

7. Довнар, С.С. Статический и модальный МКЭ-анализ шпиндельного узла ползуна многоцелевого станка / Довнар С.С., Шумский И.И. // Машиностроение. 2015. - № 29 . С. 5-14.
8. Довнар, С.С. МКЭ-анализ гармонического возбуждения бесцентрово-токарного станка-автомата в процессе сквозного обтачивания прутка / Довнар С.С., Сметанко А.А., Сокоров И.О., Ратько Е.Ф., Мищенко С.Н., Каханчик Е.И. // Машиностроение. 2014. - № 28 . С. 25 - 35.
9. Металлобетонные базовые конструкции металлорежущих станков / М.И.Браиловский, А.Г.Воскобойник, А.А.Воскобойник. – Коломна, Воентехиздат. – 2010. – 76 с.
10. Study of improving static rigidity on machine tool structure using concrete component / Simon M., Grama A L., Ganea M. // The 6th edition of the Interdisciplinarity in Engineering International Conference “Petru Maior” University of Tîrgu Mureş, Romania, 2012, pp. 26-29.
11. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. — М.: Машиностроение, 1981. — Т. 6. Защита от вибрации и ударов /Под ред. К. В. Фролова, - 456 с.
12. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
13. Козловский, Н.А. Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Н.А. Козловский, М.П. Зайкин. – Минск: Наука и техника, 1986. – 135 с.
14. Lopez de Lacalle, L.N. Machine Tools for High Performance Machining // L.N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. – Springer. – 2009. – 442 p.

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С., Шумский И.И.

**МКЭ-АНАЛИЗ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ «ПОЛЗУН-КАРЕТКА»
В ПРОРЕЗИ КОЛОННЫ МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА**

Белорусский национальный технический университет

ОАО «МЗОР» – Управляющая компания холдинга «Белстанкоинструмент»

Минск, Беларусь

Конечноэлементным моделированием установлено, что система «ползун-каретка» обладает существенной динамической автономностью. Система вертикально колеблется в прорези колонны станка. У нее есть набор из трех резонансных мод MV1 «Клевки ползуна», MV2 «Махи консолей» и MV3 «Клевки шпинделя» (~40, 80, 120 Гц соответственно). Частоты и степень возбуждения резонансов слабо зависят от жесткости приводов, опор, танкеток, подшипников. Мало влияют даже механические свойства корпусов. Существенными для резонансных мод являются вылет ползуна и выдвигание к его торцам массивных объектов.

Главный двигатель на заднем торце ползуна может быть использован для гашения среднего резонанса MV2. Это происходит путем инерционно-массового демпфирования. Положение двигателя нужно подбирать специальным приводом под управлением ЧПУ.

При условии ограничения моды MV2 вести обработку на станке рекомендуется в одном из трех интервалов частот – дорезонансном (статическом; <30 Гц), межрезонансном (70 – 100 Гц), зарезонансном (>150 Гц). В дорезонансном интервале выдвинутый ползун обладает невысокой статической жесткостью (7 – 10 Н/мм). Это угрожает устойчивости резания. Для прецизионной обработки рекомендуется зарезонансный интервал частот. В нем динамическая жесткость ползуна примерно вчетверо выше, чем в статических условиях. Переход к зарезонансной обработке предполагает применение высокоскоростного привода и реализацию концепции ВСО.

Постановка задачи и геометрическая модель. Работа относится к исследованиям крупногабаритных многоцелевых станков с ЧПУ типа «Подвижная колонна» (рис.1). Рассматривается вариант симметричной двухстоечной колонны. Это конструкция белорусского серийного станка МСП6401 ОАО «МЗОР». Ползун А-Д в сборе с кареткой G перемещается в прорези между вертикальными стойками Н1, Н2. Стойки соединены друг с другом сверху и внизу. Они образуют О-образную колонну с прорезью Е-Ф для каретки. Под колонной находятся салазки К, способные перемещаться вдоль Х по станине L.

Предметом исследования является вертикальная виброактивность ползуна в сборе с кареткой (колебания в прорези колонны). Работа основана на виртуальных испытаниях в процессе проектирования с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [1]. Ранее станок был подвергнут серии виртуальных и натурных испытаний в статике и динамике [2-4]. Они дали согласующиеся результаты по станку в целом.

Ползун имеет переднюю консоль А-В, обращенную к обрабатываемой детали и несущую в шпиндельной головке инструмент Т. Инструмент может обладать существенным весом (торцовая фреза большого диаметра). Тогда в динамическом смысле он будет играть роль сосредоточенной массы ($m1$). Маркер А указывает (рис.1, а) на испытующую силу резания F , которую будут прилагать к инструменту. Рассматривается именно вертикальная компонента силы. Эффект от действия других компонент будет исследован отдельно.

На участке ВС ползун удерживается через 32 танкетки **TanZ** кареткой G. Ползун может выдвигаться относительно каретки по оси Z. Участок С-D будем называть задней консолью ползуна. Сфера $m2$ (в районе маркера D) является еще одной сосредоточенной массой (1840 кг), представляющей массивный двигатель главного привода и сопряженную с ним коробку скоростей. С точки зрения динамики ползун является балансиром (коромыслом), удерживаемым в центре и нагруженным массами и силами на концах.

