

Довнар С.С., Сметанко А.А., Сокоров И.О.

Ратько Е.Ф., Мищенко С.Н., Каханчик Е.И.

МКЭ-АНАЛИЗ ГАРМОНИЧЕСКОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ БЕСЦЕНТРОВО-ТОКАРНОГО СТАНКА-АВТОМАТА В ПРОЦЕССЕ СКВОЗНОГО ОБТАЧИВАНИЯ ПРУТКА**Белорусский национальный технический университет, ОАО «МЗЛ»****Минск, Беларусь**

С помощью МКЭ проведен гармонический анализ проектируемого пруткового бесцентрово-токарного станка-автомата. Исследовано динамическое возбуждение станка круговой силой на шпинделе и оппозитной парой сил на резце и прутке. В области от 60 до 175 Гц выявлен стабильный диапазон общестаночных резонансов. С помощью АЧХ исследованы в динамике варианты поддержки прутка. Найдены критические опоры и места недостаточной жесткости. Даны рекомендации по оптимизации несущей системы станка.

В работе с помощью метода конечных элементов (МКЭ, [1]) виртуально испытывается бесцентрово-токарный станок для прутков точного диаметра. Станок проектируется как серийная машина на ОАО «МЗЛ». В проект заложено, что длинный пруток поддерживается рядом опор и протягивается по оси сквозь шпиндельный узел. Опыт эксплуатации аналогичных станков указывает, что возможно возникновение существенных вибрации. Они снижают точность прутка и качество поверхности. Поэтому важно провести динамический МКЭ-анализ. Нужно предсказать возбуждение резонансов в несущей системе станка и дать корректирующие рекомендации на стадии проектирования машины.

Частотный диапазон исследования и предварительный модальный анализ. Частота вращения шпинделя планируется в диапазоне $n_{\text{шп}} = 80 \div 700 \text{ мин}^{-1}$. Это соответствует частотам $f_{\text{шп}} = 1,3 \div 11,66 \text{ Гц}$. На любой особенности прутка, например, при эксцентриситете припуска, следует ожидать четыре всплеска силы за один оборот шпинделя (при наличии четырех резцов i_p на резцовой головке). Соответственно, вынуждающие силы в районе шпинделя будут возникать на частотах от 5,2 до 46,7 Гц. Округляя, назовем диапазон $f_{\text{раб}}^{\text{тек}} \cong 5 \div 50 \text{ Гц}$ текущим рабочим диапазоном частот.

Станок предназначен для прутков диаметром $\varnothing 72,7 \div 161,2 \text{ мм}$. На минимальном диаметре главный привод обеспечит скорость резания не более $v_{\text{рез}} = 158 \text{ м/мин}$. Это невысокий уровень. В перспективе он должен быть повышен минимум вдвое [2]. Кроме ускорения главного привода, планируется увеличение числа резцов. Несущая система серийного станка должна быть спроектирована на эти перспективы. Поэтому было принято, что следует рассматривать и перспективный рабочий диапазон частот $f_{\text{раб}}^{\text{персп}} \cong 5 \div 150 \text{ Гц}$. В нем верхний уровень частот повышен втрое.

Проблемой для динамики станка может быть огранка прутка. Например, на обработку поступила заготовка с четырехгранным отклонением сечения от окружности. Тогда при числе граней $\rho = 4$ пруток и станок будут возбуждаться гармониками силы резания, действующими в диапазоне частот $f_{\text{раб}}^{\text{гран}} = f_{\text{шп}} \cdot i_p \cdot \rho = 20,8 \div 186,5 \text{ Гц}$.

Если станок будет резонировать в этом диапазоне, то при малой динамической жесткости возможен срыв в регенеративные колебания (regenerative chatter) [3]. Огранка прутка при этом может даже усиливаться.

В ходе МКЭ-моделирования сначала был выполнен модальный анализ (поиск резонансных мод). На его основе проведен гармонический анализ – нагружение станка силами резания, осциллирующими на определенных частотах.

Частотный диапазон для гармонического анализа был выбран в пределах 30 – 300 Гц. Опыт испытаний средне- и крупногабаритных станков указывает [3], что на более низких частотах поведение этих машин является статическим. На более высоких частотах отсутствуют резонансы в масштабах станка (общестаночные резонансы – ОСР).

Предварительный модальный анализ подтвердил, что резонансы бесцентрово-токарного станка и зажатого в нем прутка начинаются с ~60 Гц. На частотах выше 200 Гц все резонансные моды являются или локальными, или многоволновыми. Последний вид резонансов хорошо демпфируется в технологическом оборудовании и слабо влияет на точность лезвийной обработки.

Согласно модальному анализу, у станка есть многочисленные ОСР. По частоте они распределены (выше 60 Гц) плотно и равномерно, через 5 – 10 Гц друг от друга. Например, десятая по счету общестаночная мода выявлена на частоте 134,9 Гц. Задача гармонического анализа – установить, какие именно ОСР опасным образом возбуждаются осцилляцией сил резания. С другой стороны, часть ОСР может оказаться пассивной.

Геометрическая модель станка. Общая компоновка бесцентрово-токарного станка показана на рис.1. Обрабатываемый пруток находится между маркерами 1 и 6. Пруток не вращается. Он протягивается справа налево тянущей кареткой 1 (такое движение прутка всегда предполагается в настоящей работе). Пруток подталкивают передние пары роликов 6 на подающей стойке. На интервале 2 пруток ничем не связан, кроме силы натяжения. Пара задних роликов 3 поддерживает пруток на выходе из шпиндельной бабки 10. Шпиндельный узел охватывает пруток и вращается вокруг него на интервале 3 – 4. Маркер 4 указывает на резцовую головку с четырьмя резцами. Приблизительно маркеры 4 и 3 соответствуют переднему и заднему концам шпинделя.

