

УДК 62-97/-98

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ СУППОРТА ТОКАРНОГО СТАНКА С ЧПУ

Илья Николаевич Игнатов

*Научный руководитель: Сабиров Ф.С. – д.т.н., профессор**Кафедра станки МГТУ «СТАНКИН»*

Повышение требований к точности размеров и качеству поверхности обрабатываемых на металлорежущих станках деталей, вынуждает анализировать и устранять возникающие при работе вибрации узлов и элементов станка [1, 2].

Здесь рассматривается опыт анализа вибраций суппорта токарного станка с ЧПУ фирмы GEMINIS мод. GHT11 на одном из машиностроительных предприятий.

Записывались вибрации при движении левого (токарного) суппорта с циклом: рабочая подача – ускоренный обратный ход – рабочая подача (рис. 1). Ускоренная подача – $S=2400$ мм/мин, рабочая подача – $S=160$ мм/мин и 320 мм/мин. Для этого использовались два акселерометра для измерения вибраций и программное обеспечение комплекса ExpDynaXL, разработанного в МГТУ «Станкин» [3].

На рисунке 1 представлена запись вибросигналов на продольном суппорте: верхний – с датчика по вертикальной оси Z; нижний – с датчика по горизонтальной оси вдоль направляющих. Указаны этапы цикла движения суппорта.

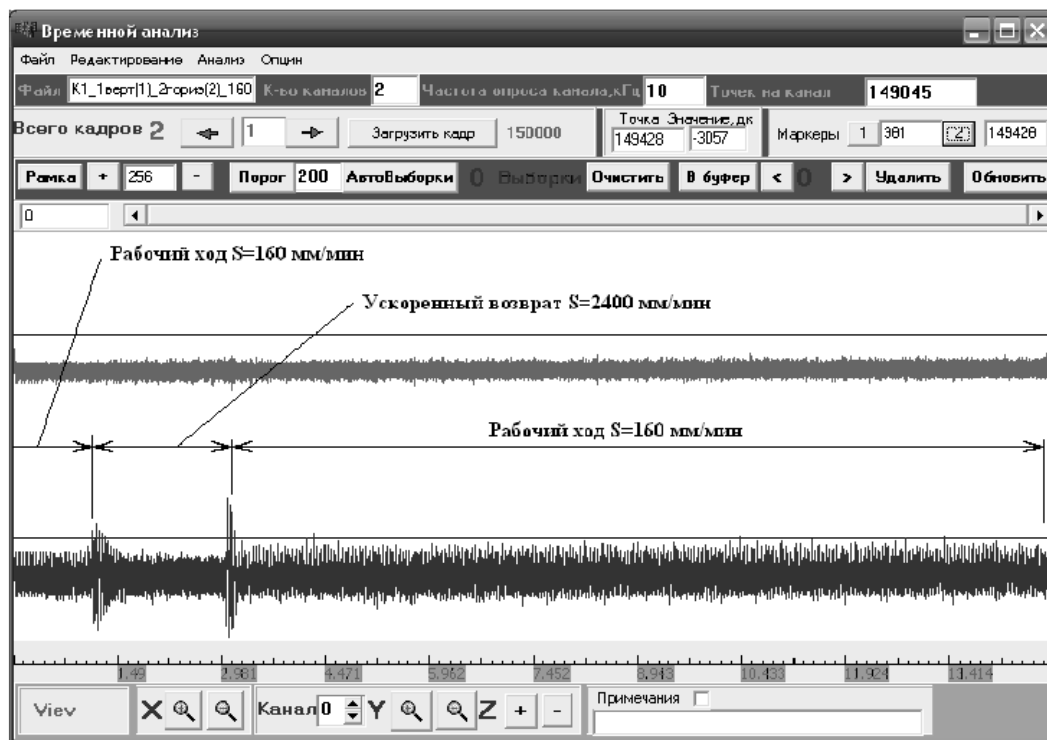


Рис.1. Сигналы с датчиков

По записям вибраций видно, что колебания в вертикальном направлении (ось Z) имеют один уровень как при рабочей подаче, так и при ускоренном обратном перемещении, причем этот сигнал записан при максимальном усилении канала. Вибрации по горизонтальной оси вдоль направляющих (ось Y) отличаются по уровню – на рабочей подаче уровень вибраций в 1,5 раза выше, чем при ускоренном обратном ходе (коэффициент усиления канала в 5 раз меньше, чем по вертикальной оси).

Таким образом, уровень вибраций по вертикальной оси в 7,5 раз меньше, чем по горизонтальной оси вдоль направляющих. Поэтому в дальнейшем вибрации в

вертикальном направлении не рассматриваются. Предстоит выяснить причину повышенной вибрации суппорта в горизонтальном направлении вдоль направляющих при движении с рабочей подачей, поскольку на нормально работающем станке уровень вибраций при рабочей подаче должен быть в десятки раз ниже, чем при ускоренном перемещении.

Причинами вибраций при перемещении суппорта на холостом ходу могут быть следующие: 1) передача вибраций через фундамент от работающего рядом оборудования; 2) потеря устойчивости при трении в направляющих скольжения; 3) резонансные явления в элементах упругой системы суппорта; 4) дефекты в элементах привода подач (биение зубчатых колес, валов т.п.); 5) неоптимальная настройка электропривода.

Для проверки гипотез проведены следующие испытания.

