

УДК (UDC) 629.1.02

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ЖЕСТКОСТИ СТАБИЛИЗАТОРОВ И УГЛА  
КРЕНА КУЗОВА ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯTHE RESULTS OF STUDIES OF THE RIGIDITY OF STABILIZERS AND THE ROLL  
ANGLE OF THE TRUCKТинт 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.** Проведен анализ изменения угла крена кузова при криволинейном движении по вариантам расчета и моделирования в системе Matlab&Simulink. Исследовано приращение значений потребной относительно установленной угловой жесткости подвески. Определены значения углов крена кузова фургона с учетом потребной и установленной угловой жесткости подвески. Разработаны математические модели процессов электромагнитной системы поперечной стабилизации с целью анализа изменения угла крена фургона «GAZelle NEXT» с системой электромагнитной стабилизации и с обычным стабилизатором при криволинейном движении. В результате исследований было выявлено уменьшение угла крена кузова с использованием системы электромагнитной стабилизации при криволинейном движении. По результатам значений углов крена, полученных при математическом моделировании углов по потребной жесткости, была проведена оценка погрешности отклонения углов крена по вариантам. В результате моделирования криволинейного движения доказана эффективность использования электромагнитной системы стабилизации по сравнению с обычными стабилизаторами на основе сравнения углов крена.

**Ключевые слова:** поперечная устойчивость, автомобиль, стабилизатор поперечной устойчивости, угол крена, угловая жесткость, подвески, электромагнитный стабилизатор

**Дата принятия к публикации:** 10.06.2023  
**Дата публикации:** 25.06.2023

**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

ORCID: 0000-0001-8473-1545

**Алакин Виктор Михайлович** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины и прикладная механика» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный техни-

**Abstract.** Analyzes the change in the body roll angle during curvilinear motion according to the calculation and modeling options in the Matlab&Simulink system. The increase in the values of the required relative to the set angular stiffness of the suspension is investigated. The values of the roll angles of the van body are determined taking into account the required and set angular stiffness of the suspension. Mathematical models of the processes of the electromagnetic system of transverse stabilization have been developed in order to analyze the change in the roll angle of the GAZelle NEXT van with an electromagnetic stabilization system and with a conventional stabilizer during curvilinear motion. As a result of the research, it was found body roll reduction using an electromagnetic stabilization system for curvilinear motion. According to the results, the values of the roll angles obtained in the calculations in the mathematical modeling of the angles for the required stiffness, an assessment was made of the error in the deviation of the roll angles for the options. As a result of the curvilinear motion simulation, the effectiveness of using an electromagnetic stabilization system compared to conventional stabilizers was proven based on a comparison of roll angles.

**Keywords:** lateral stability, vehicle, anti-roll bar, roll angle, angular stiffness, suspension, electromagnetic stabilizer.

**Date of acceptance for publication:** 10.06.2023  
**Date of publication:** 25.06.2023

**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  
ORCID: 0000-0001-8473-1545

**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,

ческий университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,  
e-mail: [alakin.vic@yandex.ru](mailto:alakin.vic@yandex.ru)  
ORCID: 0000-0002-0250-2245

† e-mail: [alakin.vic@yandex.ru](mailto:alakin.vic@yandex.ru).  
† ORCID: 0000-0002-0250-2245  
†  
†  
†

## 1. Введение

Поперечная устойчивость грузовых фургонов при криволинейном движении в значительной степени определяет сохранность жизни человека и безопасность движения [1]. Значительную роль в повышении поперечной устойчивости автомобилей от опрокидывания играют стабилизаторы поперечной устойчивости. Основными недостатками применения обычного стабилизатора поперечной устойчивости являются снижение хода подвески, недостаточная плавность хода и отсутствие автоматического управления усилием стабилизации. Повышение жесткости рычажных стабилизаторов для улучшения поперечной стабилизации еще более усугубляет их недостатки и не решит проблему повышения поперечной устойчивости особенно при интенсивном криволинейном движении [2].

