

ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.914

Ю.Н. ВНУКОВ, д-р техн. наук,
А.И. ГЕРМАШЕВ, м.н.с.,
Э.В. КОНДРАТЮК, канд. техн. наук,
В.А. ЛОГОМИНОВ, канд. техн. наук,
П.А. КАМОРКИН, канд. техн. наук, Запорожжє, Україна

ВЛИЯНИЕ ДЕМПФИРУЮЩИХ СРЕД НА СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИЙ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ ТОНКОСТЕННОЙ ДЕТАЛИ

Одним з ефективних технологічних прийомів гасіння вібрацій під час фінішної обробки тонкостінних елементів деталей є застосування демпфувальних середовищ. У статті описана методологія вимірювання і результати оцінки впливу демпфувальних середовищ на поліпшення умов обробки тонкостінної деталі (пластини). Створено пристрій «межлопатковий елемент», який моделює частину моноколеса з лопатками, що дозволяє досліджувати вплив різних середовищ на статичні і динамічні характеристики пружної системи (ПС) тонкостінної пластини (яка імітує лопатку) під час обробки.

Одним из эффективных технологических приёмов гашения вибраций во время финишной обработки тонкостенных элементов деталей является применение демпфирующих сред. В статье описана методология измерения и результаты оценки влияния демпфирующих сред на улучшение условий обработки тонкостенной детали (пластины). Создано приспособление «межлопаточная ячейка», моделирующее часть моноколеса с лопатками, которое позволяет исследовать влияние различных сред на статические и динамические характеристики упругой системы (УС) тонкостенной пластины (имитирующей лопатку) во время обработки.

One of the effective techniques in order to dampen the vibrations during the finishing of thin-walled elements of the parts is the use of dampening medium. This article describes a methodology for the measurement and assessment of the impact of dampening media on improving of the machining conditions of thin-walled parts (plates). Device "blade-to-blade

© Ю.Н. Внуков, А.И. Гермашев, Э.В. Кондратюк, В.А. Логоминов,
П.А. Каморкин, 2013

element" which simulates a part of the monowheel with blades has been developed. It allows us to investigate the influence of different media on the static and dynamic characteristics of an elastic system (ES) of thin-plate (simulating a blade) during processing.

Введение

В связи с расширением использования 5-координатных станков с CNC управлением появилась возможность обрабатывать детали со сложными конфигурациями и формами поверхностей. Преимуществом таких деталей является цельность их конструкции. Именно поэтому из-за их однородности и отличного соотношения прочности к весу они широко используются в качестве конструкционных деталей в авиационной промышленности. Монолитные детали, имеющие тонкостенные элементы, позволяют обеспечивать достаточную жесткость всей конструкции. Примером таких деталей являются моноколеса компрессора газотурбинного двигателя (ГТД). Однако, при финишном фрезеровании лопаток моноколес часто появляются вибрации, которые приводят к ухудшению шероховатости обработанной поверхности, в связи с чем возникает необходимость их ручной доработки.

В зарубежной практике колебания технологической системы (ТС) инструмент – деталь принято контролировать с помощью диаграмм стабильности, разработанных для различных условий и видов обработки [1,2]. Они позволяют определить глубину резания в соответствии со скоростью вращения шпинделя, при которой (ТС) становится виброустойчивой. Однако, диаграммы стабильности не постоянны в процессе обработки, т.к. по мере удаления припуска изменяются и динамические условия резания [3]. Новые уточнения при расчете диаграмм стабильности были сделаны с учетом колебаний, возникающих в системе шпиндель - инструмент [4], а также был предложен метод оценки минимальной толщины детали [5], при которой колебания не возникают при любых скоростях вращения шпинделя.

Такой подход обеспечивает стабильность ТС путем выбора режимов резания вне резонансной области. Этим обеспечивают получение наилучшей шероховатости для данных условий обработки. Результаты исследования влияния демпфирующих сред на изменение динамики

поведения всей ТС позволят по новому рассматривать условия построения диаграмм устойчивости.

Устройство для проведения исследований

Для исследования влияния демпфирующих сред на статические и динамические характеристики УС тонкостенной детали, было сконструировано и изготовлено устройство «межлопаточная ячейка» (рис.1), моделирующее часть моноколеса ГТД с лопатками. Устройство «межлопаточная ячейка» состоит: из двух составных частей, каждая из которых содержит пластину – 3, имитирующую соседнюю лопатку. Между этими частями приспособления устанавливается упругий элемент – пластина – 1, имитирующая УС лопатки во время ее обработки. На пластине – 1 закрепляется образец из обрабатываемого материала – 2, виброперемещение – Δx которой измеряется индуктивным датчиком – 5.

