

## О СПОСОБАХ МОДЕРНИЗАЦИИ ГИТАР МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

**В статье рассмотрены варианты построения гитар станков, предложена формула подсчета теоретического количества передаточных отношений в гитарах станков с варьируемыми межосевыми расстояниями используемых в гитаре зубчатых передач на основе методов комбинаторики для любого числа вариаций межосевых расстояний, оценена эффективность отдельных гитар.**

**Ключевые слова:** металлорежущее оборудование, станки, многопарные гитары станков.

Современное металлорежущее оборудование, оснащенное числовым программным управлением, с успехом применяется во многих отраслях промышленности. На таком оборудовании могут выполняться с высокой точностью, например, операции по изготовлению зубчатых колёс, обработке различных винтовых поверхностей и т. п. Однако и традиционное станочное оборудование, снабжённое гитарами шестерён, в силу ряда причин продолжает пользоваться широким спросом. Поэтому работа по модернизации такого оборудования в целях расширения технологических возможностей является актуальной.

Гитары станков подразделяются на две группы. Первая группа – гитары для внешних кинематических цепей, вторая группа – гитары для внутренних кинематических цепей. Подбор сменных зубчатых колес гитар заключается в определении чисел зубьев колёс для обеспечения требуемого значения передаточного отношения кинематической цепи.

Гитары первой группы обладают относительно небольшим количеством зубчатых колес в наборе и имеют, как правило, постоянные межосевые расстояния. Подсчет теоретического количества передаточных отношений для них относительно прост ввиду небольшого числа колёс в наборе.

Гитары второй группы должны обладать очень большим количеством передаточных отношений, в связи с чем передачи таких гитар имеют переменные межосевые расстояния и значительное количество зубчатых колес в наборе. Вопрос вариативности передаточных отношений во второй группе особенно актуален в зуборезных станках различной конструкции и в станках для обработки винтовых поверхностей, например, при нарезании зубчатых колес с прямыми зубьями с числом зубьев более 100, где накоп-

ленная погрешность обработки достаточно велика [7]. Поэтому конструкторам машин и механизмов рекомендуется избегать использования зубчатых колес с большими числами зубьев.

Подбор зубчатых колес для определенного передаточного отношения существующих гитар второй группы можно производить по специальным формулам, что весьма трудоемко. Процесс подбора упрощается применением специальных таблиц [8]. В основу этих таблиц положены широко применяемые комплекты сменных зубчатых колес, разработанные В.А. Шишковым [10]. При этом для подавляющего большинства случаев настройки применяют комплект из 29 зубчатых колес с числами зубьев 23, 25, 30, 33, 37, 40, 41, 43, 45, 47, 50, 53, 55, 58, 60, 61, 62, 65, 67, 70, 73, 79, 83, 85, 89, 92, 95, 98 и 100. В случае повышенных требований к точности настройки станка в комплект вводят дополнительные зубчатые колеса с числами зубьев 34, 59, 71, 80, 97. Определение минимального количества колёс в наборе для обеспечения необходимых передаточных отношений в гитаре является важнейшей задачей проектировщика.

Широко известны также таблицы М.И. Петрика [1]. Эти таблицы построены для двухпарных гитар с двумя переменными межосевыми расстояниями передач. В каждой гитаре имеется определенное количество сменных зубчатых колес, которое определяется при проектировании станка его служебным назначением.

Таблицы для гитар с тремя и более переменными межосевыми расстояниями в известных источниках нами не найдены (количество передаточных отношений таких гитар значительно выше, чем у гитар с двумя переменными межосевыми расстояниями).