В последнее время автомобилестроители стали применять гидравлические и электрические, которые обеспечивают более эффективное выравнивание кузова автомобиля при криволинейном движении [3, 4]. Результаты обзора показали, что электромеханические стабилизаторы проще по конструкции, имеют меньшую потребляемую мощность, меньшее время отклика и лучше адаптируются к электрической системе, чем гидравлические стабилизаторы. На основании изложенного предлагается исследовать новую электромагнитную систему поперечной стабилизации применительно к фургонам «ГАЗель NEXT».

Для решения научной задачи исследовали потребную жесткость электромагнитного стабилизатора дополнительно к рычажным в составе рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации по следующей методике. На первом этапе метода исследовали диапазон приращения потребной угловой подвески относительно установленной на фургонах для выбора параметров электро-

магнитного стабилизатора с учетом изменения поперечных сил инерции. На втором этапе исследовали процесс рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации с электромагнитным стабилизатором в системе Matlab&Simulink для получения параметров рабочего цикла электромагнитного стабилизатора в составе рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации. На третьем этапе провели сравнительный анализ изменения углов крена кузова по вариантам расчета потребной угловой жесткости электромагнитного стабилизатора, установленной угловой жесткости штатной подвески и по результатам моделирования процесса электромагнитной системы поперечной стабилизации в системе Matlab&Simulink.

Целью данной работы являлось определение диапазона потребной жесткости электромагнитного стабилизатора дополнительно к рычажным в составе электромагнитной системы поперечной стабилизации и анализ изменения угла крена кузова при криволинейном движении по вариантам изыскания угловой жесткости и моделирования процесса рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации с электромагнитным стабилизатором и с рычажным стабилизатором в системе Simulink&Matlab.

## 2. Комплексная методика

На первом этапе было определено приращение потребной угловой жесткости подвески при действии поперечных сил в результате интенсивного маневрирования фургона.

Потребная угловая жесткость передней и задней подвески определяется согласно [3]:

$$C_{y1(nompeб)} = \frac{0,4 h_{kp1} M_{n1} g}{[\psi_{kp}]} + M_{n1} g h_{kp1}, \quad (1)$$

$$C_{y2(nompeб)} = \frac{0,4 h_{kp2} M_{n2} g}{[\psi_{kp}]} + M_{n2} g h_{kp2}, \quad (2)$$

где  $M_{n1}$  и  $M_{n2}$  – подрессоренная масса передней и задней оси фургона;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\psi_{кр}$  – угол крена;  $h_{кр1}$  и  $h_{кр2}$  – плечо крена переднего и заднего моста.

Угловую жесткость установленной передней пружинной подвески и задней рессорной подвески без стабилизатора исследуемого фургона ГАЗель NEXT определяется по формуле [3]:

$$C_{y1(подв)} = 0,5B^2C_{np}, \quad (3)$$

$$C_{y2(подв)} = 0,5B_p^2C'_p\eta, \quad (4)$$

где  $B$  и  $B_p$  – расстояние между серединами пружин и рессор;  $C_{np}$  и  $C_p$  – жесткость пружинной и рессорной подвески;  $\eta$  – коэффициент увеличения жесткости.

Угловая жесткость обычного стабилизатора определяется по формуле [3]:

$$C_{y.T_{1,2}} = 2C_{T_{1,2}} \left( \frac{B_{1,2}}{2} \right)^2, \quad (5)$$

где:  $C_{T_{1,2}}$  – жесткость стабилизатора переднего и заднего моста;  $B_{1,2}$  – колея передней и задней оси.

Тогда полные угловые жесткости установленных передней  $C_{y1(устан)}$  и задней  $C_{y2(устан)}$  подвески:

$$C_{y1(устан)} = C_{y1(подв)} + C_{y.T_1}, \quad (6)$$

$$C_{y2(устан)} = C_{y2(подв)} + C_{y.T_2}, \quad (7)$$

В итоге был выявлен диапазон приращения потребной относительно установленной угловой жесткости передней ( $\Delta C_{y1}$ ) и задней ( $\Delta C_{y2}$ ) подвески для установки электромагнитного стабилизатора по формулам:

$$\Delta C_{y1} = C_{y1(потреб)} - C_{y1(устан)}, \quad (8)$$

$$\Delta C_{y2} = C_{y2(потреб)} - C_{y2(устан)}, \quad (9)$$

На примере фургона ГАЗель NEXT был получен диапазон приращения потребной угловой жесткости для передней подвески от 1600 до 83459 Нм/рад и для задней от 24000 до 125540 Нм/рад, которые приняли в виде искомых параметров дополнительных электромагнитных стабилизаторов.

