А 334982

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

ЛОКТЕВ Владимир Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ И ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ РАСТОЧНЫХ СТАНКОВ

Специальность 05.03.01
Процессы и машины обработки материалов резанием;
автоматические линии

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МОСКВА 1978

Работа выполнена в Астраханском техническом институте рыбной промышленности и хозяйства и в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель – заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор А.С. Проников

Научный консультант – кандидат технических наук, доцент В.И. Попов

Официальные оппоненты – доктор технических наук В.В. Каминская

– кандидат технических наук А.В. Ильяшев

Ведущее предприятие – Московский завод координатно-расточных станков

Защита д[иссертации состоится] 1978 г. на заседании [специализированного совета] машиностроения МВТУ [им. Н.Э. Баумана по адр]есу: 107005, [Москва, Б-5, 2-я Бауманская ул., д.5].

С диссе[ртацией можно ознакомиться в библиотеке учи]лища.

Ваши от[зывы в двух экземплярах, заверенные] печатью, п[росим направлять по указанному адресу].

Автореф[ерат разослан «...» ... 1978 г.]

Ученый [секретарь специализированного совета] кандидат[технических наук, доцент] [Ю.Н. Ще]щеряков

М 334982

Л-72233 Подписано к печати 15.12.77 Тираж 100экз
Ротапринт [МВТУ им. Н.Э. Баумана] 1 п.л., д.5

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1334982
Поктеш В.И. Исследовани

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Проектирование, изготовление и эксплуатация станков, особенно в связи с увеличением рабочих скоростей и возрастающими требованиями к точности механической обработки, предполагают решение целого комплекса задач динамики станков и их узлов. В первую очередь это относится к прецизионным, в частности, расточным станкам и шпиндельным узлам, жесткость которых ограничена жесткостью консольного инструмента для расточки отверстий. Из-за неопределенности и случайного отклонения конструктивных и динамических параметров детерминированные зависимости и расчеты, включая виброустойчивость, приводят к ситуациям с риском: разработанные на основании испытания одного станка практические рекомендации часто оказываются неприемлемыми для других станков той же модели. Этим обусловлена необходимость проведения статистических исследований и использования вероятностных методов при расчете виброустойчивости расточных станков, которым посвящена настоящая работа. Она является продолжением работ по расширению технологических возможностей и повышению качества металлорежущих станков.

Цель исследования. Разработка способов расчета и контроля параметров упругой системы, а также их обоснование, выбор и нормирование с учетом рассеивания для обеспечения виброустойчивости расточных станков на основе применения вероятностных методов.

Методика исследования. За основу исследований и разработок взяты научные положения динамики станков, теории колебаний, устойчивости движения, теории вероятностей и теории случайных функций в сочетании с экспериментальными исследованиями и анализом производственного опыта. Все теоретические результаты и экспериментальные данные получены и обработаны вероятностными, статистическими методами, бо́льшая часть расчетов выполнена на ЭЦВМ. Для иллюстрации правильности выводов полученные результаты сопоставляются с данными экспериментальных исследований.

Научная новизна. Выполнена вероятностная оценка виброустойчивости расточного станка по совокупности реализаций амплитудно-фазовых частотных характеристик (АФЧХ), получен вероятност-

ный критерий виброустойчивости. Исследовано влияние исходных конструктивных параметров на результаты расчета, разработана и использована для решения практических задач методика вероятностного расчета параметров упругой системы и виброустойчивости расточных станков, предложена и реализована на ЭЦВМ блок-схема расчета границ виброустойчивости при работе с динамическим гасителем колебаний. Установлена связь между рассеиванием параметров упругой системы и вероятностью виброустойчивой работы станков.

Практическая ценность. Разработанные методы и полученные зависимости позволяют определить номинальные значения, допустимые границы рассеивания параметров упругой системы и выбрать режимы резания так, чтобы обеспечить заданную вероятность виброустойчивой работы станков. Предложенный и апробированный в цеховых условиях способ контроля позволяет получить исчерпывающие данные для вероятностной оценки податливости, собственной частоты и демпфирования колебаний шпиндельных узлов. Практическую ценность представляют также результаты испытаний серии координатно-расточных станков модели 2Д450 непосредственно перед отправкой их потребителям, программы расчетов на ЭЦВМ, рекомендации по выбору новых вариантов и нормированию параметров шпиндельных узлов.

Реализация в промышленности. Результаты работы внедрены на Астраханском станкостроительном заводе, Кемеровском ордена Ленина производственном объединении "Кузбассэлектромотор", Московском ордена Трудового Красного Знамени заводе координатно-расточных станков и переданы для внедрения в Одесское СКБ алмазно-расточных станков. Фактический годовой экономический эффект составляет 87668 рублей.