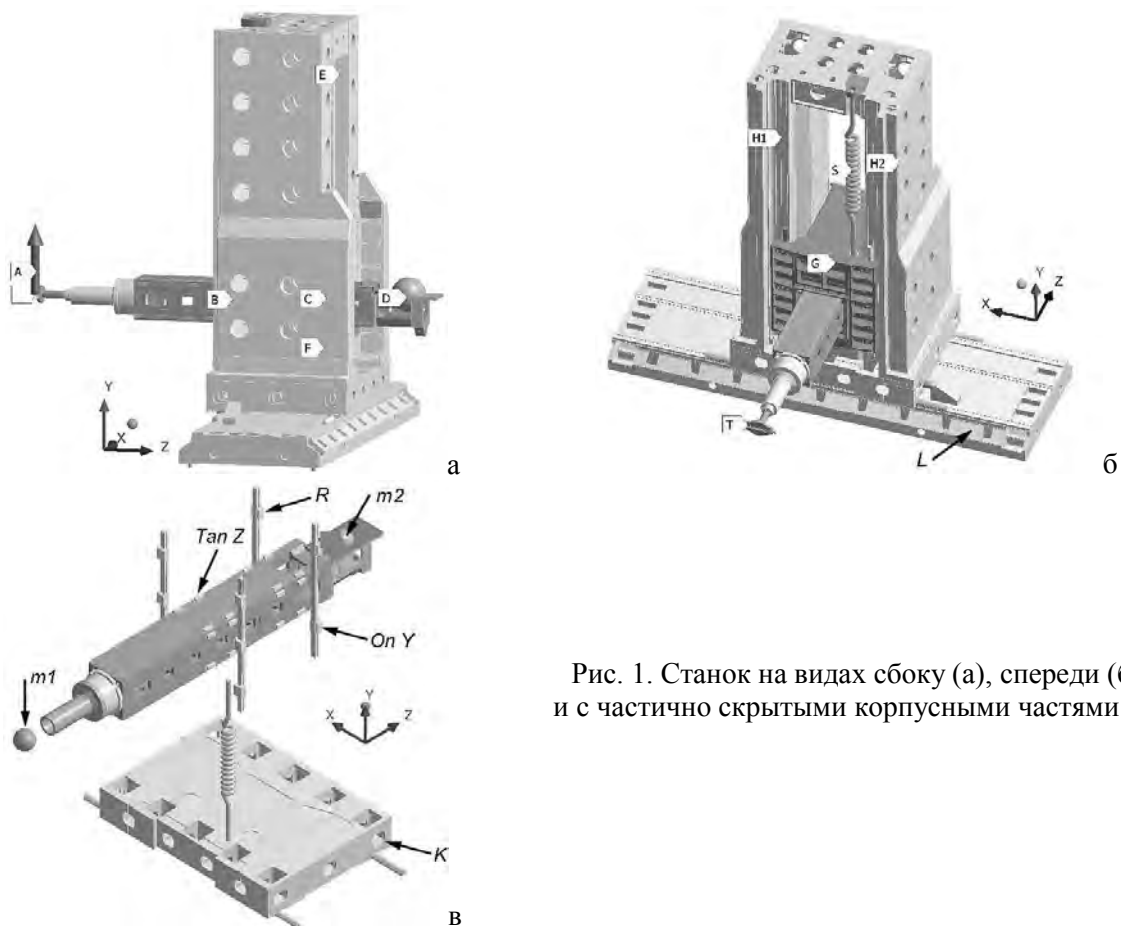


Рис. 1. Станок на видах сбоку (а), спереди (б) и с частично скрытыми корпусными частями (в)

Ползун в сборе с кареткой может двигаться вертикально по Y в прорези E-F колонны. Соответствующая шариковинтовая передача представлена пружиной S. Перемещение осуществляется по четырем вертикальным рельсам R. Между рельсами и кареткой находится 10 опор качения **OnY**.

Динамическое поведение подпружиненного ползуна в сборе в прорези колонны может быть источником неточностей обработки и причиной неустойчивости процесса резания. Предыдущие исследования [3, 4] показали, что одной из проблем станка являются именно вертикальные клевковые резонансы ползуна в плоскости YZ. Колонна, особенно внизу, является довольно жестким ограничителем для каретки. Поэтому область рассмотрения может быть сужена. В работе (рис.2) рассматривается система только из ползуна и каретки, нагружаемых вертикально. Четыре ограничивающие рельсы приняты неподвижными.

Особенности и параметры моделируемой системы. На рис.2 маркер 1 соответствует торцу инструмента (ТИ), а 2 – торцу шпиндельной головки (ТШГ). Маркер 3 указывает на торец собственно ползуна (ТП). Между 2 и 3 находятся компактная шпиндельная головка $\varnothing 200$ мм и несущая втулка $\varnothing 396$ мм. Маркер 4 соответствует переднему щиту каретки. Вылет ползуна 3-4 (рис.2) является максимальным и составляет $l_{II} = 1250$ мм. Исследованы также вылеты 750 и 250 мм.

Сечение ползуна постоянно по длине - 450×450 мм. Расстояние от 1 (ТИ) до 2 (ТШГ) равно 350 мм, а от ТШГ до ТП (4) – 1150 мм. Полный вылет передней консоли ползуна (1-4) составляет 2400 мм. Вылет задней консоли равен 745 мм (маркер 5). Полная длина ползуна в сборе составляет (1-5) 4530 мм.

Чугунная отливка ползуна весит 1228 кг, а отливка каретки – 1848 кг. Ползун и каретка в сборе (с учетом массы двигателя) весят $m_c = 5852$ кг.

На рис.2 стилизованно представлен инструмент (1-2) средней длины (СИ) типа торцевой фрезы с вылетом из шпинделя на 280 мм и характерным диаметром $\varnothing 130$ мм. На рис.1 был показан длинный инструмент (ДИ) с вылетом из шпинделя на 340 мм и максимальным диаметром обработки $\varnothing 220$ мм (расточная оправка). Для коротких жестких инструментов (КИ), например, коротких концевых фрез, торец инструмента можно считать практически совпадающим с торцом шпиндельной головки ТШГ.