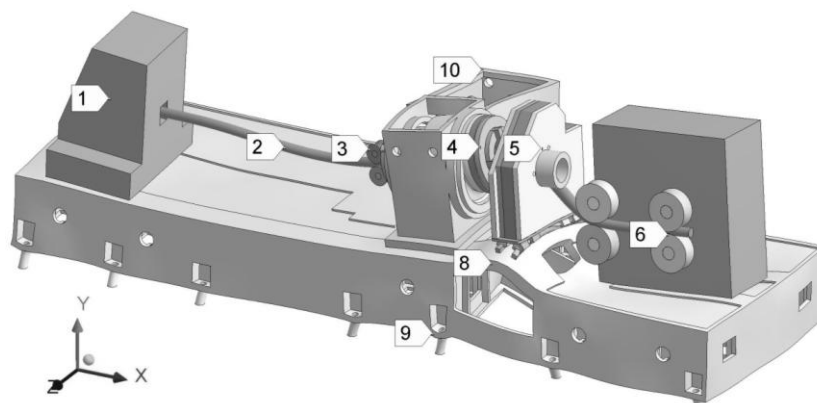


Рис. 1 – Компоновка пруткового бесцентрово-токарного станка (показано возбуждение круговой силой 1000 Н на частоте 126,25 Гц, $\times 60000$)

Между шпиндельной бабкой 10 и подающей стойкой 6 находится отдельно стоящая направляющая коробка 5 с тремя направляющими кулачками. В станине под коробкой находится сквозной проход 8 для удаления стружки. Стружка формируется между 4 и 5. Станина станка опирается на 14 башмаков 9.

В работе принято, что ось X (рис.1) направлена продольно, навстречу движению прутка. Ось Y является вертикальной, а Z ориентирована в поперечном направлении. Участок прутка от 1 до 3 будем называть натяжным, участок 3 – 5 обозначим как шпиндельный. Внутри-шпиндельным участком будем называть пролет прутка примерно от 3 до 4. Вводной участок прутка находится между 5 и 6.

Средства поддержки прутка внутри шпинделя показаны на рис.2, а. Пруток проходит к задним роликам 1 от передних роликов 6. Маркер 4 указывает на четыре резца. Они в реальности вращаются вокруг прутка в резцовой головке. Внутри невидимого здесь шпинделя, примерно под задней опорой находятся четыре задних рычага 2. Соответственно, под передней опорой расположены четыре передних рычага 3. Все рычаги приводятся от одного гидроцилиндра позади шпиндельного узла. Рычаги сходятся к прутку и поддерживают его. Приводящий поворот передается от рычагов 2 к 3 через четыре торсиона.

Направляющей коробке 5 (рис.1) соответствуют кулачки 5 на рис.2, а (показаны два из трех кулачков). Кулачки соединены тягами в общий механизм, центрирующий и поддерживающий пруток.

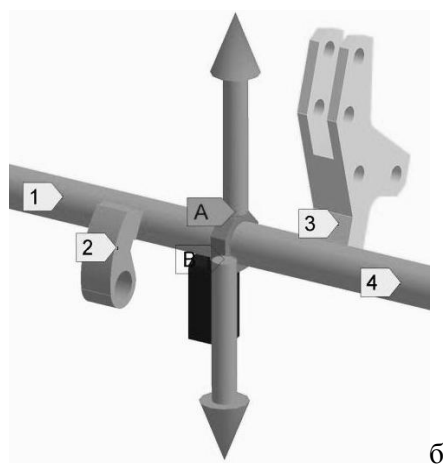
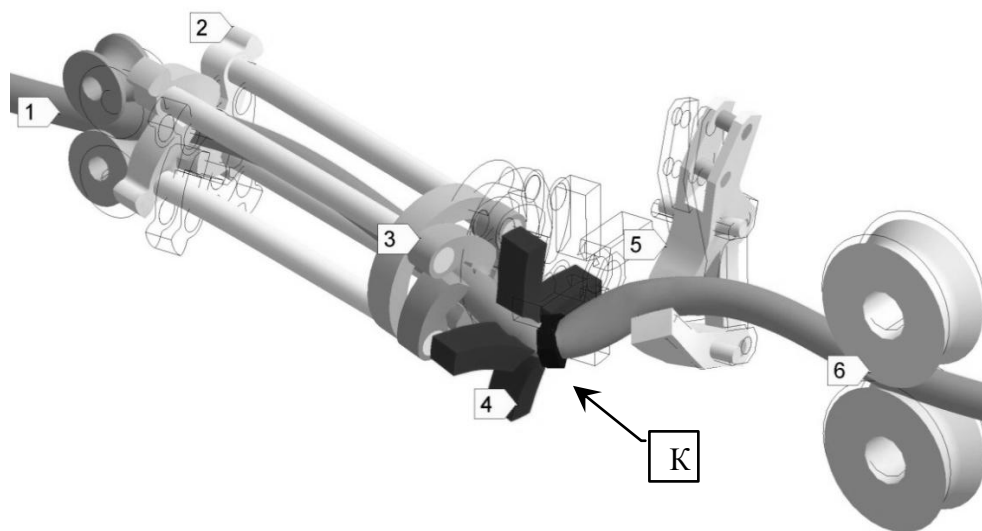


Рис. 2 – Пруток внутри шпиндельного узла (а – показано под действием силой на частоте 271,25 Гц, $\times 40000$) и схема приложения гармонических сил А, В к кольцу прутка и резцу (б)

Итак, протягиваемый пруток последовательно проходит через точки поддержки: «передние ролики 6» – «кулачки 5» – «резцы 4» – «передние рычаги 3» – «задние рычаги 2» – «задние ролики 1». Способность резцов выполнять поддерживающую функцию будет обсуждена ниже. Систему деталей, показанных на рис.2,а, будем называть далее станочным прутковым каналом (СПК).

Моделирование сил резания. В работе рассматривается нагружение только радиальными силами. Прежде всего, это радиальные компоненты сил резания. Именно радиальные силы отвечают за сближение – расхождение прутка и детали и, следовательно, за фактический диаметр точения.

Маркер К на рис.2,а, указывает на кольцо, соединенное с прутком прямо перед резцами. Это модельный объект, через который на пруток передается возбуждающая колебания испытующая сила F_H . Кольцо является образом кольцевой зоны обработки, формирующейся в припуске на прутке перед инструментами.

