

УДК 621.882

А.А. Шавель¹, М.М. Гарост¹, Е.В. Кривоносова², А.И. Гарост²
Белорусский национальный технический университет¹

Белорусский государственный технологический университет²

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА И НАДЕЖНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН (СДМ И ПТМ)

Рассмотрены причины повреждения резьбовых соединений и приведены конструктивные и технологические решения для повышения качества и надежности резьбовых соединений СДМ и ПТМ.

Ключевые слова: резьбовые соединения, болты, гайки.

A.A. Shavel¹, M.M. Harast¹, E.V. Kryvonosova², A.I. Harast²

Belarusian National Technical University¹

Belarusian State Technological University²

METHODS OF IMPROVING THE QUALITY AND RELIABILITY OF THREADED JOINTS IN ROAD CONSTRUCTION AND HANDLING VEHICLES MACHINERY (RCM AND HVM)

The causes of damage to threaded joints are considered and the constructive and technological solutions to improve the quality and reliability of the threaded joints of RCM and HVM are presented.

Key words: threaded joints, bolts, screw nuts.

А.А. Шавель, М.М. Гарост, О.В. Кривоносова, О.І. Гарост

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНИХ І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН (СДМ та ПТМ)

Постановка проблеми. Резьбовые соединения являются наиболее распространенным видом разъемных соединений. Они применяются в любой отрасли промышленности, практически в любом оборудовании. СДМ и ПТМ работают в различных условиях, поэтому резьбовые соединения подвергаются воздействию широкого диапазона нагрузок, температур, влаги, пыли и т.д. Большую часть резьбовых соединений, применяемых в современных СДМ и ПТМ, собирают с предварительной затяжкой. Напряжения предварительной затяжки устанавливают в соответствии с условиями герметичности и плотности стыка.

Причины повреждения резьбовых соединений СДМ и ПТМ. Одна из распространенных причин выхода из строя болтовых соединений – уменьшение силы предварительной затяжки соединения под действием динамических нагрузок. Уменьшение силы предварительной затяжки вызывается следующими факторами.

1) Появлением остаточных пластических деформаций болта и соединяемых деталей в результате смятия неровностей на стыках, релаксации напряжений, заключающейся в понижении начальных напряжений затяжки вследствие ползучести металла и др. Возможно также повышение рабочих нагрузок при работе машины на нерасчетном режиме (например, вследствие удара, при работе в резонансном режиме, при испытаниях и др.).

2) Возникновением контактных деформаций по стыковым поверхностям и в резьбе.

Результаты испытаний отдельных исследователей [1] свидетельствуют об уменьшении напряжения затяжки при увеличении числа циклов нагружения, обусловленном периодическим смятием гребешков на поверхностях контакта в резьбе. При первом обжатии - напряжение предварительной затяжки σ_0 уменьшается на 20...35 %; при втором - σ_0 уменьшается на 5...10 %; при третьем обжатии σ_0 не уменьшается. Уменьшение σ_0 повышает амплитуду переменных напряжений, что может вызвать преждевременное разрушение соединений от усталости.

Выше приведенные данные указывают на то, что для ответственных резьбовых соединений необходима повторная затяжка винтов. Авторы работы [2] считают целесообразным затяжку винтов проводить в два этапа: сначала затянуть все винты силой $1,2F_{зат}$, затем уменьшить эту силу до $F_{зат}$. При затяжке винтов следует пользоваться динамометрическим ключом, предварительно определив необходимый момент завинчивания и последовательность затяжки винтов или гаек. При напряжениях в витке от повторной силы затяжки, равных $(0,6...0,9)\sigma_0$ (σ_0 - предел текучести материала винта) и при достаточно высоких требованиях к шероховатости контактирующих поверхностей фланцев можно достичь требуемого коэффициента запаса [1]

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma D} \sigma_a} \geq [S_{\sigma}], \quad (1)$$

где σ_{-1} – длительный предел выносливости материала;

$k_{\sigma D}$ – коэффициент снижения предела выносливости винта (в зависимости от материала

$k_{\sigma D} = 3,3 \dots 4,5$);

σ_a – амплитуда напряжений в винте;

$[S_{\sigma}]$ – допустимый запас прочности, принимаемый не менее 2,5.

Амплитуда напряжений в винте

$$\sigma_a = F_a / (\pi d_3^2) / 4, \quad (2)$$

где F_a – амплитуда силы, нагружающей винт;

d_3 – внутренний диаметр резьбы винта.

