

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С., Шумский И.И.

СТАТИСТИЧЕСКИЙ И МОДАЛЬНЫЙ МКЭ-АНАЛИЗ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ПОЛЗУНА МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА

Белорусский национальный технический университет, ОАО «МЗОР»

Минск, Беларусь

Проведен МКЭ-анализ статических деформаций и резонансных мод типового шпиндельного узла для фрезерно-сверлильно-расточных работ. Узел предназначен для длинных ползунов многоцелевых станков. Обнаружено, что расположение точек фактического закрепления гильзы (фланец, отверстия, посадочный пояс) почти не влияет на статическую жесткость и модальные частоты.

Выяснено, что при больших вылетах инструмента (до 250 мм) жесткость на режущей кромке почти полностью определяется изгибной жесткостью макрошпинделя. Поэтому повышение радиальной жесткости подшипников не требуется. Нужно увеличение угловой жесткости передней опоры.

Выявлены две основные моды M1 и M2 колебаний узла. Они связаны с изгибами передней и задней консолей шпинделя соответственно. Частота моды M1 зависит от вылета шпинделя. При вылетах больше 160 мм эта мода делит частотный диапазон узла на дорезонансный и резонансный диапазоны.

Резонанс по моде M2 связан с раскачкой приводящего шкива на задней консоли шпиндельного узла. В большинстве случаев это почти не отражается на поведении передней консоли и режущего инструмента. Показана неожиданная инвариантность статической жесткости и частот резонансов к некоторым характеристикам узла, например, к материалу шпиндельной гильзы.

Предмет исследования. Объектом исследования является шпиндельный узел для ползунов многоцелевых станков. Рассматривается типичный для отрасли шпиндельный узел в гильзе (рис.1.) конструкции ОАО «МЗОР». Он размещается внутри вертикальных и горизонтальных ползунов фрезерно-сверлильно-расточных и продольно-фрезерных станков [1, 2]. Конструкция узла апробирована практикой. Однако важно понять, в каких направлениях её следует совершенствовать дальше. Нужно оценить, как изменяется поведение шпиндельной системы при разных вылетах инструментов. Ещё одна точка интереса – при натурных испытаниях исправные экземпляры шпиндельных узлов показывают близкую статическую жесткость, но иногда существенно различаются динамическим поведением. Это проявляется в различной склонности к автоколебаниям в процессе резания.

Данная работа является первой в серии работ, посвященных виртуальному испытанию данного шпиндельного узла (ШУ). Цель работы – компьютерное моделирование ШУ с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [3]. Узел будет вычленен из несущей системы станка и испытан отдельно. Производится статический анализ ШУ и поиск резонансных частот и форм колебаний (модальный анализ). Речь идет о резонансах внутри самого ШУ (шпиндельных резонансах). Перспективным вопросом является гармонический анализ ШУ, то есть возбуждение его осциллирующими силами резания на разных частотах. Следующий по очереди вопрос – статическое и динамическое моделирование ШУ вместе с ползуном и его опорами.

Литературные данные указывают, что резонансы внутри типичных шпиндельных узлов происходят на частотах порядка сотен герц [4, 5]. В то же время для многоцелевых станков ОАО «МЗОР» характерны общестаночные резонансы в интервале 20 – 120 Гц [6, 7]. Нужно

убедиться в изолированности друг от друга общестаночных и шпиндельных резонансов. Требуется, чтобы они были разделены достаточными частотными интервалами и не взаимодействовали.

Геометрическая модель шпиндельного узла и его параметры.

На рис. 1. представлена половинная трехмерная геометрическая модель шпиндельного узла. Узел смонтирован в гильзе 1 и обладает почти точной осевой симметрией. Ось шпинделя 2 на практике может быть как вертикальна, так и горизонтальна. Шпиндель базируется на трех подшипниках: двух радиальных двухрядных роликовых (3, 5) и упорно-радиальном двухрядном шариковом (4). Подшипники 3, 4 имеют внутренний расчетный диаметр $d_{IT}=110$ мм и образуют переднюю опору шпинделя. Подшипник 5 ($d_3=110$ мм) является задней опорой. Межопорное расстояние равно $l=300$ мм. Соотношение $\lambda=l/d_{IT}=2,72$, что является серединой допустимого интервала [10].

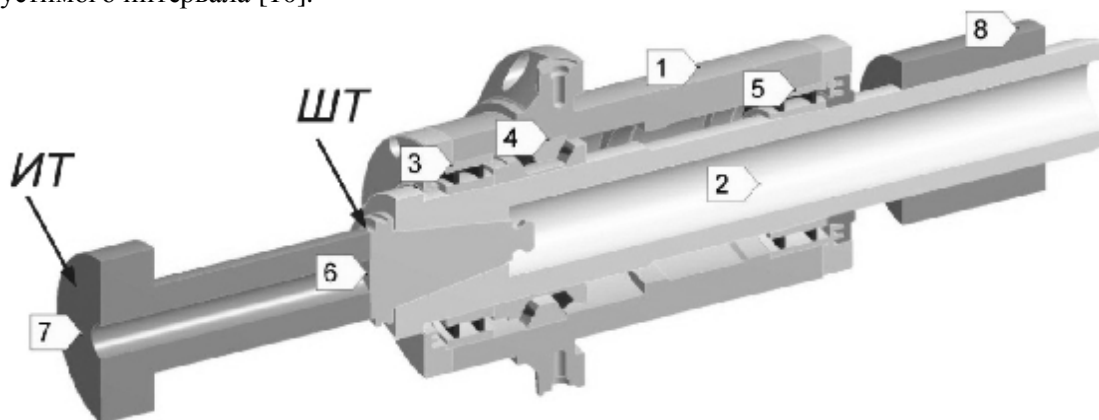


Рис. 1. – Геометрическая модель шпиндельного узла (ШУ)

