

Ю.Н. Внуков, д-р техн. наук, В. А. Логоминов,
П.А. Каморкин, канд. техн. наук, Запорожье, Украина

СТЕНД ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ МАЛОЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ КОНЦЕВЫМИ ФРЕЗАМИ

У статті описаний стенд для вивчення механічних коливань при фрезеруванні маложорстких деталей кінцевими фрезами. Стенд дозволяє вимірювати сили, що змушують коливання, відновлювальні сили та сили, що дисипують енергію.

В статье описан стенд для изучения механических колебаний при фрезеровании маложорстких деталей концевыми фрезами. Стенд позволяет измерять силы, которые составляют колебание, восстанавливающие силы и силы диссипирующие энергию.

*JU.N. VNUKOV, V. A. LOGOMINOV, P.A. KAMORKIN
STAND FOR RESEARCH MECHANICAL OSCILLATIONS IN END MILLING OF FLEXIBLE
WORKPIECES BY END MILL*

The article describes a stand for research mechanical oscillations in end milling of flexible workpieces. The stand allows to measure exciting force, restoring force and dissipating force.

Появление и широкое внедрение в практику многокоординатных фрезерных станков с высокоскоростными шпинделями и CNC системами управления движением детали относительно инструмента, открывают новые возможности получения сложных поверхностей концевыми фрезами. Примером тому служат значительное по многообразию типоразмеров и форм количество моноколес авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), получаемых по этой технологии. Механическая обработка маложесткого элемента моноколеса – лопатки, сопровождается рядом негативных явлений приводящих к отклонению размеров и формы, а также ухудшению качества обработанной поверхности. Причиной этому являются появление недопустимых механических колебаний, которые возбуждаются в упругой системе маложесткой детали под действием вынуждающей силы.

Вынуждающая сила при концевом фрезеровании является сила отталкивания маложесткой детали от фрезы, которая появляется в процессе срезания припуска.

Моноколесо авиационного ГТД является чрезвычайно дорогой деталью, поэтому для установления основных закономерностей концевой фрезерования маложестких деталей разработан стенд, позволяющий всесторонне исследовать этот специфический вид обработки.

Принципиальная схема стенда приведена на рис.1. Стенд состоит из следующих элементов. К массивному основанию 1, которое может быть установлено на рабочий стол любого фрезерного станка, прижимом 3 крепится

прямоугольная пластина 2. Эта пластина моделирует упругую систему мало- жесткой детали. Так как у пластины толщина H является наименьшим раз- мером, механические колебания будут возбуждаться в направлении X . В этом случае можно считать, что рассматриваемая система обладает одной степенью свободы.

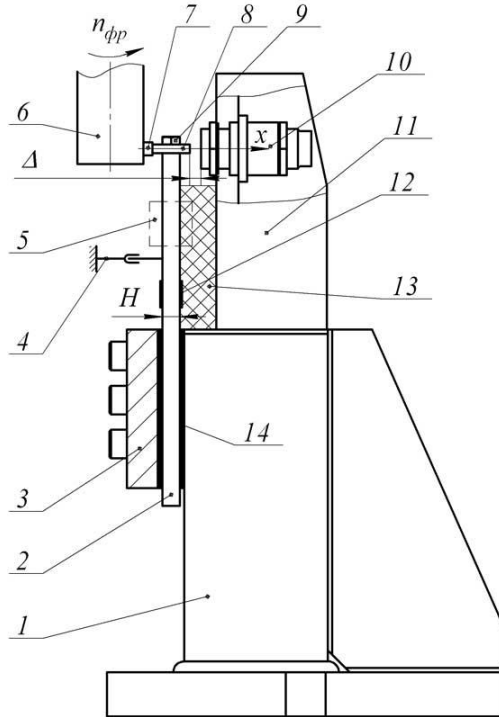


Рисунок 1 – Принципиальная схема стенда для исследования механических колебаний при фрезеровании мало- жестких деталей

В верхней части упругой пластины 2 закрепляется образец 8 из обраба- тываемого материала. Разделение упругой системы и обрабатываемого об- разца, т.е. зоны резания (фрезерования), позволяет отдельно изучать все типы сил, действующих на механическую систему: вынуждающую, восстанавли- вающую (силу упругости) и диссипирующую (силу трения) [1]. В качестве концевой фрезы используют жесткую оправку 6, в которой закреплен режу- щий элемент 7. Однозубая фреза при исследовании динамики процесса фре- зерования имеет ряд преимуществ перед многозубой. Постоянные характери- стики среза (из-за отсутствия биения и неточности заточки разных зубьев),

однозначный размер ρ – радиуса округления режущей кромки и δ_{ζ} – площадки износа на задней поверхности, позволяет избежать дополнительных неточностей в быстропротекающих процессах контактирования инструмента с обрабатываемым образцом.

