

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна

Должность: проректор по учебной работе

Дата подписания: 17.11.2024 00:36:04

Уникальный программный ключ:

0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

1

МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ШПИНДЕЛЕЙ

Методические рекомендации по выполнению практической работы
для студентов направления Машиностроение

Курск 2023

УДК 621.(076.1)
Составитель: Е.И.Яцун

Рецензент
Кандидат технических наук, доцент *О.С.Зубкова*

Виброустойчивость шпинделей: методические рекомендации по выполнению практической работы / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: Е.И.Яцун. – Курск, 2023. – 17 с.:– Библиогр.: с. 17.

Приведена методика расчета шпиндельного узла на виброустойчивость; расчетные схемы и пример расчета шпинделя на виброустойчивость.

Предназначены для студентов направления Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции
Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.
Усл.печ. л. [кол-во стр.: 16 x 0,93]. Уч.-изд. л. [кол-во стр.:17]. Тираж 100 экз.
Заказ . Бесплатно.
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы.

1. Ознакомиться с требованиями, предъявляемыми к шпиндельным узлам.
2. Изучить методику оценки динамических характеристик шпинделей - виброустойчивость шпинделя.

Задание.

- 1) Рассчитать собственную частоту шпинделя $f_{ш}$.
- 2) Рассчитать частоту вынужденных колебаний $f_{в}$.
- 3) Дать рекомендации по соотношению $f_{ш}$ и $f_{в}$.

Исходные данные.

1. Компоновка шпиндельного узла.
2. 3D модель шпиндельного вала.
3. Материал шпиндельного вала.
4. Физико-механические характеристики материала шпиндельного вала.
5. Масса шпиндельного вала, кг.

Введение

Шпиндельные узлы являются наиболее ответственными механизмами станков. От совершенства конструкции, а также от качества изготовления и сборки шпиндельного узла во многом зависит точность обработки.

В последние годы в практике станкостроения наметилась тенденция к созданию жестких конструкций шпинделей относительно небольшой длины.

Повышение жесткости шпинделей достигается за счет увеличения диаметра или площади поперечного сечения, применения дополнительных опор, повышения жесткости опор качения за счет создания предварительного натяга и т.д.

1 ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ШПИНДЕЛЬНЫМ УЗЛАМ

Основными критериями работоспособности шпиндельных узлов являются: геометрическая точность, жесткость, быстроходность, долговечность, динамические характеристики.

Точность вращения шпинделя оценивается величиной радиального или торцевого биения его базовых поверхностей. Величина этого биения зависит от класса точности станка и регламентируется соответствующим ГОСТ. Жесткость шпиндельного узла определяется упругими перемещениями переднего конца шпинделя под действием сил резания и также регламентируется ГОСТ. Нормативное значение жесткости для станков классов Н и П составляет (50...70) н/мкм. Максимальное значение жесткости шпиндельного узла в основном определяется податливостью его опор.

Быстроходность шпинделей оценивается произведением диаметра шпинделя d в передней опоре на частоту вращения n . Для шпиндельных узлов на подшипниках качения показатель быстроходности $d \cdot n$ составляет $(2,5...3) \cdot 10^6$ мм·об/мин.

Долговечность шпиндельных узлов оценивается ресурсом работы в часах без потери первоначальной геометрической точности.

Динамические характеристики шпинделей оцениваются амплитудами вибраций на потенциально-неустойчивых формах колебаний. Устойчивость динамической системы шпиндельного узла тем выше, чем выше первая собственная частота колебаний. Частоты собственных колебаний шпинделей изменяются в широких пределах (100...600) Гц и приводят к возбуждению автоколебаний при резании. Поэтому для обеспечения устойчивого резания приходится умышленно снижать режимы и производительность резания.

2 ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ШПИНДЕЛЯ

Высокооборотные шпиндели станков должны обладать высокой виброустойчивостью, т.к. от этого фактора во многом зависит точность обрабатываемой поверхности.

В шпинделях станков наблюдаются как поперечные, так и крутильные колебания. По характеру они могут быть вынужденными и автоколебаниями. В обоих случаях основной характеристикой шпинделя для оценки его виброустойчивости является частота его собственных колебаний $f_{ш}$.

Частоты собственных колебаний шпинделей изменяются в широких пределах 100...600 Гц.

Чем ниже частота собственных колебаний $f_{ш}$, тем меньше виброустойчивость шпинделя, т.к. для возбуждения колебаний на низкой частоте необходима меньшая энергия возбудителя колебаний.

Так как шпиндель и закрепленные на нем детали (шестерни, шкив, патрон) имеют сложную конфигурацию, то частоту собственных колебаний $f_{ш}$ можно определить лишь приближенно.

