
КОМПЬЮТЕРИЗИРОВАННАЯ БАЛАНСИРОВКА ШПИНДЕЛЯ ОСОБО ТОЧНОГО СТАНКА ДО НАНОМЕТРИЧЕСКОГО УРОВНЯ

**В.А. Рогов, Г.Г. Позняк, В.В. Копылов,
Е.С. Лыкова, А.Н. Попиков, Д.К. Гришин**

Кафедра технологии, металлорежущих станков и инструментов
Российский университет дружбы народов
Ул. Миклухо-Маклая, 6, Москва, Россия, 117198

В статье рассматриваются методы компьютеризированной балансировки, позволяющие значительно сократить ее продолжительность за счет использования новых подходов к традиционным методам пробных пусков, а также метода активного воздействия на колебания, вызываемые дисбалансом.

При обработке заготовок на особо точных токарных станках (ОТТС) отклонение от геометрической точности заданной поверхности, ее волнистость и шероховатость в значительной степени определяются величиной дисбаланса, который возникает при установке каждой новой обрабатываемой детали. Этот дисбаланс является результатом таких объективных причин, как несовпадение оси заготовки и оси шпинделя, неравномерность распределения масс в локальных областях заготовки, радиальное биение заготовки, разная плотность материала. На современных станках частота вращения шпинделя составляет несколько тысяч оборотов в минуту, поэтому каждая вновь установленная заготовка обязательно должна быть подвергнута балансировке, как правило, вместе с патроном. Необходимость тщательной балансировки приводит к тому, что время, затраченное на балансировку, многократно превышает машинное время. Например, время балансировки заготовок среднего размера, обрабатываемых на токарном станке, составляет порядка 30 мин на деталь.

Жесткие роторы, к которым может быть отнесен и шпиндель ОТТС, теоретически допускают полную балансировку при принудительном совмещении оси вращения с главной центральной осью вращения, например, путем перемещения корректирующих масс (в том числе и автоматически), удаления корректирующей массы, а также с помощью других автобалансирующих устройств [2]. Однако существующие устройства имеют ограничения по точности, связанные, в частности, с трением и дискретностью воздействий в механических и гидравлических приводах, что не позволяет достигнуть снижения амплитуды колебаний до уровня 0,1—0,01 мкм.

Существующие методики балансировки в собственных опорах ротора требуют применения сложного комплекса дорогой аппаратуры и связаны с необходимостью многоточечных измерений векторов колебаний, в том числе фазовых углов. Однако стандартные фазоизмерительные приборы имеют погрешность из-

мерения порядка $\pm 5^\circ$, так что расчетные значения массы балансировочного груза и угла его установки часто являются только ориентировочными и требуют скрупулезной подгонки с многократными пробными пусками. Длительность дополнительной балансировки может составлять 1—2 часа и даже более, что многократно превышает время обработки деталей на особо точных станках (5—7 мин).

Предлагаемый метод компьютеризированной балансировки основан на известных методах балансировки (путем нескольких пусков), но содержит новые алгоритмы реализации установок пробной балансирующей массы, расчетов величины и места установки балансирующего груза, а также новую конструкцию этого груза, что обеспечивает значительное сокращения времени всей процедуры (до 7 мин) и возможность снижения величины остаточного уровня амплитуды колебаний до сотых долей мкм.

Рабочие частоты вращения шпинделя ОТТС в 3—7 раз меньше низшей собственной частоты колебаний и в 3—6 раз больше частоты пропускания виброизолирующих аэроэластических опор станины, поэтому можно пренебречь фазовым углом между перемещениями от статического и моментного дисбалансов, и при моделировании полагать его равным нулю. Таким образом, дисбаланс шпинделя будем рассматривать как квазистатический. Полученные экспериментальные данные также свидетельствуют о сравнительно малой связанности радиальных и угловых колебаний, что позволяет проводить балансировку шпинделя ОТТС по методу амплитуд, измеряя колебания станины одним датчиком абсолютных колебаний, установленным так, чтобы его ось лежала в плоскости, перпендикулярной оси вращения и пересекала ее.

Математическая модель способа основана на анализе векторной диаграммы перемещений шпинделя (рис. 1), получаемой в результате трех пусков шпинделя с некоторой пробной массой m_n , устанавливаемой последовательно в трех положениях: в произвольном угловом положении при первом пуске (это положение принимаем за нулевое), а также в положениях 90° и 180° при втором и третьем пусках. Положим, что радиус-вектор $\bar{D}$ устранимого дисбаланса расположен в угловом положении α .