В переднем конце шпинделя (на рис. 1. слева) устанавливается по конусу инструментальная оправка. В модели оправка разделена на хвостовик 6 массой 1,6 кг и условный инструмент 7. Инструмент (образ фрезы или расточной головки) может иметь для данного ШУ переменную длину (0 - 250 мм) при диаметре $\varnothing 80$ мм. Для максимальной длины (далее – вылета h) инструмент весит 6,7 кг. Поверхность, отмеченную маркером 7, будем называть инструментальным торцом *ИТ*. На нем считаем расположенными режущие кромки инструмента. Поверхность хвостовика с маркером 6 будем считать шпиндельным торцом *ШТ*. Расположить режущие кромки правее *ШТ* очень трудно. Расстояние между *ИТ* и *ШТ* и является вылетом инструмента. Для $h=0$ мм инструмент (как удлинитель) отсутствует.

На правом, заднем конце шпинделя установлен шкив 8 массой 5,1 кг для привода зубчатым ремнем. Шпиндель (14,1 кг) в сборе с хвостовиком, инструментом и шкивом будем рассматривать как единую силовую упругую систему (своего рода «макрошпиндель»). Инструмент, хвостовик и шпиндель левее передней опоры будем называть передней консолью ШУ. Правее задней опоры «макрошпинделя» находится задняя консоль. Длины передней и задней консоли равны соответственно 320 и 258 мм. Все перечисленные выше параметры являются типичными по отрасли.

Шпиндельный узел рассчитан на вращение в диапазоне частот 0 – 2400 мин⁻¹ (0 – 40 Гц). Обычно режущий инструмент имеет не более 12 зубьев. Поэтому пульсация сил резания ожидается на частотах не более 500 Гц. Интервал 0 – 500 Гц будем называть рабочим интервалом.

Все детали шпиндельного узла являются стальными. Подшипники представлены упрощенно. Вместо рядов тел качения виртуально установлены модельные кольца. Этим кольцам приписаны модельные материалы, обеспечивающие жесткость подшипников по каталогу. Введем базовый вариант условий для моделирования. В нем подшипник 3 имеет радиальную жесткость 1670 Н/мкм. Осевая жесткость подшипника 4 равна 1520 Н/мкм. Подшипнику 5 в задней опоре соответствует радиальная жесткость 1440 Н/мкм.

Конечноэлементная модель и жесткость ШУ.

МКЭ - модель является системой из сеток объемных конечных элементов отдельных деталей. Сетки построены из 10-узельных тетраэдрических элементов и 20-узельных гексаэдрических элементов. Детали соединены друг с другом поверхностными контактными элементами. Методика моделирования и входные параметры приняты такими же, как и в работах по моделированию общестаночных несущих систем [1, 2, 6, 7].

Главной задачей МКЭ - модели является выявление картины перемещений в шпиндельном узле. Объемные напряжения в деталях ШУ находятся на низком уровне. На рис. 2. дана картина перемещений для статического нагружения радиальной силой F_r . Радиальное направление в плоскости симметрии шпиндельного узла совпадает с вертикальной осью. Сила прилагалась только радиально и только к инструментальному торцу. Точка приложения силы моделирует режущую кромку. Величина силы (50 Н для половинной модели ШУ) не принципиальна, так как конечно-элементная модель линейна и результаты масштабируемы.

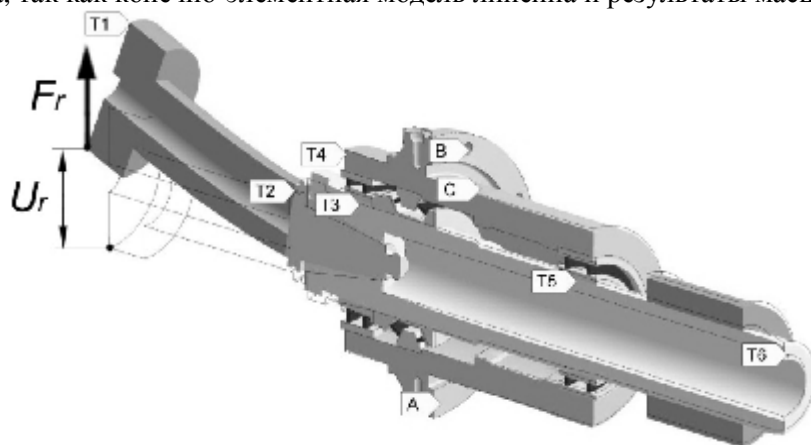


Рис. 2. – Статическая деформация шпиндельного узла под действием радиальной силы F_r .