Если предположить, что упругие линии прогиба шпинделя (Рис. 1) под действием его веса и от центробежных сил подобны, то наименьшую частоту собственных колебаний можно определить по следующей формуле:

$$f_{ш} = \frac{1}{2n} \sqrt{\frac{g \sum W_i Y_i}{\sum W_i Y_i}}$$

где W_i - вес отдельных элементов, на которые разбита колеблющаяся система;

Y_i - прогибы под действием веса элементов системы в точке приложения сил W_i , включая деформации опор;

g - ускорение сил тяжести.

Из формулы видно, что чем меньше масса шпинделя и присоединенных к нему деталей и чем выше его жесткость, тем больше значение $f_{ш}$.

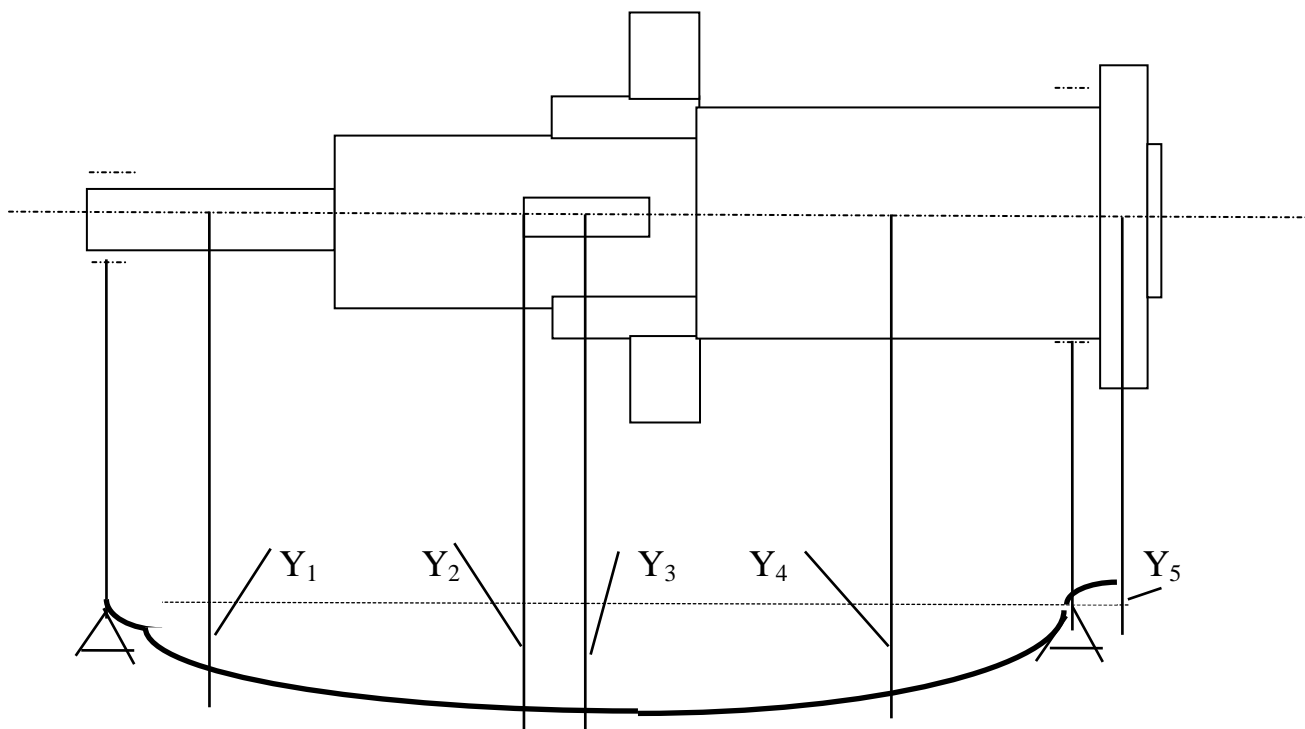


Рис. 1 Прогибы Y_i под действием веса элементов системы в точке приложения сил W_i , включая деформации опор

Следовательно, необходимо:

- применять шкивы из легких сплавов с независимой их посадкой на шпиндель, т.е. с собственными опорами;
- устанавливать более жесткие опоры шпинделя с предварительным их натягом;
- увеличивать жесткость самого шпинделя, а иногда и устанавливать третью дополнительную опору.

При расчете шпинделей на виброустойчивость сравнивают частоту собственных колебаний $f_{ш}$ шпинделя с частотой вынужденных его колебаний $f_{в}$, чтобы избежать явления резонанса.

