

машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, А.В. Литвиненко [и др.] // Механика та машинобудування. – 2009. – №1. – С.103-109. 7. Карапейчик И.Н. Многоуровневые гибридные расчетно-экспериментальные модели для синтеза параметров элементов специальных транспортных средств / И.Н. Карапейчик, А.Д. Чепурной, Н.А. Ткачук // Механика та машинобудування. – 2011. – № 1 (подана в печать). 8. 9010.00.000. ТУ Автотопливозаправщик АТЗ-35(40)-6443. 9. ГОСТ 15.001-76. Разработка и постановка продукции на производство. 10. ОСТ 37.001.065-75. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. Методы испытаний по определению эффективности тормозных систем. 11. Дайчик М.Л. Методы и средства натурной тензометрии / М.Л. Дайчик, Н.И. Пригоровский, Г.Х. Хуршудов – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с. 12. Электрические измерения неэлектрических величин / А. М. Туричин, П.В. Новицкий, Е. С. Левшина [и др.]. – Л.: Энергия, 1975. – 576 с. 13. Беляев Н. М. Сопrotивление материалов. – М.: Наука, 1976. – 608 с. 14. Техописание и инструкция по эксплуатации на усилитель тензометрический ТУП-12. 15. Техописание и инструкция по эксплуатации на осциллограф магнитоэлектрический К-20-22. 16. Техописание и инструкция по эксплуатации на осциллограф магнитоэлектрический К-20-22. 17. Логиков В.П. Электрические измерения механических величин. – М.: Энергия, 1970. 18. Проектирование датчиков для измерения механических величин / Под ред. Е.П. Осадчего. – М.: Машиностроение, 1979. – 480 с.

Поступила в редакцию 30.09.10

УДК 691.924

**В. И. ЛЯШЕНКО**, инж.-конструктор, ЧАО «АЭС», Мариуполь

### О КИНЕМАТИКЕ МАШИНЫ С ПРИВОДОМ МАЯТНИКОВОГО ТИПА И МЕТОДИКЕ ЕГО РАСЧЕТА

*Зроблений кінематичний аналіз приводу даної машини. Встановлено, що запропонований привід не має надлишкових зв'язків. Представлена методика розрахунку віброприводів.*

*Проведен кінематичний аналіз машини з приводом маятникового типу. Установлено, що пропозований привід не має надлишкових зв'язків. Представлена методика розрахунку віброприводів.*

*The kinematics analysis of drive of the examined machine is produced. It is set that the offered drive does not have surplus connections. The method of calculation of vibrodrives is presented.*

**Введение.** При разработке кинематических схем учитывается рациональность статически определимой схемы механизма, то есть отсутствие в конструкции избыточных связей [1, 2].

Такая схема позволяет существенно расширить допуски на размеры сопрягаемых деталей механизма, уменьшая тем самым себестоимость его изготовления, а также существенно увеличивая нагрузочные характеристики и повышая КПД [3-5].

Кинематика представленного вибропривода следующая (рис. 1): от электродвигателя 1 через муфту вращение передается на ведущий вал 2, соединенный жесткой кинематической связью посредством зубчатого зацепления

колес с ведомым валом 5. На указанных валах расположены дебалансы 3 и 4. Данный привод при помощи подшипников установлен в рабочем контейнере, расположенном на пружинах, которые взаимосвязаны со стойками.

Расчет числа избыточных связей производим по формуле А.П. Малышева [6]:

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1$$

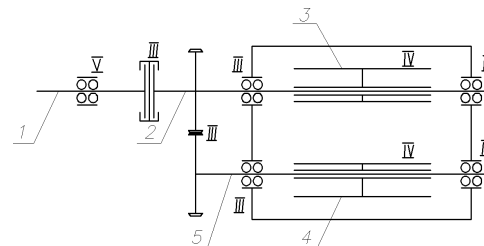


Рис. 1. Кинематическая схема привода:

- 1 – вал ЭД; 2 – ведущий вал;
- 3, 4 – дебалансы; 5 – ведомый вал

Здесь  $q$  – число избыточных связей;  $W$  – подвижность механизма;  $n$  – число подвижных звеньев;  $p_5 \dots p_1$  – число кинематических пар 5 ... 1 классов соответственно.

