

3. Lopez de Lacalle, L.N. Machine Tools for High Performance Machining // L.N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. – Springer. – 2009. – 442 p.
4. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
5. Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша, С.С. Довнар, А.С. Трусковский, Туми Эль-Мабрук Абужадар Али // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О.Сухого. – 2011. – №3(46). – С.15–28.
6. Повышение жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В.И. Туромша, С.С. Довнар, А.С.Трусковский, Туми Эль-Мабрук Абужадар Али. // Вестник Полоцкого государственного университета. В. Промышленность. Прикладные науки. №11, 2011, с.104-112.
7. Модальный анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша, Туми Эль-Мабрук Абужадар Али, И.Л. Ковалева, С.С. Довнар, И.И. Шумский // Вестник Полоцкого государственного университета. В. Промышленность. Прикладные науки. 2013. - №3. С. 38 - 48.
8. Гармонический анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ / С. С. Довнар, А.М. Якимович, И.Л. Ковалева, И.И. Шумский. // Вестник ПГУ. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2014. - №11. С. 25 - 36 .
9. Модальный анализ несущей системы тяжелого горизонтального многоцелевого станка с помощью МКЭ / Ю.В. Василевич, С.С. Довнар, И.И. Шумский // Наука и техника. 2014. - № 4 . С.14 - 24.
10. МКЭ-анализ гармонического возбуждения горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричной стойкой / Ю.В. Василевич, С.С. Довнар, А.С. Трусковский // Машиностроение. 2014. - № 28 . С.112 - 120.
11. Моделирование и анализ динамики несущей системы фрезерно-сверлильно-расточного станка с моностойкой / Ю.В. Василевич, С.С. Довнар, А.С. Трусковский, И.И. Шумский // Наука и техника. 2015. - № 3 . С. 9 - 19.
12. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
13. www.redex-andantex.com
14. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – с. 35–37.

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С., Якимович А.М., Ковалёва И.Л., Трусковский А.С.

**МКЭ-АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ОБРАБОТКИ ТОНКОСТЕННЫХ КРУПНОГАБАРИТНЫХ
КОМПОЗИТНЫХ ТРУБ НА МНОГОЦЕЛЕВОМ СТАНКЕ**

Белорусский национальный технический университет,

ОАО «МЗОР» - Управляющая компания холдинга «Белстанкоинструмент»

Минск, Беларусь

С помощью МКЭ проведен статический, модальный и гармонический анализ поведения тонкостенной габаритной трубы из композиционного материала. Труба обрабатывается резанием и склонна к резонансному возбуждению. Установлено, что и в статике, и в динамике ведущим деформационным движением является прогиб стенки под инструментом. Выявлен диапазон мощных комплексных резонансов на частотах между 25 и 40 Гц. Описано поведение систем пучностей на поверхности трубы. Они создают плотно расположенные резонансные пики. В некоторых межпиковых провалах, тем не менее, возможна эффективная обработка. Системы пучностей становятся многоволновыми и хорошо демпфируются на частотах выше 100 Гц. Рекомендовано обрабатывать вращающуюся трубу или точением на низких частотах (<20 Гц) или фрезерованием на высоких частотах (>80 Гц) согласно концепции высокоскоростной обработки (ВСО).

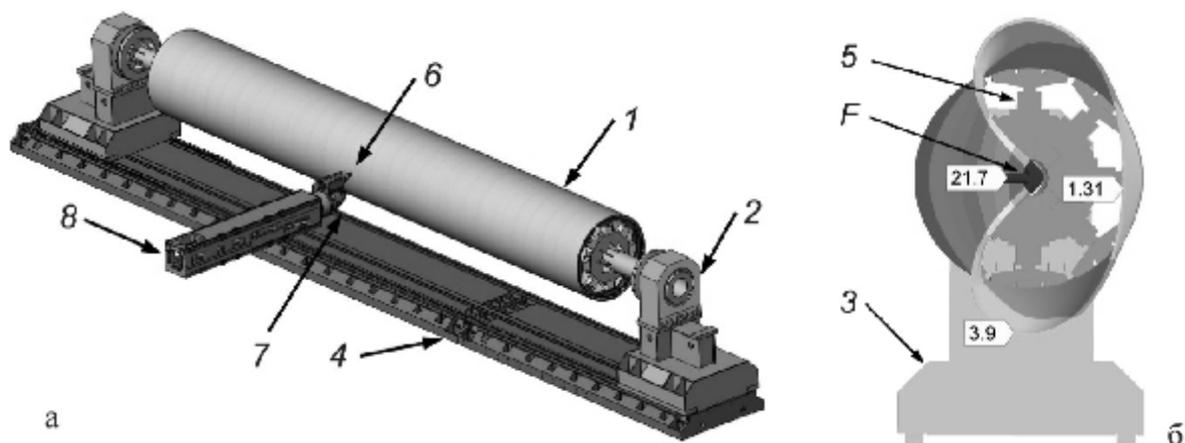
Предмет исследования. Работа связана с созданием специализированного крупногабаритного станочного комплекса для наружной обработки труб из композиционных материалов. Комплекс разрабатывался на базе серийного станка МСП6401 ОАО «МЗОР». Станок относится к типу «Подвижная стойка» (“Travelling column”) и уже изучен в серии

натурных и виртуальных экспериментов [1-3]. Вопрос данного исследования заключается в поведении трубы в ходе обработки резанием. Трубу большого размера ($\varnothing 1 - 2$ м, длиной до 10 м) получают непрерывной намоткой, например, стеклопластиковой ткани с пропиткой и последующей полимеризацией. Отвержденная труба нуждается в точной наружной обработке на постоянный диаметр для дальнейшей сборки. Это возможно с помощью точения или фрезерования.