Модель оппозитного нагружения станка показана на рис.2,б. К кольцу в радиальном направлении прикладывается сила F_H (маркер А). Она передается на пруток 1 – 4 и нагружает, в основном, передние рычаги 2 и кулачки 3. К резцу прикладывается равная по величине и противоположная по направлению сила F_H (маркер В). Она воздействует на резцовую головку и, далее, на весь шпиндельный узел. В масштабе станка обе силы уравниваются. Две равные по величине и противоположные по направлению силы возникают в зоне резания и действуют на инструмент и заготовку соответственно.

В линейном гармоническом МКЭ-анализе каждая испытующая сила должна осциллировать с частотой испытания f_H согласно уравнению $F_H = A_H \cdot \sin 2\pi \cdot f_H$. Здесь A_H - амплитуда испытующей силы, принятая в работе равной 1000 Н. Величина силы при линейном анализе не принципиальна и не влияет на характерные частоты.

Приложение пары противоположных сил по рис.2, а к резцу и прутку будем называть дали оппозитным испытанием. Силы прикладывались как по вертикали, так и по горизонтали. Они будут обозначаться далее символами $F_{II}^{II'E}$ и $F_{II}^{III'G}$ соответственно.

Силы в оппозитном испытании моделируют особенность на прутке, например, искажение профиля, вытянутое вдоль оси прутка. Направление сил относительно прутка и станка неизменно.

Другим вариантом гармонического нагружения станка является круговая сила F_{II}^{KP} . Она может быть вызвана дисбалансом, неточной установкой резца во вращающейся резцовой головке. Сила F_{II}^{KP} всегда радиальна и лежит в плоскости YZ. Средствами МКЭ она поворачивается относительно станка вокруг оси прутка с частотой испытания f_{II} . При круговом испытании прутки и резцы соединяют друг с другом с помощью контактных конечно-элементных пар (статус “bonded”). Сила F_{II}^{KP} передается и на прутки, и на резцовую головку. О и уравнивается в итоге за счет сил инерции и реакций на опорах станка.

Обратим внимание, что в оппозитном испытании в настоящей работе резцы и прутки не связаны друг с другом (контактные пары умышленно отключены). Таким путем в оппозитном и круговом испытаниях заодно смоделированы два крайних подхода к зоне резания. Дело в том, что вопрос о способности резца поддерживать обрабатываемую им же деталь (через зону резания) является открытым и малоизученным [4]. Возможно, степень поддержки определяется площадкой износа по задней поверхности инструмента и геометрией переходных режущих кромок

Применяемые материалы и параметры модели. Несущая система станка состоит из корпусных литых деталей. Литьё выполнено из серого чугуна с модулем упругости $E=130\text{ГПа}$ и коэффициентом Пуассона $\mu=0,28$. Коэффициент демпфирования чугуна принят равным 2%.

Массы станины, шпиндельной бабки в сборе и направляющей коробки составили соответственно 8375, 2665 и 879 кг. Вес передней стойки был принят равным 2810 кг. Тянущая каретка имеет массу 2440 кг.

Сталь с модулем упругости $E=200\text{ГПа}$ и коэффициентом Пуассона $\mu=0,3$ применялась для шпинделя, прутка, рычагов, кулачков и других деталей в сборках. Был использован также ряд модельных материалов. У них регулировался модуль упругости. Таким путем настраивалась жесткость подшипников, направляющих, башмаков и т.д.

Диаметр прутка для моделирования был принят минимальным – $\varnothing 72,7$ мм. Такой прутки наиболее податлив.

Общая картина гармонического нагружения. Круговая сила. Принято, что базовым расчетным случаем РС1 является нагружение станка круговой силой при полном сцеплении всех деталей друг с другом. Например, кулачки и рычаги не могут проскальзывать относительно прутка. Кроме того, их приводы полностью заблокированы во всех сопряжениях. Дело в том, что 3D-модель станка является сборкой из многих деталей. В МКЭ-пакете между деталями создаются контактные конечно-элементные пары. Для случая РС1 все контактные пары модели приведены в заблокированное состояние (“bonded”). Так обеспечивается максимальная жесткость несущей системы.

Случаю РС1 соответствуют деформации на рис.1 и 2. Картины дополняют резонансные возбуждения на разных частотах (рис.3 а – в). Рисунок связывает амплитудно-частотная характеристика (АЧХ), представленная на рис.4. В работе для всех АЧХ испытующая частота варьировалась с шагом 2,5 Гц в интервале 30 – 300 Гц.

Характер колебательного деформирования станка сильно различается на разных частотах. Например, на рис.3,а представлено возбуждение одной из резонансных мод (пик 1 на АЧХ - рис.4) на сравнительно низкой частоте $F_{II1}^{KP}=61,25$ Гц. Колебательное движение идет, в основном, по горизонтали. Сильно раскачивается на опорах станина, особенно возле угла 4. Угол 3 почти неподвижен. Прутки в натяжном интервале 1 колеблется в противофазе со станиной. Резцы 5 малоподвижны относительно шпиндельного узла. Кулачки 6 и передние ролики 2 раскачиваются в коробке и стойке (не показаны) относительно станины в поперечной плоскости. Следы раскачки являются выпуклость 7 и вогнутость 8 на верхней стороне станины.

Рис.3, б относится к более высоким частотам и соответствует резонансному пику 2 на рис.4. Станина оказывается слишком инерционной для колебаний на частоте $F_{II2}^{KP}=103,75$ Гц. Амплитуда

горизонтального перемещения станины составила на рис.3, б только 1,92 мкм. Наиболее сильно раскачиваются направляющая коробка (6,47 мкм) и шпиндельная бабка (4,64 мкм). В противофазе им колеблются передняя стойка (-6,90 мкм) и натяжная каретка (-4,77 мкм). В раскачивании коробки присутствует существенная вертикальная компонента. Видно, как под коробкой прогибается потолок стружечного канала. Его следует усилить.