Данный привод имеет 5 подвижных звеньев [7]: 1 – вал двигателя, 2 – ведущий вал, 3, 4 – дебалансы, 5 – ведомый вал и 9 кинематических пар. Класс кинематической пары определяется числом связей, накладываемых на относительное движение звеньев.

Исходя из вышесказанного, принимаем пары следующих классов [2]: подшипники качения, 5-го класса – 1-го и 3-го класса – 4; муфта – 3-го класса; дебалансы – 4-го класса.

Число избыточных связей рассматриваемого привода  $q = 0$ .

**Конструктивная схема привода маятникового типа.** Привод содержит

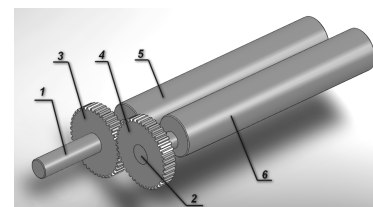


Рис. 2. Конструктивная схема привода маятникового типа:

- 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал;
- 3, 4 – зубчатые колеса; 5 – дебаланс ведущего вала; 6 – дебаланс ведомого вала

(рис. 2) ведущий вал 1, на котором смонтировано посредством шпоночного соединения зубчатое колесо 3. Также на ведущем валу смонтирован дебаланс 5. В приводе содержится ведомый вал 2, на котором также смонтировано зубчатое колесо 4 и дебаланс 6. Вращение с ведущего вала на ведомый передается посредством зубчатого зацепления колес 3 и 4.

Работа привода осуществляется следующим образом. При вращении ведомого вала 1 начинаются свободные колебания благодаря установке на ведомом валу дебаланса 5. Для их уравнивания и создания тем самым заданного режима работы машины предусмотрен дебаланс 6, установленный на ведомом валу 2. Вращение с ведущего вала на ведомый передается посредством зубчатого зацепления цилиндрических зубчатых колес 3 и 4, установленных на ведущем и ведомом валах соответственно. Таким образом, совместное враще-

ние ведомого и ведущего валов создает направленную вибрацию.

Двухопорное крепление ведущего и ведомого валов на подшипниках позволяет рассматривать их как балку (рис. 2, 3), нагруженную распределенной нагрузкой [8-10]. Такое крепление позволяет распределить нагрузку на две опоры, тем самым улучшить напряженное состояние валов, повышая тем самым их надежность и долговечность [11].

Таким образом, далее необходимо более детально рассмотреть расчетную схему (см. рис. 3) нагружения ведущего и ведомого валов в процессе работы машины с целью построения эпюр сил и моментов. Очевидно равенство опорных реакций:

$$R_1 = R_2 = \frac{ql}{2}.$$

Для искомого сечения (см. рис. 2, 3) выражения для внутренних усилий приобретают вид:

$$\sum P_{iy} = Q - R_1 + ql_c = 0;$$

$$Q = R_1 - ql_c, \quad 0 \leq l_c \leq l;$$

$$Q(0) = R_1; \quad Q(l) = R_1 - ql = ql/2 - ql = -ql/2;$$

$$\sum M_z = M - R_1 l_c + ql_c(l_c/2);$$

$$M = R_1 l_c - \frac{q(l_c)^2}{2};$$

$$M(0) = R_1; \quad M(l) = R_1 l - q \frac{l^2}{2} = 0.$$

Опасным местом у валов будет центральное сечение при  $l_c = \frac{l}{2}$ . Действительно, исходя из свойства функции и производной при  $\frac{dM}{dx} = 0$ , внутренний изгибающий момент достигает экстремума.