Наиболее важны для шпинделя радиальные перемещения U_r . Они определяют радиальную податливость $k_r = U_r / F_r$ и обратную величину – радиальную жесткость $j_r = F_r / U_r$. Эти параметры вычисляются всегда для конкретных точек, имеющих при одном и том же нагружении разные перемещения. Для точности обработки наиболее важна жесткость j_r^{T1} в точке T1 на инструментальном торце ИТ. Жесткость j_r^{T2} в точке T2 характеризует собственно шпиндель в сборе. Радиальное перемещение в T3 отражает податливость переднего подшипника, а в T5 – заднего. По перемещению в T4 оценивается жесткость гильзы, а в T6 – всей задней консоли ШУ.

Отметим, что современный подход требует [4], чтобы жесткость режущей кромки инструмента была не ниже. Считаем, что в данной модели это относится к точке T1 и торцу ИТ. Параметр j_r^{T1} и есть жесткость режущей кромки. При жесткости становятся очень вероятными грубые автоколебания в зоне резания (regenerative chatter) [8, 9]. На переднем конце собственно шпинделя (примерно на уровне T3) станочные стандарты требуют радиальную жесткость на порядок выше ($j_r^{T3} \geq 200 - 400$ Н/мкм) [10, 11].

Граничные условия в модели.

В идеализированном случае ШУ должен быть закреплен по трем группам поверхностей одновременно (рис.2.) – по фланцу А, по крепежным отверстиям В и по базирующему цилиндрическому пояску С. На практике очень вероятна частичная фиксация. Поэтому в базовом варианте условий консервативно предусмотрен самый худший вариант – фиксация только по отверстиям В. Фланец А предполагается неровным, а поясок С – сделанным со слишком большим зазором. Будут рассмотрены также варианты крепления только по А, только по С, а также формула «В+С» и полная формула «А+В+С».

Шпиндельный узел в данной работе нагружается только радиальной силой на инструментальном торце ИТ. Вращение шпинделя не моделируется, центробежные силы и сила тяжести не прикладываются. Поскольку виртуально испытывается только половина ШУ, то на плоскость сечения наложено условие симметрии.

Детали в шпиндельном узле связаны друг с другом контактными парами из специальных конечных элементов. Большинство пар находятся в сцепленном состоянии (статус “bonded”). Исключением являются контактные пары между модельными кольцами и внутренними кольцами подшипников. Они находятся в состоянии свободного скольжения без возможности отрыва (статус “no separation”). Это отображает возможность смещения тел качения по беговым дорожкам без возникновения зазоров (блокируются предварительным натягом подшипников).

Кроме вариантов закрепления, в модели варьируются вылет инструмента и жесткость подшипников. Вылет h изменяется в пределах от 0 до 250 мм. Такой диапазон является эмпирическим конструкторским решением. На практике вылет становится новым после каждой смены инструмента в многоцелевом станке.

Указанная выше для базового варианта условий жесткость подшипников считается 100%-ной, номинальной. Фактическая жесткость может сильно колебаться в зависимости от предварительного натяга, текущей температуры и неточностей изготовления. Повысить жесткость подшипника можно, например, применение тел качения из сверхтвердых материалов. В работе жесткость подшипников в 4 раза варьируется и на увеличение, и на уменьшение. Виртуально испытаны *ШУ*, в которых жесткость подшипников составляет 25%, 50%, 200%, 400% от базового уровня. Это сделано подбором модуля упругости для материала модельных колец.

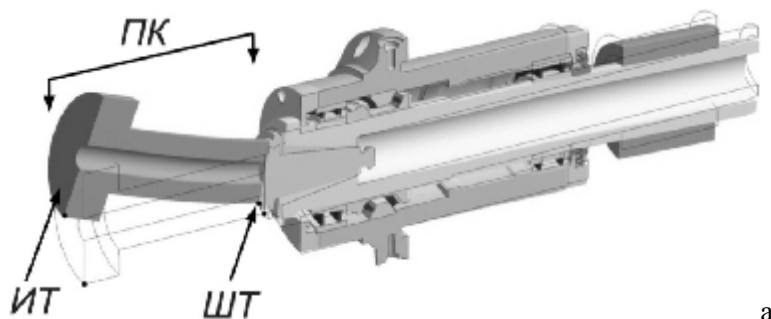
Статические и резонансные деформации шпиндельного узла

Рассмотрение картины статических перемещений на рис. 2 предварительно показывает, что собственно шпиндель достаточно жесток. Его надежно удерживают подшипниковые опоры. Радиальное перемещение инструментального торца возникает именно на инструменте. Происходит это не только путем изгиба инструмента, но и путем поворота его вместе с хвостовиком в передней части шпинделя. При вылете 250 мм (рис.2) жесткость на *ИТ*. Она мала, но все же находится выше предела. Следовательно, вылет 250 мм для станка допустим, но дополнительное его увеличение неприемлемо.