Для повышения точности обработки заданной поверхности рассматриваются также вопросы применения нетрадиционных кинематичес-

ких структур. Весьма перспективным направлением представляется использование гибридных кинематических структур, сочетающих в себе достоинства традиционных и новых решений [6]. В частности, проведены исследования и построена имитационная модель процесса формообразования эвольвентного профиля зубьев колёс, когда дисковая фреза специальной конструкции и заготовка совершают согласованные движения, обеспечивая эвольвентную поверхность зуба колеса. Данный метод предлагается использовать для зубчатых колес большого диаметра с крупным модулем для обработки на станках с ЧПУ [9]. Созданы также программы анализа погрешностей кинематических цепей, влияющих на точность обработки, например, конических зубчатых колес. Установлено, что на точность обработки в основном влияют кинематические погрешности элементов делительной цепи [10]. Однако и здесь появляются определенные трудности, и, скорее всего, сверхточные станки в будущем будут иметь кинематическую структуру, построенную на традиционных для станкостроения принципах копирования.

Новые методы обработки требуют совершенствования конструкции гитар станков, способов определения передаточных отношений. Для уменьшения погрешностей обработки применяют различные методы увеличения точности настроек кинематических цепей. Одним из них является подбор сменных колес с помощью ЭВМ, что значительно эффективнее традиционных методов. Существенным резервом повышения точности кинематических цепей является использование дополнительных сменных колес, количество и числа зубьев которых определяются с помощью ЭВМ [3], [4], [5], причём при современном развитии компьютерных технологий подбор зубчатых колес для гитар с количеством переменных межосевых расстояний более двух не представляет большой сложности.

Тем не менее до настоящего времени комплекты сменных зубчатых колес гитар второй группы формируются в основном методом подбора с учётом производственного опыта. Общая теория определения количества зубчатых колес и их чисел зубьев для обеих групп гитар отсутствует, хотя вопрос оптимизации количества зубчатых колес в передаточных механизмах ступенчатого типа поставлен давно. Попытки создания теории минимизации количества ше-

стерен в коробках металлорежущих станков и минимизации их радиальных габаритов делались еще в начале XX века. Активно этим вопросом занимались в Германии. Одним из основных инструментов анализа множительных структур станков являются структурные сетки, разработкой которых активно занимались в СССР. Однако это касалось только коробок передач станков. Фундаментальные исследования в области гитар станков были проведены в СССР А.А. Муллабаевым. На основе разработанного им метода «перемещающихся стрелок» для решения оптимизационных задач А.А. Муллабаеву удалось впервые решить задачи определения оптимальных наборов зубчатых колес для различных трёхвальных схем гитар с постоянными и равными межосевыми расстояниями при различных знаменателях геометрических прогрессий, а также впервые построить структурные сетки для таких механизмов [11]. Структурные сетки наглядно демонстрируют кинематические связи между валами при различных сочетаниях зубчатых колес набора. На структурных сетках можно увидеть как совпадение, так и выпадение передаточных отношений из общего «геометрического ряда частот вращений». Кроме этого, строя структурные сетки различным образом, можно минимизировать радиальные габариты гитар [12], [13], [14].

А.А. Муллабаевым впервые разработана классификация механизмов со сменными элементами и предложены комплекты сменных шестерен для трёхвальных гитар различных конструкций с постоянными и равными межосевыми расстояниями при наиболее часто используемых стандартных значениях знаменателей геометрического ряда «ф».

Для практического применения полученных результатов необходимо дополнительно ввести в структурные сетки реальные ограничения, накладываемые конструктивными требованиями. Например, то, что передаточное отношение  $i$  одной пары колёс должно лежать в пределах  $0,20 \leq i \leq 2,82$  в цепях подачи, в том числе и для внутренних кинематических цепей (ограничение  $i > 0,20$  установлено для уменьшения радиальных габаритов передачи, ограничение  $i < 2,82$  – для исключения эффекта заклинивания). Для кинематических цепей главного движения (цепей скоростей) ограничение  $0,25 \leq i \leq 2,0$  (ограничение  $i > 0,25$  установлено

