

УДК 621.9.011:517.962.1

МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОРТАЛА ТЯЖЕЛОГО ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА ТИПА «ГЕНТРИ»

канд. техн. наук, доц. В.И. ТУРОМША, ТУМИ ЭЛЬ-МАБРУК АБУЖАФЕР АЛИ,
канд. техн. наук, доц. И.Л. КОВАЛЕВА, канд. техн. наук, доц. С.С. ДОВНАР
(Белорусский национальный технический университет, Минск);

И.И. ШУМСКИЙ
(ОАО Станкозавод «МЗОР», Минск)

Рассматриваются 6 резонансных мод портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» в диапазоне от 0 до 100 Гц, обнаруженных с помощью МКЭ-моделирования. Нижняя частота $f_1 = 19,9$ Гц является минимально удовлетворительной для динамики станка. Для точности обработки наиболее проблематичны резонансы на частотах $f_1 = 19,9$ Гц, $f_2 = 22,9$ Гц, $f_4 = 41,9$ Гц и $f_5 = 69,1$ Гц. На частотах выше $f_6 = 77,7$ Гц обнаруживаются только многопериодичные резонансы. Общестаночные резонансные моды по форме колебаний и частоте показали высокую стабильность при изменении жесткости и массы отдельных деталей портала. Частоты изменялись на 2...25 % при двукратном варьировании жесткости. Увеличение толщины стенок отливок не дает эффекта. Резонансные частоты портала чувствительны к жесткости продольного привода по оси X. Показано, что управлять резонансными частотами следует одновременным изменением жесткости всех ключевых деталей портала (траверсы, тумб, саней и станин). В этом случае проявляется существенный синергетический эффект.

Введение. Особенностью конструкции продольно-фрезерного станка типа «Гентри» является подвижный портал, несущий фрезерно-расточную бабку. Портал перемещается по двум параллельным станинам над зафиксированной на неподвижном столе деталью, что позволяет уменьшить габариты станка по сравнению с классической компоновкой, включающей подвижный стол с деталью. Наличие подвижного стыка между порталом и станинами делает актуальной задачу обеспечения виброустойчивости станка. Традиционным методом ее решения является увеличение статической жесткости и подъем собственных (резонансных) частот несущей системы [1]. Анализ статической жесткости станка выполнен ранее [2].

Цель настоящей работы – определение резонансных (собственных) мод портала и анализ его поведения в условиях внешних нестационарных воздействий. Мода – это сочетание формы резонансного колебания портала и частоты, на которой это движение возбуждается. При внешнем воздействии с модальной частотой в направлении модального движения в систему накачивается большое количество энергии (в зависимости от демпфирования), т.е. возникает явление резонанса.

Работа ориентирована главным образом на виртуальные испытания портала, включая математическое моделирование с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [3]. В качестве базовой конструкции использован продольно-фрезерный станок семейства MC620 производства ОАО «МЗОР» [4], портал которого состоит из траверсы, двух тумб и двух саней под ними.

Модальный МКЭ-анализ показывает неблагоприятные условия, при которых колебания внешних сил (например, сил резания) могут возбудить мощные вибрации всей машины. Часто линейная резонансная мода может стать основой для возбуждения нелинейного автоколебательного процесса (chatter) [5]. Автоколебания станков обычно запускаются и подпитываются энергией из зоны резания, но развиваются только в том случае, если в станке или его части есть подходящая резонансная мода. Ведущим для станков считается регенеративный механизм автоколебаний (regenerative chatter), при котором инструмент возбуждается на неровностях от своего предыдущего прохода. Раскачка возможна только на определенных режимах, зависящих от резонансных мод несущей системы станка и фрезерно-расточной бабки со шпиндельным узлом.

Исходные положения. Снижение вибраций станка за счет повышения статической жесткости несущей системы и подъема резонансных частот [1] является рациональным для малых и средних станков при силовом резании на невысокой рабочей частоте шпинделя $f_{\text{шп}}^{\text{раб}}$. У таких станков первая (нижняя) резонансная частота f_1 обычно лежит выше 50 Гц. Путем усиления конструкции можно добиться того, чтобы обработка шла в дорезонансной области ($f_1 > f_{\text{шп}}^{\text{раб}}$). В этом случае резонансные частоты станка будут лежать выше рабочих частот (прежде всего частоты вращения шпинделя и связанные с ней частоты колебания сил резания и дисбалансов). Для крупногабаритных станков собственные частоты невысоки и начинаются обычно с $f_1 \approx 15...25$ Гц [6]. Здесь простое усиление корпусных деталей осуществляется через утолщение стенок, а также увеличение количества перегородок и ребер. Это дает увеличение жесткости примерно пропорциональное увеличению толщины и массы корпусных деталей, что делает их

слишком дорогостоящими и громоздкими. Одновременно есть сомнения в эффективности управления резонансами таким путем, поскольку резонансная частота (Гц) классической одномассовой системы (груз массой m и пружина с жесткостью k) определяется по формуле

$$f_{\text{амс}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (1)$$

которая показывает, что при утолщении стенки пропорциональный рост жесткости стенки k_c и увеличение ее массы m_c взаимно скомпенсируют друг друга, и повышения резонансной частоты не произойдет. Следовательно, подъем резонансных частот несущей системы крупного станка должен осуществляться другим, тщательно выверенным путем. Для этого прежде всего необходимо использовать математическое моделирование портала на основе МКЭ.

Но остается еще один вопрос: рационально ли поднимать резонансные частоты тяжелого станка при широком внедрении высокоскоростной обработки (ВСО, или HSM) [7]. Высокоскоростная обработка обеспечивает производительность за счет быстрого вращения шпинделя при малом сечении срезаемого слоя и невысоких силах резания. Здесь доминируют высокочастотные вибрации. Если не передвигать к ним (снизу вверх) невысокие собственные частоты станка, он будет работать в *зарезонансной* области ($f_1 < f_{\text{ин}}^{\text{раб}}$). Это также является способом сдерживания вибраций. Одновременно обеспечиваются меньшая металлоемкость и дешевизна крупного станка.

В целом, если у станка есть n нижних собственных мод портала, для надежного исключения резонансного возбуждения желательно выполнение условия: $f_1, f_2, \dots, f_n < f_{\text{ин}}^{\text{раб}}$.

Рассмотрим возможность реализации такого предложения.