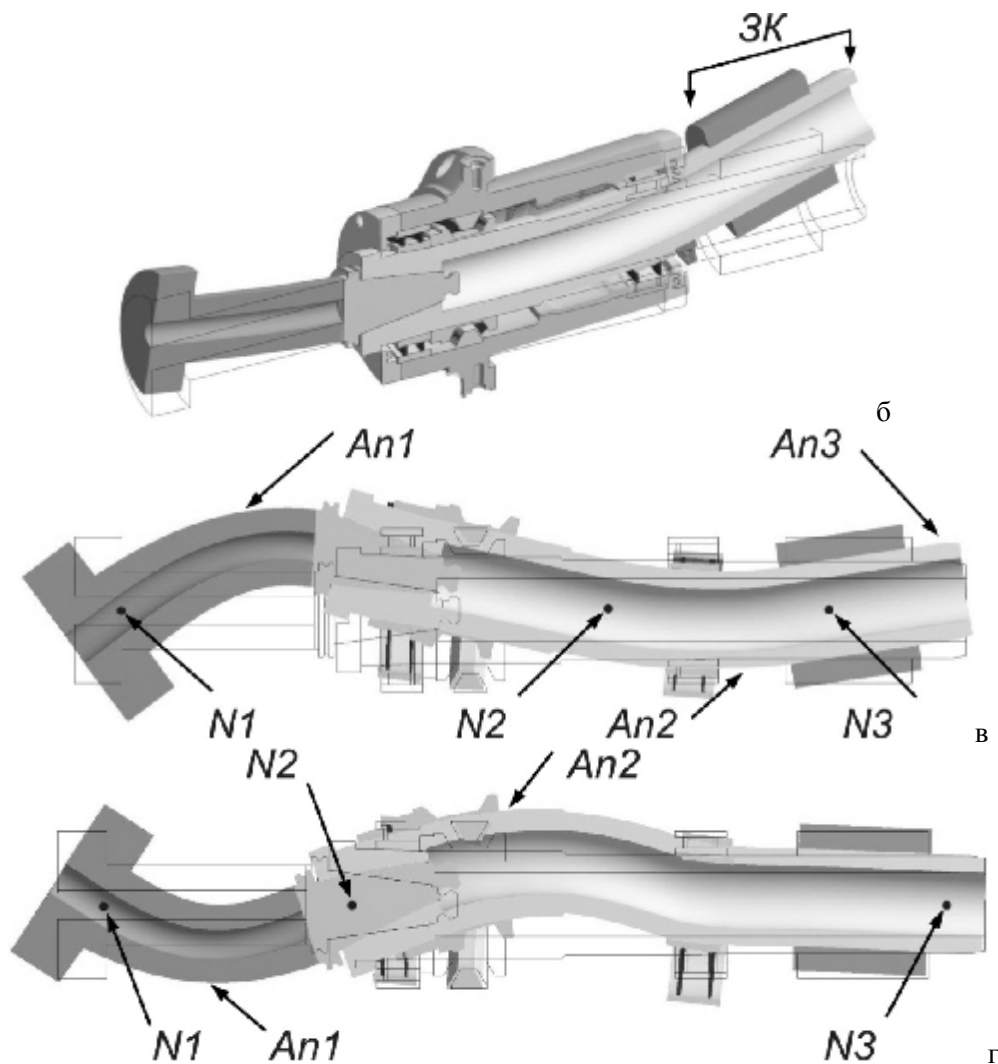
Одновременно жесткость на шпиндельном торце *ШТ* составляет, то есть в 6,9 раз больше. Это подтверждает мнение, что радиальное перемещение «набирается», в основном, на инструменте. Расчетная жесткость в переднем подшипнике составила . Подшипник ведет себя вполне жестко, хотя и подвергается действию изгибающего момента со стороны передней консоли. Различие между радиальными перемещениями точек $T2$ и $T3$ указывает на упругий поворот в передней части шпинделя. Отчасти, по правилу рычага, это обуславливает большое радиальное перемещение на конце передней консоли, в $T1$.

В рамках модального анализа для базового варианта условий (вылет инструмента 250 мм) в рабочей области частот (0 – 500 Гц) обнаружены только две резонансных моды. Мода $M1$ (рис.3. а) заключается в изгибных колебаниях передней консоли на частоте $f_1=370$ Гц. Модальное движение очень похоже на статическую картину деформации *ШУ* (рис.2). Шкив остается практически неподвижным. Мода $M2$ (рис.3,б) представляет собой колебания задней консоли ($f_2=384,8$ Гц). Инструментальный и шпиндельный торцы затрагиваются ею в небольшой степени.

Для точности обработки наиболее важна мода $M1$, так как она вызывает радиальную раскачку и повороты инструмента. Работать на частотах вблизи этого резонанса не следует. Частота f_1 разделяет рабочий диапазон *ШУ* на дорезонансную и зарезонансную части.