Проблемой является податливость трубы. Большие габариты и тонкость стенки создают опасность низкочастотных резонансов. Теряется точность резания, возможно повреждение изделия и инструмента [4]. Обработка на жесткой оправке крайне нежелательна ввиду больших размеров и многочисленной номенклатуры композиционных труб.

Предсказать динамику поведения трубы нужно было заранее, до создания станочного комплекса, чтобы принять рациональные проектные решения. Были проведены виртуальные испытания трубы и окружающей её несущей системы. Это сделано с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [5]. Моделирование включало предварительный статический анализ, модальный анализ (поиск форм и частот резонансных колебаний) и гармонический анализ (виртуальное нагружение системы силой резания, осциллирующей на разных частотах, с учетом демпфирования).

Геометрическая модель. Из гаммы труб, подлежащих обработке, для моделирования было выбрано наименее жесткое изделие (по соотношению длины и диаметра). На схеме (рис.1.) труба 1 $\varnothing 1300$ мм, длиной $l=9600$ мм и толщиной стенки $t=20$ мм удерживается по торцам бабками 2. Бабки могут продольно перемещаться на салазках 3 по станине 4. Бабки синхронно приводят трубу во вращение вокруг её оси. Для этого служат планшайбы 5 на оправках, захватывающие трубу по фланцам изнутри. Инструментом 6 могут быть резец или концевая фреза, находящаяся в шпиндельной головке 7 на ползуне 8. Ползун выдвигается радиально к трубе и удерживается подвижной стойкой станка. Стойка обеспечивает ползуну вертикальное и продольное движения.



а – изометрия; б – вид с торца при статическом нагружении силой на инструменте ($\times 36000$)

Рис. 1. – Обработка трубы

Конечноэлементная модель и параметры материалов.

МКЭ-модель построена из 88 тысяч конечных элементов. Для большинства деталей использовались тетраэдрические квадратичные элементы. Труба смоделирована более точными гексаэдрическими элементами. Они расположены в один слой с шагами по окружности и вдоль оси, равными двум толщинам трубы.

Ползун моделируется упрощенно как оболочка. Он имеет сечение 450×450 мм при толщине стенки (чугун) 40 мм. Отображается та часть ползуна, которая выступает из стойки. Стойка полагается достаточно жесткой и не моделируется. Ползун, головка и инструмент рассматриваются как сцепленные друг с другом объекты. Внутренние детали, например, подшипниковые узлы и главный привод, не были включены в МКЭ-модель.

Все материалы в модели приняты изотропными и линейно упругими. Для стальных и чугуновых деталей модули упругости взяты равными $E_{ст} = 200 \text{ ГПа}$ и $E_{ч} = 130 \text{ ГПа}$ соответственно. Коэффициенты Пуассона приняты равными и $\mu_{ч} = 0,28$.

Моделировалась именно стеклопластиковая труба. Намотка её предусмотрена (при толщине стенки 20 мм) многими слоями под разными углами. Поэтому, по данным заказчика комплекса, анизотропия трубы в изгибной деформации выражена слабо. Изотропный модуль упругости для стеклопластика принят равным $E_{СП} = 30 \text{ ГПа}$ (коэффициент Пуассона). Это почти на порядок меньше, чем, если бы труба была стальной. Удельная плотность стеклопластика принята для динамических расчетов $\rho_{сп} = 1800 \text{ кг/м}^3$.

Граничные и контактные условия. В настоящей работе салазки под бабками зафиксированы потому, что станина станка является достаточно жесткой. Планшайбы неподвижно соединены с бабками. Соответственно, вращение трубы не учитывается. Крепление трубы в планшайбах и бабках обладает определенной податливостью. Его далее будем называть упругой подвеской. Средствами МКЭ смоделировано также жесткое закрепление трубы по фланцам к абстрактным опорам.

Рассмотрено несколько вариантов закрепления ползуна. В модальном анализе он или жестко закрепляется за дальний торец (вариант фиксации ВФ, или имеет только радиальную подвижность (ВФ). В последнем случае к ползуну добавляют сосредоточенную массу и математическую пружину. Пружина моделирует жесткость радиального привода перемещений ползуна. Ранее [1, 2] в ходе натуральных и виртуальных экспериментов было установлено, что этот параметр составляет $j_{np} = 160 \text{ Н/мкм}$.

В статическом анализе у инструмента сохраняли только радиальную степень свободы. К радиально подвижному инструменту (ВФЗ – ползун не моделируется) прилагали соответствующую силу (F на рис. 1.б) $F^{стат} = 100 \text{ Н}$. Величина силы не существенна в линейной модели, где возможно свободное масштабирование.

В гармоническом анализе радиальная сила на инструменте осциллировала согласно уравнению $F^{арм} = A \sin(2\pi f_u t)$. Здесь $A = 100 \text{ Н}$ является амплитудой силы, а f_u – частота гармонического испытания. Одновременно в системе задавалось демпфирование. По рекомендациям [6] для современных станков оно было принято равным $\epsilon = 2\%$.

Все детали в модели были скреплены поверхностными контактными элементами. Контактные пары находились в зафиксированном состоянии (статус “bonded”). Тем самым обеспечивалась виртуальная жесткая склейка сеток в МКЭ-модели.

