

М 47 40 47

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ им. Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

УДК 621.9:621.822.5:62-752

ГОРДАДЗЕ Сергей Сергеевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО
КАЧЕСТВА ШПИЦЕЛЬНОГО УЗЛА НА ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ
ОПОРАХ

05.03.01 - Процессы механической и физико-химической
обработки; станки и инструмент

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1988

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель — к.т.н., доцент УСОВ Б.А.

Официальные оппоненты — д.т.н., проф. Беляев В.Г.

к.т.н., с.н.с. Кушнир Э.Ф.

Ведущее предприятие — указано в решении специализированного совета

Защита диссертации состоится "13" ноября 1988 г.
на заседании специализированного совета К 053.15.15 в Москов-
ском высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана по адресу:
107005, Москва, Б-5, 2-ая Бауманская ул., дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
имени Н.Э.Баумана

Ваш отзыв
печатью, проси

Авторефер

Ученый секретарь
специализирован
к.т.н., доцент

Зак. № 474

М 474047

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Основными задачами развития тяжелой промышленности, поставленными XXII съездом КПСС, предусмотрено существенное расширение выпуска станков высокой и особо высокой точности.

Точность обработки деталей на металлорежущих станках во многом определяется характеристиками шпиндельного узла. Внедрение гидростатических подшипников в качестве опор шпинделей позволило значительно увеличить точность станков и качество обрабатываемых деталей, так как они обладают целым рядом важных для станкостроения преимуществ. Гидростатические подшипники обеспечивают высокую точность вращения шпинделя, имеют практически неограниченную долговечность, обеспечивают высокую нагрузочную способность при любой частоте вращения, обладают высокой демпфирующей способностью, что значительно повышает виброустойчивость станка, следовательно, его производительность.

Характеристики точности шпинделя в значительной степени определяются жесткостью и динамическими свойствами. В настоящее время жесткость, то есть статические характеристики гидростатических подшипников изучены довольно подробно, но их динамические свойства находятся в процессе исследования. Поэтому разработка методики прогнозирования динамических характеристик шпиндельного узла на гидростатических опорах является актуальной задачей.

Целью работы является создание методики прогнозирования динамических характеристик шпиндельного узла на гидростатических опорах, при произвольных значениях эксцентриситета в его опорах.

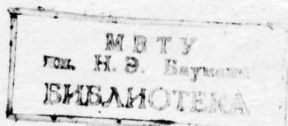
Научная новизна. Получены эмпирические математические модели коэффициентов демпфирования трех типов гидростатических подшипников, учитывающие эксцентричное положение вала относительно втулки. Установлено среднее квадратическое отклонение δ , характеризующее точность расчета по полученным математическим моделям коэффициентов демпфирования, позволяющее реализовать вероятностный подход при прогнозировании динамических характеристик шпиндельного узла на гидростатических опорах.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1474047

Гордадзе С.С. Разработка м



Практическая ценность. Разработанная методика позволяет оценивать динамические характеристики шпиндельного узла на стадии проектирования и тем самым целенаправленно подбирать параметры гидростатических опор шпинделя с целью обеспечения необходимой точности и производительности обработки.

Реализация работы. Результаты работы внедрены на Московском станкостроительном производственном объединении "Красный пролетарий". Ожидаемый экономический эффект от использования материалов работы составил 8 тыс. рублей.

Апробация работы. Отдельные разделы и работа в целом докладывались на заседаниях кафедры "Металлорежущие станки и автоматы" — АМ-1 МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1984, 1985 и 1986 годах.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликованы 2 статьи.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы из 124 наименований; изложена на 183 страницах машинописного текста. Основной текст занимает 139 страниц, иллюстрируется 34 рисунками, 6 приложениями, 9 таблицами.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Глава I посвящена анализу состояния вопроса и обоснованию выбора цели, задач и объекта исследования.