Силы, возникающие в механической системе, измеряют датчиками 10 и 12. Индуктивный проксиметр XS1 M18AB120 фирмы IFM Electronic 10, закрепляют на стойке 11, жестко связанной с основанием 1. Этим датчиком фиксируется изменение зазора Δ между торцом датчика и обрабатываемым образцом. В отличие от акселерометра проксиметр не крепится на упругой пластинке и не изменяет ее динамические характеристики. Амплитудно-частотная характеристика индуктивного датчика XS1 M18AB120 определялась в работе [4]. В ней установлено, что амплитуда выходного сигнала практически не изменяется в диапазоне частот 0-1300 Гц, и начинает снижаться при частотах более 1300 Гц. Ослабление сигнала в диапазоне частот 0-3500 Гц не превышает 14%.

Проволочные тензодатчики 12 наклеены непосредственно на упругую пластинку 2. Они позволяют оценивать все силы, возникающие в упругом элементе, по деформации его поверхности.

Сигнал с тензодатчиков 12 усиливается усилителем и оцифровывается с помощью аналого-цифрового преобразователя E-140 E-140 фирмы L-Graph. Результаты измерений записываются и запоминаются на компьютере. Частота дискретизации составляет 50 кГц при использовании двух каналов. Такой частоты вполне достаточно для измерений колебаний упругого элемента, частота собственных колебаний которого, при толщине $H = 8$ мм и вылете $L = 80$ мм составляет 750 Гц.

Тарировка датчиков производится в два этапа. На первом этапе определяется зависимость выходного сигнала датчиков в зависимости от прилагаемой к упругому элементу статической нагрузки. Нагружение осуществляется образцовым динамометром ДОСМ-3-0,2. На втором этапе определяется жесткость упругого элемента. Отклонение измеряется с помощью микронного индикатора часового типа.

Для изучения роли *восстанавливающих упругих сил* в стенде предусмотрено 3 сменных упругих элемента 2 с различными толщинами $H_1 = 4$ мм, $H_2 = 6$ мм, $H_3 = 8$ мм. Восстанавливающая сила упругости пропорциональна отклонению системы, при этом упругие свойства системы характеризуются коэффициентом жесткости – C , который представляет собой коэффициент пропорциональности между внешней силой P , статически нагружающей систему, и вызываемой этой силой перемещением X . При этом восстанавливающая сила противоположна по направлению внешней

силе P . На рис. 2 приведены результаты измерения коэффициента жесткости упругих пластин разной толщины и шпинделя станка модели FWD-32J с концевой фрезой (оправки с одним зубом).

Из рис.2 можно видеть, что система позволяет изучать механические колебания при коэффициенте жесткости упругой системы $C_1 = 0,237$ Н/мкм (пластина $H_1 = 4$ мм), $C_2 = 0,899$ Н/мкм (пластина $H_2 = 6$ мм), $C_3 = 2,240$ Н/мкм (пластина $H_3 = 8$ мм). Коэффициент жесткости шпинделя с однозубой фрезой равен $C_{\delta\delta} = 202$ Н/мкм. Таким образом жесткость инструмента значительно превышает жесткости упругих элементов, что является необходимым условием при изучении колебаний в системе, где доминирующими являются колебания мало жесткой детали.

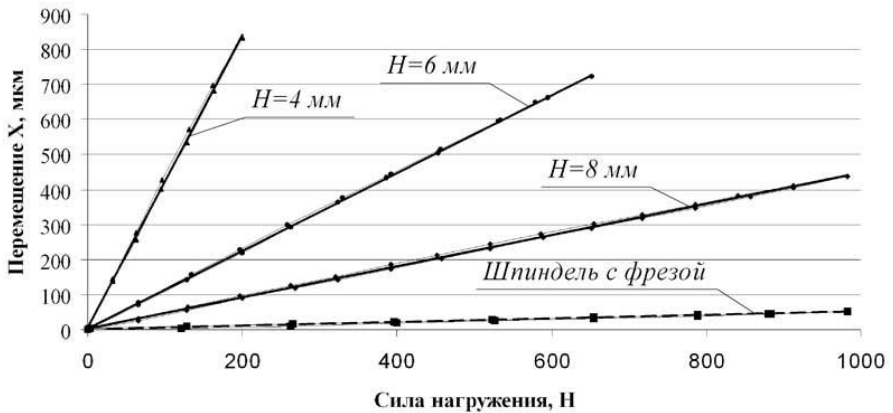


Рисунок 2 – Зависимость перемещения упругой системы от нагрузки при вылете пластины $H = 80$ мм

Для изучения роли **диссипативных сил трения** приводящих к рассеиванию механической энергии, в стенде предусмотрена возможность установки демпфирующих прокладок 14 между упругим элементом и массивным основанием 1, вязкоупругой среды 13, в которой может рассеиваться энергия, и возможность подключения различных демпферов 4.

Для изучения колебаний, когда упругая система способна изменять массу, момент инерции и жесткость, предусмотрена возможность присоединять дополнительную массу 5 к упругому элементу 2, а также изменять его вылет L .

