

МЕХАНИКА ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЕРДОГО ТЕЛА

УДК 621.9.011:517.962.1

Василевич Ю.В.¹⁾, Довнар С.С.¹⁾, Трусковский А.С.²⁾

МКЭ-АНАЛИЗ ГАРМОНИЧЕСКОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ФРЕЗЕОНО-СВЕРЛИЛЬНО-РАСТОЧНОГО СТАНКА С СИММЕТРИЧНОЙ СТОЙКОЙ

1) Белорусский национальный технический университет, Минск, Беларусь

2) ОАО «МЗОР», Минск, Беларусь

С помощью МКЭ проведен гармонический анализ горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка. Исследовано возбуждение силой резания восьми резонансных мод. В области от 30 до 80 Гц обнаружена активность трех мод - «Кручение стойки», «Клевки каретки», «Раскачивание ползуна». Отмечена стабильность резонансов к вариациям параметров станка. Расчетная АЧХ совпала с натурной. Рекомендован переход к ВСО и зарезонансной области рабочих частот. Здесь ожидается повышение динамической жесткости шпинделя вчетверо над статическим уровнем.

Работа связана с новым серийным станком марки «МЗОР» – горизонтальным фрезерно-сверлильно-расточным станком МСП6401 (рис. 1.). Это крупногабаритная машина с лезвийным инструментом на конце относительно длинного ползуна. Поэтому важны виртуальные испытания станка на стадии проектирования. Они были проведены с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [1]. Результаты статических МКЭ-расчетов опубликованы ранее [2].

Целью настоящей работы является виртуальное испытание станка в динамике. Это делается гармонически колеблющейся силой резания. Требуется найти возбуждающиеся от такой силы резонансные моды. Резание на частотах, близких к резонансным, недопустимо, так как связано с низкой динамической жесткостью и автоколебаниями в станке [3]. После обнаружения опасных резонансов можно определить запретные диапазоны частот и дать рекомендации по проекту станка и по ведению обработки.

Этапы исследования и его апробация. Конечно-элементное моделирование станка было начато на стадии проектирования. На стадии монтажа МЗОР посетили с демонстрационным визитом сотрудники Siemens (dr. Elmar Schaeffers et al.). Они провели натурные динамические исследования несущей системы и приводов. Потом последовало повторное конечно-элементное моделирование. На последнем этапе инженеры МЗОР провели завершающие ударные тесты станка на своих приборах. Участники работ пришли к общему пониманию вопроса и согласились, что натурные исследования и МКЭ-расчеты соответствуют друг другу. Таким образом, излагаемые ниже результаты МКЭ-анализа прошли двукратную опытную апробацию и представляются достоверными.

Предмет исследования. Договоримся, что сейчас динамика станка интересует нас как отклик на колебания сил резания. Другой вариант – отклик станка на маневры его приводов, прежде всего, на резкие разгоны и торможения. Этот вариант в данной работе не рассматривается.

Соответственно, силы резания будут прикладываться к торцу шпинделя со стороны предполагаемого инструмента. Считаем, что идет установившееся резание с постоянными подачами и частотой вращения шпинделя. Сила резания изменяется гармонически и с постоянной амплитудой. Причиной колебаний являются, скорее всего, зубья инструмента, например, концевой фрезы или расточной головки, входящие и выходящие в деталь. Частота колебания силы резания определяется произведением частоты вращения шпинделя на количество зубьев инструмента.

Такие допущения позволяют в ходе МКЭ-моделирования применить гармонический анализ. Неизменно гармонический анализ предваряется и сопровождается модальным анализом, то есть обнаружением резонансных (собственных) мод. При внешнем воздействии с модальной частотой в направлении модального движения будет возбужден резонанс. Далее термины «резонансный» и «собственный» будут пониматься как синонимы. Это допустимо при демпфировании ниже $\approx 10 \div 15\%$. По литературным данным [3, 4], коэффициент демпфирования у станков лежит обычно в

диапазоне 2 – 5%. На данном станке натурные измерения показали относительно хороший уровень демпфирования. Поэтому далее коэффициент демпфирования полагается равным 5%.

В настоящей работе рассматриваются только самые низкочастотные, общестаночные резонансные моды. Общестаночная мода должна охватывать весь станок или его существенную часть. Модальное движение должно ассоциироваться не более, чем с одним периодом синусоиды. Если мода многопериодична (есть ряд узлов и пучностей), то будем считать это распространением волн внутри станка на высоких частотах. Станок, как целое, остается малоподвижным и ситуация лежит за рамками данной работы.

Опыт показывает, что по мере повышения частоты возбуждающей силы общестаночные моды довольно быстро исчерпываются. Далее следуют локальные моды, например, колебания внутри шпиндельного узла, и многопериодичные «волновые» моды. У крупногабаритных станков МЗОР общестаночные моды лежат в диапазоне от 0 до 100 Гц. Этот диапазон будем далее называть диапазоном интереса.

