

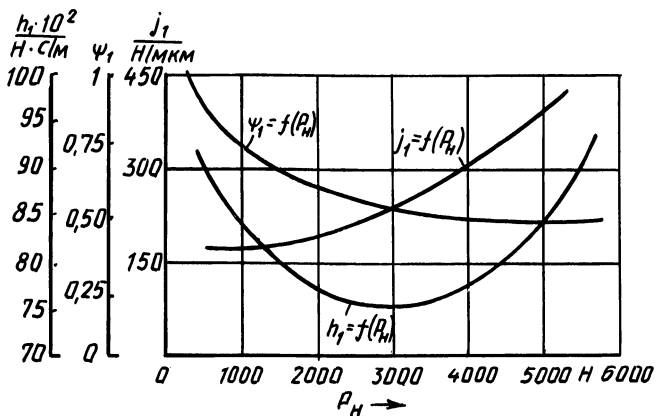


Рис. 3. Зависимость жесткости и демпфирования резьбового соединения передачи винт-гайка качения от силы предварительного натяга

сила предварительного натяга должна составлять 0,5...1,5 кН.

Было также установлено, что оптимальное соотношение между жесткостью и демпфированием передачи винт-гайка качения способствует повышению устойчивости процесса фрезерования. Это выражалось уменьшением амплитуды относительных колебаний инструмента и обрабатываемой заготовки, что обеспечивало снижение параметров шероховатости обрабатываемой поверхности и увеличение стойкости режущего инструмента (на 20...30 %).

Таким образом, проведенные исследования подтвердили возможность улучшения динамических характеристик упругой системы привода подач станков с ЧПУ за счет регулировки предварительного натяга в передаче винт-гайка качения, обеспечивающей оптимальное соотношение между жесткостью и демпфированием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Повышение демпфирования колебаний в приводе подач станков с числовым программным управлением: Методические рекомендации. — М., 1975. — 45 с.
2. Модзелевский Л.А., Соловьев А.В., Лонг В.А. Многооперационные станки. — М., 1981. — 261 с.
3. Чернявский П.М., Локтев В.И. Количественные оценки рассеивания энергии механических систем//Изв. вузов. Машиностроение. — 1979. — № 3.

УДК 621.914.4-86

В.Ф.ГОРОШКО, канд.техн.наук (БПИ),
Н.А.КОЗЛОВСКИЙ, канд.техн.наук (АН БССР)

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВодОВ ПОДАЧ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ

Уровень вибрации при работе фрезерных станков в большой мере зависит от демпфирующей способности приводов подач. Установлено, что демпфирование, создаваемое потерями на трение в направляющих исполнительных меха-

низмах и конструкциях приводов, незначительно. Повысить динамическую устойчивость системы за счет увеличения этих потерь сложно.

В данной работе рассмотрен вариант динамического гашения колебания системы путем рациональной частотной настройки двух взаимосвязанных функциональных звеньев самого привода (одно колебательное звено относительно второго является динамическим гасителем колебаний).

Теоретические и экспериментальные исследования проводились на приводе подачи станка мод. 6М610Ф2-1 с ЧПУ, состоящего из двухступенчатого понижающего редуктора 1 и шарико-винтовой передачи 2 (рис. 1, а). В процессе исследований [1] установлено, что главным колебательным контуром этого привода является первое звено с массой исполнительного механизма m_1 , жесткостью c_1 шарико-винтовой передачи и коэффициентом h_1 потерь на вязкое трение в направляющих. Оно связано непосредственно со вторым звеном, включающим вращательное движение винта с приведенной массой m_2 , жесткостью c_2 цепи динамической системы и обобщенным коэффициентом h_2 потерь на трение в конструкции привода. Как показали исследования, последующие звенья динамической цепи существенного влияния на колебательные процессы в приводе не оказывают, так как их собственные частоты на порядок превышают частоту колебаний первого звена, а жесткости значительно больше жесткостей c_1 и c_2 . В приводе конечное звено имеет заделку со стороны электродвигателя с ротором достаточно большой массы. Расчетная схема привода может быть представлена в виде двухмассовой системы (рис. 1, б).