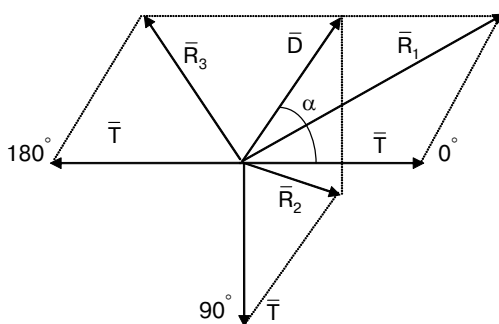


Рис. 1. Векторная диаграмма для расчета дисбаланса шпинделя по методу трех пробных пусков

Построим на векторе устраняемого дисбаланса $\bar{D}$ три параллелограмма, имеющих две равные стороны — D и T . Диагонали параллелограммов — векторы измеренных амплитуд колебаний при трех пусках R_1 , R_2 и R_3 при разных углах установки пробной массы. Углы между сторонами параллелограммов равны α , $(90^\circ + \alpha)$, $(180^\circ - \alpha)$. По известным формулам соотношений сторон и углов косоугольных треугольников можно составить систему из трех трансцендентных уравнений с тремя неизвестными D , T и α :

$$\begin{aligned} R_1^2 &= T^2 + D^2 + 2TD \cos \alpha, \\ R_2^2 &= T^2 + D^2 - 2TD \sin \alpha, \\ R_3^2 &= T^2 + D^2 - 2TD \cos \alpha, \end{aligned} \quad (1)$$

где R_1 , R_2 и R_3 — измеренные амплитуды колебаний при трех вариантах установки пробной массы — соответственно в угловом положении 0° , 90° и 180° ; T — амплитуда колебаний станины; D — амплитуда от действия начального дисбаланса; α — угол расположения начального дисбаланса.

Решая полученную систему численным методом на компьютере, получаем значения амплитуд D и T , а затем рассчитываем величину корректирующей массы:

$$m_k = m_{\pi} D/T, \quad (2)$$

где m_k и m_{π} — величины соответственно корректирующей и пробной массы.

Для того, чтобы удовлетворить тем требованиям, которые накладываются особенностями экспериментальных исследований и эксплуатации особо точных станков по чувствительности и частотному диапазону, были разработаны и испытаны датчики малых перемещений на основе фотоэффекта [3], которые в диапазоне частот колебаний 20—1000 Гц имеют линейную характеристику при чувствительности 29 мВ/мкм. Цеховые испытания предложенного способа Балансировки на особо точном токарном станке МК6514 МСПО «Красный пролетарий» производились следующим образом. В произвольное место балансировочной канавки устанавливался тестируемый груз массой 4,17 г, который при вращении шпинделя с частотой 3000 об/мин вызывал колебания с амплитудой 4,31 мкм. Задача состояла в проверке предложенной методики: необходимо было определить величину массы тестируемого груза и угол его установки, затем установить рассчитанный корректирующий груз в расчетное место и оценить остаточный дисбаланс. С этой целью производилось три пуска при установке пробного груза массой 3,07 г последовательно в положения 0° , 90° и 180° . Значения измеренных амплитуд колебаний R_1 , R_2 и R_3 подставлялись в систему уравнений (1), и на компьютере рассчитывались значения массы корректирующего груза и угол его установки.

Расчетная величина массы корректирующего груза, необходимого для устранения дисбаланса, отличалась от установленного тестируемого груза на 0,07 г, а ошибка в определении угла установки этого груза составила около 1° ($+1,07^\circ$ —

$-0,85^\circ$), что, по-видимому, отражает неточность установки пробной массы по углу. При пуске с установленным корректирующим грузом остаточный дисбаланс составил 0,0475 мкм (при среднеквадратичном отклонении по четырем экспериментам 0,00433 мкм). Все необходимые процедуры для пусков и расчетов были выполнены за 7 минут. Стандартная методика с необходимыми расчетами и построением векторных диаграмм для подобной работы потребовала более 60 мин.