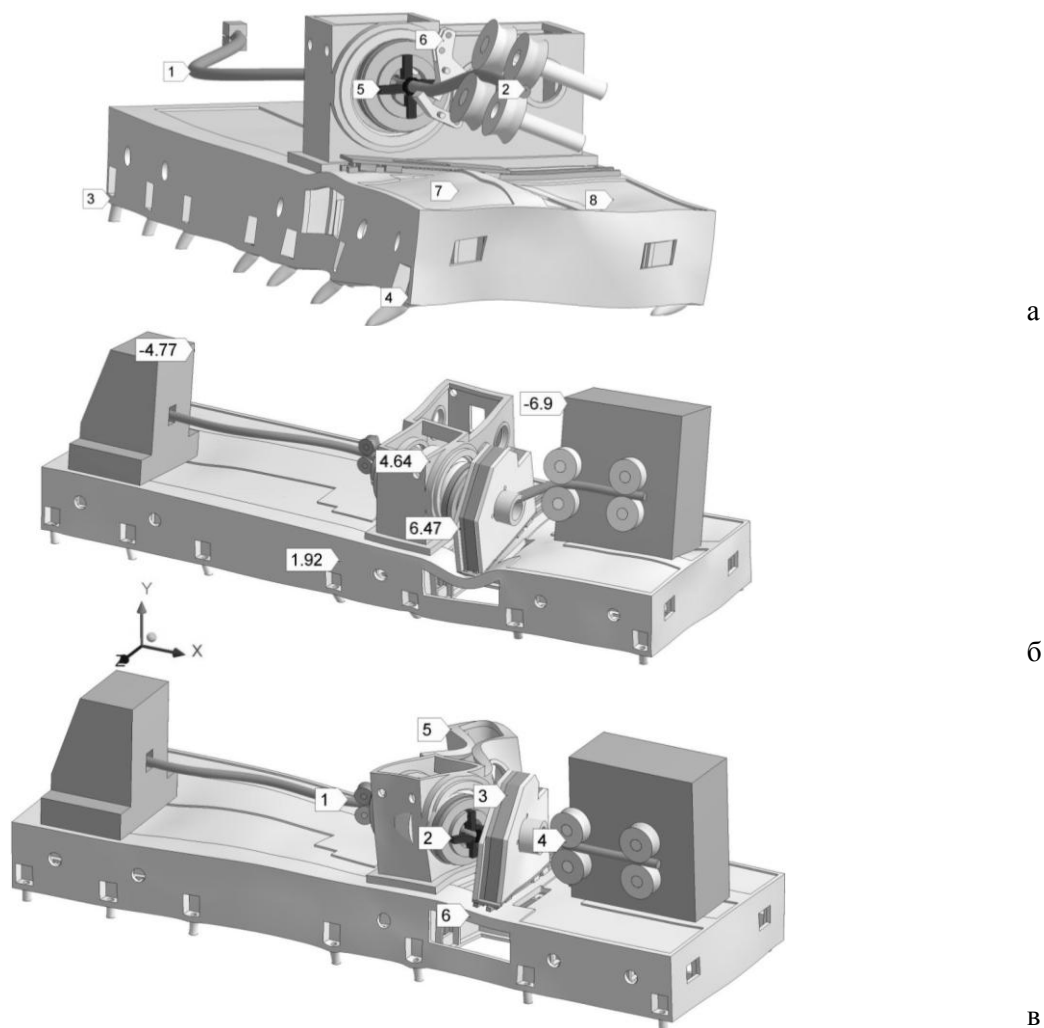


Рис. 3 – Гармонические колебания станка при возбуждении круговой силой (РС1) на частотах 61,25 Гц (а; $\times 33000$), 103,75 Гц (б; $\times 33000$); маркеры – горизонтальные амплитуды в мкм) и 271,25 Гц (в; $\times 75000$)

Резонансные колебания на пике 3 (рис.4) соответствуют деформационной картине на рис.1 ($f_{H3}^{кр} = 126,25$ Гц).

Рис.3,в не связан с выраженным резонансным пиком. Он показывает картину деформационных перемещений на верхнем конце частотного диапазона (маркер 4 на рис.4) для $f_{H4}^{кр} = 271,25$ Гц. Видно, что общие движения станины, тянущей каретки и подающей стойки прекратились. Эти объекты являются инерционными для колебаний на таких частотах. Можно сказать, что область общестаночных резонансов пройдена. С точки зрения станка в целом испытание на частоте $f_{H4}^{кр} = 271,25$ Гц является зарезонансным.

Согласно АЧХ на рис.4 общестаночные резонансы (ОСР) лежат в диапазоне 50 – 160 Гц и характеризуются относительно большими амплитудами перемещений – до 9 мкм. На более низких частотах станок ведет себя примерно статически (назовем эту область СТ-диапазоном). Амплитуды перемещений здесь стабильны и невысоки (до 2 мкм). Правее ОСР-диапазона амплитуды тоже невелики, но очень нестабильны в зависимости от частоты. Это зарезонансный (ЗР) диапазон частот.

На АЧХ кривая поперечных перемещений Z подобна вертикальной кривой Y , но сдвинута левее, в сторону низких частот. Это связано с локальной причиной – низкой поперечной жесткостью башмаков станка. Если оптимизировать конструкцию башмака и повысить поперечную жесткость, то кривые Y и Z можно будет совместить в узком ОСР-диапазоне: от ~ 75 до ~ 150 Гц. Узкие диапазоны резонансов легче обходить в практике металлообработки.

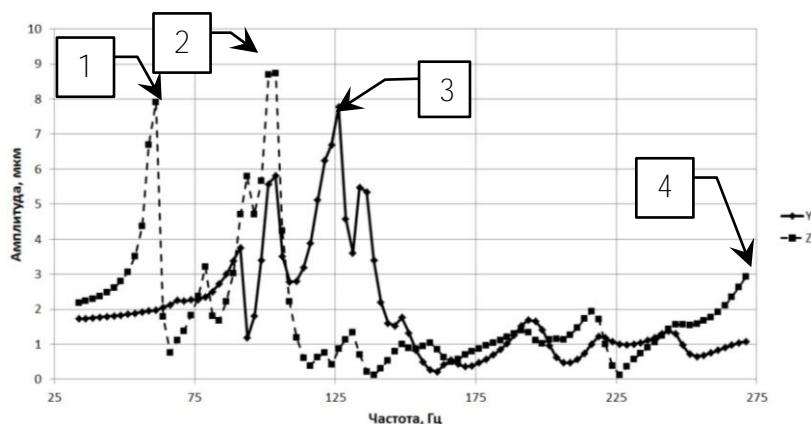


Рис. 4 – АЧХ колебаний станка при возбуждении круговой силой (PC1): кривые Y и Z - вертикальные и поперечные перемещения кольца на прутке

Возвращаясь к рис.3, в, отметим, что для него характерны многоволновые и локальные резонансы. Например, пруток на натяжном интервале (левее 1) насчитывает три пучности. Стойка и ролики 4 почти неподвижны. В шпиндельной бабке наблюдается сразу два резонансных движения. Во-первых, локально вибрируют станки приводного отсека 5. Во-вторых, в горизонтальной плоскости раскачивается резцовая головка 2. Согласованно покручивается направляющая коробка 3. Потолок 6 стружечного канала почти не реагирует на вибрацию коробки (в отличие от рис.3. б).

