

<https://doi.org/10.5281/zenodo.7810500>
УДК 629.1.04

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСЧЕТНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РУЛЕВОГО УСИЛИТЕЛЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

С.З. Бовшовский,

преп. кафедры, к.т.н., доц.

В.А. Кунцман,

начальник кафедры, к.т.н., доц.

А.А. Бабинцев,

ст.преп. кафедры, к.воен.н., проф.

В.А. Швыгар,

доц. кафедры, к.т.н., доц.

А.В. Стародубов,

преп. кафедры, к.т.н., проф., кафедра автомобильной подготовки,

Военный университет,

г. Москва

Аннотация: В статье представлена методика определения расчетного режима работы гидравлического рулевого усилителя на стадии проектирования. Методика включает: расчет моментов сил, действующих на автомобиль при повороте; определение силовых и кинетических параметров гидравлического рулевого усилителя; определение режимов движения автомобиля с гидравлическим рулевым усилителем.

В статье дается последовательность определения наиболее нагруженного режима работы гидравлического рулевого усилителя. Расчет производится при повороте автомобиля на различных скоростных режимах и в различных дорожных условиях движения.

Расчет наиболее нагруженного режима работы гидравлического рулевого усилителя автомобиля позволит сократить трудоемкость проведения теоретических исследований гидравлического рулевого усилителя на стадии проектирования.

Ключевые слова: методика расчета, гидравлический рулевой усилитель, режимы движения автомобиля, момент сопротивления

повороту, дорожные условия движения, кинематические и силовые параметры расчета

METHOD FOR DETERMINING THE DESIGN OPERATING MODE OF HYDRAULIC POWER STEERING AT THE DESIGN STAGE

S.Z. Bovshovsky,

teacher departments, Ph.D., Associate Professor

V.A. Kuntsman,

Head of Department, Ph.D., Associate Professor

A.A. Babintsev,

senior lecturer department, candidate of military sciences, Professor

V.A. Shvygar,

Associate Professor departments, Ph.D., Associate Professor

A.V. Starodubov,

teacher Department, Ph.D., Professor, Department of Automotive Training,

military university,

Moscow

Annotation: The article presents a methodology for determining the design mode of operation of a hydraulic power steering at the design stage. The technique includes: calculation of the moments of forces acting on the car when turning; determination of power and kinetic parameters of the hydraulic power steering; determination of the driving modes of a car with a hydraulic power steering.

The article gives the sequence for determining the most loaded operating mode of the hydraulic power steering. The calculation is made when turning the car at different speeds and in different road conditions.

The calculation of the most loaded operating mode of the hydraulic power steering of the car will reduce the complexity of theoretical studies of the hydraulic power steering at the design stage.

Keywords: calculation method, hydraulic power steering, vehicle driving modes, turning resistance moment, road traffic conditions, kinematic and power calculation parameters

При проектировании гидравлического рулевого усилителя (ГРУ) с целью сокращения трудоемкости проведения теоретических исследований необходимо определить наиболее нагруженный режим работы ГРУ в зависимости от режимов движения автомобиля и дорожных условий.

В дальнейшем силовые и кинематические параметры расчета на этом режиме работы ГРУ может быть использованы в определении тепловыделения и коэффициента полезного действия ГРУ, методика расчета которых изложена в работах [1, 2].

Методика расчета нагруженного режима работы ГРУ включает:

- расчет моментов сил, действующих на автомобиль при повороте;
- определение силовых и кинематических параметров ГРУ;
- определение режимов движения автомобиля с ГРУ.

Математическая модель определения моментов сил, действующих на автомобиль при повороте.

Для колес одного управляемого моста момент сопротивления повороту M_{Σ} на месте определяется [3].

$$M_{\Sigma} = 2 \cdot (M_f + M_{ck} + M_h), \quad (1)$$

где M_f – момент сопротивления качению колеса, Н·м;

M_{ck} – момент сопротивления повороту колеса, Н·м;

M_h – момент сопротивления подъему из-за стабилизации управляемого колеса, Н·м.

