

недостаточно тщательном подборе или при изменении режима работы станка Упругие элементы могут вызвать даже усиление вибраций.

Однако, в тех случаях, когда требуется особо высокая чистота обработанной поверхности (например, валки для алюминиевой фольги) или когда источник большой вибрации находится поблизости, то вышеуказанный способ виброизоляции является недостаточным.

В таких случаях нужно построить фундамент с пружинной виброизоляцией с применением спиральных пружин рисунок 5.

Этот фундамент со спиральными пружинами эффективно обеспечивает точность работы шлифовального станка, установленного на мягком грунте, и предохраняет от отрицательного влияния из-за деформации грунта

Для решения задачи обеспечения качества обработки при влиянии внешних воздействий на процесс шлифования через виброизолирующие опоры или фундаменты необходимо существенным образом доработать эквивалентную схему динамической системы и решать аналогичным образом дополнительную систему дифференциальных уравнений.

Таким образом приведенный в работе анализ позволил выявить пути снижения влияния шумов возбуждений связанных как с внутренними так и с внешними источниками колебаний. Для этого необходимо расширить систему (2) которую можно непосредственно использовать при реализациях процедур стохастического наблюдения и фильтрации.

Полученная таким образом расширенная модель будет представлять собой стохастическое описание процесса съема материала при контактировании абразивного инструмента, заготовки и источника внешних возмущений и является основой для определения стохастических представлений основных технологических показателей процесса шлифования, что является задачей дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. – 456 с. 2. Прилуцкий В.А. Технологические методы снижения волнистости поверхностей. – М.: Машиностроение, 1998. – 136 с. 3. Владецкая Е.А. Виброизолирующая опора с гидравлическим демпфером/ Прогрессивные направления развития машинно-приборостроительных отраслей и транспорта: Материалы международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, г. Севастополь, 12-16 мая 2008 г. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2008. Т.1 – С. 117-119. 4. Новоселов Ю. К., Братан С. М. Стохастическая диагностика взаимодействия инструмента и заготовки при круглом наружном шлифовании./ Сучасні технології у машинобудуванні: Збірник наукових статей. Присвячується 75-річчю з дня народження академіка НАН України Н.В. Новікова / За заг. ред. А.І. Грабченко. - Харків: НТУ «ХП», 2007. - С.91-102..

*Поступила в редколлегию 15.05.2008*

**УДК 621.753.9**

*М.М. БУДЕННЫЙ*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБРАТИМЫХ ШТАМПОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЛАСТМАССОВОЙ КОМПОЗИЦИИ НА ОСНОВЕ АСТ-Т**

У статті приведені результати дослідження раціональних конструктивно-технологічних параметрів робочих елементів оборотних штампів при їхньому закріпленні пластмасовою композицією на основі АСТ-Т.

Метод закрепления рабочих элементов путем заливки их быстротвердеющей пластмассовой композицией типа АСТ-Т занимает особое место при конструировании обратимых штампов. Этот метод является прогрессивным, он уменьшает продолжительность и стоимость изготовления оснастки, повышает универсальность конструкции. Несмотря на это, в технической литературе отсутствуют серьезные исследования по изучению влияния конструктивных и технологических параметров посадочных частей пуансонов на прочность их соединения с пластмассой.

Опыт эксплуатации обратимых штампов с закреплением рабочих элементов пластмассами акрилового класса показал, что чистота обработки посадочных поверхностей пуансонов (матриц), наличие кольцевых канавок или буртиков, их количество и геометрические размеры, размеры пластмассовых держателей существенно влияют на прочность соединения рабочих элементов с пластмассой.

Целью данного исследования являлось определение количественного влияния указанных выше факторов на прочность соединения.

Под прочностью узла соединения рабочих элементов с пластмассой в данном исследовании принимается максимальная нагрузка вдоль оси пуансонов (матриц); при которой обеспечивается работоспособное состояние этого узла.

Определение зависимости прочности заделки от количества кольцевых канавок было произведено на образцах диаметрами 5,0; 10,0; 15,0 и 20 мм, причем, по 4 образца каждого из диаметров имели по одной, две, три и четыре канавки одинаковой ширины, равной 3,0 мм и глубину, определяемую

$$\frac{d_n}{d_k} = const = 1,25,$$

где:  $d_n$  - диаметр посадочной части пуансона, мм;

$d_k$  - внутренний диаметр канавки, мм.