а



а – раскачка передней консоли с инструментом (мода $M1$, 307 Гц);
 б – раскачка задней консоли со шкивом (мода $M2$, 384,8 Гц); в, г – резонансы $M5$, $M6$ на частотах 1359,8 Гц и 2022,9 Гц. $ПК$, $ЗК$ – передняя и задняя консоли; $ИТ$, $ШТ$ – инструментальный и шпиндельный торцы; $N1$, $N2$, $N3$ – узлы на упругой линии шпинделя; $An1$, $An2$, $An3$ – пучности

Рис. 3 – Изгибные резонансы в шпиндельном узле

Высокочастотная мода $M3$ (854,2 Гц) заключается в осевых колебаниях шпинделя. Пружиной служит упорно-радиальный подшипник. Мода $M4$ (1035,9 Гц) связана с изгибными колебаниями межопорного участка шпинделя. Она почти не отражается на передней консоли, но захватывает заднюю консоль. Более высокочастотные моды соответствуют многоволновым изгибным резонансам. Шпиндель изгибается подобно синусоиде. Деформация характеризуется числом периодов. Например, для моды $M5$ (1359,8 Гц, рис. 3.в) вдоль шпинделя укладывается примерно 1,25 периода волны. Имеется 3 узла N и 3 пучности An .

Рис.3. г показывает для моды $M6$ (самой высокочастотной из рассмотренных – 2022,9 Гц), как узлы привязываются к сосредоточенным массам, например, к шкиву ($N3$), сопряжению шпинделя с хвостовиком (N) и к оголовку инструмента (N). Получается, что на высоких частотах вывешенные на шпинделе массивные детали удерживают его упругую линию не менее эффективно, чем подшипниковые опоры.

Влияние параметров на поведение шпиндельного узла.

Для шести вылетов инструмента в интервале $h=0 - 250$ мм была виртуально оценена радиальная жесткость на инструментальном торце $ИТ$ и шпиндельном торце $ШТ$ (рис.4). При нулевом вылете кривые соединены, так как торцы совпадают. Для $ИТ$ вылет существенно (в

18,2 раза) снижает статическую жесткость. Она падает с 505 до 27,6 Н/мм. Особенно быстро жесткость уменьшается при начальном росте вылета – от 0 до 125 мм. Вероятно, здесь теряется влияние жесткости передней опоры. Остается только более низкая, изгибная жесткость «макрошпинделя».

На рис. 5.а показано влияние жесткости подшипников на эффективную жесткость в разных точках шпинделя. Для жесткости на ИТ (жесткости кромки) влияние очень слабо: j_r^{T1} увеличивается (кривая «Т1, h250») только с 21,9 до 30,4 Н/мм (в 1,38 раза) при росте жесткости подшипников в 8 раз (с 25% до 400%). Следовательно, при больших вылетах шпиндель «не чувствует» повышения жесткости подшипников. Более того, допустимо примерно двукратное понижение жесткости передней опоры. Оно останется почти «не замеченным» из-за изгибной податливости шпинделя, оправки и инструмента.

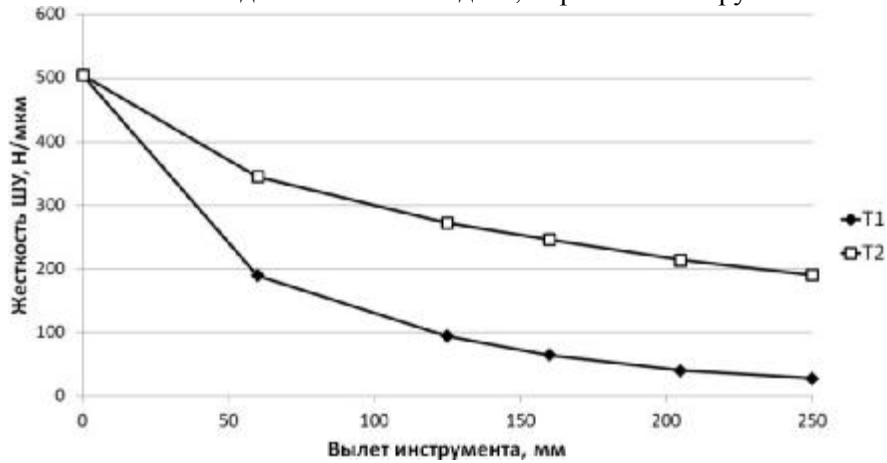
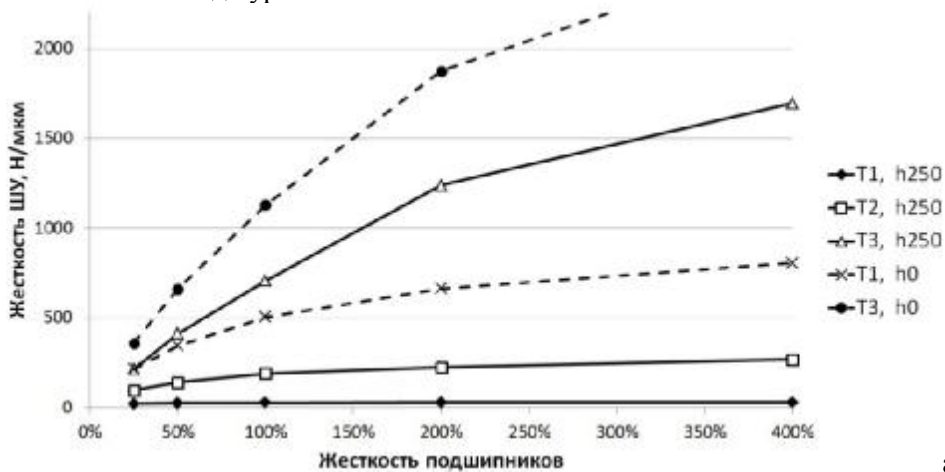