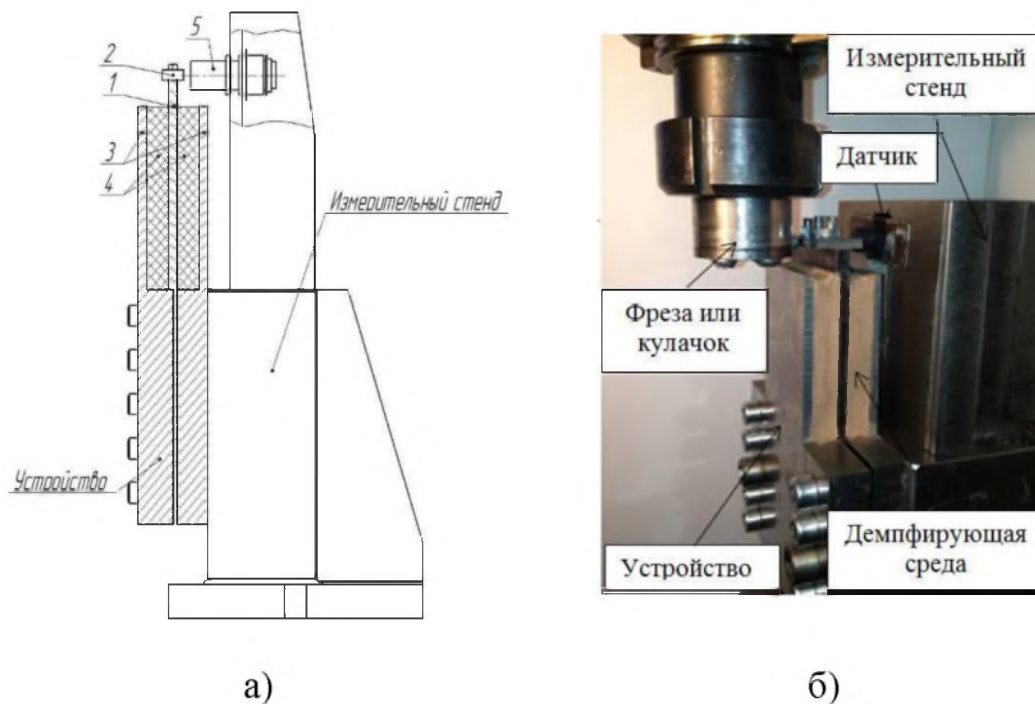


Рисунок 1 – Устройство «межлопаточная ячейка»:

а) принципиальная схема устройства;

б) фото устройства с измерительным стендом на фрезерном станке

1 – упругий элемент (пластина, имитирующая упругую систему лопатки ГТД);

2 – образец из обрабатываемого материала; 3 – пластины, имитирующие соседние лопатки; 4 – демпфирующая среда; 5 – индуктивный датчик

Приспособление крепится к измерительному стенду с массивным основанием. Благодаря такой конструкции устройства появляется возможность заполнения межлопаточного пространства различными демпфирующими средами – 4. Изменение толщины пластины – 1 позволяет изучать влияние демпфирующих сред на поведение УС тонкостенной детали с различной жесткостью.

На рис. 1б показано фото приспособления, в котором пространство между пластинами, имитирующими соседние лопатки, заполнено демпфирующей средой. В данной работе использовалось 2 демпфирующие среды: монтажная пена и межлопаточная смесь ГП ЗМКБ «Ивченко – Прогресс» (МСИП). В качестве сравнения эксперименты проводили без демпфирующей среды (на воздухе).

Влияние демпфирующих сред на статическую жесткость УС тонкостенной детали (пластины)

Определение статической жесткости пластины – 5 проводили экспериментальным способом (рис. 2). Силу P прикладывали путем перемещения стола фрезерного станка в горизонтальном направлении и измеряли динамометром – 2. Перемещение образца, т.е. прогиб пластины – 5, измеряли индикаторными часами – 4. Отношение приложенной силы к величине прогиба пластины при статическом нагружении характеризует ее жесткость – j [Н/мм].

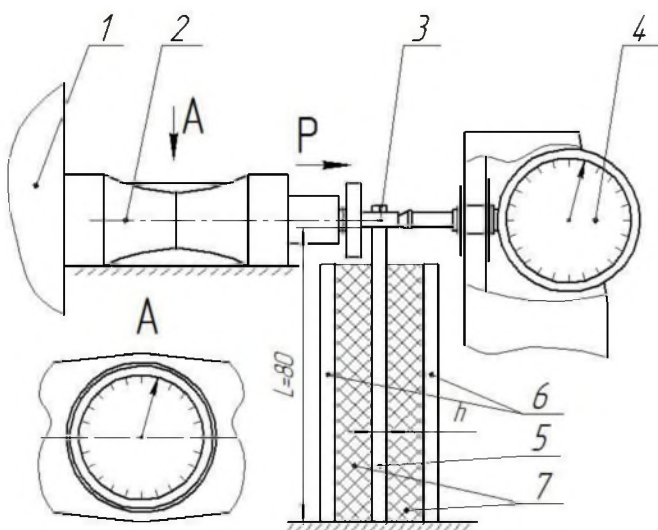


Рисунок 2 – Схема измерения жесткости УС пластины
 1 – Направляющая станка;
 2 – Динамометр; 3 – Образец из обрабатываемого материала;
 4 – индикаторные часы, установленные на измерительном стенде; 5 – Упругий элемент (пластина, имитирующая УС лопатки ГТД); 6 – Пластины, имитирующие соседние лопатки;
 7 – Демпфирующая среда

Определяли жесткость пластин различной толщины: 4, 6 и 8 мм, установленных с одинаковым вылетом $L=80$ мм (рис. 3). Ширина всех пластин была одинаковой и равной $B=60$ мм. Каждая из пластин обладает собственной жесткостью, а применение демпфирующих сред дополнительно увеличивает их жесткость. Установлено, чем меньше собственная жесткость пластины, тем большее воздействие на ее увеличение оказывают демпфирующие среды. Наибольшее увеличение жесткости (в 2,28 раза) наблюдается у пластины толщиной $h=4$ мм при применении демпфирующей среды МСИП. Для пластины толщиной $h=8$ мм увеличение жесткости значительно меньше (в 1,11 раза)

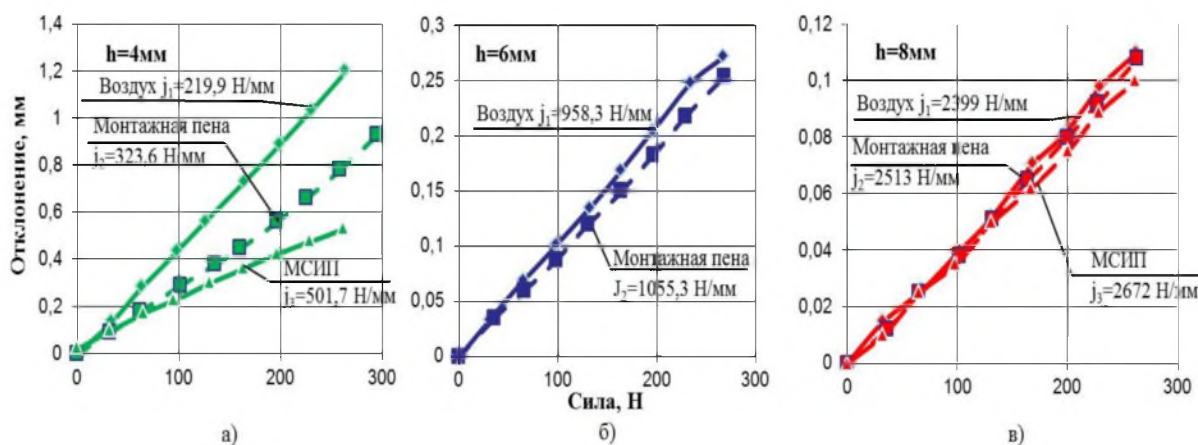


Рисунок 3 – Статическая жесткость УС пластины при различной ее толщине в разных демпфирующих средах: а) $h=4$ мм; б) $h=6$ мм; в) $h=8$ мм

