

Его использование позволило уменьшить амплитуду колебаний при ветровом резонансе в 3 раза [1].

Известен случай эффективного использования ДГК в высотных зданиях, например, на небоскрёбе, расположенном в столице Тайваня – Тайбэе. Этажность небоскрёба составляет 101 этаж, высота – 509,2 м., вместе со шпилем. Он является вторым по высоте в мире среди всех зданий. Для минимизации последствий сейсмических воздействий здание оборудовано двумя инерционными ДГК (рисунок 9), каждый массой 660 т [5].

В заключение хотелось бы отметить, что дальнейшее развитие теории гасителей может идти по двум направлениям. На одном из них можно ожидать разработку новых конструктивных форм гасителей, на другом необходимо заняться изучением совместного использования гасителей и других средств виброзащиты, что приведет к созданию комбинированных средств виброзащитных устройств и углублению теоретических основ данного направления.



Рисунок 9 – Реализация ДГК в конструкции небоскрёба

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Корнев, Б. Г. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения. / Б.Г. Корнев, Л.М. Резников. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – С. 1–15, 216–286.
2. Левитский, Н. И. Колебания в механизмах: учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – С. 304–308.
3. Вибрации в технике: справочник: в 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение; 1981. – Т. 6: Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – 1981. – С. 326–354.
4. Штейнвольф, Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов. – 1961. – С. 225–236.
5. Сейсмостойкое строительство – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki/>

УДК 621.91.01

*Костючик Ю.И.*

*Научный руководитель: к.т.н., доцент Горбунов В.П.*

### МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕЩЕНИЯ ОСИ ШПИНДЕЛЯ ТОКАРНОГО СТАНКА ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

Целью настоящей работы является определение изменения положения оси шпинделя токарного станка под воздействием силовых факторов.

Шпиндель, являющийся конечным звеном привода главного движения и предназначенный для крепления инструмента или заготовки, оказывает существенное влияние на точность, производительность и надёжность всего станка [1]. Неконтролируемое смещение оси шпинделя может привести к ухудшению показателей геометрической точности обрабатываемой детали, таких как отклонения формы, точность линейных размеров, отклонения расположения поверхностей.

В процессе работы станка на положение оси шпинделя воздействуют внешние и внутренние факторы. Основными факторами являются: силы резания (выражаются в упругих деформациях элементов шпинделя); силы приводных элементов; тепловые деформации шпинделя (заключаются в перекосе базирующих поверхностей шпинделя). Дополнительными факторами являются: зазоры-натяги в соединениях; масса шпинделя; дисбаланс вращающихся частей; частота вращения шпинделя; внутренние напряжения шпинделя; масса закрепляемой детали; привод; окружающая среда. Эти факторы являются переменными.

Существующие методы компьютерного моделирования заключается в использовании метода конечных элементов, реализуемого в приложениях графических программ (Компас 3D, T-FLEX CAD, SolidWorks).

Для моделирования смещения оси шпинделя проектируемого токарно-винторезного станка на базе станка модели 16K20 использовался комплект программ Компас 3D. Исходными данными для расчёта являются: длина межопорного расстояния – 600 мм; вылет консольной части шпинделя – 134 мм; расстояние от приводного элемента до передней опоры – 152 мм; средний диаметр консоли – 100 мм; средний диаметр межопорной части шпинделя – 80 мм; диаметр отверстия – 50 мм; материал шпинделя сталь 40X; расчётная частота вращения – 160 мин<sup>-1</sup>; осевую нагрузку воспринимает передняя опора. Для нагружения разрабатываемой модели принимаются составляющие силы резания  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$ , реакции в передней и задней опорах, силы от приводного элемента, которые получены в процессе расчёта. Наибольшее влияние на смещение оси шпинделя в радиальном направлении оказывает тангенциальная составляющая силы резания  $P_z$ , максимальное значение которой составляет 8576 Н. Тангенциальная и радиальная силы, действующие на приводной элемент  $F_t$  и  $F_r$ , соответственно равны 9756 Н и 3550 Н. Рассматривались два варианта конструктивного оформления передней опоры шпиндельного узла.

Вариант 1: В передней опоре шпинделя устанавливается радиально-упорный конический двухрядный подшипник типа 97520 ГОСТ 6364-78.

Вариант 2: В передней опоре шпинделя устанавливается однорядный радиально-упорный роликовый конический подшипник типа 1627320А ГОСТ 27365-87.

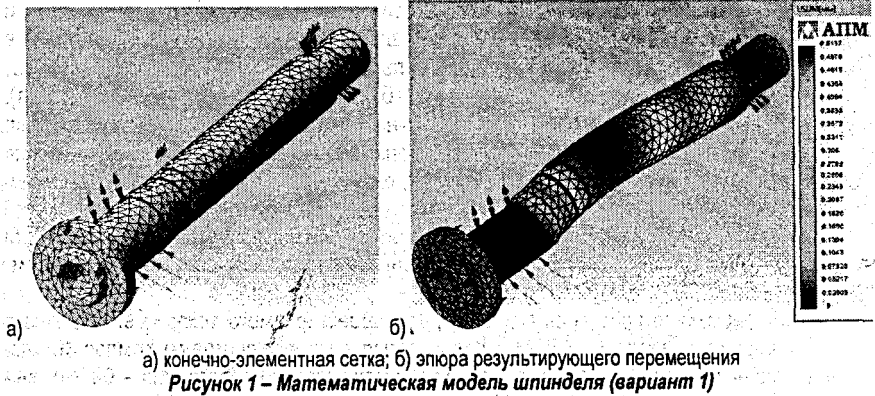
В задней опоре устанавливается для обоих вариантов однорядный радиально-упорный роликовый конический подшипник типа 1627316А ГОСТ 27365-87.