В главе рассмотрено состояние вопроса вероятностного подхода при прогнозировании качества металлорежущих станков, в частности при прогнозировании динамического качества шпиндельного узла. Проанализировано состояние вопроса о прогнозировании динамических характеристик гидростатических подшипников, применяемых в качестве опор прецизионных шпинделей.

Вероятностный подход к оценке качества изделий известен давно и считается единственно правильным в трудах Ю.А.Бородачева, А.Н.Гаврилова, В.И.Сергеева, Н.К.Саленикса, А.И.Якушева и др. О правильности вероятностного подхода к оценке качества станков и их узлов говорится в работах А.С.Проникова, В.В.Каминской, Д.И.Решетова, А.В.Пуша, Р.Пигерта, С.А.Дальского и др. Несмотря на то, что в перечисленных работах прямо говорится о наибольшей достоверности вероятностного подхода к прогнозированию выходных характеристик станков, до сих пор в расчетных методиках преобладает детерминированный подход.

Динамические свойства гидростатических подшипников и динамические свойства шпиндельных узлов на гидростатических опорах рассмотрены в работах А.В.Пуша, А.И.Белоусова, М.А.Шимановича, Г.Х.Ингерта, Б.Г.Лурье, Р.Бетхера и др. В перечисленных работах приводятся формулы для расчета коэффициентов демпфирования гидростатических подшипников при концентричном положении вала относительно втулки. Отсутствуют формулы для расчета коэффициентов демпфирования при эксцентричном положении вала относительно втулки.

В процессе реальной обработки детали на станке под действием постоянной составляющей силы резания шпиндель занимает эксцентричное положение и колеблется относительно этого положения. Поэтому для прогнозирования динамических характеристик шпиндельного узла, а следовательно для прогнозирования качества обработки, исследование динамических свойств гидростатических подшипников при эксцентричном положении вала относительно втулки является актуальной задачей.

На основании анализа существующих работ были сформулированы следующие задачи диссертационной работы:

1. Выбрать выходные параметры, характеризующие качество шпиндельного узла.
2. Разработать методику оценки динамического качества шпиндельных узлов внутри области виброустойчивости, исходя из требуемой точности и производительности обработки.
3. Разработать математическую модель для расчета частотных характеристик шпиндельного узла.
4. Разработать математические модели коэффициентов демпфирования гидростатических подшипников, учитывающие эксцентричное положение вала относительно втулки.
5. Разработать методику вероятностного подхода для прогнозирования динамических характеристик шпиндельного узла.
6. Проверить адекватность прогнозируемых динамических характеристик шпиндельного узла с экспериментальными.
7. Внедрить результаты работ в промышленность.

В качестве объекта исследования выбран токарный станок модели 16К20ВФ1 со шпинделем на гидростатических подшипниках.

Глава 2 посвящена выбору выходных параметров шпиндельного узла, влияющих на точность обработки цилиндрических поверхностей в радиальном сечении, и установлению их максимально

допустимых значений с целью обеспечения требуемой точности обработки.

Проф. А.С.Прониковым разработаны методические принципы оценки качества металлорежущих станков по траектории формообразующих узлов. Точность обработки детали определяется параметрами траектории взаимных перемещений инструмента и детали в направлении, перпендикулярном обрабатываемой поверхности. Из сказанного следует, что некруглость цилиндрической поверхности при токарной обработке будет формироваться в результате взаимных радиальных смещений шпинделя и суппорта. Таким образом, величину радиальных смещений шпинделя можно принять за его выходной параметр.