Геометрическая модель станка. По станине 1 (рис. 1.) в продольном направлении (X) двигаются сани 2. На сани установлена высокая стойка 3 с вертикальной O-образной симметричной прорезью. В этой прорези по оси Y (вертикально) перемещается каретка 4 (ход 2000 мм). В каретке есть четырехугольное окно, сквозь которое выдвигается в осевом направлении Z ползун 5 (ход 1250 мм). На его рабочем конце установлена шпиндельная головка (ШГ) 6. Внутри головки на подшипниках размещен шпиндель 7.

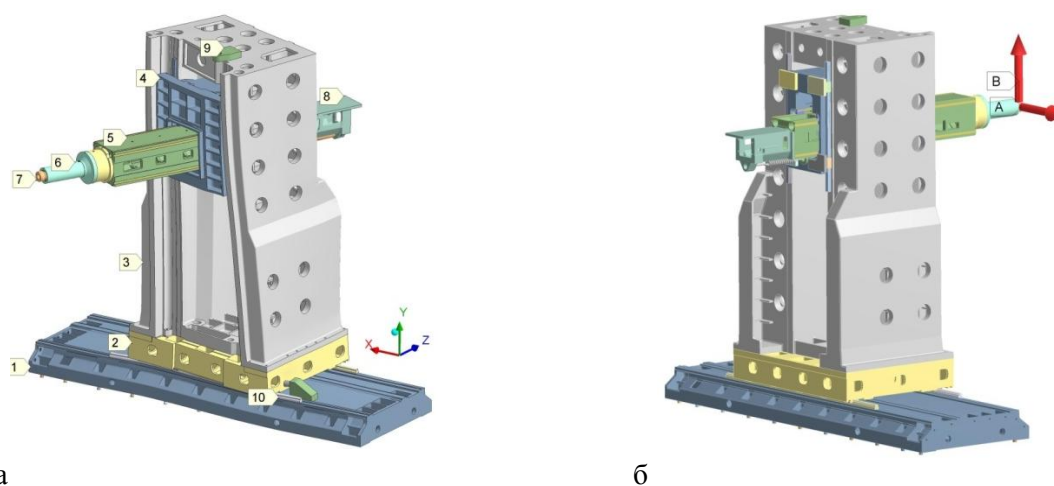


Рис. 1. Геометрическая модель станка на видах спереди (а – в состоянии возбуждения резонансной модой М5 «Кручение стойки» на частоте $F_S = 33,79 Гц$) и сзади (б – к шпинделю приложены тестовые гармонические силы А, В)

Шпиндель с подшипниками будем называть шпиндельным узлом (ШУ). Вращение шпинделя не рассматривается. Закрепляемый в нем инструмент не моделируется. К торцу шпинделя в данной работе будут прилагаться тестовые гармонические силы (рис. 1.б) по горизонтали А и по вертикали В. Они будут отображать колебания силы резания, например, при расточке и фрезеровании.

На противоположном шпинделю конце ползуна 8 (рис. 1.а) предполагается нахождение главного привода и привода по оси Z (шарико-винтовая передача – ШВП). Последний привод будет далее моделироваться как условная пружина Z. Она управляет движением ползуна в 32 танкетках Z внутри каретки.

Стилизованный кронштейн 9 на веру стойки служит для закрепления математической пружины Y, отображающей вертикальный привод каретки (тоже ШВП). Каретка перемещается на опорах качения Y по четырем вертикальным рельсам Y.

В районе 10 находятся направляющие по оси X (рельсы X) и соответствующие опоры качения X. Там же размещен упругий элемент (пружина X), которая отображает безззорный зубчаточный привод REDEX, служащий для перемещения стойки.

В моделировании станка акцент был сделан на сравнительно высокую и узкую стойку и на консольно выдвинутый ползун. Стол станка, несущий обрабатываемую деталь, является жестким.

Его динамические особенности должны проявляться на весьма высоких частотах. Поэтому стол не рассматривается.

Применяемые материалы и параметры модели. Несущая система станка образована корпусными литыми деталями. Для них применялся серый чугун (СЧ) с модулем упругости $E=130\text{ГПа}$ и коэффициентом Пуассона $\mu=0,28$. Массы ползуна, каретки и стойки (отливки) составили соответственно 1228, 1944 и 10058 кг. Вес моторной группы на ползуне был принят равным 1840 кг. Каретка в сборе имеет массу 5780 кг. Стойка в сборе, в том числе с кареткой и санями, весит 24056 кг.

Сталь с модулем упругости $E=200\text{ГПа}$ и коэффициентом Пуассона $\mu=0,3$ применялась для направляющих и шпинделя. Был использован также ряд модельных материалов. У них регулировался модуль упругости. Таким путем настраивалась жесткость разных соединяющих деталей.

Опоры качения X(10 шт.) имели жесткость каждая. Жесткость каждой из 10-ти опор Y равна. Ползун удерживается 32-мя танкетками Z с жесткостью . Под станиной размещено 22 башмака с жесткостью . Данные по жесткости брались из каталогов или из заводских измерений.

В шпиндельном узле модели подшипников были настроены так, что на торце шпинделя статическая радиальная жесткость составляла $j_{\text{шп}}^{\text{rad}} = 400\text{Н/мкм}$. Это хороший уровень, соответствующий точному станку.

