

2. Комбинированная наплавка крановых колес / Н.С. Назаров, Н.А. Бондарчук, Н.П. Данильчук // *Металлургическое машиноведение и ремонт оборудования*. – 1980. – №9. – С.70–72.

Іванов В.П., Сергієнко Ю.В., Сорочан О.М., Тараніна Є.В.

ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ НАПЛАВЛЕНИЙ КРАНОВИХ КОЛЕС

Досліджувався вплив зварювальних матеріалів та режимів термообробки на властивості наплавлених кранових коліс. Встановлені параметри попереднього підігріву виробів, що дозволяють запобігти утворення гартівних структур в наплавленому шарі. Запропонована технологія наплавлення, що забезпечує підвищення довговічності наплавленого кранового обладнання.

Ключові слова: кранові колеса, попередній підігрів, мікротвердість, електродугове наплавлення, довговічність.

Ivanov V.P., Sergienko Yu.V., Sorochan E.N., Taranina E.V.

IMPROVE EFFICIENCY OF WELDED CRANE WHEELS

We studied the influence of welding materials and heat treatments on the properties of the weld of crane wheels. The parameters of pre-heating products, to prevent the formation of hardening structures in the deposited layer. The technology of welding, providing increased durability of the weld of crane equipment.

Keywords: crane wheel, pre-heating, micro-hardness, electric arc welding, durability.

Рецензент: д.т.н., проф. Ищенко А.А.

Статья поступила 10.08.2016

УДК 666.97.033.16:621.34.1

Бочарова Е.А.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВИБРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

В статье рассмотрены варианты резьбовых соединений вибромашин. отмечена возможность применения простых и дешевых самотормозящихся гаек, принцип действия которых основан на увеличении радиальных деформаций и момента трения при соединении гайки с болтом.

Ключевые слова: самотормозящиеся гайки, жесткость контактирующих деталей, распределение контактных напряжений, момент трения, схема деформации.

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

Машинобудування і зварювальне виробництво

Режим доступу: <http://eir.pstu.edu/handle/123456789/2>

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 (рис. 1) для уплотнения бетонных смесей в формах для получения ФЭМов [1, 2].

Основа получения качественных изделий зависит от степени уплотнения, а нужная степень уплотнения может быть получена путём вибрации, при которой существенно снижается вязкость раствора, он приобретает подвижность и заполняет все пустоты в форме.

Для всех видов изделий разработана и проверена на практике технология создания вибраций. Вибраторы приводятся в движение от высокооборотных электродвигателей. Основными деталями вибраторов являются валы с дебалансами, устанавливаемые на подшипниках качения. Передача от двигателя к валам может быть зубчатой или ременной.

Для снижения шума элементы зубчатого закрепления в виде шестерен или зубчатых ремней могут изготавливаться из полимеров или эластомеров. Количество валов и шестерен может выбираться из условия технологии для получения определённых параметров колебательного движения [1].

В строительной практике встречается много типов вибростолов, отличающихся параметрами колебаний. Опыт эксплуатации этих вибраторов показывает, что, несмотря на имеющиеся конструктивные различия, все они имеют одни и те же слабые места [3].

Вибростолы имеют ряд недостатков, ограничивающих их прочность и ресурс.



а)



б)

Рис. 1 - Вибростол: а) вибростол с двумя разночастотными возбудителями колебаний; б) форма заполненная раствором

Один из этих недостатков был отмечен в работах [4, 5]. 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 вибростолов 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 [4]

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 [6].

Еще один из недостатков вибротехники – 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_d . 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 неравенство

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

Все предлагаемые методы самоторможения имеют целью обеспечить неравенство (1). В выражении (1) более консервативной величиной является значение M_d , 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 [7].

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 [8].

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

Лабораторные испытания таких гаек в диапазоне М22 – М64 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. 2, 3, 4). Все они применимы к стандартным гайкам.

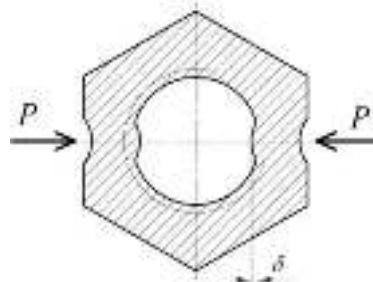


Рис. 2 - Вариант деформирования стандартной гайки

Машинобудування і зварювальне виробництво

Режим доступу: <http://eir.pstu.edu/handle/123456789/2>

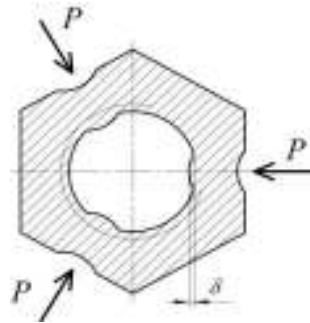


Рис. 3 - Вариант деформирования стандартной гайки

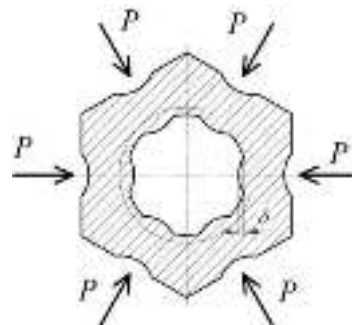


Рис. 4. Вариант деформирования стандартной гайки

Для получения большей податливости можно предварительно изменить схему нагружения (от близкой к балке с защемлением до балки с шарнирными опорами) (рис. 5).

Есть несколько вариантов такого деформирования (рис. 2, 3, 4). Все они применимы к стандартным гайкам.

Для получения большей податливости можно предварительно изменить схему нагружения (от близкой к балке с защемлением до балки с шарнирными опорами) (рис. 5).