При динамических процессах радиальное смещение шпинделя будет иметь колебательный характер. В результате анализа работ М.Саваба, А.В.Пуша, В.В.Селезневой, В.А.Лизогуба и др. установлено, что составляющие спектра радиальных колебаний шпинделя полностью присутствуют в спектре некруглости обработанной цилиндрической поверхности. При этом амплитуды соответствующих составляющих в спектре радиальных колебаний и в спектре некруглости не равны друг другу. Это вполне естественно, так как на некруглость детали обработанной цилиндрической поверхности кроме колебаний шпинделя влияют колебания суппорта. Из анализа перечисленных выше работ установлено, что амплитуды спектральных составляющих радиальных колебаний шпинделя составляют 70-90% от амплитуд спектральных составляющих некруглости. Это процентное соотношение определяет долю шпиндельного узла в общем балансе погрешности обработки и учитывается при назначении максимально допустимых значений амплитуд радиальных колебаний шпинделя в виде коэффициента воздействия шпиндельного узла:

$$K_{ш\psi} = A/R \quad (I)$$

где: $K_{ш\psi}$ — коэффициент воздействия шпиндельного узла, A — амплитуда радиальных колебаний шпинделя, R — высота неровностей обработанной детали в радиальном сечении.

В зависимости от частоты амплитудные значения радиальных колебаний шпинделя влияют на точность формы, волнистость и шероховатость. Максимально допустимые значения для каждого диапазона частот определяют область работоспособности выходных параметров шпиндельного узла. Графически область работоспособ-

ности изображена на рис.1. Максимально допустимые амплитуды радиальных колебаний $[A_1]$, $[A_2]$ и $[A_3]$ устанавливаются, исходя из требуемой точности формы, волнистости и шероховатости обработанной детали по формуле:

$$[A_i] = R \cdot K_{\text{ш}} / K_3 \quad (2)$$

где: $[A_i]$ - максимально допустимое значение амплитуды радиальных колебаний, R - высота неровности детали в радиальном сечении, $K_{\text{ш}}$ - коэффициент воздействия шпиндельного узла, K_3 - коэффициент запаса.

Граничные частоты f_1 и f_2 рассчитываются по формуле:

$$f_i = \frac{V}{60 \cdot S_i} \quad (3)$$

где: f - граничная частота, Гц; V - скорость резания, м/мин;

S_i - шаг неровностей профиля обработанной поверхности. Шаг определяется из соотношений, существующих в метрологии.

$$\begin{aligned} S/R &< 40 \\ 40 &\leq S/R \leq 100 \\ 1000 &< S/R \end{aligned} \quad (4)$$

для шероховатости, волнистости и погрешности формы соответственно.

При колебаниях шпинделя в основном преобладают частоты до 1 кГц, значениями амплитуд более высоких частот можно пренебречь. Исходя из точности обработки, достигаемой на токарных станках со шпинделем на гидростатических опорах, и применяемых при этом режимов резания, анализ граничных частот f_1 и f_2 показал, что обе граничные частоты больше 1 кГц. Поэтому под воздействием радиальных колебаний шпинделя на гидростатических опорах будет формироваться только погрешность формы. Следовательно, по формуле (2) нужно определять максимально допустимое значение амплитуды колебаний только для диапазона частот, формирующих погрешность формы (см. рис.2). Область работоспособности, изображенная на рис.2, определена, исходя из следующих требований: допуск на погрешность формы $R = 0,8$ мкм; коэффициент воздействия шпиндельного узла $K_{\text{ш}} = 0,9$; коэффициент запаса $K_3 = 1,2$.

Методика, разработанная в главе, позволяет устанавливать область работоспособности выходных параметров шпиндельного



Рис. 1 Область работоспособности амплитуд составляющих частотного спектра радиальных колебаний шпинделя

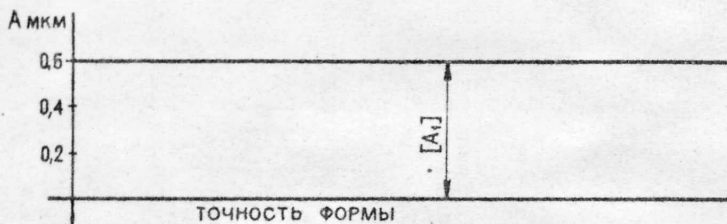


Рис. 2 Область работоспособности амплитуд составляющих частотного спектра радиальных колебаний шпинделя