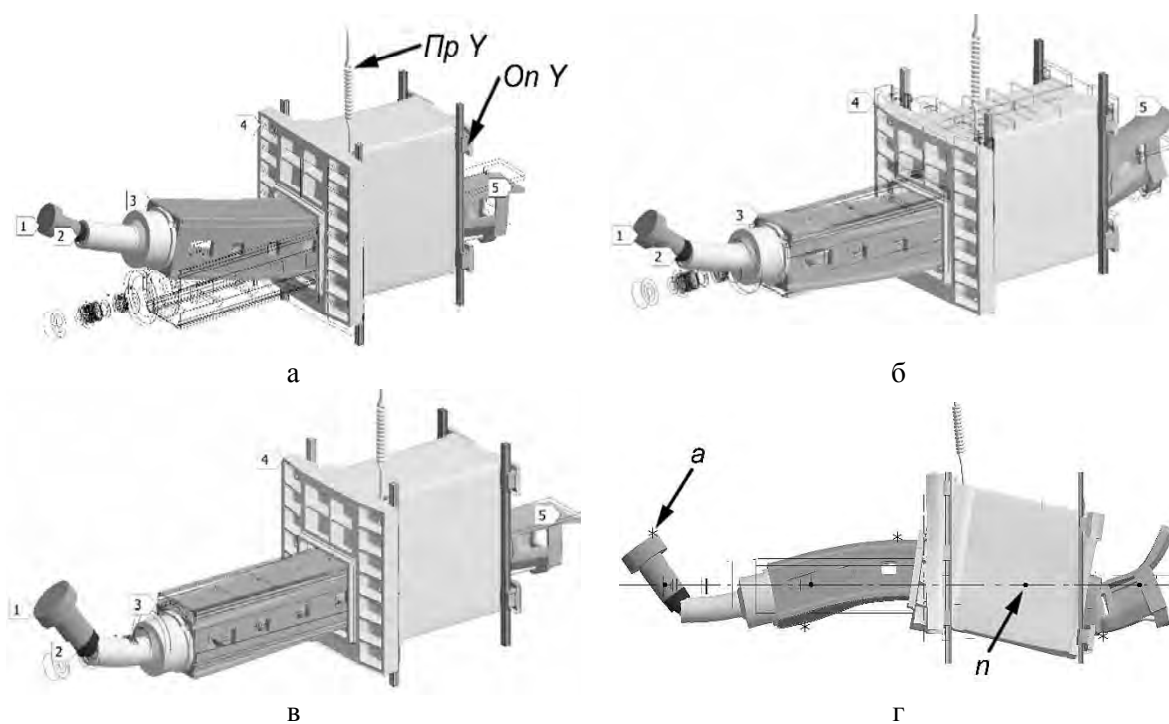


Рис. 2. Вертикальные резонансы ползуна 3 (со шпинделем 2 и инструментом 1) в каретке 4 на подвижных направляющих при жесткости пружины-привода : а – клевки (40,34 Гц) ползуна в сборе (1-2-3-5); б – колебания каретки 4 и противофазные махи левого (1, 2, 3) и правого (5 – моторный кронштейн) концов ползуна (80,09 Гц); в – махи инструмента 1 и шпинделя 2 (121,02 Гц) при неподвижности остальных узлов; г – низкоамплитудный многоволновой резонанс ползуна (198,72 Гц) с узлами (n) и пучностями (a)

В базовом варианте расчетных условий предполагается, что неподвижные рельсы являются направляющими качения с пренебрежимо малым трением. Качение в опорах *OnY* не моделируется. Средствами МКЭ между рельсом и опорой создается контактная пара со статусом “no separation”, разрешающим свободное скольжение без размыкания контакта. При необходимости движением по рельсам может быть заблокировано путем смены статуса контактной пары на “bonded” (схватывание). На практике это может быть реализовано зажимом по дополнительным направляющим скольжения.

Упругие характеристики сопрягающих объектов. Жесткость каждой из 10 опор качения *OnY* была установлена равной $j_{OnY} = 3250H / мкм$ (проявляется вдоль X и Z). Это было сделано согласно каталогу путем подбора модельного материала опоры. Аналогично для каждой из 32 танкеток качения *TanZ*, сопрягающих ползун и каретку была установлена жесткость $j_{TanZ} = 1250H / мкм$.

Жесткость танкеток проявляется в направлениях X и Y. Вдоль Z танкетки допускают свободное скольжение ползуна. Однако здесь ползун и каретка связаны шариковинтовой передачей, которая отображена пружинной *PrZ* с жесткостью $j_{PrZ} = 150H / мкм$. Жесткость вертикальной пружины *PrY*, удерживающей каретку, установлена расчетами по каталогу равной $j_{PrY} = 400H / мкм$.

В шпиндельной головке ШГ шпиндель с инструментом удерживается передней и задней подшипниковыми опорами. Жесткость подшипников была настроена так, чтобы обеспечивать статическую радиальную жесткость на торце шпинделя равной $j_{um} = 400H / мкм$ (при зафиксированной ШГ). Это достаточный уровень для станков повышенной точности.

Свойства применяемых материалов. Основными материалами в конечноэлементной модели являлись чугун, сталь, полимербетон. Их механические свойства указаны в табл.1.

Таблица 1

Свойства основных модельных материалов

Материал	Модуль упругости E, ГПа	Коэффициент Пуассона μ	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент демпфирования ξ
Чугун	110	0,28	7200	2%
Сталь	200	0,3	7850	1%
Полимербетон	30	0,18	2300	6%

Методика исследования и целевые показатели. Работа выполнена по методикам, апробированным в работах [2-6]. В рамках МКЭ-моделирования после предварительного статического анализа был выполнен модальный анализ (поиск частот и форм резонансных колебаний) и гармонический анализ (построение АЧХ и оценка возбуждаемости разных резонансных мод).

Регулярно применялся прием обзорного варьирования. Параметр модели (например, жесткость пружины) менялся, например, вдвое в обе стороны. Получалась серия испытаний (не менее трех вариантов). По результатам можно было судить о влиянии параметра на динамику станка.

Целевым показателем статической и динамической жесткости в работе принята величина $j_{ц}^{TH, TSH} \geq 10H / мкм$. При более низкой жесткости нарастает вероятность срыва процесса резания в регенеративные автоколебания [7-10]. Практический опыт для средне- и крупногабаритных станков указывает, что при жесткости ниже 3 Н/мкм потеря устойчивости обработки почти неизбежна. Для обеспечения точной обработки рекомендуется [8] уровень жесткости на режущей кромке не ниже 20 Н/мкм.

Картина вертикальных резонансов для ползуна и каретки. В ходе модального МКЭ-анализа был изучен частотный диапазон от 0 до 200 Гц. Ранее было показано, что этот диапазон достаточен, чтобы выявить все общестаночные резонансы в крупно- и среднегабаритных станках [4-6]. В рамках гармонического анализа была оценена возбуждаемость найденных резонансных мод от действия вертикальной осциллирующей силы. В итоге было обнаружено всего три существенные (сильно возбуждающиеся) резонансные моды (рис.2, а-в). Далее их будут обозначать как MV1, MV2 и MV3.

Главная, низкочастотная резонансная мода MV1 («Клевки ползуна», 40,34 Гц) заключается в маховых движениях всего ползуна. Он совершает клевки в плоскости YZ. Шпиндельный узел 1-2-3 движется противофазно кронштейну с двигателем 5. Мода реализуется путем изгиба ползуна, деформации удерживающих его танкеток, покачивания переднего щита 4 каретки на опорах *OpY*.