Апробация работы. Результаты исследований доложены и обсуждены на научных конференциях Астраханского технического института (1971, 1975 гг.), на семинаре по вибротехнике Рижского политехнического института (1973 г.), на научно-методическом семинаре по динамике и прочности машин Харьковского политехнического института (1973 г.), на научном семинаре кафедры металлорежущих станков Киевского политехнического института (1974 г.). Полностью работа доложена на кафедре "Станки и автоматы механосборочного производства" МВТУ им. Н.Э. Баумана (1978 г.).

МВТУ им. Н. Э. Баумана
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ БИБЛИОТЕКА

Публикации. Основные положения диссертации изложены в 10 печатных работах (в том числе в книге "Динамика станков") и ряде научно-технических отчетов по хоздоговорным НИР и договорам о содружестве.

Объем. Работа состоит из введения, пяти глав, основных выводов, списка литературы и приложения общим объемом 191 страница. Во введении обоснована актуальность, показана необходимость проведения исследований и кратко изложены новые результаты, которые получены в работе и являются предметом защиты диссертации. Объем основного текста 156 страниц, включая 72 рисунка на 46 страницах и 17 таблиц. Список литературы содержит наименования 114 работ отечественных и зарубежных авторов, в приложение вынесены программы расчетов на ЭЦВМ и акты внедрения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе "ПРИМЕНЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНЫХ МЕТОДОВ В СТАНКОСТРОЕНИИ" рассмотрены основы теории динамики станков, разработанной В.А. Кудиновым. Изучая замкнутую динамическую систему станка, можно рассчитать и оценить его виброустойчивость. В последние годы вопросами возникновения и устранения вибраций при резании занимались В.Н. Подураев, В.В. Зарс, Л.С. Мурашкин, М.Е. Эльясберг, С.С. Кедров, П.М. Чернянский и другие, из зарубежных ученых следует отметить Г. Опитца и И. Мильберга. Общепризнанным эффективным способом поглощения энергии колебаний является применение демпферов различных типов (Д.И. Рыжков, Л.Б. Эрлих, В.Ф. Ревва, П. Менц), однако, и это не гарантирует устойчивости процесса резания при любых условиях. Поэтому исследованию виброустойчивости станков уделяется большое внимание.

На основе анализа обзорных разделов работ В.А. Кудинова, В.А. Светлицкого, Д.Н. Решетова, А.С. Проникова делается вывод о необходимости разработки и внедрения вероятностных методов в динамические расчеты и исследования станков. Работы по случайным колебаниям в металлорежущих станках опубликовали В.В. Каминская, В.И. Попов, Ю.Ф. Коцелев, С.А. Добрынин и Г.И. Фирсов, М. Баради, М. Садэк, С. Тобиас, Б. Адам. Вероятностные

методы при исследовании станков использованы А.С. Бабаджаняном, Е.И. Шибановым, В.Л. Дарбиняном, Сукарманом. Многие авторы определяют вероятностные характеристики и указывают на то, что отдельные конструктивные и динамические параметры являются случайными величинами и случайными функциями. Но вопрос о вероятностном расчете и вероятностном исследовании виброустойчивости станков до сих пор остается неизученным, несмотря на его актуальность.

Конструктивные особенности расточных станков - высокая жесткость и массивность станины, стола, других деталей и узлов, а также наличие консольного инструмента для расточки отверстий приводят к тому, что с точки зрения виброустойчивости доминирующей упругой системой расточного станка является шпиндельный узел. На основании анализа работ отечественных и зарубежных авторов и производственного опыта показано, что при оценке податливостей опор шпиндельного узла, рассеивания энергии колебаний механических систем и виброустойчивости станков возможны значительные ошибки. Намечены пути устранения этих неопределенностей и поставлены следующие задачи исследования:

I. Выполнить вероятностную оценку виброустойчивости по совокупности отдельных реализаций АФЧХ упругой системы расточного станка и получить критерий, учитывающий вероятность виброустойчивой работы.

2. Разработать инженерную методику вероятностного расчета параметров упругой системы и виброустойчивости расточных станков.

3. На основе испытания серии однотипных расточных станков предложить способ контроля и разработать методику нормирования параметров упругой системы для обеспечения заданной вероятности виброустойчивой работы.