Влияние демпфирующих сред на динамические характеристики УС тонкостенной детали (пластины)

Экспериментальное определение частоты собственных колебаний (ЧСК) проводили по осциллограмме затухающих колебаний (рис. 7, а), которые вызывали методом ударного возбуждения [6] стальным шариком – 4, подвешенным на тонкой нити (рис. 4). Виброперемещение упругого элемента – 3 регистрировали индуктивным датчиком – 1. Далее сигнал преобразовывали аналого-цифровым преобразователем E-140 фирмы LCARD и записывали с помощью программы L-Graf. ЧСК определяли спектральным анализом осциллограммы затухающих колебаний методом быстрого преобразования Фурье (БПФ) [7]. Основной

вклад в отклонение упругого элемента – 3 вносили колебания по первой изгибной форме.

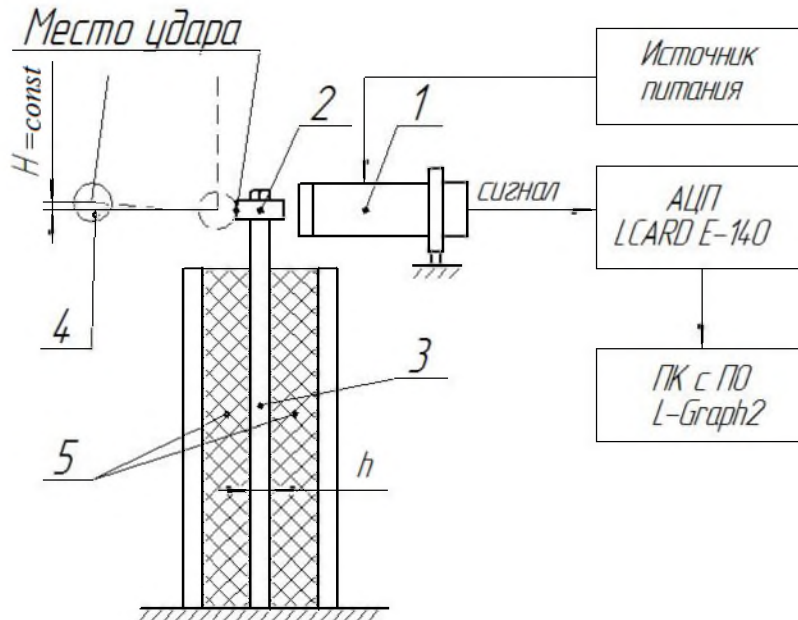


Рисунок 4 – Схема определения динамических характеристик УС тонкостенной детали: 1 – индуктивный датчик; 2 – образец; 3 – упругий элемент; 4 – стальной шарик; 5 – демпфирующая среда

Из сигнала затухающих колебаний, используя преобразование Гильберта находили аналитический сигнал, по которому определяли его амплитудную огибающую. Обработку виброграммы производится в среде программы MATLAB. Далее амплитудную огибающую аппроксимировали экспоненциальной функцией:

$$A(\tau) = A_{\max} e^{-b\tau} \quad (1.1)$$

По найденному коэффициенту b определяли логарифмический декремент:

$$\delta = \frac{b}{f}, \quad (1.2)$$

где f – частота свободных колебаний упругого элемента.

На рисунке 5 приведены результаты измерения ЧСК пластин различной толщины ($h = 4, 6, 8$ мм), находящихся в разных демпфирующих средах: на воздухе, в монтажной пене и в составе МСИП.

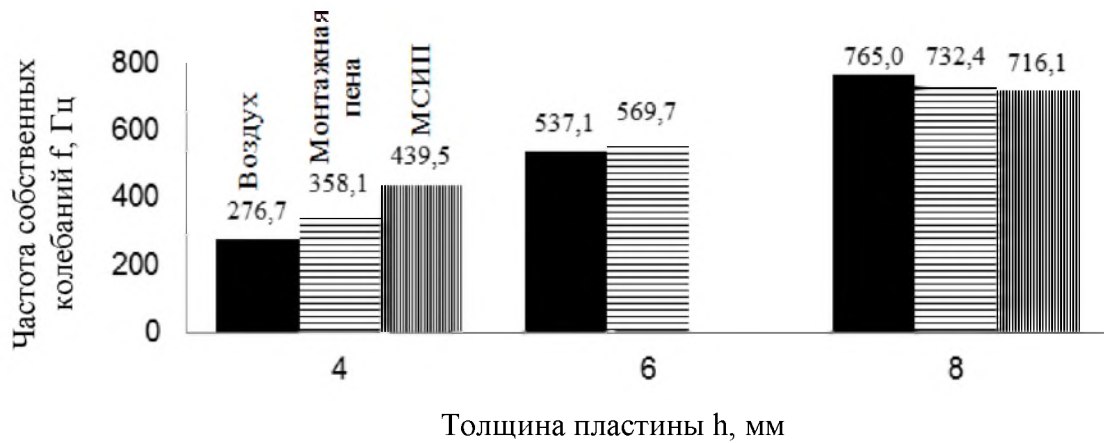


Рисунок 5 – Влияние демпфирующих сред на ЧСК УС пластины разной толщины

Видно, что демпфирующие среды увеличивают ЧСК для пластины $h = 4$ мм по сравнению с воздухом (на 29,4% – монтажная пена и на 58,8% – МСИП). Меньше увеличивают величину ЧСК для пластины $h = 6$ мм (на 6,1% – монтажная пена) и снижают ЧСК для пластины $h = 8$ мм (на -4,3% – монтажная пена и на -6,4% – МСИП).