Приводам по осям X, Y, Z по каталогу соответствуют жесткости 325, 400 и 160 Н/мкм соответственно. Данные величины приписаны пружинам X, Y, Z.

Рассмотрено три основных варианта параметров модели (табл.1). Вариант 1 является самым идеализированным – в нем разрешено скольжение без трения по всем осям. В варианте 2 стойка считается заблокированной по X силами трения покоя. Кроме того, здесь не учитывается податливость станины и её башмаков (редуцированная модель). По варианту 2 ниже будет построена расчетная АЧХ станка.

В варианте 3 каретка поднята предельно высоко (2000 мм). Этот вариант в работе отражен на всех рисунках. Здесь скольжение стойки по X разрешено, но для приблизительного моделирования трения покоя задана большая жесткость пружины X. В варианте 3 заблокировано движение ползуна внутри каретки по оси Z. Это сделано, чтобы в трех вариантах модели было максимально разнообразие расчетных условий.

Особенности конечно-элементного моделирования. Выполнялось два вида линейного динамического анализа – модальный и гармонический. Модальный анализ должен выполняться первым. Он находит резонансные моды – сочетания форм колебаний и частот, при которых возможна накачка в систему энергии от внешней вынуждающей силы. Мода – это потенциальная возможность для резонанса. Для модального анализа станок нужно закрепить (на башмаках под станиной). Силы прикладывать не нужно.

Гармонический анализ необходим для того, чтобы выяснить, какие резонансные моды возбуждятся при данном нагружении (в данном месте и направлении). Также устанавливается, какого уровня при заданном демпфировании достигнут напряжения и деформации. Так выясняется опасность разных мод для резонансной раскачки конструкции.

Гармонический анализ заключается в испытании станка силой или перемещением, гармонически колеблющимся на частоте испытания f_H . В данной работе нагружение велось тестовой круговой силой $\bar{F}_{\text{круг}}$. Она приложена к торцу шпинделя и имитирует силу резания. Круговая сила является вектором длиной 100 Н, вращающимся в плоскости XY с частотой f_H . Сила $\bar{F}_{\text{круг}}$ реализована приложением двух сил по X и Y (рис. 1. б), колеблющихся со сдвигом по фазе $\pi/2$. Проекции круговой силы соответствовали формулам

$$\bar{F}_x^H = 100 \cdot \sin 2\pi f_H - (\text{сила А на рис. 1. б}),$$

$$\bar{F}_y^H = 100 \cdot \sin(2\pi f_H - \pi/2) - (\text{сила В на рис. 1. б}).$$

Круговая тестовая сила хорошо отражает работу однозубым инструментом (например, расточным резцом), когда сила резания непрерывно меняет своё направление. Сила $\bar{F}_{\text{круг}}$ позволяет динамически испытать станок как в продольном направлении X, так и в вертикальном направлении

У. Сила ориентирована радиально по отношению к шпинделю. Для консольно выдвинутой ШГ радиальное направление является обычно самым возбуждимым в смысле динамики.

Величина тестовой силы 100 Н не принципиальна, поскольку задача линейна. Для любого другого уровня полученные напряжения, деформации, перемещения просто масштабируются.

В рамках линейной задачи моделировать трение в направляющих (между рельсами и опорами) было нельзя. В этих местах управляли статусом контактных конечных элементов. Обычно устанавливали статус «no separation». Это обеспечивало скольжение в направляющих без трения и без возможности отрыва. Иногда предполагали, что трение покоя может быть слишком велико, например, между саями и станиной (рельсы X). Небольшая сила резания на шпинделе может его не преодолеть. Тогда устанавливался статус «bonded». Моделировалась фиксация направляющих.

Предварительный модальный анализ. В результате модального МКЭ-анализа обнаружено 8 устойчивых общестаночных резонансных мод (табл.1). Нумерация мод от М1 до М8 сделана по первому, идеализированному расчетному варианту.

Почти каждая мода проявляют стабильность по частоте. При переходе между расчетными вариантами 1 – 3 модальные частоты $f_1 \div f_2$ меняются только на 1 – 4 Гц. Исключение составляет мода М6 «Влияние стойки», на которую очень сильно влияет блокировка скольжения по рельсам X.

Таблица 1 - Варианты модели и частоты (Гц) общестаночных мод

Вариант		1 (идеал.)	2 (АЧХ)	3 (рисунки)
Полнота модели		полная	редуцир.	полная
Высота каретки h , мм		1500	1500	2000
Режим рельс X		Скольж.	Фикс.	Скольж.
Жесткость пружины X, Н/мкм		325	-	1000
М1	Переваливание стойки вдоль X	12,36	17,44	16,52
М2	Качание стойки вдоль Z	17,24	20,52	17,81
М3	Осцилляция каретки на пружине Y	31,43	32,88	35,2
М4	Осцилляция ползуна на пружине Z	32,30	34,46	блокировано
М5	Кручение стойки вокруг Y	33,68	38,53	33,79
М6	Влияние стойки вдоль X	38,62	68,83	54,65
М7	Клевки ползуна в плоскости YZ	53,29	55,04	51,72
М8	Раскачивание ползуна в XZ	75,56	80,31	79,24

Таблицу 1 иллюстрируют картины резонансного возбуждения (рис. 2. – 4.). Они выполнены в рамках гармонического анализа под действием круговой тестовой силы. Числа (мкм) обозначают перемещения по осям $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ или суммарное перемещение.