Мода MV2 («Махи консолей», 80,09 Гц) возникает на вдвое большей частоте и заключается в синфазных взмахах шпиндельного и моторного торцев ползуна. Противофазно торцам вверх и вниз колеблется вся каретка подобно грузу на пружине. Мода является среднечастотной.

Высокочастотная мода MV3 («Клевки шпинделя», 121,02 Гц) оказывается довольно локализованной. В вертикальной плоскости резонируют инструмент и шпиндельная головка. Умеренная стоячая волна распространяется вдоль всего ползуна. Каретка остается почти неподвижной.

На самых высоких частотах наблюдаются только многоволновые резонансы. Например, при 198,72 Гц (рис.2, г) вдоль ползуна «укладывается» стоячая волна длиной в 1,75 периода с узлами **n** и пучностями **a**. Ползун превращается в волновод. Такие колебания являются низкоамплитудными. Они обычно не опасны для точности станка, но влияют на шероховатость и волнистость обработанной поверхности детали.

Устойчивость модальной картины к вариациям параметров. В работах [3, 4] был дан динамический анализ всего станка в целом. Обозначим примененную там совокупность модели и параметров как **ModA**. Модель в настоящей работе будем называть **ModB**. Обнаруженные для **ModA** резонансные моды M7 (55,42 Гц) и M11 (114,86) соответствуют только что описанным (**ModB**) вертикальным модам MV1 (40,34 Гц) и MV2 (80,09 Гц). Различие на 37 – 42% резонансных частот обусловлено отличиями в параметрах модели станка.

Различия делались умышленно и были направлены на придание станку максимальной податливости и инерционности. Вариации вносились и моделировались пошагово, чтобы оценить чувствительность к ним модальной картины.

Картина оказалась вполне устойчивой. С точки зрения изменения резонансных частот наиболее влияющими отличиями данной модели от предыдущей оказались следующие:

1. Выдвижение ползуна вперед - на 1250 мм в ModB вместо 1000 мм в ModA.
2. Смещение двигателя (1840 кг) назад (изнутри каретки в ModA он передвинут на 850 мм на заднюю консоль в ModB). Двигатель размещен сейчас на специальном чугунном кронштейне (под маркером 5 на рис.2).
3. Учет присутствия инструмента и шпинделя в ШГ в ModB. Это заметно повышает инерционность ползуна. В ModA был смоделирован только полый корпус ШГ.

Данные изменения примерно на 80% обуславливают понижение резонансных частот. Слабо влияющими факторами оказались следующие:

1. Вариация модуля упругости чугуна для ползуна. В **ModA** чугун ползуна имел $E_{\text{ч}} = 130 \text{ МПа}$. В **ModB** модуль упругости был снижен до минимального для практики уровня – 110 МПа. Однако отклик резонансных частот составил лишь несколько процентов. Так, для модулей упругости 110 и 130 МПа частоты резонансов MV1, MV2 составляют попарно (40,34; 80,09 Гц) и (41,84; 82,09 Гц). Различие на превышает 3,7%. Виртуальный переход к стальному ползуну дает пару частот (44,65; 86,84 Гц). Отличие составляет не более 10,6%.

2. Замена материала корпуса ШГ со стали в **ModA** ($E_{\text{ст}} = 200 \text{ МПа}$) на чугун в **ModB** ($E_{\text{ч}} = 110 \text{ МПа}$). Отметим, что виртуальная замена в корпусной детали стали на чугун (и наоборот) вообще слабо влияет на резонансные частоты. Отчасти это обусловлено тем, что у стали при большем модуле упругости больше и плотность. Эти параметры в динамике противодействуют друг другу.

3. Исключение из моделирования колонны и всех нижележащих частей станка. Станок именно в вертикальном направлении достаточно жесток. Можно ограничиться рассмотрением подпружиненных ползуна и каретки. Установлено, что несущественно, подходит ли пружина (ШВП) к каретке сверху или снизу.

Было также проведено обзорное варьирование модулей упругости модельных материалов для опор качения, танкеток и подшипников шпиндельного узла. Модули двукратно увеличивались и уменьшались относительно базовых уровней. Различия в резонансных частотах резонансов оказались минимальными (близкими к погрешности моделирования). Следовательно, жесткость опор, танкеток и подшипников шпинделя достаточно велика и не нуждается в повышении. Резонансная раскочка определяется поведением других, более податливых и инерционных деталей.

Итак, в ходе описанных вариаций резонансная картина модели демонстрирует достаточную стабильность.

Одномассовая система и вертикальные осцилляции ползуна в сборе. В предшествующих работах [3, 4] для **ModA** был выявлен такой резонанс, как вертикальная осцилляция системы «ползун – каретка» в прорези колонны. Это происходило на частоте 31,43 Гц и соответствовало классическому резонансу одномассовой системы (точечный груз на пружине [7]). Наличие

резонанса показано МКЭ-расчетом и подтверждено натурными измерениями станка и построенными на их основе компьютерными анимациями (dr. E. Schaeffers et al. - Siemens).

Однако такой базовый, постейший резонанс оказался слабо возбуждающимся. На соответствующей АЧХ [4, рис.6] ему соответствует лишь 5-ый или 6-ой по высоте пик.

Теоретически частота одномассовой вертикальной осцилляции должна быть равна при массе системы $m_c = 5852$ кг и жесткости пружины $j_{ПрУ} = 400$ Н/мкм:

$$j_{OM} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{j_{ПрУ}}{m_c}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{400 \cdot 10^6}{5852}} = 41,61 \text{ Гц.}$$

Это заметно выше, чем обнаружено на практике. Следовательно, ползун в сборе с кареткой нельзя представить как единый жесткий объект (сводимый к точечной массе). Вероятно, инерционность и податливость передней и задней консолей ползуна снижают частоту резонансной моды.

В данной работе для **ModB** так же наблюдается аналогичный резонанс на частоте 31,57 Гц. Однако, он не проявляет себя на АЧХ и, следовательно, не возбуждается вертикальной гармонической силой F . Исключением является небольшой пик на рис.6 для линии, где жесткость ПрУ была понижена в порядке обзорного варьирования до 200 Н/мкм.