Как правило, величины рассчитанной массы корректирующего груза и угла его установки получаются дробными. Округление значений приводит к появлению значительного остаточного дисбаланса, поэтому обычно устанавливают два корректирующих груза, пытаясь найти такое их расположение, при котором векторная сумма их центробежных сил компенсировал бы действие центробежной силы дисбаланса. Это значительно увеличивает продолжительность балансировочной процедуры. Поэтому важнейшей составляющей предложенной методики является разработанный алгоритм компьютерного поиска таких целочисленных значений масс двух корректирующих грузов и целочисленных значений углов их установки, радиусы-векторы которых, геометрически суммируясь, давали бы с точностью трех знаков после запятой значение величины компенсирующего вектора. Для практической реализации необходимо использовать специальную конструкцию балансировочного груза и особую форму балансировочной канавки (устройство запатентовано [4]).

Выполненный на компьютерной модели анализ показал, что с учетом реальных отклонений масс и угловых положений не удастся компенсировать колебания, вызванные дисбалансом, до уровня меньшего $\pm 0,02$ мкм. Дальнейшее уменьшение амплитуды остаточных колебаний может быть реализовано путем силового бесконтактного воздействия на шпиндель. Математическое моделирование [5] и исследования на экспериментальном стенде автоматического гашения колебаний на токарном станке показали принципиальную возможность внешним воздействием уменьшить нестабильность, определяемую внутрисистемным возбуждением.

На рис. 2 представлена структурная схема разработанной математической модели метода. Она включает высокочувствительный датчик относительных перемещений 2 (световолоконный или вихретоковый), два электромагнитных бесконтактных вибратора 11, установленных диаметрально симметрично относительно оси вращения шпинделя 1. Сигнал датчика поступает на фазовращатель 5 (для поднастройки фазовых сдвигов) и в устройство визуального контроля 4. Так как бесконтактные электромагнитные вибраторы работают только на притяжение, необходимо обеспечить их синхронное переключение. Для этого сигнал после фазовращателя с помощью диодов 6 и 7 расщепляется на два потока. Положительный сигнал направляется в блок извлечения квадратного корня 9, а отрицательный вначале инвертируется элементом схемы 8, а затем также направляется в другой блок 9. Затем оба сигнала поступают в двухканальный усилитель мощности 10 и из него — на вибраторы 11.

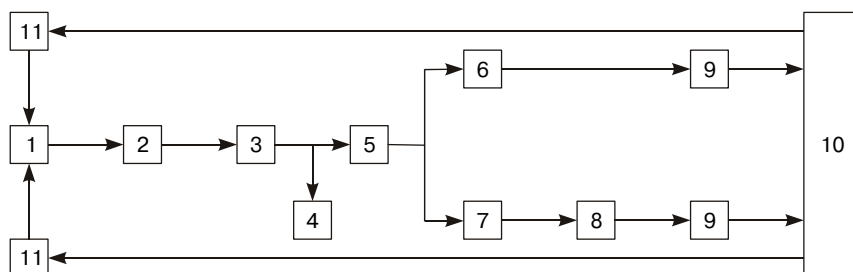


Рис. 2. Блок-схема системы автоматического компьютеризированного гашения колебаний, вызванных дисбалансом:

1 — шпиндель, 2 — бесконтактный датчик, 3 — усилитель сигнала, 4 — устройство визуального контроля, 5 — фазовращатель, 6 и 7 — диоды, 8 — инвертор, 9 — блоки извлечения квадратного корня, 10 — усилитель мощности, 11 — бесконтактные электромагнитные вибраторы

На рис. 3 показана реализация компьютерного эксперимента на математической модели, построенной на базе особо точного токарного станка. Масса шпинделя — 50 кг, частота вращения шпинделя — 3000 об/мин, жесткость аэростатических опор — $4,44 \cdot 10^7$ Н/м, коэффициент демпфирования в опорах — $1,24 \cdot 10^4$ Нс/м.

