

ных сил, вызывающих разгрузку колес одной стороны автомобиля и дополнительную нагрузку колес второй стороны. Под действием этих сил возможна потеря поперечной устойчивости автомобилем, выражающаяся либо в боковом скольжении шин по дороге (занос), либо в опрокидывании автомобиля.

Известны четыре критерия поперечной устойчивости: β_0 и β_3 – предельные углы косогора по условиям опрокидывания или бокового скольжения, (град); n_0 и n_3 – критические скорости движения по опрокидыванию или заносу, (км/ч). В курсах теории автомобиля для определения значений β_0 и β_3 считают, что в случае движения автомобиля по кривой поперечной силой является только центробежная сила инерции, а при движении по косогору – поперечная составляющая силы тяжести $G\sin\alpha$.

Приравнивая к нулю сумму вертикальных реакций на менее нагруженных колесах, что справедливо для начала опрокидывания автомобиля, составляют уравнения моментов, решая которые, получают значения n_0 и β_0 . Предполагая также, что продольные силы отсутствуют, и сцепление шин с дорогой полностью использовано, проектируют все силы на плоскость дороги, после чего получают выражения для определения n_3 и β_3 .

Как показала практика эксплуатации и результаты экспериментальных исследований, величины n_0 и β_0 , вычисленные подобным образом, нельзя считать точными. В действительности, разгруженные колеса отрываются от дороги при значениях скорости и углов косогора, меньших, чем это определяют имеющиеся формулы, так как при их выводе учитывают лишь самые общие геометрические размеры автомобиля: колею B и высоту центра масс h_g , а остальные особенности конструкции не учитывают. Согласно известным формулам для достижения одинаковой устойчивости различных автомобилей достаточно лишь, чтобы значения B и h_g были соответственно равны. В действительности этого условия недостаточно.

Движение автомобиля по косогору и кривой связано с некоторыми дополнительными явлениями, усиливающими вероятность опрокидывания автомобиля и не учитывающимися в расчетах. Сюда относится, например, перемещение масс наливных, насыпных грузов в сторону действия поперечной силы. Это перемещение вызывает изменение положения подрессоренных центров масс, незначительно неподдресоренных масс, вследствие которых возрастает опасность опрокидывания автомобиля. Под действием поперечных сил происходит деформация шин одновременно в двух направлениях: радиальном и боковом.

Таким образом, возникает противоречие: с одной стороны, все в большей мере проявляет себя тенденция увеличения количества специализированных ТС, предназначенных для перевозки наливных, насыпных грузов, с изменяемыми координатами центров масс в поперечных и вертикальных направлениях на уклонах и поворотах. Кроме того, реальные значения общепринятых критериев поперечной устойчивости ТС (β_0 , n_0) меньше чем теоретически определенные по существующим методикам. Это требует уточнения существующих методик и формул для оценки поперечной устойчивости. С другой стороны – недостаточное исследование влияния степени изменения координат центров масс на устойчивость ТС на боковых уклонах и поворотах, особенно на высоких скоростях и при движении по сложным кривым маршрутам.

Предполагается, что в большинстве принятых математических моделей, представленных в виде уравнений, недостаточно учитывается упругость шин и подвески шасси и упругость шин и подвески пере-

возимых ТС. Для наливных (насыпных) ТС не учитывается смещение центра масс [1]. Противоречие частично может быть разрешено проектированием несущих систем ТС с устройствами для автоматического регулирования заданных координат центров масс [2].

Для этого существует необходимость разработки методики учета влияния масс ТС и грузов, сложных упругодемпфирующих связей между ними (в том числе упругости шин), проявляющихся в вертикальных и поперечных координатах.

Список литературы

1. Овечкин С.Л., Свиридов Е.В. Метод определения нагрузок при оценке поперечной устойчивости транспортного средства // Вестник Пермского нац. исслед. политехн. ун.-та. Охрана окружающей среды, транспорт, безопасность жизнедеятельности / ПНИПУ – Пермь, 2013. – № 1. – С. 113–118.
2. Овечкин С.Л., Свиридов Е.В. Перспективы повышения поперечной устойчивости автомобильной техники // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. Т.1: мат.-лы Международ. науч.-практич. конф. – Пермь: Изд.-во ПНИПУ, 2014. – С. 188–191.

К ВОПРОСУ ВЛИЯНИЯ СОСТОЯНИЯ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ НА ЕЕ НАДЕЖНОСТЬ

¹Шайдаев Д.Б., ²Свиридов Е.В.