для исключения больших радиальных габаритов механизма, а ограничение  $i < 2,0$  – для исключения больших частот вращения на промежуточных валах, что приводит к существенному снижению КПД механизма). Кроме этого, таблицы настроек гитар для практического применения должны содержать конкретные значения передаточных отношений, а также необходимое количество зубчатых колес с требуемым числом зубьев на каждом колесе. Весьма важно ещё одно общее ограничение – это ограничение по сцепляемости колес, которое может быть записано в виде выражений для двухпарной гитары (рис. 1)  $[(a+b \geq c+20...25)$  и  $(c+d \geq b+20...25)]$  и трёхпарной гитары (рис.2)  $[(a+b \geq c+20...25), (c+d \geq b+20...25)$  и  $(e+f \geq d + 20...25)]$ , где  $a, c, d, b, e$  и  $f$  – числа зубьев колёс гитары.

В работе [1] приведена формула для подсчета теоретического количества передаточных отношений для двухпарной гитары с двумя парами сменных колес с переменными межосевыми расстояниями (1):

$$k = \frac{n(n-1)}{2} \left[ \frac{n(n-1)}{2} - 1 \right], \quad (1)$$

где  $k$  – теоретическое количество передаточных отношений,  $n$  – количество колес в заданном наборе.

Передаточное отношение  $i$  гитары из двух пар сменных колес:

$$i = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{a \cdot c}{b \cdot d}. \quad (2)$$

Иногда для расширения вариаций передаточных отношений используют дополнительные пары шестерен к имеющемуся набору [3] или в гитару передач с двумя переменными межосевыми расстояниями вводят дополнительный вал для использования дополнительных двух (реже трех) пар зубчатых колес с одинаковым межосевым расстоянием [5]. Для получения особо точных передаточных отношений применяют также трехпарные гитары.

Формулу (1) для подсчета общего количества передаточных отношений использовать для трехпарных гитар не представляется возможным, так как в ней учитываются только две пары зубчатых колёс.

Используя известную формулу [2] количества сочетаний из « $n$ » элементов по « $m$ » элементов, запишем:

$$C_n^m = \frac{A_n^m}{P_m}, \quad (3)$$

где  $A_n^m = n(n-1)(n-2)...(n-m+1)$  при  $m > 0$  – количество размещений из  $n$  по  $m$ ;

$P_m = 1 \cdot 2 \cdot 3 \dots m = m!$  – количество возможных перестановок без повторов.

Возможность повторов связана с тем, что в формуле (2) произведение  $a \cdot c = c \cdot a$  и  $b \cdot d = d \cdot b$ .

Задав определенное количество « $n$ » зубчатых колес в наборе, с помощью которых мы можем получить различные сочетания из « $n$ » по два, можно записать, что количество  $k_1$  возможных сочетаний для числителя из формулы (2) будет:

$$k_1 = \frac{A_n^m}{P_m} = \frac{n(n-1)}{2!} = \frac{n(n-1)}{1 \cdot 2} = \frac{n(n-1)}{2}. \quad (4)$$

Для знаменателя из формулы (2) будем иметь  $k_2$  (с учетом того, что из набора зубчатых колес уже выбраны два колеса):

$$k_2 = \frac{A_n^m}{P_m} = \frac{(n-2) \cdot (n-3)}{2}. \quad (5)$$

Поскольку для каждого возможного передаточного отношения  $k_1$  имеется любое возможное значение передаточного отношения  $k_2$ , то общее число  $K$  возможных передаточных отношений для двухпарной гитары (6):

$$K = k_1 \cdot k_2 = \frac{A_n^m}{P_m} \cdot \frac{A_{n-2}^m}{P_m} = \frac{n(n-1)}{2} \cdot \frac{(n-2)(n-3)}{2} = \frac{1}{4} n(n-1)(n-2)(n-3) \quad (6)$$