Геометрическая модель станка и применяемые материалы. Твердотельная модель станка представлена на рисунках 1, а, б. Траверса, тумбы и сани под ними выполнены из чугуна СЧ 20. Высота портала над уровнем фундамента составляет 3510 мм, ширина по наружным стенкам тумб – 4880 мм, моделируемая длина по оси X – 5000 мм.

Модельные свойства материалов деталей портала приведены в таблице 1.

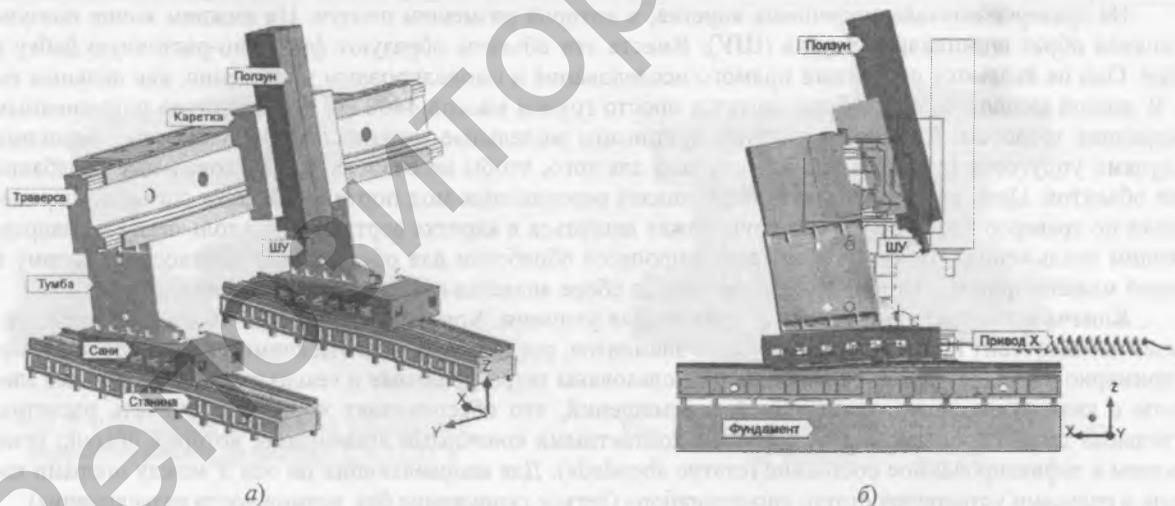


Рис. 1. Геометрическая модель продольно-фрезерного станка с подвижным порталом типа «Гентри»

(соответствует первой резонансной моде на частоте $f_1 = 19,9$ Гц):

а – общий вид; б – вид сбоку

Перемещение саней вдоль оси X обеспечивается специальными приводами с беззорными редукторами. Приводы представлены на рисунке 1, б в виде пружин. В базовом варианте условий моделирования каждому приводу соответствует жесткость $j_n = 400$ Н/мкм. Свойства пружин и сопрягающихся деталей несущей системы приведены в таблице 2.

Станины являются чугунными неподвижными корпусными деталями. Они опираются на бетонные фундаментные блоки («фундамент»). Между станиной и фундаментом находятся винтовые башмаки [8]. В модели они представлены упрощенно в виде упругих прямоугольных стержней. В базовом варианте каждому башмаку соответствует жесткость $j_6 = 3000$ Н/мкм (табл. 2). Между санями и станиной находятся направляющие качения – по две рельсы с пятью опорами качения на каждой.

Таблица 1

Свойства моделируемых базовых деталей портала

Базовая деталь	Материал	Модуль упругости E , ГПа	Коэффициент Пуассона μ	Плотность ρ , кг/м ³	Масса m , кг
Траверса	СЧ 20	110	0,28	7200	9172
Каретка	Модельный материал 1	400	0,3	1509	1400
Ползун	Модельный материал 2	2000	0,3	3467	3000
Тумба	СЧ 20	110	0,28	7200	1957
Сани	СЧ 20	110	0,28	7200	2352
Бабка в сборе	Модельные материалы 1, 2	110	0,28	–	4400
Портал в сборе	СЧ 20, сталь	–	–	–	22747
Станина	СЧ 20	110	0,28	7200	3032
Фундаментный блок (4 шт.)	Бетон	30	0,18	2300	2760
Направляющие рельсы	Сталь	200	0,3	7850	1812
Масса над фундаментом	Чугун, сталь	–	–	–	29412
Общая масса	Чугун, сталь, бетон	–	–	–	40452

Таблица 2

Свойства моделируемых элементов привода и сопряжений

Деталь	Модуль упругости, ГПа	Направление действия нагрузки	Жесткость, Н/мкм
Опора качения по X (20 шт.)	8	Y, Z	4000
Башмак (фундаментный) (44 шт.)	83,3	Z	3000
Привод (пружина) по X (2 шт.)	–	X	400

В базовом варианте опоры качения выполнена цельной, из модельного материала, обеспечивающего жесткость $j_0 = 4000$ Н/мкм (см. табл. 2). Между опорой качения, закрепленной на саях, и стальным рельсом, связанным со станиной, по условиям моделирования разрешено скольжение без трения вдоль X .

На траверсе портала закреплена каретка, в которой размещен ползун. На нижнем конце ползуна выполнен образ шпиндельного узла (ШУ). Вместе эти объекты образуют фрезерно-расточную бабку в сборе. Они не являются объектами прямого исследования и смоделированы упрощенно, как цельные тела. В данной модели бабка в сборе является просто грузом массой 4400 кг, эксцентрично подвешенным посередине траверсы. Каретке и ползуну приписаны модельные материалы с искусственно высокими модулями упругости (см. табл. 1). Это сделано для того, чтобы не отвлекаться на локальные колебания этих объектов. Цель работы – выявление и анализ резонансных мод портала. Каретка способна перемещаться по траверсе вдоль оси Y , а ползун может двигаться в каретке вертикально вдоль оси Z по направляющим скольжения. Их часто зажимают в процессе обработки для обеспечения жесткости. Поэтому в данной модели принято, что шпиндельная бабка в сборе является неподвижным монолитом.