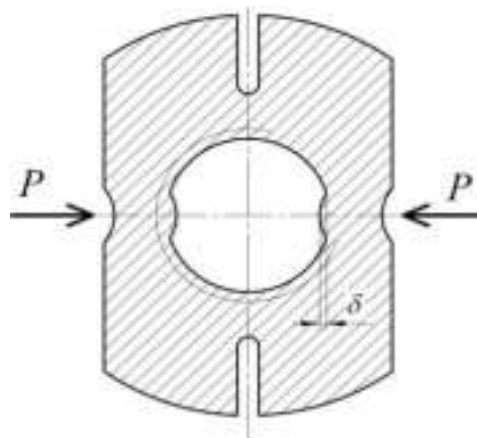


Рис. 5 - Измененная схема нагружения гайки

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, $E_г=110$ ГПа, жесткость которого в 2 раза меньше (а деформация, соответственно, в 2 раза больше) чем у стали $E_с=220$ 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 $\sigma_{п}=200\div240$ 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.

Список использованных источников

1. Бочарова Е.А. Повышение ресурса вибрационного оборудования для производства бетонных изделий / Е.А. Бочарова // Захист металургійних машин від поломок: міжвуз. темат. зб. наук. праць / ПДТУ. – Маріуполь, 2013. – Вип. 15. – С. 169-171.
2. Бочарова Е.А. Оптимизация режима работы вибростолла для формирования бетонных изделий / Е.А. Бочарова // Университетская наука - 2011 : Междунар. науч.-техн. конф. : тез. докл. / ГВУЗ «ПГТУ». - Мариуполь, 2011. - Т. 2. – С. 142–143.
3. Бочарова Е.А. Амортизация паразитных нагрузок в машинах для производства мелкоштучных строительных изделий / Е.А. Бочарова, В.В. Белкина // Университетская наука - 2016 : Междунар. науч.-техн. конф. : тез. докл. / ГВУЗ «ПГТУ». - Мариуполь, 2016. - Т. 2. – С. 36-37.
4. Емельяненко Н.Г. Развитие приводов виброформовочных машин / Н.Г. Емельяненко, Е.А. Бочарова // Университетская наука - 2011 : Междунар. науч.-техн. конф. : тез. докл. / ГВУЗ «ПГТУ». - Мариуполь, 2011. - Т. 2. – С. 147-148.
5. Бочарова Е.А. Повышение надежности подшипниковых узлов вибрационного оборудования для производства бетонных изделий / Е.А. Бочарова // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць - Маріуполь: ПДТУ, 2011. – Вип.13. – С. 169-171.
6. Артюх В.Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах: монография / В.Г. Артюх. – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 244 с.
7. Артюх Г.В. Особенности применения эластомеров для снижения динамических нагрузок в металлургических машинах / Г.В. Артюх // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць. – Маріуполь, 1997. – Вип. 2. – С. 55-159.
8. Артюх Г.В. Инженерные проблемы прочности металлургических машин / В.Г. Артюх // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць. – Маріуполь, 2003. – Вип. 7. – С. 85-96.
9. Емельяненко М.Г. Результаты досліджень полічастотної машини / М.Г. Емельяненко, Е.А. Бочарова, О.О. Шевченко // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць - Маріуполь, 2014. – Вип.16. – С. 168-173.

Бочарова О.А.

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ВІБРАЦІЙНОГО
УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА БЕТОННИХ ВИРОБІВ**

У статті розглянуто варіанти різьбових з'єднань вібромашин. Відзначено можливість застосування простих і дешевих самотормозящих гайок, принцип дії яких заснований на збільшенні радіальних деформацій і моменту тертя при з'єднанні гайки з болтом.

Ключові слова: самотормозящі гайки, жорсткість контактуючих деталей, розподіл контактних напружень, момент тертя, схема деформації.

Bocharova. E.A.

**IMPROVING THE RELIABILITY OF THREADED CONNECTIONS OF
VIBRATION EQUIPMENT FOR PRODUCTION OF CONCRETE PRODUCTS**

The variants of threaded connections vibrators. Marked by the possibility of the use of simple and low-cost, self-locking nuts, the principle of action-tions are based on the increase of radial strain and friction torque when connecting nuts and bolts.

Keywords: self-locking nut, stiffness, wetted parts, distribution of contact stresses, friction torque, and deformation pattern.

Рецензент: д.т.н., проф. В.Г. Артюх
Статья поступила 17.06.2016.

УДК 621.86

Суглобов В.В., Гринько П.А.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВИДОВ И ПРИЧИН ПОВРЕЖДЕНИЙ ЛЕНТЫ В
ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ**

Представлены результаты исследований в производственных условиях видов и причин повреждений транспортерных лент конвейеров. Сформулированы требования, которые должны соблюдаться в процессе эксплуатации, для обеспечения снижения износа и повреждений конвейерной ленты.

Ключевые слова: ленточный конвейер, приводной барабан, натяжной барабан, центрирование ленты.

Одной из проблем при эксплуатации ленточных конвейеров являются различные повреждения транспортерной ленты. Это, в свою очередь, приводит к неплановым технологическим простоям, что требуются дополнительных средств на ремонт ленты, и в конечном итоге отражается на экономической составляющей выпускаемой продукции. Поэтому, работа над повышением срока службы главного элемента конвейера – ленты является наиболее актуальной в области совершенствования конвейерного транспорта.

В процессе эксплуатации ленточных конвейеров выявлены следующие повреждения транспортерной ленты:

1. Продольные порезы различной длины (как сквозные, так и несквозные);

Машинобудування і зварювальне виробництво

Режим доступу: <http://eir.pstu.edu/handle/123456789/2>