Для колес одного управляемого моста момент сопротивления повороту управляемых колес в движении по деформируемому грунту определяется [4, 5, 6, 7].

$$M_{\Sigma} = 2 \cdot (M_f + M_{ck} + M_h + M_S), \quad (2)$$

где M_S – момент сопротивлению сдвигу грунта, Н·м;

$$M_S = \tau V_S, \quad (3)$$

где τ – величина сопротивления грунта сдвигу, Па;

V_S – объем сдвигаемого грунта, м³;

$$V_S = h_2 S_K, \quad (4)$$

где h_2 – глубина колеи, м;

S_R – площадь пятна контакта, м²;

$$h_z = \sqrt{\frac{P_{zk}}{c_z B_{uu}(1-0,33\mu_z)\sqrt{D_k}}}, \quad (5)$$

где $M_{ск}$ – момент сопротивления повороту колеса Н·м;

P_{zk} – нормальная нагрузка колеса, Н;

B_{uu} – ширина профиля автомобильного колеса, м;

D_k – диаметр колеса, м;

c_z – коэффициент осадки грунта;

μ_z – коэффициент, характеризующий возрастание сопротивления грунта при увеличении нагрузки;

$$\tau = C_0 + q_n t g \phi_0, \quad (6)$$

где C_0 – параметр, характеризующий связанность частиц грунта между собой, Па;

q_n – давление на грунт, нормальное к поверхности среза, Па;

ϕ_0 – угол внутреннего трения грунта.

Момент сопротивления качению управляемых колес ориентировочно подсчитывают по формуле [5].

$$M_f = 2f \cdot m_k \cdot g \cdot a_{шкк}, \quad (7)$$

где f – коэффициент сопротивлению качению колес;

$a_{шкк}$ – расстояние от центра отпечатка до пересечения оси шкворня опорной поверхностью (плечо обкатки), м;

m_k – масса автомобиля, приходящаяся на управляемое колесо, кг.

$$a_{шкк} = l_{ш} - r_{cm} \cdot (\lambda + \beta_{шкк}), \quad (8)$$

где $l_{ш}$ – длина цапфы, м;

r_{cm} – статический радиус колеса, м;

λ – угол развала колес, рад;

$\beta_{шкк}$ – угол наклона шкворня, рад.

Момент сопротивления повороту одного колеса вследствие проецирования элементов его отпечатка, находят по формуле [2].

$$M_{ск} = 0,25 \cdot \phi_n \cdot m_k \cdot g \cdot l_0, \quad (9)$$

где l_0 – длина пятна контакта, м;

ϕ_n – коэффициент поперечного сцепления при повороте колеса на месте.

Длину пятна контакта шины с дорогой находят по формуле [4].

$$l_0 = 2 \cdot \sqrt{r_c^2 - r_{cm}^2}, \quad (10)$$

где r_c – свободный радиус колеса, м.

Момент сопротивления подъему управляемого колеса находят, используя выражение [4].

$$M_h = a_{шк} \cdot m_{\kappa} \cdot g \cdot [\lambda(\sin \alpha_{cp} + \sin \beta_{cp}) + \gamma_{шк} \cdot (\cos \alpha_{cp} + \cos \beta_{cp})], \quad (11)$$

где α_{cp}, β_{cp} – средние углы поворота внутреннего и наружного колес автомобиля, рад;

$\gamma_{шк}$ – угол наклона шкворня назад, рад.

В качестве примера проведем расчет для автомобиля Урал–4320-01.

Для более точного определения f используем формулу Селифонова-Гиткова [8], в которой примем ранее рассчитанное f за f_0

$$f = f_0 \cdot (1 + A \cdot V_{a1}^2) \cdot \left(1 + \frac{V_{a2}^2}{\phi \cdot g \cdot R_{нов}}\right), \quad (12)$$

где A – экспериментальное значение – $(4-5) \times 10^{-5}$ (км/ч)²;

V_{a1} – скорость автомобиля, км/ч;

V_{a2} – скорость автомобиля, м/с;

$R_{нов}$ – радиус поворота автомобиля, м.

Результаты расчетов по формулам пункта (1-12) заносим в таблицу 1.

Определение силовых и кинетических параметров ГРУ

Расчетным силовым параметром ГРУ выбрано усилие на штоке силового цилиндра, а скоростным – давление рабочей жидкости в силовом цилиндре.

