

УДК: 621.914 + 06

OECD: 1.03.AA

Виброакустическая динамика коробок скоростей сверлильно-фрезерно-расточных станков с многоскоростными электродвигателями

Разаков Ж.П.¹, Гричишин М.В.², Финоченко Т.А.^{3*}, Чукарин А.Н.⁴¹ Соискатель, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ² Соискатель³ К.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Безопасность жизнедеятельности»⁴ Д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Основы проектирования машин»^{2,3,4} Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, РФ

Аннотация

Наличие зубчатых передач в приводе главного движения создает повышенные уровни звукового давления на рабочих местах станочников даже на холостом режиме станка. Измерения виброакустических характеристик показали, что при отключенном двигателе насоса охлаждения уровни шума превышают санитарные нормы в интервале частот 250–1000 Гц на 3–4 дБ, что фактически определяется звуковым излучением корпуса коробки скоростей станка. Модернизация серийной конструкции резбонарезного станка заключается в уменьшении количества зубчатых передач и подшипниковых узлов, динамика которых и приводит к вибрации корпусных деталей станка. В модернизируемой конструкции коробки передач резбонарезного станка предлагается использовать двухскоростной электродвигатель ($n=1420/710$ об/мин).

Ключевые слова: шум, вибрация, коробки скоростей, сверление, фрезерование, растачивание.

Vibroacoustic dynamics of gearboxes of drilling-milling boring machines with multi-speed electric motors

Razakov Zh.P.¹, Grichishin M.V.², Finochenko T.A.^{3*}, Chukarin A.N.⁴¹ Applicant, Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinova, St. Petersburg, Russia² Applicant³ PhD, associate professor, head of the Department of Life Safety⁴ DSc, professor, head of the department Fundamentals of Machine Design^{2,3,4} Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract

The presence of gears in the drive of the main movement creates increased levels of sound pressure at the workplaces of machine operators, even at idle mode of the machine. Measurements of vibroacoustic characteristics have shown that when the cooling pump motor is switched off, noise levels exceed sanitary standards in the frequency range of 250-1000 Hz by 3-4 dB, which is actually determined by the sound radiation of the machine gearbox housing. Modernization of the serial design of the threading machine consists in reducing the number of gears and bearing assemblies, the dynamics of which leads to vibration of the machine body parts.

It is proposed to use a two-speed electric motor ($n = 1420/710$ rpm) in the upgraded gearbox design of the threading machine.

Keywords: noise, vibration, gearboxes, drilling, milling, boring.

Введение

Гамма сверлильно-фрезерно-расточных станков (рис.1) предназначена для выполнения технологических операций фрезерования деталей их чугуна, стали, цветных металлов и пластмасс концевыми, торцовыми и дисковыми фрезами, а также сверления, растачивания, нарезания резьбы метчиками, развертывания, зенкерования [1,2]. Технические характеристики станков данного типа приведены в табл.1.



Рис. 1. Горизонтально-фрезерный и вертикально-фрезерный станки

Таблица 1

Технические характеристики станков

Модель станка	6902ПФ2	6904ВМФ2	6906МВФ2	2204ВМФ2	ИР320ПМФ4	2254ВМФ4
Параметры						
Максимальная масса заготовки, кг	100	300	500	300	150	250
Число ступеней коробки скоростей	18	19	18	19	б/с*	б/с*
Диапазон частот вращения шпинделя, об/мин	50 2500	22 2000	315 1600	32 2000	13 5000	32 2000
Максимальный диаметр инструмента, мм	100	160	200	160	200	160
Мощность привода, кВт	3	4,5	8	6,3	7,5	6,3

б/с*– обозначает бесступенчатое измерение частоты вращения в пределах диапазона

Наличие зубчатого привода в коробках передач металлообрабатывающих станков, в особенности, многоскоростных, относящихся к рассматриваемой группе станочного оборудования, создает уровни звукового давления на рабочих местах станочников превышающие санитарные нормы даже при работе станка на холостом ходу [2-5]. Проводя анализ работ посвященной процессам шумообразования металлообрабатывающих станков можно отметить работы, связанные с учетом особенностей их компоновок, конструктивных параметров заготовок и инструмента, технологических режимов обработки. При моделировании вибраций заготовки рассматривали как балки на упругом основании или шарнирно-опертые, а инструмент – как консольно-закрепленная балка. Виброакустическая динамика коробок скоростей, как источника шума практически не рассматривалась. Поэтому, в данной статье рассматриваются вопросы снижения шума, создающего акустический дискомфорт уже при работе станка на холостом ходу и исходя из расчета потоков вибрационной мощности предложен вариант снижения уровней звуковой мощности.

