

УДК 629.331

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЯ КАРТЕРА С ШАРОВОЙ ОПОРОЙ ПЕРЕДНЕГО МОСТА ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Х. А. Фасхиев, д. т. н., проф. / Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфимский филиал Финансового университета при Правительстве Российской Федерации

Качество товара — определяющий фактор его конкурентоспособности. Оно закладывается на этапе разработки, материализуется в производстве и поддерживается в эксплуатации. Для создания конкурентоспособных товаров у производителя в арсенале должны быть надёжные инструменты разработки и производства качественных изделий, обеспечивающие их наиболее полное соответствие эксплуатационным требованиям.

Разработать рациональную конструкцию лишь на основе проекторочных расчётов довольно сложно, а в отдельных случаях вообще невозможно. Это объясняется рядом причин. Во-первых, на этапе проектирования не всегда имеется возможность достоверно установить действующие на объект в эксплуатации нагрузки; во-вторых, известные методы расчёта деталей, нагруженных переменными во времени нагрузками, не позволяют точно установить долговечность объекта исследования. Кроме того, при расчётах на долговечность деталей не представляется возможным точно определить коэффициент концентрации напряжений, характеристики усталостной прочности материала, величину накопленных повреждений, при которой происходит усталостное разрушение, и др. Эффективным методом обеспечения необходимой надёжности проектируемых конструкций является их испытание и доводка

в лабораторных или эксплуатационных условиях. На этапе испытания и доводки изделий проверяется их соответствие техническому заданию, определяются уровень надёжности и достоверность принятых технических решений.

В ходе проектирования изделия разработчику часто приходится решать многовариантные задачи, осуществлять выбор лучшего решения из альтернатив. Задача усложняется тем, что на этапе разработки учесть влияние всех конструктивно-технологических факторов, влияющих на прочность и долговечность детали, невозможно. Для разработчика большую ценность представляют знания о влиянии различных факторов конструктивно-технологического характера на долговечность конструкций. Формирование этих знаний происходит в результате наблюдений в эксплуатации, лабораторных испытаний и доводки реальных конструкций.

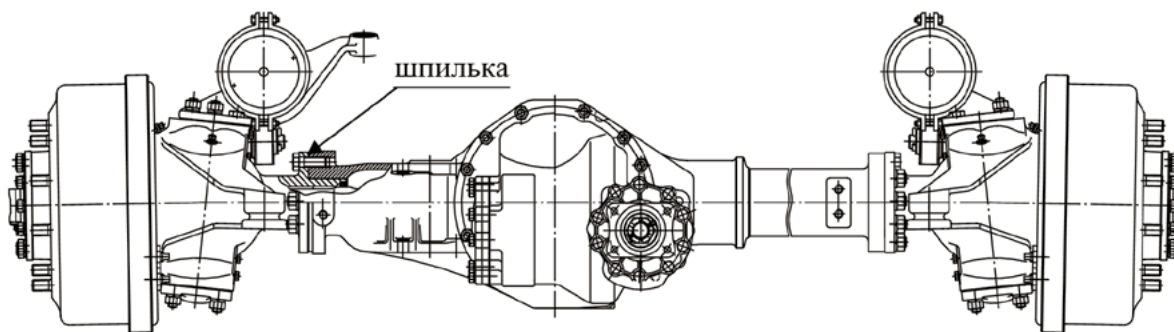


Рисунок 1. Ведущий управляемый мост автомобилей КамАЗ

На этапе доводки автомобилей прежде всего ставится задача обеспечения надёжности деталей и агрегатов, определяющих безопасность их движения и лимитирующих надёжность автомобиля в целом. Одним из таких агрегатов в конструкции грузового полноприводного автомобиля является передний ведущий управляемый мост (ВУМ). У большинства моделей отечественных автомобилей этот узел имеет схожую конструкцию (рис. 1). Практика эксплуатации и дорожно-стендовых испытаний ВУМ полноприводных автомобилей показывает, что лимитирующими надёжность элементами данного агрегата являются шаровые опоры поворотных кулаков и шпильки их крепления к картеру моста (табл. 1, рис. 2). Для крепления шаровых опор в автомобилях семейства КамАЗ, например, используются шпильки, изготовленные из стали 20Г2Р класса прочности 8.8, размерности M18 × 1,5.

