

Х. А. Фасхиев

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШПИЛЕЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивно-технологических факторов на долговечность шпилек крепления шаровой опоры к картеру переднего ведущего моста грузового автомобиля. Установлено, что разношаговое выполнение резьбы шпильки и гайки и электрохимическая обработка резьбы позволяют существенно повысить долговечность резьбовых соединений. *Ведущий управляемый мост; шаровая опора; шпилечное соединение; долговечность; испытание; циклическая нагрузка*

ВВЕДЕНИЕ

Ускорением темпов научно-технического прогресса, развитием влияния транснациональных компаний, усилением борьбы конкурентов за рынки усложняются задачи, которые решаются на этапе разработки новинок, требования к проектируемому изделию повышаются. Коммерчески успешный товар может быть создан только при принятии оптимальных решений на каждом этапе его разработки. Выбор неоптимальных параметров при разработке, пренебрежение качеством на производстве приводят к значительным экономическим потерям в эксплуатации, низкой конкурентоспособности новой модели. На этапе проектирования закладываются основы экономичности, качества и конкурентоспособности изделия, при обеспечении которых производитель может рассчитывать на коммерческий успех. Основные усилия производителя в жизненном цикле товара должны быть направлены на этап создания, тогда товар будет продаваться без усилий. К сожалению, технология проведения проектных работ в настоящее время несовершенна: в недостаточном объеме проводятся стратегические маркетинговые исследования, на предпроектном этапе не производится детальный анализ требований потребителей, а в техническом задании принимаются такие параметры, которые не всегда рациональны с точки зрения потребителя, недостаточно используются результаты научно-технического прогресса, не всегда проводится оптимизация параметров изделия. Все это негативно отражается на уровне конкурентоспособности новой техники.

Создание конкурентоспособных конструкций машин, наиболее полно удовлетворяющих требованиям потребителей, достигается даль-

нейшим развитием теоретических и расчетно-экспериментальных исследований автомобильной техники.

Первостепенной задачей при создании автотранспортных средств является обеспечение заданного в техническом задании надежности конструкции при его минимальной материалоемкости. Широкий диапазон нагружения машин в рабочих режимах, отсутствие достоверных сведений нагруженности деталей изделия в условиях эксплуатации, характеристик их сопротивления усталости препятствуют созданию полностью соответствующих условиям эксплуатации надежных конструкций. В связи с этим при разработке новых моделей особое значение приобретает доводка конструкций в дорожных и стендовых условиях. В условиях ужесточения конкуренции между производителями, повышения требований к конструкциям по материалоемкости, необходимая и экономически целесообразная надежность изделий обеспечивается уровнем совершенства применяемых при доводке методов. Исследования показывают, что простои автомобилей в 60–70 % случаев происходят по причине несовершенства конструкций и технологии изготовления их деталей. Основной причиной тому является недостаточное внимание доводке конструкций, несовершенство методов разработки новых моделей. В практике создания новой техники известно соотношение 1:10:100:1000, которое означает, что один рубль, сэкономленный при конструировании изделия, оборачивается 10 рублями потерь при подготовке производства, 100 рублями при производстве и 1000 рублями в эксплуатации. В связи с этим необработанные на надежность конструкции не должны дойти до стадии технологической подготовки производства.

АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ

В процессе проектирования конструктору часто приходится выбирать одно решение из множества альтернативных вариантов. Сложность задачи выбора обуславливается тем, что на стадии разработки учесть влияние всех конструктивно-технологических факторов на прочность и долговечность детали невозможно. Для разработчиков особую ценность представляют знания в области влияния разных факторов на долговечность конкретной конструкции. Эти знания накапливаются на основе опыта эксплуатации, лабораторных исследований и стендовой дорожной доводки известных конструкций.