Образцы для определения зависимости прочности заделки от глубины заливки были обработаны с одинаковой чистотой поверхности (Rz 40) и не имели кольцевых канавок или буртиков. Глубина заливки для образцов диаметрами 5,0; 10,0; 15,0 и 20,0 мм имела величины 10,0; 20,0; 30,0 и 40,0 мм.

Торцевые буртики (предположительно) обеспечивают наибольшую несущую способность узла соединения пуансонов с пластмассой по сравнению с кольцевыми канавками. Однако, в этом случае увеличивается расход материала при изготовлении наладок. Поэтому необходимо определить оптимальные размеры торцевых буртиков для пуансонов диаметрами 5,0; 10,0; 15,0; 20,0 и 25,0 мм. При этом для каждого из диаметров исследованию подвергались образцы со следующими относительными размерами  $\left(\frac{D_6}{d_n}\right)$  торцевых буртиков: 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8,

где  $D_6$  - диаметр торцевого буртика, мм.

Исследования по определению оптимальных величин ширины и относительной глубины кольцевых канавок были проведены на пуансонах с одной канавкой с варьированием размеров.

Для определения зависимости усилия выпрессовки пуансонов от величины шероховатости их заливаемых поверхностей были использованы образцы диаметрами 5,0; 10,0; 15,0 и 20,0 мм со следующей шероховатостью заливаемых поверхностей каждого их диаметров: Rz160; Rz80; Rz40; Ra2,5; Ra0,63.

Объем заливаемой пластмассы, как известно, оказывает существенное влияние на прочность и величину усадки самой заливки, так и на несущую способность узла в целом. Поэтому для принятия обоснованных решений необходимо иметь количественные данные влияния объема пластмассы на прочность соединения.

Исследования производились: а) при постоянном диаметре заливочной формы  $d_{пл} = 50$  мм, диаметры пуансонов были выполнены равными 5; 10; 15; 20; 25; 30; 35 и 40 мм; б) при постоянном диаметре пуансона  $d_p = 20$  мм,

диаметры заливочных форм были изготовлены следующих размеров: 200; 100; 60; 50; 40; 34; 29 и 25 мм. И в том и в другом случае было обеспечено одинаковое соотношение объемов заливаемой пластмассы и пуансона (его заливаемой части), а именно:  $V_{пл}/V_{п} = 10; 5; 3,3; 2,5; 2; 1,67; 1,43; 1,25$ . Во всех случаях пуансоны изготовлялись: без кольцевых канавок и буртиков с шероховатостью поверхности Rz40.

Полученные результаты были систематизированы и сгруппированы, было получено среднее арифметическое значение из результатов для 4-х аналогичных образцов и по этим данным построены графики зависимости усилия выпрессовки от исследованных конструктивных и технологических параметров.

Испытания проводились с использованием испытательной машины модели УИМ-50.

Проведенные исследования показали, что в зоне контакта металла и пластмассы развиваются значительные силы сцепления, препятствующие сдвигу рабочих элементов. Сцепление последних с пластмассой обуславливается следующими основными факторами:

сопротивлением на срез, создаваемым выступами и другими неровностями элементов (P1);

силами трения, возникающими на поверхности рабочих элементов вследствие обжатия их пластмассой при ее усадке (P2);

адгезией пластмассы с металлом при ее затвердевании (P3);

прочностью на срез пластмассы при наличии на поверхности рабочих элементов кольцевых канавок (P4).

При экспериментах рассматривали одновременное действие всех четырех факторов и среднее напряжение сдвига принимали за напряжение сцепления между рабочим элементом и пластмассой.

Расчетное среднее напряжение сцепления рабочего элемента с пластмассой равно:

$$\tau_{сш} = \frac{P}{\Pi \cdot l}$$

где: P - предельное усилие, КН;

$\Pi$  - периметр сечения рабочего элемента, мм;

l - длина заделки рабочего элемента в пластмассу, мм.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением шероховатости посадочных поверхностей усилие выпрессовки возрастает.

Интенсивность возрастания усилия выпрессовки зависит от диаметра посадочной части пуансона, что объясняется увеличением площади контакта пластмассы с металлом. Так, при шероховатости поверхности Rz 160 с увеличением диаметра посадочной части пуансона с 5 до 10, 15, 20 мм усилие выпрессовки возрастало соответственно на 62,5%, 33% и 30%.