Инженерных методов расчета шпинделей с учетом явлений автоколебаний в настоящее время не разработано.

3 РАСЧЕТ ЧАСТОТЫ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

Источником колебаний в шпиндельных узлах на подшипниках качения может явиться переменная жесткость опор. При этом частота возмущения f_v равна числу шариков или роликов, проходящих в секунду через направление действующей силы:

$$f_v = \frac{nDz}{2(D+d)} \text{ [Гц]},$$

где n - частота вращения шпинделя, об/сек;

D - диаметр беговой дорожки внутреннего кольца;

d и z - диаметр и число тел качения [*Шпиндельные подшипники* <https://www.s-graciya.ru/upload/file/FAG/2/3-p-spind.pdf>].

Если источником вынужденных колебаний является дисбаланс шпинделя, то частота возмущающей силы равняется частоте вращения шпинделя n в секунду, т.е.

$$f_v = n.$$

Чтобы избежать явления резонанса необходимо, чтобы частота собственных колебаний шпинделя f_{su} и частота возмущающей силы f_v отличалась на 25 - 30%. Но, т.к. точность определения f_{su} невелика, то для надежности расчетов желательно, чтобы частоты f_{su} и f_v отличались в несколько раз и чтобы частота собственных колебаний шпинделя f_{su} была выше частоты вынужденных колебаний f_v .

Крутильный момент шпинделя на работе шпиндельной группы сказывается в меньшей степени. Однако, для станков с прерывистым резанием, таких, как фрезерных, зубообрабатывающих и других, крутильные колебания шпинделя и всего привода могут вызвать неравномерность вращения шпинделя и дополнительные динамические нагрузки.

4 РАСЧЕТ СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ ШПИНДЕЛЯ

Уровень колебаний переднего конца шпинделя определяют по амплитудно-фазочастотным характеристикам (АФЧХ), которые целесообразно рассчитывать по заранее подготовленным программам средствами вычислительной техники.

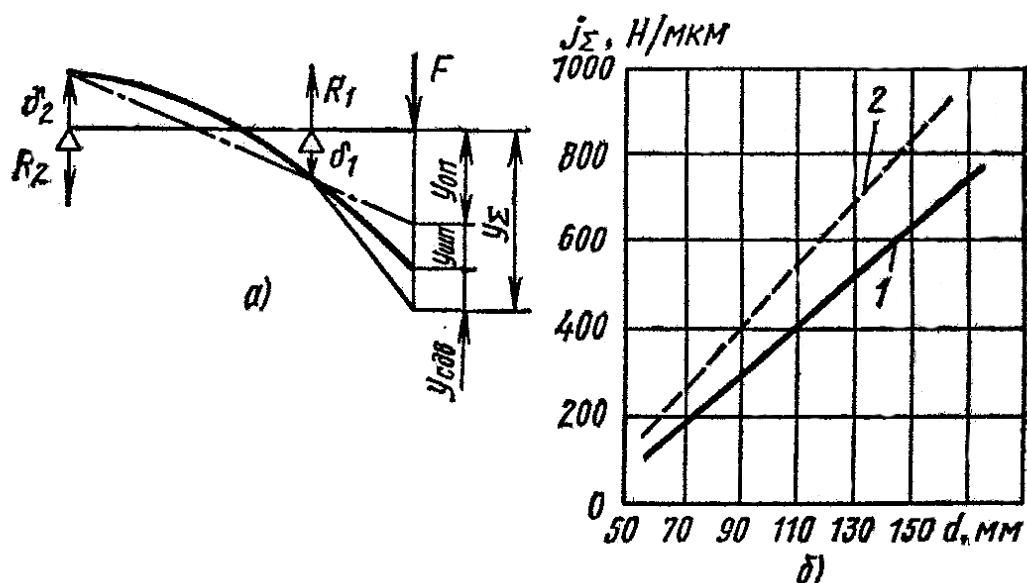


Рис. 2 Жесткость шпиндельного узла:

a — расчетная схема;

б — наибольшая достижимая жесткость шпиндельного узла при радиальном зазоре в переднем подшипнике, равном нулю (1) и с большим натягом (2)

Приближенный расчет собственной частоты шпинделя, $f_{ш}$, (Рис. 2, б), не имеющего больших сосредоточенных масс (Рис. 3), можно проводить по формуле:

$$f_{ш} = y \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{m \cdot (1 + \lambda)^3 \cdot a^2}}, \quad (3)$$

где E — модуль упругости материала шпинделя, МПа (кГ/мм^2); J — жесткость шпинделя, кГ/мм ; m — масса шпинделя, кг; $\lambda = l/a$ — относительное расстояние между опорами (Рис. 3, 4); $y = f(\lambda)$ — коэффициент, который для

$\lambda = 2,5 \dots 3,5$ лежит в пределах $2,3 \dots 2,4$.