Проблема обеспечения прочности и долговечности конструкций при разработке успешно решаются при наличии норм прочности на узлы, агрегаты, детали различных типов машин. Однако в автомобилестроении, в отличие от авиационного, по сегодняшний день нет ни одного общепринятого нормативного показателя в сфере прочности и долговечности конструкций.

В ходе доводки конструкций необходимо обеспечить надежность, прежде всего, наиболее нагруженных и влияющих на безопасность дорожного движения автомобиля деталей, которые лимитируют надежность автомобиля в целом. Одними из таких деталей в конструкции полноприводных грузовых автомобилей являются шпильки крепления шаровых опор ведущих управляемых мостов (ВУМ). У большинства моделей автомобилей этот узел имеет схожую конструкцию (рис. 1).

Практика дорожных и стендовых испытаний ВУМ полноприводных грузовых автомобилей семейства КамАЗ показала, что наиболее «слабыми» элементами агрегата являются шаровые опоры и шпильки их крепления (табл. 1, рис. 2).

Для крепления шаровых опор у автомобилей КамАЗ используются шпильки М18×1,5 класса прочности 8.8, изготовленные из стали 20Г2Р. Приведенные результаты были получены в ходе стендовых испытаний ВУМ в сборе как показана на рис. 3. Регулярная отнулевая циклическая нагрузка в 2,5 раза превышающая номинальную нагрузку на мост, в сумме равная $F = 125$ кН, частотой 7 Гц прикладывалась на рессорные площадки картера гидропульсатором «PZA» (Германия). Данный режим нагружения картера на стенде с одной стороны позволяет ускорить испытания, с другой стороны – сохранить идентичность разрушений на стенде эксплуатационным [1].

В работе [2] обосновано, что для надежной работы ВУМ в эксплуатации все его несущие детали при стендовых испытаниях в вышеописанном режиме должны иметь долговечность не менее 500 тысяч циклов нагружения. Эта цифра для вышеприведенного режима испытания мостов рекомендуется принять как нормативную стендовую долговечность, эквивалентную пробегу в эксплуатации в 350 тыс. км. В ходе стендовых испытаний средняя долговечность шпилек крепления шаровых опор составила 530 тыс. циклов, что на 6 % больше чем нормативная стендовая долговечность. Однако эти результаты не дают повода для успокоения, так как отдельные шпильки разрушались при наработке 200–250 тыс. циклов, что существенно меньше нормативной долговечности. При этом надо иметь в виду, что в случае разрушения одной нижней шпильки происходит перераспределение нагрузок между неразрушенными шпильками и через 20–30 тысяч циклов начинают поочередно разрушаться другие шпильки, что приводит к потере работоспособности моста. Разрушение несущих деталей ВУМ может привести к дорожно-транспортному происшествию, поэтому необходимо за счет конструктивно-технологических мероприятий добиться повышения долговечности шпилечного соединения, обеспечить необходимую нормативную стендовую долговечность.

2. РАЗНОШАГОВОЕ РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Наблюдения показывают, 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 полной силой и витки резьбы стержня деформируются в направлении действия нагрузки. В гайке ближайшие к опорной поверхности участки сжаты полной силой и витки резьбы деформируются в направлении, противоположном смещению витков стержня. Наибольшее смещение в стержне имеет первый виток, отсюда повышенная нагрузка на первый виток.

Проблему выравнивание нагрузки по виткам резьбы можно осуществить за счет конструкторских решений. Например, шаг резьбы

шпильки можно выполнить меньше, чем шаг резьбы гайки, что может быть достигнуто увеличением шага метчика. В таком резьбовом соединении при отсутствии внешней нагрузки нижние витки резьбы шпильки «отстают» от витков гайки, т. е. между витками резьбы имеется зазор. По мере приложения нагрузки в результате растяжения стержня и сжатия гайки витки резьбы стержня последовательно «сажаются» на витки резьбы гайки и данный зазор «выбирается». При полной нагрузке все витки резьбы нагружаются более равномерно, чем в обычных резьбовых соединениях.