Во второй главе "ВЕРОЯТНОСТНЫЙ КРИТЕРИЙ И ВЕРОЯТНОСТЬ ВИБРОУСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ СТАНКОВ" рассмотрены результаты вероятностного анализа совокупности отдельных реализаций АФЧХ упругой системы координатно-расточного станка. В экспериментальной установке для определения АФЧХ входной координатой являлась гармоническая возмущающая сила, частота которой менялась в пределах от 50 до 500 Гц, выходной координатой - смещение оправки вследствие ее изгибных колебаний.

Для вероятностной оценки виброустойчивости предложена мето-

дика, исключающая погрешность установки на звуковом генераторе частоты возмущения. Для координатно-расточного станка модели КР-450 получена совокупность 160 случайных значений отрезка $\tilde{Re}^{\circ}_{эус}$ (случайные величины помечаются волнистой чертой), отсекаемого АФЧХ упругой системы на отрицательной части действительной оси. Между построенными по экспериментальным данным и аппроксимирующими кривыми нормального распределения получено хорошее соответствие. Гипотеза нормального распределения проверена также по критерию согласия Пирсона, для отрезка $\tilde{Re}^{\circ}_{эус}$ ее можно считать достоверной. Коэффициент вариации, характеризующий рассеивание отрезка $\tilde{Re}^{\circ}_{эус}$ вследствие изменения свойств упругой системы станка, при вращающемся шпинделе несколько меньше, чем при неподвижном шпинделе, но все же достигает 10-15%.

При таком значительном рассеивании оценка виброустойчивости по детерминированному частотному критерию

$$Re^{\circ}_{раз} < 1 \qquad (1)$$

будет недостоверной ($Re^{\circ}_{раз}$ - отрезок, отсекаемый АФЧХ разомкнутой динамической системы станка с учетом процесса резания на отрицательной части действительной оси). Введено понятие вероятности виброустойчивой работы станка $P_{уст}$ и, в соответствии с результатами анализа совокупности реализаций АФЧХ, получен вероятностный критерий виброустойчивой работы:

$$m_{Re} < 1 - \beta\sigma_{Re}, \qquad (2)$$

где m_{Re} , σ_{Re} - математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение отрезка $\tilde{Re}^{\circ}_{раз}$, β - квантиль нормального распределения.

В важности показателя $P_{уст}$ можно убедиться, проанализировав графическую зависимость вероятности $P_{уст}$ от отрезка m_{Re} и характеристики рассеивания σ_{Re} (рис. 1). Так, выполнение условия $m_{Re} = 1$ гарантирует устойчивость только половины реализаций ($P_{уст} = 0,5$). Необходимая вероятность виброустойчивой работы может быть достигнута уменьшением номинального значения m_{Re} и рассеивания σ_{Re} . Так, при $m_{Re} = 0,8$ и $\sigma_{Re} = 0,3$ вероятность $P_{уст} = 0,75$, а при малом рассеивании ($\sigma_{Re} = 0,1$) вероятность $P_{уст} = 0,975$ значительно выше.

Чем больше вероятность $P_{уст}$, тем меньше область устойчивос-

ти и меньше допустимая ширина стружки $в_{пред}$ (рис. 2). Связь между ними удобно проследить с помощью таких форм критерия (2):

$$K_р < K_{р.пред} - \beta\sigma_к = K_{р.пред}(1-\beta V_к). \qquad (3)$$

Они накладывают ограничение на детерминированное значение коэффициента резания $K_р$, пропорционального ширине стружки $в$, и учитывают вероятностные характеристики предельно допустимого свойствами станка коэффициента резания - математическое ожидание $K_{р.пред}$ и среднее квадратическое отклонение $\sigma_к$ или коэффициент вариации $V_к = \sigma_к : K_{р.пред}$.

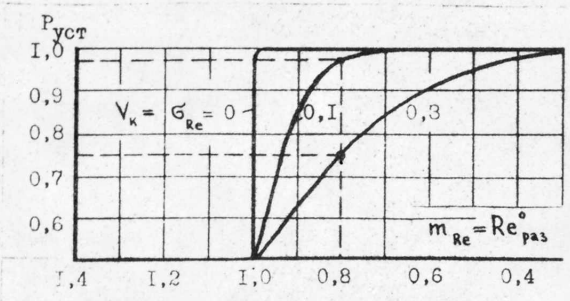


Рис. I. Вероятность виброустойчивой работы станка

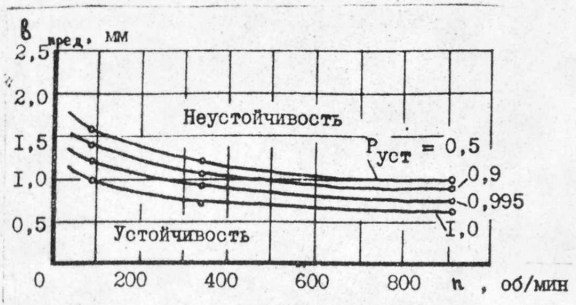


Рис. 2. Предельная ширина стружки в зависимости от вероятности виброустойчивой работы станка модели КР-450

Для использования критерия (2) или (3) на практике нужно разработать способы расчета и экспериментального определения числовых вероятностных характеристик $K_{р.пред}$, $\sigma_к$. Этому посвящена следующая часть работы.