Мода М1 показана на рис. 2. а. Видно, что стойка раскачивается вдоль X, теряя прямолинейность углов. Стойка напоминает параллелограммную раму, которой для жесткости не хватает треугольных связей. Сани в основании стойки остаются почти неподвижными.

Мода М2 близка по форме движения к М1. Это тоже раскачивание стойки на малоподвижных саях, но в направлении Z. Здесь конструкция немного жестче, чем в направлении X. Поэтому частота моды М2 немного больше, чем у М1. Обе эти моды будем называть далее низкочастотными модами.

Моды М3 – М5 образуют систему. Они являются комбинациями трех базовых движений: Д1 – вертикальной осцилляции каретки; Д2 – горизонтальной осцилляции ползуна внутри каретки; Д3 – упругого кручения стойки вокруг своей вертикальной оси вместе с кареткой и ползуном.

Движение Д3 реализовано почти в чистом виде в крутильной моде М5 (рис. 1. а). Мода М3 является сочетанием кручения и вертикальной осцилляции (Д1 и Д3). Числа на рис. 4. показывают

именно вертикальное перемещение. Мода М4, связанная с Д2, была отключена в расчетном варианте 3. Это сделано блокировкой направляющих между ползуном и кареткой.

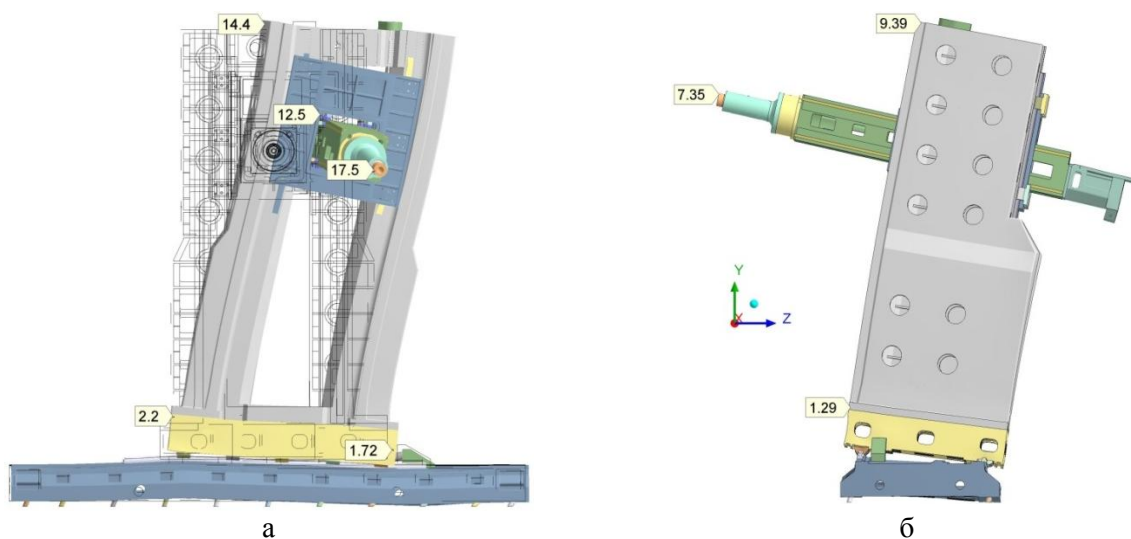


Рис. 2. Резонансная раскачка на низкочастотных модах: а - ($\delta_{\text{сум}}$) М1 «Переваливание стойки вдоль X» ($f_1 = 16,52 \text{ Гц}$); б - (δ_z) М2 «Качание стойки вдоль Z» ($f_2 = 17,81 \text{ Гц}$)