Проблему выравнивания нагрузки по виткам резьбы можно осуществить за счет конструкторских решений. Например, шаг резьбы шпильки можно выполнить меньше, чем шаг резьбы гайки, что может быть достигнуто увеличением шага метчика. В таком резьбовом соединении при отсутствии внешней нагрузки нижние витки резьбы шпильки «отстают» от витков гайки, т. е. между витками резьбы имеется зазор. По мере приложения нагрузки в результате растяжения стержня и сжатия гайки витки резьбы стержня последовательно «сажаются» на витки резьбы гайки и данный зазор «выбирается». При полной нагрузке все витки резьбы нагружаются более равномерно, чем в обычных резьбовых соединениях.

Для правильного конструирования разношагового резьбового соединения необходимо правильно рассчитать разность шагов резьбы шпильки и гайки. Методику расчета разности шагов покажем на примере шпилек крепления шаровых опор ВУМ полноприводных автомобилей КамАЗ с грузоподъемностью в 6 т. Оценка долговечности шпилек проводится при испытаниях на стенде нагрузкой, в 2,5 раза превышающей номинальную нагрузку на мост. Разность шагов резьбы гайки и шпильки рассчитываем исходя из этой нагрузки. Если обеспечить стендовую нормативную долговечность шпилек, то можно быть уверенным в том, что разрушения шпилек в эксплуатации будут исключены. На стержень наиболее нагруженной нижней шпильки соединения действует сила, определяемая по формуле [4]

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

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 цен-

тра 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 (рис. 4); $y_{i\max}$ – расстояние от оси 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

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

где ΔS – превышение шага резьбы гайки шага резьбы стержня; 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

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

где $F_{i\max}$ – внешняя нагрузка, приложенная на наиболее нагруженную шпильку, рассчитываемая по формуле (1); l_p – длина резьбового соединения; E – модуль упругости гайки и шпильки; χ – коэффициент внешней нагрузки, при изготовлении деталей соединения из стали принимается равной 0,2; k – коэффициент запаса по нераскрытию стыка, рекомендуется принимать $k = 1,2$; A_1, A_2 – площадь поперечного сечения шпильки и гайки соответственно, рассчитываемая по впадинам резьбы.

Для шпильки М18×1,5, применяемой для 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 равно +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 резьб шпильки и гайки на долговечность соединения были изготовлены 10 опытных шпилек из стали 20Г2Р, т.е. из того же материала, что и шпильки крепления шаровой опоры серийного автомобиля КамАЗ-43114.