Данные результаты были получены в ходе лабораторных испытаний ВУМ в сборе (рис. 3). При испытаниях переменная во времени отнулевая циклическая нагрузка, в 2,5 раза превышающая номинальную нагрузку на мост, прикладывалась к рессорным площадкам картера гидравлическим пульсатором PZA (Германия). Размах нагрузки равнялся $F = 125$ кН, а частота — 7 Гц.

В работе [1] автора разработаны нормы прочности несущих деталей переднего управляемого моста грузового автомобиля. Было установлено, что для надёжной работы ВУМ в эксплуатации его несущие детали при циклических испытаниях на стенде в вышеприведённом режиме нагружения должны иметь долговечность не менее 500 тыс. циклов. В ходе стендовых испытаний средняя долговечность шпилек крепления шаровых опор составила 530 тыс. циклов, что на 6 % больше, чем нормативная стендовая долговечность. Однако отдельные шпильки разрушались при наработке 200–250 тыс. циклов, что в 2–2,5 раза меньше нормативной долговечности.

Таблица 1. Результаты стендовых испытаний шаровых опор ВУМ автомобиля КамАЗ грузоподъёмностью 6 т

№ объекта	Долговечность, тыс. циклов	Объект и зона разрушения в ходе испытаний
1	290	Шаровая опора по R4 со стороны короткого рукава (рис. 2б)
2	476	—
3	718	Шаровая опора по R15 со стороны короткого рукава (рис. 2в)
4	296	—
5	610	Шаровая опора по R4 со стороны короткого рукава
6	333	Шаровая опора по R15 со стороны короткого рукава
7	338	—
8	406	Шпильки со стороны длинного рукава (рис. 2а)
9	350	—
10	376	Шаровая опора по R4 со стороны короткого рукава
11	247	Шпильки со стороны длинного рукава
12	150	—
13	873	—
14	349	—
15	323	—
16	300	—
17	313	—
18	334	—
19	289	—
20	668	—
21	76	Шаровая опора по R15 со стороны длинного рукава
22	81	Шаровая опора по R15 со стороны короткого рукава
23	213	Шпилька со стороны длинного рукава
24	212	Шаровая опора по R15 со стороны короткого рукава
25	482	Шпилька со стороны длинного рукава
26	375	—

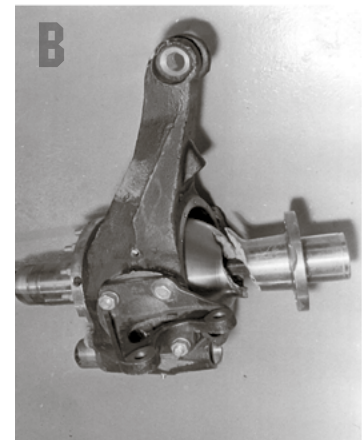
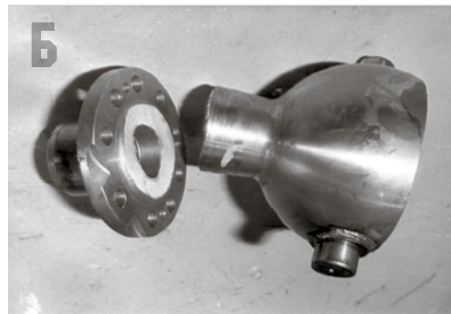
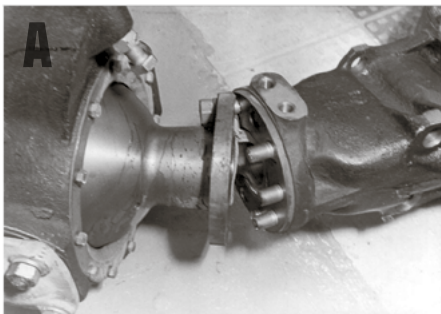