На втором этапе был проведен расчет и сравнение углов крена кузова по вариантам определения установленной и потребной угловой жесткости подвески фургона с учетом предложения, составляющей интенсивности приращения угла поворота колес при двой-

ном маневрировании (переставке) на обгоне в виде  $(1 - \cos(\omega t))$  в составе зависимости [3, 5]:

$$\psi_{кр(M)} = \frac{P_{кy(M)}h_{кр}}{C_{y(потреб)}(устан) - G_k h_{кр}} (1 - \cos(\omega t)), \quad (10)$$

где  $h_{кр}$  – плечо крена;  $C_{y(потреб)}(устан)$  – общая потребная или установленная угловая жесткость подвески фургона;  $G_k$  – сила тяжести автомобиля,  $P_{кy(M)}$  – поперечная сила при маневрировании;  $t$  – время двойного поворота колес;  $1 - \cos(\omega t)$  – составляющая интенсивности приращения угла при двойном маневрировании при обгоне.

Результаты сравнения углов крена  $\psi_{кр}$  по вариантам установленной и потребной угловой жесткости на примере фургона ГАЗель NEXT при маневрировании представлены на рис. 1 и 2.

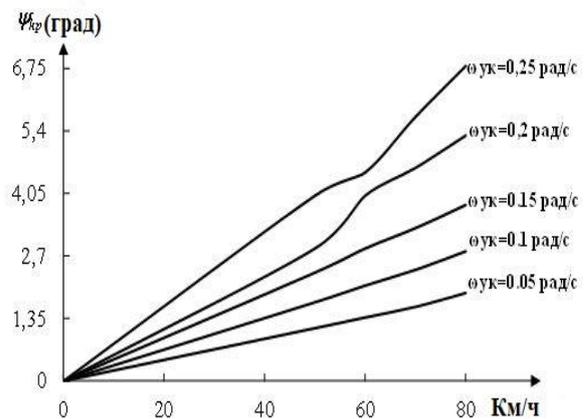


Рис. 1. Угла крена кузова по вариантам потребной угловой жесткости подвески

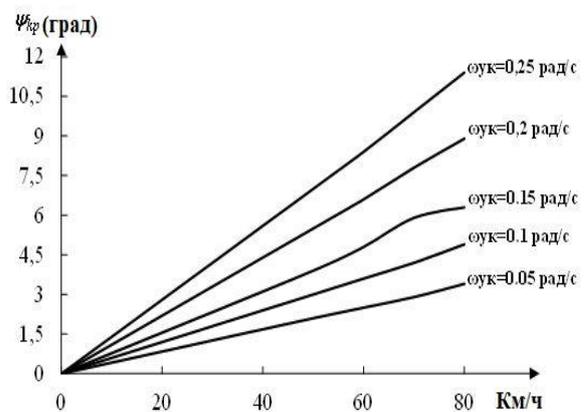


Рис. 2. Угла крена кузова по вариантам установленной угловой жесткости подвески

В итоге было выявлено снижение угла крена  $\psi_{кр}$  на 5 град по варианту изыскания потребной жесткости относительно установленной. Это подтверждает актуальность проведенных исследований и возможность снижения угла крена на основе использования приращения потребной жесткости в виде дополнительных электромагнитных стабилизаторов.

Третий этап был направлен на разработку математических моделей и их реализацию в программном пакете Matlab & Simulink с целью исследования процесса рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации и сравнительного анализа крена кузова с электромагнитным стабилизатором и без электромагнитного стабилизатора.

