

УДК 621.9.08

Р. С. Музафаров, кандидат технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
 А. С. Сунцов, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОПОТОЧНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ В АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГОЛОВКЕ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ГУММИРОВАННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Для обеспечения разных скоростей чашечных резцов можно использовать зубчатую передачу с разделенным потоком мощности на несколько по числу шестерен, зацепляющихся с ведущим центральным колесом (рис. 1).

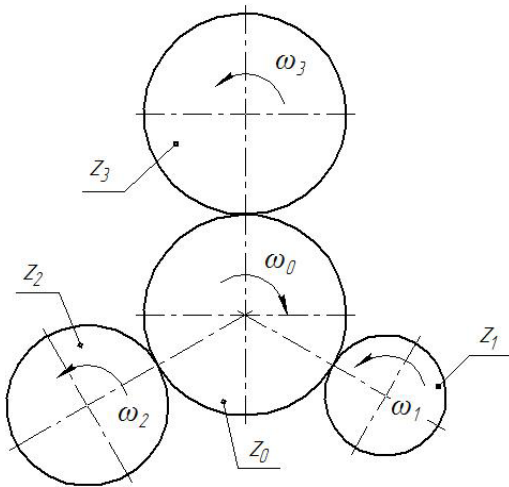


Рис. 1. Кинематическая схема передаточного механизма

Требуемая скорость вращения j -й шестерни и связанного с ней инструмента определяется из соотношения

$$w_j = w_0 i_{j-0} = -w_0 \frac{z_0}{z_j}, \quad (1)$$

где i_{j-0} – передаточное отношение от j -й шестерни к центральному колесу; z_0, z_j – числа зубьев центрального колеса 0 и j -й шестерни, w_0, w_j – их угловые скорости.

Так как числа зубьев шестерен не одинаковы, межосевое расстояние между центральным колесом и каждой шестерней определяется отдельно для каждой пары зубчатых элементов по известной зависимости [1]

$$a_{wj} = \frac{m(z_0 + z_j) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{wj}}. \quad (2)$$

Здесь m – модуль зацеплений; α – угол профиля исходного контура; α_{wj} – угол зацепления центрального колеса с j -й шестерней, связанный с числом зубьев колес и коэффициентом смещения их исходного контура x_0, x_j равенством [2]

$$\tan(\alpha_{wj}) - \alpha_{wj} - \tan(\alpha) + \alpha = \frac{2(x_0 + x_j) \tan \alpha}{z_0 + z_j}. \quad (3)$$

На точность обработки при использовании указанного зубчатого механизма оказывает влияние жесткость узла, особенно ее консольной оси (рис. 2).

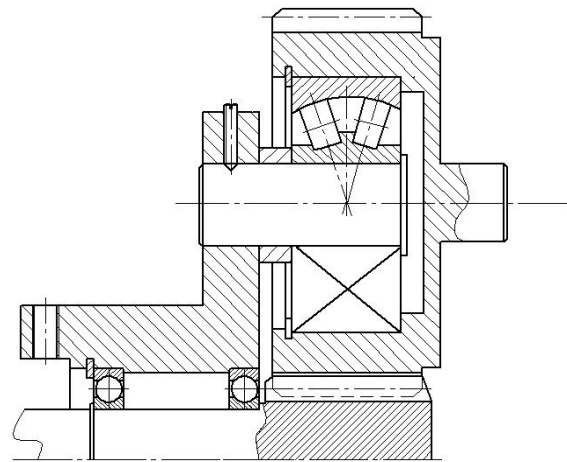


Рис. 2. Передаточный механизм автоматизированной головки для обработки гуммированных деталей машин

С учетом прогиба оси шестерни нагрузка на нее со стороны подшипника (см. рис. 3) может быть представлена уравнением

$$q(x) = q_0 \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) = \frac{\pi P}{2l} \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right). \quad (4)$$

Здесь P – равнодействующая сил, действующих на ось со стороны инструмента и зубчатого зацепления.

Тогда обусловленный этой силой и моментом силы R , действующей со стороны инструмента, $M = RL$ (L – расстояние от места приложения силы к инструменту до середины площадки контакта оси с кольцом подшипника)

$$y_0 = \frac{Pl^3}{IE} \left(\frac{5}{96} - \frac{0,5\pi - I}{2\pi^3} \right) + \frac{Pl}{FG} 1,11 \left(0,25 + \frac{0,5}{\pi} \right) + \frac{Ml^2}{8IE}, \quad (5)$$

где I – осевой момент инерции сечения; F – площадь поперечного сечения оси; E и G – модули упругости 1-го и 2-го рода соответственно.