Статический анализ. При анализе ориентировались на современную норму жесткости на режущей кромке инструмента $j_x \geq 20 \text{ Н/мкм}$ [6]. Жесткость на кромке – это усилие, которое нужно приложить для раздвижения или сближения инструмента и заготовки на единичное расстояние. Речь идет о движении в статике в лабораторном или компьютерном эксперименте. Инструмент и заготовка находятся близко к рабочему положению, но контакт между ними отсутствует (как и процесс резания).

Жесткость на кромке – это оценка динамического поведения инструмента и заготовки. Соблюдение указанного уровня жесткости обеспечивает качественное и точное резание. При падении жесткости ниже 10 Н/мкм вероятно самопроизвольное возбуждение вибраций (прежде всего, без регенеративных автоколебаний [7, 8]). При $j_x < 3 \text{ Н/мкм}$ автоколебания (chatter) становятся практически неизбежными.

Обычно жесткость на кромке определяется податливостью инструмента. Особенность настоящей работы – параметр j_x зависит от податливости заготовки – стенки трубы. Это видно на рис. 1.б и на рис. 2.а. Здесь даны два ракурса на статически радиально нагруженную модель. Под инструментом стенка прогнулась на радиальное расстояние $u^{стам} = 21,8 \text{ мкм}$. Деформационные перемещения инструмента и ползуна составляют менее 1 мкм и не существенны. Поэтому статическая жесткость на кромке равна $j_x^{ст} = F^{стам} / u^{стам} = 4,58 \text{ Н/мкм}$. Итак, податливость высока в середине трубы. Существует постоянная опасность срыва процесса резания в автоколебания.

Отметим (рис. 1.б и «1» на рис. 2.а), что большое перемещение $u^{стам} = 21,8 \text{ мкм}$ связано, в основном, с локальным прогибом стенки под резцом. Маркер «3,9 мкм» показывает прогиб всей трубы как упругой балки в двух опорах. Труба в целом ведет себя довольно жестко.

Деформационные перемещения на планшайбах и бабках невелики («2» на рис. 2.а) и составляют 1,3 мкм и 0,12 мкм соответственно.

Было проведено варьирование положения инструмента по длине трубы (рис.2. б). Прогиб включал в себя как локальную компоненту под инструментом, так и компоненту от общего изгиба трубы. Наличие планшайб и бабок (кривая обеспечивает некоторую упругую подвеску фланцев трубы. Линия 1 проходит несколько выше уровня «20 мкм». Этот уровень соответствует $j_x < 5H/\text{мкм}$ и может считаться ориентиром минимально допустимой жесткости.

Жесткое закрепление фланцев (кривая дает прогибы на 12% меньше, чем упругое. Однако большой разницы между линиями 1 и 2 нет, их средние части идут почти горизонтально. Смещение инструмента по длине трубы в статическом смысле малосущественно. Инструмент на четверти длины трубы создает радиальный прогиб лишь на 16,5% меньший, чем инструмент в средней позиции.

Итак, статический анализ показывает, что система является податливой и склонной к срыву в автоколебания. Автоколебания всегда являются нелинейными. Однако при резании они обычно возникают на базе резонансов, предсказываемых линейной динамической моделью. Поэтому перейдем к динамическому МКЭ-моделированию. Двумя его важнейшими видами являются модальный и гармонический анализ.

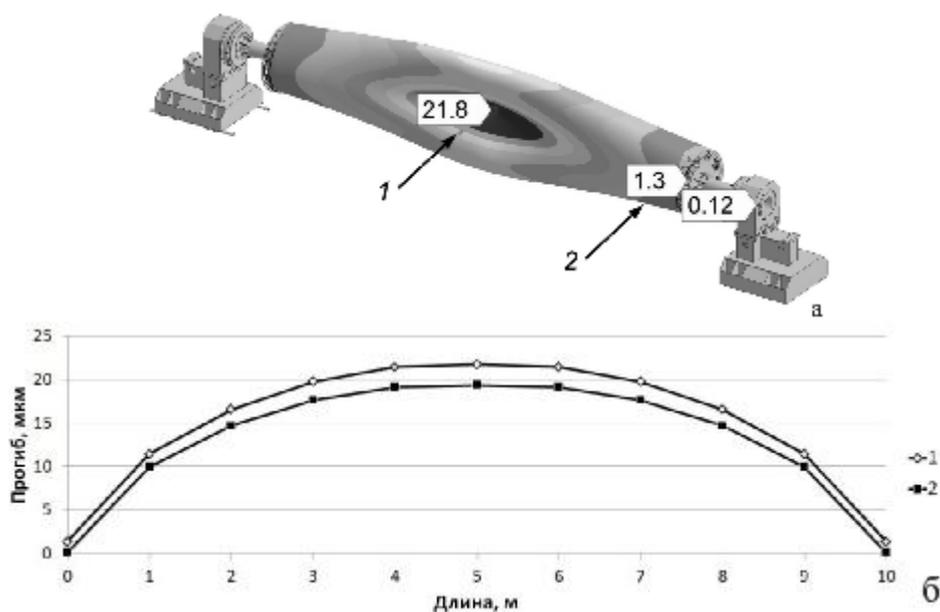


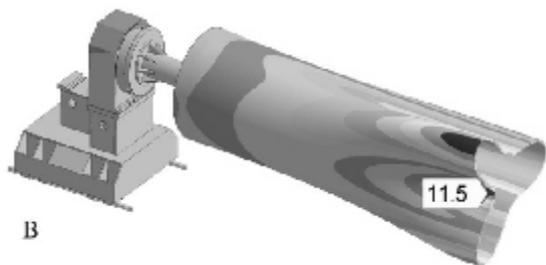
Рис. 2. – Статический прогиб (мкм) трубы под действием радиальной силы 100 Н (а, $\times 60000$) и зависимость прогиба от положения силы по длине трубы (б)