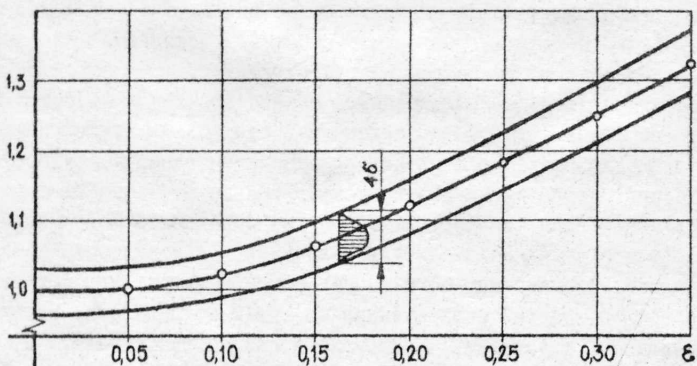


Рис. 3 График изменения функции Φ и его доверительный интервал для гидростатического подшипника без дренажных канавок

узла, исходя из требуемой точности обработки.

Глава 3 посвящена разработке моделей и алгоритмов для определения коэффициентов демпфирования гидростатических подшипников.

Амплитуды спектральных составляющих радиальных колебаний шпинделя зависят от амплитуд спектральных составляющих возмущающей силы и динамических характеристик шпиндельного узла и должны находиться в пределах области работоспособности, то есть должны быть меньше допустимых значений. Динамические характеристики шпиндельного узла, в свою очередь, определяются жесткостью и коэффициентом демпфирования его опор.

Как было отмечено выше, одной из задач, поставленных автором в данной диссертационной работе, является получить математические модели коэффициентов демпфирования гидростатических подшипников, учитывающие эксцентричное положение вала относительно втулки.

Для расчета коэффициентов демпфирования при концентричном положении вала А.В.Пушем предложены следующие формулы

$$h = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} [\ell \Theta_K (\cos \varphi + \sin \varphi) + 1,33 \ell_0] \quad (5)$$

$$h = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} [1,33 \ell \Theta_K (\cos \varphi + \sin \varphi) + 1,2 \ell_0] \quad (6)$$

$$h = 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta^3} [(\ell + \ell_1) \Theta_K (\cos \varphi + \sin \varphi) + \ell g + \ell n + 0,67 \ell g] \quad (7)$$

для гидростатических подшипников без дренажных канавок, с дренажными канавками и с внутренним дросселированием соответственно, где: h – коэффициент демпфирования, н·с/мм; D – диаметр подшипника в мм; Δ – диаметральный зазор в мм; μ – вязкость масла, мПа·с; ℓ_0 , ℓ , ℓ_1 , ℓg , ℓn – длины перемычек в осевом направлении в мм; Θ_K – угол кармана в радианах; φ – угол приложения силы.

Математические модели коэффициентов демпфирования гидростатических подшипников, учитывающие эксцентричное положение вала относительно втулки, можно получить, приняв за основу формулы (5) – (7), домножив их на некоторую функцию $\Phi(\varepsilon)$, аргументом которой является относительный эксцентриситет ε .

Функцию $\Phi(\varepsilon)$ можно определить как теоретически, так и экспериментально. Аналитическое исследование гидростатических подшипников, с целью определения функции $\Phi(\varepsilon)$, связано с

большими трудностями. Автор определил эту функцию по результатам экспериментальных исследований гидростатических подшипников.

В процессе эксперимента не представляется возможным непосредственно определить коэффициент демпфирования. Метод импульсного нагружения для определения коэффициентов демпфирования непригоден, так как вал при этом колеблется относительно положения равновесия, то есть при эксцентриситете равно нулю.

Непосредственно в процессе эксперимента при различных эксцентриситетах можно определить амплитудно-частотную характеристику шпиндельного узла. Амплитудно-частотная характеристика определяет значение передаточной функции W в зависимости от частоты возмущающей силы. Зная экспериментальное значение передаточной функции W при определенном значении эксцентриситета и частоты возмущающей силы, используя методику динамического расчета шпиндельного узла, можно рассчитать коэффициент демпфирования.