В третьей главе "РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ВЕРОЯТНОСТНОГО РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ", наряду с основной конструктивной схемой (рис. 3,а) рассмотрена общая схема статического расчета (рис. 3,б) двухопорных шпиндельных узлов. В отличие от используемых на практике расчетных схем (В.И. Попов, И.С. Вергилис, С.М. Шерстинский), предложено учитывать различие линейных A и угловых α податливостей задней и передней опор, - это необходимо для унификации детерминированного расчета, постановки и решения вероятностной задачи.

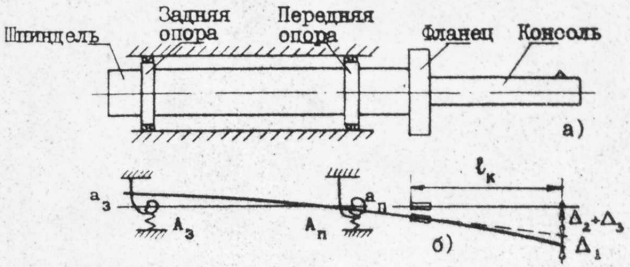


Рис. 3. Шпиндельный узел расточного станка:
а - основная конструктивная схема;
б - схема статического расчета

Приведенная к месту резания податливость $\Delta=\Delta_1+(\Delta_2+\Delta_3)$ шпиндельного узла (рис. 3,б) зависит от перемещения Δ_1, вызванного действием единичной силы на консоль как на балку с жесткой заделкой у фланца. Выражение $(\Delta_2+\Delta_3)$ является функцией вылета $\ell_к$ до резца - параметра консоли, характеризует свойства системы шпиндель-опоры и называется статическим формуляром:

$$(\Delta_2+\Delta_3)=\beta_0+\beta_1\ell_к+\beta_2\ell_к^2 . \qquad (4)$$

По аналогии со статическим для расчетов первой собственной частоты f и логарифмического декремента λ колебаний учтено различие в податливостях опор и приведены детерминированные частотный формуляр (приближенный способ приведения масс) и формуляр затухания (с учетом конструкционного демпфирования). Для каждого типоразмера шпиндельного узла формуляры рассчитываются по данным о подшипниках, конструкции опор, шпинделе и фланце

только один раз. В зависимости от вылета $\ell_к$, податливости Δ_i и массы $M_к$ – параметров консоли – решение конкретизируется.

На ЭЦВМ выполнена оценка степени влияния исходных конструктивных параметров на результаты расчета. На первом этапе разработки вероятностных расчетов случайными считаются три параметра: линейная $\tilde{A}_п$, угловая $\tilde{a}_п$ податливости передней опоры и приведенный к фланцу логарифмический декремент $\tilde{\Lambda}_ф$ колебаний. Поскольку прежде всего важно выяснить предельные возможности станков, параметры процесса резания считались детерминированными. При решении более сложных вероятностных задач общий методический подход сохранится. Принятые упрощения оправданы и соответствуют имеющимся теоретическим результатам, опытным данным лабораторных исследований и заводских испытаний. Они показывают, что основным фактором, влияющим на жесткость, динамические свойства и виброустойчивость станков, является регулировка подшипников передней опоры шпинделя.

Для решения в общем виде довольно трудоемкой задачи о вычислении вероятностных статических характеристик податливость $\tilde{\Delta}$ записана как функция вылета $\ell_к$ и получены формулы, связывающие коэффициенты статического формуляра (4) с податливостями $\tilde{A}_п$ и $\tilde{a}_п$. На основании теорем о числовых характеристиках, линеаризации функций случайных аргументов и учета соответствующих корреляционных моментов указаны пределы, в которых с вероятностью $P = 2\Phi^*(\beta) - 1$ находится значение приведенной к резцу податливости шпиндельного узла:

$$\Delta = m_\Delta \pm \beta\sigma_\Delta = m_\Delta(1 \pm \beta V_\Delta); \quad \Phi^*(\beta) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\beta} e^{-\frac{t^2}{2}} dt, \qquad (5)$$

где m_Δ, σ_Δ, V_Δ – математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение и коэффициент вариации податливости, Φ^* – нормальная функция распределения.