Модальный анализ. В диапазоне до 100 Гц при упругой подвеске трубы и радиально подвижном инструменте было найдено 22 резонансные моды, начиная с полуволнового колебания трубы, как упругой балки. Частота этой, первой моды (рис.3,а) $f_1=22.3$ Гц. Для других вариантов представления инструмента и подвески трубы ситуация аналогична. Часть найденных мод является парными, сопряженными. Одно и то же модальное движение проявляется в двух ортогональных вариантах на близких частотах. Даже с учетом сопряженности у трубы обнаруживается 17 оригинальных резонансов. Забегая вперед сообщим, что далеко не всем им удастся возбудиться от силы резания. В гармоническом анализе на АЧХ (рис. 7.) выявляется только 5 пиков.

Основным модальным движением является пульсация стенки трубы и возникновение системы пучностей. Например, на рис. 3.б для частоты $f_3=28,1$ Гц в сечении трубы в окружном направлении просматривается два периода волны с четырьмя пучностями (An) и таким же количеством малоподвижных узлов (N). В осевом направлении труба колеблется как

полуволна. Пучность находится посередине. Договоримся обозначать такую систему пучностей по направлениям как «2+0,5».

Резонанс с частотой $f_{12}=67,9$ Гц создает (рис. 3.в) 3 волны (6 пучностей по окружности). Это система пучностей «3+0,5». На рис. 4.в показано модальное движение для 8-ой моды на частоте $f_8=28,1$ Гц. По окружности укладываются 2 периода синусоиды, а вдоль оси трубы 1 период. Здесь представлена система пучностей «2+1»



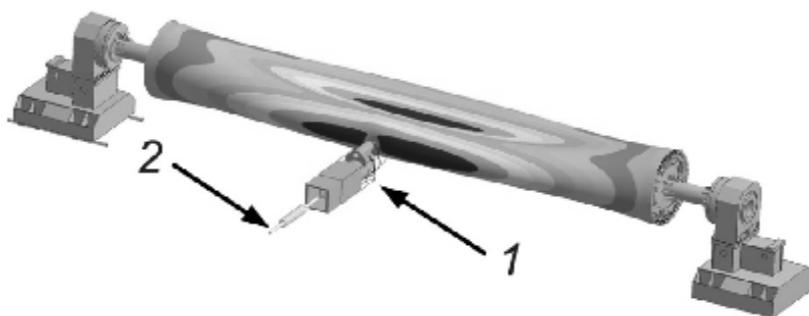
а – гармоническое нагружение на частоте 22,3 Гц (ВФ3); б – 30,4 Гц (ВФ); в – 69,7 Гц (ВФ3).
Числа – перемещения по X (радиально) в микрометрах при возбуждении с амплитудой 100 Н ($\times 3600$)

Рис. 3. – Резонансные моды и профиль трубы

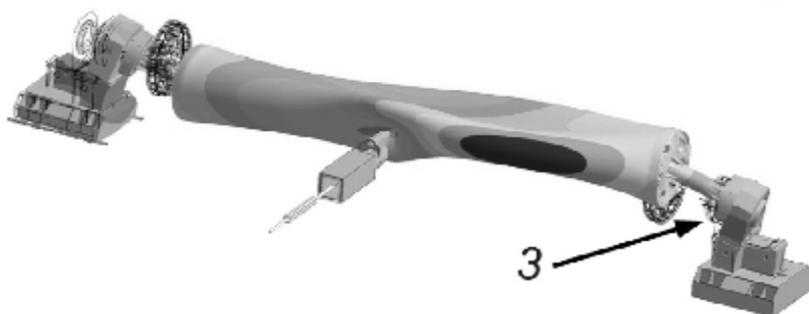
Кроме пульсации стенки трубы обнаружен резонанс ползуна (1 на рис. 4.а), который радиально колеблется на пружине 2 (ВФ, отображающей привод перемещения). Это происходит на частоте 30,7 Гц. Одновременно видна работающая система пучностей «2+0,5». Следовательно, рабочая частота ~ 30 Гц является динамически опасной.

При небольшом повышении частоты до 39,9 Гц (рис.4. б) радиальный резонанс ползуна затухает. Объект становится малоподвижным и демонстрирует зарезонансное поведение. Однако, возбуждаются клевковые движения бабок 3. В вертикальной плоскости обе бабки, планшайбы и труба образуют полный период синусоиды. Можно говорить об одноволновом резонансе упругой балки (трубы). Одновременно просматривается система пучностей «2+1».