Существующие методики динамического расчета шпиндельного узла позволяют определить передаточную функцию W в зависимости от характеристик опор шпинделя, в частности, в зависимости от коэффициентов демпфирования подшипников шпинделя. Решить обратную задачу, то есть определить коэффициент демпфирования, зная значение передаточной функции, можно при помощи той же методики с использованием метода проб и последовательных приближений.

В соответствии с вышеизложенным в главе разработана математическая модель и алгоритм динамического расчета шпиндельного узла. На основе алгоритма составлена программа на языке FORTRAN-4, позволяющая определить численные значения передаточной функции.

Разработана с использованием метода проб и последовательных приближений, а также с использованием программы динамического расчета методика и алгоритм вычисления коэффициентов демпфирования опор шпинделя при известном (определенном экспериментально) значении передаточной функции шпиндельного узла. На основе алгоритма составлена программа на языке FORTRAN-4, позволяющая определить коэффициенты демпфирования подшипников.

Глава 4 посвящена экспериментальному исследованию коэффициентов демпфирования гидростатических подшипников.

Экспериментальные исследования проводились с целью получения эмпирических математических моделей коэффициентов демпфирования, учитывающих эксцентричное положение вала относительно втулки. Значения коэффициентов демпфирования определялись по методике, разработанной в третьей главе, по известным значениям передаточной функции шпиндельного узла W , которые определяют экспериментально.

С целью определения передаточной функции шпиндельного узла был собран экспериментальный стенд на базе трех универсальных токарно-винторезных станков модели 16К20ВФ1. В качестве опор шпинделей установлены гидростатические подшипники без дренажных канавок, с дренажными канавками и с внутренним дрессированием.

Значение передаточной функции шпиндельного узла W определялось по известной методике, разработанной В.А.Кудиновым.

Гармонические колебания шпинделя на экспериментальном стенде возбуждались под воздействием бесконтактного электромагнитного вибратора. Регулированием постоянной составляющей силы, создаваемой вибратором, добивались необходимого значения эксцентриситета. Радиальные колебания шпинделя фиксировались бесконтактными индуктивными датчиками. Датчики температуры, установленные на сливе масла из подшипника, измеряли температуру масла, знание которой необходимо для определения его вязкости.

В процессе эксперимента определялись передаточные функции шпиндельного узла W при значениях относительного эксцентриситета ε в диапазоне от 0 до 0,35 с шагом 0,05. С использованием программы, разработанной в третьей главе, и экспериментальных значений передаточной функции W определялись коэффициенты демпфирования гидростатических подшипников при тех же значениях относительного эксцентриситета. По значениям коэффициентов демпфирования были определены значения функции $\Phi(\varepsilon)$ (см. главу 3).

Как было сказано выше в главе 3, для получения математических моделей коэффициентов демпфирования, учитывающих влияние относительно эксцентриситета ε , необходимо определить функцию Φ , которая стоит множителем при формулах (5)–(7).

Значение функции Φ при определенном относительном эксцентриситете ε_i равно отношению коэффициента демпфирования при

этом же значении ε_i к коэффициенту демпфирования при $\varepsilon = 0$, то есть:

$$\Phi(\varepsilon_i) = h(\varepsilon_i) / h(\varepsilon = 0) \quad (8)$$

где: $\Phi(\varepsilon_i)$ — значение функции Φ при ε_i ; $h(\varepsilon_i)$ — значение коэффициента демпфирования при ε_i ; $h(\varepsilon = 0)$ — значение коэффициента демпфирования при $\varepsilon = 0$.