На однотипных отделочно-расточных головках получено 144 значения радиальной податливости $\tilde{\Delta}$ и показано, что гипотеза нормального распределения не противоречит опытным данным, коэффициент вариации податливости составляет $V_\Delta = 0{,}137$. Вероятностный расчет податливости головки АР-23 по разработанной методике дает значение $V_\Delta = 0{,}13$.

Полученные рядом исследователей на отделочно-расточных, то-

карных, фрезерных, шлифовальных станках опытные данные показывают, что не только податливость, но и собственная частота, декремент колебаний тоже распределены по нормальному закону. Методами линеаризации и теории функций случайных аргументов получены аналогичные выражению (5) формулы. По ним находятся пределы, в которых с заданной вероятностью P укладываются значения собственной частоты f, декремента Λ и приведенных к месту резания основных параметров упругой системы расточного станка – жесткости C, коэффициента демпфирования H и массы M.

Часть результатов и предположений, использованных для вывода формул вероятностного расчета, проверены и уточнены. Методика разработанного вероятностного расчета номинальных значений, характеристик и пределов рассеивания параметров упругой системы иллюстрирована примерами расчета отделочно-расточных головок АР-I5 и АР-23.

Динамические расчеты шпиндельных узлов в такой постановке до сих пор не выполнялись. В то же время, как показали исследования, разброс параметров упругой системы довольно значителен, до 50% от номинальных. А именно он определяет динамическое качество и вероятность виброустойчивой работы станков.

"ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ РАСТОЧНОГО СТАНКА", которому посвящена четвертая глава, предполагает определение параметров доминирующей упругой системы расчетным и экспериментальным путем, а также изучение поведения станка в процессе резания. Объектом исследования являлся консольный инструмент – борштанга, конструкция которой предусматривала возможность работы с динамическим гасителем и без гасителя колебаний. Борштанга устанавливалась на головку АР-23 горизонтального алмазно-расточного станка модели 2А7I5.

Вероятностные характеристики податливости, собственной частоты и логарифмического декремента колебаний определялись статистической обработкой результатов двух независимых экспериментов: I) исследование статических деформаций, 2) исследование свободных затухающих колебаний. Это позволило установить средние значения и пределы рассеивания параметров испытанной головки: $C = 5000 \pm 1500$ Н/мм, $H = 0{,}088 \pm 0{,}054$ Н·с/мм, $M = (0{,}87 \pm 0{,}37) \cdot 10^{-3}$ Н·с^2/мм. Вероятностный расчет тех же параметров по разработанной методике $C = 5520 \pm 1230$ Н/мм, $H =$

$0{,}083 \pm 0{,}057$ Н·с/мм, $M = (0{,}66 \pm 0{,}21) \cdot 10^{-3}$ Н·с^2/мм и их сравнение с экспериментальными значениями показали, что области рассеивания параметров упругой системы перекрываются более чем на 70%, соответствие средних значений и пределов рассеивания параметров вполне приемлемо для практики инженерных расчетов.

Для оценки виброустойчивости использован безразмерный коэффициент устойчивости $\varepsilon_э$ – отношение амплитуд $A_{рез} : A_{xx}$ колебаний борштанги при резании и холостом вращении. Перемещения борштанги регистрировались индуктивными преобразователями с выходом после усиления либо на светолучевой осциллограф (запись), либо на милливольтметр (визуальные наблюдения). Всего записано, обработано около 100 осциллограмм и по ним определены средние математические ожидания коэффициента $\varepsilon_э$. Наблюдение за показаниями милливольтметра позволяло зафиксировать пределы изменения коэффициентов устойчивости.

Испытание проводилось на разных режимах резания, вылетах до резцов без гасителя и с гасителем колебаний. Его применение, как и следовало ожидать, целесообразно не только с точки зрения повышения виброустойчивости, но и для улучшения качества обработки.

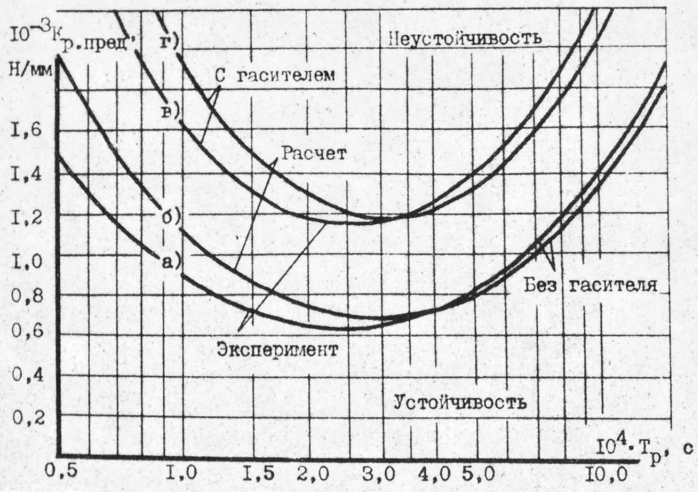


Рис. 4. Границы виброустойчивости алмазно-расточного станка, построенные по экспериментальным (а,в) и расчетным (б,г) параметрам упругой системы