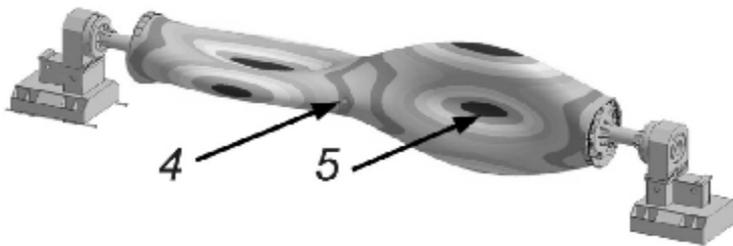
Эта система проявляет себя полностью в модальном движении на частоте 51,4 Гц (рис.4. в). Здесь одноволновое колебание трубы и балок уже прошло свой частотный пик и затухло. Возбуждение же системы пучностей «2+1» зависит от места приложения сила. При воздействии инструментом на пучность 5 на четверти длины трубы ожидается раскочка стенок и мощный резонанс. Воздействие в точке 4 попадает на узел посередине трубы. Резонансные явления должны быть слабо выражены. Однако, более точный анализ степени возбуждения мод следует вести в рамках гармонического МКЭ-анализа.



а – 30,7 Гц



б – 39,9 Гц



$v = 51,4 \text{ Гц}$

Системы пучностей: а - «2+0,5», б - «2+1», в - «2+1»

Рис. 4. – Резонансные моды при упругой поддержке трубы бабками

Гармонический анализ. По результатам МКЭ-расчетов была построена серия АЧХ [9], где входом является радиальная гармоническая сила на инструменте $F^{рам}$ с амплитудой 100 Н. Выход – радиальное перемещение стенки под инструментом $u^{рам}$. Этот параметр обратно пропорционален жесткости системы. Частота испытания варьировалась от 1 до 160 Гц с шагом 1 Гц. На рис. 5. дана кривая АЧХ для инструмента, смещенного на четверть по длине трубы (фланцы закреплены). Случаи, когда инструмент находится посередине трубы, отражены на рис.7.

Для всех АЧХ статический диапазон лежит от 0 до примерно 20 Гц (левее а на рис. 5). Далее следует серия мощных резонансных пиков (1, 2, 3 и т.д.). За каждым пиком быстро (в частотном смысле) следует межпиковый провал (b, c, d), где амплитуда колебания стенки под инструментом минимальна. Чередование пиков и провалов сглаживается (но не прекращается) примерно после 80 Гц.

Первый и самый мощный резонансный пик 1 на рис. 5. соответствует раскачке по рис. 3.б и рис. 4.а. Это происходит на частоте 33 Гц с амплитудой 61 мкм. Динамическая жесткость стенки под инструментом очень мала $j_c^d = 1,6 \text{ Н/мкм}$. Система пучностей является самой простой и базовой – «2+0,5». Пульсация стенки сочетается с колебанием трубы как упругой балки. Однако вклад последнего механизма невелик.

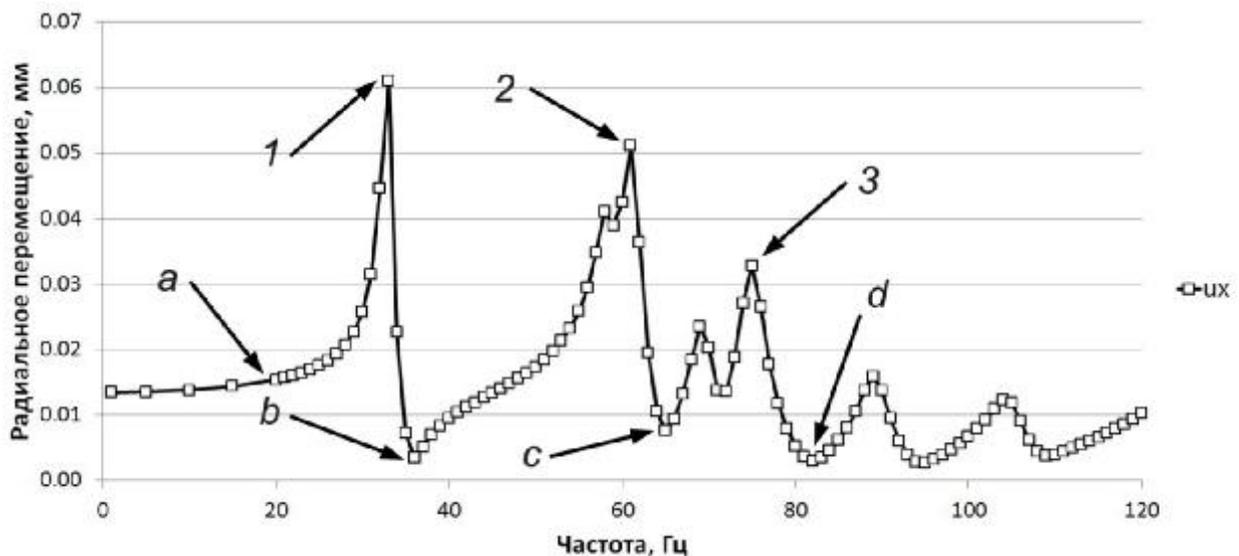


Рис. 5. – АЧХ трубы при радиальном воздействии инструментом на ¼ длины трубы

Оказалось, что каждый провал соответствует смене числа периодов в системе пучностей (переключению системы на другую схему). Так, после пика 1 в провале b (частота около 40 Гц) система пучностей перестраивается по формуле «2+1» (рис.4. б). По мере роста частоты в этой системе пучностей достигается резонанс (пик . Затем на частоте выше 60 Гц (в провале c) система пучностей переключается в состояние «3+1» (связано с пиком 3). Далее процесс повторяется.

