

УДК 666.97.033.16:621.34.1

Бочарова Е.А., Артюх Г.В.

НАДЕЖНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВИБРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Вибромашины нашли широкое применение в технологиях строительного, машиностроительного и металлургического производства, так как позволяют реализовать такие варианты нагружения, которые невозможны при других традиционных подходах.

В строительстве это уплотнение и транспортировка бетонных смесей, вибронагружение свай. В большинстве случаев технология предполагает изготовление компактных и надежных вибраторов (в том числе, поличастотных) и крепление их на стационарном оборудовании, например, на вибростолах для уплотнения бетонных смесей в формах для получения ФЭМов.

Такие устройства имеют ряд недостатков, ограничивающих их прочность и ресурс.

Один из этих недостатков был отмечен в работах [1, 2]. Он связан с принципиальной невозможностью снизить динамические нагрузки колебательного характера, потому что в этих машинах указанные нагрузки являются основой технологии. Отмечалось также, что самым слабым местом вибромашин являются подшипниковые узлы.

Причина кроется не только в больших нагрузках, привязанных к технологии. Распределение этих нагрузок в зоне контакта внешних колец подшипников с посадочными местами подушек крайне неравномерно.

Такое распределение связано с повышенной жесткостью контактирующих деталей. В этих условиях упругие контактные деформации существенно меньше, чем погрешности изготовления контактирующих поверхностей деталей подшипников. В работе [3] отмечалось, что наиболее перспективным вариантом улучшения распределения контактных напряжений следует считать введение в зону контакта упругого элемента, например, втулки, изготовленной из эластомера. Такое решение может обеспечить практически равномерное распределение контактных напряжений.

Решение ряда технических вопросов, таких, как размеры и материал упругих прокладок, может быть получено на основе применения высокопрочных полиуретановых эластомеров [4].

Еще один из недостатков вибромашин – это ненадежность резьбовых креплений. Она объясняется именно вибрационной нагрузкой, способствующей самооткручиванию гаек.

Известны сотни вариантов стопорения гаек, тем не менее, новые решения все время появляются, что говорит об отсутствии надежного, универсального и экономичного варианта стопорения.

Суть любого способа стопорения заключается в том, что должно быть исключено самопроизвольное отвинчивание гаек (поворот их относительно болта).

Во время работы машины на гайку действуют несколько нагрузок. Прежде всего, это момент откручивания динамического происхождения M_0 . Этот момент зависит от массы (момента инерции) гайки и её углового ускорения, зависящего от траектории движения.

Кроме того, есть еще момент торможения M_T , который зависит от конструкции резьбового соединения M_T . Естественно, что должно выполняться равенство

$$M_0 < M_T \quad (1)$$

Все предлагаемые методы самоторможения имеют целью обеспечить неравенство (1). В выражении (1) более консервативной величиной является значение M_0 , зависящее от частотно-массовых параметров машины и гайки. Величина M_T в одном и том же соединении может меняться в широких пределах, что является большим недостатком стандартного резьбового соединения.

Если такое соединение не затянуто или затяжка по какой-то причине исчезла, то отсутствует осевая сила, приложенная к гайке, а значит, практически отсутствует и момент трения; стопорение такой гайки практически невозможно.

Почему же затяжка гаек, со временем исчезает? Есть несколько основных причин. Первая заключается в том, что в ряде соединений (например, в рельсовых креплениях) возможна пластическая деформация болтов. Поскольку упругая деформация болтов очень мала (она составляет десятые доли миллиметра), то при малой пластической деформации, не превышающей имеющуюся упругую, последняя исчезает, момент трения на гайке практически так же исчезает, после чего следует её самоотвинчивание.

Множество решений, в которых присутствуют упругие шайбы (либо упругие элементы другого назначения) растягивают этот процесс во времени, поскольку в этом варианте упругая деформация и энергия упругой шайбы значительно больше. Хотя это и не дает полной гарантии от самоотвинчивания, но надежность подобного крепления увеличивается. Испытания подобных резьбовых соединений по методу Юнкера подтверждают более высокую надежность этих соединений при наличии упругих шайб, но не гарантируют полного отсутствия самоотвинчивания. Такой результат не может быть приемлем для вибровозбудителей, для рельсовых креплений и некоторых других машин повышенной опасности [5].