Варьирование расчетных случаев при оппозитном нагружении.

Все расчетные случаи сформированы прямо или косвенно на базе описанного выше случая PC1. Вносимые вариации отмечены в табл.1.

Таблица 1. Расчетные случаи состояния станка для гармонического анализа

Расчетный случай	Создан на базе	Особенности расчетного случая (в накопительном порядке)
PC1	-	Во всех сопряжениях детали жестко сцеплены друг с другом
PC2	PC1	Отсутствуют передние рычаги
PC3	PC1	Отсутствуют кулачки
PC4	PC1	Разрешено покачивание передних рычагов на торсионах
PC5	PC4	Жесткость торсионов снижена в 8 раз
PC6	PC4	Введено свободное скольжение рычагов по прутку
PC7	PC6	Добавлено свободное скольжение кулачков по прутку
PC8	PC7	Вдвое понижена жесткость кулачков

Случаи PC2 и PC3 можно назвать экстремальными. Так, для PC2 исключена поддержка прутка передними рычагами. Получается, что длинный участок прутка от кулачков до задних рычагов не поддерживается ничем, кроме резцов. Случай PC3 сформирован из PC1 путем исключения поддержки прутка кулачками. Тогда, кроме резцов, ничто не поддерживает пруток от подающих роликов до передних рычагов.

В случае PC4 разрешено покачивание передних рычагов с закручиванием соответствующих торсионов. Это сделано разблокированием контактов на передних подшипниковых втулках торсионов. Вариант PC5 построен на базе PC4 путем снижения в 8 раз модуля упругости торсионов. Сравнение результатов по PC4 и по PC5 должно показать важность жесткости торсионов.

Случай РС6 построен на базе РС4 путем придания передним и задним рычагам способности свободно скользить по прутку. Скольжение разрешено как в осевом, так и в тангенциальном направлениях. Случай РС6 соответствует на практике гладкому, хорошо смазанному сопряжению рычагов и прутка. Предполагается малая сила прижима и, соответственно, низкая сила трения. В варианте РС7 по сравнению с РС6 добавлена возможность свободного проскальзывания прутка на кулачках. По сравнению с РС7, в случае РС8 вдвое понижена жесткость кулачков. Это сделано для приблизительной оценки влияния жесткости кулачкового механизма на динамику станка.

Анализ АЧХ станка. В представленных ниже АЧХ (*оппозитное испытание*) входом является вертикальная гармоническая сила, действующая на кольцо прутка. Равная по величине и противоположная по направлению сила приложена к нижнему резцу резцовой головки. Выходом является амплитуда вертикального перемещения (отражена на ординате). Для рис.5, 7 это амплитуда прутка в районе кольца, для рис.8 – амплитуда нижнего резца.

Большая амплитуда перемещения на данной частоте указывает на высокую динамическую податливость и, соответственно, на малую динамическую жесткость (именно на рассматриваемой частоте).

Рис.5 построен для отражения крайних ситуаций. Кривая для РС1 соответствует максимальной жесткости несущей системы, так как все детали существуют и схвачены друг с другом. Кривая РС2 описывает последствия отключения передних рычагов. Кривая РС3 показывает ситуацию в отсутствие контакта прутка с кулачками из направляющей коробки.

При *оппозитном испытании* ОСР-диапазон занимает одно и то же место на частотной оси (абсциссе) для всех трех кривых. Внутри его с разной четкостью просматривается шесть пиков. Эти общестаночные резонансы лежат примерно между 75 и 175 Гц и отмечены вертикальными стрелками при маркерах 1 и 2 (рис.5). Для РС1, РС2, РС3 отличаются лишь амплитуды колебаний. Левее маркера 1 находится статический СТ-диапазон. Правее маркера 2 лежит зарезонансный ЗР-диапазон.

Сравнение РС1 и РС2 показывает роль передних рычагов. В их отсутствие (РС2) статическая жесткость прутка падает в 5 раз. Динамическая жесткость прутка убывает больше, чем на порядок. Кроме того, ЗР-диапазон для РС2 оказывается возмущенным локальным резонансным пиком 3 на частоте $f_{ИЗ}^{ПВ} = 256,25$ Гц. Резонанс на этом пике заключается (рис.6) в поперечных изгибных колебаниях прутка 1-8 на шпиндельном участке. Пучность 4 находится в середине длины шпинделя. Узлами колебания являются задние рычаги 2 слева и кулачки 7 справа. Передние рычаги отсутствуют (или плохо прижаты к прутку). Поэтому правые концы торсионов 3 оказываются холостыми. В сущности, на рис.6 изображен классический главный резонанс двухопорной балки с защемленными концами.