Неоднозначное влияние введения демпфирующих сред на ЧСК пластин различной толщины можно объяснить тем, что для пластины $h = 4$ мм значительно увеличивается ее жесткость (см. рис. 3), в то время как для пластины $h = 8$ мм жесткость увеличивается несущественно.

На рисунке 6 показано, что применение демпфирующих сред увеличивает логарифмический декремент для пластин с различной толщиной, способствуя быстрейшему успокоению колебаний УС пластины. По абсолютной величине пластина с толщиной $h = 4$ мм имеет декремент в несколько раз больше, чем более толстые пластины.

При анализе осциллограмм, полученных методом ударного возбуждения шариком, были измерены значения амплитуд отклонения пластин во время удара шариком – A_{y0} и первой волны свободных колебаний – A_1 (рис. 7).

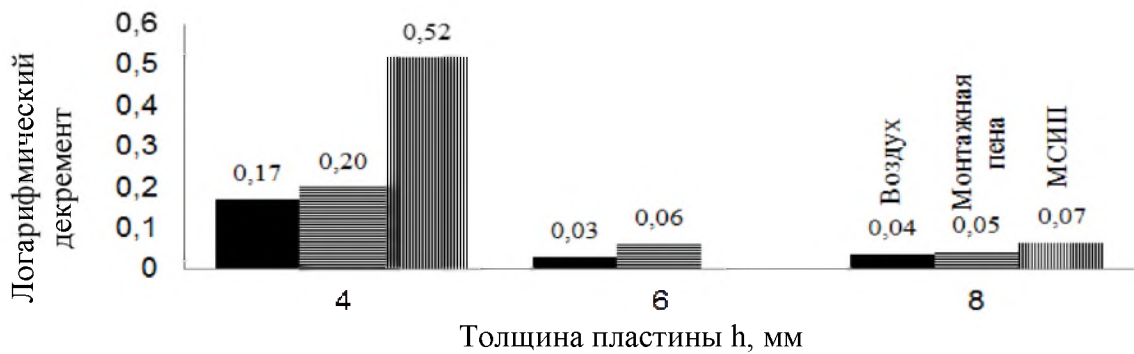


Рисунок 6 – Влияние демпфирующих сред на логарифмический декремент затухания колебаний УС пластины разной толщины

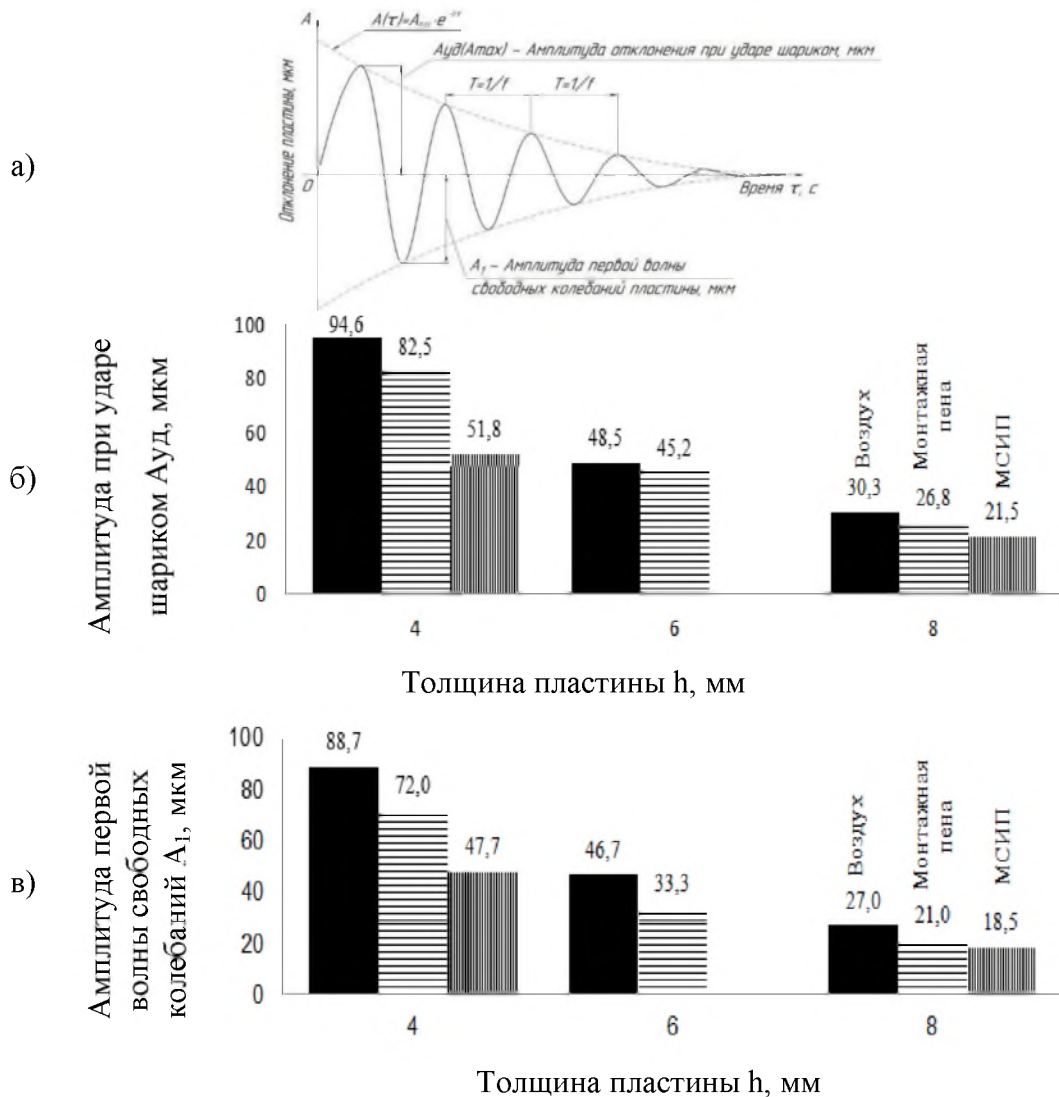


Рисунок 7 – Влияние демпфирующих сред на амплитуду колебаний УС пластины различной толщины ($h = 4, 6, 8$ мм): а) Осциллограмма отклонений пластины после удара шариком; б) амплитуда перемещения пластины при ударе шариком - $A_{уд}$; в) амплитуда первой волны свободных колебаний – A_1