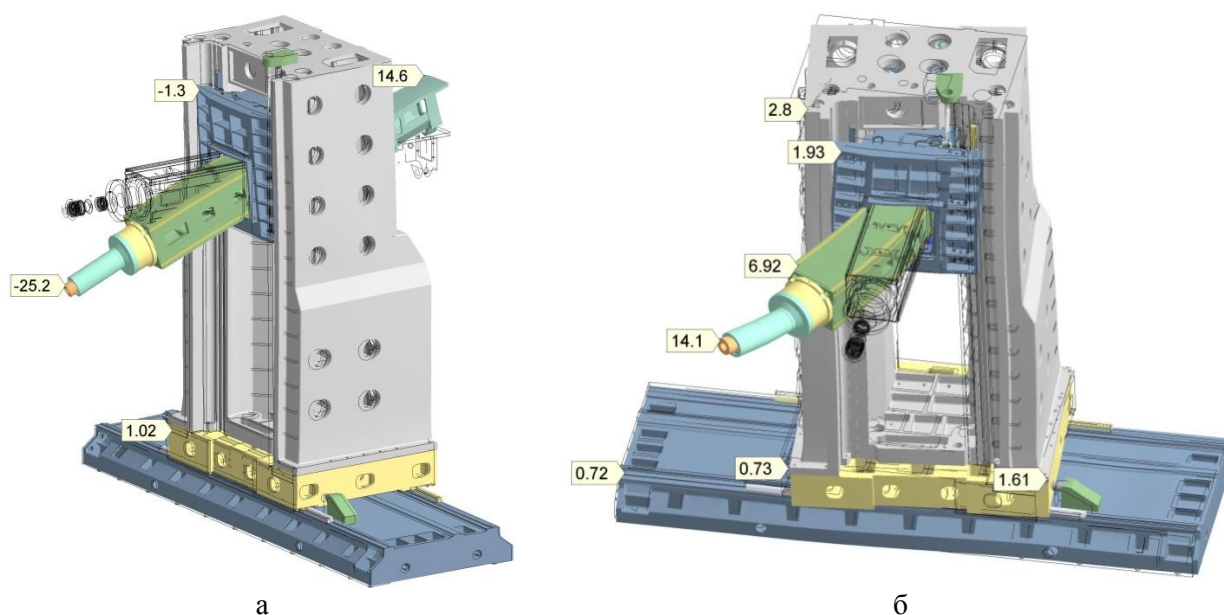


Рис. 3. Возбуждение высокочастотных резонансов действием круговой силы на шпинделе: а – мода М7 «Клевки каретки» (δ_y) на частоте $f_7 = 51,72 \text{ Гц}$; б – мода М8 «Раскачка ползуна» ($\delta_{\text{сум}}$) на частоте $f_8 = 79,25 \text{ Гц}$

Моды М3 – М5 условимся называть далее среднечастотными модами. В верхней части диапазона интереса обнаружены две высокочастотные моды. Мода М7 – это возможность клевковых движений ползуна и каретки (рис. 3. а). Мода М8 связана с раскачкой консольной части ползуна в горизонтальной плоскости. Интересно, что эти махи балансируются движением тяжелой моторной группы на противоположном конце ползуна.

Результаты натуральных измерений. Возбуждаемые моды. Натурные измерения были проведены сейсмодатчиком для двух способов силового воздействия на станок. В первом случае через силу тока подавались тестовые шумовые сигналы на привода подачи X, Y, Z. Во втором случае наносились тестовые удары по концу ползуна. Второй способ близок к виртуальному испытанию

силой резания. Была получена натурная АЧХ (амплитудно-частотная характеристика) для осей X и Y, представленная на рис. 5.

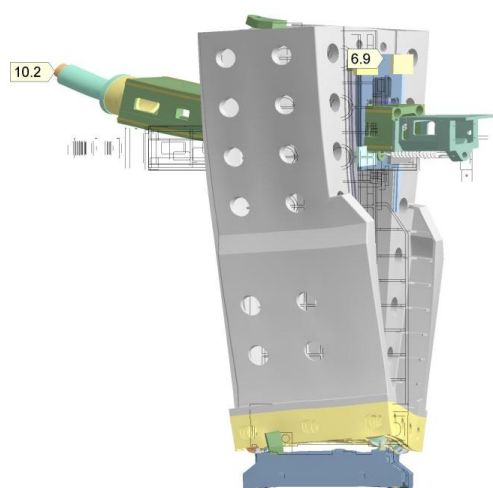


Рис. 4. Возбуждение среднечастотной моды М3 «Осцилляция каретки вдоль Y» ($f_3 = 35,2 \text{ Гц}$) (δ_y)

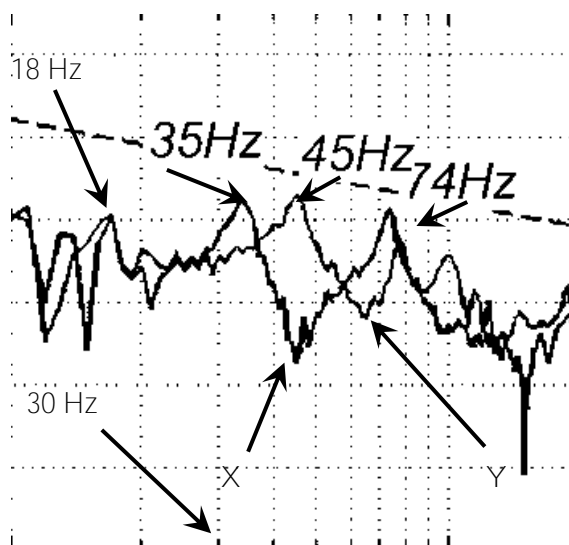


Рис. 5. Натурная АЧХ станка (Siemens) в направлениях X и Y (диапазон частот 10 – 200 Гц; оси в логарифмическом масштабе)

Здесь просматриваются два небольших совмещенных резонансных пика по X и Y на частоте ~18 Гц. Назовем это (согласно частоте) натурным пиком Н-18. Он должен быть проявлением низкочастотного раскачивания всей стойки по модам М1 и М2. В варианте 1 резонансному возбуждению М1 следовало бы наблюдаться в районе 12 Гц. Расчетные варианты 2 и 3 (табл.1) отвечают частоте 18 Гц и поэтому наиболее близки к реальному поведению станка. В вариантах 2, 3 низ стойки мало подвижен. Получается, что тестовая натурная сила, приложенная к ползуну, не вызывает скольжение под стойкой по рельсам X. Ось X, вероятно, остается зафиксированной силами трения покоя (даже при использовании опор качения). Сила на ползуне лишь раскачивает стойку.

