

## РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОБОСНОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ И РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ РЫЧАЖНО-ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ГРУЗОВЫХ ФУРГОНОВ

### DEVELOPMENT OF A METHOD FOR SUBSTANTIATION OF THE DESIGN AND WORKING PARAMETERS OF A LEVER-ELECTROMAGNETIC STABILIZER OF LATERAL STABILITY SYSTEM FOR STABILIZATION OF THE TRANSVERSE STABILITY OF CARGO VANS

Тинт Наинг Вин, Алакин В.М.  
Tint Naing Win, Alakin V.M.

Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана  
(Калуга, Россия)  
Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University (Kaluga, Russia Russian Federation)

**Аннотация.** Работа посвящена вопросу повышения поперечной устойчивости, управляемости и безопасности автомобиля с рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации. Дорожная безопасность транспортных средств должна улучшаться с быстрым развитием динамики транспортных средств. Знание данных о поперечной устойчивости транспортного средства важно для развития систем устойчивости транспортных средств, которые обеспечат повышение дорожной безопасности. В результате обзора грузовых и легковых автомобилей установили, что для повышения поперечной устойчивости применяются рычажные стабилизаторы. В настоящее время на легковых автомобилях более высокого класса стали применять активные стабилизаторы, которые обеспечивают более эффективное выравнивание автомобиля на поворотах. Основным недостатком обычного стабилизатора поперечной устойчивости является снижение хода подвески и не обеспечивается необходимую плавность хода на повороте и при маневрировании. Эти перемещения могут привести к опасным дорожно-транспортным ситуациям. Таким образом, проявляются неблагоприятные условия движения с точки зрения устойчивости и управляемости транспортного средства, а также плавности хода, определяющей уровень комфорта при интенсивном движении на поворотах и при маневрировании. Предложена новая система активной безопасности автомобиля, позволяющая повысить поперечную устойчивость. Приведенная методика обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации, повышающие поперечную устойчивость малотоннажных фургонов и приведены результаты исследования на примере грузового фургона ГАЗель NEXT при движении на поворотах и при маневрировании.

**Ключевые слова:** устойчивость автомобиля, угол крена, угловая жесткость, стабилизатор поперечной устойчивости.

**Abstract.** The work is devoted to the issue of increasing the lateral stability, handling and safety of a car with a lever-electromagnetic system of transverse stabilization. The road safety of vehicles should improve with the rapid development of vehicle dynamics. Knowledge of vehicle roll stability data is important for the development of vehicle stability systems that will improve road safety. As a result of a review of trucks and passenger vehicles, it was found that the normal anti-roll bars are used to increase lateral stability. At present, higher-class passenger cars have begun to use active stabilizers (anti-roll bars), which provide more efficient alignment of the car when cornering. The main disadvantage of a conventional anti-roll bar is the reduction in suspension travel and does not provide the necessary smoothness when cornering and when maneuvering. These movements can lead to dangerous traffic situations. Thus, unfavorable driving conditions are manifested in terms of vehicle stability and controllability, as well as a smooth ride, which determines the level of comfort during heavy cornering and maneuvering. A new vehicle active safety system has been proposed, which makes it possible to increase lateral stability. The given method of substantiating the design and operating parameters of the lever-electromagnetic lateral stabilization system, which increase the lateral stability of light-duty vans, and the results of a study on the example of a GAZelle NEXT cargo van when cornering and maneuvering are given.

**Keywords:** vehicle stability, roll angle, angular stiffness, anti-roll bar.

Дата принятия к публикации: 10.06.2022  
Дата публикации: 25.06.2022

Date of acceptance for publication: 10.06.2022  
Date of publication: 25.06.2022

#### Сведения об авторах:

**Тинт Наинг Вин** – аспирант кафедры «Колесные машины и прикладная механика» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,  
e-mail: tintnaingwin1990@gmail.com.

**Алакин Виктор Михайлович** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины и прикладная механика», Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,  
e-mail: alakin.vic@yandex.ru.