Конечно-элементная модель и граничные условия. Конечно-элементная модель несущей системы станка состоит примерно из 355 тысяч элементов, соединенных 689 тысячами узлами. Модель имеет примерно 2 065 000 степеней свободы. Используются тетраэдральные и гексаэдральные конечные элементы с квадратичной аппроксимацией перемещений, что обеспечивает хорошую точность расчетов. Отдельные детали соединены друг с другом контактными конечными элементами, которые обычно установлены в зафиксированное состояние (статус «bonded»). Для направляющих по оси X между опорами качения и рельсами установлен статус «no-separation» (легкое скольжение без возможности разъединения).

Единственным граничным условием принято закрепление нижних сторон фундаментных блоков. Нагрузки при поиске резонансов не прикладываются, и, соответственно, величины напряжений, деформаций и перемещений не рассчитывались. Определялись только формы модальных движений станка и частоты, на которых они могут быть возбуждены.

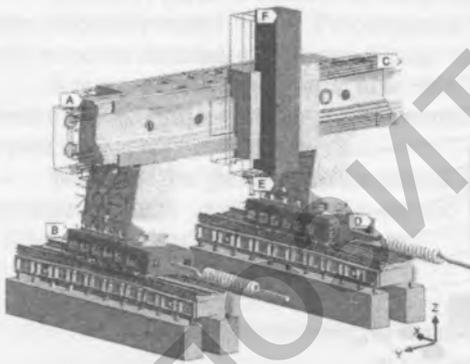
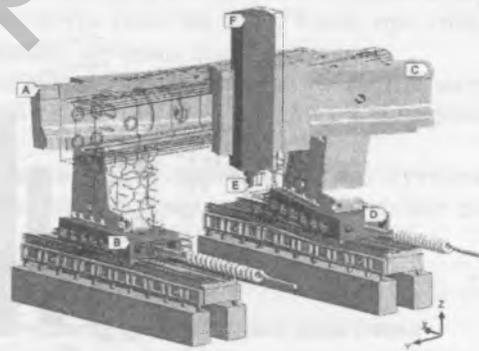
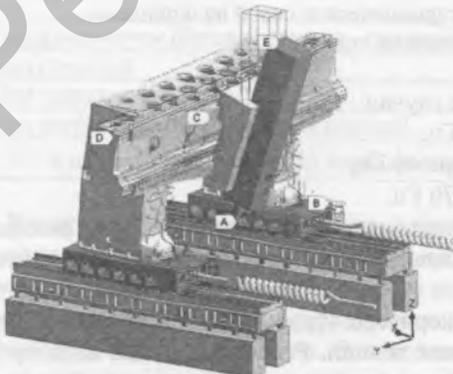
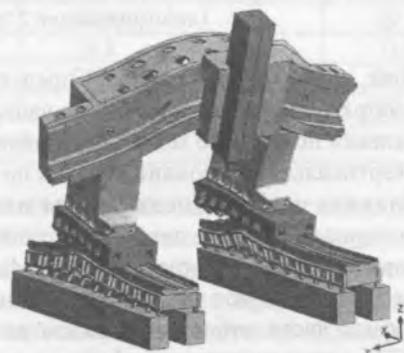
Общестаночные резонансные моды. Портал является с некоторым приближением шарнирно-опертой П-образной рамой с грузом (суппортом в сборе). Предварительный статический МКЭ-анализ [2] показал, что жесткость такой рамы не очень велика. На торце шпинделя она составляет по направлениям X, Y, Z соответственно: $j_x^e = 515$ Н/мкм; $j_y^e = 293$ Н/мкм; $j_z^e = 385$ Н/мкм. При расчете жесткости не учитывалась податливость подшипников шпинделя, а также обеих систем направляющих на суппорте (по осям Y и Z), которые приняты заблокированными.

Груз посередине траверсы придает системе существенную склонность к колебаниям. Действительно, в диапазоне от 0 до 100 Гц обнаружено 6 резонансных мод (табл. 3). Они охватывают весь портал, вплоть до фундамента, т.е. эти моды являются общестаночными.

Таблица 3

Резонансные моды несущей системы станка

Резонансная мода	Частота для базового варианта конструкции, Гц	Характер модального движения
М1 – «Клевки портала»	19,9	Раскачивание портала вдоль оси X (см. рис. 1)
М2 – «Параллелограмм»	22,9	Поперечные (вдоль Y) колебания траверсы с бабкой (рис. 2). Траверса AC и ползун EF совершают плоскопараллельное движение, колонны с саями (AB и CD) качаются в плоскости YZ . Исходно точки A, B, C, D образуют прямоугольник (контур «П»), при резонансе портал «складывается» в параллелограмм
М3 – «Ходьба портала»	32,2	Противофазные движения левых и правых тумб и саней вдоль оси X (рис. 3). Ползун EF малоподвижен, траверса вместе с тумбами и саями совершает возвратно-вращательное движение в плоскости XY . Детали по линиям AB и CD перемещаются в противофазе. Модальное движение напоминает шаги
М4 – «Клевки траверсы»	41,9	Клевки ползуна AE , опасные для точности обработки, в результате закручивания траверсы на участке CD и наклона портала (рис. 4). При клевке ползуна вперед правые и левые сани идут назад (относительно положения B). Перемещения вверх и вниз портала происходят в противофазе
М5 – «Выгибание подковой»	69,3	Опасные для точности фрезерования вертикальные колебания бабки в результате изгиба траверсы (рис. 5). Плоскость изгиба наклонена к плоскости YZ и качается. Портал приобретает подковообразную форму
М6 – «Двойной перекосяк»	77,7	Плоскость портала испытывает двойной перекосяк, ползун EF выполняет прецессионное движение вокруг вертикальной оси (рис. 6). Портал выходит из плоскости YZ с образованием пучностей (точки A, B, C, D) и узлов (малоподвижная точка E). Все пучности противофазны своим соседям, а колебания в пучностях почти полностью уравнивают друг друга

Рис. 2. Резонансная мода М2 «Складывание параллелограмма» на частоте $f_2 = 22,9$ ГцРис. 3. Резонансная мода М3 «Ходьба портала» на частоте $f_3 = 32,2$ ГцРис. 4. Резонансная мода М4 «Клевки траверсы» на частоте $f_4 = 41,9$ ГцРис. 5. Резонансная мода М5 «Выгибание подковой» на частоте $f_5 = 69,3$ Гц