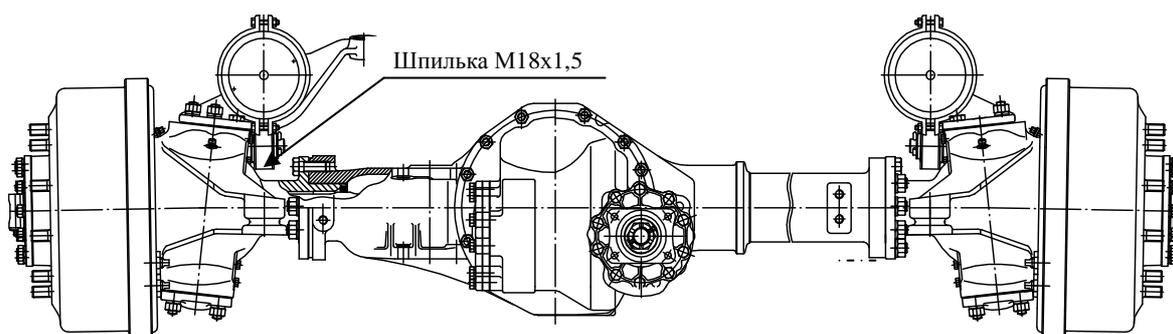


Рис.1. Фланцевое соединение шаровых опор ВУМ автомобилей КамАЗ

Таблица 1

**Результаты испытаний шаровых опор полноприводного автомобиля КамАЗ
с грузоподъемностью 6 т в стендовых условиях**

Образец	Долговечность до разрушения, тыс. циклов	Место поломки
1	290	Шаровая опора по R4 со стороны короткого рукава (рис. 2, б)
2	476	-//-
3	718	Шаровая опора по R15 со стороны короткого рукава (рис. 2, в)
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. 2, а)
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	-//-
27	346	-//-
28	244	Шаровая опора по R15 со стороны короткого рукава

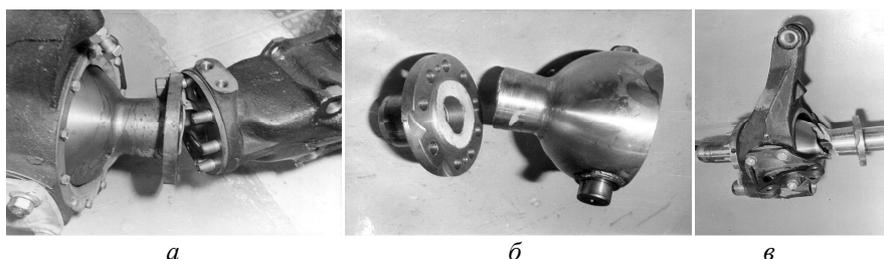


Рис. 2. Характерный вид разрушения шпилек (а) и шаровой опоры поворотной цапфы (б, в) переднего ведущего управляемого моста

менным локальным термическим и механическим воздействием на резьбу в ходе обкатки. При этом, во-первых, снижается потребная нагрузка на ролик, во-вторых, меняется структура металла в зоне контакта ролика с поверхностью резьбы.

Таблица 3

Результаты усталостных испытаний

Образец	Наработка до разрушения по стандартной резьбе М18×1,5, тыс. циклов	Наработка до разрушения опытной резьбы, тыс. циклов
1	150,9	292,1
2	268,8	284,7
3	285,9	250,2
4	168,4	264,8
5	137,9	224,7
6	190,2	244,6
7	197,8	250,6
8	229,8	453,9
9	178,5	255,7
10	184,4	366,5
Среднее	199,2	288,8

Для обеспечения высокой прочности и долговечности ответственные резьбовые детали, как правило, изготавливаются из доэвтектоидных сталей (содержание углерода менее 0,8 %) и подвергаются термообработке на твердость 35...42 HRC (термоулучшение). С повышением прочности по всему сечению шпильки чувствительность к концентрации напряжений материала повышается, поэтому данная твердость является рациональной, но она может быть повышена в локальных зонах, в частности, по впадинам резьбы, т. е. там, где происходит концентрация напряжений и образование трещин. Для этого необходимо поверхность резьбы нагреть до температуры области перлитно-мартенситного превращения, где диффузия атомов железа еще весьма замедлена, а диффузия атомов углерода протекает сравнительно быстро. По этой причине образующаяся структура имеет особенности диффузионно-перлитного превращения, а также бездиффузионного мартенситного превращения. При этом в локальных зонах образуется структура из низкоуглеродистого мартенсита и частиц цементита. Такая структура, называемая бейнитом, имеет более высокую твердость и прочность по сравнению с продуктами распада аустенита в перлитной области (сорбит, тростит). Для получения бейнитной структуры температура нагрева для до-

эвтектоидных сталей должна быть в пределах от 750 до 1000 °С.

Для исследования влияния ппд с нагревом при нарезании резьбы на долговечность шпилек крепления шаровой опоры автомобилей семейства КамАЗ были изготовлены опытные шпильки, резьба у одного конца которых обкатывалась электромеханическим способом. Опытная резьба М18×1,5 обкатывалась специальным роликом диаметром 50 мм, с углом профиля 60°, с радиусом профиля 0,20 мм. Усилие на ролик при обкатке составило 450 Н. Нагрев зоны профиля резьбы осуществлялся подключением к ролику положительного, а к шпильке – отрицательного полюса источника питания. Напряжение в цепи равнялось 3,6 В, сила тока $I = 500$ А. Обкатку выполняли со скоростью 1,2 м/мин.