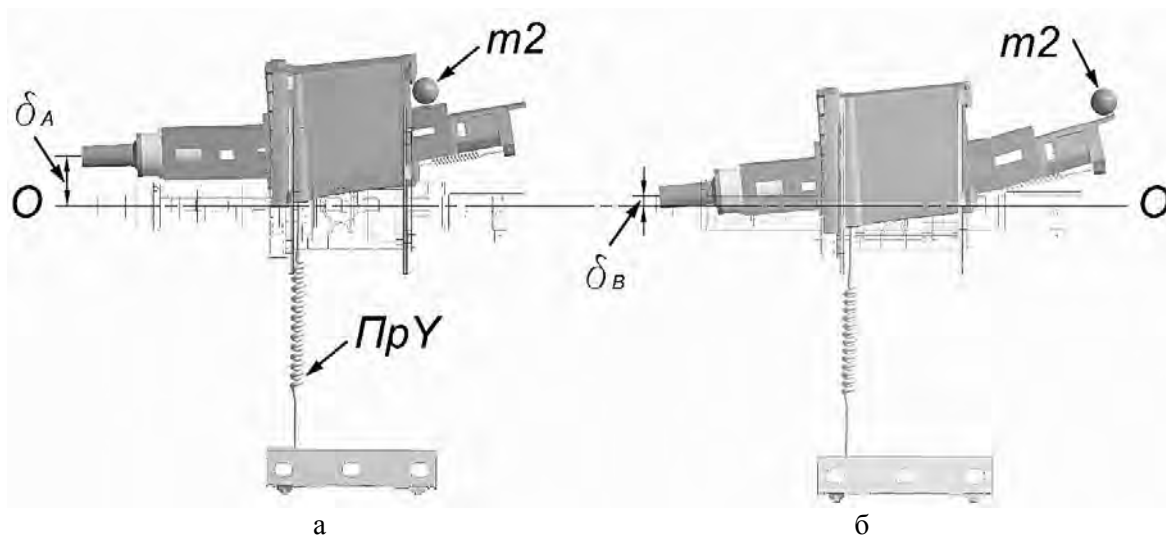


Рис. 3. Резонансная мода в модели **ModA** «Осцилляция каретки по вертикали» (31,43 Гц), деактивирующаяся при выдвигении массы двигателя $m2$ от исходного положения (а) на 850 мм на заднюю консоль ползуна (б) (31,57 Гц)

Вероятной причиной затухания одномассовой моды в текущей модели **ModB** является смещение двигателя на заднюю консоль ползуна. На рис.3, а двигатель $m2$ еще находится внутри каретки, а на рис.3, б – полностью сдвинут назад. На рис.3, а колеблющийся ползун еще сохраняет параллельность оси О-О (в своей передней и центральной части). Между ТИ и О-О возникает существенное расстояние δ_A . Преодолевая его, возбуждающая сила совершает работу и накачивает энергию в систему.

На рис.3, б из-за смещения $m2$ колеблется только задняя консоль. Плоскопараллельное движение ползуна прекращается. Передняя точка ТИ практически неподвижна и совпадает с осью О-О. Следовательно, почти не остается расстояния (δ_B), на котором сила F выполняла бы работу. Мода перестает возбуждаться с переднего торца ползуна. В рамках **ModB** она становится несущественной для точности обработки.

Гармонический анализ объекта и АЧХ. Гармонический анализ заключался в испытании системы на некоторой частоте f_H путем приложения к переднему торцу осциллирующей вертикальной силы, $F = A_u \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_u \cdot t)$ где $A_u = 1000$ Н – амплитуда силы, t – время, с. Испы-

тующая частота f_0 варьировалась от 0 до 200 Гц обычно с шагом 2,5 Гц. Серия испытаний приносила амплитудно-частотные характеристики (АЧХ). В работе для всех АЧХ является вертикальная сила F , а выходом – амплитуда вертикального перемещения, обычно в точках ТИ и ТШГ.

Линии АЧХ являются обратными по отношению к линиям динамической жесткости в соответствующих точках станка.

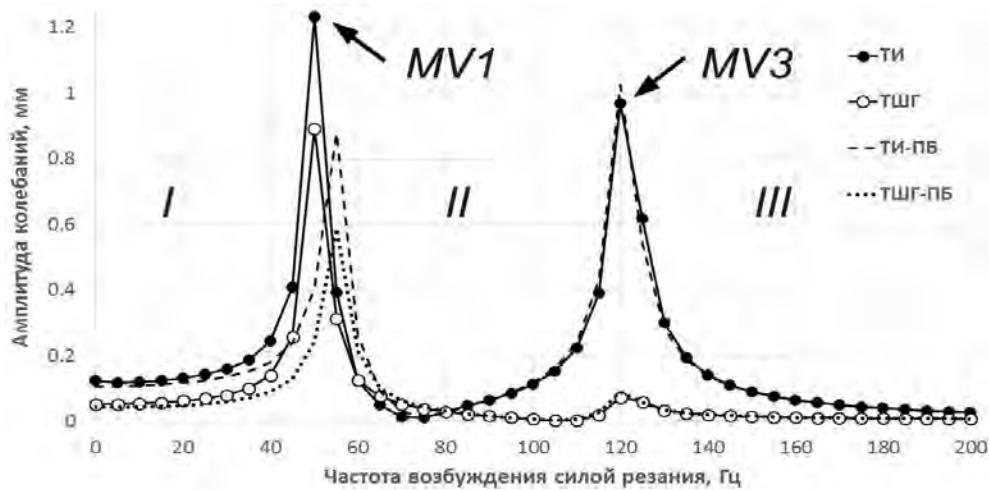


Рис. 4. АЧХ зафиксированного в танкетках ползуна. Вход – вертикальная сила с амплитудой 1000 Н на торце инструмента; выход – амплитуда вертикальных перемещений (ТИ – амплитуда на торце инструмента, ТШГ – на торце шпиндельной головки, ПБ – цельный ползун заполнен полимербетоном)

На рис. 4 представлена АЧХ для случая фиксированной каретки. Объект *ПрУ* отсутствует. Гнездо крепления этой пружины в каретке жестко закреплено. Модельная ситуация примерно соответствует зажиму вертикальных направляющих на практике.