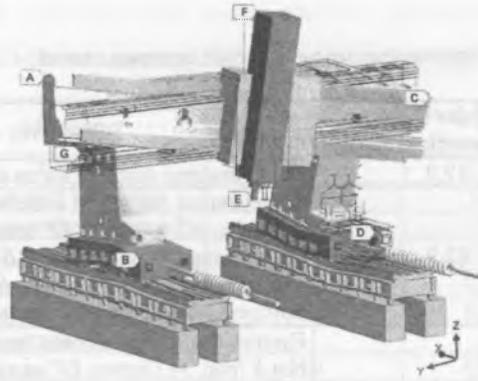


Рис. 6. Резонансная мода М6 «Двойной переко» на частоте $f_6 = 77,7$ Гц

Необходимо было проверить обнаруженные резонансные моды на «реализуемость» при действии реалистичной внешней периодической силы. Была выбрана сила, вращающаяся в плоскости XU и приложенная к торцу шпинделя. Она отражает процесс резания однозубым инструментом. Сила моделировалась в рамках гармонического анализа. Ее проекции соответствовали следующим формулам: $F_x^{sp} = 100 \cdot \sin 2\pi f_u$; $F_y^{sp} = 100 \cdot \sin(2\pi f_u - \pi/2)$. Амплитуда составила 100 Н. Демпфирование станка принято на уровне 2 %. Были рассмотрены частоты испытания, соответствующие найденным модам. Самые нижние моды М1, М2 ввиду их соседства возбуждались совместно на частоте $f_u = 21$ Гц. Мода М5 «Выгибание подковой» практически не реагировала на вращающуюся в плоскости XU силу. Здесь к шпинделю была приложена вертикальная сила $F_z = 100 \cdot \sin 2\pi f_u$.

На рисунке 7 даны максимальные перемещения торца шпинделя по осям u_x , u_y , u_z . Торцевой конец во всех случаях описывал эллиптическую траекторию. Поэтому максимумы наступали не обязательно одновременно по всем трем осям. Статические перемещения шпинделя малы по сравнению с раскачкой при возбуждении мод М1, М2, М4, М5 (вертикальная сила). Эти моды будем называть ведущими и обращать на них основное внимание. Остальные резонансы силами резания почти не возбуждаются.

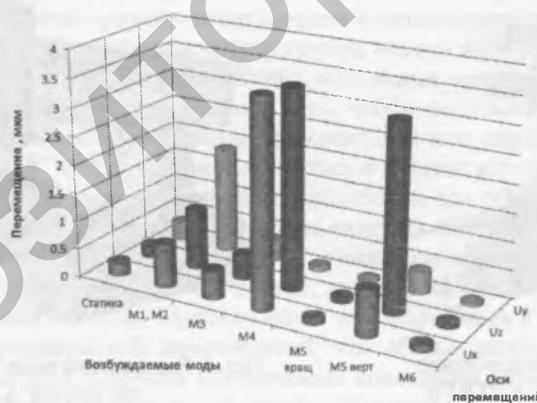


Рис. 7. Эффективность возбуждения резонансных мод гармонической силой на шпинделе (демпфирование 2 %; u_x , u_y , u_z – перемещения по осям X , Y , Z)

Итак, наибольшую опасность представляют следующие случаи:

- сопряжение моды М1 с М2 на частотах около 20...22 Гц;
- клевки ползуна по моде М4 на частотах несколько выше 40 Гц;
- вертикальный резонанс ползуна по моде М5 в районе 70 Гц.

Влияние на резонансные моды материала портала. Было смоделировано влияние на резонансы станка материала базовых деталей портала (траверсы, тумб, саней). Кроме традиционного серого чугуна использовались сталь и алюминий (табл. 4).

Сталь используют при изготовлении сварных станин и корпусов. Из экструдированного алюминиевого профиля часто собирают каркасы разных технологических машин. Рассмотрены два вида чугуна: серый (СЧ) с пластинчатым графитом и высокопрочный (ВЧ) со сфероидальным графитом. При одинаковой плотности второй вид чугуна обладает большим модулем упругости ($E_{ВЧ} = 150$ ГПа). Внешне алюминий, чугун и сталь значительно различаются по свойствам. Но при модальном анализе важны, пре-

где всего, модуль упругости E и плотность ρ , которые соответственно увеличивают и уменьшают резонансные частоты. По сравнению со сталью алюминий гораздо легче, но его модуль упругости меньше. Поэтому соотношение E/ρ у этих двух материалов почти одинаково.

Таблица 4

Зависимость ведущих резонансных мод от материала портала

Материал	Модуль упругости E , ГПа	Плотность ρ , кг/м ³	Отношение E/ρ	Частоты ведущих мод, Гц			
				M1	M2	M4	M5
Алюминий	71	2770	0,0256	21,3	25,5	44,0	83,4
Чугун серый	110	7200	0,0153	19,9	22,9	41,9	69,3
Чугун высокопрочный	150	7200	0,0208	21,3	24,8	45,6	74,5
Сталь	200	7850	0,0255	21,7	25,8	48,5	76,9
«Кевлар»	70,5	1440	0,0489	22,6	27,9	44,5	95,7

В таблице 4 присутствует как дальняя точка отсчета материал «кевлар» [9]. Он смоделирован как изотропный модельный материал с модулем упругости и плотностью, соответствующими реальному кевлару. Кевлар – ортотропный композитный материал, сочетающий высокую прочность, низкий вес и дороговизну. Однако модуль упругости его не очень высок и находится на уровне алюминия. Прочность кевлара в данном случае не критична. Введение в моделирование кевлара нужно для получения оценки, как изменятся резонансы станка, если несущую систему сделать из высокотехнологичного композиционного материала. В результате оказалось, что резонансные частоты близки для всех материалов портала. Самые высокие частоты обеспечиваются (не считая кевлара), как правило, у алюминиевого портала в силу его малого веса. Однако разброс частот на первой моде составил только 8 %. Для ведущих мод он максимален (18 %) у M5. Преимущество алюминия среди металлических материалов не является полным. Для моды M4 «Клевки траверсы» в подъеме резонансной частоты выигрывает сталь. В этой крутильной моде важны крутильная жесткость траверсы и момент инерции суппорта $I_{\text{суп}}$ в сборе. Момент инерции траверсы $I_{\text{тр}}$ (вокруг ее оси) намного меньше $I_{\text{суп}}$. Поэтому для данной моды плотность материала траверсы малозначительна. Это подтверждают данные для очень легкого кевлара. У него частота M3 такая же, как у алюминия (одинаковы модули упругости).