1. Виброакустическая динамика коробок скоростей

Коробки скоростей станков 6902 и 6906 обеспечивают 18 значений частот вращения, а станков 6904 и 2204 – 19 частот вращения. Кинематическая схема 18-ти ступенчатой коробки, построенной по классической схеме с односкоростными двигателями (Z_1, Z_3, Z_9), имеет 16 зубчатых колес, 4 вала и 4 пары подшипниковых узлов. Снижение уровней шума коробок передач, обеспечиваемое уменьшением вышеуказанных элементов кинематики при сохранении диапазона регулирования, возможно при использовании многоскоростных двигателей. В частности, для рассматриваемых станков предлагается унифицированная конструкция 18-ти ступенчатой коробки передач с трехскоростным электродвигателем. Структурная формула в данном случае определяется как $n_{шт} = 18 = Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_9$. Тогда фактически механическая часть коробки представляют собой 6-ти ступенчатую коробку. Кинематическая схема такой коробки и картина скоростей представлены на рис.2

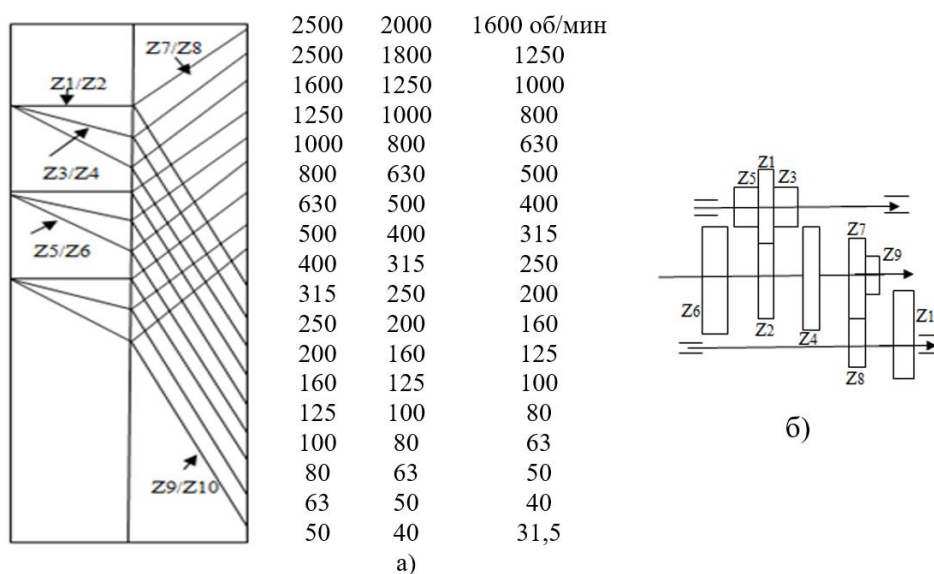


Рис. 2. Картина скоростей (а) и кинематическая схема (б) 18-ти ступенчатой коробки скоростей с трехсторонним электродвигателем: z_i – число зубьев соответствующей шестерни

В предлагаемой коробке скоростей количество зубчатых колес уменьшено до 19, количество валов до 3 и подшипниковых узлов также до 3, что значительно уменьшает вводимую от элементов кинематики в корпус коробки вибрационную мощность. А это соответственно приведет к снижению излучаемой корпусом звуковой энергии. Следует отметить, что у станков 6904 ВМФ2 и 2204ВМФ4 сохранено верхнее значение частоты вращения шпинделя, а нижнее значение стало несколько выше, то есть 40, а не 32 об/мин. Однако в области низких частот вращения (40-80 об/мин) реализуются процессы нарезания резьбы, зенкерования и развертывания. В этом случае измерения частоты вращения на 20 % ниже не повлияет на выполнение вышеуказанных операций.