3) Возникновением условий, вызывающих самопроизвольное отвинчивание гайки (винта). При уменьшении силы предварительной затяжки до определенной величины стык соединяемых деталей раскрывается и внешняя нагрузка полностью передается на болт, резко снижая долговечность соединения. Такие ситуации возникают при рядовой эксплуатации опорно-поворотных устройств грузоподъемных кранов стрелового типа, а также во время проведения статических испытаний этих кранов, которые испытываются нагрузкой на 25 % превышающей их паспортную грузоподъемность. Подобные ситуации имеют место при эксплуатации дорожно-строительных машин, имеющих опорно-поворотные круги.

Ослабление затяжки резьбового соединения нередко вызывает обрыв винтов по причине их усталостного разрушения.

Методы повышения качества и надежности резьбовых соединений. Повышение качества и надежности резьбовых соединений в машинах и механизмах может осуществляться разработкой конструктивных решений, применением технологических мероприятий, совершенствованием методов расчета.

Конструктивными мероприятиями, повышающими несущую способность болтов при действии циклических нагрузок являются: уменьшение шероховатости и повышение точности сопряженных поверхностей (уменьшение зазоров в резьбе, наличие плоских и перпендикулярных опорных поверхностей); повышение жесткости фланцев путем увеличения их толщины до двух диаметров болтов соединения; увеличение силы затяжки, применяя высокопрочные болты; уменьшение контактного давления под головкой болта и гайкой за счет применения жестких шайб вместо пружинных шайб и деформируемых пластин (так, например, в работе [3] рекомендуется применять шайбы термически обработанные и имеющие твердость в пределах 30...45 НРС); применение для стопорения резьбовых соединений от самоотвинчивания резьбовых фиксаторов в виде клея или герметика, которые заполняя пространство между витками резьбы и отвердевая также способствуют более равномерному распределению нагрузки по резьбе; применение твердосмазочных покрытий, которыми могут быть мягкие металлы, полимеры и композиционные материалы на основе твердых смазок (графита, MoS_2 и др.) и оптимизация шероховатости контактирующих поверхностей позволяют существенно повысить равномерность распределения нагрузки по виткам резьбовых сопряжений, а следовательно, надежность и эффективность крепежных резьб, а также винтовых передач [4]; применение метрической резьбы с профилем MJ по ГОСТ 30892-2002, который является модификацией профиля метрической резьбы по ГОСТ 9150-2002 и отличается от него увеличенным срезом по внутреннему диаметру гайки и увеличенным радиусом R закругления впадины резьбы винта (болта, шпильки), что приводит к увеличению податливости витков винта и более равномерному распределению осевой нагрузки по виткам резьбы на длине свинчивания соединения.

Мероприятия, перечисленные выше, в основном направлены на увеличение $\sum_a \lambda$ – суммы коэффициентов податливостей деталей системы болт. Согласно работам [1, 5] в соединении с одним болтом, затянутым силой $F_{зат}$ и нагруженным отрывной внешней нагрузкой $F_{вн}$ (рисунок) болт нагружен силой F_{σ} . На рисунке показаны конструкции с жестким болтом ($\chi_1 = 0,3$) и с высокой податливостью деталей системы болта ($\chi_2 = 0,1$), а также зависимости полного усилия в болте F_{σ} от внешней нагрузки $F_{вн}$, и влияние коэффициента внешней нагрузки χ на F_{σ} и на амплитуду цикла нагружения F_a .

Усилие, действующее на болт до раскрытия стыка, описывается уравнением

$$F_{\delta} = F_{\text{зат}} + \chi F_{\text{вн}}, \quad (3)$$

после раскрытия стыка – $F_{\delta} = F_{\text{вн}}$.

Коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{1}{1 + \left(\frac{\sum_a \lambda}{\sum_o \lambda} \right)}, \quad (4)$$

где $\sum_a \lambda = \lambda_a + \lambda_{\text{г}}$ – сумма коэффициентов податливостей болта и гайки;

$\sum_o \lambda = \lambda_{o1} + \lambda + \lambda_{o2}$ – сумма коэффициентов податливостей деталей стыка.

Из рисунка видна эффективность снижения величины χ , для чего надо увеличить $\sum_a \lambda$ и снизить $\sum_o \lambda$ (см. формулу 4).