Возникает вопрос, есть ли такое конструктивное исполнение резьбового соединения, которое может обеспечить полное отсутствие самоотвинчивания? Такие решения есть. Все они основаны на том, что резьбовые соединения становятся неразъемными, другими словами, если вибратор с таким креплением нужно переставить на новый стол (или на новую машину), то старое крепление нужно уничтожить, а новое изготовить и поставить.

Такое конструктивное решение (сварка, приклейка, шплинтование и т.д.) сильно усложняет как конструкцию, так и технологию реализации. Экономически такой вариант является высокочрезвычайно затратным и не может применяться при массовом использовании, например, на железной дороге [6].

Для случая массового производства требуется простое и экономичное решение, основанное на изменяющихся стандартных элементах крепления.

Приемлемым вариантом может быть вариант со стандартными гайкой и болтом, причем в этом соединении нужно обеспечить постоянный и значительный момент трения. Выше отмечалось, что момент трения, который возникает от наличия осевой силы между гайкой и элементом крепления, не годится для этих целей, поскольку не обладает стабильностью. Более предпочтительным следует считать такой вариант создания момента трения, при котором между болтом и гайкой создается натяг на протяжении всего рабочего участка резьбы (то есть не зависящий от положения гайки); при этом осевое поджатие гайки не требуется.

Это может быть радиальный натяг. Получить требуемый натяг при изготовлении деталей резьбового соединения затруднительно вследствие жесткости деталей и трудности получения требуемой точности.

Один из вариантов реализации такого узла есть вариант изменения схемы нагружения гайки. Стандартная гайка при наличии радиального натяга должна растягиваться, увеличивая диаметр - это очень жесткий вариант нагружения. Этот вариант можно заменить схемой изгиба гайки (более податливой). Для этого достаточно на гайке выполнить разрез в осевом направлении и сжать её в радиальном направлении, уменьшив размер прорези и, соответственно, её диаметр. Такая гайка при соединении с болтом преодолевает момент трения, возникающий как следствие радиального на-

тяга. Если такая гайка полностью находится на болте, то момент трения её сохраняется постоянным.

Лабораторные испытания таких гаек в диапазоне M22 – M64 показали, что их прочность (разрушающая нагрузка) P^* составляет около 60% от прочности неразрезанной гайки. В большинстве случаев этой прочности достаточно для обеспечения требуемого ресурса. Есть варианты сохранения прочности гаек при изменении их формы. Можно заставить гайку при её предварительном нагружении не растягиваться, а изгибаться. Если разрез на гайке не выполнять, то её прочность сохраняется. Жесткость гайки, которая предварительно должна быть деформирована, уменьшается по сравнению с гайкой исходной, но будет больше, чем у разрезанной гайки, поскольку её ось в окружном направлении из окружности превратится в замкнутую кривую путем пластического деформирования гайки в радиальном направлении.

Есть несколько вариантов такого деформирования (рис. 1, 2, 3). Все они применимы к стандартным гайкам.