При теоретических исследованиях ставилась задача определить зависимость виброустойчивости привода от соотношений масс m_1 и m_2 , жесткостей c_1 и c_2 , коэффициентов демпфирования h_1 и h_2 . Выбор оптимальных параметров осуществляли исходя из обеспечения наибольшего запаса устойчивости по фазе γ на логарифмической амплитудно-фазовой характеристике (ЛАФЧХ) системы. На основании передаточной функции установлено, что γ привода определяется соотношением постоянных времени ко-

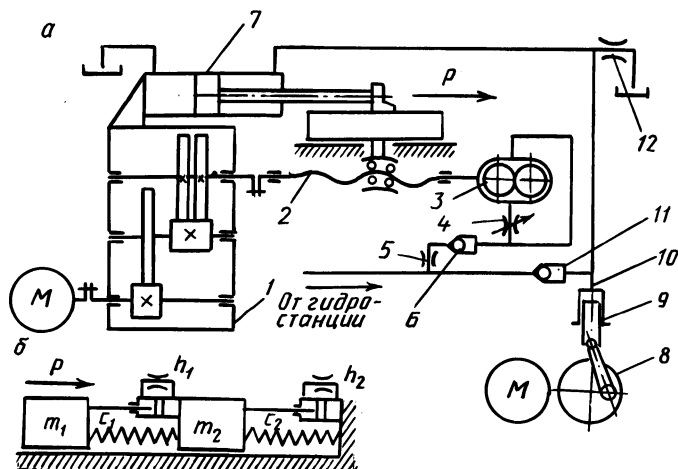


Рис. 1. Гидрокинематическая (а) и расчетная (б) схемы привода подачи с вибратором

лебательных звеньев, их коэффициентов демпфирования и коэффициентом усиления $K_c = c_2/(c_1 + c_2)$. Анализ системы показал, что увеличение коэффициента h_1 потерь на вязкое трение в направляющих исполнительного механизма приводит к увеличению γ . Однако повышенные требования к точности установочных перемещений привода и его КПД не позволяют реализовать требуемый γ за счет увеличения этих потерь. Обобщенный коэффициент h_2 , определяющий относительный коэффициент демпфирования системы ξ , неоднозначно влияет на динамическую устойчивость привода. Существует оптимальное значение этих коэффициентов, при котором его γ максимальный. Значение коэффициента ξ и наиболее рациональное соотношение постоянных времени звеньев определялись по ЛАФЧХ разомкнутой системы. Анализ этих характеристик, полученных при различных соотношениях жесткостей и оптимальной частотной настройке колебательных контуров привода, показал, что зависимость постоянной времени второго звена от других параметров системы, при которых запас устойчивости по фазе максимальный, может быть описана уравнением

$$T_2 = 2T_1/(1 + \sqrt{K_c}), \quad (1)$$

где $T_1 = \sqrt{m_1/c_1}$ и $T_2 = \sqrt{m_2/c_2}$ — постоянные времени соответственно первого и второго колебательных звеньев.

Уравнение (1) с достаточной для практических расчетов точностью описывает настройку колебательных контуров в широком диапазоне изменения коэффициента усиления K_c .

Зависимость относительного коэффициента демпфирования ξ от коэффициента K_c имеет вид

$$\xi = 0,034 + 1,21\sqrt{K_c} - 1,161K_c. \quad (2)$$

Регулирование значения ξ можно осуществить за счет создания потерь на вязкое трение во втором звене в виде дросселирования потока масла. С учетом того что основным элементом звена является вращающийся винт, эти потери можно создать с помощью подключения к нему гидравлического источника энергии, например шестеренного насоса 3 (см. рис. 1, а). Напорная и всасывающая его полости сообщались между собой через регулируемый дроссель 4. Подпитка утечек в гидросистеме производилась от насоса гидростанции, входящей в комплект станка, через сопротивление 5 и обратный клапан 6.

Получено, что подача насоса 3

$$q = \sqrt[3]{0,768T_2c_2\xi fv/\rho}, \quad (3)$$

где f — площадь отверстия дросселя, см^2 ; v — линейная скорость движения нагнетательного устройства насоса, см/с ; ρ — плотность масла, кг/м^3 .

Рассматриваемый способ демпфирования привода может быть использован как при вращательном, так и при поступательном движении масс, и поэтому в качестве демпфирующего устройства может устанавливаться не только насос, но и гидроцилиндр. В связи с этим уравнение (3) дано в общем виде и в него введена линейная скорость v . Применительно к насосу она может быть заменена частотой вращения ротора.

Как видно из уравнений (1) ... (3), для определения оптимальных парамет-

ров второго звена, при которых γ максимальный, достаточно знать частоту колебаний и жесткость первого звена.

