

## СОСТАВЛЕНИЕ КАРТЫ ПОЗИЦИОННОЙ ТОЧНОСТИ СТОЛА ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА

**В статье представлена методика составления карты позиционной точности стола вертикально-фрезерного станка при приложении вибрационной нагрузки различной частоты. Разработана и изготовлена лабораторная установка для создания вынужденных колебаний крестового стола. Приведена методика определения виброустойчивости подвижных узлов в различных участках рабочей зоны для крестового стола. Проанализированы причины возникновения наибольших отклонений в конкретных участках рабочей зоны оборудования.**

**Ключевые слова:** обрабатываемые центры, точность обработки, жесткость несущей системы, виброустойчивость станка.

**Введение.** В современном производстве к точности станков предъявляются повышенные требования [1]. Динамические характеристики приводов подачи оказывают решающее влияние на точность обработки детали. Одной из основных характеристик, влияющих на динамику, является демпфирование, которое, наряду с жесткостью и моментом инерции элементов, определяет качество работы привода [2, 3]. Традиционное устройство привода подачи с шариковой винтовой парой (ШВП) — достаточно нежесткая динамическая система, податливость, инерционные характеристики и демпфирование элементов которого оказывают существенное влияние на динамические характеристики станка [4, 5].

Для аналитического прогноза динамических характеристик и устойчивости несущей системы станка в процессе резания широко применяются методы математического моделирования [6, 7]. Известны работы других исследователей, в которых представлены модель сил резания, включающая геометрию инструмента [8], а также вынужденные колебания в процессе резания [9].

В статье В. И. Телешевского представлена объемная погрешность станка, величина которой может существенно отличаться от наличия, отсутствия и даже незначительной величины нагрузки на станок [10]. Исследования зависимости точности станка от текущей позиции его узлов и собственных частот также представлялись в работах зарубежных авторов [11–13].

Определение технологических возможностей станка важно производить под нагрузкой, величина и тип которой наиболее близки к реальной нагрузке в процессе резания.

Согласно существующим стандартам на сегодняшний день не регламентированы способы, методики, алгоритмы диагностики точности оборудо-

вания под нагрузкой. Предыдущие исследования авторов [14] были направлены на проектирование контрольной детали для проверки точности оборудования в динамике путем обработки тестовой детали. Диагностика оборудования путем изготовления контрольной детали не всегда целесообразна и имеет ряд недостатков. Появляется необходимость в разработке устройства для приложения регулируемой вибрационной нагрузки на несущую систему станка, которая в первом приближении будет создавать усилия, эквивалентные силам резания на конкретных режимах обработки.

Существует необходимость в оперативном методе измерения точности позиционирования под нагрузкой элементов оборудования, который не требует внешних измерительных устройств, а использует встроенные датчики линейного положения.

В данной статье предлагается оперативный способ измерения позиционной точности крестового стола при нагружении в горизонтальной плоскости, изменяемой по величине центробежной силой.

**Постановка задачи.** В данной статье были поставлены следующие задачи:

1. Разработка методики составления карты позиционной точности стола фрезерного станка в статике под воздействием вибрационной нагрузки без применения внешних измерительных приборов.

2. Оценка влияния частоты вращения вала с эксцентрично установленным грузом на амплитуду колебаний.

**Теория.** В ходе исследования разработана схема нагружения вибрацией стола фрезерного станка, которая представлена на рис. 1а. Нагружение вибрационной нагрузкой можно выполнить с использованием источника вынужденных колебаний с эксцентрично расположенным грузом и регулируемой частотой вращения ротора (рис. 1 б). Это по-

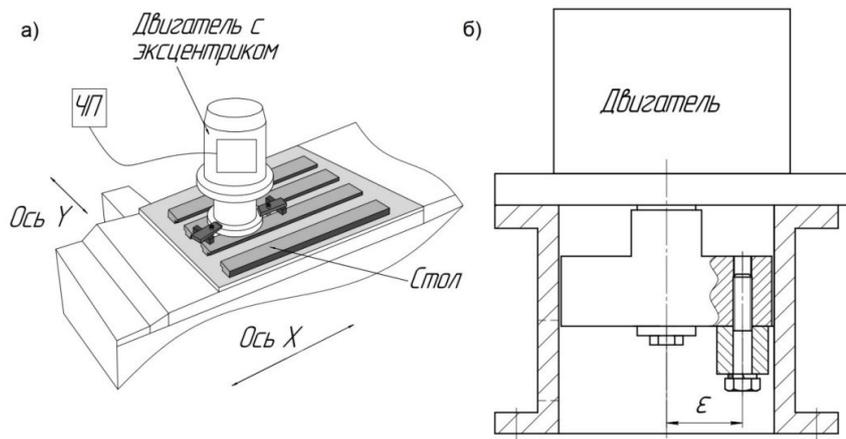


Рис. 1. Схема измерения виброустойчивости при нагружении вибрацией стола фрезерного станка

звляет приложить к станку вибрационную нагрузку с допустимыми условностями, приближенную к усилиям, которые возникают при фрезеровании.