#### Authors' information:

**Tint Naing Win** – postgraduate, Department “Wheeled vehicles and Applied Mechanics” at Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University.  
e-mail: tintnaingwin1990@gmail.com.

**Viktor M. Alakin** – Candidate Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Wheeled vehicles and Applied Mechanics” at Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University,  
e-mail: alakin.vic@yandex.ru.

## 1. Введение

Устойчивость грузового автомобиля, который в настоящее время используется в качестве основного транспортного инструмента для удобной и быстрой доставки грузов, значительно связана с безопасностью жизни и имущества человека. Опрокидывание и скольжение грузовиков, является одной из основных форм дорожно-транспортных происшествий [1]. Обширные исследования показали, что более 90% дорожно-транспортных происшествий происходят в результате ошибки водителя при езде на повороте и в недостатке систем, повышающие устойчивость [2]. Так, много водителей мало знают о динамике автомобиля на повороте, поэтому важную роль играют системы помощи водителю в виде стабилизаторов поперечной устойчивости и другие. Улучшение решений по стабилизации и управлению транспортным средством возможно, когда известны динамические и силовые параметры транспортного средства, такие как скорость, угол крена кузова и поперечные силы, связанные с массой транспортного средства.

Значительную роль в повышении поперечной устойчивости грузовых и легковых автомобилей от опрокидывания играют стабилизаторы поперечной устойчивости. Но в последнее время на легковых автомобилях более высокого класса Mercedes-Benz (ACS), BMW (система Dynamic Drive), Land Rover (Dynamic Response) и Toyota стали приме-

нять активные стабилизаторы: электрические и гидравлические, которые обеспечивают более эффективное выравнивание автомобиля на поворотах [3].

Стабилизаторы поперечной устойчивости значительно повышают эффективность поперечной стабилизации при значительной боковой инерционной нагрузке и крене кузова, а также повышают дорожную устойчивость и управляемость автомобилей. Но основным недостатком обычного рычажного стабилизатора поперечной устойчивости является снижение хода подвески, что пагубно сказывается на проходимости автомобиля при движении по пересеченной местности, а так же не обеспечивается необходимую плавность хода и снижается комфортность передвижения [4, 5].

Поэтому оценка поперечной устойчивости при криволинейном движении считается актуальной и сложной задачей в различных условиях дорожного движения.

Целью данной работы является обоснование конструкции и рабочих параметров рычажно – электромагнитной системы поперечной стабилизации, повышающие устойчивость малотоннажного грузового фургона ГАЗель NEXT на поворотах и при маневрировании.

## 2. Комплексная методика и этапы ее реализации

На первом этапе методики исследованы параметры центра тяжести фургона ГАЗель NEXT с полной нагрузкой кузова в реальных условиях эксплуатации. В настоящее время для выполнения исследований по устойчивости автомобилей, продольные и вертикальные параметры расположения центра тяжести определяют расчетным или лабораторным методом. Расчетный метод для конкретной модели автомобиля заключается в выборе распределения нагрузки на передний и задний мост снаряженного и груженого автомобиля, а также общие размеры конструкции и колесной базы. В этом случае продольные координаты центра тяжести для снаряженного или груженого автомобиля определяют по формуле [6 - 8]:

$$a_m = \frac{Q_2 L}{Q}, \quad b = L - a, \quad (1)$$

где  $Q$  – полная масса машины;  $Q_2$  – масса, приходящаяся на вторую ось;  $L$  – колесная база автомобиля;  $a_m$  – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста машины;  $b$  – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста.

Высоту центра тяжести снаряженного или груженого грузового автомобиля рекомендуют определить по техническим данным высоты автомобиля для выполнения исходных расчетов по формулам [9]:

$$\text{для снаряженного автомобиля:} \quad h = 0.4H, \quad (2)$$

$$\text{для груженого автомобиля:} \quad h = 0.5H, \quad (3)$$

где  $H$  – высота автомобиля.