Рисунок 2. Характерный вид разрушения шпилек (а) и шаровой опоры поворотной цапфы по R4 (б) и R15 (в) переднего ведущего управляемого моста

При разрушении одной нижней шпильки происходит перераспределение нагрузок между остальными шпильками, и через 20–30 тыс. циклов начинают поочередно разрушаться другие шпильки, что приводит к потере работоспособности ВУМ (см. рис. 2а). Разрушение несущих деталей ВУМ оказывает непосредственное влияние на безопасность дорожного движения. При разрушении шпилек может произойти дорожно-транспортное происшествие, поэтому необходимо за счёт конструктивно-технологических мер обеспечить требуемую нормативную долговечность шпилек.

Наблюдения в ходе испытаний показали, что разрушение шпилек крепления шаровых опор происходит всегда по первому витку резьбы со стороны опоры гайки, который воспринимает до 30 % всей нагрузки, а витки резьбы, расположенные ближе к свободному торцу гайки, остаются практически ненагруженными. Это обусловлено неблагоприятным сочетанием деформаций гайки и стержня под воздействием внешней нагрузки. Участки стержня шпильки, ближайшие к точке приложения нагрузки, растянуты максимальной силой, витки резьбы стержня деформируются в направлении действия нагрузки. В гайке ближайшие к опорной поверхности участки сжаты максимальной силой и витки резьбы деформируются в направлении, противоположном смещению витков стержня. Наибольшую деформацию в стержне имеет первый виток, и максимальная нагрузка приходится именно на него, вследствие чего по впадине первого витка резьбы возникает очаг усталостной трещины и в дальнейшем разрушение шпильки.

За счёт конструкторских решений можно добиться равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы. Например, шаг резьбы шпильки можно выполнить меньше, чем шаг резьбы гайки. Другой вариант: при стандартной резьбе на шпильке резьбу гайки выполняют с увеличенным шагом. В таком резьбовом соединении при отсутствии внешней нагрузки нижние витки резьбы шпильки не контактируют с витками гайки. По мере приложения нагрузки в результате растяжения стержня шпильки и сжатия гайки витки резьбы стержня последовательно садят-

ся на витки резьбы гайки, то есть выбирается зазор. В соединении с разношаговой резьбой при максимальной внешней нагрузке витки резьбы нагружаются более равномерно, чем в стандартных резьбовых соединениях.

Для правильного конструирования разношагового резьбового соединения необходимо, исходя из параметров соединения и величины внешней нагрузки, правильно определить разность шагов резьбы шпильки и гайки. Методику расчёта разности шагов рассмотрим на примере шпилек крепления шаровых опор ВУМ автомобилей КамАЗ. Долговечность шпилек оценивается при циклических испытаниях на стенде нагрузкой, в 2,5 раза превышающей номинальную нагрузку на передний мост (см. рис. 3). Разность шагов резьбы гайки и шпильки рассчитываем исходя из этой нагрузки. Если обеспечить стендовую нормативную долговечность шпилек на уровне 500 тыс. циклов, то можно утверждать, что усталостные разрушения шпилек в эксплуатации будут исключены.

