

ЛИТЕРАТУРА

1. Днепрпетровск: городской сайт (Электрон. ресурс) / Способ доступа: URL: <http://gorod.dp.ua>
2. Планирование деятельности транспортного комплекса. Методические рекомендации к выполнению практических работ для студентов дневной формы обучения направления подготовки 0701 Транспортные технологии / Скрипниченко Ю.И., Горошко Н.А. – Д.: Государственное ВУЗ «НГУ», 2012. – 53 с.
3. Методика выявления резервов экономии топлива в мероприятиях по организации городских и пригородных автобусных перевозок, утвержденная Государственным научно-исследовательским институтом автомобильного транспорта при Министерстве автомобильного транспорта РСФСР.
4. Родионов А.Ю. Методические рекомендации по вопросам организации транспортного обслуживания населения муниципальных образований. – М.: Фонд «Институт экономики города», 2005. – 89с.
5. Фалькевич В.С. Теория автомобиля. Учебник. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.

УДК 628.026.7

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАРДАННОГО ВАЛА
АВТОМОБИЛЕЙВ.Г. Некрасов¹, М.Б. Ерманов², А.М. Жабасова³

¹кандидат технических наук, доцент, Актюбинский региональный государственный университет им. К. Жубанова, Республика Казахстан, e-mail: vadim.nvg@mail.ru

²старший преподаватель, Актюбинский региональный государственный университет им. К. Жубанова, Республика Казахстан, e-mail: maksat_erman.1954@mail.ru

³студент 4 курса, Актюбинский региональный государственный университет им. К. Жубанова, Республика Казахстан, e-mail: zhabasova1994@mai.ru

Аннотация. В данной статье рассматривается совершенствование подшипников карданного вала автомобилей. Целесообразно применение подшипника скольжения в виде втулки, насаженной на пальцы крестовины с натягом, замена роликов в карданном подшипнике.

Ключевые слова: подшипник, втулка, крестовина, износ.

IMPROVEMENT OF THE AUTOMOTIVE DRIVESHAFT'S BEARING

V.G. Nekrasov¹, M.B. Ermanov², A.M. Zhabasova³

¹Ph. D., Aktobe Regional State University named after K. Zhubanov, Aktobe, Kazakhstan, e-mail: vadim.nvg@mail.ru

²Senior Lecturer, Aktobe Regional State University named after K. Zhubanov, Aktobe, Kazakhstan, e-mail: maksat_erman.1954@mail.ru

³Student, Aktobe Regional State University named after K. Zhubanov, Aktobe, Kazakhstan, e-mail: zhabasova1994@mai.ru

Abstract. This article discusses the improvement of the propeller shaft bearing cars. It is advisable to use the plain bearing in the form of a sleeve, impaled on his fingers to cross interference.

Keywords: bearings, bushings, cross, wear.

Введение. Надежность, ресурс многих узлов автомобиля определяет межремонтный период его эксплуатации, что в конечном итоге отражается на эксплуатационных расходах и в целом на экономике автотранспорта. Грузовые и легковые автомобили российского производства, как ГАЗ, КамАЗ, УАЗ, ВАЗ заднеприводного или полноприводного типа в трансмиссии имеют карданные валы [1-4]. Во всех случаях в качестве карданного подшипника применяются типовой узел, имеющие четыре подшипника на крестовине.

Цель работы. Рассмотреть целесообразность применения подшипника скольжения в виде втулки, насаженной на пальцы крестовины с натягом, для использования в карданных валах автомобилей.

Материал и результаты исследований.

Крестовина карданного подшипника.



Типовая конструкция карданного подшипника представляет собой четыре подшипника, внутренние втулки которых образуют единую крестовину, четыре обойм, плотно установленных в вилках карданного вала, промежуточные тела качения в виде роликов малого диаметра, уплотнения зоны трения подшипников, стопорные кольца и тавотницу [5]. Тавотницы могут распола-

гаться в центре крестовины, в ряде конструкций их выполняют на днищах обойм.

Некоторые заводы в последнее время выполняют этот узел без тавотниц, так как они находятся в труднодоступном месте. Но по оси пальцев крестовины делаются сверления, которые при сборке заполняются маслом, а на торце пальцев имеются радиальные канавки, что при вращении вала и действии центробежных сил обеспечивает поступление масла из камер в пальцах к зоне трения подшипников в стаканах.

Подшипники в карданной крестовине выполняются роликовым с роликами малого диаметра и относительно большой длины, т.е. по типу игольчатых подшипников без сепараторов [6].

Игольчатые подшипники позволяют сократить радиальные габариты, они воспринимают повышенные нагрузки, и в последнее время считаются наиболее распространенными, уступая только шариковым подшипникам качения. Но такие подшипники невосприимчивы к высоким угловым скоростям [7].