Для нахождения исходной координаты в общем случае приравняем выражение поперечной силы к нулю. В итоге получим:

$$Q = \frac{dM}{dx} = R_1 - qx_0 = 0; \quad x_0 = \frac{R_1}{q} = \frac{l}{2}.$$

Подставим выражение  $x_0$  в выражение изгибающего момента:

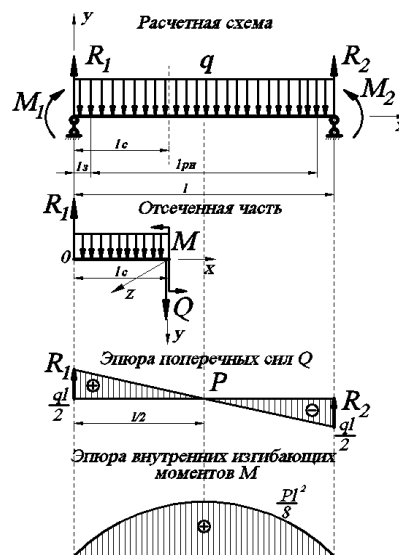


Рис. 3. Схема нагружения ведущего и ведомого валов в приводе маятникового типа во время работы

$$M\left(\frac{l}{2}\right) = R_1 \frac{l}{2} - q \frac{\left(\frac{l}{2}\right)^2}{2} = \frac{ql}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{ql^3}{8} = \frac{ql^2}{8}.$$

Таким образом, имеем:  $M_{\max} = \frac{ql^2}{8}$ .

Следует отметить, что полученные результаты свидетельствуют о том, что при работе привода маятникового типа ведущий и ведомый вал уравновешены с дебалансами в подшипниковых опорах.

**Методика расчета привода маятникового типа.** Представленная методика расчета разработана на основе опыта проектирования виброприводов, непосредственно для рассматриваемого двухвального привода маятникового типа [11] имеет следующий вид.

Расчет производится в следующем порядке.

1. Выбор конструктивной схемы привода: из рассматриваемых схем выбирается наиболее подходящая под функциональное назначение механизма.

2. Выбор амплитуды колебаний привода. Это делается с целью унификации элементов привода и с учетом функциональной целесообразности рекомендуется порядка  $A = 2 - 3$  мм [11].

3. Выбор номинального момента на ведущем валу. С целью силовой уравновешенности привода маятникового типа в процессе работы момент нагружения следует принимать из стандартного ряда чисел [12].

4. Выбор материалов основных деталей. Поскольку основное внимание в данном пункте следует уделить зубчатым колесам, то рекомендуется воспользоваться [13, 14].

5. Определение основных размеров рассматриваемого двухвального привода маятникового типа. К таковым относятся:

1) *расчет параметров зацепления цилиндрических зубчатых колес, установленных на ведущем и ведомом валах.* Поскольку зубчатые колеса изготовлены из капролона, приведем основные параметры данного материала [15, 16]:

– допускаемое нормальное контактное напряжение  $\sigma_{-1} \approx 0.31\sigma_B$ ;

– допускаемое напряжение изгиба  $\sigma_H = 1.2 \frac{\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma}$  (где  $k_\sigma$  – действительный

коэффициент концентрации напряжений у корня зуба (2.0 – 2.5);  $[n]$  – требуемый коэффициент запаса прочности (2.2 – 2.8);

– межцентровое расстояние зубчатой передачи;

– модуль зацепления;

– числа зубьев колес;

– ширина зубчатых колес;

- сравнение прочности на изгиб зубьев колес;
- размеры цилиндрических зубчатых колес.

В рассматриваемом приводе смазывание зубчатых колес не требуется из-за специфики материала колес. Дальнейший расчет должен производиться на основе эскизной конструкции рассматриваемого привода.

2) *расчет параметров ведущего и ведомого валов:*

- расчет геометрии валов хорошо изложен в [14], поэтому в нашем случае отдельное рассмотрение не требуется;
- расчет на прочность ведущего и ведомого валов;
- расчет подшипников валов;
- подбор и проверка шпонок.

3) *расчет параметров дебалансов.* Из-за специфики рассматриваемого привода маятникового типа, расчет эксцентриситета центрального отверстия производится по зависимости

$$e = \frac{m_k \cdot A}{2m_0},$$

где  $m_k$  – масса колеблющихся частей;  $A$  – амплитуда колебаний;  $m_0$  – масса дебалансов.

6. Расчет суммарной интенсивности распределенной нагрузки (до настоящего времени данный расчет для виброприводов не выполнялся и поэтому нуждается в рассмотрении).

7. Определение моментов и сил, действующих в рассматриваемом приводе маятникового типа в процессе работы.