Рис. 4 – Влияние вылета инструмента на радиальную жесткость для инструментального (ИТ) и шпиндельного торцов (ШТ)

Только если ШУ изначально предназначен для работы на малых вылетах (<125 мм) жесткость передней опоры нужно удерживать не ниже существующего уровня. Повышение её рационально не более чем до уровня «200%».



а

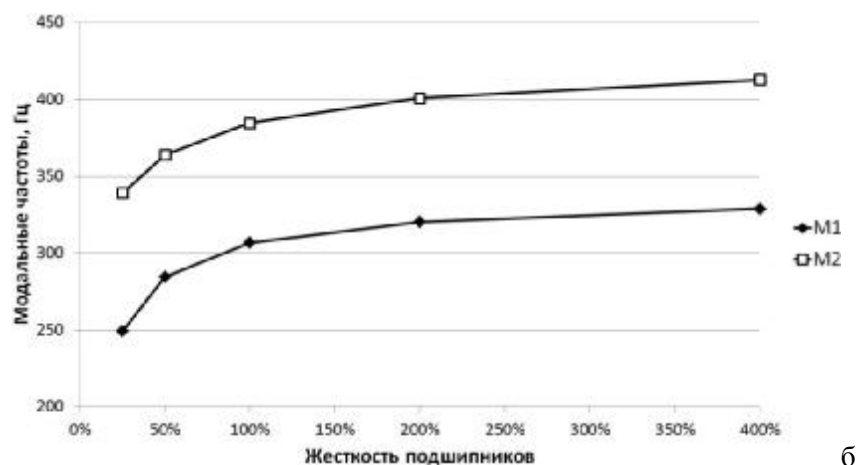


Рис. 5 – Влияние жесткости подшипников на радиальную жесткость шпинделя для вылетов 0 и 250 мм (а) и на резонансные частоты для мод $M1$ и $M2$ (б, $h=250$ мм)

Выводы, сделанные для статической ситуации, подтверждаются модальным анализом (рис.5,б). При виртуальном росте жесткости подшипников резонансные частоты стабилизируются после достижения уровня «100%». Следовательно, подшипники становятся относительно жесткими и уже не влияют на податливость системы. Чем меньше податливость, тем выше резонансная частота.

На рис. 6. показана связь вылета инструмента с частотой f_1 резонанса передней консоли. Даны три кривые для разных жесткостей подшипников. Если взять средний вылет $h=125$ мм и мысленно двигаться от него вправо, кривые плавно снижаются, двигаясь почти эквидистантно. Снижение идет из-за падения изгибной жесткости и увеличения массы передней консоли при увеличении вылета. Эквидистантность кривых указывает на инвариантность моды $M1$ к жесткости удаленных подшипников.

Если от среднего вылета двигаться влево к малым вылетам, то кривые расходятся. Следовательно, жесткость подшипников (передней опоры) начинает играть роль. Об этом говорит и возрастающий наклон всех кривых возрастает. Подтверждается известное положение [10] о том, что на коротких вылетах податливость переднего подшипника доминирует над изгибной податливостью передней консоли.

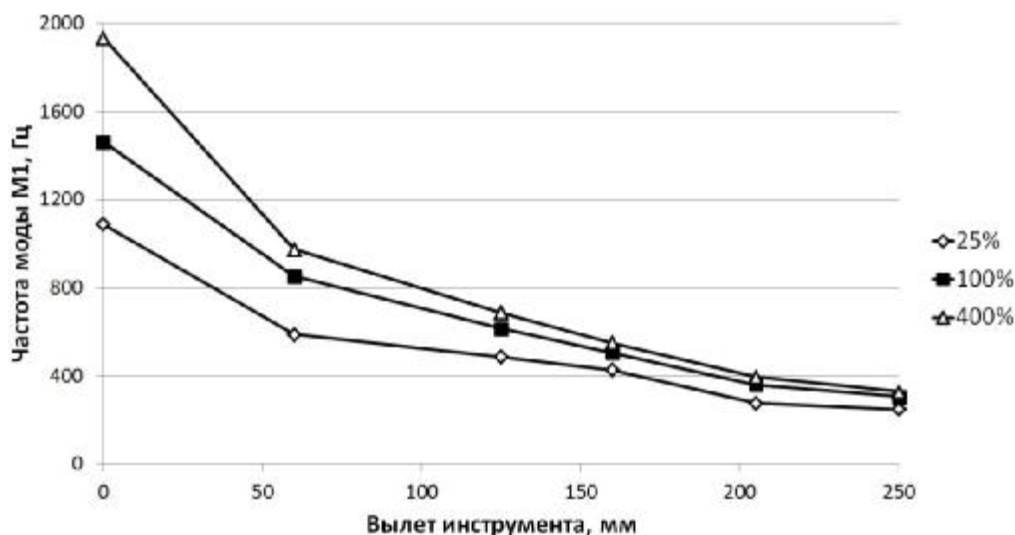


Рис. 6. – Влияние вылета инструмента h на резонансную частоту f_1 (мода M передней консоли ШУ (25%, 100%, 400% - уровни жесткости подшипников ШУ)