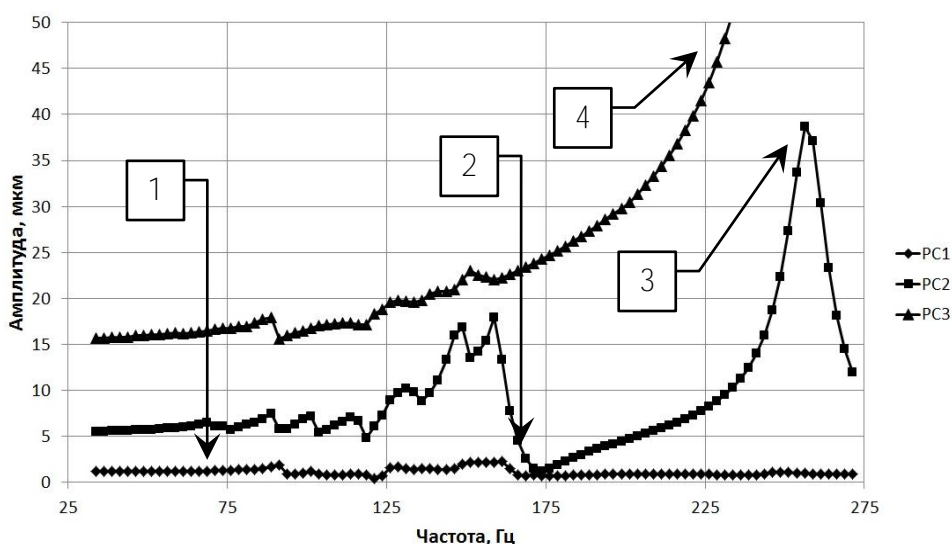


Рис. 5 – АЧХ прутка (вертикальная сила - вертикальное перемещение) для предельных случаев РС1, РС2 и РС3

На рис.6 видно, что резец 5 и кольцо 6 разъединены друг с другом. Это эффект, усиленный масштабированием перемещений. Консервативно считается, что связь резца и прутка через зону резания является слабой. Поэтому объекты 5 и 6 в ходе виртуальных испытаний могут сходиться – расходиться друг с другом.

Возвращаясь к рис.5 видим, что исключение кулачков (PC3) сильнее всего подрывает динамическую жесткость прутка. Следовательно, кулачковый механизм должен быть жестким и надежно захватывающим пруток. Характерной чертой АЧХ для PC3 являются слабая выраженность ОСР-диапазона (по сравнению с PC2). Вероятно, его подавляет главная особенность PC3: монотонный подъем кривой к резонансному пику 4 (лежит на краю частотной шкалы рисунка). На частоте этого резонанса ($f_{н4}^{ПВ} = 271,25$ Гц) пруток раскачивается на свободном участке между передними рычагами и подающими роликами. По размаху и форме колебаний ситуация аналогична рис.6. Однако здесь кольцо оказывается гораздо ближе к пучности (середине свободного участка). Поэтому амплитуда перемещений кольца больше и PC3 лежит намного выше PC2.

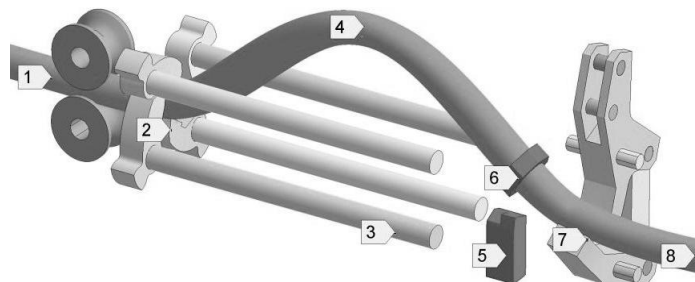
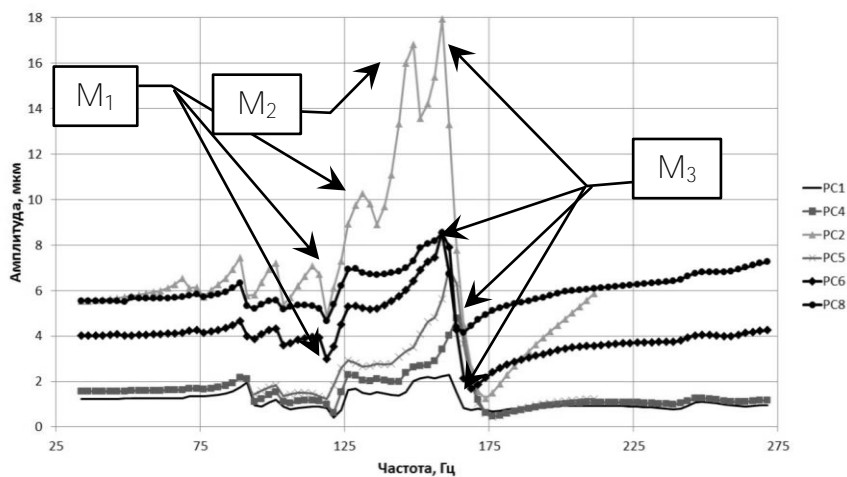
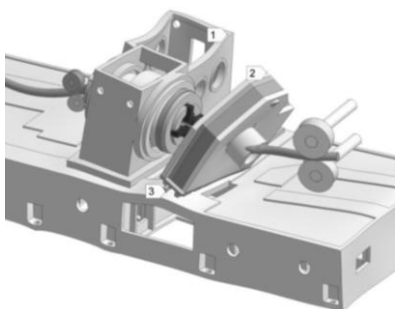


Рис. 6 – Картина локального межопорного резонанса прутка в отсутствие передних рычагов (PC2, пик 3 на рис.5)

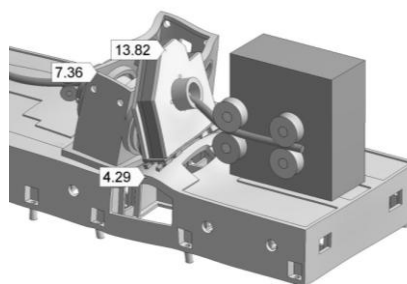
Кривые PC2 и PC3 являются крайними вариациями в состоянии станка. Менее экстремальные вариации отражены на рис.7. Они попадают в интервал между PC1 и PC2. Все расчетные случаи без исключения имеют ОСР-диапазон. Он находится между 75 и 175 Гц и включает 6-7 пиков. Самый активный поддиапазон лежит на участке 125 – 160 Гц. На его краях просматривается резонансная мода M_1 и пара мод M_2 и M_3 . Все моды связаны с колебаниями направляющей коробки. На рис.7,б видно (мода M_1 , кривая PC2, 131,25 Гц), что относительно шпиндельной бабки 1 коробка 2 раскачивается в продольном направлении. Это позволяют ей относительно податливые и сближенные рельсы 3.