С увеличением шероховатости поверхности усилие выпрессовки также возрастает в результате увеличения адгезии между пластмассой и металлом, а также увеличением площади пластмассы, работающей на срез.

При этом можно выделить три ярко выраженные зоны возрастания усилия выпрессовки: I - (0,63 ÷ 2,5); II - (2,5 ÷ Rz 40); III - (Rz 40 ÷ Rz 60).

С увеличением шероховатости поверхности в пределах I зоны для всех диаметров посадочных частей пуансонов усилие выпрессовки возрастало медленно и не превышало 70%. С увеличением шероховатости в пределах зоны II увеличение усилия выпрессовки интенсивно возрастало и составило 240 ÷ 260%. Резкое увеличение усилия выпрессовки, составляющее 270-350%, наблюдалось при увеличении шероховатости в пределах III зоны с максимумом Rz 160.

В результате проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

- для обеспечения максимальной прочности соединения пуансонов с пластмассой рекомендуется обработку их посадочных поверхностей производить с шероховатостью Rz80 ÷ Rz160;
- при установке в пластмассу пуансонов для пробивки отверстия диаметром 5 мм необходимо при проектировании назначать диаметр посадочных частей в пределах 10-12 мм. На рис. 6.13 показана зависимость усилия выпрессовки пуансонов от количества кольцевых канавок на их посадочных поверхностях.

Усилие выпрессовки возрастает пропорционально увеличению количества кольцевых канавок. Так как канавки во всех случаях имеют одинаковую ширину 3 мм и относительную глубину  $\frac{d_n}{d_k} = const = 1,25$ , то

усилие выпрессовки увеличивается в результате роста площади пластмассы, работающей на срез. Этим также объясняется увеличение усилия выпрессовки для пуансонов с равным количеством канавок на посадочных частях, но увеличенным диаметром.

Следует, однако, отметить, что при выполнении на посадочных частях пуансонов одной кольцевой канавки шириной 3 мм практически не

наблюдалось увеличения усилия выпрессовки по сравнению с гладкой посадочной частью, имеющей шероховатость Rz 40, а при шероховатости Rz 80 и бесканавочном соединении усилия выпрессовки во всех случаях были выше в 1,5-3,0 раза. Отсюда следует вывод, что при изготовлении пуансонов под заливку пластмассой количество кольцевых канавок необходимо назначать  $\geq 3$ .

Исследования по определению влияния геометрических размеров канавки на усилия выпрессовки показали, что усилие выпрессовки возрастает пропорционально увеличению ширины канавки. Увеличение же относительного диаметра кольцевой канавки приводит к незначительному увеличению усилия выпрессовки.

Как и во всех предыдущих испытаниях увеличение диаметра пуансонов влечет за собой увеличение усилия выпрессовки при прочих равных условиях.

В результате можно рекомендовать для практического использования при проектировании ширину канавки 3-5 мм. При этом, большее значение следует применять для пуансонов меньшего диаметра ( $d_n \leq 10$  мм). Глубину

канавки следует выбирать из соотношения  $\frac{d_n}{d_k} = 1,1 \div 1,2$

Исследование зависимости усилия выпрессовки пуансонов от величины относительных размеров торцевого буртика, позволяет сделать вывод, что такое закрепление является наиболее эффективным.

Если при проведении испытания образцов без торцевых буртиков во время выпрессовки пуансонов происходило их выдергивание из пластмассы, сопровождающееся разрушением кольцевых пластмассовых поясков, то

при выпрессовке пуансонов с отношением  $\frac{d_o}{d_n} > 1,4$  происходило разрушение

пуансонов - обрыв торцевого буртика (для пуансонов диаметром 15-25 мм) или разрыв пуансонов (для диаметров 5-10 мм).

Это объясняется тем, что во время выпрессовки пуансонов в зоне под буртиком имеет место случай, близкий к всестороннему сжатию пластмассы, находящейся в обойме. При этом значительно повышается ее несущая способность, а усилия выпрессовки достигают величины гораздо большей, чем предел прочности пластмассы АСТ-Т на сжатие.

Исследование влияния глубины заливки пуансонов в пластмассу на усилие выпрессовки показало, что здесь имеет место прямая зависимость: с увеличением глубины заливки возрастает усилие выпрессовки. Так, для

гладких пуансонов с диаметром посадочной части 10 мм и Rz 40 при увеличении глубины заливки с 20 до 40 мм усилие выпрессовки увеличивалось на 40%.