¹Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: shaydaevd@gmail.com;
²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Опыт эксплуатации автомобильной техники (АТ) показывает, что успех в достижении поставленной цели зависит как от уровня подготовки водительского состава и технического персонала, так и от оснащенности современными образцами автомобильной и специальной техники.

АТ является основным средством технического обеспечения подвижности внутренних войск МВД России, подвижных наземных объектов вооружения и специальной техники, поэтому используется во всех частях и соединениях внутренних войск и других силовых структур.

Получение, как боевых повреждений, так и эксплуатационных неисправностей, не повлекших потери работоспособности АТ в целом, может оказать существенное влияние на выполнение войсками возложенных на них задач. Это тем более усугубляется, если движение происходит в колонне, где сложившаяся обстановка вследствие наступления отказа производит не только снижение подвижности колонны, но и делает ее более уязвимой для противника.

Наряду с высокой вероятностью возникновения боевых повреждений АТ, влияющей на подвижность и безопасность ее эксплуатации следует учитывать и сами условия эксплуатации вне воздействия противника, к которым можно отнести движение по колонным путям и пересеченной местности в условиях бездорожья, преодоление водных преград, уклонов, недостаточный опыт эксплуатации техники военными водителями и многое другое, вызывающее возникновение эксплуатационных неисправностей.

Эксплуатационные неисправности АТ, снижающие коэффициент технической готовности (КТГ), проявляются, в том числе, в виде неисправностей двигателя из-за отказов его систем и механизмов вследствие внешних воздействий естественного порядка. У двигателей АТ на систему питания приходится 17% от общего числа отказов. Трудоемкость их устранения составляет 10% общей трудоемкости. По формам проявления отказы системы питания распределяются следующим образом. Из-за нарушения стабильности

процессов и регулировок – 51%; из-за искажения геометрической формы деталей – 1%; из-за роста зазора в сопряжениях сверх допустимых размеров – 19%; из-за старения, коррозии – 18%; из-за разрушения деталей – 11% и др [1].

Ввиду того, что невозможно устранение неисправности прецизионной пары в полевых условиях, при выполнении отдельных задач, необходимо определить направление для решения научной задачи по увеличению надежности прецизионной пары с учетом ее гидравлической плотности.

Параметры работы топливной аппаратуры высокого давления (ТАВД) и, особенно ее надежность и долговечность, определяются состоянием прецизионных поверхностей ее важнейших узлов. Известно, что определяющее влияние на долговечность и надежность работы прецизионных элементов, а также их плотность, оказывают износ и упругие деформации [2, 3]. В среднем от 25 до 30% выхода из строя ТАВД приходится на износ и зависание прецизионных пар [4]. Вызвано это деформациями деталей. Прецизионные детали изготавливаются с высокой точностью и незначительной шероховатостью поверхностей. Допускается зазор от 1,5 до 3 мкм. Все технологические мероприятия направлены на его уменьшение, т.к. это приведет к уменьшению утечек и повышению гидравлической плотности пар. Однако при работе топливной аппаратуры под воздействием давления они деформируются. В результате совместных деформаций зазор в паре возрастает в 2-4 раза, достигая в некоторых случаях от 15 до 17 мкм, что приводит к увеличению утечек, снижению давления впрыска, ухудшению экономических показателей и пусковых качеств дизеля. Увеличение зазора позволяет проникать в него загрязнениям, что увеличивается абразивный износ прецизионных элементов.

С целью устранения этих недостатков, повышения гидравлической плотности, снижения утечек, технологические мероприятия направлены на уменьшение зазора, обеспечение правильной геометрической формы. Диаметральный зазор в парах при строгом соблюдении правильности геометрической формы может быть уменьшен до 0,3-0,8 мкм и контролируется на стендах, где практически отсутствуют монтажные усилия, а давление составляет всего от 10 до 20% от максимального давления впрыска. Однако, как показали испытания [2], работоспособность таких пар в 2-4 раза ниже, чем у пар с зазором от 3 до 5 мкм. Такое резкое снижение работоспособности объясняется тем, что при проектировании не учитываются деформации пары при ее монтаже и работе. Статические деформационные изменения в элементах возникают при сборке аппаратуры, а динамические – при ее работе.

Деформации элементов в значительной степени определяют их плотность, а значит, показатели работы аппаратуры и должны учитываться при ее проектировании. В местах, где деформации деталей внутри зазора превышают его технологический размер, возникает местный контакт деталей, разрушается смазывающий слой и на перемещающихся поверхностях возникает граничное трение. Следствием такого контакта являются местные натирки, подтверждающие волновой характер изменения поверхностей прецизионных элементов.