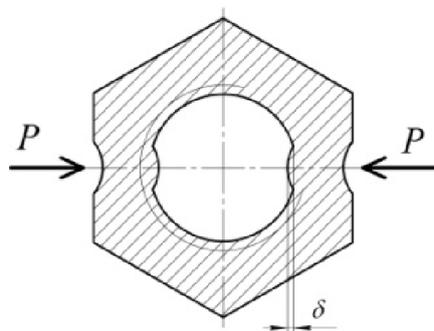


Рис. 1. Вариант деформирования стандартной гайки

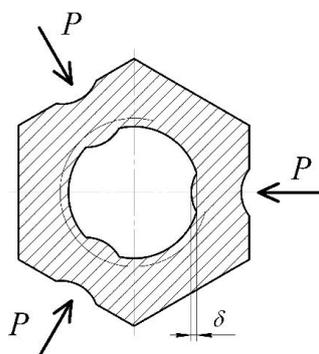


Рис. 2. Вариант деформирования стандартной гайки

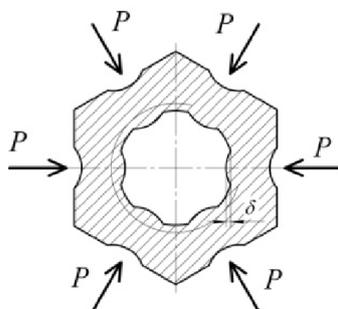


Рис. 3. Вариант деформирования стандартной гайки

Для получения большей податливости можно предварительно изменить схему нагружения (от близкой к балке с заземлением до балки с шарнирными опорами) (рис. 4).

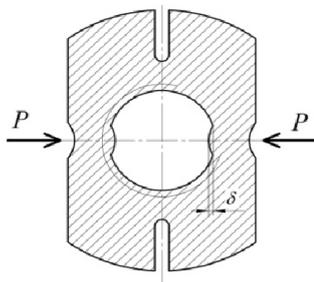


Рис.4. Измененная схема нагружения гайки

Еще несколько вариантов повышения податливости могут быть реализованы на основе применения для изготовления гаек высокопрочных, но низко модульных материалов.

Одним из таких материалов может быть высокопрочный чугун с шаровидным графитом, $E_{\text{ч}}=110$ ГПа, жесткость которого в 2 раза меньше (а деформация, соответственно, в 2 раза больше) чем у стали $E_{\text{с}}=220$ ГПа. Почти все марки этих чугунов не уступают по прочности стали. Можно найти достаточно прочные материалы и в классе полимеров. Среди полимеров имеются изученные материалы типа полиамидов, например, ПА6; ПА610, которые при армировании их 30÷40 % стеклоровинга обеспечивают прочность на изгиб $\sigma_{\text{н}}=200\div240$ МПа при $E=10$ ГПа, то есть при жесткости в 20 раз меньшей, чем у стали.

Недостаток прочности компенсируется лучшим распределением нагрузок между витками резьбы и большей высотой гайки.

На рисунках показаны варианты нагружения гаек (заготовки этих гаек представляют собой стандартные изделия).

ВЫВОДЫ

Предложены простые схемы самотормозящихся гаек для надежного крепления вибраторов на технологических машинах. Использован принцип создания постоянного момента трения между болтом и гайкой не зависимо от осевого поджатия соединяемых деталей.

Перечень ссылок

1. Бочарова Е.А. Оптимизация режима работы вибростолы для формирования бетонных изделий / Е.А. Бочарова // Университетская наука 2011 тезисы докладов. – Мариуполь: ПГТУ, 2011. – Том №2. – С.142-143.
2. Емельяненко Н.Г. Развитие приводов виброформовочных машин / Н.Г. Емельяненко, Е.А. Бочарова // Университетская наука 2011 тезисы докладов. – Мариуполь: ПГТУ, 2011. – Том №2. – С.147-148.
3. Бочарова Е.А. Повышение надежности подшипниковых узлов вибрационного оборудования для производства бетонных изделий / Е.А. Бочарова // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць - Мариуполь: ПДТУ, 2011. – Вип.13. – С. 169-171.
4. Артюх В.Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах: монография / В.Г. Артюх. – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 244 с.
5. Артюх Г.В. Особенности применения эластомеров для снижения динамических нагрузок в металлургических машинах / Г.В. Артюх // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць. – Мариуполь: ПДТУ, 1997. – Вип. 2. – С. 55-159.

6. *Артюх Г.В.* Инженерные проблемы прочности металлургических машин / *В.Г. Артюх* // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць. – Маріуполь: ПДТУ, 2003. – Вип. 7. – С. 85-96.

Рецензент: д.т.н., проф. В.В. Суглобов

Статья поступила 17.11.2012.