Электродвигатель с эксцентрично размещенным грузом жестко закреплен с помощью переходного фланца на столе и подключен к частотному преобразователю, с помощью которого регулируется частота колебаний. При разгоне двигателя постепенно нарастает амплитуда колебаний стола. Данные амплитуд отклонений координат по двум приводам считываются оптическими датчиками линейного положения и могут быть отображены на осциллограмме в системе ЧПУ станка. Значения размаха колебаний считывались с осциллограмм в установленном режиме работы двигателя.

На рис. 2 представлена схема привода оси X фрезерного станка. Двигатель через муфту передает вращение винту ШВП 3, установленному в подшипниковых опорах 4, находящихся в корпусе 8. Вращение винта преобразуется в поступательное линейное движение гайки ШВП 7 с рециркулирующими шариками, с которой жестко закреплен стол фрезерного станка 1. Стол 1 движется по линейным направляющим 2. Из всех компонентов привода внешнюю осевую нагрузку в первую очередь воспринимает винт ШВП. Все остальные типы нагрузок воспринимают линейные направляющие, конструкция которых различна: одна является плоской для простого направления движения, а вторая — призматической для восприятия боковых нагрузок на стол.

К подвижному узлу станка прикреплен оптический датчик линейного положения 5, который перемещается по линейке 6. Применение линейного датчика любого типа для данной установки является обязательным условием.

Данная установка универсальна, поскольку позволяет путем регулирования массы груза в двигателе подбирать необходимую нагрузку для любого оборудования в целях проведения диагностики и контроля точности оборудования. В целом возможна доработка конструкции путем добавления регулировки эксцентриситета груза.

Центробежная сила  $F$ , Н, создающая вынужденные колебания, рассчитывается по формуле:

$$F_u = m \cdot \varepsilon \cdot \omega^2, \quad (1)$$

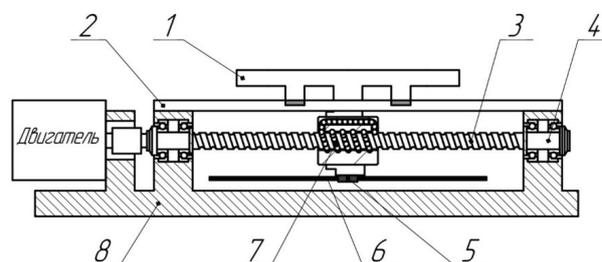


Рис. 2. Схема привода оси X фрезерного станка

где  $m$  — масса дисбаланса, кг;  $\varepsilon$  — эксцентриситет, м;  $\omega$  — частота вращения шпинделя, 1/с [15].

Максимально допустимые силы резания для данного оборудования были определены экспериментально. Производилась обработка заготовки из стали 45 фрезой диаметром  $\varnothing 12$  мм из быстрорежущей стали при ширине и глубине фрезерования 1 мм и 15 мм соответственно. При такой обработке размах колебаний в середине рабочего пространства составлял 32–35 мкм.

Выбор максимальной частоты 100 Гц обоснован достижением аналогичных значений амплитуды. Остальные частоты выбраны таким образом, чтобы создавать силы, которые меньше максимальной в 2 и 1,5 раза. С учетом квадратичной зависимости (формула 1) другие частоты составили 70,7 и 86,6 Гц соответственно.

Экспериментальный станок, несмотря на значительный срок службы оборудования, имеет высокие показатели точности. Фактическая ошибка позиционирования без нагрузки для данного станка составляет  $\pm 1,5$  мкм согласно измерениям по методике ГОСТ ISO 230-2-2016 [16] с применением лазерного интерферометра. В то же время при движении отклонение от круглости, характеризующее точность круговых перемещений, хуже 50 мкм.