Возникновение местных износов приводит к потере гидравлической плотности, способствует ускоренному износу и зависанию деталей.

Таким образом, видно, что деформация прецизионных поверхностей элементов оказывает существенное влияние не только на их плотность, но на работоспособность и надежность. Добиться высоких

стабильных гидравлических показателей элементов, а также повышения срока службы можно только при сочетании высоких технологических требований и конструкторских мероприятий, основанных на точном учете деформаций и эксплуатационных нагрузок.

Деформации прецизионных элементов являются их органическим свойством. Установлено что деформация прямо пропорциональна монтажному усилию по месту его приложения и относительной жесткостью деталей [5].

Результаты исследований влияния на значения монтажных деформаций втулки плунжера различных способов ее уплотнения показали существенные влияния расположения уплотняющей поверхности на форму и величину искривления прецизионной поверхности. Считается, что наиболее целесообразным способом предварительного нагружения является способ, обеспечивающий предварительную положительную деформацию, которая при работе насоса будет увеличиваться давлением топлива.

На наш взгляд место приложения монтажного усилия и выбор его величины должны обеспечить золотниковой части отрицательную деформацию несколько меньшую радиального зазора. Это обеспечит перемещение плунжера без задира. Под воздействием давления топлива возникающая деформация будет компенсировать монтажную деформацию и обеспечит хорошую смазку деталей, а также высокую стабильность плотности пары по отношению к исходной.

Однако границы этих участков различны для плунжерных втулок разных насосов, поэтому результаты работы не могут быть распространены на втулки всех типов ТАВД. Изменение формы прецизионной поверхности носит периодический характер, с затуханием амплитуды деформации к нижнему торцу втулки.

Для насосных элементов рекомендуется применять подвесную плунжерную втулку, представленную на рисунке 1, с опорным фланцем на верхнем торце. Схема контактно-гидродинамического процесса в их зазорах представлена в виде, показанном на рис. 2.

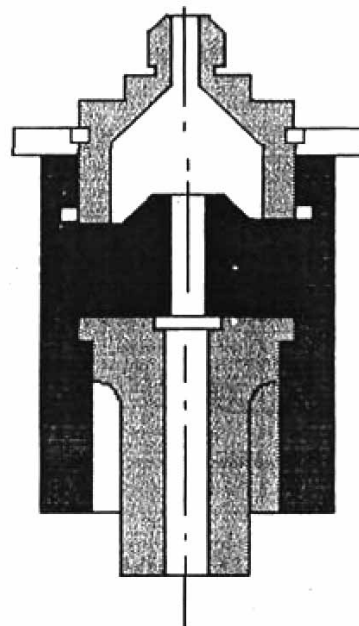


Рис. 1. Конструкция подвесной плунжерной втулки

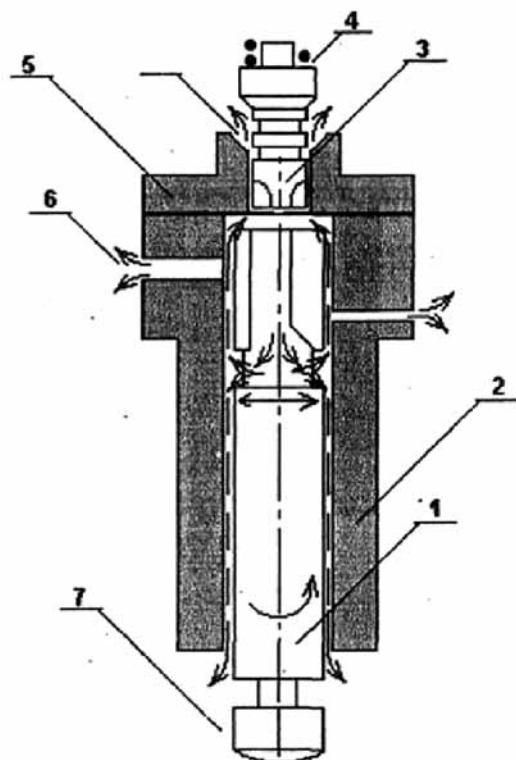


Рис. 2. Схема контактно-гидродинамического процесса в плунжерной паре:
1 – плунжер; 2 – гильза; 3 – нагнетательный клапан; 4 – пружина клапана; 5 – корпус клапана; 6 – утечки из отсечного отверстия

Выполненный анализ свидетельствует о необходимости поиска дальнейших научно-технических решений, которые позволят улучшить показатели топливоподачи плунжерной пары, и как следствие обеспечат улучшение мощностных и экономических характеристик АТ.