2. Расчетная схема корпуса коробки скоростей

Корпус коробки скоростей представляет собой тонкостенную конструкцию из чугуна, состоящую из шести пластин прямоугольной формы. Расчет таких конструкций основан на системе уравнений энергетического баланса.

Расчетная схема (рис.3) и система уравнений имеют вид:

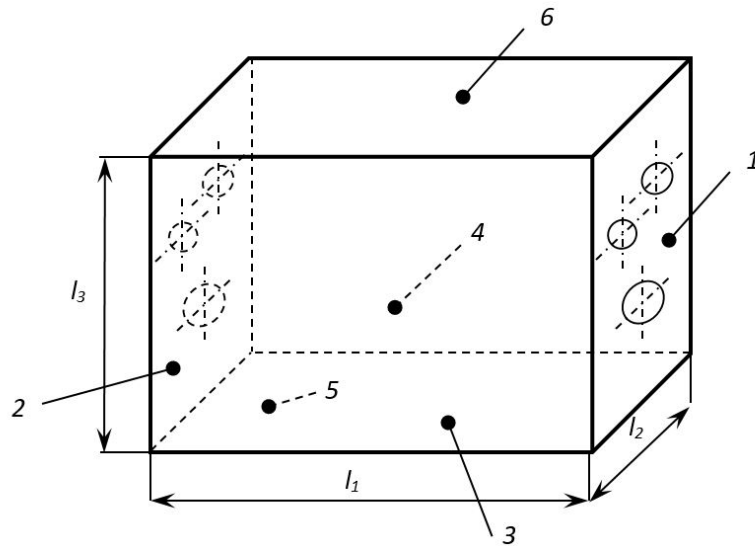


Рис. 3. Расчетная схема корпуса коробки скоростей: 1 - правая стенка; 2 - левая стенка; 3 - передняя стенка; 4 - задняя стенка; 5 - низ; 6 - верх; l_i - длина линии контакта между стенками корпуса, м

$$\begin{aligned}
 (\delta_1 S_1 + \alpha_{13} l_{13} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15} + \alpha_{16} l_{16}) q_1 &= \alpha_{31} l_{13} q_3 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{61} l_{16} q_6 \\
 &+ \sum_1^2 N_{1i} \\
 (\delta_2 S_2 + \alpha_{23} l_{23} + \alpha_{24} l_{24} + \alpha_{25} l_{25} + \alpha_{26} l_{26}) q_2 &= \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{42} l_{24} q_4 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{62} l_{26} q_6 \\
 &+ \sum_1^2 N_{2i} \quad (1) \\
 (\delta_3 S_3 + \alpha_{31} l_{13} + \alpha_{32} l_{23} + \alpha_{35} l_{35} + \alpha_{36} l_{36}) q_3 &= \alpha_{13} l_{13} q_1 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + \alpha_{63} l_{36} q_6 \\
 (\delta_4 S_4 + \alpha_{41} l_{14} + \alpha_{42} l_{24} + \alpha_{45} l_{45} + \alpha_{46} l_{46}) q_4 &= \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{24} l_{24} q_2 + \alpha_{54} l_{45} q_5 + \alpha_{64} l_{46} q_6 \\
 (\delta_5 S_5 + \alpha_{51} l_{15} + \alpha_{52} l_{25} + \alpha_{53} l_{35} + \alpha_{54} l_{54}) q_5 &= \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{35} l_{35} q_3 + \alpha_{45} l_{45} q_4 \\
 (\delta_6 S_6 + \alpha_{61} l_{16} + \alpha_{62} l_{26} + \alpha_{63} l_{36} + \alpha_{64} l_{46}) q_6 &= \alpha_{16} l_{16} q_1 + \alpha_{26} l_{26} q_2 + \alpha_{36} l_{36} q_3 + \alpha_{46} l_{46} q_4
 \end{aligned}$$

$$\delta_i = \frac{\pi \cdot \eta \cdot f_i}{\sqrt{1,8 \cdot c_n \cdot h_i \cdot f_i}}, 1/M; \quad \text{для чугуна } \delta_i = 0,038 \cdot \eta \sqrt{\frac{f_i}{h_i}}$$

$$f_i = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{E \cdot h_i^2}{12\rho(1-\mu^2)}} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right); \quad \text{для чугуна } f_i = 2,2 \cdot 10^4 h_i \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right)$$