В результате статистической обработки экспериментальных данных были получены следующие формулы линии регрессии, аппроксимирующие значения функции $\Phi(\varepsilon)$

для гидростатического подшипника без дренажных канавок

$$\Phi(\varepsilon) = e^{0,72\varepsilon} \quad (9)$$

для гидростатического подшипника с дренажными канавками

$$\Phi(\varepsilon) = e^{0,68\varepsilon} \quad (10)$$

для гидростатического подшипника с внутренним дросселированием

$$\Phi(\varepsilon) = e^{0,77\varepsilon} \quad (11)$$

где: ε — относительный эксцентриситет; e — основание натурального логарифма.

Для всех трех уравнений линии регрессии определено среднее квадратическое отклонение $\sigma_{\Phi\varepsilon}$ значений Φ относительно линии регрессии. Две линии, эквидистантные линии регрессии и отстоящие от нее на расстоянии $2\sigma_{\Phi\varepsilon}$, образуют полосу, содержащую около 95% всех значений Φ (см. рис.3). Средние квадратические отклонения $\sigma_{\Phi\varepsilon}$ разных типов подшипников отличаются друг от друга незначительно, и для всех трех случаев можно принять равным $\sigma_{\Phi\varepsilon} = 0,06$.

В результате для расчета коэффициентов демпфирования получены следующие математические модели, учитывающие влияние относительного эксцентриситета:

$$h = e^{0,72\varepsilon} \cdot 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta} [\ell \theta_k (\cos \varphi + \sin \varphi) + 1,33 \ell_0] \quad (12)$$

$$h = e^{0,68\varepsilon} \cdot 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta} [1,33 \ell \theta_k (\cos \varphi + \sin \varphi) + 1,2 \ell_0] \quad (13)$$

$$h = e^{0,77\varepsilon} \cdot 12 \cdot 10^{-9} \frac{\mu D^3}{\Delta} [(\ell + \ell_1) \theta_k (\cos \varphi + \sin \varphi) + \ell_A + \ell_n + 0,67 \ell_0] \quad (14)$$

Математические модели получены для расчета коэффициентов демпфирования гидростатических подшипников без дренажных каналов, с дренажными канавками и с внутренним дросселированием соответственно.

Таким образом, в главе получены эмпирические математические модели, позволяющие рассчитать коэффициенты демпфирования гидростатических подшипников при относительных эксцентриситетах в диапазоне от 0 до 0,35. В результате экспериментальных исследований установлено среднее квадратическое отклонение σ_{Φ_e} , равное 0,06. Среднее квадратическое отклонение характеризует точность расчета по формулам (12) – (14) и позволяет реализовать вероятностный подход при прогнозировании динамических характеристик шпиндельного узла.

Глава 5 посвящена прогнозированию динамических характеристик шпиндельного узла с вероятностным подходом.

Вероятностный подход наиболее удобно реализовать методом статистического моделирования (метод Монте-Карло). В данной главе на основе алгоритма и программы динамического расчета шпиндельного узла, разработанной в главе 3, разработан алгоритм статистического моделирования и составлена программа расчета на языке FORTRAN-4, позволяющая прогнозировать амплитудно-частотные характеристики шпиндельного узла с вероятностным подходом, а также приведен конкретный пример расчета (см. рис.4).

В большинстве случаев параметры шпиндельного узла, представляющие собой случайные величины и являющиеся исходными данными для составленной программы, распределены по нормальному закону. Поэтому значения амплитудно-частотных характеристик, являющиеся результатом расчета, также будут распределены по нормальному закону.

Кривая 1 на рис.4 является математическим ожиданием значений амплитудно-частотной характеристики. В результате рассеивания значения амплитудно-частотной характеристики содержатся внутри области, ограниченной кривыми 2 и 3. Кривая 4 соответствует экспериментальному значению.