Конструктивно и технологически самым удачным материалом для несущей системы следует признать высокопрочный чугун. Резонансные частоты у него почти такие же, как у стали, при этом обеспечены высокие литейные свойства. Кроме того, чугун обладает хорошим демпфированием.

Кевлар на нижних модах M1...M4 не показывает существенных отличий от других материалов. Однако в верхнем диапазоне резонансные частоты резко растут (на 44 % для M6) и модифицируются формы модальных движений.

Влияние на резонансные моды уровня заделки несущей системы. Для получения общей картины влияния деталей станка на его динамику были проанализированы сокращенные варианты МКЭ-моделей (табл. 5).

Таблица 5

Влияние границы жесткой заделки (полноты МКЭ-модели) на резонансные моды станка

№ п/п	Граница жесткой заделки	Частоты ведущих резонансных мод, Гц			
		M1 «Клевок портала»	M2 «Параллелограмм»	M4 «Клевок траверсы»	M5* «Выгибание подковой»
1	Под фундаментом (базовый вариант – схема «Гентри»)	19,9	22,9	41,9	69,3
2	Под станиной	21,2	26,8	42,5	73,9
3	Под направляющими X	21,8	29,7	42,9	76,4
4	Под санями (классическая схема портала)	29,5	36,9	59,1	103,8*

* – в моде M5 дополнительно появилось кручение траверсы с суппортом.

В первом варианте фундаментные блоки и башмаки были приняты абсолютно жесткими и заменены заделкой по низу станин. Этого можно достичь подливкой бетона под выставленную станину. Во втором случае заделка была поднята еще выше, до рельсов направляющих X. Это моделирует очень жесткие станины. В третьем случае дополнительно исключены направляющие и привод X, а нижние торцы саней жестко закреплены. Это соответствует станку с неподвижным порталом (классическая схема по сравнению с «Гентри»). Видно, что расположение границы заделки слабо влияет на картину резонансов, пока не происходит закрепления саней. Сами резонансные моды сохраняются. Они даже почти не модифицируются, кроме наиболее высокочастотной моды M5. Однако все модальные частоты

ты резко поднимаются примерно в полтора раза. Этот скачок иллюстрирует «плату», которую пришлось отдать за переход от классического неподвижного портала к более практичному типу «Гентри». Возможно, сам факт появления подвижности под санями по оси X резко понижает резонансные частоты (переход от строки 4 к 3 в таблице 5). На фоне этого жесткости опор X и нижележащих деталей уже не так существенны (табл. 5, строки 1 – 3).

Влияние на резонансные моды массы фрезерно-расточной бабки. Каретка с ползуном в данной модели станка играют роль жесткого груза. Масса бабки в сборе может варьироваться, например, при изменении конструкции главного привода и привода вертикальных подач. Поэтому важно оценить влияние на картину резонансов массы бабки, которая варьировалась на три тонны за счет виртуального изменения плотности материала ползуна.

Результаты моделирования (табл. 6) показывают, что и модальные движения, и расстановка модальных частот не меняются.

Таблица 6

Влияние массы фрезерно-расточной бабки на резонансные моды станка

Масса бабки в сборе, кг	Частоты ведущих резонансных мод, Гц			
	M1 «Клевки портала»	M2 «Параллелограмм»	M4 «Клевки траверсы»	M5 «Выгибание подковой»
1400	23,4	25,8	57,3	75,8
4400 (базовый вариант)	19,9	22,9	41,9	69,3
7400	17,5	20,8	34,9	64,7
Размах модальной частоты	29 %	21 %	49 %	16 %

Все ведущие моды реагируют на такое большое варьирование массы незначительно. Исключением является мода M4 «Клевки траверсы», поскольку величина закручивания траверсы связана с моментом инерции ползуна. В целом картина резонансов устойчива к изменению масс на траверсе станка.

Влияние на резонансные моды жесткости деталей несущей системы. Анализ влияния отдельных базовых деталей станка на картину резонансов необходим для того, чтобы найти ключевые детали, контролируемые резонансное возбуждение. Ключевая деталь – это наиболее податливая деталь, «слабое звено». Она опускает вниз резонансные частоты и может менять форму модального движения. Если ключевая деталь обнаружена, то ее усиление резко поднимает резонансы вверх. В то же время избыточно жесткая деталь ключевой не является. Ее жесткость можно варьировать в широких пределах в любую сторону, и это почти не сказывается на динамике машины (если подъем жесткости удастся провести без существенного изменения массы). Избыточно жесткая деталь выступает как соединяющее, мало деформируемое звено. Например, это каретка в сборе, связывающая шпиндельный узел с серединой траверсы. Деталь несущей системы может также оказаться нейтральной к картине резонансов. Так происходит, если деталь просто утолщают и пропорционально изменению жесткости изменяется масса. Следовательно, для выявления роли базовой детали важно отделить влияние ее жесткости от влияния массы, для чего виртуально варьировалась только жесткость при постоянной массе. Это сделано за счет управления модулем упругости E по методике двукратного изменения жесткости [10]. Упругие свойства каждой детали (модуль упругости, коэффициент жесткости пружины) чаще всего вдвое уменьшались и вдвое увеличивались относительно базового варианта. Получалась зависимость из трех точек, позволяющая оценить степень влияния. Двукратное изменение жесткости детали без изменения массы обычно может быть реализовано на практике, хотя и с издержками (замена материала, применение переменной толщины стенок и оптимального локального оребрения и т.д.).

Перед началом двукратного варьирования были сделаны тесты на адекватность модели:

- 1) увеличена вдвое жесткость одновременно всех объектов в модели;
- 2) удвоена масса сразу всех деталей станка.

Модальные частоты изменились в $\sqrt{2}$ раз. В первом случае они возросли, во втором – уменьшились. Это строго соответствует теоретической зависимости (1).

Результаты моделирования представлены в таблице 7. Для траверсы (строка 1) вариация модуля упругости E составила $v_{mp}^E = 4$. В результате варьирования размах частоты f_1 первой моды M1 находился в пределах от 19,1 до 20,4 Гц, т.е. $\Delta f_1 = 6,6\%$ (отнесено к средней частоте M1). Это отклик на варьирование жесткости $w_{mp}^E = \Delta f_1 / v_{mp}^E = 0,066 / 4 = 1,65\%$. Такой отклик весьма слаб. Теоретически при четырехкратном варьировании жесткости максимальный отклик должен составить $w_{lim} = \sqrt{4} = 2$.