В целом, шпиндельный узел обладает хорошим потенциалом динамической жесткости. Самая опасная резонансная мода $M1$ не опускается по частоте ниже $f_1^{\min}=249.3\text{Гц}$ даже при максимальном вылете 250мм и минимальной жесткости подшипников (25%). Следовательно, шпиндельные резонансные частоты располагаются, по крайней мере, на октаву выше общестаночных резонансов. Взаимодействие между этими группами резонансов не ожидается.

Таблица 1 – Влияние закрепления гильзы на статическую жесткость и резонансные частоты ШУ при вылете инструмента $h=0$ мм

Выходные характеристики ШУ	Варианты закрепления гильзы ШУ (A – фланец, B – отверстия, C – поясок)					Максимальное отклонение от базы по вариантам, %
	A	B (база)	C	B+C	A+B+C	
Статическая жесткость, Н/мкм						Δ_{\max}
$j_r^{T1}; j_r^{T2}$	538	505	529	526	546	7,6%
j_r^{T3}	1252	1130	1171	1192	1258	10,2%
Частоты $M1, M2, M3$ (Гц)						
f_2	391,2	377,5	431,0	415,8	419,5	14,2%
f_1	975,5	946,5	1006,7	951,5	979,1	6,4%
f_3	1098,1	1024,8	1357,9	1314,7	1323,2	32,5%

Было оценено влияние варианта закрепления ШУ на его характеристики, как в статике, так и в динамике. Вариант B был базовым. Соответствующее поведение ШУ описано выше. Остальные варианты оказались более жесткими. Для них возрастают как показатели статической жесткости, так и частоты резонансных мод. Однако это увеличение не достигает обычно 10%. В инженерном смысле оно должно быть признано малым.

Исключение составляет частота осевой моды $M3$. Она чувствительна к фиксации по цилиндрическому пояску C. В остальном подтверждается, что гильза достаточно жестка и не требует усиления. Отметим, что в несущих системах современных станков часто встречается эффект инвариантности, самостабилизации [12] – характеристика станка как бы не чувствуют изменений в свойствах важнейших деталей.

Таблица 2 – Влияние материала гильзы ШУ на радиальные жесткости и резонансные частоты при вылете инструмента $h=250$ мм

Радиальные жесткости и модальные частоты	Материал гильзы (в скобках – модуль упругости)			
	Сталь (200 ГПа)	Чугун (130 ГПа)	Алюминий (71 ГПа)	Минерало-керамика (400 ГПа)
	27,6	27,0	25,7	28,3
	190,8	179,5	156,3	206,6
	709,2	628,9	505,1	787,4
f_1 Гц	307,0	-3,5%	-11,8%	2,5%
f_2 Гц	384,8	-5,3%	-10,6%	7,6%
f_3 Гц	854,3	-3,9%	-10,3%	3,9%

Сделанный вывод был проверен варьированием материала гильзы (геометрия детали была постоянной). Виртуально изменялся (табл. прежде всего модуль упругости E . Со стальной гильзой (базовый вариант условий) были сопоставлены менее жесткие гильзы из чугуна и алюминия. Моделировали также виртуальную гильзу из минералокерамики (например, нитрида кремния) с удвоенным модулем упругости.

Жесткость гильзы сказывается на эффективной жесткости под передним подшипником j_r^{T2} . Это влияние умеренно. Переход к алюминию и падение E в 2,81 раза понизило жесткость с 709,2 до 505,1 Н/мкм, то есть только в 1,4 раза. Двукратное варьирование E в другом направлении (керамики) дает ещё меньший отклик – рост j_r^{T2} только на 11%.

Жесткость кромки j_r^{T1} при большом вылете инструмента почти не ощущает вариаций материала гильзы (отклик от -6,9% до 2,5%). Аналогично ведут себя резонансные частоты. Итак, характеристики ШУ весьма инвариантны к изменениям свойств гильзы. Гильза является вполне жесткой и малочувствительной к особенностям своего закрепления и исполнения.

Заключение.

1. Радиальная и осевая жесткость шпиндельных подшипников является достаточной. Они слабо сказываются на жесткости кромки инструмента при больших и средних вылетах.

2. Жесткость кромки определяется в основном изгибной жесткостью цепочки «шпиндель – оправка – инструмент» и зависит от вылета инструмента. Жесткость кромки при максимальном вылете на порядок меньше, чем на торце шпинделя.

3. Конструкция ШУ по статической жесткости является минимально приемлемой. Жесткость кромки не опускается ниже пограничного уровня 20 Н/мкм (минимум 27,6 Н/мкм – при полном вылете в 250мм).