Результаты экспериментов показали, что с увеличением толщины пластины амплитуда ее отклонения снижается как в момент удара шариком, так и на первой волне свободных колебаний. Введение демпфирующих сред также снижает амплитуды колебания. Для пластины толщиной $h=4$ мм в монтажной пене – в 1,15 раза, а в составе МСИП – в 1,83 раза. Для пластины толщиной $h=8$ мм – в 1,13 раза и в 1,4 раза соответственно.

Исследование осциллограмм отклонения тонкостенной детали (пластины) в процессе ее фрезерования и удара кулачком

При чистовом концевом цилиндрическом фрезеровании, когда при резании в зацеплении со снимаемым припуском находится 1 зуб, существует три возможных типа осциллограмм отклонения УС тонкостенной детали [8]. Первые два варианта существенно не отличаются друг от друга (рис. 8а,б), т. к. припуск начинает сниматься каждым очередным зубом фрезы с неколеблущейся детали. В этих случаях УС детали успевают успокоиться после воздействия на нее вынуждающей силы ($P_{max}^{от}$) от предыдущего реза зубом фрезы до подхода следующего зуба, т.е. во время холостого хода – $\tau_{x,x}$. Третий вариант отличается от предыдущих тем, что припуск начинает сниматься с детали, которая продолжает совершать свободные затухающие колебания. Это происходит при высокой скорости обработки, когда общее время холостого хода между резанием соседних зубьев $\tau_{x,x}$ и время выхода зуба из зацепления $\tau_{рез}^{вых}$ становится меньше, чем время успокоения УС детали - $\tau_{УС}$ [8]. Таким образом, у УС детали (пластины) не хватает собственных демпфирующих свойств для успокоения ее колебаний перед входом в срезаемый припуск очередного зуба. В этом случае наблюдается появление дополнительных колебаний и ухудшение качества обработанной поверхности. *Определение возможности подавления колебаний УС детали (пластины) во время холостого хода – $\tau_{x,x}$ путем применения демпфирующих сред в межлопаточном пространстве и были исследованы в данной работе.*

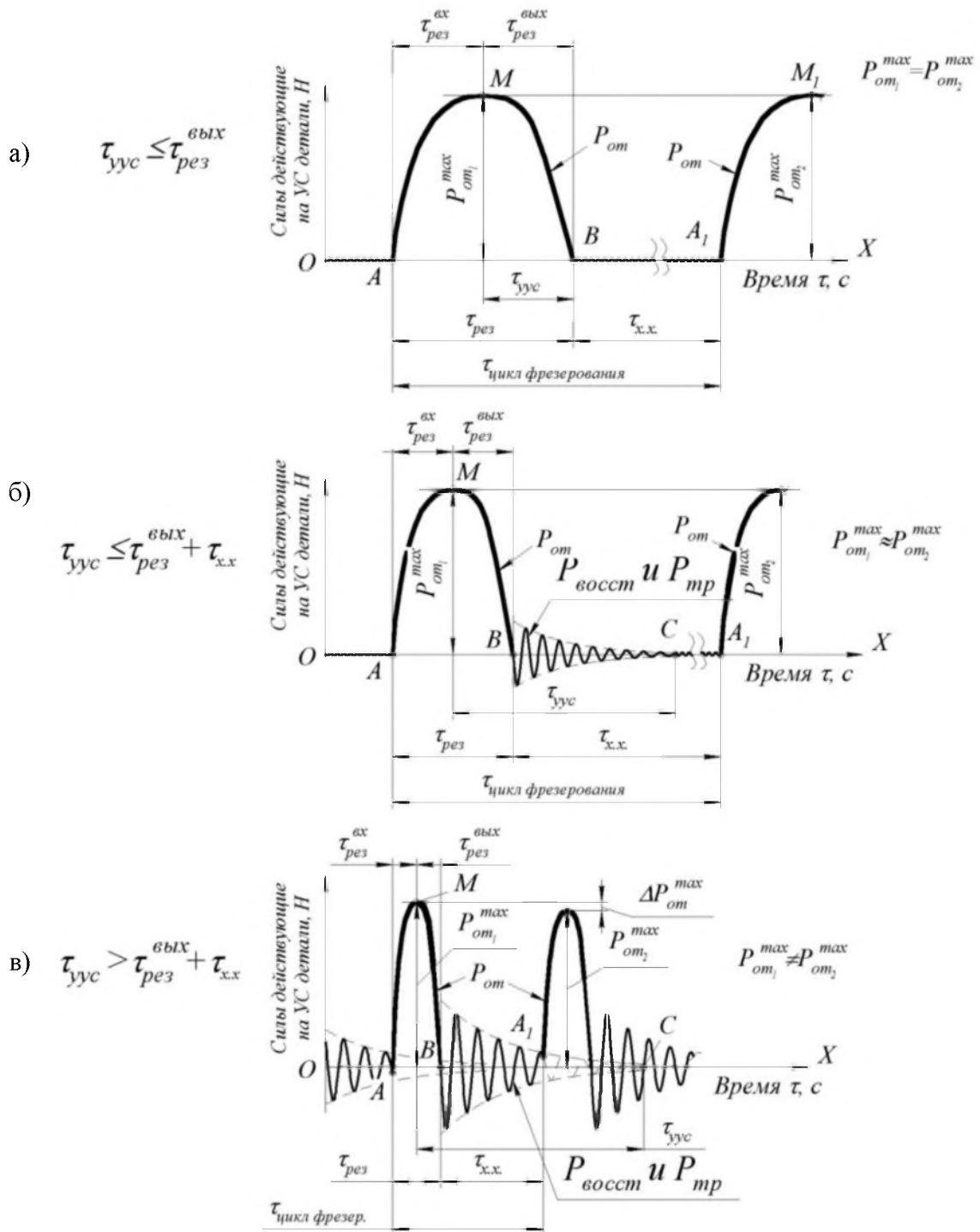


Рисунок 8 – Осциллограммы отклонения УС тонкостенной детали при фрезеровании с разными скоростями вращения фрезы: а) на малых скоростях; б) на средних скоростях; в) на высоких скоростях [8]