Текущая система пучностей стремится развернуться так, чтобы одна из пучностей оказалась под инструментом. Если это получается, то энергия колебаний эффективно накапливается, передается в соседние пучности и возбуждает всю систему.

Частоты переключения (провалы) характеризуются низкими амплитудами перемещения под инструментом. Следовательно, здесь достигается большая динамическая жесткость. Например, в провале d на частоте $f_{и}=82$ Гц достигается вполне приемлемый уровень $j_c^d = 33,8H / мкм$. В данных частотных промежутках, возможно эффективно вести высокоскоростную обработку трубы, например, фрезерованием.

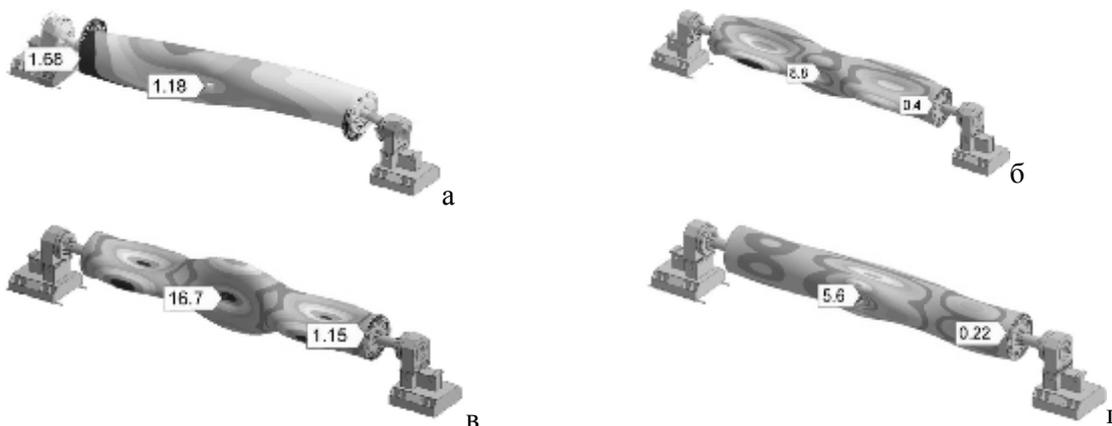
На рис. 6. в порядке роста частоты представлены системы пучностей на трубе при центральном расположении инструмента. Все картины получены на начальных частотах (переключение в новую систему пучностей только что произошло), не доходящих до резонансных пиков. Радиальные перемещения (показаны числами) являются умеренными, а динамическая жесткость оказывается сравнительно высокой.

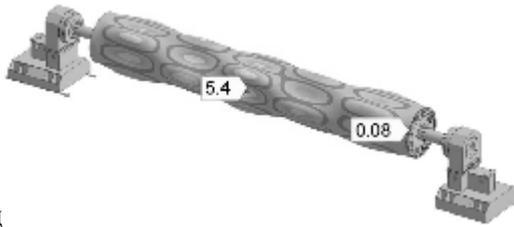
Ситуация на рис. 6. а служит примером межпиковой паузы (МП1 на рис. 7.). Кроме того, система пучностей «2+1» не может сориентироваться так, чтобы одна из пучностей оказалась под инструментом. Здесь на частоте 42 Гц отмечена малая амплитуда 1,18 мкм. Это обусловлено тем, что для только устанавливающейся схемы «2+1» середина трубы является узловой частью. Узлы всегда оказывают сопротивление осцилляции. Поэтому энергия от инструмента слабо накачивается в систему пучностей.

В результате уже на частоте 43 Гц проявляет себя более эффективная система «3+0,5» (рис. 3.в). Она определяет характер колебания трубы до частоты 70 Гц. Схема «3+0,5» как раз предполагает пучность в средней части трубы, под инструментом.

Следующей реализовавшейся резонансной модой является схема «2+1,5» (92 Гц, рис. 6.в). В ней тоже есть пучности по центру, удобные для возбуждения инструментом. На частоте 110 Гц (рис.6. г) видна многоволновая система пучностей «4+1,5». Далее при увеличении частоты происходит переключение на всё большее число периодов. Например, для частоты 160 Гц наблюдается система «4+2,5» (рис.6. д).

Для многоволновых систем пучностей (>100 Гц, рис. 6.г, д) амплитуды перемещений даже на пучностях составляют несколько микрометров. Желаемая жесткость на кромке инструмента $j_{x} \geq 20H/мкм$ уверенно обеспечивается. Срыв в автоколебания становится маловероятным. АЧХ, соответствующая рис. 6, представлена на рис. 7. (кривая В). Для сравнения на кривой А дана АЧХ в случае жесткого закрепления фланцев. Обе линии на рис. 7. близки друг к другу и к АЧХ на рис. 5. Наблюдаются многочисленные резонансные пики и провалы (табл.). Присутствует статический диапазон (СД). Есть мощные «первые» резонансы R0, R1 и Q1. От них примерно до 90 – 100 Гц тянется резонансный диапазон РД. Левую часть РД с упомянутыми пиками следует классифицировать как ОСР [1, 2, 9] – общестаночные резонансы. Они захватывают единообразным движением большую часть станочного комплекса. Следующий диапазон будем называть пострезонансным (ПРД). В нем резонансные пики сохраняются, но становятся невысокими и пологими. Проявляет себя инерционность стенки трубы.