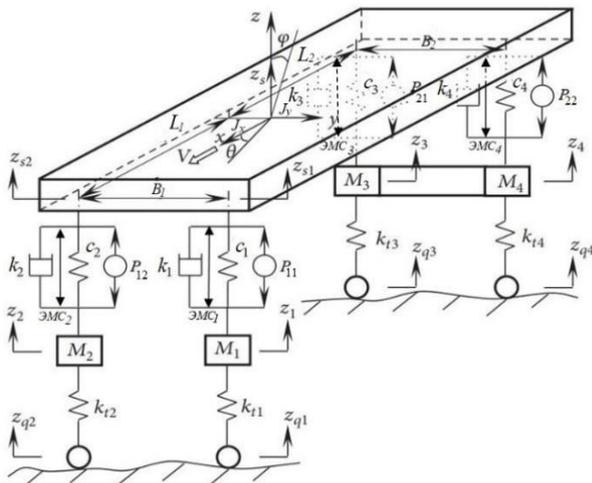


Рис. 3. Схема поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля

На рис. 3. приняты следующие обозначения: ЭМС<sub>1,2,3,4</sub> – электромагнитные стабилизаторы;  $J_x, J_y$  – момент инерции поддресоренной массы;  $\psi$  – угол крена;  $P_{11,12,21,22}$  – сила в подвеске;  $C_{1,2,3,4}$  – жесткость подвески;  $M_{1,2,3,4}$  – неподдресоренные массы;  $k_{1,2,3,4}$  – коэффициенты демпфирования амортизатора;  $k_{11,2,3,4}$  – жесткость шин;  $V$  – направление движения;  $z_{q1,2,3,4}$  – усредненные значения неровностей под колесами;  $B_1, B_2$  – колея передней и задней оси.

Далее для моделирования были разработаны дифференциальные уравнения наклонов кузова с обычным стабилизатором в следующем виде [6]:

$$M_n \ddot{z} = P_{11} + P_{12} + P_{21} + P_{22} - M_n g,$$

$$J_y \ddot{\psi} = P_{11} \cdot \frac{L_1}{2} + P_{12} \cdot \frac{L_1}{2} - P_{21} \cdot \frac{L_1}{2} - P_{22} \cdot \frac{L_1}{2},$$

$$J_x \ddot{\psi} = P_{11} \cdot \frac{B}{2} + P_{12} \cdot \frac{B}{2} - P_{21} \cdot \frac{B}{2} - P_{22} \cdot \frac{B}{2} + \psi_{кр} C_{см.i} - P_{\delta} h_{кр} - M_n g h_{кр} \psi_{кр}, \quad (11)$$

где  $P_{21}, P_{22}$  – сила в второй подвеске;  $P_{\delta}$  – боковая сила;  $C_{см.i}$  – угловая жесткость обычного стабилизатора  $i$ -й оси;  $P_{11}, P_{12}$  – сила в первой подвеске левого и правого борта;  $h_{кр}$  – плечо крена;  $L_1$  – продольная координата.

Дифференциальные уравнения наклонов кузова с электромагнитным стабилизатором имеют в следующем виде:

$$M_n \ddot{z} = P_{11} + P_{12} + P_{21} + P_{22} - M_n g,$$

$$J_y \ddot{\psi} = P_{11} \cdot \frac{L_1}{2} + P_{12} \cdot \frac{L_1}{2} - P_{21} \cdot \frac{L_1}{2} - P_{22} \cdot \frac{L_1}{2},$$

$$J_x \ddot{\psi} = P_{11} \cdot \frac{B}{2} + P_{12} \cdot \frac{B}{2} - P_{21} \cdot \frac{B}{2} - P_{22} \cdot \frac{B}{2} + \psi_{кр} C_{см.i} + \psi_{кр} C_{эмс.i} - P_{\delta} h_{кр} - M_n g h_{кр} \psi_{кр}, \quad (12)$$

где  $C_{эмс.i}$  – угловая жесткость электромагнитного стабилизатора  $i$ -й оси.

Представлены графические результаты моделирования с обычным стабилизатором (рис. 4) и с использованием системы электромагнитной стабилизации (рис. 5).