В таблице 7 приведен также средний размах частот Δf_{cp} . Он вычислен по размахам частот ведущих мод M1, M2, M4, M5.

Таблица 7

Влияние вариации жесткости детали на частоты резонансных мод

№ п/п	Варьируемый фактор жесткости	Мода М1, Гц	Мода М2, Гц	Мода М4, Гц	Мода М5, Гц	Средний размах частоты Δf_{cp} %
1	Траверса $E = 55 \dots 220$ ГПа	19,1...20,4	21,3...24,5	36,5...46,3	60,9...75,4	16,3 %
	Размах частоты	6,6 %	13,9 %	23,7 %	21,1 %	
2	Тумбы $E = 55 \dots 220$ ГПа	18,0...21,3	20,8...24,5	39,0...44,1	65,4...72,0	13,8 %
	Размах частоты	16,8 %	16,5 %	12,3 %	9,6 %	
3	Сани $E = 55 \dots 220$ ГПа	18,8...20,7	22,2...23,5	41,0...42,6	67,0...70,7	6,1 %
	Размах частоты	9,4 %	5,8 %	3,8 %	5,5 %	
4	Портал $E = 55 \dots 220$ ГПа	16,3...22,6	18,9...27,1	34,1...50,9	57,3...81,2	35,6 %
	Размах частоты	32,4 %	35,9 %	39,6 %	34,5 %	
5	Приводы X $j_p = 200 \dots 800$ Н/мкм	17,0...21,8	22,6...23,1	37,8...46,5	65,9...75,3	15,3 %
	Размах частоты	24,9 %	2,3 %	20,8 %	13,3 %	
6	Опоры качения X $j_o = 1000 \dots 4000$ Н/мкм	19,0...19,9	21,4...22,9	41,4...41,9	65,8...69,3	4,6 %
	Размах частоты	5,0 %	7,0 %	1,1 %	5,3 %	
7	Станины $E = 55 \dots 220$ ГПа	19,2...20,5	21,3...24,3	41,5...42,2	66,0...71,5	7,3 %
	Размах частоты	6,2 %	13,0 %	1,7 %	8,0 %	
8	Башмаки $j_b = 1500 \dots 6000$ Н/мкм	19,7...20,1	22,2...23,5	41,7...42,1	68,1...70,2	2,9 %
	Размах частоты	2,1 %	5,9 %	0,7 %	3,1 %	
9	Фундамент $E = 7,5 \dots 30$ ГПа	19,3...19,9	20,5...22,9	41,2...41,9	64,6...69,3	5,9 %
	Размах частоты	3,5 %	11,3 %	1,7 %	7,1 %	

Для всех деталей портала изменение резонансных частот является незначительным. Они демонстрируют стабильность и малую чувствительность к изменению упругих свойств любой отдельно взятой детали. Максимальное влияние на размах конкретных мод показывают траверса (для М4 – $\Delta f_4 = 23,7$ %) и привод X (для М1 – $\Delta f_1 = 24,9$ %). С учетом четырехкратного варьирования жесткости отклики невелики: $w_{пр.4}^E = \Delta f_4 / v_{пр}^E = 5,92$ % – для траверсы; $w_{пр.1}^E = \Delta f_1 / v_{пр}^E = 6,22$ % – для привода X.

Средний размах частоты Δf_{cp} превышает 12 % только у трех деталей: траверсы, тумбы и привода X. Это детали первого ряда (в смысле влияния на резонансные частоты). Детали с $\Delta f_{cp} = 6 \dots 12$ % являются деталями второго ряда (сани и станина). Детали со средним размахом частоты $\Delta f_{cp} < 6$ % относятся к третьему ряду (опоры X, башмаки, фундамент).

Детали третьего ряда являются просто очень жесткими деталями, которые передают или отражают колебания, не участвуя в определении формы и частоты резонанса. Жесткость этих деталей может быть понижена без существенного ущерба для динамики станка. Это видно из графиков (рис. 8), где в очень широком диапазоне варьировалась жесткость опор X. По каталогам жесткость обычно равна $j_o = 2000 \dots 4000$ Н/мкм; зависит от размера опоры, количества тел качения, предварительного натяга. Изменение жесткости опор идет практически без изменения массы станка.

Реальная жесткость опор достаточна, т.е. она безразлична для динамики станка (рис. 8). Более того, j_o можно понизить примерно до 1000 Н/мкм без изменения резонансов. Здесь можно экономить на числе опор. Только при падении жесткости до очень низкого уровня (250 Н/мкм) опоры качения начинают бурно деформироваться. Их податливость существенно понижает резонансные частоты и модифицирует модальные движения. Аналогично опорам качения ведут себя в данном станке башмаки и фундамент под ними. Привод X по-разному связан с различными модами. Для М2 его жесткость $j_{пр}$ индифферентна потому, что мода заключается в раскачке вдоль Y, а привод работает в перпендикулярном направлении X. На низкочастотную моду М1 жесткость привода влияет, хотя и умеренно (показано выше). Это влияние нарастает после падения жесткости привода ниже 400 Н/мкм (рис. 9). На высокочастотные моды М4 и М5 параметр $j_{пр}$ воздействует почти линейно. По абсолютной величине это воздействие даже больше, чем на моду М1. Отметим, что для упрощенной модели жесткого портала-груза ($m_{порт} = 22747$ кг), колеблющегося вдоль X на двух пружинах-приводах с жесткостями по $j_{пр} = 800$ Н/мкм, резонанс должен происходить (1) на частоте

$$f_{порт} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2j_{пр}}{m_{порт}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot 800 \cdot 10^6}{22747}} = 42,2 \text{ Гц. При жесткости привода X, равной } 200 \text{ Н/мкм, эта частота состав}$$

вит 21,1 Гц. Данные частоты соответствуют модам M1 и M4 при базовом варианте условий. Следовательно, в реализации этих мод определенную роль играют колебания портала вдоль линий действия приводов X.