На автомобиле Урал–4320-01 силовой цилиндр установлен возле управляемых колес, и усилие от штока силового цилиндра передается непосредственно на правую поворотную цапфу, соответственно равенство моментов для вала сошки будет иметь следующий вид [9]:

$$P_p R_{ш} U_{p,m} \eta_{p,m} = \left(\frac{M_{\Sigma}}{U_{p,n}} - \frac{P_{шm} h}{U_{p,n}} \right), \quad (13)$$

где $P_{шm}$ – усилие на штоке рабочего цилиндра, Н;

P_p – допускаемое усилие на рулевом колесе, Н;

h – плечо приложения усилия на штоке, м;

$R_{ш}$ – радиус рулевого колеса, м;

$U_{p,n}$ – угловое передаточное число рулевого привода;

$U'_{p.n}$ – угловое обратное передаточное число рулевого привода;

$\eta_{p.m}$ – КПД рулевого механизма;

h – плечо приложения усилия на штоке, м;

$U_{p.m}$ – угловое передаточное число рулевого механизма.

Таблица 1 – Зависимость момента сопротивления управляемых колес от дорожных условий

Дорожные условия	Коэффициент сопротивления качению, f	Коэффициент сцепления, ϕ	Момент сопротивления управляемых колес при скорости 30 км/ч, радиусе поворота 11 м, M_{Σ} (Н·м)	Момент сопротивления управляемых колес, M_{Σ} (Н·м)
Асфальтобетон	0,012	0,9	5830	5789
Гравий	0,02	0,65	4686	4365
Сухой грунт	0,025	0,7	5130	4756
Мокрый грунт	0,05	0,55	5179	4229
Песок	0,1	0,19	8300	2803
Уплотненный снег	0,03	0,2	3297	2049

Из этого равенства находим усилие на штоке силового цилиндра

$$P_{шт} = \left(\frac{M_{\Sigma}}{U_{p.n}} - P_p R_{ш} U_{p.m} \eta_{p.m} \right) U'_{p.n} \div h. \quad (14)$$

Функция $P_{шт} = f(M_{\Sigma})$ представлена на рисунке 1.

Давление рабочей жидкости в силовом цилиндре гидравлического рулевого усилителя определяется

$$P_{ц} = \frac{P_{шт}}{0,25\pi D_{ц}^2}, \quad (15)$$

где $P_{ц}$ – давление рабочей жидкости в силовом цилиндре гидравлического рулевого усилителя, Па;

D_u – диаметр силового цилиндра, м.

Изменение скорости движения автомобиля на повороте в формуле (12) позволяет получить зависимость $P_{ц} = f(V_a)$, которая представлена на рисунке 2.

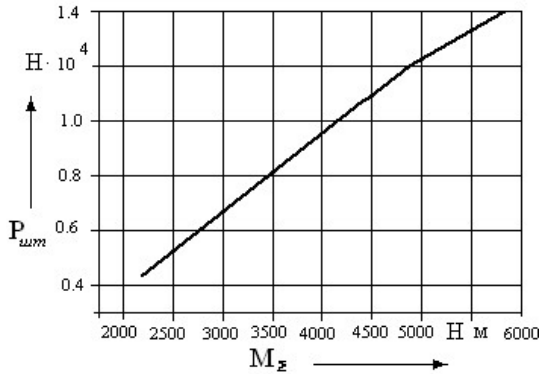


Рисунок 1 – Зависимость усилия на штоке силового цилиндра от момента сопротивления повороту управляемых колес

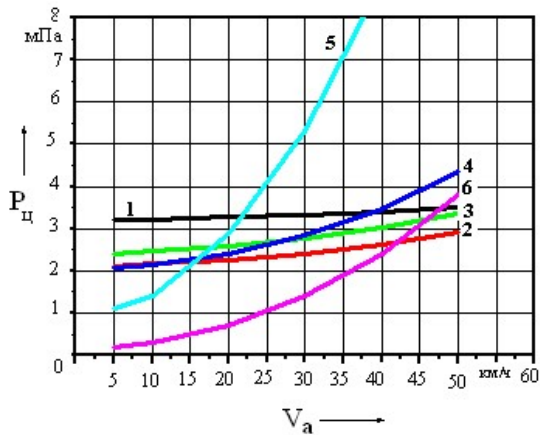


Рисунок 2 – Зависимость давления в силовом цилиндре от скорости движения автомобиля на повороте
 (1 – асфальтобетон; 2 – гравий; 3 – грунтовая сухая; 4 – грунтовая мокрая; 5 – песок; 6 – уплотненный снег)

Анализ зависимости $P_u = f(V_a)$ (рис. 2) показывает, что наиболее нагруженным режимом работы гидравлического рулевого усилителя является поворот автомобиля на песке.