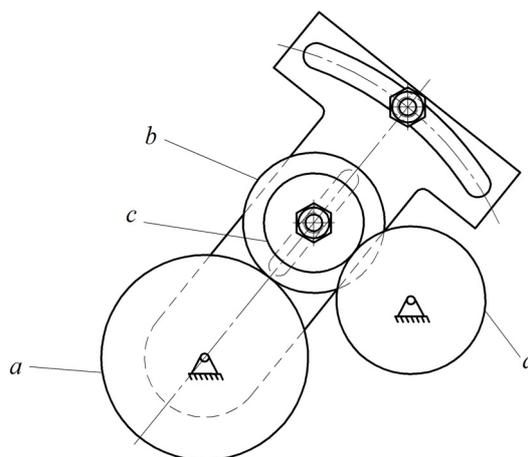


Рисунок 1. Схема гитары из двух пар сменных колес с двумя переменными межосевыми расстояниями:  $a, b, c, d$  – сменные колеса (сочетание  $a$  и  $b$  – пара I, сочетание  $c$  и  $d$  – пара II)

В итоге получаем формулу для подсчета теоретического количества передаточных отношений для гитар с любым количеством переменных межосевых расстояний (без учета условия сцепляемости). Ограничением для таких структур может служить только выражение  $m \leq n$ .

Практическое применение находят гитары не более чем с тремя парами зубчатых колёс с переменными межосевыми расстояниями (рис. 2). Для такой гитары передаточное отношение равно  $i = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f}$ .

По аналогии с выражениями для двухпарной гитары имеем  $K = k_1 \cdot k_2$ , где  $k_1$  равно числу сочетаний из зубчатых колес а, с, е по три из набора с  $n$  колесами:

$$k_1 = \frac{A_n^m}{P_m} = \frac{A_n^2}{P_3} = \frac{n(n-1)(n-2)}{3!} = \frac{n(n-1)(n-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3}; \quad (7)$$

$k_2$  равно числу сочетаний из зубчатых колес b, d, f по три из набора с  $(n-3)$  колесами:

$$k_2 = b \cdot d \cdot e = \frac{A_{n-2}^m}{P_m} = \frac{A_{n-3}^3}{P_3} = \frac{(n-3)(n-3-1) \cdot [(n-3)-2]}{3!} = \frac{(n-3)(n-3-1) \cdot [(n-3)-2]}{1 \cdot 2 \cdot 3}. \quad (8)$$

Тогда

$$K = \frac{n(n-1)(n-2)}{6} \cdot \frac{(n-3)(n-3-1) \cdot [(n-3)-2]}{6} = \frac{1}{36} \cdot n(n-1)(n-2)(n-3)[(n-3)-2]. \quad (9)$$

Как отмечалось выше, иногда применяются гитары с двумя переменными межосевыми

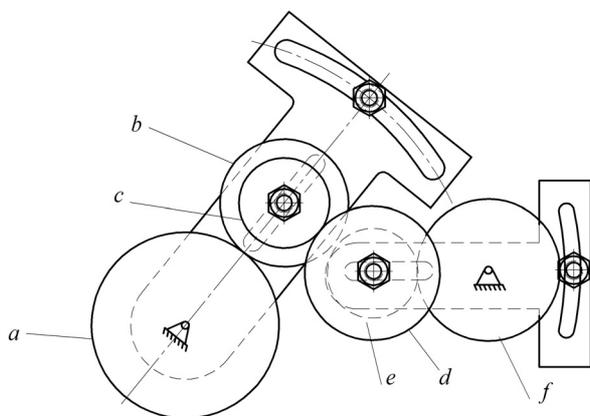


Рисунок 2. Схема гитары из трёх пар сменных колёс: а, b, c, d, e, f – сменные колёса; а и b – пара I; с и d – пара II, е и f – пара III

расстояниями и одним постоянным межосевым расстоянием.

В этом случае теоретическое количество передаточных отношений для трёхпарной гитары может быть представлено выражением (10):

$$K = \frac{1}{4} (n-2)[(n-2)-1] \cdot [(n-2)-2] \cdot [(n-2)-3] \cdot P, \quad (10)$$

где  $P$  – число пар зубчатых колес из прилагаемого набора, которое возможно установить на валы с постоянным межосевым расстоянием.