а



б



в

Рис. 7 – АЧХ прутка (вертикальная сила – вертикальное перемещение) при вариации условий удержания (а) и картины резонансов на пиках M_1 (б) и M_3 (в; амплитуды в мкм)

Моды M_2 и M_3 являются комбинациями из продольных наклонов и вертикальных «прыжков» коробки (вертикальная амплитуда 13,82 мкм для M_3 на рис.7, в). Это допускается, в частности, прогибающимся потолком стружечного канала (амплитуда 4,29 мкм). Движение бабки и коробки во всех трех модах является противофазным.

Расчетные варианты РС1, РС4 и РС5 практически не отличаются друг от друга по статической жесткости и по жесткости в зарезонансном диапазоне. В резонансном ОСР-диапазоне варианты РС4 и РС5 показывают большие амплитуды в основном для моды В («прыжки коробки»). Следовательно, сдерживать вибрации станка можно, улучшая фиксацию коробки. Например, рационально создать верхний силовой пояс (над станиной), связывающий шпиндельную бабку, коробку и подающую стойку друг с другом.

Важным для пруткового токарного автомата является вопрос о трении прутка на опорах. Переход от полного сцепления (РС1 – РС5) к легкому скольжению (РС6 – РС8) резко снижает как статическую, так и динамическую жесткость прутка. Для РС6 статическая жесткость возрастает 2,59 раза над уровнем РС4. В динамике уровень РС4 превышает более, чем в 1,79 раза. Итак, малое трение на прутке ведет к его большему провисанию на опорах. Амплитуды колебаний из-за этого приблизительно удваиваются.

Снижение вдвое жесткости кулачкового механизма (РС8 в сравнении с РС6) увеличивает статическую податливость прутка на 34%. Однако пиковые амплитуды колебаний в ОСР-диапазоне не поднимаются. Следовательно, за динамическую раскочку станка отвечает корпус коробки, а не находящийся внутри кулачковый механизм.

Группа АЧХ на рис.8 описывает колебания резцовой головки. На головку действует сила В (рис.2,б), оппозитная прутковой силе А, ответственной за предыдущие АЧХ на рис.7, а. Различие между кривыми на рис.8 невелико. Это показывает стабильность резцовой головки и шпиндельного узла к изменениям условий удержания прутка. Проявляется виброустойчивость базовой несущей цепочки станка: «резцовая головка – шпиндельный узел – шпиндельная бабка – станина – башмаки».

Исключение передних рычагов (РС2) поднимает амплитуду главного пика ОСР-диапазона только в 1,68 раза (по сравнению с РС1). Разблокирование передних рычагов на повороты (РС4) и резкое снижение жесткости торсионов (РС5) дают подъем амплитуды только на 19% и 9% соответственно. Общестаночные резонансы наблюдаются, как и ранее, в диапазоне 75-175 Гц. Наиболее выражена мода M_3 , варьирующая свою частоту в пределах 145 – 175 Гц в зависимости от расчетного случая (маркер С на рис.8). При повышении частоты сразу за этой модой ОСР-диапазон заканчивается и наблюдается антирезонанс – резкое падение АЧХ (маркер D). Здесь рационально производить обработку прутка, так как динамическая жесткость шпинделя возрастает. Только на данных частотах она превышает статическую жесткость в 4,42 раза.

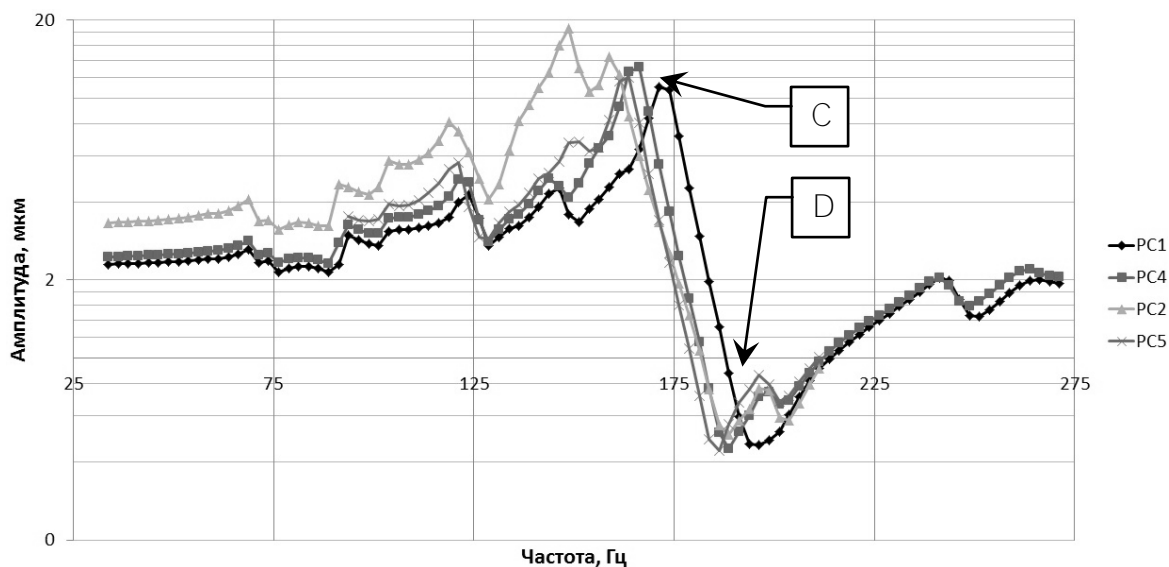


Рис. 8 – АЧХ резцовой головки на шпинделе (вертикальная сила – вертикальное перемещение резца; в логарифмическом масштабе по ординате)

Выводы.

Общая оценка динамики несущей системы станка.

1. Диапазон общестаночных резонансов (ОСР-диапазон) стабилен и лежит между 60 и 175 Гц. Нет большого различия, возбуждаются ли резонансы круговой силой или парой оппозитных сил. Степень связи резцовой головки и прутка через зоны резания весьма умеренно влияет на динамику ОСР-диапазона.

2. Текущий рабочий диапазон частот ($5 \div 50$ Гц) лежит ниже ОСР-диапазона, в статической области. Базовая стабильность точения обеспечивается. Однако, запас по частоте является небольшим. Перспективный рабочий диапазон ($5 \div 150$ Гц) опасным образом будет накладываться на ОСР-диапазон. Поэтому станок нуждается в увеличении динамической жесткости.