В приведенном примере из всех исходных данных по нормальному закону разыгрываются только параметры опор. Этим объясняется то, что область, ограниченная кривыми 2 и 3, сужается. Приведенный алгоритм не исключает возможности для разыгрывания

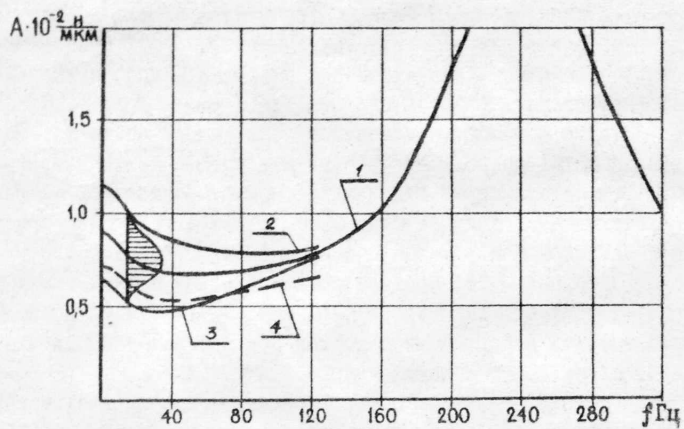


Рис. 4 Графики амплитудно-частотных характеристик:

1 – прогнозируемое значение

4 – экспериментальное значение

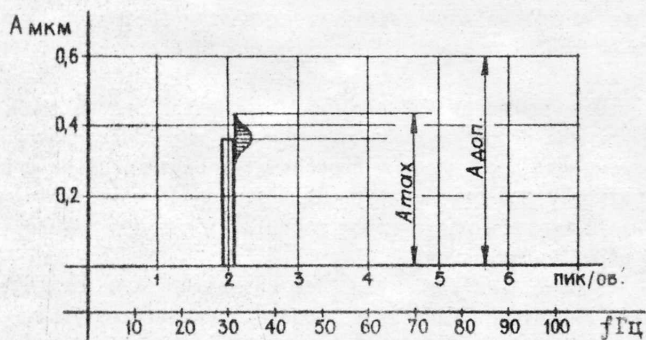


Рис. 5 Прогнозируемая амплитуда радиального колебания шпинделя, с частотой 2 пик/об

по нормальному закону и других параметров шпиндельного узла.

С использованием этой же программы можно прогнозировать амплитуду частотного спектра радиальных колебаний шпинделя, зная частотный спектр возмущающей силы. В главе рассмотрен пример прогнозирования амплитуды радиальных колебаний под воздействием переменной составляющей силы резания, возникающей в результате неравномерности припуска, обусловленной овальностью заготовки. Результатом расчета является математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение амплитуды радиальных колебаний. Сравнивая расчетное значение амплитуды колебаний с областью работоспособности, установленной в главе 2, можно судить о динамическом качестве шпиндельного узла (см. рис. 5). Как видно из рисунка, четырехсигмовый диапазон ожидаемых значений амплитуды колебаний целиком лежит в пределах области работоспособности.

Сравнение результатов прогноза формы обработанной поверхности с траекторией опорной точки шпинделя и круглограммами обработанной детали показало, что имеет место соответствие полученных овальностей (расхождение не превышает 20-25%).

Таким образом, методика, приведенная в данной главе, позволяет прогнозировать динамические характеристики и оценивать динамическое качество шпиндельного узла с вероятностным подходом.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана методика, позволяющая оценить динамическое качество шпиндельного узла, исходя из требуемой точности и производительности обработки детали и с реализацией вероятностного подхода к оценке характеристик металлорежущих станков.

2. Основным параметром для оценки динамического качества шпиндельного узла на гидростатических опорах является амплитуда радиальных колебаний шпинделя, определяющая точность формы обрабатываемой детали. Показано, что спектр радиальных колебаний шпинделя практически полностью переносится на деталь. Установлено значение коэффициента воздействия шпиндельного узла на точность обработки детали, находящееся в интервале 0,7...0,8.

3. В качестве критерия оценки динамического качества шпиндельного узла выбрано взаимное расположение областей состояния и работоспособности выходных параметров шпинделя. Разработана методика определения границ области работоспособности выходных параметров, позволяющая оценить вклад шпиндельного узла в формирование погрешности формы обрабатываемой детали при динамических процессах.