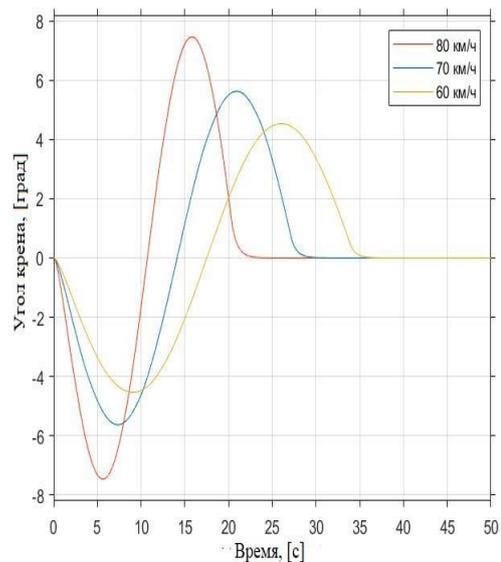


Рис. 4. График изменение угла крена кузова с обычным стабилизатором при маневрировании в зависимости от скорости (60:70:80) км/ч и радиуса кривизны  $R_m=20$  м

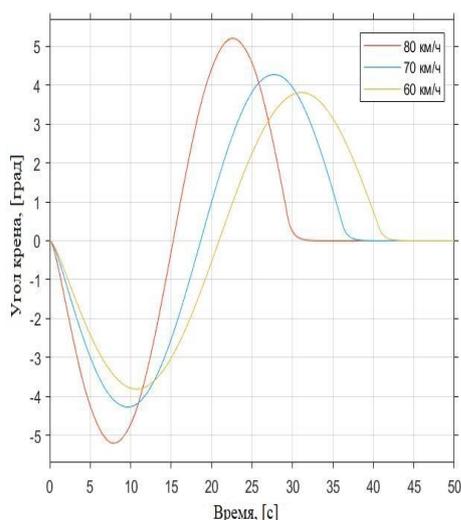


Рис. 5. Изменение угла крена кузова с электромагнитным стабилизатором при маневрировании в зависимости от скорости (60:70:80) км/ч и радиуса кривизны  $R_m=20$  м

В результате математического моделирования в системе Matlab/Simulink были выявлены пределы углов крена кузова с рычажным стабилизатором от 1,86 до 9,3 град, а по варианту с применением электромагнитного стабилизатора установлено снижение углов от 1,01 до 6,5 град, что указывает на обоснованность применения электромагнитного стабилизатора дополнительно к рычажным. Также применительно к фургону ГАЗель NEXT найдены параметры цикла электромагнитного стабилизатора в виде диапазона срабатывания электромагнитного стабилизатора от 0 до 12 с.

В итоге моделирования выявлен снижение углов крена на 3...5 град по варианту с электромагнитным стабилизатором в отличие с рычажным стабилизатором на примере фургона ГАЗель NEXT (в табл. 1 и 2).

На заключительном этапе был проведен анализ относительной погрешности определения углов крена по расчетной методике и математическому моделированию. Для этого составили таблицы углов крена кузова, по соответствующим результатам определения потребной относительно установленной жесткости и итогам математического моделирования процесса наклона кузова с электромагнитным стабилизатором и с рычажным стабилизатором в виде ряда значений в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Результаты определения углов крена кузова при различной жесткости подвески

Вариант	Углы крена, град, по угловой жесткости	
	потребной ( $X_1$ )	установленной ( $X_4$ )
1	1,14	2,22
2	2,72	4,56
3	4,08	6,84
4	5,44	9,12
5	6,8	11,4

Таблица 2

Результаты определения углов крена кузова при моделировании с различными стабилизаторами

Вариант	Углы крена, град, при моделировании со стабилизаторами	
	рычажным ( $X_2$ )	электромагнитным ( $X_3$ )
1	1,86	1,01
2	3,7	2,6
3	5,58	3,9
4	7,4	4,2
5	9,3	6,5

Были определены абсолютные погрешности расчетных значений углов крена (табл. 1 и 2) для варианта ( $X_1$ -  $X_4$ ) и ( $X_2$ - $X_3$ ) по зависимости [7]:

$$x_{1,4(1,2,3,4,5)} = X_{1(1,2,3,4,5)} - X_{4(1,2,3,4,5)}, \quad (13)$$

$$x_{2,3(1,2,3,4,5)} = X_{2(1,2,3,4,5)} - X_{3(1,2,3,4,5)}, \quad (14)$$

Средняя относительная погрешность определения углов крена для сравниваемых вариантов ( $X_1$ - $X_4$ ) и ( $X_2$  - $X_3$ ) определяется по формулам:

$$\Delta x_{1,4} = \left[ \frac{(x_{1,4(1,2,3,4,5)} / X_{1,4 \text{ сред } (1,2,3,4,5)})}{n} \right] \cdot 100\%, \quad (15)$$

$$\Delta x_{2,3} = \left[ \frac{(x_{2,3(1,2,3,4,5)} / X_{2,3 \text{ сред}(1,2,3,4,5)})}{n} \right] \cdot 100\%, \quad (16)$$

В результате, относительная погрешность оказалась в пределах 12%, что можно считать достаточным уровнем для проведения этапа экспериментальных исследований.