3. Станок динамически наиболее податлив в поперечном направлении. Нужны увеличение крутильной жесткости станины и поперечной жесткости башмаков.

4. Направляющая коробка с кулачками является самым возбудимым объектом на станке. Она стоит отдельно и вибрирует в разных направлениях практически на всех резонансах. Коробка нуждается в дополнительной поддержке.

5. Пруток может иметь изначально или приобрести в ходе колебаний овальный или граненый профиль (регенеративные автоколебания). Тогда частота осцилляции сил резания кратным образом возрастает и попадает в ОСР-диапазон или выше него.

6. Точение с гармониками сил резания в резонансной ОСР-области ведет к усилению регенеративных автоколебаний и потере точности прутка и долговечности инструментов и станка.

7. Обработка с гармониками сил выше ОСР-диапазона допустима. В зарезонансном диапазоне до 300 Гц нет опасных резонансов (при корректной работе опор прутка).

8. Динамика станка сильно зависит от трения и вибрационного проскальзывания между прутком и удерживающими его рычагами кулачками, роликами. Важна фрикционная стабильность удержания прутка.

Конструктивные изменения, сделанные по результатам МКЭ-анализа на стадии проектирования.

1. Уточнена конструкция направляющей коробки, кулачки расположены вокруг прутка с переменным угловым шагом $120^\circ \pm 1^\circ$.

2. Четыре пары передних и задних рычагов внутри шпинделя также расположены вокруг прутка с переменным угловым шагом $90^\circ \pm 0,5^\circ$

3. Повышены требования к точности кулачкового механизма и уменьшены допустимые зазоры в сопряжениях.

4. Под кулачковой коробкой для более жесткого базирования установлены направляющие качения большего типоразмера. Расстояние между рельсами увеличено до конструктивного предела.

5. В отливке станины усилен ребрами потолок стружечного канала.

6. Усилена конструкция башмаков станка. Предусмотрена подливка бетона между фундаментом и станиной после завершения регулировок станка.

Для следующих экземпляров серийного станка планируется проработать и внести дополнительные проектные решения:

1. Сконструировать верхний силовой пояс, объединяющий на время обработки направляющую коробку и шпиндельную бабку.

2. Усилить станину станка, придав ей большую крутильную жесткость. Поднять жесткость верхней стороны станины, особенно под корпусными деталями.

3. Доработать совместно с изготовителем конструкцию резцовой головки на предмет введения переменного углового шага резцов. Ввести в головке направляющие элементы для прутка.

4. Ввести средствами УЧПУ плавное изменение («плавание») частоты вращения шпинделя и подачи прутка возле расчетных величин. Это противодействует регенерации и накоплению погрешностей точения и срыву в автоколебания.

5. Улучшить демпфирование корпусных деталей и ввести оптимальное заполнение полостей станины полимербетоном.

6. В конструкции башмаков станка перейти с винтовой схемы на жесткую клиновую схему.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
2. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – С. 35–37.
3. L.N.Lopez de Lacalle, A.Lamikiz. Machine tools for high-performing machining. – Springer, 2009, 442 p.
Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С., Якимович А.М., Ковалева И.Л., Ратько Е.Ф., Трусковский А.С.

МКЭ-АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ФРЕЗЕРОВАНИЯ КРОМОК ТРУБ МАГИСТРАЛЬНЫХ

ТРУБОПРОВОДОВ

Белорусский национальный технический университет, ОАО «МЗОР»

Минск, Беларусь

С помощью МКЭ проведен модальный и гармонический анализ системы «труба – приспособление» при фрезеровании кромок. Выявлены многочисленные резонансы, построены АЧХ. Обнаружено четыре частотных диапазона, начиная с первого, статического. Общеподельные резонансы расположены во втором диапазоне, а многоволновые резонансы – в четвертом. Установлена малая виброактивность кромок в третьем, межрезонансном диапазоне частот. Здесь следует осуществлять фрезерование кромок в режиме ВСО. Даны технологические и конструктивные рекомендации.

Качественная сварка на магистральных нефте- и газопроводах предполагает точную разделку кромок соединяемых труб. Особенно ответственной является разделка кромок на отводах – изогнутых коротких трубах большого диаметра. Они устанавливаются в самых важных местах – на ветвлениях перекачиваемых потоков возле регулирующей арматуры.

Данная работа связана с разделкой кромок отводов фрезерованием. Инструментом может быть стандартная фасочная фреза. Она преобразует внешнюю и внутреннюю кромки на каждом торце в фаски с прямолинейными образующими. Но для повышения качества сварного шва перспективна фасонная (криволинейная) разделка кромок. Тогда требуется концевая фасонная фреза с оптимизированной геометрией [1].

Основой исследования является конкретная ситуация в серийном производстве отводов и свариваемых из них трубопроводных двойников и тройников. Обработка ведется на крупногабаритном горизонтальном фрезерно-сверлильно-расточном станке МСП6401 марки «МЗОР» [2]. По условиям заказчика фреза устанавливается в шпиндельной головке на консольно выдвигаемом ползуне.

Нами уже проводились работы по моделированию этого станка методом конечных элементов (МКЭ) [3]. Получилось, что приведенная статическая жесткость на конце фрезы невелика. При полностью выдвинутом ползуне она составляет [4]. Тем не менее этого уровня достаточно для качественной обработки жесткой детали точным инструментом практически в любом режиме. Современный подход [5] требует, чтобы жесткость инструмента на режущей кромке была не менее. Итак, общий норматив по жесткости выполняется.

Проблема заключается в податливости обрабатываемой трубы (отвода) и удерживающего его приспособления (рис.1). Показанная система «труба – приспособление» является для заказчика традиционным техническим решением и применена на ряде рабочих мест на станках разных изготовителей. Систему монтируют на вращающемся горизонтальном столе. Стол станка разворачивает по очереди торцы трубы навстречу фрезе.

Система «труба – приспособление» является жесткой статически, но очень возбудимой в динамике. Фрезерование всегда сопровождается исключительным шумом и вибрациями вплоть до потери точности обработки. Требуются динамический анализ системы и рекомендации по её «успокоению».