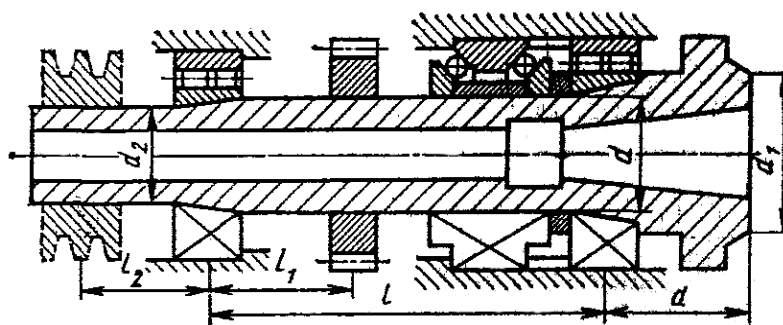


Рис. 3 Компоновка шпиндельного узла

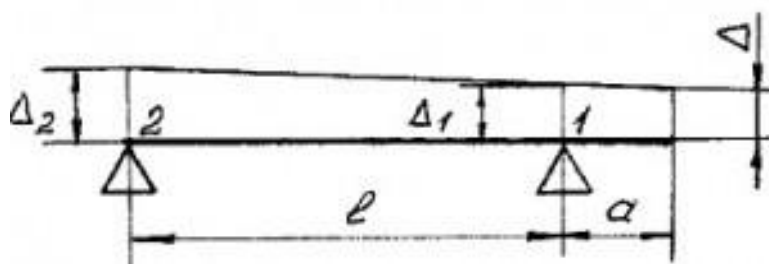


Рис. 4 Расчетная схема шпиндельного узла

5 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ШПИНДЕЛЕЙ

Шпиндели станков нормальной точности изготавливают из конструкционных сталей марок 45, 40Х с поверхностной закалкой наружных и внутренних посадочных поверхностей до твердости HRC 48...52.

Шпиндели прецизионных станков, имеющие более сложную форму и работающие в условиях жидкостного трения, изготавливаются из хромоникелевых, цементируемых сталей марок 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х с закалкой до твердости HRC 56...60.

Для шпинделей станков сложной формы с затрудненным индукционным нагревом используют легированные стали марок 40ХН, 40ХГР, 50Х, ШХ15, ХВГ с объемной закалкой до твердости HRC 56...60.

6 ПРИМЕР РАСЧЕТА ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ

Определим собственную частоту колебаний шпинделя:

$$\omega_n = \gamma \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{m \cdot (1 + \lambda)^3 \cdot a^2}}, \text{ с}^{-1}$$

где: $\gamma = 2,35$. Коэффициент;

$m = 9,2$ - масса шпинделя с двумя кольцами, полученная на основании трехмерного моделирования, кг;

E - модуль упругости;

J - осевой момент инерции.

Относительное расстояние между опорами:

$$\lambda = l / a = 140 / 38 = 3,6;$$

$$\omega_c = 2,35 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 211 \cdot 10^6}{9,2 \cdot (1 + 3,6)^3 \cdot 38^2}} = 2950 \text{ (Гц)}.$$

Проверим условие:

$$\omega_c \geq f_b$$

где: f_b - вынужденная частота колебаний, равная 500 Гц;

$$2950 > 500$$

Условие выполняется, следовательно, полученная частота собственных колебаний удовлетворяет требованиям к данному типу станков.

Заключение

Чтобы избежать явления резонанса необходимо, чтобы частота собственных колебаний шпинделя $f_{ш}$ и частота возмущающей силы $f_{в}$ отличалась на 25 - 30%. Но, т.к. точность определения $f_{ш}$ невелика, то для надежности расчетов желательно, чтобы частоты $f_{ш}$ и $f_{в}$ отличались в несколько раз и чтобы частота собственных колебаний шпинделя $f_{ш}$ была выше частоты вынужденных колебаний $f_{в}$.

Библиографический список

1. <https://stanki-uchpu.ru/mrs/bazovy-e-detali-i-uzly/shpindelnye-uzly/>
Шпиндельные узлы
2. <https://www.s-graciya.ru/upload/file/FAG/2/3-p-spind.pdf> Шпиндельные подшипники
3. <http://venec.ulstu.ru/lib/disk/2012/Westerninov.pdf> Конструкции шпиндельных узлов
4. https://studbooks.net/1864934/tovarovedenie/raschet_shpindelnoego_uzla
Расчет шпинделя на виброустойчивость