С увеличением диаметра пуансонов при прочих равных условиях возрастает и усилие выпрессовки. Увеличение диаметра пуансона с 10 до 20 мм приводило к росту усилия выпрессовки в 3 раза. Это объясняется увеличением площади контакта пластмассы с металлом.

Существенное влияние на прочность узла соединения оказывает отношение объемов пластмассы  $V_{пл}$  и посадочной части пуансона  $V_{п}$

Резкое возрастание усилия выпрессовки происходит при малых отношениях  $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$  от 0 до 10, т.е. при малых объемах пластмассы, а при

дальнейшем увеличении отношения  $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$  до 25 происходит некоторое уменьшение усилия выпрессовки.

Такой характер кривых можно объяснить комплексным влиянием всех факторов, воздействующих на усилие выпрессовки.

Анализируя данные графиков, можно сделать следующий вывод: при проектировании режущих элементов обратимых штампов необходимо учитывать влияние объема пластмассы на прочность пластмассовой заливки,

целесообразно, чтобы отношение  $\frac{V_{пл}}{V_{п}}$  находилось в интервале  $5 \div 10$ , что обеспечит наибольшую надежность работы штампов.

**Выводы.**

Установлены конструктивно – технологические параметры посадочных частей рабочих элементов обратимой штамповой оснастки, обеспечивающие оптимальные эксплуатационные характеристики при их закреплении пластмассовой композицией на основе АСТ-Т. При этом наблюдалось повышение прочности и жесткости конструктивных элементов узла соединения в 2,5 – 3,0 раза по сравнению с традиционными методами.

Список литературы: 1. Буденный М.М. Перспективы развития исследований и разработка новых конструкций штамповой оснастки на основе композитов. Резание и инструмент в технологических системах. – ХГПУ, Х.:2001. – вып. 11. – с. 3-13. 2. Буденный М.М. Прогрессивные конструкции перенастраиваемых штампов листовой штамповки. – НТУ "ХПИ", Х.:2005. – вып. 3. с. 75-79.

*Поступила в редакцию 15.05.2008*

**УДК 539.3:621**

*Ю.С. ВОРОБЬЕВ, К.Ю. ДЬЯКОНЕНКО, С.Б. КУЛИШОВ,  
А.Н. СКРИЦКИЙ*

## **АНАЛИЗ ЛОКАЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ КОЛЕБАНИЯХ РАБОЧИХ КОЛЕС И ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГТД**

Natural vibrations of bladed wheel of gas-turbine engine are considered. Influence of taking in account effects of mutual sliding of band shelves on dynamic characteristics of wheel are provided. Single crystal structured blade with cooling channels system of whirl matrix type is investigated. Influence of crystallographic orientation directions variation on vibration parameters, such as natural frequencies, mode shapes, stress intensities, is estimated.

### **Введение**

Конструкции и материалы лопаток современных ГТД совершенствуются и усложняются, а требования к их вибрационной прочности постоянно повышаются.

Построение адекватных моделей требует учета большого числа факторов: сложной геометрической формы, неоднородности материала, температурных полей, влияния вращения и др. Наиболее приемлемыми для таких объектов являются трехмерные конечноэлементные модели. Причем возникает необходимость использования конечных элементов высокого порядка, учитывающих анизотропию материала.

В предыдущих работах [1-12] были показаны пути повышения эффективности метода конечных элементов для решения ряда задач о колебаниях лопаточного аппарата турбомашин.

Рабочие колеса с разрезной бандажной связью широко используются в современных паровых и, особенно, газовых турбинах. Расчету вибрационной прочности этих конструкций посвящено множество исследований. В реальных задачах необходимо рассматривать возможность взаимного перемещения полок, учитывая сопротивление проскальзыванию, которое зависит от натяга (прижатия полок). Это ведет к существенному усложнению задачи и необходимости разработки специальных приемов при использовании метода конечных элементов [1-6].

Лопатки современных ГТД обладают неоднородностями различного типа: конструкционной (монокристаллический или композиционный материал), эксплуатационной (неоднородные температурные поля) и др. Особенно это относится к охлаждаемым лопаткам со сложной геометрией и вентиляторным лопаткам из композиционных материалов.

Одними из наиболее перспективных на сегодняшний день для первых ступеней газовых турбин являются лопатки из монокристаллических жаропрочных сплавов.