8. Динамический расчет двухвального привода маятникового типа. Данный расчет выполняется на основе построения схем с последующим составлением и решением систем уравнений, описывающих динамику рассматриваемого привода. Также производится построение скелетных и резонансных кривых для выявления резонансных режимов работы привода.

9. Конструктивное описание возможного места работы привода.

**Выводы.** Произведен кинематический анализ предлагаемого двухвального привода маятникового типа. Установлено, что предлагаемый привод не имеет избыточных связей. Это дает основания полагать, что предлагаемый привод имеет высокую надежность, работоспособность и ремонтпригодность.

Представлена методика расчета виброприводов. Использование представленной методики позволит существенно упростить проектирование виброприводов в дальнейшем.

**Список литературы:** 1. *Заблоский К.И.* Основы проектирования машин. – К.: Вища школа, 1980. – 310 с. 2. *Решетов Л.Н.* Конструирование рациональных механизмов – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с. 3. *Добровольский В.В.* Теория механизмов. – М.: Машиностроение, 1951. – 465 с. 4. *Дунаев П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1978. – 352 с. 5. *Орлов П.И.* Основы конструирования. – М.: Машиностроение, 1977. – 1554 с. 6. *Решетов Д.Н.* Работоспособность и надежность деталей машин – М.: Высшая школа, 1974. – 206 с. 7. *Ляшенко В.И.* Кинематический анализ двухвального

привода маятникового типа // Защита металлургических машин от поломок: Сб. научн. тр. – Вып. 11.– Мариуполь, 2009. – С. 60 – 61. 8. *Макаров Е.Г.* Сопротивление материалов на базе MathCAD. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2004. – 512 с. 9. *Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.* Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с. 10. *Тарг С.М.* Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1964. – 478 с. 11. *Сергиев А.П., Барсуков В.А.* Некоторые условия оптимизации оборудования для обработки свободными абразивами // Передовой опыт.– 1987.– N 2–3.– С.40–44. 12. *Справочные таблицы по деталям машин / В.З. Васильев, А.А. Кохтев, В.С. Цацкин и др.* – М.: Машиностроение, 1966. – 395 с. 13. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора–машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1979. – 1844 с. 14. *Детали машин: расчет и конструирование/ Ачеркан Н.С.* – М.: Машиностроение, 1968. – 1319 с. 15. *Добровольский В.А.* Расчет деталей машин. – К.: Вища школа, 1961. – 390 с. 16. *Сторожев В.П.* Механические передачи. – К.: Алерта, 2005. – 767 с.

*Поступила в редколлегию 27.04.2011*

УДК 539.3

**Н.Б. НЕГРОБОВА**, ст. гр. ТМ-85Б, НТУ «ХПИ»

### **ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОНТАКТИРУЮЩИХ ТЕЛ КОНЕЧНЫХ РАЗМЕРОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ**

*Поставлена та розв'язана задача про вплив радіусів кривизни і величини притискаючої сили на розподіл контактних тисків та розміри контактної площадки в сполученні тіл скінченних розмірів. Отримані результати порівнюються з результатами, які дає модель Герца.*

*Поставлена и решена задача о влиянии радиусов кривизны и величины прижимающей силы на распределение контактных давлений и размеры контактной площадки в сопряжении тел конечных размеров. Полученные результаты сравниваются с результатами, которые дает модель Герца.*

*Formulated and solved the problem of the effect of the radii of curvature and the magnitude of down force on the distribution of contact pressure and contact area sizes in the conjugation of bodies of finite dimensions. The results are compared with results which gives a model of Hertz.*

**Введение.** Во многих узлах машиностроительных конструкций применяются соединения деталей с первоначально точечным контактом. Это – подшипники, зубчатые зацепления, муфты, подвижные опоры и т.д. Преимуществом такого вида контактных пар является меньшая чувствительность к погрешностям базирования контактирующих тел, а также к деформациям остальной, удаленной от зоны контактирования, части тел. Часто для оценки контактных давлений при этом традиционно применяются соотношения Герца [1, 2]. Однако при малых отличиях радиусов кривизны соприкасающихся тел пятно контакта быстро прогрессирует, и вследствие конечности размеров деталей размеры этого пятна становятся соизмеримыми с размерами самих тел. Тем самым неприменимыми становятся гипотезы, используемые в модели Герца или в других упрощенных моделях [3].