На наиболее нагруженную нижнюю шпильку соединения действует осевая сила, определяемая по формуле [3]:

$$F_{i\max} = \frac{[-F(L+l/2+f \cdot d/2) + F_{oc} \cdot (l/2) \cdot f] \cdot y_{i\max}}{\sum_{i=1}^n y_i^2 + (-l/(2 \cdot f) + l \cdot f/2 + f^2 \cdot d/2 - D/2) \cdot \sum_{i=1}^n y_i} \quad (1)$$

Здесь n — число болтов; f — коэффициент трения деталей соединения; F — вертикальная сила, действующая на колесо; F_{oc} — осевая сила, действующая на колесо; L — расстояние от центра колеса до фланца (см. рис. 3); l — длина контактной зоны хвостовой части шаровой опоры (рис. 4); d — диаметр хвостовой части шаровой опоры; D — наружный диаметр фланца; y_i — расстояние от центра i -й шпильки до точки опоры фланца C (см. рис. 4); $y_{i\max}$ — расстояние от нижней шпильки до точки опоры фланца C .

Максимальный зазор между витками резьбы стержня и гайки приходится на первый виток со стороны опоры гайки, и его величина определяется из соотношения

$$h = z \cdot \Delta S, \quad (2)$$

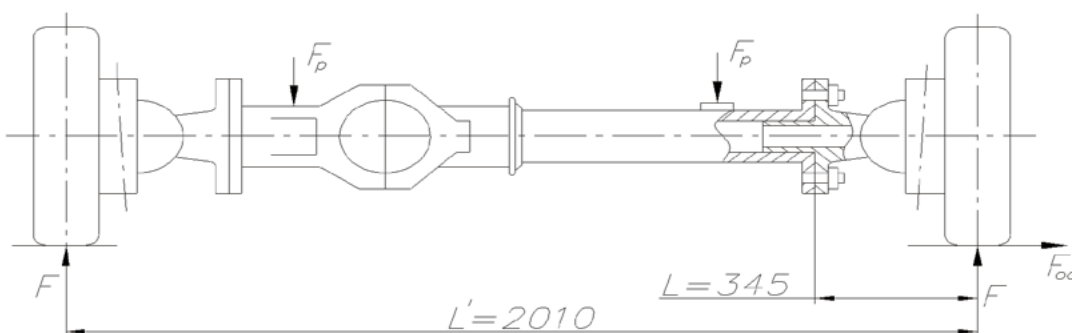


Рисунок 3. Схема нагружения переднего управляемого моста автомобиля КамАЗ при стендовых испытаниях на долговечность

Таблица 2. Геометрические параметры резьбы опытной шпильки крепления шаровой опоры

№ образца	Резьба на вёртном конце шпильки, М18 × 1,5 6g			Опытная резьба на другом конце шпильки		
	d, мм	S, мм	ΔS, мм	d, мм	S, мм	ΔS, мм
1	17,852	1,500	0	17,802	1,469	0,031
2	17,807	1,500	0	17,794	1,462	0,038
3	17,799	1,499	0,001	17,814	1,470	0,030
4	17,839	1,500	0	17,801	1,469	0,031
5	17,855	1,500	0	17,831	1,468	0,032
6	17,840	1,500	0	17,867	1,462	0,038
7	17,723	1,499	0,001	17,808	1,464	0,036
8	17,848	1,495	0,005	17,810	1,469	0,031
9	17,862	1,500	0	17,805	1,465	0,035
10	17,845	1,500	0	17,842	1,467	0,033

где ΔS — разность шагов резьбы гайки и шпильки; z — число полных витков резьбы гайки.

Зазор между витками резьбы h в ненагруженном соединении при приложении внешней нагрузки выбирается растяжением стержня и сжатием гайки. Для наиболее нагруженной нижней шпильки для обеспечения нулевого зазора на первом витке резьбы необходимо соблюдение условия

$$\Delta S = \frac{F_{imax} \cdot l_p}{E \cdot z} \cdot [k \cdot (1 - \chi) + \chi] \cdot \left(\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} \right), \quad (3)$$

где F_{imax} — внешняя нагрузка, приложенная к наиболее нагруженной шпильке, рассчитываемая по формуле (1); l_p — длина резьбового соединения; E — модуль упругости гайки и шпильки; c — коэффициент внешней нагрузки, при изготовлении деталей соединения из стали принимаемый равным 0,2; k — коэффициент запаса по нераскрытию стыка (рекомендуется принимать $k = 1,2-1,5$); A_1, A_2 — площади поперечного сечения шпильки и гайки соответственно, рассчитываемые по впадинам резьбы.