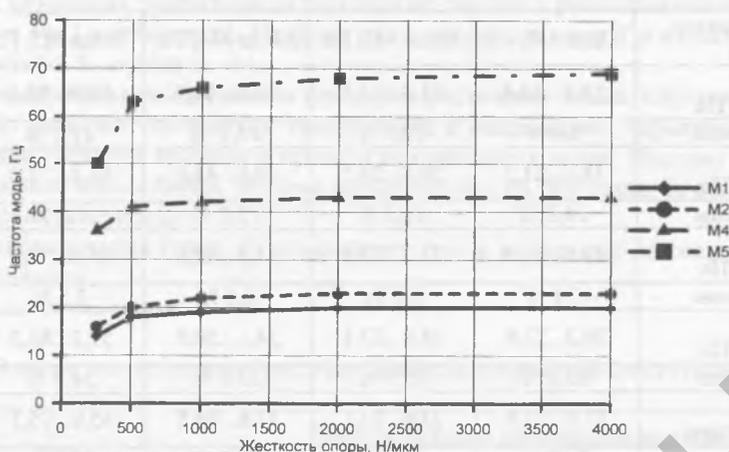


Рис. 8. Влияние жесткости опоры качения X на ведущие резонансные частоты станка

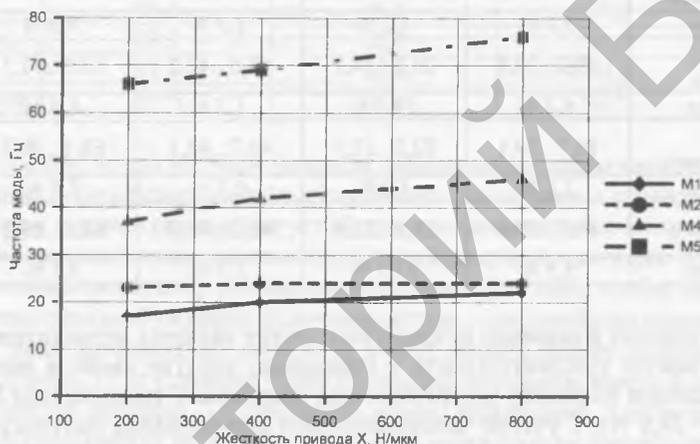


Рис. 9. Влияние жесткости привода X на ведущие резонансные частоты станка

На рисунке 10 представлено влияние жесткости базовых деталей на картину резонансов станка на примере моды M1 (табл. 8).

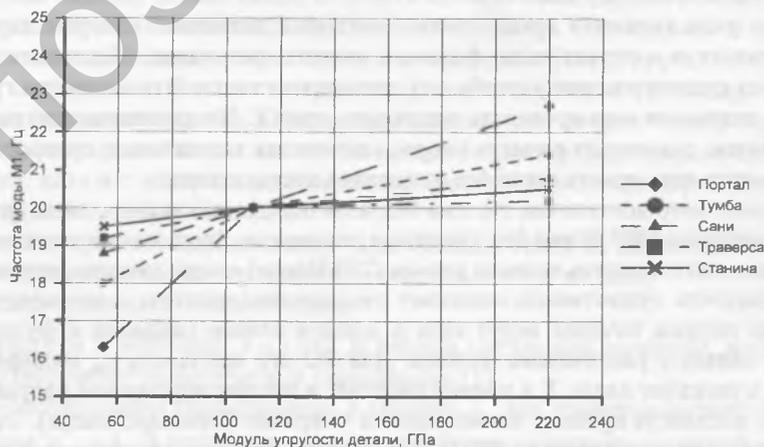


Рис. 10. Влияние модуля упругости корпусных деталей на частоту резонансной моды M1

Общая точка всех линий соответствует базовому варианту условий. Влияние любой отдельно взятой детали оказывается скромным. Это справедливо для любой моды. Степени влияния деталей на частоту устанавливаются для каждой моды по-своему. Например, мода M1 наиболее чувствительна к изгибной жесткости тумб, а мода M4 – к крутильной жесткости траверсы. Прерывистая линия на рисунке 10 соответ-

стает изменению модуля упругости сразу во всем портале станка (траверса, тумбы, сани). Видно, что это самый эффективный вариант усиления. В диапазоне варьирования достигается изменение всех резонансных частот на треть (см. табл. 7, строка 4). Отклик составляет $w_{порт. 1-4}^E \approx 7...9\%$.

Результаты моделирования показывают, что изменение жесткости отдельных деталей портала практически неэффективно. Усиление конструкции нужно проводить сразу в группе сопряженных деталей портала. При этом наблюдается синергетический эффект, т.е. выигрыш от совместного усиления больше, чем просто сумма «вкладов» от усиления отдельных деталей. Это подтверждают данные таблиц 8 и 9.

Таблица 8

Изменение резонансной частоты f_1 при поочередном удвоении жесткости базовых деталей портала

Детали портала	Исходная частота М1 (до удвоения жесткости), Гц	Частота М1 после удвоения жесткости, Гц	Возрастание частоты δ_f , раз	Изменение частоты, %
Шпиндель	19,6	19,6	1,000	0,00%
Суппорт		19,7	1,005	0,51%
Траверса		20,0	1,020	2,04%
Тумбы		20,8	1,061	6,12%
Сани		20,3	1,036	3,57%
Приводы X		21,4	1,092	9,18%
Опоры X		19,9	1,015	1,53%
Станины		20,1	1,026	2,55%
Башмаки		19,7	1,005	0,51%
Фундаментные блоки		19,8	1,008	0,85%
$\Delta_f = \prod \delta_f$				1,299

Таблица 9

Удвоение жесткости всех деталей станка в накопительном порядке

Удвоение жесткости в накопительном порядке	Частота М1 до удвоения, Гц	Частота М1 после удвоения, Гц	Фактическое возрастание частоты (раз)	Оценка возрастания по таблице 8 (раз)
Шпиндель, суппорт, траверса	19,6	20,12	1,027	1,026
Тумбы	19,6	21,44	1,094	1,088
Сани	19,6	22,28	1,137	1,127
Опоры X	19,6	22,73	1,160	1,145
Приводы X	19,6	26,08	1,331	1,250
Станины	19,6	27,13	1,384	1,282
Башмаки	19,6	27,43	1,399	1,288
Фундамент	19,6	27,77	1,417	1,299

Вначале (см. табл. 8) жесткость каждой детали поочередно удваивалась, фиксировалось локальное возрастание частоты δ_f , жесткость детали принимала исходное значение. Произведение всех δ_f дало результат $\Delta_f = \prod \delta_f = 1,299$. Это меньше теоретического ожидания $\Delta_f^{теор} = \sqrt{2} = 1,411$. Во столько раз должна возрасти частота при удвоении жесткости всего станка (без изменения массы). Затем (см. табл. 9) жесткость каждой детали удваивалась, и производилось моделирование. После этого жесткость не изменялась. Далее поочередно усиливались другие детали. Увеличение жесткости портала шло в накопительном порядке. Достигнут подъем частоты в 1,417 раза, т.е. больше, чем результат, представленный в таблице 8, что соответствует теории с точностью до ошибок моделирования. Одновременно показана важность совместного синергетического усиления деталей станка.