Карданный подшипник в основном определяет надежность карданной передачи. Типичными дефектами являются износ пальцев крестовины в месте контактов роликов игольчатых подшипников с пальцами крестовины. При появлении выработок на пальцах в игольчатом подшипнике появляется недопустимый зазор, возникают ударные нагрузки, что требует замены карданного подшипника, поскольку износ после появления зазора увеличивается лавинообразно и в конечном итоге приводит к полному разрушению подшипника.

Рассмотрим возможные причины износа карданного подшипника. Для примера возьмем трансмиссии автомобиля УАЗ-3151, поскольку наличие пониженной передачи позволяет рассмотреть несколько режимных вариантов.

Автомобиль УАЗ-3151 имеет двигатель мощностью 66-67 кВт, обеспечивающий максимальный крутящий момент на валу 171,6 кг.м при частоте 2500 мин⁻¹ [4]. Карданный подшипник имеет диаметр крестовины (по средней части пальцев крестовины) 66 мм. Пальцы крестовин имеют диаметр 16 мм, ролики имеют диаметр 3 мм и длину цилиндрической части 10 мм. Обоймы соответственно имеют внутренний диаметр 22 мм с необходимым для игольчатого подшипника зазором.

По данным мощности, момента на валу двигателя и линейным размерам можно вычислить тангенциальное усилие в подшипниках карданного вала. Так, мощность (N) связана с крутящим моментом (M) и частотой вращения (n) следующим выражением $N = M \cdot n$. А момент в свою очередь может быть выражен через тангенциальную силу (T) и радиус (R), на котором прикладывается тангенциальная сила, т.е. $M = T \cdot R$, или в итоге,

$$N = T \cdot R \cdot n.$$

Рассмотрим режим при прямой передаче и при максимальном моменте на валу [4]. Подставляя известные значения ($N = 67$ кВт, $M = 171,6$ кг.м, $n = 2500$ мин⁻¹ или 41,7 сек⁻¹, $R = 0,033$ м, а также коэффициент пересчета кг.м/сек в ватты 9,81, получим значение тангенциальной силы на карданном подшипнике $T = 4963$ кг. Следовательно, на один палец крестовины приходится 1240 кг.

В обойме карданного подшипника диаметром 22 мм при диаметре пальцев крестовины 16 мм располагается 20 роликов диаметром 3 мм. Контакт роликов, точнее, иглок с цилиндрической поверхностью пальцев крестовины линейный. Оценим его равным 0,2 мм. При этом тангенциальное усилие передается через 30% роликов, т.е. через 7 штук. При зоне контакта 0,2 мм, длине 10 мм и количестве передающих усилие роликов 7 шт. площадь контакта составляет $F = 0,2 \times 10 \times 7 = 14 \text{ мм}^2$. При таком контакте возникают удельные нагрузки (P) взаимодействия роликов с пальцами и обоймами

$$P = 1240 \text{ кг}/14 \text{ мм}^2 = 88,57 \text{ кг}/\text{мм}^2.$$

Отметим, что предел текучести легированной стали, т.е. усилия, которые превышают пластическую деформацию, и при которых возникает остаточная деформация, например, для стали 40X с закалкой и отжигом составляет 60-80 кг/мм² [7]. Таким образом, в режиме использования прямой передачи и максимального момента на валу двигателя контактные усилия в карданном подшипнике уже превышают предел прочности.

Рассмотрим режим движения на первой передаче с максимальным моментом. Передаточное отношение в коробке передач равно 2,60. При этом частота вращения вала будет равной $2500 \text{ мин}^{-1}/2,60 = 961 \text{ мин}^{-1}$ или 16 сек^{-1} . Тангенциальная сила в карданном подшипнике в таком режиме будет равна 12935 кг, на один палец приходится 3233 кг. Удельные нагрузки при этом будут $230 \text{ кг}/\text{мм}^2$. Это в несколько раз, почти в три раза, превышает допустимые усилия в карданных подшипниках по условиям предела прочности материала карданных подшипников. По этой причине в тяжелых условиях движения рекомендуется использовать понижающую передачу и подключение переднего моста. При этом мощность распределяется между двумя ведущими мостами, соответственно уменьшаясь для карданных подшипников заднего и переднего мостов в два раза. Именно поэтому в конструкции трансмиссии автомобиля имеется блокировка, которая при включении пониженной передачи подключает передний ведущий мост, исключая возможность движения с понижающей передачей только с приводом на задний мост. Передаточное отношение в раздаточной коробке равно 4,126. В таком режиме на карданном подшипнике возникают тангенциальные усилия 969 кг. А контактные усилия равны $69 \text{ кг}/\text{мм}^2$. Такое усилие меньше предела прочности материала, но запас прочности небольшой.

