ШУ выбирается наиболее жесткая конструкция с размерами, установленными при выполнении работы № 2.
2. Установить количество и размещение сосредоточенных масс в конструкции ШУ.
3. Выявить характер связей между массами.
4. Начертить схему упругой системы ШУ, пользуясь условными обозначениями узлов и связей.
5. Определить число степеней свободы упругой системы ШУ.
6. Подсчитать силу тяжести отдельных частей шпинделя по удельной плотности материала.
7. Определить собственную частоту колебаний шпинделя.
8. Определить частоту возмущающей силы.
9. Оценить виброустойчивость ШУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пачевский В. М. Исполнительные механизмы металлорежущих станков: [электронный ресурс]: учеб. пособие / ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»; В. М. Пачевский, Л. А. Федотова. – Воронеж: ВГТУ, 2003. 158 с.
2. Кочергин А.И. Конструирование и расчет станков и станочных комплексов: курсовое проектирование: учеб. пособие / А.И. Кочергин. – Минск: Вышэйшая школа, 1991. – 381 с.
3. Проников А.С. Параметрическая надежность машин / А.С. Проников. – М.: Из-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 560 с.
4. Машиностроение: энциклопедия: в 40 т. Раздел IY. Расчет и конструирование машин / ред. совет К.В. Фролов (председ.) и др. – Т. IY-7. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование. – М.: Машиностроение, 1999. – 863 с.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1 / под ред. А.Г. Косиловой, А.М.Дальского, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – 496 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Лабораторная работа № 1. Разработка расчетной схемы шпиндельного узла.	3
Лабораторная работа № 2. Теоретическое исследование жесткости ШУ.....	11
Лабораторная работа № 3. Исследование динамической характеристики ШУ.....	19
Библиографический список.....	25

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторных работ
по дисциплине «Расчет и конструирование станков»
для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое
обеспечение машиностроительных производств»
(профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы»)
всех форм обучения

Составитель:
Кондратьев Михаил Вячеславович

Издается в авторской редакции

Подписано к изданию 14.12.2021
Уч.-изд. л. 1,6

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»
394006 Воронеж, ул. 20-летия Октября, 84