Следует отметить, что гитара такого типа конструктивно проще, чем трёхпарная гитара с тремя переменными межосевыми расстояниями, и обеспечивает существенное улучшение характеристик двухпарной гитары при сохранении набора колёс.

Теоретическое количество передаточных отношений для гитары с двумя переменными межосевыми расстояниями определяется по формуле (6):

$$K = \frac{1}{4} n(n-1)(n-2)(n-3) = \frac{1}{4} 30(30-1)(30-2)(30-3) = \frac{1}{4} 30 \cdot 29 \cdot 28 \cdot 27 = 164430$$

Теоретическое количество передаточных отношений по формуле (10) для гитары с двумя переменными расстояниями и одним постоянным межосевым расстоянием, выраженным через сумму чисел зубьев  $Z_x$  колёс пары (равным, например, 120):

$$K = \frac{1}{4} (n-2)[(n-2)-1] \cdot [(n-2)-2] \cdot [(n-2)-3] \cdot P = \frac{1}{4} (30-2)[(30-2)-1] \cdot [(30-2)-2] \cdot [(30-2)-3] \cdot 9 =$$

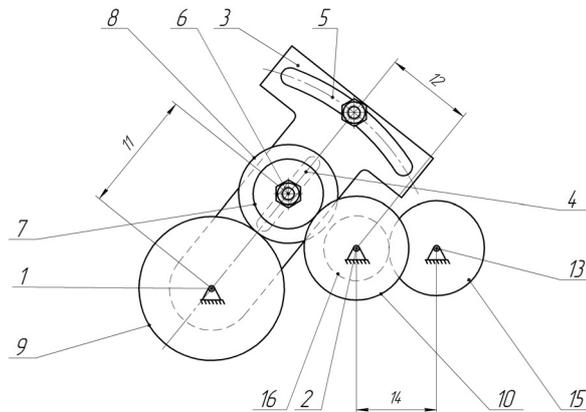


Рисунок 3. Схема гитары с двумя переменными межосевыми расстояниями и одним постоянным межосевым расстоянием

$$= \frac{1}{4} 28 \cdot 27 \cdot 26 \cdot 25 \cdot 9 = 1105650,$$

где  $P=9$  – число возможных сочетаний пар зубчатых колёс с  $Z_{\Sigma}=120$  (здесь сочетания: 20 и 100; 20 и 95; 30 и 90; 40 и 80; 44 и 76; 45 и 75; 48 и 72; 50 и 70; 55 и 65).

Как видно, количество теоретических передаточных отношений у гитары с постоянным межосевым расстоянием более чем в 6,7 раза превышает количество передаточных отношений двухпарной гитары с тем же набором колёс.

Большая трудоёмкость определения значений такого количества передаточных отношений гитары определила необходимость разработки специальной программы для ЭВМ, которая учитывает не только упомянутые ранее ограничения по значениям передаточных отношений и условиям сцепляемости, но, кроме того, производит дополнительно сортировку передаточных отношений, отбрасывая повторы значений, и выдаёт массивы настроек для двухпарных гитар с двумя переменными межосевыми расстояниями и для трёхпарных гитар с двумя переменными и одним постоянным межосевым расстоянием.

В качестве примера можно привести результаты расчёта по программе для гитар с набором колёс из 30 колёс, рекомендованном для группы токарных станков (числа зубьев колёс: 20; 24; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 44; 45; 48; 50; 55; 60; 65; 68; 70; 71; 72; 75; 76; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 113; 120; 127). Для двухпарной гитары получен массив настроек из 25671 значений передаточных отношений, для трёхпарной гитары с двумя переменными и одним постоянным межосевым расстоянием – из 97116 значений передаточных отношений, что более чем в 3,9 раз превышает значение для двухпарной гитары.