Подобные расчеты в некоторой степени условные, так как не всегда двигатель работает в режиме максимального момента, может применяться более прочный тип стали для изготовления подшипников, площадь контакта иглок с пальцами принята ориентировочно. Но высокие значения

контактных усилий, близкие к пределу прочности показывают, что карданные подшипники трансмиссии работают в тяжелых условиях, если не на пределе прочности, то однозначно, при малом запасе прочности. Естественно, при этом снижается надежность автомобиля.

Какое решение может решить такую проблему? Как было отмечено, в карданных подшипниках применены игольчатые подшипники. В принципе, подшипники качения применимы для вращательных узлов. В нашем случае в крестовине при вращении вала и при наличии угла в оси вращения вала, крестовина совершает только некоторые колебательные движения, при которых повороты составляют несколько градусов от полного оборота в зависимости от угла наклона вала. Можно утверждать, что игольчатый подшипник в данном случае не является необходимым элементом, так как применение роликов малого диаметра существенно сокращает контактную площадь между пальцами крестовины и стаканами подшипника. В данном случае, по нашему мнению, целесообразно применение подшипника скольжения в виде втулки, насаженной на пальцы крестовины с натягом (возможно, горячей посадки при нагреве втулок), а контакт между втулками и наружной обоймой подшипника будет работать как обычный подшипник скольжения. Для этого втулки необходимо выполнить из меди или бронзы, либо стальными, но для исключения схватывания и снижения трения с меднением наружной поверхности. Зазор между втулкой и наружной обоймой должен быть также по типу подшипника скольжения, т.е. равным 0,05 мм.

Система смазки остается прежней, масло заполняют в сверления пальцев, на торцах имеются радиальные канавки, а на торцах втулки могут быть выполнены проточки, образующие камеры для масла, а также спиральный канал для распределения масла по поверхности скольжения.

В таком варианте основной подвижный контакт осуществляется уже не на поверхности пальцев крестовины малого диаметра, а на внутренней поверхности наружной обоймы подшипника скольжения. Площадь контакта между втулкой и стаканом существенно больше площади контакта роликов, она составляет при учете 30% площади, воспринимающей давление от тангенциальной силы равной

$$F = \pi \cdot 22 \times 10 \times 0,3 = 207 \text{ мм}^2.$$

Это почти в 15 раз больше, чем площадь контакта роликов в игольчатом варианте подшипника ($207/14 = 14,785$). Соответственно, в 15 раз будут меньше контактные усилия, т.е. в любых режимах работы трансмиссии они будут в несколько раз меньше предела прочности, что обеспечит надежность и высокий ресурс. В частности, в выше рассмотренном проблемном

варианте движения на прямой передаче с максимальным моментом двигателя на валу удельные усилия будут в контактной зоне подшипника будут на уровне 6 кг/мм^2 , т.е. в 13 раз менее критических по условиям прочности подшипника.

Вывод. Применение втулок вместо роликов имеет еще один положительный эффект. В варианте применения игольчатого подшипника при износе пальцев крестовины при ремонте заменялась вся крестовина. В варианте применения втулок по типу скользящих подшипников при ремонте возможна распрессовка втулок и замена их на новые, что удешевит ремонт. Замена роликов в карданном подшипнике втулками скольжения соответствует тенденции замены подшипников качения в некоторых автомобильных узлах на втулки по типу подшипников скольжения, например, в шкворнях поворотного механизма передних колес [8].

Данная оценка возможности совершенствования карданных подшипников является первым этапом такой работы, а именно, постановкой задачи о необходимости совершенствования узла и оценкой возможного технического решения для реализации этого.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобили ГАЗ. <http://www.autosvit.com.ua/cars/GAZ/>
2. Автомобиль ЗИЛ-433100. Руководство по эксплуатации. Москва, Машиностроение, 1989, 304 с.
3. Автомобили КамАЗ. Руководство по эксплуатации. Москва, Машиностроение, 1987, 310 с.
4. Автомобили УАЗ-3151, УАЗ-31512 и их модификации. Руководство по эксплуатации. Ульяновск, 1992, 203 с.
5. Карданная передача. remkam.ru
6. Игольчатые подшипники. <http://myfta.ru/articles/igolchatye-podshipniki>
7. Предел текучести стали. http://modifier.ru/terms/sigma_t.html
8. Автомобильные подшипники. <http://autonewsruussia.ru/avtodiagnostika/164-avtomobilnye-podshipniki.html>