Для анализа устойчивости расточных станков удобно использовать границы виброустойчивости (рис. 4) – зависимости предельно допустимого свойствами станка коэффициента резания $K_{р.пред}$ от скорости резания или постоянной времени стружкообразования, обратно пропорциональной скорости резания: $T_р \sim 1/v$. Для построения границ виброустойчивости при работе с гасителем колебаний предложена и реализована на ЭЦВМ трехциклическая блок-схема расчета, составленная на основе критерия Льенара-Шипара по способу уменьшения шага функции – коэффициента резания $K_{р.пред}$ (рис. 5).

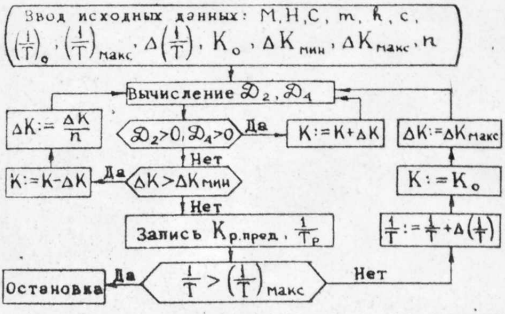


Рис. 5. Блок-схема расчета границ виброустойчивости при работе с гасителем колебаний

Обозначения: m, h, c – соответственно масса гасителя, коэффициент демпфирования и жесткость прокладки гасителя, $(1/T)_0$ – начальное, $(1/T)_{макс}$ – максимальное значения, $\Delta(1/T)$ – шаг изменения аргумента $1/T_р$, K_0 – начальное значение, $\Delta K_{макс}$ – максимальный, $\Delta K_{мин}$ – минимальный шаг, n – коэффициент уменьшения шага функции $K_{р.пред}$, точность вычислений определяется минимальным шагом $\Delta K_{мин}$, $\mathcal{D}_2$, $\mathcal{D}_4$ – определители Гурвица второго и четвертого порядков для системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс резания, движение основной упругой системы и массы гасителя.

Соответствие границ, построенных по номинальным значениям экспериментальных и расчетных параметров упругой системы, в диапазоне граничной скорости резания следует считать вполне удовлетворительным (рис. 4).

Сложность при оценке виброустойчивости по коэффициенту $\varepsilon_р$ состоит в том, что параметры упругой системы станка являются случайными величинами. После линеаризации функции $\widetilde{K}_{р.пред}$ в окрестности точки (M , H , C) и использования теорем о дисперсии функции случайных аргументов получим среднее квадратическое отклонение случайной величины $\widetilde{K}_{р.пред}$:

$$\sigma_к = \sqrt{\left(\frac{H^2+CHT_р}{M^2}\right)^2 \sigma_M^2 + \left(\frac{M+2HT_р+CT_р^2}{MT_р}\right)^2 \sigma_H^2 + \left(\frac{HT_р}{M}\right)^2 \sigma_C^2}, \qquad (6)$$

входящее в вероятностный критерий (3).

Таким образом, область виброустойчивости при случайном отклонении параметров упругой системы сужается, критерий виброустойчивости становится жестче, а детерминированная граница превращается в граничную полосу виброустойчивости (рис. 6).

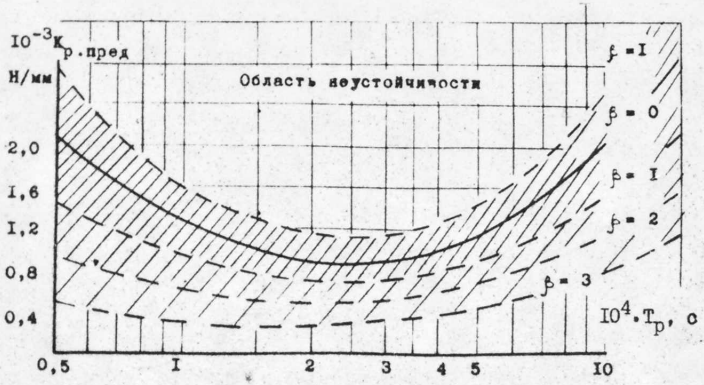


Рис. 6. Граница (сплошная линия) и граничные полосы (заштрихованы) алмазно-расточного станка