Таким образом, включение в структуру гитары одной пары колёс с постоянным межосевым расстоянием и использование в этой паре имеющихся в наборе колёс (без увеличения количества колёс в наборе) приводит к значительному увеличению числа передаточных отношений, что влечет за собой увеличение точности настроек кинематической цепи станка.

### Выводы

Одним из известных вариантов модернизации двухпарных станочных гитар является дополнение существующей двухпарной гитары передачей с постоянным межосевым расстоянием из специально изготовленных дополнительных колёс, причём такое решение ведёт к увеличению количества колёс в наборе и удорожанию гитары.

Вместе с тем возможно использование в передаче с постоянным межосевым расстоянием гитары колёс существующего набора, что без увеличения стоимости изготовления колёс набора позволяет существенно увеличить число передаточных отношений и, следовательно, точность настройки станка.

Предлагаемое решение потребовало уточнения известных зависимостей для расчёта количества передаточных отношений станочных гитар.

Разработанное программное средство, которое при расчёте настроек гитар учитывает практические ограничения на использование колёс в кинематической цепи гитары, позволяет оперативно оценивать различные конструктивные варианты гитар и существенно повысить производительность конструктора при их проектировании.

18.12. 2012

### Список литературы:

1. Петрик, М. И. Прецизионные настройки гитар станков: справочное пособие / М. И. Петрик. – Москва – Свердловск: Машгиз, 1963. – 152 с.
2. Рывкин, А. А. Справочник по математике / А. А. Рывкин; под общ. ред. Л. С. Хренова. – М., 1964. – 520 с.
3. Федосенко, В. О. Влияние числа сменных зубчатых колёс на погрешность наладки зубофрезерного станка / В. О. Федосенко // СТИН. – 2010. – № 12. – С. 33–36.
4. Универсальные зубофрезерные станки 5К324, 5К32. Руководство по эксплуатации. – М.: Станкоимпорт, 1990. – 65 с.
5. Шавлюга, Н. И. Расчет и примеры наладок зубофрезерных станков / Н. И. Шавлюга. – Л.: Машиностроение, 1978. – 125 с.
6. Бушуев, В. В. Роль кинематической структуры станка в обеспечении требуемой точности обработки изделия / В. В. Бушуев, В. В. Молодцов // СТИН. – 2010. – № 7. – С. 18–25.
7. Фрадкин, Е. И. Повышение точности нарезания зубчатых колёс с простым числом зубьев более ста / Е. И. Фрадкин, О. М. Ефимова // СТИН. – 2009. – № 2.
8. Петрик, М. И. Таблицы для подбора зубчатых колёс / М. И. Петрик, В. А. Шишков. – М.: Машиностроение, 1973. – 528 с.
9. Отт, О. С. Аналитическая модель формирования эвольвентных профилей дисковым инструментом / О. С. Отт, М. Л. Артюхин // СТИН. – 2010. – № 12. – С. 19–23.
10. Шишков, В. А. Подбор зубчатых колёс / В. А. Шишков. – М.: Машгиз, 1946. – 208 с.

11. Муллабаев, А. А. Структурно-кинематический синтез многосвязных зубчатых механизмов на основе методов комбинаторики : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.02.18 – Теория механизмов и машин / А. А. Муллабаев ; [Место защиты : ГОУВПО «Ижевский государственный технический университет»]. – Ижевск, 2008. – 33 с.
12. Фот, А. П. О возможности построения равнопрочных двухсвязных коробок передач / А. П. Фот, А. А. Муллабаев, В. Н. Романцов // СТИН. – 2002. – № 3. – С. 16–18.
13. Муллабаев, А. А. Общее число структурных сеток коробки передач / А. А. Муллабаев, А. П. Фот, В. Н. Романцов // СТИН. – 2005. – № 2. – С. 9–13.
14. Муллабаев, А. А. О способах построения коробок передач станков / А. А. Муллабаев, В. Н. Романцов, А. П. Фот // Вестник ОГУ. – 2009. – № 5. – С. 184–190.