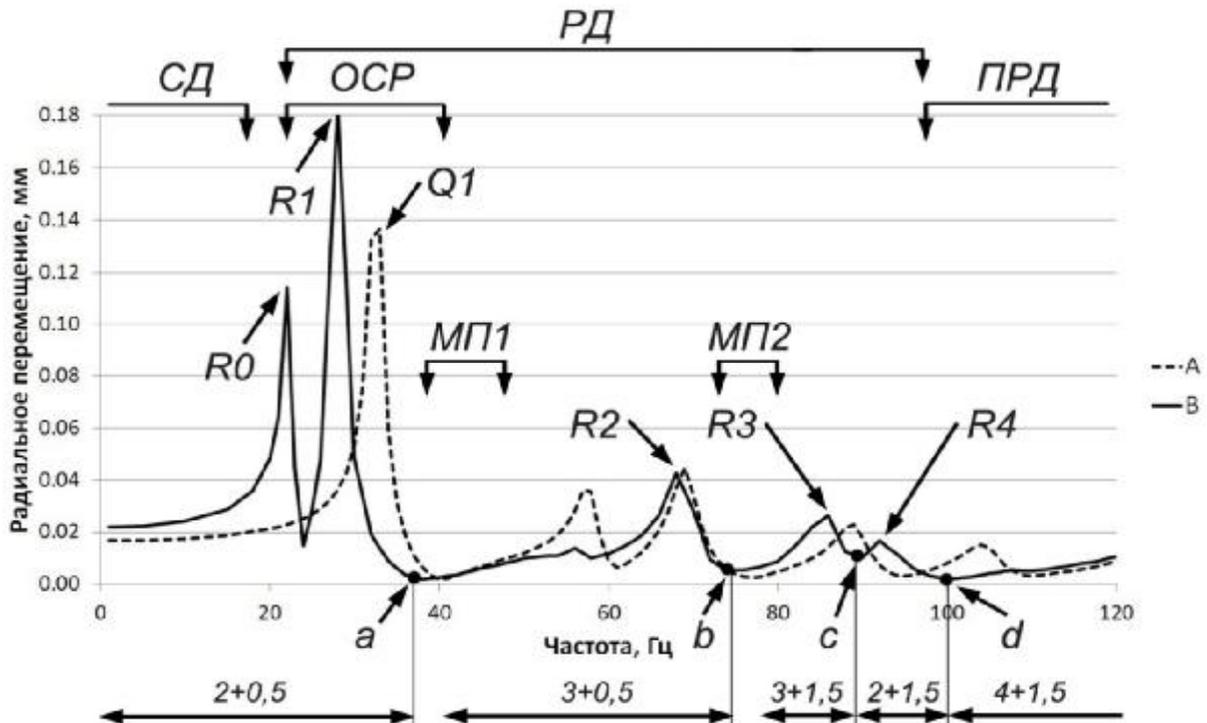
д

Рис. 6. – Системы пучностей на стенке трубы при воздействии радиальной гармонической силы на частотах 42 Гц (а, «2+1», ×250000), 80 Гц (б, «3+1,5»), 92 Гц (в, «2+1,5»), 110 Гц (г, «4+1,5»), 160 Гц (д, «4+2,5»); числа – амплитуды перемещений в мкм; ×36000

Достоинством жесткого удержания фланцев (кривая А) является более широкий статический диапазон (до 25 Гц) и меньшие амплитуды колебаний в нем. Это важно, если выбирать обработку точением, когда не возникает высокочастотных гармоник в силе резания.

Таблица 1 – Резонансные пики и паузы между ними (линия В на рис. 7.)

Резонансные пики				Межпиковые паузы			
Обозначение	Частота, Гц	Амплитуда, мкм	Динамическая жесткость, Н/мкм	Обозначение	Частота, Гц	Амплитуда, мкм	Динамическая жесткость, Н/мкм
R0	22	114	0,87	-	1	21,8	4,58
R1	28	184	0,54	a	38	1,86	53,8
R2	68	42,7	2,3	b	74	5,27	19,0
R3	86	26,4	3,8	c	90	10,3	9,7
R4	92	16,7	6,0	d	101	1,93	51,8



А – фланцы трубы зафиксированы; В – фланцы податливо удерживаются планшайбами
Рис. 7. – АЧХ трубы при радиальном воздействии инструментом на ½ длины трубы

При упругом удержании фланцев в планшайбах статический диапазон оказывается коротким (до 18 Гц). Затем следует двойной резонанс с пиками R_0 и R_1 . Ситуация для R_0 (22 Гц, 114 мкм) проиллюстрирована на рис. 3.а. Здесь пульсация стенки трубы минимальна. Происходит резонансное раскачивание трубы как упругой балки в податливых опорах. Для R_1 (28 Гц, 186 мкм) ситуация противоположна (рис. 3.б): почти незаметно общее движение трубы как балки. Зато возникает система пучностей «2+0,5». Именно пучность на стенке (а не труба в целом) пульсирует под инструментом с амплитудой 186 мкм.

Упругое удержание фланцев (кривая B) дает более спокойный (по сравнению с A) пострезонансный диапазон $ПРД$, а также большие межпиковые паузы $МП$ (фактически – ровные ложбины, например, $МП$). В них можно производить обработку даже на частотах резонансного диапазона $РД$. Поэтому закрепление в податливых планшайбах удобно при фрезеровании, если рабочая частота является средней и высокой. Предполагается интеллектуальное управление частотой вращения фрезы для подстройки к межпиковым паузам и плато.