При построении математической модели шпинделя жёстко закрепляются шейки, на которые устанавливаются подшипники.

На модель накладывается конечно-элементная сетка (шаг равен 20; максимальный коэффициент сгущения на поверхности  $K_s = 1,0$ ; коэффициент разрежения в объёме  $K_p = 1,0$ ) – рисунок 1, а. Приложение APM FEM составляет уравнения, которые устанавливают взаимосвязь между перемещениями, закреплениями и нагрузками (составляющие силы резания, силы приводного элемента). По расчётным данным строятся эпюры перемещений по осям X, Y, Z и эпюра результирующего перемещения, показанная на рисунке 1, б. Схема разгружена от привязок элементов.

На рисунке 2 показана результирующая эпюра перемещений для второго варианта конструкции шпиндельного узла.

По полученным эпюрам (см. рисунки 1, б и 2) можно определить суммарное перемещение консольной части шпинделя, которое составляет для первого варианта 0,07826 мм; для второго – 0,05387 мм.



По величине перемещения консольной части шпинделя, можно найти угловое смещение его оси из уравнения

$$\frac{\Delta}{a} = \operatorname{tg} \alpha = \alpha,$$

где  $\Delta$  – перемещение консольной части;  $a$  – вылет консольной части.

Угловое смещение первого варианта составляет шесть угловых секунд; второго – пять.

Анализ полученных эпюр результирующего перемещения позволяет сделать вывод, что прогиб в межопорной части шпинделя у второго варианта конструкции больше, что ухудшает динамические показатели точности станка. Поэтому, несмотря на большую величину смещения консольной части шпинделя, использование первого варианта конструкции шпинделя более предпочтительно.

Полученные в процессе моделирования теоретические исследования позволяют по известным значениям сил резания и получаемым эпюрам результирующего перемещения спрогнозировать смещение в радиальном направлении оси шпинделя. Это позволит внести коррекцию в систему управления станка для повышения точности обработки.

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчёт металлорежущих станков и станочных комплексов. – Минск: Высшая школа, 1991. – 384 с.
2. Металлорежущие станки: учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с., ил.

УДК 621.833

Романюк А.С.

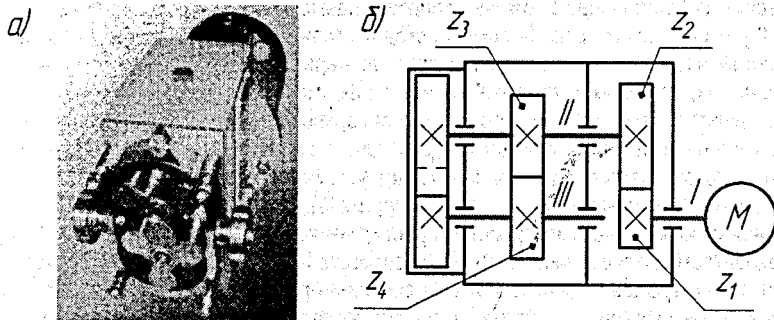
Научные руководители: доцент, к.т.н. Григорьев В.Ф.,  
ст. преподаватель Дакало Ю.А.

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ СИНХРОНИЗИРУЮЩИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС РОТОРНЫХ НАСОСОВ

Увеличение выпуска конкурентоспособной продукции машиностроения стимулирует поиск и внедрение экономичных и производительных методов обработки.

Так, при изготовлении роторных насосов серий НМ, НР, ВЗ-ОР2-А-2 была поставлена задача замены зубошлифования синхронизирующих зубчатых колёс более производительным и дешёвым методом обработки. Было предложено заменить операцию зубошлифования последующей приработкой в процессе эксплуатации.

Насосы роторные предназначены для перекачивания по трубам вязких молочных продуктов (сливки, концентрированное и сгущённое молоко с концентрацией не выше 45%, смеси для мороженого и кисломолочные продукты) с температурой до 70°C. Рабочие органы насоса – роторы типа колёс Рутса (рисунок 1,а) посажены на валы II, III (рисунок 1,б) и заключены в корпус. Крутящий момент с вала двигателя I передаётся через шестерню  $z_1$  на зубчатое колесо  $z_2$ . Для синхронного вращения роторов в насосе служит зубчатая пара (зубчатое колесо  $z_4$  и шестерня  $z_3$ ). Продукт через всасывающий патрубок заполняет свободные промежутки между лепестками роторов и при их вращении порциями подаётся в нагнетательный трубопровод.



а – общий вид; б – схема кинематическая принципиальная  
Рисунок 1 – Насос роторный

Шлифование зубьев является распространенным и точным методом отделки зубчатых колес, обеспечивающим надежные результаты. Обычно шлифованию подвергаются зубья ответственных цементированных и закаленных колес. Зубошлифование остаётся трудоёмким и дорогостоящим методом отделки, позволяющим получать требуемое ка-