Вызванное линейным и угловым перемещениями оси смещение инструмента

$$y_{RO} = y_0 + \frac{LI}{2IE} \left(\frac{Pl}{4} + M \right). \quad (6)$$

Уравнение деформированной оси в зоне сопряжения ее со щекой корпусной детали имеет следующий вид:

$$\frac{\omega^{11}(z)}{C} = y^{11}(z) = \frac{M(z)}{IE} + \frac{1,11\omega(z)}{FG}. \quad (7)$$

Здесь C – контактная жесткость сопряжения ($C = E/1,2$ [3–5]); I – осевой момент инерции сечения; F – площадь поперечного сечения оси; E и G – модули упругости 1-го и 2-го рода соответственно;

$$M(z) = - \int_0^z \omega(v)(z-v) dv. \quad (8)$$

После двукратного дифференцирования уравнения (7) получим

$$\omega^{IV}(z) - \frac{1,11C\omega^{11}(z)}{FG} + \frac{C\omega(z)}{IE} = 0. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) имеет вид

$$\omega^{IV}(\bar{z}) = C_1 \operatorname{sh}(a\bar{z}) \sin(\beta\bar{z}) + C_2 \operatorname{ch}(a\bar{z}) \sin(\beta\bar{z}) + C_3 \operatorname{sh}(a\bar{z}) \cos(\beta\bar{z}) + C_4 \operatorname{ch}(a\bar{z}) \cos(\beta\bar{z}), \quad (10)$$

где $\alpha = b^4 \sqrt{\frac{C}{IE}} \cos \left[0,5 \arccos \left(\frac{1,11\sqrt{IEC}}{2GF} \right) \right]$; $\bar{z} = z/b$;

$$\beta = b^4 \sqrt{\frac{C}{IE}} \sin \left[0,5 \arccos \left(\frac{1,11\sqrt{IEC}}{2GF} \right) \right].$$

Для определения постоянных интегрирования $C_1 - C_4$ используем следующие граничные условия и уравнения статики:

$$\int_0^b \omega(z) dz = -P;$$

$$\int_0^b \omega(v)(b-v) dv = 0,5Pl + M;$$

при $z = 0$

$$\omega^{11}(z)/C = 1,11\omega(z)/(FG);$$

при $z = b$

$$\frac{\omega^{11}(z)}{C} = \frac{-0,5Pl}{IE} + \frac{1,11\omega(z)}{FG} - \frac{M}{JE}.$$

Смещение инструмента, обусловленное податливостью сопряжения ось – щека корпусной детали,

$$y_{RK} = \frac{1,2}{E} \left[\omega(b) + \omega'(b)(L + 0,5l) \right]. \quad (11)$$

Суммарное смещение инструмента

$$y_{R\Sigma} = y_{RO} + y_{RK}. \quad (12)$$

Таким образом, выполненные расчеты показывают, что для обеспечения требуемой жесткости узла шестерни относительные размеры его элементов должны соответствовать следующим значениям (рис. 3): $l/d \leq 1$, $b/d \geq 1,5$.

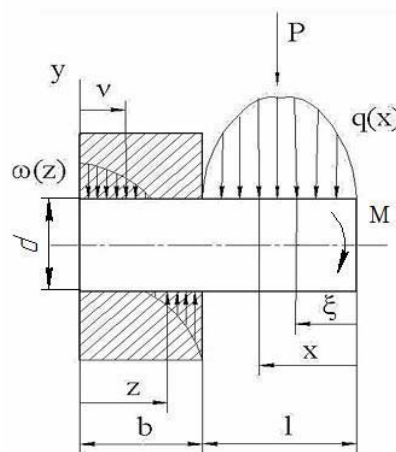


Рис. 3. Схема нагружения оси шестерни и щеки корпусной детали

Для подтверждения правильности представленного метода определения податливости элементов механизма и оценки его прочности выполнен конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния узла шестерни в среде Solid Works (рис. 4).