Таблица 2 – Интервалы систем пучностей согласно АЧХ (линия В)

Обозначение интервала	$<a$	$a-b$	$b-c$	$c-d$	$>d$
Частоты, Гц	<38	43 – 70	74 - 91	91 - 101	>101
Схема системы	2 + 0,5	3 + 0,5	3 + 1,5	2 + 1,5	4 + 1,5
Иллюстрация схемы	Рис.3. б	Рис.3. в	Рис.6. б	Рис. 6. в	Рис.6. г

АЧХ на рис. 7. подтверждают представления о переключении систем пучностей в межпиковых паузах. Табл.2 дает соответствующую информацию для линии B . В интервале до 120 Гц наблюдается 5 основных систем пучностей. Ещё три системы проявляли себя в узких интервалах (несколько Гц) и быстро «размывались». Межпиковый провал всегда соответствовал переключению на новую систему. После резонанса данной системы пучностей она быстро уступала место следующей системе.

Обсуждение и выводы. Резонансные колебания в системе композиционной трубы в станке начинаются с частоты ~ 20 Гц и сочетают следующие виды движений:

- колебания стенки трубы (система пучностей);
- колебания линии «бабка – труба – бабка» как упругой балки в опорах;
- радиальные колебания ползуна с инструментом относительно привода.

Колебания стенки трубы (вариант а) формируют мощные системы пучностей в резонансном диапазоне $РД$ (20 – 80 Гц). Источником таких колебаний является локальный прогиб стенки под инструментом.

Вибрации по видам б) и в) являются типичными общестаночными резонансами (ОСР). Они лежат, в основном, между 20 и 40 Гц и исчерпываются на частотах до 60 Гц. Итак, интервал частот ОСР (20 – 40 Гц) наиболее неблагоприятен для обработки, так как в нем ярко проявляют себя все три вида резонансных движений.

Системы пучностей на поверхности трубы постоянно переключаются по мере роста рабочей частоты. Они образуют многочисленные резонансные пики, на которых обработка нежелательна. Пучность обычно формируется под инструментом, что ведет к неточности резания и возбуждению автоколебаний. Перспективно использовать провалы между резонансными пиками. Здесь есть частотные «ложбины», паузы с высокой динамической жесткостью. Они связаны с переходом от одной системы пучностей к другой. Такие переходы удалены от резонансов.

На высоких частотах, в пострезонансном диапазоне $ПРД$, есть возможность точного резания с малыми вибрациями:

- общестаночные резонансы в системе «бабка – труба – бабка» уже исчерпаны, ползун динамически жесток;
- заканчиваются масштабные резонансы в стенке трубы. Системы пучностей становятся многоволновыми (выше 100 Гц);
- колебания стенок трубы эффективно демпфируются самим композиционным материалом и не опасны для точности обработки;

г) проявляется инерционность стенки и повышается динамическая жесткость в окрестности инструмента.

Практические рекомендации:

Для обработки композитной трубы точением рекомендуется использовать статический диапазон (СД) и работать на частотах ниже 20 Гц. Обработка тонкостенной трубы в диапазоне РД (40 – 80 Гц) возможна, но только между резонансными пиками. Для этого на базе вычислительных возможностей УЧПУ станка следует реализовать систему автоматической отстройки от резонансов. В первую очередь можно управлять частотой вращения главного привода.

Для обработки фрезерованием (медленно вращающейся трубы) рекомендуется использовать пострезонансный диапазон ПРД. Нужно применять быстрый привод и многозубый инструмент, чтобы рабочие частоты превышали 80 – 100 Гц. Это соответствует концепции высокоскоростной обработки (ВСО) [10].

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

ЛИТЕРАТУРА

1. Василевич Ю.В., Довнар С.С., Шумский И.И. Модальный анализ несущей системы тяжелого горизонтального многоцелевого станка с помощью МКЭ // Наука и техника. 2014. - № 4. С.14 - 24.
2. Василевич Ю.В., Довнар С.С., Трусковский А.С. МКЭ-анализ гармонического возбуждения горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричной стойкой // Машиностроение. 2014. - № 28. С.112-120.
3. В.И.Туромша, С.С.Довнар, А.С.Трусковский, И.И.Шумский Баланс жесткости стойки фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричным расположением шпиндельной бабки // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О.Сухого.–2012.–№3(50). –С.19–29.
4. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
5. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
6. L.N.Lopez de Lacalle, A.Lamikiz. Machine tools for high-performing machining. – Springer, 2009, 442 p.
7. Gradisek J., Kalveram M., Insperger T., Weinert K., Stépán G., Govekar E.,Grabec I. Stability prediction for milling. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005, 45(7-8), pp. 769-781.
8. Altintas Y., Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding, Keynote paper, 2004. Annals of the CIRP 53/2: pp. 619–652.
9. С. С. Довнар, А.М.Якимович, И.Л.Ковалева, Е.Ф.Ратько, А.С.Трусковский. МКЭ-анализ динамики фрезерования кромок труб магистральных трубопроводов // Машиностроение. 2014. - № 28. С.35 - 43.
10. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – с. 35–37.

УДК 681.511

Романюк Г.Э., Романюк С.И.

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МЕТОДОМ БИЛИНЕЙНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ В СРЕДЕ MATHCAD

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Развитие современной техники невозможно без применения систем автоматического управления (САУ). Наблюдается повышенный интерес к теории дискретных систем. Это обусловлено тем, что все чаще на практике стали применять дискретные системы управления. Известные критерии устойчивости линейных систем позволяют ответить на