Самыми сильными на АЧХ (рис. 5.) являются три натуральных пика: на частотах 35, 45 и 74 Гц. Назовем их соответственно Н-35, Н-45 и Н-74. Пик Н-45 действует по оси Y. Остальные пики связаны с плоскостью XZ.

По нашей оценке, пик Н-35 – это проявление крутильной моды М5. Пик Н2 ассоциируется с «клепковой» модой М7. Пик Н3 отражает возбуждение консольных колебаний передней части ползуна по моде М8.

В табл.2 проведено сравнение экспериментальных резонансных частот и модальных частот из МКЭ-расчета (варианты 2, 3). Совпадение является хорошим. Наибольшее расхождение (6 – 10 Гц) наблюдается для моды М7 «Клевки каретки». Возможно, это связано с установкой каретки сразу на 4 вертикальные рельсы Y. Проблемой может быть равномерность распределения нагрузки между рельсами на практике. В виртуальном испытании это обеспечивалось автоматически.

Таблица 2 - Сравнение частот (Гц) натуральных пиков и расчетных резонансных мод

Возбуждаемая мода	M1, M2	M5	M7	M8
Частота натурального пика	Н-18	Н-35	Н-45	Н-74
Частота моды (вариант 2)	17,44	38,53	55,04	80,31
Частота моды (вариант 3)	16,52	33,79	51,72	79,24
Частота пика на расчетной АЧХ	17 (P1)	38 (P2)	55 (P3)	80 (P4)

Итак, натурные эксперименты показали, что со стороны ползуна удастся существенно активизировать только три резонансные моды М5, М7, М8. Эти моды будем называть возбуждаемыми.

Гармонический МКЭ-анализ и расчетная АЧХ станка. Расчетная АЧХ строилась путем выполнения ряда гармонических МКЭ-решений на разных частотах в диапазоне интереса (от 1 до 100 Гц). Коэффициент демпфирования $\xi = 0.05$ (5%). Резонансное возбуждение осуществлялось круговой силой (рис. 1,б), прилагаемой к торцу шпинделя в плоскости ХУ. Круговая сила позволяет выявить роль большинства резонансных мод – как действующих преимущественно вдоль Х, так и вдоль У.

На рис. 6. представлена линия АЧХ, полученная для варианта 2 (табл.1). Видны четыре частоты, на которых круговая сила осуществляет особенно эффективное возбуждение станка. Этим частотам соответствуют резонансные пики (Р1 – Р4) амплитуд. Пики возникают при активизации резонансных мод М.

Невысокий пик Р1 (17 Гц) соответствует низкочастотному всплеску Н-18 в натурном измерении. Это резонируют моды М1 и, вероятно, М2. Иными словами, стойка, как целое, раскачивается на своих опорах качения.

Пик Р2 (38,5 Гц) соответствует пику Н-35. За них отвечает крутильная мода М5. Пик Р3 (55 Гц) является самым сильным по амплитуде и коррелирует с Н-45. За них отвечает мода М7 «Клевки каретки». Пик Р4 (80 Гц) соответствует пику Н-74. Получается, что оба они отражают резонанс моды М8 «Раскачивание консоли ползуна». Различие частот (74 и 80 Гц) может быть связано с тем, что в МКЭ-расчете (вариант 2) отсутствовали станина и башмаки. Это делает конструкцию более жесткой и поднимает вверх резонансные частоты.