где δ - коэффициент поглощения вибраций в соответствующем элементе корпуса фрезерной бабки, m^{-1} ; q - поток вибрационной мощности в соответствующем элементе корпуса, Вт; l - длина линии контакта между элементами корпуса, м; α_{i-j} - коэффициент передачи вибрационной мощности между стенками корпуса; N_i - вводимая вибрационная мощность от подшипников качения, Вт; η - коэффициент потерь колебательной энергии; f_i - собственные частоты колебаний стенки корпуса, Гц; h_i - толщина стенки корпуса, м; M - масса стенки корпуса, кг; V_i - скорость колебаний стенки, м/с; m, n - коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний стенки корпуса; S - площадь элемента корпуса, m^2 ; c_n - скорость продольной волны, м/с; E - модуль упругости, Па; ρ - плотность, kg/m^3 ; μ - коэффициент Пуассона.

Поскольку корпус коробки скоростей изготавливается из чугуна, то

$$M_i = \rho \cdot h \cdot l_i \cdot l_j = 7 \cdot 10^3 \cdot h \cdot l_i \cdot l_j$$

$$q_i = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \eta \cdot 2,2 \cdot 10^4 h \cdot \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right) \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot h \cdot l_i \cdot l_j \cdot V_i^2 = 2,4 \cdot 10^8 \cdot \eta \cdot h^2 \cdot l_i \cdot l_j \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right) \cdot V_i^2$$

$$V_i = \frac{7 \cdot 10^3}{h} \cdot \sqrt{\frac{q_i}{\eta \cdot l_i \cdot l_j \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right)}}$$

С учетом того, что $\alpha_{15} = \alpha_{16} = \alpha_{25} = \alpha_{26} = \alpha_{2и}$ т.д., а также $S_1 = S_2 = l_2 l_3$; $S_3 = S_4 = l_1 l_2$ система уравнений (1) примет вид, которая для удобства решения представлена в матричной форме:

$$\begin{pmatrix} k_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ 0 & k_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & k_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & k_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & k_5 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & k_6 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_1^2 N_{i1} \\ \sum_1^2 N_{i2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix};$$

Решение системы уравнений относительно потоков вибрационной мощности в первом элементе корпуса определяются следующим образом:

$$q_1 = \frac{\begin{pmatrix} \sum_1^2 N_{i1} & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ \sum_1^2 N_{i2} & k_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ 0 & -\alpha_{23}l_{23} & k_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ 0 & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & k_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ 0 & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & k_5 & 0 \\ 0 & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & k_6 \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} k_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} \\ 0 & k_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & k_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & k_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & k_5 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & k_6 \end{pmatrix}}.$$

Аналогичным образом выполняется решение и по другим стенкам корпуса. Вводимая от подшипников качения вибрационная мощность определяется соотношением

$$N_i = R_i \frac{d\delta_i}{dt};$$

где N_i - вводимая вибрационная мощность от подшипников качения, Вт; R_i - реакция в соответствующем подшипнике, Н; δ_i - деформация подшипника, м; t - время, с.

Поскольку деформация подшипника $\delta_i = \frac{R_i}{j_i}$, где j_i - жесткость подшипникового узла, Н/м, то вводимая вибрационная мощность от подшипников определяется по формуле:

$$N_i = \frac{R_i}{j_i} \frac{dR_i(t)}{dt}.$$

Исходя из потоков вибрационной мощности, уровни звуковой мощности (дБ) определяются по формуле:

$$L_N = 10lg \frac{\rho_0 \cdot c_0 \cdot l_i \cdot l_j \cdot V_i^2}{10^{-12}} = 10lg \frac{q_j}{\eta \cdot \left(\frac{m^2}{l_i^2} + \frac{n^2}{l_j^2} \right)} - 20lgh + 77,$$

где L_N - уровни звуковой мощности, дБ; q_j - поток вибрационной мощности в соответствующем элементе корпуса, Вт; η - коэффициент потерь колебательной энергии; m, n - коэффициенты, определяющие собственные частоты колебаний стенки корпуса; l - длина линии контакта между элементами корпуса, м [5-6].