**Результаты исследования.** Результаты измерения отклонений положения по двум горизонтальным осям представлены на рис. 3 и 4. Вертикальные оси — амплитуды колебаний в точке, горизонтальные: координаты X и Y в диапазоне  $330 \times 180$  мм.

В ходе проведения испытаний с нагружением стола вибрацией было зафиксировано наличие участков, при нахождении в которых стол стан-

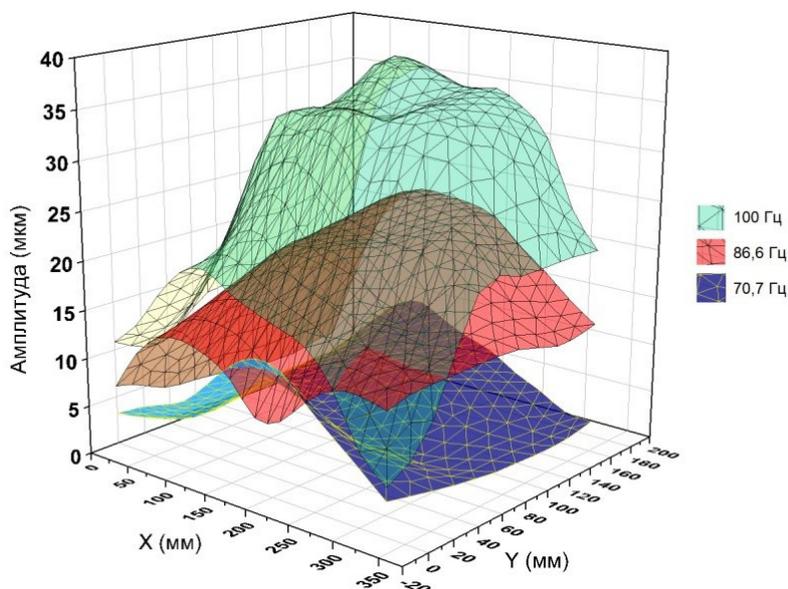


Рис. 3. Карта точности позиционирования привода координаты X

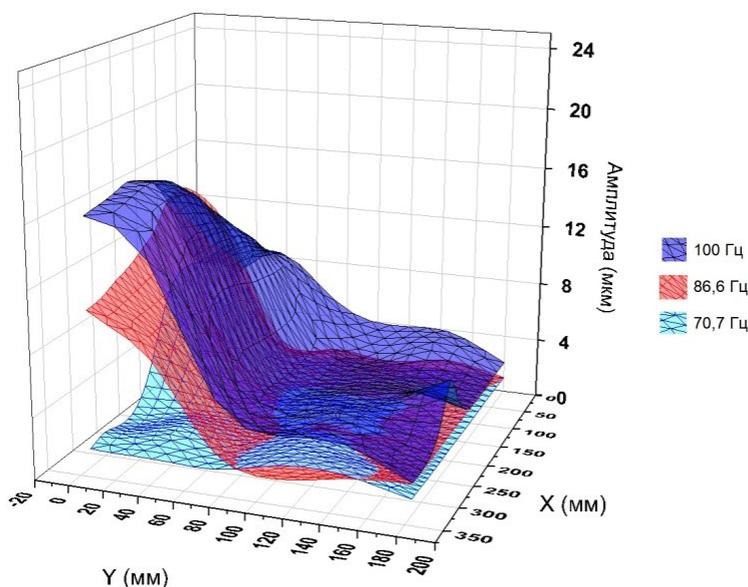


Рис. 4. Карта точности позиционирования привода координаты Y

ка имеет наибольшую податливость и склонность к увеличению амплитуды колебаний как в статичном положении, так и при перемещении на любых величинах подачи.

**Обсуждение экспериментов.** Существенно различающиеся значения амплитуд по двум осям обусловлены неравными массами и моментами инерции приводов, так как привод X располагается на подвижной части привода Y. Среднее значение отклонений координаты Y значительно меньше координаты X. Это свидетельствует о большей жесткости технологической системы привода Y рабочего стола. Отклонения наиболее массивного и, соответственно, устойчивого привода не превышают 15 мкм.

При малых значениях координата Y стол расположен ближе к оператору, а вся описанная зона характеризуется существенным увеличением амплитуды. Это свидетельствует об износе участка,

но также возможна другая причина: неустойчивость несущей системы станка, связанная со структурой привода: гайка располагается в непосредственной близости от плавающей опоры винта ШВП. Амплитуда колебаний на этом участке может повышаться в 2–8 раз по сравнению с иными участками рабочего пространства.