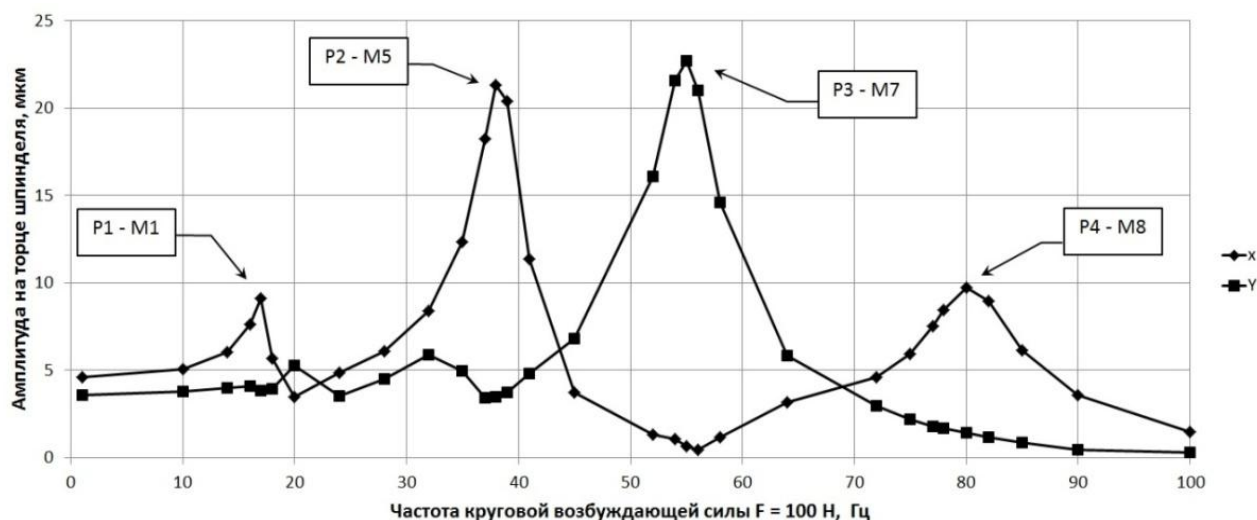


Рис. 6. АЧХ станка при возбуждении круговой силой в плоскости ХУ, приложенной к торцу ШУ. По ординате – амплитуды перемещений торца ШУ по Х и У (высота каретки - 1500 мм; заблокировано скольжение стойки вдоль Х)

Итак, как расчетные, так и натурные испытания утверждают, что для данного станка из *восьми* обнаруженных общестаночных резонансных мод эффективно возбуждаются *только три моды*: М5 «Кручение стойки», М7 «Клевки каретки» и М8 «Раскачивание консоли ползуна». Именно они определяют динамику станка при резании.

В табл.3 сопоставлены максимальные перемещения торца ШУ (по любой оси), предсказываемые МКЭ-расчетом для вариантов 2 и 3. Перемещения привязаны именно к возбуждаемым модам, а не к частотам. Максимальные перемещения больше для варианта 3 (обычно на 45 – 92%). В нем каретка поднята предельно высоко (до 2000 мм вместо 1500 мм). Соответственно, эффективная жесткость стойки минимальна. Резонансная раскачка происходит сильнее.

Мода М7 слабо «чувствует» подъем каретки. Здесь махи ползуна направлены вертикально, вдоль прорези стойки. Оба конца ползуна балансируют друг друга. Сама стойка слабо вовлечена в модальное движение. Поэтому её жесткость не очень существенна.

Таблица 3 - Максимальные расчетные перемещения (мкм) шпинделя при возбуждении разных мод круговой силой $\bar{F}_{\text{круг}} = 100 \text{ Н}$

Моды	M1	M2	M3	M5	M7	M8
Станок по варианту 2 (АЧХ)	9,1	5,3	5,9	21,3	22,7	9,75
Станок по варианту 3 (рис. 2-4.)	17,5	9,84	10,2	33,3	25,2	14,1
Различие между вариантами	92%	85%	72%	56%	11%	44%

Три резонансных пика P2 – P3 – P4 (или H-35 – H-45 – H-74) образуют на рис. 6. «запретную» область, в которой не следует вести обработку. Для данных условий эта область лежит в диапазоне примерно от 30 до 80 Гц. На самих пиках осуществлять резание опасно по всем соображениям. Между пиками обработка возможна, но там нет широких безопасных частотных «окон». Небольшое изменение условий резания приведет к выходу на резонансный пик и срыву в автоколебания.

Регенеративные автоколебания [4] с высокой вероятностью могут возникнуть, если жесткость на инструменте опускается ниже 10 Н/мкм. Если жесткость (статическая или динамическая) ниже 3 Н/мкм, то автоколебания почти неизбежны. Безопасным по автоколебаниям сейчас признается уровень жесткости 20 Н/мкм.

Итак, на моделируемом станке рекомендуется осуществлять обработку или ниже опасного диапазона (в почти статичных условиях), или выше его, когда закончатся общестаночные резонансные моды.

На рис. 7. отражена среднеквадратическая оценка динамической жесткости станка по координатам X и Y. Здесь важны минимумы жесткости. Они соответствуют пикам резонансного возбуждения станка. Маркеры отмечают влияющий пик и уровень динамической жесткости. Например, маркер «P2 – 4,6» говорит о том, что на частоте 38 Гц пиковое возбуждение P2 (крутильная мода M5) приводит к понижению динамической жесткости до 4,6 Н/мкм.

«Провалы» жесткости указывают, на каких режимах резания вероятен срыв в регенеративные автоколебания в процессе резания. На рис. 7. видно, что самые опасные провалы соответствуют пикам возбуждения P2 и P3 (динамическая жесткость снижается до 4,4 Н/мкм – клевки по моде M7).

Менее опасные провалы жесткости дают моды M1 (пик P1) и M8 (пик P4). Здесь динамическая жесткость опускается до ~10 Н/мкм. Статический уровень жесткости (оценен на частоте возбуждения 1 Гц – маркер «Статика -17,1») примерно в 4 раза выше «динамических» провалов. Заметим, что статический уровень жесткости ШГ немного не дотягивает до современного минимального уровня 20 Н/мкм.