Установившиеся колебания (слева) и переходный процесс гашения колебаний (справа)

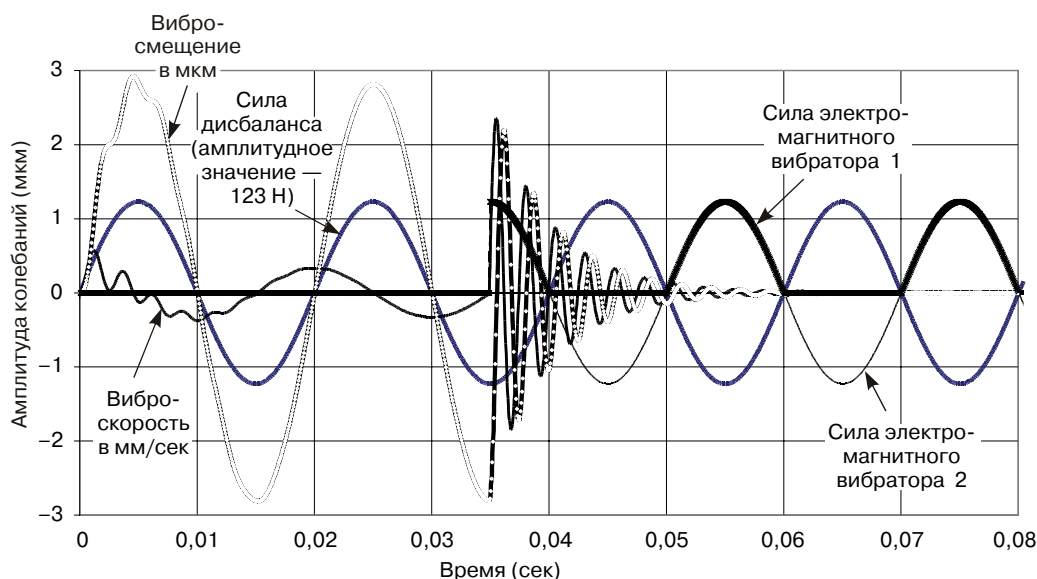


Рис. 3. Одна из реализаций компьютерного эксперимента по гашению колебаний шпинделя

После пуска шпинделя примерно через 0,02 сек переходный процесс заканчивается, и планшайба совершает установившиеся колебания с амплитудой вибросмещений 2,8 мкм. В наладочном режиме производится регулировка фазовых сдвигов и коэффициента усиления обратной связи (режим наладки на осциллограмме не показан). Силы притяжения вибраторов сдвинуты по фазе друг относительно друга на 180° и постоянно находятся в противофазе с колебаниями.

ми планшайбы шпинделя. После включения вибраторов (на осциллограмме в момент времени 0,035 сек) в течение примерно двух оборотов шпинделя колебания снижались до уровня 2 нм. На протяжении всей последующей работы вибраторы постоянно поддерживают достигнутое минимальное значение амплитуды колебаний шпинделя.

Таким образом, на математической модели показана принципиальная возможность стабилизации положения оси быстроходного ротора с помощью системы обратной связи по отклонению оси от теоретического положения.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Горбунов Б.И., Сутормин В.И., Товицк А.П. Новые управляемые и автоматические балансирующие устройства шлифовальных станков // *Современные методы и средства балансировки машин и приборов*. — М.: Машиностроение, 1985. — С. 166—174.
- [2] Позняк Г.Г., Рогов В.А. Балансировка шпинделя особо точного токарного станка // ИТО (Инструмент, технология, оборудование). — 2002. — № 3. — С. 25—26.
- [3] Позняк Г.Г., Гудименко Н.Н., Рогов В.А., Потапов С.П. Световолоконный датчик колебаний. Авторское свидетельство СССР, № 1700384, опубл. 23.12.91. Бюл. № 47.
- [4] Позняк Г.Г., Гудименко Н.Н., Рогов В.А. Балансировочное устройство. Авторское свидетельство СССР, № 1620869, опубл. 15.01.91. Бюл. № 2.
- [5] Позняк Г.Г., Бирюков Н.О., А. Мохамед Маннан. О моделировании системы активного автоматического гашения колебаний при резании // *Исследование и расчет машин и сооружений*. Материалы X научно-технической конференции. — М.: УДН, 1975. — С. 127—130.

THE COMPUTERIZED BALANCING OF THE SPINDLE OF ESPECIALLY EXACT MACHINE TOOL UP TO LEVEL OF NANOMETR

**V.A. Rogov, G.G. Poznak, V.V. Kopilov,
K.C. Likova, A.N. Popikov, D.K. Grishin**

Department of Internal Combustion Engines
Peoples' Friendship University of Russia
Miklukho-Maklaya str., 6, Moscow, Russia, 117198

In this work the methods of the computerized balancing allowing considerably to reduce its duration by use of new approaches to traditional methods of trial start-up, and also a method of active influence on the fluctuations caused imbalance are considered.