Другой известный метод рекомендует определять высоту центра тяжести более точным лабораторно–расчетным путем [7, 8] путем применения стационарных лабораторных стендов, проведения измерений и расчета. Для этого на лабораторном стенде измеряют колесную базу и определяют распределение массы автомобиля на задний мост путем его взвешивания сначала в горизонтальном положении, а затем при наклонном положении фургона (рис.1).

Высоту центра масс вычисляют по формуле [7, 9]:

$$h_m = r_k + \frac{(\dot{Q}_2 - Q_2)L}{Q \operatorname{tg} \alpha_{\text{пр}}}, \quad (4)$$

где  $r_k$  – статический радиус колеса;  $\dot{Q}_2$  – измеренная нагрузка заднего моста на опору стенда после подъема переднего моста;  $Q_2$  – нагрузка на опору от заднего моста в горизонтальном положении автомобиля;  $Q$  – полная масса автомобиля;  $L$  – колесная база автомобиля.

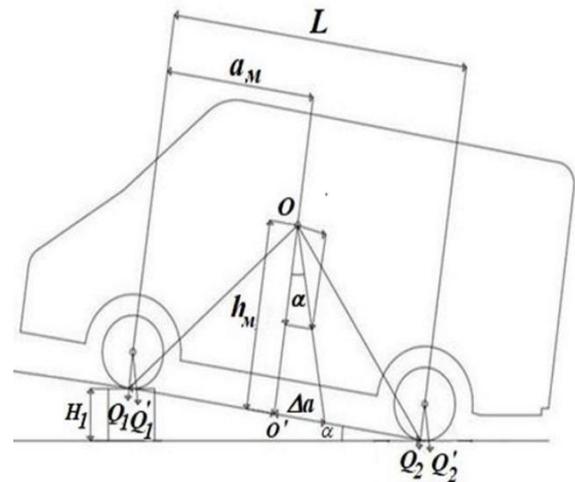


Рис. 1. Схема к определению высоты центра масс расчетно–лабораторным методом

В результате обзора известных методов разработана и предложена методика для массового, статистического анализа расположения центра тяжести по высоте и длине автомобиля фургона в режиме реальной эксплуатации без применения стационарных стендов и необходимости стационарного взвешивания. На первом этапе методики построили схему действующих сил и наклона кузова при полной нагрузке (рис.2).

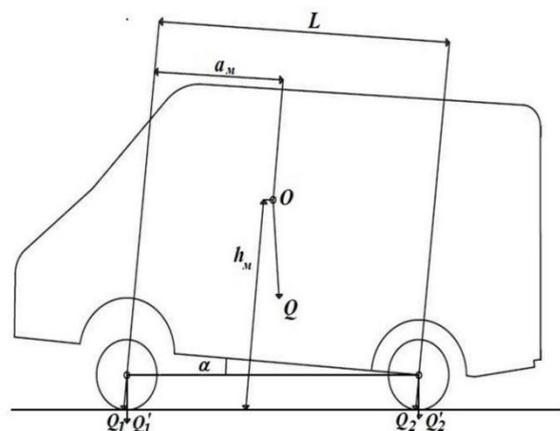


Рис. 2. Схема к определению параметров центра тяжести по новой методике на примере фургона ГАЗель NEXT при их эксплуатации с полной нагрузкой

По новой методике для исследования положения центра тяжести использовали результаты измерения наклона кузова  $\alpha = 4, 5, 6, 7, 8$  град цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT. Далее выполнен анализ распределения нагрузки передний мост и на задний груженого автомобиля с учетом изменения углов наклона кузова по предложенной формуле:

$$\dot{Q}_2 = Q \cos \alpha \frac{a_m}{L} + Q \sin \alpha \frac{h}{L}, \quad (5)$$

$$\dot{Q}_1 = Q - \dot{Q}_2, \quad (6)$$

где:  $Q$  – полная масса автомобиля;  $L$  – колесная база;  $a_m$  – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста автомобиля;  $\alpha$  – углы наклона кузова фургона после измерения в эксплуатационном режиме;  $h$  – исходное значение высоты центра тяжести для груженого фургона по формуле (3).