Чем больше квантиль β , тем больше вероятность того, что система с номинальными параметрами M , H , C и предельным коэффициентом резания $K_{р.пред}$ находится в полосе устойчивости. В практических расчетах обычно принимают трехсигмовые отклонения, тогда расчетный коэффициент устойчивости:

$$\varepsilon_р = \frac{K_{р.пред} \pm 3\sigma_к}{K_{р.пред} \pm 3\sigma_к - K_р}. \qquad (7)$$

Сравнение результатов вероятностного расчета с эксперимен-

тальными данными позволило сделать вывод о их хорошем соответствии, особенно в области устойчивых режимов резания. Так, при $\xi < 2$ относительная погрешность расчета пределов рассеивания меньше 30%. Погрешность при оценке устойчивости по экспериментальным и расчетным параметрам упругой системы не превышает 15-20%.

"КОНТРОЛЬ И НОРМИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ СЕРИЙНО ВЫПУСКАЕМЫХ РАСТОЧНЫХ СТАНКОВ" - пятая глава. Методика испытаний и контроля отработана в сборочном цехе Московского завода координатно-расточных станков. Несложные устройства и переносный комплект аппаратуры позволяют получить данные для вероятностной оценки податливости, собственной частоты и демпфирования колебаний. В результате испытания серии координатно-расточных станков модели 2Д450 непосредственно перед отправкой их потребителям получено около 200 значений податливости, 200 значений декремента и 50 значений собственной частоты колебаний шпиндельных узлов. Рассеивание параметров довольно значительно, коэффициенты вариации составляют $V_\Delta = 0{,}072$, $V_f = 0{,}043$, $V_\lambda = 0{,}115$, $V_K = 0{,}152$. Анализ полей взаимного рассеивания и расчет коэффициентов корреляции подтвердили, что между случайными значениями параметров серии станков нет ярко выраженных детерминированных зависимостей, - это предположение было взято в основу вывода формулы (6).

По результатам испытания с учетом реально обеспечиваемой вероятности виброустойчивой работы серии станков ($P_{уст} = 0{,}97$) получен критерий виброустойчивости: $m_{Re} < 0{,}714$. Вероятностный расчет по разработанной методике дает значение коэффициента вариации $V_K = 0{,}145$, тогда условие виброустойчивости $m_{Re} < 0{,}728$, что незначительно отличается от экспериментального результата.

Чтобы повысить вероятность виброустойчивой работы серии станков, необходимо либо увеличить запас устойчивости, а это приведет к снижению допустимых режимов резания и недоиспользованию мощности станка, либо за счет совершенствования процессов изготовления и сборки, внедрения новых способов контроля добиться уменьшения рассеивания параметров упругой системы. Используя полученные в работе формулы, выполнен расчет допустимых пределов рассеивания параметров упругой системы, обеспе-

чивающих повышение вероятности виброустойчивости серии станков модели 2Д450 до $P_{уст} = 0,99$: $V_{\lambda} = 0,I$, $V_{\Delta} = 0,06$, $V_{\xi} = 0,03$. Для контроля реального рассеивания предложены два способа и комплект аппаратуры, состоящий из усилителя, светолучевого осциллографа и двухкоординатного самопишущего потенциометра.

В связи с намечаемым на МЗКРС серийным выпуском координатно-расточного станка модели 2Е450АФI необходимо было сравнить параметры шпиндельного узла станка модели 2Д450 и трех новых вариантов шпиндельных узлов с точки зрения обеспечения виброустойчивости и выбрать лучший вариант. Для этого на ЭЦВМ выполнен расчет номинальных значений и характеристик рассеивания параметров упругой системы. Лучшим признан вариант шпиндельного узла с подшипниками: в задней опоре - двумя упорными серии 8II2 и радиально-упорным серии 46II2, в передней опоре - коническим роликовым двухрядным серии 3I82II5.

Испытания изготовленных опытных образцов всех вариантов шпиндельных узлов полностью подтвердили правильность динамических расчетов и выводов. Для выбранного и рекомендованного к серийному производству варианта шпиндельного узла станка модели 2Е450АФI построены номограмма определения податливости и нормативные графики - зависимости допустимых коэффициентов вариации параметров упругой системы от заданной вероятности виброустойчивой работы серии станков.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

I. Анализ совокупности полученных экспериментально АФЧХ упругой системы показал, что отрезок $\tilde{R}e^{\circ}_{раз}$, по которому обычно судят о виброустойчивости, является нормально распределенной случайной величиной. Коэффициент вариации, характеризующий рассеивание этого отрезка, для координатно-расточного станка модели КР-450 достигает 0,I-0,I5.