Наибольшие значения амплитуд привода X характерны для центра стола, что свидетельствует о значительном износе ШВП вследствие частого использования данной рабочей зоны. Изменение амплитуды колебаний в центре относительно крайних позиций стола составляет от 2 до 11 раз, что может являться причиной возникновения брака при обработке деталей в середине рабочей зоны.

Наибольшая деформация привода может возникнуть в случае разгона или торможения при сложении векторов отклонений по каждой из координат в конкретной точке положения на столе

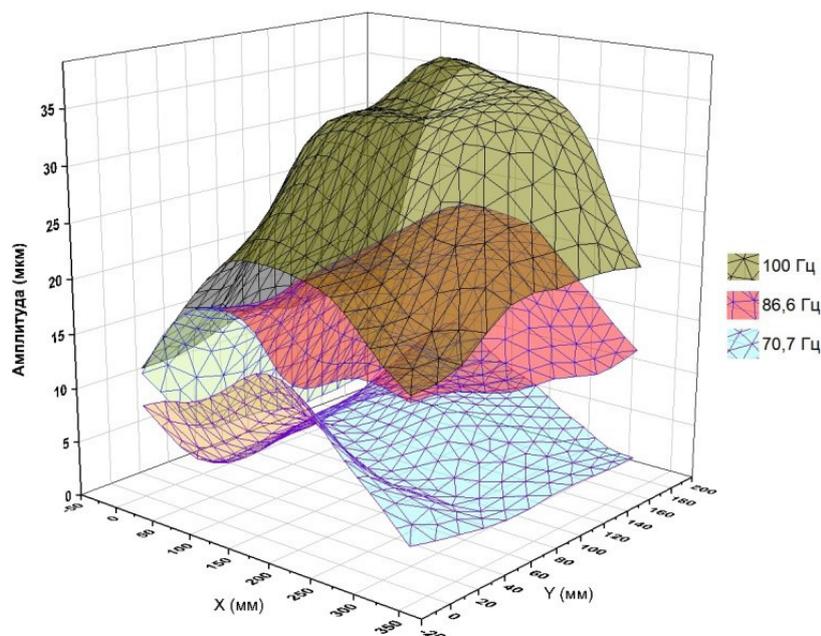


Рис. 5. Результирующая карта точности позиционирования станка

(рис. 5). Расчет производился исходя из теоремы Пифагора:

$$A_i = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2}, \quad (2)$$

$A_i$  — амплитуда колебаний в каждой точке на карте;  $X_i$ ,  $Y_i$  — координаты  $X$  и  $Y$  соответственно в каждой точке на карте.

Объединение значений амплитуд колебаний, полученных с осциллограмм двух приводов, можно производить как непосредственно на стойке ЧПУ, так и отдельно с применением систем математических расчетов.

Графическое отображение результата сложения амплитуд колебаний двух приводов дает наиболее полное представление о виброустойчивости различных зон рабочего пространства крестового стола независимо от величин рабочих подач. С появлением и увеличением контурной подачи наблюдаемые отклонения значительно увеличиваются.

Стоит отметить, что наименьшая жесткость соответствует участкам как с наименьшей площадью контакта в линейных направляющих качения, так и наибольшим зазорам в шарико-винтовой передаче.

**Выводы и заключения.** Представлена методика составления карты точности позиционирования стола в статике под воздействием вибрационной нагрузки. Целесообразно улучшить методику, дополнив её движениями приводов стола.

1. Создание карт амплитуд под нагрузкой позволяет без использования внешних высокоточных измерительных приборов определить зоны с наибольшей и наименьшей точностью позиционирования, а следовательно, и виброустойчивостью несущей системы станка.

2. Создание карты точности позиционирования станка под нагрузкой может дать возможность определения предпочтительных зон для обработки изделий, требующих особо высокой жесткости металлорежущего оборудования.