Список литературы

1. Казанцев С.Н., Логинов В.В., Свиридов Е.В. К вопросу экономического обоснования увеличения моторесурса силовой установки автотранспортной техники // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. Т.1: мат.-лы Международ. науч.-практ. конф. – Пермь: Изд.-во ПНИПУ, 2014. – С. 108–110.
2. Волков Л.И. Управление эксплуатацией летательных комплексов. Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1981.
3. Агеев Б.С. и др. Расчет напряженно-деформированного состояния прецизионных деталей топливотпрыскивающих насосов дизелей // Двигателестроение, 1980. – № 9. – с. 34-36.
4. Астахов И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1972. – 358 с.
5. Баланин В.И., Еремеев А.Ф., Семенов Б.Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1967. – 298 с.

НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

¹Шихабидов Н.М., ²Свиридов Е.В.

¹Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: shihabidov1995@mail.ru;

²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Многообразие задач, решаемых силовыми структурами с использованием автомобильной техники (АТ) при возрастающей численности вооружения и оборудования, монтируемого на ней, определяет разнообразие ее применения.

Анализ эксплуатации АТ в обеспечении различных задач показывает широкое ее использование для перевозки боеприпасов, военно-технического имущества (ВТИ), специальных видов топлив, масел и сма-

зочных материалов, объектов гусеничной техники, строительных и других грузов, а также для монтажа на ней комплексов и систем вооружения военной и специальной техники (ВВСТ).

Несмотря на то, что в последнее время опасность развязывания против России широкомасштабной войны существенно ослабела, по-прежнему сохраняется угроза возникновения как внешних, так и особенно внутренних вооруженных конфликтов и локальных войн.

Особое внимание должно уделяться вопросам управления АТ, повышения защищенности от воздействия противника, а также, с точки зрения безопасности движения, в конструкции АТ следует предусмотреть средства для повышения поперечной, тракторной и курсовой устойчивости с учетом рельефа местности и степени оборудования военных колонных путей.

Современная АТ имеет достаточный запас мощности для реализации высоких скоростей движения на хороших, ровных дорогах. Однако на разбитых дорогах и горной местности их скоростное перемещение, в условиях частого маневрирования, сдерживается опасностью чрезмерного бокового наклона и опрокидывания. Боковое опрокидывание, в свою очередь, является тяжелым дорожно-транспортным происшествием, связанным с гибелью и нанесением ущерба здоровью людей, а также выходом из строя установленных на шасси средств ВВСТ, утратой и порчей ВТИ.

В связи с этим общими техническими требованиями для АТ предусмотрены следующие нормативы по углу статической поперечной устойчивости:

- для автомобилей – 33°;
- для двухосных (многоосных) прицепов – 32°;
- для одноосных прицепов – 35°;
- для седельных автопоездов – 28°.

Указанные нормативы обоснованы длительными многоплановыми исследованиями, проведенными в Научно-исследовательском и испытательном центре АТ Минобороны России. Несмотря на наличие указанных нормативов, задача обеспечения динамической и статической устойчивости колесных машин остается актуальной. Это обусловлено рядом обстоятельств.

Приведенные нормативные значения углов поперечной устойчивости являются усредненными и не могут быть приемлемы для транспортных средств с переменными координатами центра масс. К ним относятся специализированные транспортные средства для перевозки наливных и насыпных грузов, а также для транспортирования колесной и гусеничной техники. В данном случае необходимо учитывать упругость шин и подвески транспортных средств, перевозимых на платформе грузового автомобиля или на шасси полуприцепа.

Современным параметром обобщенной оценки боковой устойчивости АТ является угол поперечной статической устойчивости α_{cy} , при этом для сравнения результатов расчетов и данных, полученных на стенде опрокидывания, применяется обобщенная формула [1]:

$$\text{tg } \alpha_{cy} = \frac{\frac{B}{2} - \Delta - (H - h)\varphi_{cy}}{H}, \quad (1)$$

где B – ширина колеи, м; Δ – величина поперечной деформации шин, м; H – высота центра масс, м; h – высота центра крена, м; φ_{cy} – угол крена, град.

Указанная формула наиболее полно характеризует зависимость угла поперечной статической устой-