Определение режимов движения автомобиля с ГРУ

В качестве параметров режимов работы ГРУ приняты частота вращения коленчатого вала двигателя и скоростные режимы автомобиля при повороте в различных условиях движения.

Для определения режимов работы автомобиля при повороте автомобиля в различных условиях движения использована методика, изложенная в [8].

Методика позволяет рассчитать и построить динамическую характеристику автомобиля в зависимости от дорожных условий его движения. При движении автомобиля на повороте сила сопротивления воздуха не учитывается.

Тяговый расчет автомобиля Урал–4320-01 проведен в среде программы MathCAD.

Основными параметрами расчета являются:

1) скорость движения автомобиля

$$V_a = \frac{\pi \cdot n_e \cdot r_k}{30 \cdot U_{TP}}, \quad (16)$$

где n_e – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, об/мин;

r_k – радиус качения колеса, м;

U_{TP} – передаточное число трансмиссии;

2) динамический фактор силы тяги по двигателю

$$D = \frac{P_a}{G_a}, \quad (17)$$

где P_a – сила тяги автомобиля, Н;

G_a – сила тяжести автомобиля, Н;

3) динамический фактор удельных сил сопротивления движению

$$D = \psi + \frac{j_a \delta}{g}, \quad (18)$$

где ψ – коэффициент сопротивления движению;

j_a – ускорение автомобиля, м/с²;

δ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Частота вращения коленчатого вала двигателя при повороте автомобиля при различных условиях движения определяется из формулы (16).

Сила тяги по двигателю равна

$$P_a = \frac{N'_e \eta_{mp}}{V_a}, \tag{19}$$

где η_{mp} – КПД трансмиссии;

N'_e – эффективная мощность двигателя с учетом потерь мощности, Вт;

$$N'_E = (1 - K_U) N_E, \tag{20}$$

где K_U – коэффициент, характеризующий потери мощности на привод вспомогательного оборудования.

По результатам расчетов по формулам (16) – (20) построены зависимости $D = f(V_a)$ (рис. 3-8), на которых цифрам 1, 2, 3, 4, 5 соответствуют графики движения на I, II, III, IV и V передачах в коробке передач, а шестой график, соответствующий цифре 6, – сопротивление движению дорожного покрытия.