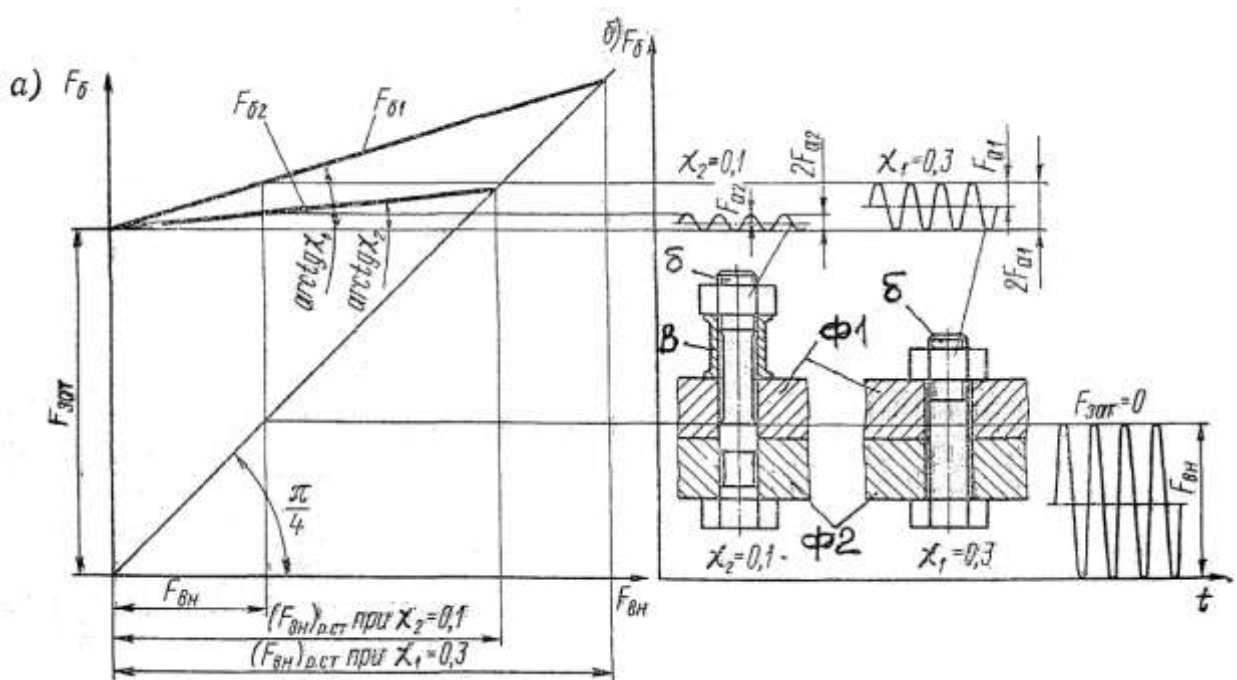


Рис. 1 Влияние коэффициента внешней нагрузки χ на осевое усилие болта F_{δ} и на амплитуду цикла нагрузки F_a : $(F_{\text{вн}})_{\text{р.ст}}$ – внешнее усилие, при котором возникает раскрытие стыка

$\sum_a \lambda$ растет с увеличением длины болта (δ) и высоты втулки (B), уменьшением диаметра не нарезанного участка стержня болта, уменьшением диаметра резьбы, за счет увеличения, где это целесообразно, количества болтов Z . Факторы влияющие на снижение $\sum_o \lambda$ указаны выше.

С переходом от $\chi_1 = 0,3$ к $\chi_2 = 0,1$ амплитуда цикла нагрузки, определяемая по формуле $F_a = 0,5\chi F_{a1}$, уменьшается в три раза, также уменьшается и амплитуда напряжений (см. формулу 2), а коэффициент запаса (см. формулу 1) увеличивается.

По мнению авторов работы [6] целесообразнее добиваться равнопрочности витков по всей контактной высоте резьбового соединения за счет неравномерного распределения усилия по виткам по высоте резьбовой части. В наиболее напряженных местах – во впадинах витков, где суммируются напряжения в стержне с напряжениями от изгиба витков, эквивалентные

напряжения максимальны. Так как напряжения растяжения в элементах болта и сжатия в элементах гайки к концу резьбового соединения уменьшаются, то для поддержания равнопрочности необходимо увеличивать составляющие напряжений от изгиба витков. Оказалось технологически это легче всего добиться изменением шагов витков гайки (так для резьбы М 10 с шестью витками изменения шага, мкм: 1 – (+6,23); 2 – (+3,4); 3 – (+0,5); 4 – (- 2,0); 5 – (-5,1); 6 – (-7,85)).

В равнопрочной резьбе, регулируя шаги витков гайки, можно снизить максимальные эквивалентные напряжения на 50 % по сравнению с напряжениями в точной равношаговой резьбе, что приводит к повышению усталостной прочности.

Исследования авторов работы [6] показали, что при высоких частотах возбуждения изделия переменными усилиями (преимущественно со стороны корпуса и, особенно в зонах действия собственных частот элементов резьбовых соединений) распределение усилий может значительно отличаться от их распределения в статике.

В [7] показано, что при увеличении высоты гайки увеличивается изгибная жесткость, что приводит к снижению нагрузки на опорном винте и уменьшению радиальной деформации гайки.