Обнаруживается только два резонансных возбуждения – по модам MV1 и MV3. Резонансы являются мощными (особенно грубым ожидается низкочастотный MV1). Работа на пиках недопустима как по соображениям точности обработки, так и из-за опасности жестких регенеративных автоколебаний, вредящих инструменту и станку.

Отсутствие моды MV2 ожидаемо, так как в ней предполагаются вертикальные колебания каретки. Мода MV3 связана с раскачкой инструмента и поэтому проявляется только его торце (кривые ТИ). Торцев ползуна остается малоподвижным в районе MV3. Следовательно, работа коротким инструментом (КИ) на этих частотах, хотя и не рекомендуется, но допустима.

Кривые ТИ-ПБ и ТШГ-ПБ относятся к модификации конструкции, когда чугунный ползун наполнен полимербетоном (ПБ). Дополнительно, монтажные окна в боковых стенках ползуна приняты заделанными.

Применение полимербетона является известным и сильным приемом повышения жесткости станочной конструкции [11, 12]. Однако здесь достигается малый эффект. Линии ТИ и ТИ-ПБ слабо отличаются друг от друга. То же следует сказать о паре ТШГ и ТШГ-ПБ. Полимербетонный наполнитель снижает резонансные пики по MV1. Однако, это не принципиально – средними и длинными инструментами (СИ, ДИ) не следует работать на любых резонансных пиках.

Из рис. 4 следует, что при фиксированной каретке обработку можно в одном из трех интервалов: дорезонансном I (до 30 Гц), межрезонансном II (70-100 Гц) и зарезонансном III (свыше 150 Гц). Дорезонансный (статический) интервал характеризуется недостаточной жесткостью инструмента и ползуна. Это видно из табл.2, где на частоте 1 Гц (практически статика) жесткость на торце инструмента составила $j_1^{III} = 8 \text{ Н / мкм}$, что несколько ниже целевой отметки 10 Н/мкм.

Таблица 2

Вертикальная жесткость (Н/мкм) по рис.4 на торце инструмента (ТИ) и торце шпиндельной головки (ТШГ) на разных частотах испытания (вдали от резонансов)

Место виртуального измерения и вариант конструкции	f_u , Гц		
	1	80	200
ТИ	8,0	31,6	34,5
ТШГ	18,6	32,8	111,4
ТИ-ПБ	9,3	36,0	34,3
ТШГ-ПБ	22,6	30,5	111,7

В межрезонансном интервале II жесткость повышается почти вчетверо до $j_{80}^{III} = 31,6$ Н/мкм. Интересно, что жесткости на торцах инструмента и шпиндельной головки оказываются почти одинаковыми. Межрезонансный интервал II слишком узок по частоте.

Наиболее перспективен зарезонансный интервал III. Из-за эффекта зарезонансного демпфирования все крупные объекты становятся динамически малоподвижными. Амплитуда инструмента для 200 Гц составляет 29 мкм, в то время как в статике она равно 125 мкм. Динамическая жесткость на инструменте в интервале III равна $j_{200}^{III} = 34,5$ Н/мкм (табл.4). В этом смысле интервалы II и III примерно равноценны. Зарезонансный интервал имеет большую протяженность и уходит далеко направо, в область больших частот. В этом интервале достигается весьма большая жесткость на шпинделе $j_{200}^{TШГ} = 111,4$ Н/мкм. Это дает возможность высокоскоростному приводу прецизионно обрабатывать деталь КИ даже при выдвинутом ползуне. Работа в зарезонансном интервале соответствует концепции высокоскоростной обработки (ВСО) [13].

Данные в табл.2 подтверждают, что заполнение ползуна полимербетоном не меняет существенно ни статическую (1 Гц), ни динамическую (80 и 200 Гц) жесткость между резонансами.

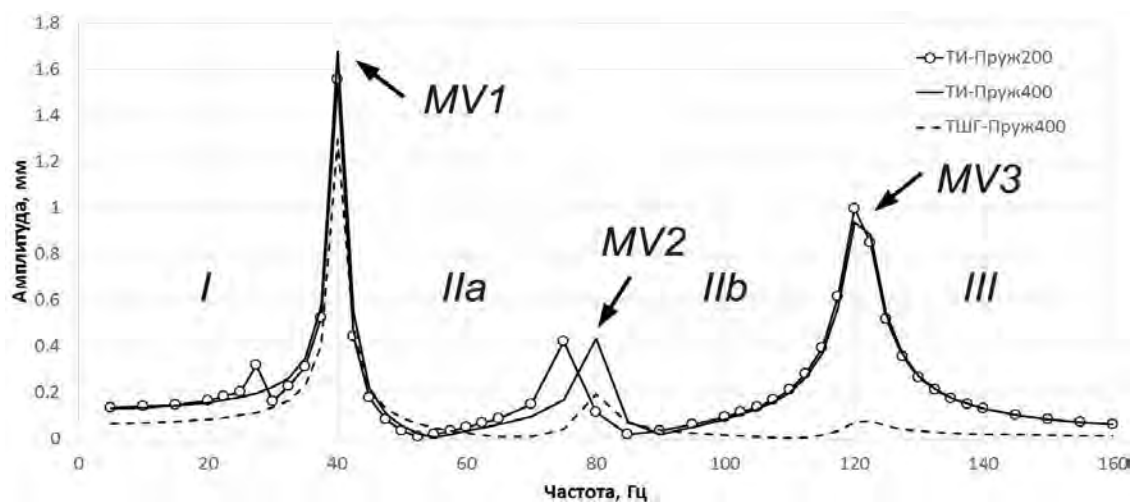


Рис. 5. АЧХ ползуна, свободного по оси Y, для случаев вертикального привода с жесткостью 200 Н/мкм (ТИ-Пруж200) и жесткостью 400 Н/мкм (ТИ-Пруж400, ТШГ – Пруж400). Выдвижение ползуна – 1250 мм

Рис. 5 иллюстрирует влияние на АЧХ освобождения вертикальных направляющих каретки. Каретка может колебаться в противофазе с консолями ползуна. Появляется средний резонансный пик по моде MV2. Это ограничивает работу станка в межрезонансном интервале частот. Интервал распадается на два небольших участка (IIa, IIb) с центрами возле 55 и 90 Гц. В остальном между рис.4 и 5 отсутствуют существенные различия. Сопоставление табл.2 и табл.3 подтверждают сделанные выше рекомендации по интервалам для обработки. Высота резонансных пиков не принципиальна. На них динамическая жесткость падает очень низко и ведение процесса резания недопустимо. Пики нужно безусловно обходить.