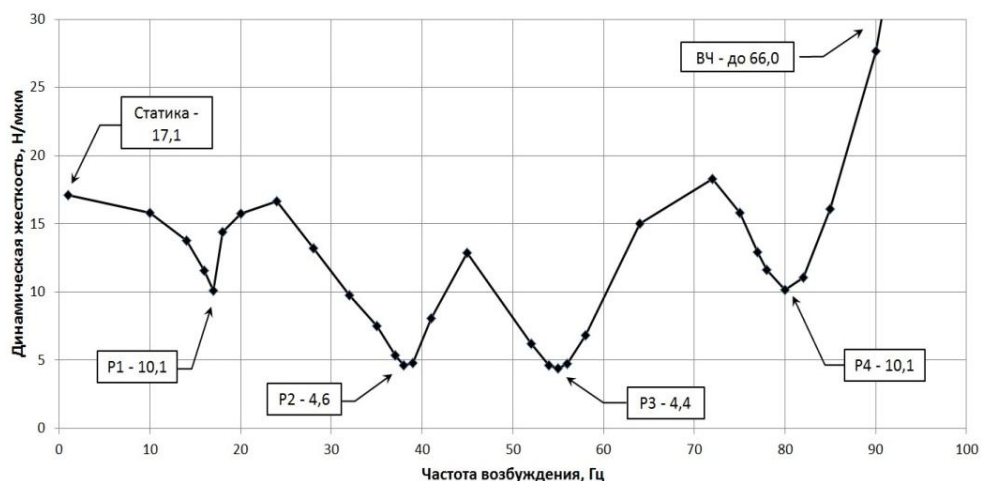


Рис. 7. Динамическая жесткость на шпинделе станка при возбуждении круговой силой (демпфирование 5%)

Интересно, что на рис. 7. правее пика P4, на высоких частотах (ВЧ), начинается стабильный подъем динамической жесткости. Здесь общестаночные моды уже «не успевают» реагировать на быстро вращающуюся силу. Сила по отношению к модам M1 – M8 становится зарезонансной. Маркер «ВЧ – до 66,0» указывает, что статическая жесткость может быть превзойдена в три и более

раз. Это подчеркивает перспективность высокоскоростной обработки (ВСО) [5]. В этой концепции предполагаются быстрое вращение многозубого инструмента и небольшая сила резания. Соответственно частота возбуждения станка силой резания уходит в зарезонансный диапазон и не угрожает качеству обработки.

Выводы.

1. МКЭ-расчетами найдено восемь общестаночных резонансных мод М1 – М8. Они лежат в диапазоне $\approx 12 \div 75 \text{ Гц}$. Моды стабильны по частотам и по форме при существенном варьировании параметров модели станка.

2. В низкочастотном диапазоне (12 – 21 Гц) расположены две масштабные моды М1 «Переваливание стойки по X» и М2 «Качание стойки по Z». В обоих случаях раскачивается вся стойка, что неблагоприятно для точности обработки.

3. В среднечастотном диапазоне (31 – 37 Гц) находится система из трех близко расположенных моды М3 – М5. Это связки простых движений: вертикальной осцилляции каретки, горизонтальной осцилляции ползуна и кручения стойки.

4. На относительно высоких частотах (51 – 81 Гц) находятся еще две практически важные моды: М7 «Клевки ползуна» и М8 «Раскачивание ползуна».

5. Резонансные моды виртуально возбуждались тестовой круговой силой резания. Обнаружено, что потенциально опасные низкочастотные моды М1, М2 возбуждаются слабо. Это важная положительная особенность станка.

6. При гармоническом возбуждении со стороны шпинделя в станке возникает три сильных резонансных пика – кручение стойки (Р2-М5, $\sim 35 \text{ Гц}$), клевки каретки (Р3-М7, 45-54 Гц), изгибы консоли ползуна (Р4-М8, $\sim 75 \text{ Гц}$).

7. Эти пики вместе образуют запретную область от 30 до 80 Гц, в которой нежелательно работать. Например, для 1-зубого инструмента это означает блокировку на частоты вращения $1800 - 4800 \text{ мин}^{-1}$, а для 12-ти зубьев нежелателен диапазон $150 - 400 \text{ мин}^{-1}$.

8. Три указанных резонансных пика близки друг к другу и слабо сдвигаются при изменении параметров станка. Проблематично создать «окна» для работы между пиками. «Запретная» область оказывается протяженной и стабильной.

9. Главный привод следует сделать двухдиапазонным. Он должен обеспечивать работу шпинделя до и после «запретной» резонансной резонансов. Это будет или медленное силовое резание, или высокоскоростное резание (ВСО).

10. Рекомендуется повысить демпфирование в несущей системе путем применения высокопрочного чугуна вместо серого, а также путем заполнения полостей нижних корпусных деталей слоем полимербетона.

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. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
4. L.N.Lopez de Lacalle, A.Lamikiz. Machine tools for high-performing machining. – Springer, 2009, 442 p.
5. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – С. 35–37.