Высота центра тяжести для фургонов при эксплуатации была определена по формуле

$$h_m = r_k + \frac{(\dot{Q}_2 - Q_2)L}{Q \tan \alpha}. \quad (7)$$

В результате, разработана расчетно-аналитическая методика для статистического анализа расположения центра тяжести по высоте и длине фургона в режиме реальной эксплуатации.

На втором этапе была предложена методика и зависимости для расчета поперечных сил угловых жесткостей подвески и углов крена кузова при эксплуатации серийных фургонов с полной нагрузкой и движение на поворотах и при маневрировании. Расчетная схема представлена на рис 3 и 4.

На повороте фургона (рис.3) значение поперечной силы исследовали при изменении скорости движения фургона по дуге поворота и радиусов по формуле [6, 7, 9, 10]:

$$P_{ky} = \frac{M v^2}{R}, \quad (8)$$

где  $M$  – масса кузова грузового фургона;  $v$  – скорость автомобиля на повороте;  $R$  – радиус поворота автомобиля.

Распределение поперечной силы на переднюю и заднюю оси определяется по формулам [6, 7, 9 - 11]

$$P_{ky1} = P_{ky} \frac{b}{L}, \quad (9)$$

$$P_{ky2} = P_{ky} \frac{a_m}{L}, \quad (10)$$

где  $a_m$  – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста машины;  $b$  – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста;  $L$  – колесная база автомобиля.

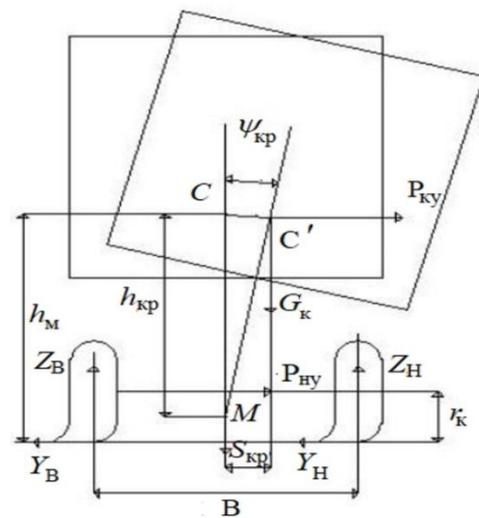


Рис. 3. Схема к определению боковой силы инерции, угла крена кузова на повороте

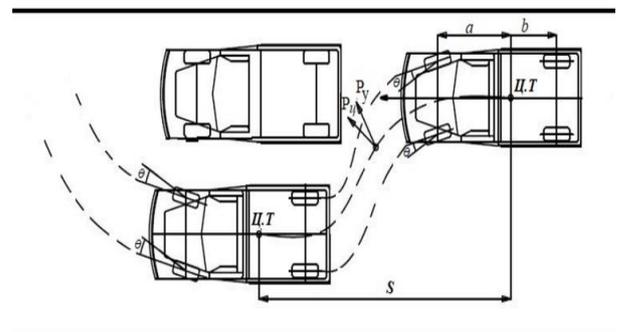


Рис. 4. Схема к определению боковой силы инерции, угла крена кузова при маневрировании при обгоне

При дорожном маневрировании при обгоне было исследовано значение поперечной силы с учетом тангенциальной составляющей, которая возникает при значительном ускорении поворота управляемых колес и скоростном маневрировании фургона, по формуле [10]:

$$P_y = \frac{M v^2}{R} + \frac{M b v}{L} \omega_{yк} + \frac{M b}{R} j, \quad (11)$$

где  $M$  – подрессоренная масса;  $L$  – колея;  $R$  – радиус поворота автомобиля;  $b$  – расстояние

от центра тяжести до заднего моста;  $v$  – скорость автомобиля при маневрировании;  $\omega_{ук}$  – угловая скорость;  $j$  – ускорение поворота управляемых колес.

После исследования возрастания поперечных сил на внешнюю сторону фургона была предложена методика определения необходимого приращения угловой жесткости подвески для повышения эффективности выравнивания кузова фургона.