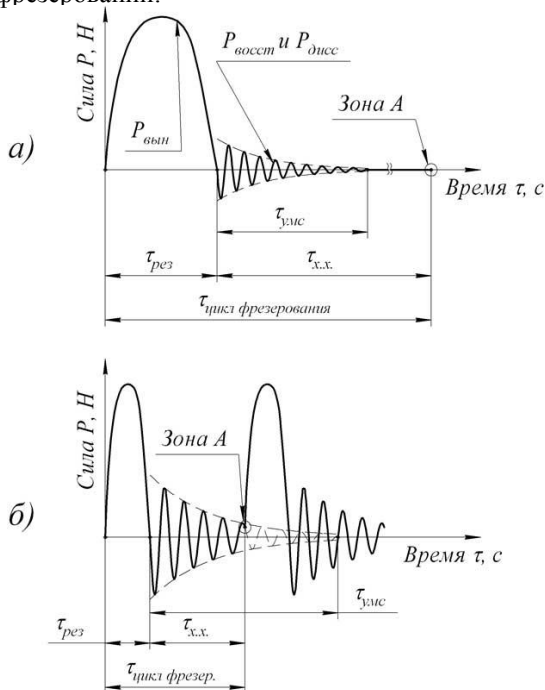
Для изучения роли **вынуждающих сил** имеется возможность изменять режимы резания в соответствии с паспортом станка мод. FWD-32J на котором

числа оборотов $n_{фр}$ могут изменяться от 56 до 1800 об/мин. Для однозубой фрезы диаметром $D_{фр} = 35$ мм, скорость резания изменяется от 6,2 до 197,9 м/мин, минутная подача $s_{мин}$ – от 11,2 до 1120 мм/мин.

Сменный режущий элемент позволяет изменять геометрию режущего зуба, а также R – радиус округления режущей кромки, δ_{ζ} – площадку износа по задней поверхности.

Возможность быстрой смены обрабатываемого образца без изменения упругих и диссипатирующих свойств механической системы позволяет по новому рассмотреть роль обрабатываемого материала на формирование вынуждающей силы.

Измерительные возможности стенда приведены на рис.3, где в координатах сила-время, можно изучать динамику поведения механической системы при концевом фрезеровании.



а – Фрезерование в условиях, когда время успокоения механической системы $\tau_{умс}$ меньше, чем время холостого хода $\tau_{х.х.}$ (т.е. время между выходом предыдущего зуба и входа следующего) $\tau_{умс} < \tau_{х.х.}$. б – Фрезерование в условиях когда $\tau_{умс} > \tau_{х.х.}$.

Рисунок 3 – Изменение сил в механической системе при концевом фрезеровании

Циклом фрезерования считаем время между началом фрезерования соседних зубьев. Для однозубой фрезы это время одного оборота. Цикл фрезерования состоит из времени резания $\tau_{рез}$ – когда зуб снимает припуск с переменной толщиной среза и времени холостого хода – $\tau_{х.х.}$ между точкой выхода из зоны резания предыдущего зуба и точкой входа в зону резания последующего зуба.

Во время резания $\tau_{рез}$ на механическую систему действует переменная вынуждающая сила, представляющая собой составляющую силы резания по направлению действия – X (см. рис.1).

После выхода зуба фрезы из зоны обработки, на механическую систему действуют упругие силы восстановления, причем направление их действия при колебании меняет знак. Время успокоения механической системы – $\tau_{умс}$ зависит от сил трения, приводящих к диссипации (рассеиванию) энергии вызывающих ее свободных колебаний. Обычно способность системы к диссипации оценивают логарифмическим декрементом колебаний.

Если время успокоения механической системы $\tau_{умс}$, меньше времени холостого хода $\tau_{х.х.}$ – то можно считать, что механическая система не оказывает или мало оказывает влияние на условия начала резания очередного зуба фрезы, рис. 3а. Если же $\tau_{умс} > \tau_{х.х.}$, то каждый новый зуб начинает контактировать с деталью, которая продолжает находиться в колебательном процессе, рис. 3б. В этом случае становится чрезвычайно важным, в какой момент колебательного цикла детали начинает резать зуб (зона А, рис. 3) и как согласуются место начала нового толчка вынуждающей силы для каждого последующего режущего зуба.

Разработанный стенд и возможности современной системы цифровой обработки и запоминания результатов измерения открывают новые возможности установления наиболее эффективных путей повышения виброустойчивости при концевом фрезеровании маложестких деталей.

Список использованных источников: 1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1976. – 320 с. 2. Емельяненко С.С. Повышение эффективности концевого фрезерования путем обеспечения динамической устойчивости технологической системы: дис. канд. техн. наук : 05.03.01 / Сергей Сергеевич Емельяненко. – Сумы, 2008. – 205 с.

Поступила в редколлегию 11.04.2011

Bibliography (transliterated): 1. Panovko Ja.G. Osnovy prikladnoj teorii kolebanij i udara / Ja.G. Panovko. – M.: Mashinostroenie, 1976. – 320 s. 2. Emel'janenko S.S. Povyshenie jeffektivnosti koncevogo frezerovanija putem obespechenija dinamicheskoj ustojchivosti tehnologicheskoj sistemy: dis. kand. tehn. nauk : 05.03.01 / Sergej Sergeevich Emel'janenko. – Sumy, 2008. – 205 s.