При концевом цилиндрическом фрезеровании происходит сложное динамическое воздействие вынуждающей силы резания $P_{вын}$ на

обрабатываемую деталь зубом фрезы – удар со срезанием припуска. При этом во время, когда зуб фрезы находится в зацеплении со срезаемым припуском, происходит дополнительное демпфирование ТС инструмент – деталь. Однако, на сегодня величина этого эффекта демпфирования, непосредственно при срезании припуска не измерена и требует специального рассмотрения. В нашем случае при оценке демпфирующих свойств различных сред принципиально важно оценить их влияние на условие формирования вынуждающих $P_{вын}$, восстанавливающих $P_{восст}$ и сил трения $P_{трения}$, если удар по УС тонкостенной детали (пластины) не будет сопровождаться срезанием припуска. В этом случае исследование процесса демпфирования колебаний упрощается, т.к. отсутствует зона резания и появляется возможность установить *непосредственное влияние демпфирующей среды на формирование всех этих сил*. Условие удара без снятия припуска можно создать, если у фрезы вместо режущего зуба будет установлена шаровая поверхность, которая позволяет обеспечить минимальную площадь контакта с обрабатываемой деталью. Другими словами, если режущий зуб заменить выступающей шаровой поверхностью, то фреза становится кулачком [9]. Для создания вынуждающей силы $P_{вын}$ между кулачком – 1 и образцом – 2 предусматривали предварительный натяг – δ (рис. 9).

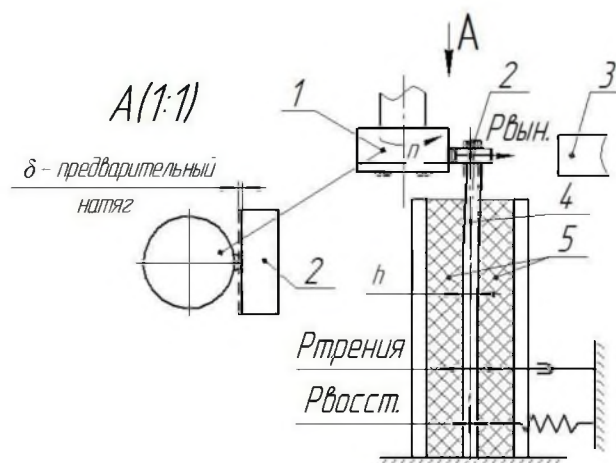


Рисунок 9 – Схема исследования сил, возникающих в УС тонкостенной детали:
 1 – Кулачок; 2 – Образец; 3 – Датчик; 4 – Упругий элемент (пластина);
 5 – Демпфирующая среда

Результаты исследования колебаний УС детали (пластины) при ударе кулачком приведены на рисунке 10 в виде осциллограмм ее отклонения. Испытания проведены при скорости вращения кулачка $n_{кул} = 1800$ об/мин и предварительном натяге $\delta = 100$ мкм. Рассматривали влияние демпфирующих сред на уменьшение величины вынуждающей силы $P_{вын}$ и сил трения $P_{трения}$, приводящих к уменьшению амплитуды свободных затухающих колебаний детали между двумя соседними ударами кулачка, т.е за время - $\tau_{х.х}$.

Установлено, что применение демпфирующих сред уменьшает величину отклонения УС детали от воздействия вынуждающей силы $P_{вын}$. Для пластины $h = 4$ мм величина отклонений при ударе кулачком на воздухе составляло 270 мкм, в монтажной пене – 200 мкм, а в составе МСИП – 160 мкм. Если предварительный натяг (статическое отклонение) перед ударом кулачка составляло $\delta = 100$ мкм, то увеличение отклонения при ударе быстровращающимся кулачком связано с появлением инерционных сил, зависящих от массы отклонившейся пластины. Таким образом, можно утверждать, что использование демпфирующих сред влияет на инерционную составляющую вынуждающей силы $P_{вын}$. Очевидно, что эффект подавления инерционных сил, обнаруженный при высоких скоростях вращения шпинделя, должен снижаться с уменьшением скорости и при определенных ее значениях становится не существенным. Этот вопрос требует специального рассмотрения. Однако, осциллограммы свободных колебаний пластины за время холостого хода – $\tau_{х.х}$ между двумя ударами показывают, что введение демпфирующих сред способствуют успокоению УС пластины перед следующим ударом. Для состава МСИП достигается почти полное подавление колебаний.

Аналогичные результаты получены и для более толстых пластин ($h = 6$ и $h = 8$ мм). Для пластины толщиной $h = 8$ мм величина отклонения при ударе кулачком на воздухе составляет 165 мкм, в монтажной пене – 150 мкм, а в составе МСИП – 145 мкм. За время холостого хода – $\tau_{х.х}$ наблюдается существенное успокоение колебаний пластины в составе МСИП по сравнению с гашением колебаний на воздухе.

Таким образом, данные опыты показывают, что введение демпфирующих сред позволяет существенно снижать уровень вынуждающих сил $-P_{вын}$, которые возбуждают колебания в тонкой пластине и гасить ее свободные колебания во время холостого хода между очередными резами зубом фрезы или ударами кулачка.