Опытные шпильки изготавливались из стали 20Г2Р по ТУ14-1-4486-88. Материал шпилек имел следующий химический состав: С – 21 %; Mn – 1,14 %; Si – 0,21 %; Ni – 0,10 %; В – 0,004 %; Т – 0,01 %; Al – 0,01 3%. Шпильки после нарезания резцом серийной резьбы подвергались термоулучшению на твердость 36 HRC, а затем на другом конце шпильки обкатывалась опытная резьба электромеханическим способом на вышеописанном режиме.

Сравнительные испытания шпилек проводились с использованием приспособления, примененного при испытании разношагового шпилечного соединения. При испытании среднее значение напряжений в стержне шпильки равнялось 105 МПа, амплитуда напряжений – 95 МПа, частота нагружения – 10 Гц.

Результаты стендовых усталостных испытаний (табл. 4) показали, что средняя долговечность резьбы, обработанной электромеханическим способом, в 2,2 раза больше, чем у необработанной резьбы. Кроме того, при данном методе потребное усилие обката уменьшается в среднем на 50 %.

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

Повышение долговечности резьбового соединения при электромеханической обработке происходит от совместного влияния повышения механических характеристик мате-

риала шпильки за счет термообработки в опасной зоне – по впадинам резьбы и поверхностного пластического деформирования путем создания напряжений сжатия по впадинам резьбы.

Таблица 4
Результаты усталостных испытаний опытных шпилек М18×1,5

Образец	Долговечность серийной резьбы М18х1,5, тыс. циклов	Долговечность резьбы обработанной электро-механическим способом, тыс. циклов
1	15,91	57,0
2	212,1	1827,8
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	1158,3	230,4
10	247,6	160,4
	$N_{cp}=111,7$	$N_{cp}=253,4$

ВЫВОДЫ

Конструкторско-технологические решения являются эффективным способом повышения надежности резьбовых соединений. Так, за счет 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 $\Delta S = 29$ мкм.

Еще один высокоэффективный метод повышения долговечности резьбовых соедине-

ний – электромеханическая обработка резьбы. Эффект в данном способе достигается за счет одновременного поверхностного пластического деформирования впадин резьбы и локальной термической обработки зон концентраций напряжений. Для термоулучшенных доэвтектоидных сталей при электромеханической обработке резьбы локальный нагрев поверхности резьбы до 800–1000 °С приводит к образованию по профилю резьбы бейнитной структуры, механические характеристики которой в среднем на 30 % выше, чем в сердцевине.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фасхиев Х. А., Павленко П. Д. О прочностной доводке конструкций // Автомобильная промышленность. 1995. № 2. С. 15–17.
2. Фасхиев Х. А., Шамсутдинов Ф. А. Нормы прочности для деталей передних ведущих мостов // Автомобильная промышленность. 1996. № 2. С. 19–22.
3. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчет деталей машин и конструкции на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
4. Фасхиев Х. А., Галимянов А. Д. Расчет групповых болтовых соединений // Машиностроитель. 2006. № 12. С. 25–29.

ОБ АВТОРЕ

Фасхиев Хакимзян Амирович, проф. каф. прикл. гидромеханики. Дипл. инженер (Марийск. политехн. ин-т, 1982), дипл. экономист (Казанск. фин.-экон. ин-т, 1999). Д-р техн. наук по колесным и гусеничным машинам (ФГУП ГНЦ РФ «НАМИ», 1999). Исс. в области проектирования транспорт. средств, управления конкурентоспособностью технических и соц.-экон. систем.