Таблица 3

**Вертикальная жесткость (Н/мкм) по рис.5 на торце инструмента (ТИ)
на частотах в рекомендуемых для обработки интервалах**

Жесткость пружины ПрУ, Н/мкм	f_u , Гц			
	1	55	90	160
200	7,4	51,0	28,6	16,0
400	7,5	109,2	46,8	16,0

Интересно, что двукратная вариация жесткости вертикальной пружины слабо влияет на положение и высоту резонансных пиков. Частота моды MV2 снижается с 80 Гц только до 75 Гц при уменьшении жесткости пружины с 400 до 200 Н/мкм. На статическую жесткость инструмента влияние вариации почти отсутствует. Это связано с большой податливостью ползуна и сопряженных с ним деталей.

В технике известен эффект инерционно-массового демпфирования или антирезонанса. Для его реализации внутри системы должна быть подсистема с выраженной локальной резонансной модой. Собственная частота этой моды должна совпадать с частотой внешнего возбуждающего воздействия на всю систему.

Применительно к системе «ползун – каретка» такой подсистемой оказывается задняя консоль ползуна с тяжелым двигателем. Нужно лишь настроить положение двигателя вдоль ползуна. Оказалось, что возможно совместить частоту вертикальных колебаний каретки на пружине *ПрУ* и частоту изгибных колебаний задней консоли ползуна. В результате достигается гашение резонанса MV2.

На рис. 6 представлены АЧХ в точках ТИ и ТШГ для двух положений двигателя. Положение «0» является базовым. Положение «-100» соответствует дополнительному смещению двигателя на 100 мм назад по оси ползуна. Положение «-100» получено подбором и соответствует максимальному гашению резонанса MV2 на рис.6.

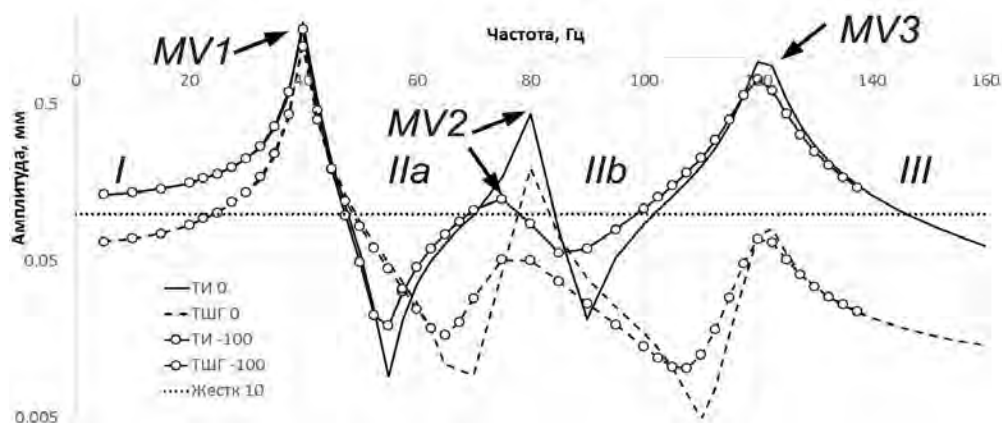


Рис. 6. АЧХ вертикальной амплитуды (логарифмический масштаб) для торцев инструмента (ТИ) и шпиндельной головки (ТШГ) для базового положения двигателя («0») и смещенного назад на 100 мм по задней консоли ползуна («-100»). Линия «Жестк10» соответствует целевому уровню жесткости 10 Н/мкм (большая жесткость – ниже линии)

При других смещениях (шаг 50 мм) резонанс MV2 выражен примерно, как и в основном положении «0». На линии «-100» происходит оседание только резонансного пика MV2. Пики MV1 и MV3 сохраняют своё положение и остаются опасными. По этим признакам можно говорить, что в положении «-100» достигается именно антирезонанс.

Ослабление среднего резонансного пика является полезной возможностью. В районе MV2 линия «ТИ -100» опускается почти до целевого уровня жесткости 10 Н/мкм. Становится возможной обработка во всем межрезонансном интервале II.

Для организации антирезонанса в районе MV2 требуется организовать подстройку положения двигателя. Эффективное положение зависит от текущего вылета ползуна. Для поиска положения двигатель должен смещаться вдоль Z дополнительным приводом. Ход привода, ве-

роятно, может быть небольшим – порядка 200 мм. Поиск положения двигателя должен быть обеспечен дополнительным программированием системы ЧПУ.

На рис. 6 следует также обратить внимание на линию «ТШГ -100». Она после резонанса MV1 идет полностью ниже целевого уровня жесткости («Жестк 10»). Линия приблизительно отражает колебания короткого инструмента в шпинделе. Получается, что после гашения MV2 межрезонансный и зарезонансный интервалы сливаются. Короткий инструмент может работать на любых частотах правее MV1.

На рис. 7 представлены АЧХ для трех разных вылетов ползуна. Видны все три резонансных моды MV1, MV2 и MV3. При изменении вылета резонансные пики упорядоченно мигрируют по частоте и по своей высоте. Большинство пиков достаточно высоки и требуют обходить их при обработке. Важно, что для всех вылетов ползуна поведение системы «ползун – каретка» почти одинаково в статическом, дорезонансном интервале I (<30 Гц) и в высокочастотном, зарезонансном интервале III (>150 Гц). Разброс жесткости на инструменте для трех вылетов не превышает полутора раз в статике. Следовательно, роль ползуна как балки не очень велика в формировании статической жесткости станка по вертикали. Система «ползун – каретка» оказывается именно сложносоставным механизмом.