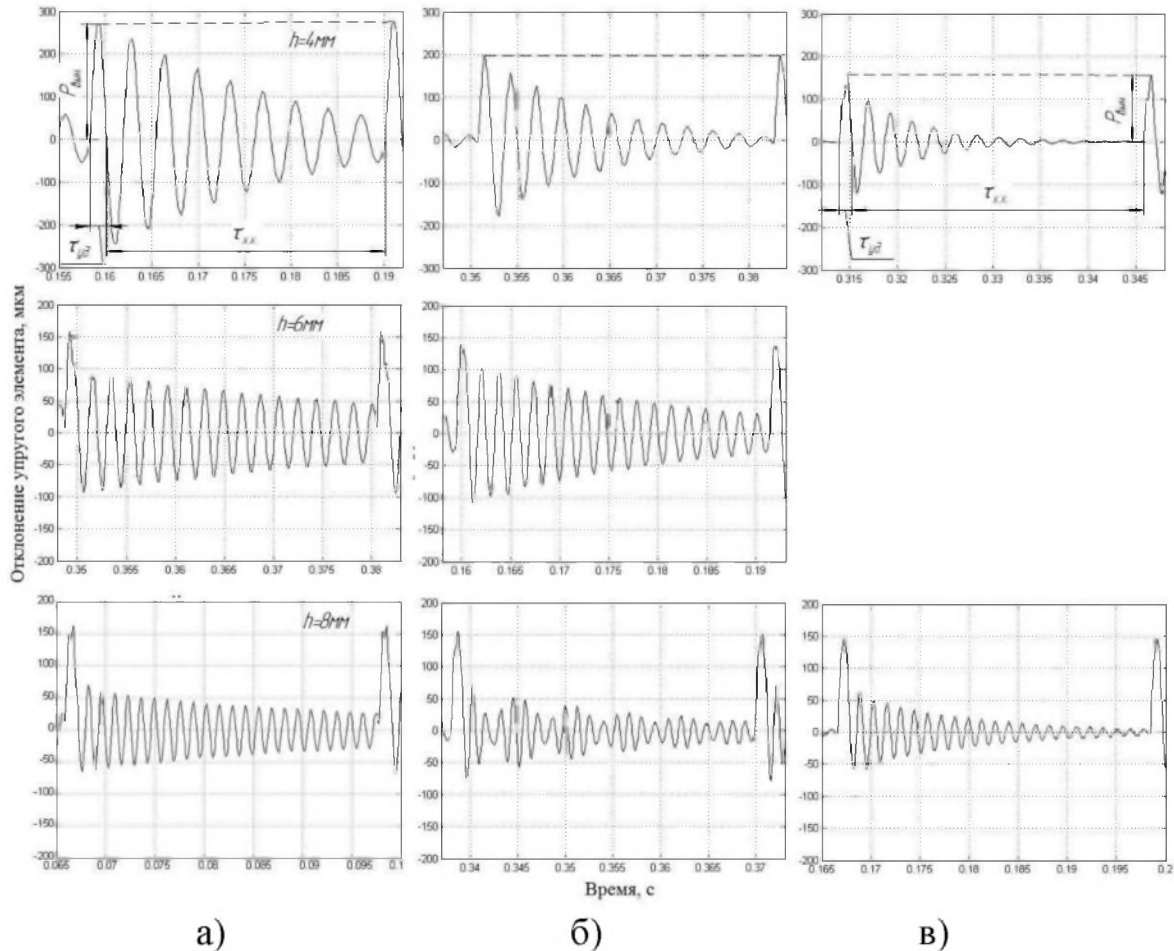


Рисунок 10 – Осциллограммы отклонения упругих элементов разной толщины при применении демпфирующих сред: а) воздух; б) монтажная пена в) состав МСИП ($n_{кул} = 1800\text{об/мин}$; предварительный натяг $\delta = 100\text{мкм}$)

Влияние демпфирующей среды на шероховатость обработанной поверхности при фрезеровании

Фрезерование образцов – 2 (см. рис. 1) проводили при их закреплении на упругой пластине толщиной $h=8\text{ мм}$ с применением демпфирующего состава МСИП и без него. Материал образца – Ст.3, размеры $50 \times 20 \times 4$, инструмент – однозубая концевая цилиндрическая

фреза, материал Р6М5. Скорость вращения шпинделя станка FWD-32J - $n_{\text{фр}}=1800$ об/мин, припуск – $t=0,5$ мм, подача - $S_z=0,05$ мм/зуб (фрезерование встречное). Профили обработанных поверхностей приведены на рис.11. Длина поверхности образца, на котором производили фрезерование – 50 мм. Принята следующая методика измерения профиля поверхности: профилограмма поверхности записывалась на профилографе-профилометре Калибр-170311 при скорости трассирования 6 мм/мин на всей длине образца. Расчеты параметров шероховатости проводили согласно ДСТУ ГОСТ 25142:2009 на среднем участке, отстоящем от краев на 17 мм. Таким образом, длина рабочего участка для расчета параметра \overline{Ra} составляла 16 мм.