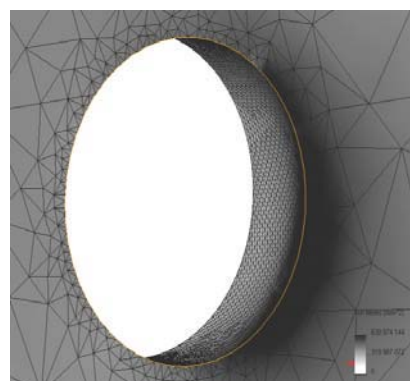


Рис. 4. Компьютерная модель сопряжения ось шестерни – щека корпусной детали

Приведенные зависимости позволяют осуществить рациональное проектирование передаточного механизма автоматизированной головки для обработки гуммированных деталей машин.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. Планетарные передачи : справочник. – Л. : Машиностроение, 1977. – 563 с.

2. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. Указ. соч.

3. Плеханов Ф. И., Кузнецов В. С. Исследование деформативности элементов зубчатой планетарной передачи // Вестник машиностроения. – 2010. – № 6. – С. 25–28.

4. Плеханов Ф. И., Овсянников И. А., Казаков А. В. Экспериментальное исследование деформативности элементов планетарной передачи // Сб. трудов науч.-техн. конф. ГИЭИ. – Глазов, 2010. – С. 76–78.

5. Айрапетов Э. Л., Генкин М. Д. Деформативность планетарных механизмов. – М.: Наука, 1973. – 212 с.

Получено 11.05.2016

УДК 629.11.01

А. А. Липин, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева
В. А. Шапкин, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева
У. Ш. Вахидов, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева
А. В. Вишняков, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева
А. Д. Стрижак, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СИСТЕМЫ «ШНЕК – ГРУНТ» С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТА ANSYS

Введение

Территория России богата большим количеством природных зон, освоение которых для обычной техники является невозможным. Для передвижения по сложным условиям бездорожья существуют и разрабатываются множество машин и механизмов. Одним из наиболее универсальных и проходимых транспортных средств, возможности которого не ограничиваются только природными условиями, является роторно-винтовой движитель (РВД).

Конструкция роторно-винтового движителя представляет собой базовый цилиндр с навитыми на него одной или несколькими винтовыми лопастями. РВД обеспечивает необходимую проходимость транспортно-технологическим машинам по опорным поверхностям с несущей способностью ниже чем 0,02 МПа и по воде без дополнительных гидравлических движителей. Роторно-винтовые машины (РВМ) благодаря движителю обладают амфибийностью, что позволяет передвигаться и безопасно проводить работу на любых слабых грунтах, воде, снегу, льду с самостоятельным выходом из полыньи на лед [1]. За исключением таких проблемных вопросов, как сложность изготовления и трудности поставки техники до места ее работы, немаловажной задачей конструкторов является проведение прочностного расчета РВМ.

Цель работы

В связи с дороговизной и большими временными затратами проведения натурных испытаний в настоящее время активно используется численное моделирование. Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС), определение наиболее нагруженных зон роторно-винтовых машин (РВМ), изучение отклика среды эксплуатации является актуальным и малоисследованным вопросом. Целью данной работы является определение НДС системы взаимодействия шнекохода с грунтовым основанием. Решение задачи осуществляется в статической постановке. В качестве инструмента проведения расчетов выбран программный комплекс ANSYS Workbench 17.0.

Создание геометрической модели

Моделирование конструкции шнекохода проводилось при помощи средств САПР SolidWorks, после чего осуществлялась интеграция построенной геометрии модели РВД в ANSYS Workbench 17.0. Основными геометрическими параметрами движителя являются: диаметр цилиндра d , угол подъема винтовой линии β , высота лопасти h , шаг винтовой лопасти t , длина движителя L [2].

Общий вид конструкции шнека с изображением его геометрических параметров приведен на рис. 1.

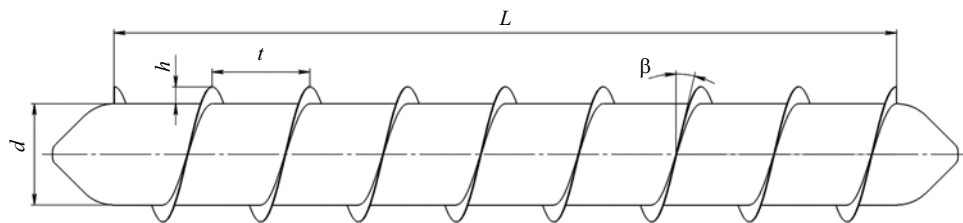


Рис. 1. Общий вид конструкции шнека и его геометрические параметры