Для шпильки размерности М18 × 1,5 крепления шаровых опор к картеру моста автомобилей КамАЗ разность шагов резьбы, рассчитанная по формуле (3), равнялась $\Delta S = 13$ мкм. Согласно ГОСТ 24834-76, предельное отклонение шага резьбы при $S = 1,5$ мм должно быть не более +16 мкм. Следовательно, для получения положительного эффекта от применения разношаговой резьбы в соединении разница шагов резьбы винта и гайки должна быть не менее $\Delta S = 29$ мкм.

Для экспериментальной проверки влияния разношагового выполнения резьбы шпильки и гайки на долговечность фланцевого соединения были изготовлены десять опытных шпилек из стали 20Г2Р, то есть из того же материала, что и шпильки крепления шаровой опоры серийного автомобиля КамАЗ-43114. На вёртном конце шпилек нарезалась

стандартная резьба М18 × 1,5, а на другом конце — резьба с уменьшенным шагом — М18 × 1,47, то есть шаг резьбы на 30 мкм меньше, чем шаг резьбы гайки. Реальные размеры номинального диаметра (d) и шага резьбы (S) опытных шпилек были измерены с применением электронных микроскопов с точностью до 0,001 мм (табл. 2).

Опытные шпильки на усталостную долговечность испытывались на сервогидравлическом стенде модели МТС 38-01 (США) при помощи специального приспособления, состоящего из двух втулок со стержнями для зажима захватами стенда. Приспособление полностью имитировало шпильчатое соединение шаровой опоры с картером моста. Конец шпильки со стандартной резьбой вворачивался в одну из втулок приспособления, а другая втулка присоединялась к нему с использованием опытной резьбы с имитацией фланцевого соединения. Соединение затягивалось динамометрическим ключом с усилием, создающим момент затяжки, равный 200 Н·м.

Средняя величина внешней нагрузки при испытаниях равнялась 70 кН, а амплитуда нагрузок — 20 кН. Усилие прилагалось с частотой 10 Гц. При разрушении шпильки по резьбе шпилька зажималась за стержень и испытания продолжались до разрушения шпильки по другой резьбе, что позволило ускорить испытания и уменьшить количество необходимых образцов, так как на одном образце были получены результаты как для стандартной, так и для опытной резьбы.

Результаты испытаний опытных шпилек показывают, что долговечность разношагового резьбового соединения в среднем в 1,45 раза выше, чем у соединения со стандартной резьбой М18 × 1,5 (табл. 3). Ввёртанный конец шпильки с серийной резьбой разрушается по первому витку, а опытная резьба, как правило, разрушалась по второму или третьему витку резьбы. В разношаговой резьбе при выбранной нагрузке испытаний первый виток менее нагружен,

Таблица 3. Результаты усталостных испытаний шпилек

№ образца	Долговечность шпильки до разрушения по стандартной резьбе М18 × 1,5, циклы	Долговечность до разрушения опытной резьбы, циклы
1	150 900	292 100
2	268 800	284 700
3	285 900	250 200
4	168 400	264 800
5	137 900	224 700
6	190 200	244 600
7	197 800	250 600
8	229 800	453 900
9	178 500	255 700
10	184 400	366 500
N_{cp}	199 200	288 800