Из уравнений (1) и (2) также видно, что коэффициент K_c оказывает существенное влияние на демпфирование привода. Для определения зависимости γ от K_c проведены теоретические исследования передаточной функции разомкнутой системы привода при изменении коэффициента передачи $\sqrt{K_c}$ в пределах 0,25...1. Соотношение постоянных времени и относительный коэффициент демпфирования ξ выбирались таким образом, чтобы на частоте среза системы был обеспечен максимальный запас устойчивости по фазе. Как видно из рис. 2, полученная зависимость имеет экстремальный характер. При уменьшении $\sqrt{K_c}$ от 1 до 0,5 запас устойчивости по фазе системы увеличивается. Дальнейшее уменьшение $\sqrt{K_c}$ способствует снижению γ системы. Исследованиями установлено, что при уменьшении $\sqrt{K_c}$ частота среза привода постоянно смещается влево. Очевидно, что при этом уменьшаются не только его жесткость, но и прочность конструкции, а также точность установочных перемещений. Учитывая неравномерный рост γ при уменьшении коэффициента передачи системы и нежелательность ухудшения статических характеристик привода, в проектируемых станках наиболее рациональным следует считать соотношение жесткостей звеньев системы привода, при котором коэффициент передачи находится в пределах 0,75...1.

Эффективность демпфирования колебаний с помощью данного способа проверялась экспериментально на установке, моделирующей привод подачи станка мод. 6М610Ф2-1. Масштаб масс и жесткостей модели и объекта составлял 1:10. Для проведения испытаний параметры системы определялись следующим образом. В соответствии с требованиями к статической жесткости и устойчивости перемещения рабочего органа был принят коэффициент передачи $\sqrt{K_c} = 0,9$. Как видно из рис. 2, при этом запас устойчивости по фазе $\gamma = 30^\circ$. При массе $m_1 = 2000$ кг и жесткости $c_1 = 126,7$ Н/мкм первого звена жесткость второго $c_2 = 540$ Н/мкм. Суммарная жесткость двух звеньев составила 113 Н/мкм. Известно, что частота собственных колебаний привода $\nu = 40$ Гц, что соответствует постоянной времени $T_1 = 3,38$ мс. При подстановке значений $\sqrt{K_c}$ и T_1 в уравнение (1) получена постоянная времени второго звена $T_2 = 4,19$ мс при приведенной массе $m_2 = 9500$ кг. Массу m_2 и жесткость c_2 подбирали за счет конструктивных размеров муфты, соединяющей выходной вал редуктора с приводным винтом стола. На основании уравнения (2) определен относительный коэффициент демпфирования $\xi = 0,184$. Исходя из конструктивных соображений, приняты $f = 0,125$ см² и $\nu = 3,14$ см/с. Тогда из выражения (3) $q = 740$ см³/с.

Испытание системы привода проводилось под нагрузкой, имитирующей процесс резания. С этой целью был разработан гидромеханический вибратор, позволяющий создавать постоянную и переменную составляющие нагрузки [2]. Основными элементами вибратора являлись гидравлический цилиндр 7 и кривошипно-шатунный механизм 8, создающий возвратно-поступательное перемещение плунжера 9, связанного при помощи трубопровода 10 с напорной полостью гидроцилиндра (см. рис. 1, а). Заполнение последнего маслом (подпитка) производилось от насоса гидростанции через обратный клапан 11 под давлением 0,5 МПа. Цилиндр вибратора прикреплялся жестко к корпусу установки, моделирующей привод, параллельно направлению перемещения стола.

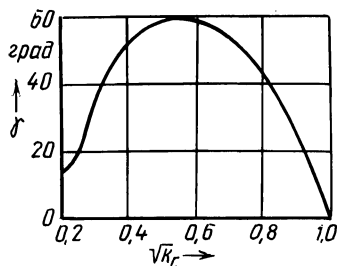


Рис. 2. Зависимость максимального запаса устойчивости по фазе от коэффициента усиления по соотношению жесткостей привода

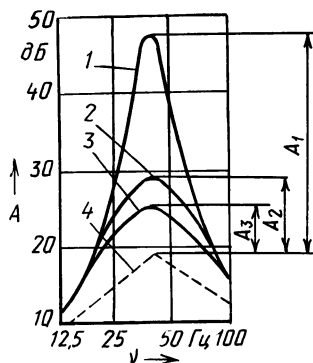


Рис. 3. Частотные характеристики замкнутой системы привода подачи

Шток цилиндра закреплялся на столе с помощью кронштейна. При движении стола обратный клапан подпитки 11 закрывался и масло из напорной полости цилиндра поршнем вытеснялось на слив через дроссель 12, за счет сопротивления которого создавалась постоянная составляющая нагрузки на привод.