Угловая жесткость для передней и задней подвески со стабилизаторами определяется по формулам [6, 7, 9]

$$C_{y1(\text{треб})} = \frac{P_{ky1} \cdot h_{kp1}}{[\psi_{kp}]} + G_{k1} h_{kp1}, \quad (12)$$

$$C_{y2(\text{треб})} = \frac{P_{ky2} \cdot h_{kp2}}{[\psi_{kp}]} + G_{k2} h_{kp2}, \quad (13)$$

где  $P_{ky1}$ ,  $P_{ky2}$  – поперечные силы, действующие на передний и задний мост фургона;  $\psi_{kp}$  – угол крена кузова (не должен превышать 10 град);  $h_{kp}$  – плечо крена;  $G_{k1}$ ,  $G_{k2}$  – сила тяжести фургона, приходящаяся на передний и задний мосты.

Плечо крена согласно [6, 7, 9, 11]

$$h_{kp} = h_m - \frac{a_m h_2 - b h_1}{L}, \quad (14)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  – расстояния от поверхности дороги до переднего и заднего моста фургона;  $a_m$  – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста фургона;  $b$  – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста машины;  $h_m$  – высота центра тяжести

Угловую жесткость для установленной передней независимой подвески и задней рессорной подвески ГАЗель NEXT без стабилизатора определяется согласно [10, 11]

$$C_{y1(\text{без})} = 0,5B^2 C_{пр}, \quad (15)$$

$$C_{y2(\text{без})} = 0,5B_p^2 \dot{C}_p \eta, \quad (16)$$

где  $C_{пр}$ ,  $C_p$  – жесткости передней и задней штатной подвески ГАЗель NEXT;  $B$  – расстояние между центрами пружин;  $B_p$ ,  $B_p$  – расстояние между центрами рессор;  $\eta$  – коэффициент увеличения жесткости рессор при скручивании в поперечном направлении ( $\eta = 1,05 \dots 1,25$ ).

Угловая жесткость рычажного стабилизатора переднего и заднего моста определяется согласно [12]:

$$C_{yT1,2} = 2C_{T1,2} \left[ \frac{B_{1,2}}{2} \right]^2, \quad (17)$$

где  $B_{1,2}$  – колея переднего и заднего моста;  $C_{T1}$  и  $C_{T2}$  – жесткость стабилизатора поперечной устойчивости переднего и заднего моста.

Приращения требуемой угловой жесткости передней и задней подвески вычисляются по формулам

$$\Delta C_{y1} = C_{y1(\text{потреб})} - C_{y1(\text{устан})}, \quad (18)$$

$$\Delta C_{y2} = C_{y2(\text{потреб})} - C_{y2(\text{устан})}. \quad (19)$$

Углы крена кузова для вариантов криволинейного движения фургона при требуемой и установленной угловой жесткости подвески определяются согласно [6 - 8, 13]:

$$\psi_{kp} = \frac{P_{ky} h_{kp}}{(C_{y1} + C_{y2}) - G_k h_{kp}}, \quad (20)$$

где  $C_{y1}$ ,  $C_{y2}$  – угловая жесткость передней и задней подвески автомобиля;  $h_{kp}$  – плечо крена;  $G_k$  – поддресоренная масса исследуемого автомобиля;  $P_{ky}$  – поперечная сила.

На третьем этапе была разработана методика обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации. Также были исследованы угловые жесткости и подъемные усилия электромагнитного стабилизатора для повышения эффективности выравнивания кузова по углу крена.

Схема компоновки рычажно-электромагнитной системы в виде системы поперечной стабилизации заднего моста на примере ГАЗель NEXT показана на рис.5.