В настоящее время основными способами изготовления резьбы является нарезание и накатывание, причем накатывание – основной метод изготовления резьбы на деталях ответственных соединений. Накатывание резьбы повышает усталостную прочность соединения за счет создания остаточных напряжений. Аналогичный эффект достигается и при нарезании резьбы с последующим обкатыванием впадин роликом, угол профиля которого на 4...6 градусов меньше угла профиля резьбы.

Авторы работы [1] считают, что термообработку накатанных резьб проводить не целесообразно, так как при нагревании происходит снятие полезных остаточных напряжений и обезуглероживание поверхностных слоев, что снижает предел выносливости соединений.

Для повышения долговечности резьбовых соединений после нарезания или накатывания резьбы в работе [8] предложена технология электромеханической обработки при закалке и отделочно – упрочняющей обработке резьбы. При этом исключается окисление и обезуглероживание поверхности, формируется виток резьбы, закаленный поверхностно (глубина слоя повышенной твердости 48...68 HRC) при сохранении вязкой сердцевины витков.

Авторы работы [9] для повышения износостойкости резьбового соединения предлагают осуществлять закалку боковой поверхности зубца резьбы непрерывным излучением итербиевого волоконного лазера. Твердость упрочненного мартенситного слоя составила 630-670 HV, тогда как основного металла – не выше 210-240 HV.

В работе [10] предлагается запас усталостной прочности определять с учетом таких дополнительных факторов, как износ крепежных и соединяемых деталей при частичном раскрытии стыка, и коррозии путем введения в выражения для определения коэффициента запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям $k=1...3$ и по контактным напряжениям – $k=1...4$.

Автором работы [11] установлено, что повысить сопротивляемость высокопрочных болтов замедленному разрушению можно также регулированием остаточных напряжений в болтах (с созданием сжимающих напряжений в поверхностных слоях), существенно зависящих от температуры отпуска, к этой же цели может привести и изменение конструктивной формы стержня болта, направленное на снижение напряжений в резьбовой части и в зоне примыкания стержня болта к головке. Расчет высокопрочных болтов следует вести как и внецентренно растянутых стержней с учетом контактных перемещений и нагрузок.

Заключение. Анализ работ по резьбовым соединениям указывает на то, что их конструктивные решения и методы расчета на прочность требуют развития с учетом новых процессов и факторов, выявленных в последнее время в соединяемых деталях и самом резьбовом соединении, и экспериментальных исследований.

Список использованных источников

1. Биргер И.А., Иосилевич, Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
2. Иванов А.С., Смирнов Н.И., Муркин С.В., Ермолаев М.М. Сопротивление усталости винтов резьбовых соединений погружных центробежных насосов при их нагружении круговым опрокидывающим моментом // Вестник машиностроения. 2015, №7. С.17-21.

3. Мельников Н.П. Металлические конструкции. Справочник проектировщика. 2-е изд., перераб. и дополн. - М.: Стройиздат, 1980. – 776 с.
4. Сутягин О.В., Мешков В.В., Мединцев С.В. Влияние твердосмазочных покрытий и шероховатости контактирующих поверхностей на распределение нагрузки по виткам резьбовых сопряжений и винтовых передач // Вестник машиностроения. 2015. №7. С. 46-50.
5. Кудрявцев В.Н. Детали машин. Л: Машиностроение. 1980. с. 464.
6. Курушин М.И., Курушин А.М., Курушин С.А. Новый способ повышения прочности резьбового соединения // Вестник машиностроения. 2012. №11. С. 13-15.
7. Цхой Э.Б. Совокупный учет радиальной деформации гайки, шероховатости витков и опорного изгибающего момента при деформациях резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 2016. №3. С. 22-25.
8. Фёдоров Л.В., Фёдоров С.К., Нагнибедова Е.В., Салов В.Б. Повышение эксплуатационных свойств резьбовых соединений электромеханической обработкой // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2010. №2. С. 109 – 112.
9. Волков М.В., Кишалов А.А., Храмов В.Ю. Применение волоконного лазера для закалки резьбовых соединений с целью повышения их износостойкости // Изв. вузов. Приборостроение. 2014. Т. 57. №6. С. 68-72.
10. Егожев А.М., Апажев А.К. Общеметодологические принципы повышения надежности резьбовых соединений сельскохозяйственных машин и орудий. // Тракторы и сельхозмашины. 2016. №6. С. 35-39.
11. Мойсейчик Е.А. Работа растянутых высокопрочных болтов в элементах стальных конструкций и их склонность к замедленному разрушению // Вестник МГСУ. 2014. №11. С. 58-64.

Стаття надійшла до редакції 29.04.2017