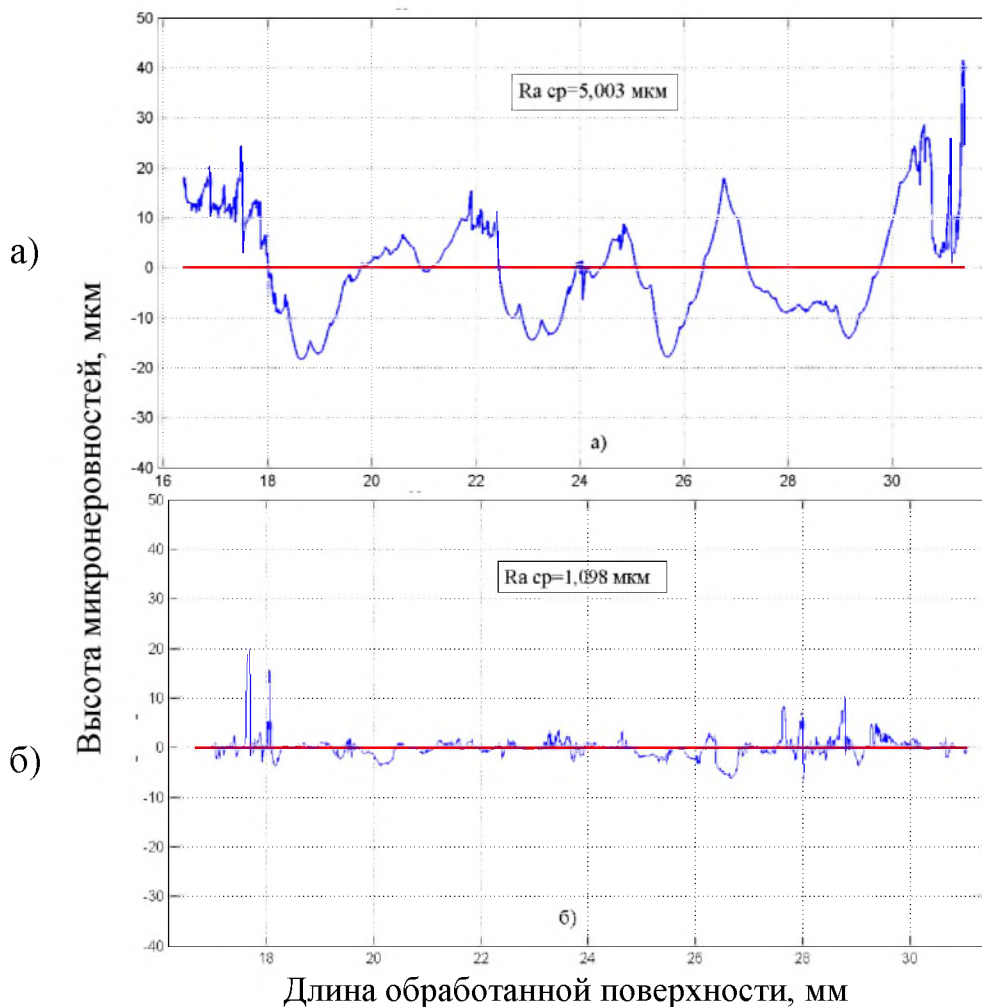


Рисунок 11 – Профилограммы обработанной поверхности при концевом цилиндрическом фрезеровании образцов, закрепленных на пластине $h = 8$ мм:
а) на – воздухе; б) в демпфирующей среде – состав МСИП

Расчет среднего значения параметра шероховатости \overline{Ra} на измеренных профилях показал, что в случае когда УС детали (пластины) находилась в демпфирующей среде (составе МСИП) $\overline{Ra}=1,018$ мкм, а на воздухе $\overline{Ra}=5,003$ мкм. Таким образом, применение демпфирующих сред позволяет до 5 раз снизить параметр шероховатости \overline{Ra} .

Выводы

1. Разработано устройство – «межлопаточная ячейка», которое позволяет исследовать влияние демпфирующих сред, применяемых в производственных условиях при финишной обработке фрезерованием лопаток моноколес ГТД, на их статические и динамические характеристики и качество обработанной поверхности.

2. Экспериментально установлено, что демпфирующие среды, заполняющие межлопаточное пространство моноколеса позволяют:

- изменять жесткость УС тонкостенной детали (лопатки), причем, чем меньше собственная жесткость детали, тем большее влияние оказывает демпфирующая среда;
- изменять ЧСК упругой системы детали. Причем, с изменением толщины детали ЧСК может, как увеличиваться, так и уменьшаться;
- значительно (в несколько раз) увеличивать логарифмический декремент затухания свободных колебаний в УС детали;
- уменьшать величину отклонения тонкостенной детали от положения равновесия в момент удара (резания) кулачком (фрезой);
- эффективно подавлять колебания в УС детали во время холостого хода, между двумя ударами кулачка или двумя резами соседних зубьев фрезы (при финишном фрезеровании в зацеплении со срезаемым припуском всегда находится только один зуб);
- значительно (в несколько раз) уменьшать величину параметра шероховатости \overline{Ra} обработанной поверхности при концевом цилиндрическом фрезеровании.

Перечень источников литературы: 1. Tobias, S.A. and Fishwick, W. (1958) 'A theory of regenerative chatter', *The Engineer*, London. 2. Thusty, J. and Polacek, M. (1963) 'The stability of machine tool against self excited vibrations in machining', Proceedings of the International Research in Production Engineering Conference, ASME Press, Pittsburgh, pp.465–474. 3. Thevenot, V., Arnaud, L., Dessein, G. and Cazenave-Larroche, G. (2006b) 'Integration of dynamic behaviour in stability lobes method: 3D lobes construction and application to thin walled structure milling', *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 27, pp.638–644. 4. Bravo, U., Altuzarra, O., López de Lacalle, L.N., Sánchez, J.A. and Campa, F.J. (2005) 'Stability limits of milling considering the flexibility of the workpiece and the machine', *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 45, pp.1669–1680. 5. Francisco Javier Campa, Luis Norberto López de Lacalle, Gorka Urbicain, Aitzol Lamikiz, Sebastien Seguy, Lionel Arnaud. (2011) 'Critical Thickness and Dynamic Stiffness for Chatter Avoidance in Thin Floors Milling', *Advanced Materials Research*, 188, 116. 6. ГОСТ ISO 7626-5-99 Вибрация и удар. Экспериментальное определение механической подвижности. Часть 5. Измерения, использующие ударное возбуждение возбудителем, не прикрепляемым к конструкции. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Введ. 2001.01.01. – М.: Изд-во стандартов, 2000. – 20 с. 7. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / Сергиенко А.Б. – СПб.: Питер, 2002. – 608 с. 8. Логоминов В.А. Формування шорсткості обробленої поверхні при кінцевому циліндричному фрезеруванні тонкостінних елементів деталей: Автореф. дисс. канд. техн. наук. Х., 2013. – 21с. 9. Внуков Ю.Н., Логоминов В.А., Каморкин П.А., Влияние скорости вращения кулачка при ударе мало жесткой детали на формирование значений вынуждающей силы (силы отжима детали). Сучасні технології в машинобудуванні. Зб. наук. праць. – Вип. 7 – Харків: НТУ «ХП», 2012, с 42-51.