Сведения об авторах:

**Муллабаев Адунис Абдуллинович**, доктор технических наук, профессор

**Фот Андрей Петрович**, главный учёный секретарь Оренбургского государственного университета,  
доктор технических наук, профессор

**Чепасов Валерий Иванович**, заведующий кафедрой информационных систем и технологий  
Оренбургского государственного университета, доктор технических наук, профессор  
e-mail: ist@unpk.osu.ru

**Зурнаджан Наталья Владимировна**, аспирант Оренбургского государственного университета  
e-mail: zurnajan.nat@mail.ru

**Романцов Владимир Николаевич**, старший преподаватель кафедры деталей машин и прикладной  
механики Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук

#### UDC 62-589.32

**Mullabaev A.A., Fot A.P., Chepasov V.I., Zurnadzhn N.V., Romantsov V.N.**

Federal State Educational Establishment higher education

Orenburg state university, e-mail: zurnajan.nat @ mail.ru

#### ON THE WAY TO MODERNIZE GUITARS MACHINE TOOL

In article options of creation of guitars of machines are considered, the formula of calculation of theoretical quantity of the transfer relations in guitars of machines with varied interaxal distances of tooth gearings used in a guitar on the basis of combination theory methods for any number of variations of interaxal distances is offered, efficiency of separate guitars is estimated.

Key words: cutting equipment, machine tools, machine tools multipair guitars.

#### Bibliography:

1. Petrik, M. I. Precision tune guitars machines: a manual / M. I. Petrik. – Moscow – Sverdlovsk, 1963. – 152 p.
2. Rivkin, A. A. Handbook of Mathematics / A. A. Rivkin ; Ed. L. S. Hrenov. – Moscow : 1964. – 520 p.
3. Fedoseenko, V. O. The influence of the replacement gears for error adjustment gear hobbing machine / V. O. Fedosenko // СТИН. – 2010. – № 12. – P. 33–36.
4. Universal hobbing machine 5K324, 5K32. Operating manual. – Moscow, 1990. – 65 p.
5. Shavlyuga, N. I. Calculation and examples INSTALLATION hobbing machines / N. Shavlyuga. – L. : Mechanical Engineering, 1978. – 125 p.
6. Bushuyev, V. V. The role of the kinematic structure of the machine to provide accuracy of product processing / V. V. Bushuyev, V. V. Fellows // СТИН. – 2010. – № 7. – P. 18–25.
7. Fradkin, E. I. Improving the accuracy of cutting gears with a simple number of teeth over a hundred / E. I. Fradkin, O. M. Efimova // СТИН. – 2009 – № 2.
8. Petrik, M. I. Table for the selection of gears / M. I. Petrik, V. A. Shishkov. – Moscow : Mashinostroenie, 1973. – 528 p.
9. Ott, O. C. The analytical model of involute disk tool / O. S. Ott, M. L. Artyukhin // СТИН. – 2010. – № 12. – P. 19–23.
10. Shishkov, V. A. Selection of gear / V. A. Shishkov. – Moscow, 1946. – 208 p.
11. Mullabaev, A. A. Structural and kinematic synthesis of multiply gear mechanisms based on combinatorial methods : Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences : 05.02.18 – Theory of mechanisms and machines / A. A. Mullabaev, [a protection Place : VPO «Izhevsk State Technical University»] – Izhevsk, 2008. – 33 p.
12. Fot, A. P. About possibility of creation of full-strength two-coherent transmissions / A. P. Fot, A. A. Mullabayev, V. N. Romantsov // СТИН. – 2002. – № 3. – pp.16–18
13. Mullabayev, A. A. Obschchee number of structural grids transmission / A. A. Mullabayev, A. P. Fot, V. N. Romantsov // СТИН. – 2005. – № 2. – P. 9–13.
14. Mullabayev, A. A. About ways of creation of transmissions of machines / A. A. Mullabayev, V. N. Romantsov, A. P. Fot // Messenger of regional public institution. – 2009. – № 5. – P. 184–190.