Выводы

1) в диапазоне частот от 0 до 100 Гц обнаружены 6 резонансных мод (М1...М6) продольно-фрезерного станка с подвижным порталом. Для базового варианта конструкции мода М1 «Клевки портала» отмечена на частоте $f_1 = 19,9$ Гц, на близкой частоте $f_2 = 22,9$ Гц обнаружена мода М2 «Параллелограмм». Мода М3 «Ходьба портала» возбуждается при $f_3 = 32,2$ Гц, мода М4 «Клевки траверсы» – при $f_4 = 41,9$ Гц, а мода М5 «Выгибание подковой» – при $f_5 = 69,1$ Гц. На частоте $f_6 = 77,7$ Гц выявлена мода М6 «Двойной перекося». Указанные моды являются общестаночными, т.е. в колебаниях участвует весь портал, его привод и нижележащие станины с опорами. Наибольшую опасность для точности обработки представляют моды М1, М2, М4, М5;

2) частота нижней моды $f_1 = 19,9$ Гц является минимально удовлетворительной (практически соответствует требуемой для современных станков частоте 20 Гц). Однако портал будет отзываться на некоторые режимы силового резания при низких и средних частотах вращения шпинделя;

3) на частотах выше $f_6 = 77,7$ Гц обнаруживаются только многопериодичные резонансы, при которых по порталу распределяется семейство локальных узлов и пучностей;

4) общестаночные резонансные моды по форме колебаний и частоте показали высокую стабильность при изменении жесткости и массы базовых деталей портала. В отношении динамики портал инерционен и слабо откликается на попытки увеличения частот. Увеличение частоты f_1 при переходе от чугуна к стали не превышает 9 %, а к легкому алюминию – 7 %. Увеличение жесткости отдельных базовых деталей портала увеличивает резонансные частоты в пределах 2...25 %. Увеличение толщины стенок отливок не дает эффекта, так как рост жесткости компенсируется ростом массы;

5) модальные частоты портала наиболее чувствительны к жесткости продольного привода по оси X (возрастание на 13...25 % при увеличении жесткости привода вдвое). Но в целом это не меняет общей стабильной ситуации с частотами;

6) установлено увеличение резонансных частот портала за счет синергетического эффекта, т. е. выигрыша от одновременного увеличения жесткости ключевых деталей (траверсы, тумб, саней и станин). При подъеме жесткости вдвое сразу всех деталей портала резонансные частоты в соответствии с теорией возрастают на 41 % (в $\sqrt{2}$ раз), а при поочередном удвоении жесткости деталей и формальном суммировании эффектов – только на 29,9 %;

7) перспективна оптимизация высоколежащих резонансных частот шпиндельного узла, ползуна и суппорта с обязательной подстройкой под высокоскоростную обработку с низкими силами резания и высокими частотами вращения для работы в зарезонансной области, поскольку портал слабо откликается на попытки увеличения частот.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
2. Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О. Сухого. – 2011. – № 3(46). – С. 15 – 28.
3. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган; пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
4. Кирайдт, Ю.Н. Продукция УП «МЗОР» / Ю.Н. Кирайдт // Машиностроение-2010: технологии – оборудование – инструмент – качество: междунар. науч.-техн. конф., Минск, 7 – 8 апр. 2010 г.. – Минск: Бизнесофсет, 2010. – С. 91 – 92.
5. Lopez de Lacalle, L.N. Machine Tools for High Performance Machining / L.N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. – Springer. – 2009. – 442 p.
6. Металлорежущие станки: учебник для машиностр. вузов / В.Э. Пуш [и др.]; под общ. ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
7. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – С. 35 – 37.
8. Туромша, В.И. Оценка жесткости опор стола продольно-фрезерного станка методом конечных элементов / В.И. Туромша, С.С. Довнар, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али // Машиностроение. – 2011. – Вып. 26, т. 2. – С. 81 – 86.
9. Лисов, О. Кевлар – перспективный материал военного назначения / О. Лисов // Зарубежное военное обозрение. – 1986. – № 2. – С. 89 – 90.
10. Баланс жесткости стойки фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричным расположением шпиндельной бабки / В.И. Туромша [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О. Сухого. – 2012. – № 3(50). – С. 19 – 29.

Поступила 06.12.2012

PORTAL MODAL ANALYSIS FOR HEAVY GANTRY-TYPE PLANER MILLING MACHINE TOOL

V. TUROMSHA, TUMI EL-MABRUK ABU JAAFAR ALI, I. KOVALEVA, S. DOVNAR, I. SHUMSKY

Six eigenmodes are revealed by FEA for portal of gantry-type milling machine in interval from 0 to 100 Hz. Lower resonant frequency $f_1 = 19,9$ Hz is sufficient for the dynamics of the machine. Eigenmodes at $f_1 = 19,9$ Hz, $f_2 = 22,9$ Hz, $f_4 = 41,9$ Hz and $f_5 = 69,1$ Hz are most problematic for milling accuracy. Only multi-periodic eigenmodes are found above frequency $f_6 = 77,7$ Hz. Whole-machine resonant modes showed high stability in shape and frequency during stiffness and mass variation, provided for portal parts. Frequency changed on 2 – 25 % as reply on rigidity doubling. Increasing of casting wall thickness has no effect on eigenmodes. But they are sensitive for rigidity changing in X-axis power train. Resonant frequencies should be controlled by simultaneous stiffness changing for all key parts of portal (traverse, columns, sledges, basements). Just here essential synergetic effect is revealed.