2. Введено понятие вероятности виброустойчивой работы и получен вероятностный критерий виброустойчивости, накладывающий ограничение на детерминированное значение коэффициента резания и учитывающий числовые вероятностные характеристики рассеивания параметров упругой системы.

3. В общей постановке решена задача об определении податливости, частоты собственных колебаний, демпфирования и при-

веденных к месту резания параметров упругой системы с учетом различия податливостей опор шпиндельного узла. Преимуществом этой методики является то, что для каждого типоразмера шпиндельного узла определяются формуляры; расчет конкретизируется в зависимости от параметров консоли.

4. Разработана методика расчета вероятностных характеристик и пределов рассеивания параметров упругой системы. Гипотеза их нормального распределения проверена на однотипных отделочно-расточных головках. Выяснено, что разброс параметров упругой системы достигает 50% от номинальных значений.

5. Экспериментально и расчетным путем установлены средние значения и пределы рассеивания параметров упругой системы – отделочно-расточной головки АР-23 с консольной борштангой. Области рассеивания параметров перекрываются более чем на 70%, соответствие средних значений и пределов рассеивания параметров приемлемо для практики инженерных расчетов.

6. Экспериментально исследована виброустойчивость алмазно-расточного станка модели 2А7I5 с гасителем и без гасителя колебаний. Его использование позволяет в I,5–2 раза увеличить предельные режимы резания и улучшить качество обработки. Для получения границ виброустойчивости при работе с гасителем колебаний составлена и реализована на ЭЦВМ блок-схема расчета.

7. Выяснено, что при случайном отклонении параметров упругой системы область виброустойчивости сужается, граница превращается в граничную полосу, критерий виброустойчивости становится жестче и зависит от заданной вероятности виброустойчивой работы. Выявлена связь между экспериментальным и расчетным коэффициентами устойчивости. Погрешность при оценке устойчивости по экспериментальным и расчетным параметрам упругой системы не превышает I5%.

8. Отработана методика и непосредственно перед отправкой потребителю испытаны серийно выпускаемые координатно-расточные станки модели 2Д450. Коэффициент вариации предельно допустимого коэффициента резания составляет для них 0,I52, вероятностным расчетом получено 0,I45. Для повышения вероятности виброустойчивости серии станков модели 2Д450 параметры упругой системы нормированы и указаны допустимые пределы их рассеивания. Выборочный статистический контроль удобно осуществлять с помощью предложенного комплекта аппаратуры.

9. Выполнен расчет номинальных значений и характеристик рассеивания параметров различных вариантов шпиндельных узлов для станка новой модели 2Е450АФ1. Из них выбран лучший с точки зрения обеспечения виброустойчивости, для него построены номограммы и нормативные графики. Испытания опытных образцов шпиндельных узлов подтвердили правильность расчетов и выводов.

СПИСОК
опубликованных работ по теме диссертации

I. Попов В.И., Локтев В.И. Расчет виброустойчивости при многорезцовой обработке. "Станки и инструмент", 1972, № 7.

2. Локтев В.И. Устойчивость динамической системы металлорежущего станка со случайно подобранными параметрами упругой системы. "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1973, № 5.

3. Локтев В.И., Попов В.И. Виброустойчивость металлорежущего станка при случайном изменении жесткости упругой системы и глубины резания. "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1973, № 6.

4. Анатольев А.В., Попов В.И., Локтев В.И. Виброустойчивость алмазно-расточного станка при многорезцовой расточке консольным инструментом. Межвед. респ. сб. "Металлорежущие станки", вып. 2. Киев, "Техника", 1974.

5. Локтев В.И., Попов В.И. Виброустойчивость при работе с гасителем колебаний. "Станки и инструмент", 1974, № 4.

6. Локтев В.И., Попов В.И. Влияние случайного изменения глубины резания на динамическую устойчивость станка. "Машиноведение", 1974, № 1.

7. Локтев В.И. Ускоренные испытания виброустойчивости шпиндельного узла. Информлисток № 247. Астрахань, ЦНТИ, 1974.

8. Попов В.И., Локтев В.И. Динамика станков. Киев, "Техника", 1975.

9. Локтев В.И., Носкова Т.А., Попов В.И. Радиальная податливость двухопорных шпиндельных узлов. "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1975, № 3.

10. Локтев В.И. Влияние исходных конструктивных параметров на податливость двухопорных шпиндельных узлов. "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1977, № 5.