#### Библиографический список

1. Аникеева О. В. Анализ опыта современных отечественных научных школ в области точности металлорежущих станков // *Машиностроение: сетевой эл. науч. журн.* 2017. Т. 5, № 4. С. 14–29. DOI: 10.24892/RIJE/20170402.
2. Бушуев В. В. Повышение точности станков с ЧПУ для контурной обработки за счет улучшения динамических характеристик электромеханических приводов подачи: автореф. дис. канд. тех. наук. Москва, 2017. 24 с.
3. Бушуев В. В., Молодцов В. В. Идентификация демпфирования упруго-диссипативных связей моделей динамических систем механизмов приводов подачи станков с ЧПУ по коэффициентам модального демпфирования // *Вестник МГТУ Станкин.* 2018. № 3 (46). С. 13–18.
4. Li K., Qiu Ch., Li C. [et al.]. Vibration-based health monitoring of ball screw in changing operational conditions // *Journal of Manufacturing Processes.* 2020. Vol. 53 (2). P. 55–68. DOI: 10.1016/j.jmapro.2020.02.008.
5. Хомяков В. С. Учет демпфирования при динамических расчетах станков // *СТИН.* 2010. № 6. С. 9–12.
6. Гиловой Л. Я., Крутов А. В., Молодцов В. В. Моделирование упругих свойств несущих систем металлорежущих станков с модульными направляющими качения // *Вестник МГТУ «Станкин».* 2020. № 3 (54). С. 7–12. DOI: 10.47617/2072-3172\_2020\_3\_7.
7. Budak E., Altintas Y. Analytical prediction of chatter stability in milling — part I: general formulation // *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control.* 1998. Vol. 120 (1). P. 22–30. DOI: 10.1115/1.2801317.
8. Liu X. W., Cheng K., Webb D. [et al.]. Prediction of cutting force distribution and its influence on dimensional accuracy in peripheral milling // *International Journal of Machine Tools and Manufacture.* 2002. Vol. 42 (7). P. 791–800. DOI: 10.1016/S0890-6955(02)00016-0.
9. Eksioglu C., Kilic Z. M., Altintas Y. Discrete-time prediction of chatter stability, cutting forces, and surface location errors in flexible milling systems // *Journal of*

Manufacturing Science and Engineering. 2012. 134 (6). 061006. DOI: 10.1115/1.4007622.

10. Телешевский В. И., Пимушкин Я. И., Соколов В. А. Влияние нагрузок на лазерную коррекцию объемной точности многокоординатных технологических и измерительных систем // Вестник МГТУ «Станкин». 2020. № 2 (53). С. 8–13. DOI: 10.47617/2072-3172\_2020\_2\_8.

11. Deng C., Liu Y., Zhao J. Analysis of the machine tool dynamic characteristics in manufacturing space based on the generalized dynamic response model // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2017. Vol. 92 (1). P. 1–14. DOI: 10.1007/s00170-017-0201-9.

12. Luo B., Pan D., Cai H. A method to predict position-dependent structural natural frequencies of machine tool // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2015. Vol. 92. P. 72–84.

13. Peng Y., Li B., Mao X. Characterization and suppression of cutting vibration under the coupling effect of varied cutting excitations and position-dependent dynamics // Journal of Sound and Vibration. 2019. Vol. 463. 114974. DOI: 10.1016/j.jsv.2019.114974.

14. Блохин Д. А., Кольцов А. Г., Блохина Ю. А., Лакман М. М. Методика выявления причин погрешностей токарного обрабатываемого центра путем обработки контрольной детали // Омский научный вестник. 2021. № 3 (177). С. 24–29. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-177-24-29.

15. Шакирзянов Р. А., Шакирзянов Ф. Р. Динамика устойчивых сооружений. 2-е перераб. изд. Казань: Изд-во Казанского гос. архитектур.-строит. ун-та, 2015. 120 с.

16. ГОСТ ISO 230-2-2016 Нормы и правила испытаний станков. Часть 2. Определение точности и повторяемости позиционирования осей станков с числовым программным управлением. Введ. 2018–07–01. Москва: Стандартинформ. 2020. 34 с.

**БЛОХИН Дмитрий Андреевич**, ассистент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

SPIN-код: 5142-6237

ORCID: 0000-0001-6197-435X

AuthorID (SCOPUS): 56503655400

ResearcherID: A-8621-2017

**БЛОХИНА Юлия Андреевна**, студентка гр. КТО-183 машиностроительного института.

SPIN-код 7469-1953

**ЛАКМАН Михаил Михайлович**, студент гр. КТО-183 машиностроительного института.

SPIN-код 8721-8847

Адрес для переписки: blohin.da@mail.ru

#### Для цитирования

Блохин Д. А., Блохина Ю. А., Лакман М. М. Составление карты позиционной точности стола фрезерного станка // Омский научный вестник. 2021. № 6 (180). С. 21–25. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-180-21-25.

Статья поступила в редакцию 21.10.2021 г.

© Д. А. Блохин, Ю. А. Блохина, М. М. Лакман