1) Оценка уровня вибрации при неподвижном суппорте. По результатам измерений можно заключить, что передача вибраций через фундамент от работающего рядом оборудования не происходит, поскольку уровень вибраций при покое существенно меньше, чем при рабочей подаче.

2) Вибрации при потере устойчивости при трении в направляющих скольжения обычно происходят на частотах потенциально неустойчивых форм, т.е. на частотах близких к собственным частотам колебаний суппорта. Основанием предполагать, что повышенные вибрации суппорта связаны с вибрациями в направляющих, послужил факт, что при демонтаже ограждения суппорта, которое имеет массу порядка 150 кг, частота основной гармоники повысилась и стала 21,3 Гц. Чтобы уточнить влияние массы на частоту основной гармоники, было решено поставить на суппорт груз (рис. 2) массой порядка 300 кг. Частота основной гармоники при этом уменьшилась и стала 19,9 Гц.

Для окончательной проверки гипотезы были записаны сигналы при импульсном воздействии динамометрическим молотком по суппорту в направлении оси У. В спектре вибрации суппорта от удара можно заметить, что наибольшая по амплитуде частота 382 Гц. Присутствуют также частоты 48,6 и 181,8 Гц. В спектре отсутствуют составляющие в диапазоне 19-21 Гц. Поэтому можно сделать однозначный вывод – трение в направляющих не является причиной повышенной вибрации суппорта при движении.



Рис.2. Дополнительная масса, установленная на суппорт

3) Резонансные явления в элементах упругой системы суппорта. Подозрением на эту причину вибраций послужило то, что двигатель продольной подачи крепится на кронштейне, и между кронштейном и корпусом редуктора нет прямой жесткой связи. Для проверки гипотезы между кронштейном и корпусом редуктора был забит деревянный клин, который должен повысить жесткость связи между кронштейном

двигателя и корпусом редуктора. Однако эти меры не привели к существенному изменению характера вибраций суппорта.

4) Дефекты в элементах привода подач (биение зубчатых колес, валов т.п.). Для проверки этой гипотезы на корпусе редуктора рядом с зубчатым шкивом зубчато-ременной передачи был закреплен фотодатчик, который давал отметки на сигнале при прохождении каждого зуба. Сигналы с фотодатчика позволили определить зубцовую частоту на шкиве редуктора. Она составила 21,003 Гц, при подаче 320 мм/мин, что очень близко к частоте основной гармоники вибраций суппорта 20,5 Гц. Попытки изменить натяжение ремня, положительных результатов не дали. Частота вибраций суппорта менялась, но несущественно.

Шкив на редукторе привода подач имеет 90 зубьев, а шкив двигателя 33 зуба. Обратная частота шкива редуктора составит $21,003/90=0,233$ Гц, а зубцовая частота зубчатого колеса ($Z=20$) на этом валу $0,233 \cdot 20=4,667$ Гц. Обратные и зубцовые частоты других валов и зубчатых колес редуктора будут еще меньше полученных и никак не "дотягивают" до основной гармоники вибраций суппорта 20,5 Гц.

Вывод – ни зубчатые колеса привода подач, ни валы не являются источником вибраций суппорта.

Остались сомнения по поводу зубчато-ременной передачи от двигателя к редуктору из-за близости зубцовой частоты шкива к основной гармонике вибраций суппорта. Поэтому решили варьировать рабочую подачу суппорта: 100, 160, 240 и 320 мм/мин. Из анализа полученных данных видно, что зубцовая частота меняется по одному закону, а основная гармоника вибраций суппорта по другому, поэтому можно сделать однозначный вывод, что вибрации суппорта не связаны с зубцовой частотой зубчато-ременной передачи.

5) Неоптимальная настройка электропривода может быть причиной вибраций при движении суппорта. Со слов наладчика электропривода в цехе были попытки изменить коэффициенты усиления привода по положению лишь в сторону уменьшения, но они не дали положительных эффектов.

Чтобы показать, как влияет настройка электропривода на поведение перемещаемых узлов, в лаборатории МГТУ СТАНКИН был проведен эксперимент на стенде, который представляет из себя стол, перемещаемый с помощью ШВП от электродвигателя. Электропривод фирмы Siemens. Датчик обратной связи на двигателе. Стол перемещался по такому же циклу, как и на токарном станке: рабочий ход с подачей 240 мм/мин, обратный ход ускоренный 2400 мм/мин, при разных коэффициентах усиления по положению K_p и скорости K_s привода. Изменение коэффициента K_p в 5 раз привело к существенному изменению характера вибраций стола на ускоренной подаче.

Таким образом, с высокой долей вероятности причиной повышенной вибрации суппорта токарного станка является неоптимальная настройка коэффициентов усиления и постоянных времени электропривода.

Литература

1. Сабиров Ф.С., Савинов С.Ю. Диагностика и контроль точности приводов подач многокоординатных металлорежущих станков с ЧПУ // Измерительная техника. 2011. № 8. С. 20-22.
2. Сабиров Ф.С. Диагностика станков с использованием трехкомпонентных датчиков вибрации // Контроль. Диагностика. 2012. № 12. С. 66-72.
3. Кочинев Н.А., Сабиров Ф.С., Козочкин М.П., Шемякин С.С. Программный комплекс обработки и анализа вибрационных сигналов ExpDynaXL / Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RU 2017613178, 13.03.2017. Заявка № 2016663662 от 12.12.2016.