### Заключение

1. Предложен метод определения необходимого приращения угловой жесткости подвески. В результате был получен диапазон приращения потребной угловой жесткости для передней подвески от 1600 до 83459 Нм/рад и для задней от 24000 до 125540 Нм/рад на примере фургона ГАЗель NEXT для применения дополнительных электромагнитных стабилизаторов.

2. Проведен анализ сравнения расчетных углов крена кузова по вариантам установленной и потребной угловой жесткости подвески. Было выявлено снижение угла крена  $\psi_{кр}$  на 5 град по варианту изыскания потребной жесткости относительно установленной. Это подтверждает актуальность проведенных исследований и возможность снижения угла крена на основе приращения потребной жесткости и применения электромагнитного стабилизатора.

### Список литературы

1. Тинт Наинг Вин, Сидоров В.Н. Исследование конструкции и принципов работы стабилизатор поперечной устойчивости // Научно-технические технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Региональной научно-технической конференции. Калуга: МГТУ им.Н.Э Баумана. 2019.Т.2. С 226-231

2. 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. блл. №5.

3. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Разра-

3. Разработаны математические модели процессов рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации с электромагнитным стабилизатором и с использованием рычажных стабилизаторов. В результате математического моделирования в системе Simulink /Matlab были определены пределы угла крена с рычажным стабилизатором от 1,86 до 9,3 град и выявлено снижение углов до пределов от 1,01 до 6,5 град по варианту с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации. В итоге получено снижение углов крена на 3...5 град по варианту с электромагнитным стабилизатором в отличие с рычажным стабилизатором на примере фургона ГАЗель NEXT. Моделирование также позволило изыскать рабочие параметры цикла электромагнитного стабилизатора в виде диапазона времени срабатывания электромагнитного стабилизатора от 0 до 12 с в составе рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации, применительно к фургону ГАЗель NEXT.

4. Анализ погрешности определения углов крена по расчетной методике и математическому моделированию получен в пределах 12%, что является достаточным уровнем для положительной оценки результатов.

### References

1. 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: Proceedings of the Regional Scientific and Technical Conference*. Kaluga: BMSTU, 2019, Vol. 2, pp. 226-231. (In Russian)

2. 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.

3. Tint Naing Win, Alakin V.M. Development of a methodology for justifying the design and operating parameters of a lever-electromagnetic system for stabilizing the lat-

ботка методики обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно – электромагнитной системы стабилизации поперечной устойчивости грузовых фургонов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 2, С 142-149. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-142-149

4. Никитин Г.С., Тинт Наинг Вин. Результаты динамического моделирования поперечной устойчивости малотоннажного фургона при криволинейном движении// Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 4, С 322-329. DOI:10.22281/2413-9920-2022-08-04-322-329

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

6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О. Моделирование систем транспортных средств. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. 240 с.

7. Шпаков П. С., Попов В. Н. Статистическая обработка экспериментальных данных. М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2003. 268 с.

eral stability of cargo vans. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, № 2, pp. 142-149. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-142-149 (In Russian)

4. 12. Nikitin G.S., Alakin V.M. The results of dynamic modeling of the lateral stability of a light-tonnage van during curvilinear motion. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, № 4, pp. 322-329. DOI:10.22281/2413-9920-2022-08-04-322-329 (In Russian)

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

6. Zhileykin M.M., Kotiev G.O. *Modelirovaniye sistem transportnykh sredstv*. [Modeling of vehicle systems.] MGTU im. N.E. Baumana, Moscow, 2020. 240 p. (In Russian)

7. Shpakov P.S., Popov V.N. *Statisticheskaya obrabotka eksperimental'nykh dannykh* [Statistical processing of experimental data]. Izdatelstvo Moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, Moscow, 2003. 268 p. (In Russian)