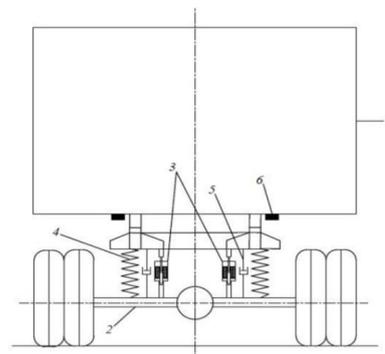


Рис. 5. Общая схема конструкции рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации заднего моста: 1– кузов; 2– мост; 3 – электромагнитный стабилизатор; 4 – подвеска; 5– амортизатор; 6 – датчик высоты кузова

Конструкция дополнительного электромагнитного стабилизатора выполнена в виде низковольтного электромагнита с подвижным сердечником двустороннего рабочего действия. Также предложен режим совместного действия противоположных электромагнитных стабилизаторов в противофазе: при выталкивании штока со стороны крена выполняется подъем кузова для его выравнивания, с другой стороны шток электромагнитного стабилизатора втягивается и опускает кузов. Этим повышается эффективность выравнивания кузова путем совместного усилия двух электромагнитных стабилизаторов.

Предлагаемая двухсторонняя установка электромагнитного стабилизатора обеспечивает двойное поворачивающее действие на кузов и позволяет равномерно распределить между двумя электромагнитными стабилизаторами общее расчетное подъемное усилие для снижения габаритов электромагнитных стабилизаторов, силовой и токовой нагрузки.

Значения требуемых жесткостей электромагнитного стабилизатора для передней и задней подвески с левой или правой стороны определяются по формулам

$$C_{1ЭМС} = \frac{C_{y1(без)}}{0,5B_1^2 \eta}, \quad (21)$$

$$C_{2ЭМС} = \frac{C_{y2(без)}}{0,5B_2^2 \eta}. \quad (22)$$

На основании предложенной конструкции двухсторонних электромагнитных стабилизаторов при действии в противофазе разделили значение диапазона и пропорционально для левого и правого электромагнитного стабилизатора в следующем виде:

$$\Delta P_{1ЭМС(лев)(прав)} = \frac{C_{1(ЭМС)}}{2}, \quad (23)$$

$$\Delta P_{2ЭМС(лев)(прав)} = \frac{C_{2(ЭМС)}}{2}, \quad (24)$$

где  $C_{1(ЭМС)}$ ,  $C_{2(ЭМС)}$  - жесткость переднего и заднего электромагнитного стабилизатора.

Тогда подъемные усилия электромагнитного стабилизатора для переднего и заднего моста (рис.6) определяются по формулам:

$$P_{1ЭМС(лев)(прав)} = \Delta P_{1ЭМС(лев)(прав)} \cdot \frac{B_{1ЭМС}}{B_1}; \quad (25)$$

$$P_{2ЭМС(лев)(прав)} = \Delta P_{2ЭМС(лев)(прав)} \cdot \frac{B_{2ЭМС}}{B_2}, \quad (26)$$

где  $B_{1ЭМС}$ ,  $B_{2ЭМС}$  - расстояние между центром переднего и заднего моста.

На заключительном этапе была разработана расчетно-графическая методика исследования пределов высоты перемещения толкателя электромагнитного стабилизатора (рис.6) передней и задней подвески по заданным пределам изменения угла крена ( $\psi_{кр} = 0,02 \dots 10$  град) для полного выравнивания кузова фургона.

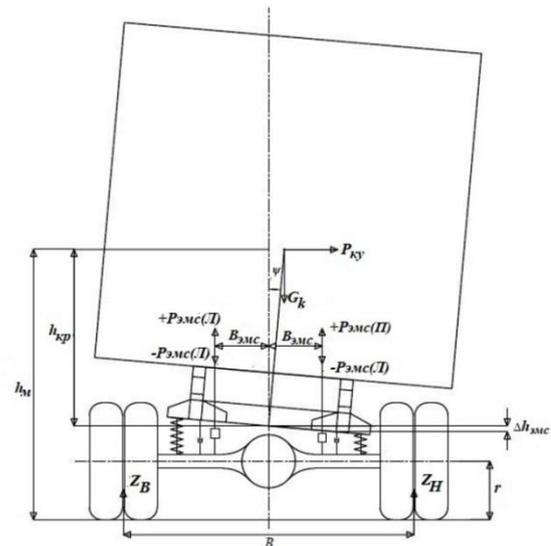


Рис. 6. Схема к определению подъемного усилия и высоты перемещения толкателя электромагнитного стабилизатора задней подвески

Высота перемещения толкателя электромагнитного стабилизатора переднего и заднего моста определяется по формулам

$$\Delta h_{1ЭМС} = \tan \psi_{кр} \cdot l, \quad (27)$$

$$\Delta h_{2ЭМС} = \tan \psi_{кр} \cdot l, \quad (28)$$

где  $\psi_{кр}$  - угол крена кузова;  $l$  - расстояние от оси крена до толкателя электромагнитного стабилизатора.