Генерация переменной составляющей нагрузки осуществлялась с помощью кривошипно-шатунного механизма. С помощью плунжера 9 создавалось синусоидальное изменение расхода масла через дроссель. Возникающие при этом колебания давления передавались на привод в виде пульсации входного воздействия. Частота колебаний изменялась с помощью двигателя постоянного тока. Вибратор создавал постоянную нагрузку до 10 кН. Амплитуда колебаний усилия настраивалась в пределах 0,1...0,5 кН. Частота этих колебаний регулировалась в диапазоне от 5 до 150 Гц.

На основании экспериментальных данных были построены логарифмические амплитудно-частотные характеристики системы привода при различной частотной настройке второго колебательного звена. На рис. 3 показана амплитудная характеристика системы при рассогласованной частотной настройке звеньев с отношением постоянных времени $T_2/T_1 = 0,275$ и $\xi \ll 1$ (кривая 1). Из приведенного графика видно, что уровень колебаний рабочего органа в области резонансной частоты ν (40 Гц) по отношению к асимптотической характеристике 4 достаточно высок ($A_1 = 28$ дБ). Уменьшение жесткости второго звена и увеличение отношения постоянных времени системы T_2/T_1 способствовали снижению уровня колебаний. Так, например, на рис. 3 показана характеристика привода при $c_2 = 0,903$ кН/мкм и $T_2/T_1 = 1,025$ (кривая 2). Как видно, амплитуда колебаний при этом составила $A_2 = 10$ дБ. Кривой 3 представлена частотная характеристика привода при оптимальной частотной настройке звеньев с отношением $T_2/T_1 = 1,05$ и $c_2 = 540$ Н/мкм. При этом амплитуда уменьшилась до $A_3 = 7$ дБ.

При сравнении частотных характеристик, приведенных на рис. 3, видно, что, несмотря на снижение статической жесткости второго колебательного звена с 14,3 до 0,54 кН/мкм, суммарная динамическая жесткость привода уменьшилась незначительно, так как частота собственных колебаний системы снизилась с 40 до 39,2 Гц. Демпфирование при этом существенно увеличилось, поскольку амплитуда колебаний рабочего органа уменьшилась на 21 дБ.

Как показали исследования, при рассогласовании оптимального с точки зрения динамики соотношения параметров звеньев системы ($T_2/T_1 = 0,275$) максимальная амплитуда колебаний скорости рабочего органа достигала 0,125...0,15 см/с при амплитуде колебаний нагрузки 0,1 кН. При настройке системы в соответствии с ранее приведенными математическими зависимостями ($T_2/T_1 = 1,05$) амплитуда виброскорости уменьшилась до 0,02...0,05 см/с, т. е. более чем в 3...4 раза. При испытании привода на станке мод. 6М610Ф2-1 в процессе резания получены аналогичные данные.

Таким образом, выведенные математические зависимости дают возможность определять параметры системы, близкие к оптимальным в отношении максимального демпфирования привода подач станка, без сложных инженерных расчетов и построения частотных характеристик.

Предложенный в данной работе способ оптимальной частотной настройки функционально связанных звеньев привода подач является эффективным средством повышения демпфирования и снижения уровня колебаний динамической системы фрезерных станков.

Разработанные рекомендации могут быть также использованы для улучшения динамического качества не только фрезерных, но и других станков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Козловский Н.А. Исследование виброустойчивости привода подач фрезерно-расточного станка//Станки и инструмент. — 1980. — № 5. — С. 11–13.
2. Козловский Н.А., Зайкин М.П., Вовнейко И.И. Стенд для определения частотных характеристик фрезерно-расточных станков//Изв. АН БССР: Сер. физ.-техн. наук. — 1980. — № 3.

УДК 621.822.75:531.3

И.И.ДЬЯКОВ, канд.техн.наук,
М.А.ШТЕЙНБУК (БПИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ШАРИКОВ В УПОРНОМ ПОДШИПНИКЕ С УЧЕТОМ ВОЗМОЖНОГО НЕСОВМЕЩЕНИЯ ЦЕНТРА МАСС И ЦЕНТРА СФЕРЫ

Целью настоящей работы является исследование характера движения шариков в подшипнике с учетом возможной его динамической несбалансированности, одной из причин которой может быть несовмещение его центра масс и геометрического центра, а также выявление возможности влияния этого фактора на долговечность подшипников.

Центр масс шарика по ряду причин (неоднородность структуры металла, погрешности термической обработки, штамповки или прокатки шариков и т. д.) может не совпадать с его геометрическим центром, однако в настоящее время не только не осуществляется контроль шариков по этому параметру, но и отсутствуют теоретические исследования его влияния на эксплуатационные показатели подшипников качения.

В качестве объекта исследования условно примем шарик радиусом R , имеющий раковину сферической формы радиусом R' , центр которой не