4. Конструкция гильзы достаточно жестка. Вариации мест закрепления гильзы (фланец, отверстия, поясок) несущественны для жесткости кромки. Они также почти не влияют на форму и частоту резонансных колебаний.

5. Нужно препятствовать изгибным поворотам передней части шпинделя и повысить именно угловую жесткость передней опоры. Целесообразно установить пару радиальных подшипников, разнесенных друг от друга на достаточное плечо.

6. Основная резонансная мода (M , угрожающая точности обработки, заключается в четвертьволновых изгибных колебаниях передней консоли ШУ).

7. На частоту моды $M1$ влияет в основном вылет инструмента. Только при малых вылетах (<160 мм) проявляется некоторое влияние податливости передней опоры.

8. При малых и средних вылетах мода $M1$ лежит выше рабочего интервала частот (0 – 500 Гц). Шпиндель работает в дорезонансном состоянии. При больших вылетах $M1$ создает дорезонансный и зарезонансный диапазоны. При максимальном вылете 250мм резонанс наблюдается на частоте 307Гц.

9. Резонанс задней консоли ШУ (мода M стабилен по частоте ($\approx 380 - 390$ Гц)) и слабо влияет на движение инструмента. Подвеска шкива на задней консоли является допустимым конструктивным решением.

10. Резонансные моды шпиндельного узла лежат намного выше общестаночных мод (не менее чем на октаву). Это благоприятно для динамической жесткости станка, так как препятствует эффектам взаимодействия между резонансами разной природы.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.И. Туромша, С.С. Довнар, А.С.Трусковский, Туми Эль-Мабрук Абужадар Али. Повышение жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом // Вестник Полоцкого государственного университета. В. Промышленность. Прикладные науки. №11, 2011, с.104-112.

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. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.

4. L.N.Lopez de Lacalle, A.Lamikiz. Machine tools for high-performing machining. – Springer, 2009, 442 p.

5. E. Abele, Y. Altintas, C. Brecher. Machine tool spindle units // CIRP Annals - Manufacturing Technology 59 (2010) 781–802.

6. 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.

7. С.С. Довнар, А.М.Якимович, И.Л.Ковалева, И.И.Шумский. Гармонический анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ // Вестник ПГУ. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2014. - №11 . С. 25-36.

8. 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.

9. Altintas Y., Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding, Keynote paper, 2004. Annals of the CIRP 53/2: pp. 619–652.

10. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов – Мн.: Выш. шк. 1991. – 382 с.

11. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.

12. 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.

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С., Сокоров И.О., Трусковский А.С., Шумский И.И., Карабанюк И.А.

**МКЭ-АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ВАРИАНТОВ ПОРТАЛА
НА ДИНАМИКУ ПОРТАЛЬНОГО СТАНКА**

Белорусский национальный технический университет,

ОАО «МЗОР» - Управляющая компания холдинга «Белстанкоинструмент»

Минск, Беларусь

С помощью МКЭ проведен статический, модальный и гармонический анализ портала тяжелого станка. Портал рассмотрен в зафиксированном и подвижном состоянии, а также пустым и заполненным бетоном. Выявлены три резонансные моды, угрожающие динамическому качеству портала. Эти моды М1, М2, М3 занимают диапазон от 20 до 90 Гц. Сильнее всего они возбуждаются в пустом подвижном портале. Режимы резания придется приспособлять к межрезонансной и зарезонансной обработке. Заполнение бетоном подвижного портала не рекомендуется, так как не достигается продольная жесткость.

Резонансная мода М1 «Клевки портала» сдерживается переходом от подвижного к фиксированному portalу. Мода М2 «Параллелограмм» ограничивается заполнением портала бетоном. Для сдерживания моды М3 «Клевки траверсы» ключевым действием является заполнение бетоном именно траверсы.

Для тяжелого прерывистого резания рекомендуется сочетание фиксации портала и заполнение его бетоном. Статическая жесткость поднимается более, чем в 3 раза. Возрастают в 1,6 – 1,9 раз все резонансные частоты. Резонансные амплитуды падают не менее, чем в 4,7 раз. АЧХ становится более пологой по всем осям. Эффект достигается даже при слабой демпфирующей способности бетона. Для фиксированного портала заполнение траверсы не создает динамических проблем. Утяжеление высоко расположенной траверсы компенсируется дополнительной жесткостью бетона в колоннах портала.

Предмет исследования.

Важной разновидностью тяжелых станков являются порталные станки. Они имеют несущую систему в виде П-образной рамы – портала. Обычно портал несет на своей траверсе (поперечине) и колоннах суппорта с инструментами. Портал охватывает стол с обрабатываемой деталью.

Примером порталных станков являются продольно-фрезерные станки ОАО «МЗОР» [1]. Порталы выполняют в неподвижном (классическом) варианте и в варианте с продольной подвижностью («Гентри»). Изготавливают порталы из чугунных пустотелых отливок. Стоит вопрос, допустимо ли заполнять пустоты бетонными смесями. Это известное средство ослабления вибраций станков [2, 3]. Однако бетоном заполняют обычно низкорасположенные станины. Портал же является высокорасположенной конструкцией, что может дать