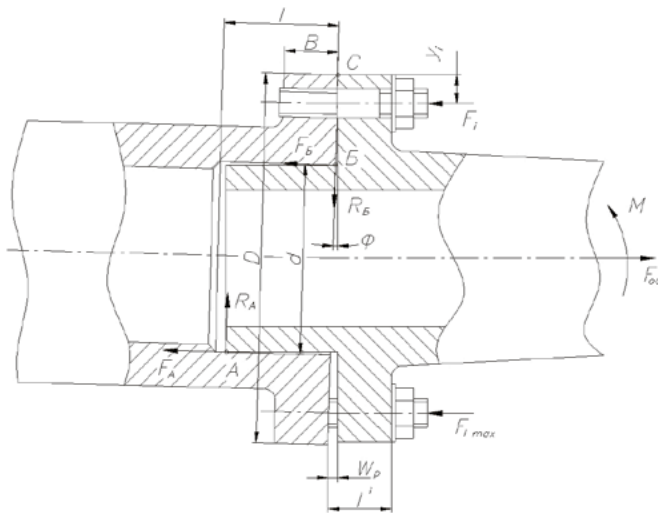


Рисунок 4. Расчётная схема фланцевого соединения картера с шаровой опорой

чем остальные, и распределение нагрузок по виткам происходит более равномерно, чем у серийной резьбы, что подтверждается более высокой долговечностью опытной резьбы. Разрушение опытных шпилек по второму-третьему витку гайки подтверждает гипотезу о том, что разношаговое выполнение резьбы деталей шпилечного соединения позволяет более равномерно распределять нагрузку по виткам резьбы шпильки и тем самым повышать их долговечность при действии переменных во времени нагрузок.

Ещё одним эффективным способом повышения долговечности резьбовых соединений является поверхностное пластическое деформирование (ППД) резьбы [2]. Этот способ имеет один существенный недостаток: для наведения остаточных напряжений сжатия по впадинам резьбы требуется прикладывать на накаточный ролик большие усилия. Эффект

повышения долговечности резьбового соединения от применения ППД может быть усилен одновременным термическим и механическим воздействием на резьбу в ходе обкатки. При этом, во-первых, снижается требуемое усилие на ролик, а во-вторых, за счёт локального термического воздействия меняется структура металла в зоне контакта накаточного ролика с поверхностью резьбы.

Для обеспечения высокой прочности резьбовые детали, как правило, изготавливаются из доэвтектоидных сталей (содержание углерода — менее 0,8 %) и подвергаются термообработке на твёрдость 35... 42 HRC (термоулучшение). С повышением прочности по всему сечению шпильки чувствительность к концентрации напряжений материала повышается, поэтому указанная твёрдость является рациональной, но она может быть повышена в локальных зонах, в частности по впадинам резьбы. Для этого необходимо поверхность резьбы нагреть до температуры области перлитно-мартенситного превращения, где диффузия атомов железа ещё весьма замедлена, а диффузия атомов углерода протекает сравнительно быстро. По этой причине образующаяся структура имеет особенности диффузионного перлитного превращения, а также бездиффузионного мартенситного превращения. При этом по причине быстрого охлаждения зоны деформирования происходит закалка впадины резьбы с образованием структуры из низкоуглеродистого мартенсита и частиц цементита. Такая структура, называемая бейнитом, имеет более высокую твёрдость и прочность по сравнению с продуктами распада аустенита в перлитной области (сорбит, тростит). Для получения бейнитной структуры температура нагрева для доэвтектоидных сталей должна быть в пределах 750–1 000 °С.

Для исследования влияния ППД с нагревом при нарезании резьбы на долговечность шпилек крепления шаровой опоры к картеру моста автомобилей семейства КамАЗ были изготовлены опытные шпильки, резьба с одного конца у которых обкатывалась электромеханическим способом. Шпильки изготавливались из стали 20Г2Р ТУ14-1-4486-88 со следующим химическим составом: С — 21 %; Mn — 1,14 %; Si — 0,21 %; Ni — 0,10 %; В — 0,004 %; Т — 0,01 %; Al — 0,013 %. После нарезания резцом серийной резьбы шпильки подвергались термоулучшению на твёрдость 36 HRC, а затем на другом конце шпильки опытная резьба обкатывалась электромеханическим способом. Обкатка резьбы М18 × 1,5 производилась стальным роликом, диаметр которого равнялся 50 мм, угол профиля — 60°, радиус профиля — 0,20 мм. Усилие нажатия на ролик при обкатке составило 450 Н. Нагрев зоны профиля резьбы осу-