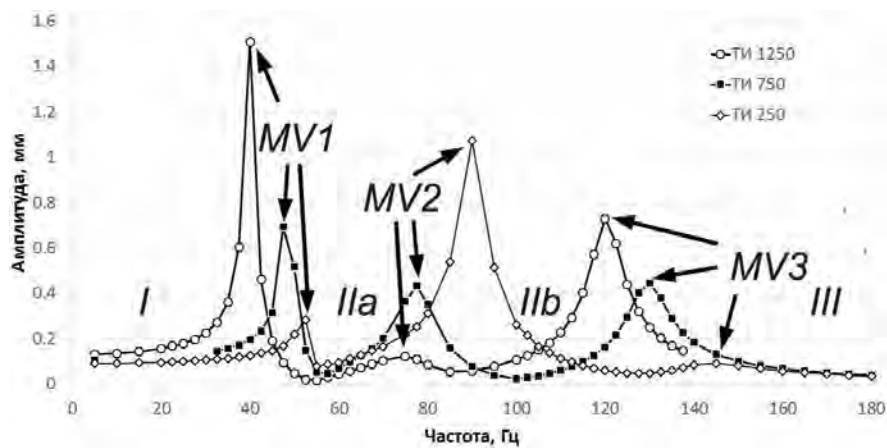


Рис. 7. АЧХ на торце инструмента (ТИ) в зависимости от выдвигания ползуна (250, 750 и 1250 мм) для скорректированного положения двигателя (смещение назад на 100 мм): 1 – резонансные пики по моде MV1; 2 – по MV2; 3 – по MV3

В динамике, на зарезонансных частотах (правая часть рис.7) различия по жесткости стираются. Для разных вылетов ползуна вертикальная жесткость различается не более, чем на 17%.

Вылет ползуна важен при поиске частот обработки в межрезонансном интервале. Здесь труднее всего подобрать рабочие частоты при средних вылетах ползуна. При больших вылетах и модифицированном положении двигателя доступен почти весь межрезонансный интервал (мода MV2) ослаблена.

При малых вылетах, наоборот, резонансное возбуждение по MV2 является ведущим. Зато дорезонансный и зарезонансный интервалы существенно расширяются вправо и влево соответственно.

Выводы:

1. Установлено, что система «ползун – каретка», вертикально колеблющаяся в прорези колонны станка, обладает большой динамической автономностью. Здесь существует устойчивый набор из трех резонансных мод MV1 «Клевки ползуна», MV2 «Махи консолей» и MV3 «Клевки шпинделя» (~40, 80, 120 Гц соответственно).

2. Частоты и амплитуды набора резонансов слабо зависят от состояния станка в целом, а также от большинства параметров самой системы «ползун – каретка».

3. На динамику системы «ползун – каретка» мало влияют материал корпусов, жесткости вертикального привода, опор, танкеток и подшипников. Это наблюдается при варьировании параметров по крайней мере в 0,5 – 2 раза. Можно говорить об инкапсуляции, стабильности резонансного поведения системы.

4. Основное влияние на частоту и степень возбуждения резонансов оказывают вылет ползуна, а также выдвигание к его торцам массивных объектов (прежде всего, главного двигателя).

5. Точная подстройка осевого положения главного двигателя на задней консоли позволяет существенно ослабить средний резонанс MV2. Это происходит по механизму инерционно-массового демпфирования (антирезонанса).

6. Рекомендуется ввести управляемый УЧПУ привод перемещения главного двигателя вдоль ползуна. Это позволит в процессе работы станка подстраиваться под текущие параметры и создавать гасящий эффект антирезонанса.

7. При условии ограничения резонанса по MV2 вести обработку на станке рекомендуется в одном из трех интервалов рабочих частот – дорезонансном (статическом; <30 Гц), межрезонансным (70 – 100 Гц), зарезонансным (>150 Гц). При активности моды MV2 межрезонансный интервал распадается на слишком узкие, неудобные участки.

8. Вблизи резонансных пиков работа станка недопустима. Здесь не поможет даже заполнение ползуна демпфирующим полимербетонным материалом.

9. В дорезонансном интервале полностью выдвинутый ползун обладает на передней консоли невысокой статической жесткостью (7 – 10 Н/мкм). Это угрожает устойчивости процесса резания. Возможен срыв в регенеративные автоколебания.

10. Для прецизионной обработки рекомендуется зарезонансный интервал частот. В нем динамическая жесткость ползуна примерно вчетверо выше, чем в статических условиях. Переход к зарезонансной обработке предполагает применение высокоскоростного главного привода и реализацию концепции ВСО.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
2. Баланс жесткости стойки фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричным расположением шпиндельной бабки / В.И. Туромша, С.С. Довнар, А.С. Трусковский, И.И. Шумский // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О.Сухого. – 2012. – №3(50). – С.19–29.
3. Василевич Ю.В., Довнар С.С., Шумский И.И. Модальный анализ несущей системы тяжелого горизонтального многоцелевого станка с помощью МКЭ // Наука и техника. 2014. - № 4 . С.14 - 24.
4. Василевич Ю.В., Довнар С.С., Трусковский А.С. МКЭ-анализ гармонического возбуждения горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричной стойкой // Машиностроение. 2014. - № 28 . С.112 – 120.
5. Моделирование и анализ динамики несущей системы фрезерно-сверлильно-расточного станка с моностойкой / Василевич Ю.В., Довнар С.С., Трусковский А.С., Шумский И.И. // Наука и техника. 2015. - № 3 . С. 9 – 19.
6. Гармонический анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ / С. С. Довнар, А.М. Якимович, И.Л. Ковалева, И.И. Шумский. // Вестник ПГУ. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2014. - №11 . С. 25 - 36 .
7. Кудинов, В.А. Динамика станков/В.А.Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967.–359 с.
8. L.N.Lopez de Lacalle, A.Lamikiz. Machine tools for high-performing machining. – Springer, 2009, 442 p.
9. Gradisek J., Kalveram M., Insperger T., Weinert K., Stépán G., Govekar E., Grabec I. Stability prediction for milling. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005, 45(7-8), pp. 769-781.
10. Altintas Y., Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding, Keynote paper, 2004. Annals of the CIRP 53/2: pp. 619–652.
11. Металлобетонные базовые конструкции металлорежущих станков / М.И.Браиловский, А.Г.Воскобойник, А.А.Воскобойник. – Коломна, Воентехиздат. – 2010. – 76 с.
12. Study of improving static rigidity on machine tool structure using concrete component / Simon M., Grama A L., Ganea M. // The 6th edition of the Interdisciplinarity in Engineering International Conference “Petru Maior” University of Tîrgu Mureş, Romania, 2012, pp. 26-29.
13. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – С. 35–37.