4. Составлена математическая модель колебаний динамической системы "шпиндель-гидростатические опоры", позволяющая прогнозировать частотные характеристики шпиндельного узла. На основе математической модели составлены блок-схема и программа динамического расчета шпиндельного узла на ЭВМ с использованием языка **FORTRAN** -4, позволяющие уже на стадии проектирования целенаправленно выбрать параметры гидростатических опор, обеспечивающие наименьшие погрешности формы обрабатываемой детали.

5. Разработана методика, позволяющая определить коэффициент демпфирования опоры шпинделя по известным динамическим характеристикам шпиндельного узла. Для значений относительного эксцентриситета в пределах от 0 до 0,35 получены эмпирические математические модели коэффициентов демпфирования трех типов гидростатических подшипников, учитывающие эксцентричное положение вала относительно втулки и пригодные для прогнозирования частотных характеристик шпиндельного узла.

6. Установлено, что с увеличением эксцентриситета шпинделя в опоре значение коэффициентов демпфирования в системе шпиндель-гидростатический подшипник увеличивается. Зависимость коэффициентов демпфирования от относительного эксцентриситета целесообразно аппроксимировать показательной функцией.

7. Разработанные экспериментальная установка и методика проведения экспериментов позволили определять требуемые динамические характеристики шпиндельного узла: частотные характеристики АЧХ и АФЧХ, спектрограммы, а также круговые траектории опорных точек шпинделя.

8. Прогнозируемые значения амплитудно-частотных характеристик шпиндельного узла, полученные с использованием эмпирических математических моделей коэффициентов демпфирования и программы динамического расчета узла, согласуются с экспериментальными значениями. Наибольшее расхождение не превышало 30%.

9. В результате исследования динамических характеристик при помощи разработанных моделей, алгоритмов и программ установлено, что рассеяние параметров гидростатических опор на частотах более 120 Гц практически не влияет на динамическое качество шпиндельного узла. При низких частотах (меньше 120 Гц) наиболее сильное влияние оказывает изменение зазора в опоре, затем изменение вязкости смазочной жидкости и, в последнюю очередь, изменение давления источника питания.

10. Сравнение результатов прогноза формы обрабатываемой поверхности с траекториями опорной точки переднего конца шпинделя и круглограммами обработанных образцов показало, что имеет место соответствие полученных овальностей (расхождение не превышает 20-25%). При этом подтверждено, что шпиндельный узел вносит основную погрешность в отклонение от заданной формы. При этом коэффициент воздействия шпиндельного узла в образование погрешности формы изделия находится в пределах $K_{\text{ш}} = 0,75 \dots 0,8$.

11. Разработанная методика позволяет оценивать динамическое качество шпиндельного узла на стадии проектирования и целенаправленно подбирать параметры гидростатических опор, обеспечивающие наибольшую точность и производительность токарной обработки.

12. Разработанные методики, модели, алгоритмы и программы прогнозирования динамических характеристик шпиндельных узлов на гидростатических опорах приняты к внедрению на МСПО "Красный пролетарий" с ожидаемым экономическим эффектом 8 тыс.руб.

Основное содержание работы отражено в следующих публикациях:

1. Гордадзе С.С. Прогнозирование динамического качества шпиндельного узла на гидростатических опорах с целью обеспечения заданной производительности токарной обработки. // Повышение качества обработки и сборки деталей автомобилей и тракторов. - М.: МАМИ, 1986. - С.152-161.

2. Гордадзе С.С. Обеспечение качества обработки изделий путем управления динамическими характеристиками шпиндельного узла. // Совершенствование существующих и создание новых процессов изготовления деталей и изделий в машиностроении. Материалы семинара. - М.: МДНТП, 1987. - С.55-59.

З. Иванников С.Н., Гордадзе С.С., Черемушкин А.А. Оценка параметрической надежности токарной обработки. // Металлорежущие станки. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. - Киев: Техника, 1987. - С. 122-126.

Top-18