Таблица 4. Результаты усталостных испытаний опытных шпилек M18 × 1,5

№ образца	Долговечность серийной резьбы M18 × 1,5, тыс. циклов	Долговечность резьбы, обработанной электромеханическим способом, тыс. циклов
1	15,91	57,0
2	212,1	1 827,8
3	267,3	285,1
4	222,6	192,6
5	129,3	154,6
6	113,2	469,2
7	156,5	185,2
8	353,4	855,7
9	1 158,3	230,4
10	247,6	160,4
	$N_{cp} = 111,7$	$N_{cp} = 253,4$

ществлялся подключением к ролику положительного, а к шпильке — отрицательного полюса источника питания. Напряжение в цепи равнялось 3,6 В, сила тока $I = 500$ А. Обкатка выполнялась со скоростью 1,2 м/мин.

Сравнительные циклические испытания опытных шпилек проводились на сервогидравлическом стенде MTS 38-01 с использованием приспособления, разработанного для испытания разношагового шпилечного соединения. При испытании среднее значение напряжений в стержне шпильки равнялось 105 МПа, амплитуда напряжений — 95 МПа, частота нагружения — 10 Гц.

Результаты стендовых испытаний (табл. 4) показали, что средняя долговечность резьбы, обработанной электромеханическим способом, в 2,2 раза выше, чем у необработанной резьбы. Необходимо отметить, что применение поверхностного пластического деформирования резьбы, выполняемого с электрическим нагревом инструментального ролика, позволяет снизить требуемое усилие обката в среднем на 50 %.

Металлографический анализ микроструктуры резьбы, обработанной электромеханическим способом, показывает, что сердцевина шпильки в зоне электромеханической обработки имеет сорбитную структуру с твёрдостью 36 HRC, а зоны профиля резьбы до глубины 0,4–0,5 мм — бейнитную с твёрдостью 50 HRC.

Повышение долговечности резьбового соединения при электромеханической обработке происходит благодаря совместному влиянию повышения прочностных характеристик материала шпильки за счёт термообработки и создания напряжений сжатия путём поверхностного пластического деформирования в зоне зарождения трещин — по впадинам резьбы.

ВЫВОДЫ

Результаты испытаний показали, что описанные выше конструкторско-технологические решения являются эффективным способом повышения надёжности резьбовых соединений. Так, за счёт разношагового выполнения резьбы шпильки и гайки долговечность шпилек может быть повышена на 45 %. При этом разность шагов должна рассчитываться из условия устранения зазора между первыми витками резьбы стержня и гайки под максимальной внешней нагрузкой, действующей на соединение. Для шпилек крепления шаровой опоры автомобиля КамАЗ-43114 оптимальная разность шагов составила 29 мкм. При электромеханической обработке резьбы эффект повышения долговечности шпилек достигается за счёт одновременного поверхностного пластического деформирования впадин резьбы и локальной термической обработки зон концентрации напряжений. Для термоулучшенных доэвтектоидных сталей при электромеханической обработке резьбы локальный нагрев поверхности резьбы до 800–1 000 °С способствует образованию по впадинам резьбы в локальной зоне бейнитной структуры, механические характеристики которой в среднем на 30 % выше, чем в сердцевине материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Фасхиев Х. А. Разработка норм прочности балок передних мостов автомобилей // Техника машиностроения. — 2010. — № 3. — С. 26–33.
2. Когаев В. П. Расчёт деталей машин и конструкции на прочность и долговечность / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.
3. Фасхиев Х. А. Метод расчёта фланцевых болтовых соединений // Техника машиностроения. — 2009. — № 4. — С. 21–26.