## Заключение

В результате разработаны новые научные методики определения эксплуатационных параметров центра тяжести, поперечных сил инерции, приращения потребной угловой жесткости подвески и изменения угла крена кузова, а также предложены зависимости для определения приращения подъемных усилий, подъемных усилий электромагнитных

стабилизаторов и высоты перемещения толкателя электромагнитных стабилизаторов.

В результате исследования были получены значения эксплуатационных параметров центра тяжести автомобиля на примере ГАЗель NEXT в пределах от 1400 мм до 1600 мм, требуемых угловых жесткостей подвески от 60320 Нм/рад до 76000 Нм/рад, пределах подъемных усилий электромагнитного стабилизатора от 1000 Н до 7000 Н, хода штока в пределах от 5,6 мм до 70 мм на различных режимах движения при маневрировании и повороте.

Результаты имитационного моделирования грузового фургона на примере 3D-

модели автофургона ГАЗель NEXT в режиме маневрирования показали, что при установке дополнительного электромагнитного стабилизатора может быть получено снижение угла крена кузова до уровня 5 град при допустимом уровне 10 град.

Данные имитационного моделирования были идентифицированы с результатами моделирования движения фургона в среде Simulink/ Matlab. Было получено отклонение крена кузова в пределах 7 %, поэтому можно говорить о том, что система электромагнитной стабилизации позволяет значительно уменьшить угол крена при криволинейном движении автомобиля «ГАЗель NEXT».

### Список литературы

1. Zhou G.X.M., Lan F.C., Chen J.Q. Research on Analysis and Optimization Design of Coach roll-over Based on FEM Technology // *Modern Manufacturing Engineering*. 2010. Vol.5. P.115.

2. Aparicio F., Paez J., Moreno F., Jimenez F., Lopez A. Discussion of a new adaptive speed control system incorporating the geometric characteristics of the roadway // *Int. J. Veh. Auton. Syst.* 2005. Vol. 3. No. 1. P. 47–64. DOI:10.1504/IJVAS.2005.007037

3. Тинт Наинг Вин, Сидоров В.Н. Исследование конструкции и принципов работы стабилизатор поперечной устойчивости // *Наукоемкие технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе: Мат. Регион. научно-техн. конф.* Калуга: МГТУ им. Н.Э Баумана. 2019. Т.2. С. 226-231.

4. Пат. 2293664 Российская Федерация, МПК В60G 21/05. Стабилизатор поперечной устойчивости автомобиля / Сливинский Е.В., Некрасов А.Н.; заявитель и патентообладатель ЕГУ им. И. А. Бунина. №2005136507, заявл. 24.11.2005; опубл. 20.02.2007. Бюл. №5.

5. Пат. 47811 Российская Федерация, МПК В60G 21/00. Стабилизатор поперечной устойчивости транспортного средства / Полищенко Ф.В., Матвейчук А.А.; заявитель и патентообладатель ООО «ТехноМастер». №2005108751, заявл. 28.03.2005;

### References

1. Zhou G.X.M., Lan F.C., Chen J.Q. Research on Analysis and Optimization Design of Coach roll-over Based on FEM Technology. *Modern Manufacturing Engineering*, 2010, Vol.5, pp.115.