Заключение

Расчет акустических характеристик корпуса следует выполнять для условий максимальных значений сил резания. Результаты расчетов показали, что у предложенного варианта в сравнении с базовой конструкцией уровни звукового давления снижаются на 7-8 дБ, что фактически исключает влияние звукового излучения фрезерной бабки на формирование общего звукового поля на рабочих местах станочников [7,8]. Также, следует отметить, что предлагаемый вариант является более предпочтительным, вследствие существенного улучшения динамических явлений в механической части привода главного движения и уменьшения металлоемкости корпуса коробки скоростей.

Список литературы

1. Безопасность жизнедеятельности: учеб. пособие / И.Г. Переверзев, Т.А. Финоченко, И.А. Яицков [и др.]; ФГБОУ ВО РГУПС. – 2-е изд., перераб. и доп. Ростов н/Д, 2019. 308 с.
2. Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive Yaitskov I.A., Chukarin A.N., Finochenko T.A. International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Т. 12. № 21. С. 10724-10730.
3. Металлорежущие станки / под ред. проф. В.К. Тепинкичиева. М., «Машиностроение», 1973. 472 с.
4. Станки с ЧПУ: устройство, программирование, инструментальное обеспечение и оснастка: учеб. пособие / А.А. Жолобов, Ж.А. Мрочек, А.В. Аверченков, М.В. Терехов, В.А. Шкаберин. – 2-е изд., стер. – М. : ФЛИНТА, 2014. – 355 с.

5. Иванов, Н.И. Основы виброакустики / Н.И. Иванов, А.С Никифоров // - Спб.: Политехника, 2000. – 482с.

6. Чукарин, А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки // Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2004. 152 с.

7. Разаков Ж.П. Теоретическое исследование процессов возбуждения вибраций и шумообразования шлифовальных кругов резьбо- и шлицешлифовальных станков / Разаков Ж.П., Шашурин А.Е., Курченко П.С., Иванов Н.И. // АКУСТИКА, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064

8. Методика проведения экспериментальных исследований шума прутковых токарных автоматов / Т.А. Финоченко, А.Н. Чукарин // Инновационные технологии в машиностроении и металлургии: матер. IV Междунар. науч.-практ. конф. / Мин-во промышленности и энергетики. Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2012. С. 263–268.

References

1. Life safety: textbook / I.G. Pereverzev, T.A. Finochenko, I.A. Yaitskov [and others]; FSBEI VO RSTU. –2nd ed., Rev. and add., Rostov n / D, 2019. 308 p.

2. Theoretical research of noise and vibration spectra in cabins of locomotive and diesel shunting locomotive I.A. Yaitskov, A.N. Chukarin, T.A. Finochenko International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Т. 12. № 21. С. 10724-10730.

3. Machine tools / ed. prof. VC. Tepinkichieva. M., "Engineering", 1973. 472 p.

4. Machine tools with CNC: device, programming, tooling and equipment: textbook. allowance / A.A. Zholobov, Zh.A. Mrochek, A.V. Averchenkov, M.V. Terekhov, V.A. Shkaberin. - 2nd ed., erased. - M. : FLINTA, 2014. - 355 p.

5. Ivanov N.I.: Fundamentals of vibroacoustics / N.I. Ivanov, A.S. Nikiforov // St. Petersburg: Polytechnic, 482 p., 2020

6. Chukarin A.N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing. Rostov n / D, Publishing Center DSTU, 2004.152 p.

7. Theoretical study of the processes of excitation of vibrations and noise generation of grinding wheels of thread and spline grinders / Zh.P. Razakov, A.E. Shashurin, P.S. Kurchenko, N.I. Ivanov // АКУСТИКА, Vol. 38, 2021, ISSN 1801-9064

8. Methods for conducting experimental studies of the noise of bar lathe machines / Т.А. Финоченко, А.Н. Чукарин // Innovative technologies in mechanical engineering and metallurgy: матер. IV Intern. scientific-practical. conf. / Ministry of Industry and Energy. Rostov-on-Don: Ed. center of DSTU, 2012, pp. 263–268.