2. Aparicio F., Paez J., Moreno F., Jimenez F., Lopez A.. Discussion of a new adaptive speed control system incorporating the geometric characteristics of the roadway. *Int. J. Veh. Auton.*, 2005, Vol. 3, No.1, pp. 47–64. DOI:10.1504/IJVAS.2005.007037

3. Tint Naing Win, Sidorov V.N. Research on the design and operation of the anti-roll bar. *Science-intensive technologies in instrumentation and mechanical engineering and the development of innovative activities in the university: Proc. of the Regional Scientific and Technical Conference*. Kaluga: BMSTU, 2019, Vol. 2, pp. 226-231. (In Russian)

4. Patent RU 2293664 *Stabilizator poperechnoy ustoychivosti avtomobilya* [Anti-roll bar of the car]. Slivinsky E.V. Nekrasov A.N. Declared 24.11.2005. Published 20.02.2007. Bulletin No.5.

5. Patent RU 47811 *Stabilizator poperechnoy ustoychivosti transportnogo sredstva* [Anti-roll bar of the vehicle]. Polishchenko F.V, Matveychuk A.A. Declared 28.03.2005. Published 10.09.2005.

6. Artamonov M.D., Ilarionov V.A., Morin M.M. *Osnovy teorii i konstrukcii avtomobilja* [Fundamentals of the theory and design of au-

опубл. 10.09.2005.

6. Артамонов М.Д., Иларионов В.А., Морин М.М. Теория автомобиля и автомобильного двигателя. М., Машино-строение, 1968. 283 с.

7. Вержицкий А.Н. Показатели масс автомобилей. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. С.12-15.

8. Блинов И.А. Метод определения пространственного положения центра тяжести машин // Вестник концерна ВКО «Алмаз-Антей» Механика. 2019. № 2. С 71-82. DOI: 10.38013/2542-0542-2019-2-71-82

9. Тинт Наинг Вин, Алакин В.Н. Обоснование частной методики определения центра тяжести автомобиля // Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе // Мат. Всеросс. научно-техн. конф. Калуга: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2019. Т.2. С. 37-39.

10. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М., Машиностроение, 1966. 280 с.

11. Артамонов М.Д., Иларионов В.А., Морин М.М. Основы теории и конструкции автомобиля. М., Машиностроение, 1974. 288 с.

12. Семенов Н.В. Методика расчета параметров подвески автомобиля с учетом поперечно - угловых колебаний кузова: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Санкт-Петербург. 2011. 171 с.

13. Тарасик В.П. Теория и движения автомобиля. СПб: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.

tomobiles]. Moscow, 1968. 283 p. (In Russian)

7. Verzhbickij A.N. *Pokazateli mass avtomobilej*. Moscow, Izdatelstvo BMSTU im. N.E. Bauman, 2009, pp. 12-15. (In Russian)

8. Blinov I.A. Method for determining the spatial position of the center of gravity of machine. *Vestnik kontserna VKO «Almaz-Antey» Mekhanika*, 2019, No. 2, pp. 71-82. DOI: 10.38013/2542-0542-2019-2-71-82 (In Russian).

9. Tint Naing Win, Alakin V.N. Substantiation of a private technique for determining the center of gravity of a car. *Science-intensive technologies in instrument-tation and mechanical engineering and the development of innovative activities in the university: Proc. of the All-Russian Scientific and Technical Conference*. Kaluga: BMSTU, 2019, Vol. 2, pp. 37-39. (In Russian)

10. Ilarionov V.A. *Ekspluatatsionnyye svoystva avtomobilya* [Performance characteristics of the vehicle]. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 280 p. (In Russian)

11. Artamonov M.D., Ilarionov V.A., Morin M.M. *Osnovy teorii i konstruksii avtomobilya* [Fundamentals of the theory and design of the car] Moscow, Mashinostroenie, 1974. 288 p. (In Russian)

12. Semenov N.V. Methodology for calculating the parameters of a car suspension, taking into account transverse-angular vibrations of the body. Diss. Cand. Sci. (Engineering) St. Petersburg. 2011. 171 p. (In Russian)

13. Tarasik V.P. *Teoriya i dvizheniya avtomobilya* [Theory and movement of the car] Sainkt-Petersburg, BHV–St. Petersburg, 2006. 478 p. (In Russian)