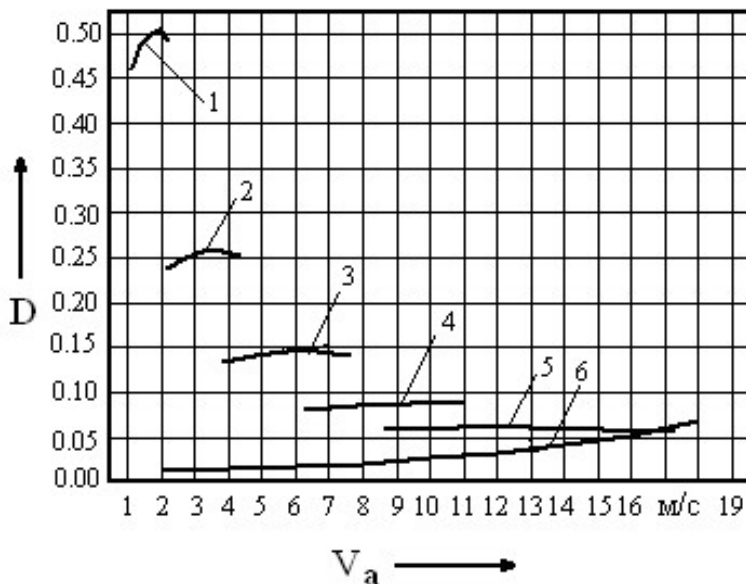


Рисунок 3 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по асфальту

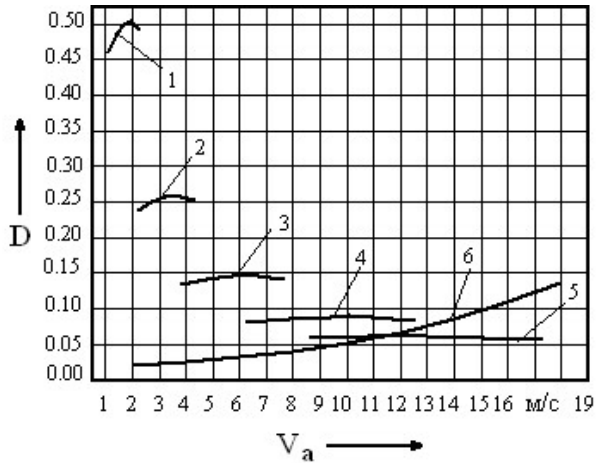


Рисунок 4 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по гравию

Анализ графиков (рис. 3 и 4) показывает, что при повороте автомобиля на асфальте и на гравии ограничено его движение только на пятой передаче в коробке передач и возможно соответственно со скоростью не более 17 м/с (61,2 км/ч) и 12 м/с (43,2 км/ч).

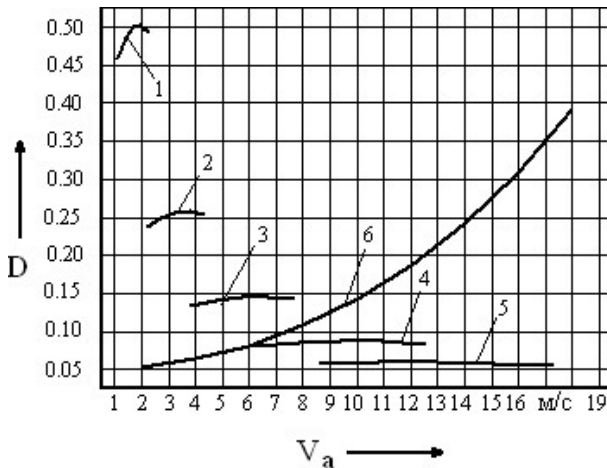


Рисунок 5 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по мокрому грунту

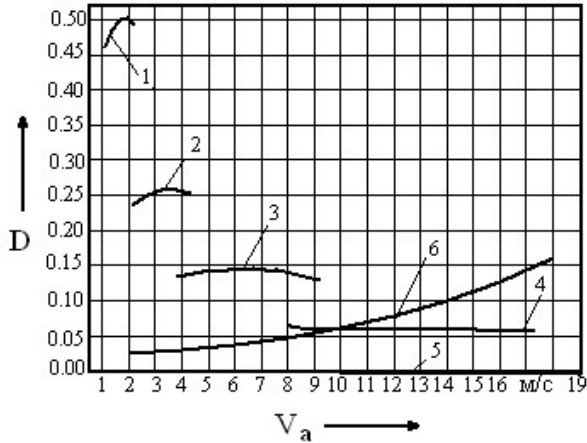


Рисунок 6 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по сухому грунту

Анализ графиков (рис. 5, 6 и 8) показывает, что при повороте автомобиля на мокром и сухом грунтах, а также на уплотненном снегу его движение возможно практически на первой, второй и третьей передачах и ограничено скоростью не более 10 м/с (36 км/ч).

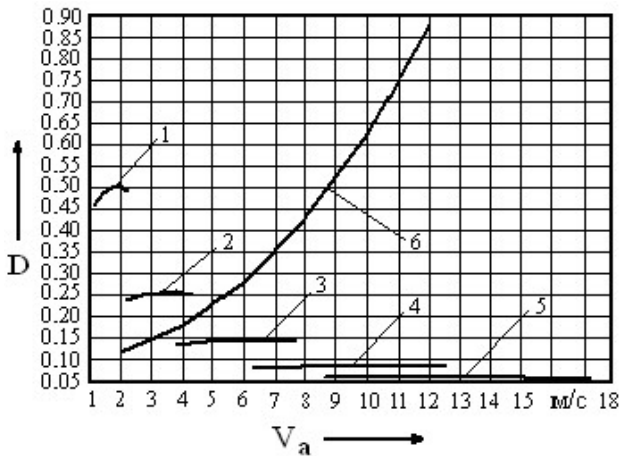


Рисунок 7 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по песку

Анализ графика (рис. 7) показывает, что при повороте автомобиля на песке его движение возможно только на первой и второй передачах со скоростью не более 4,5 м/с.

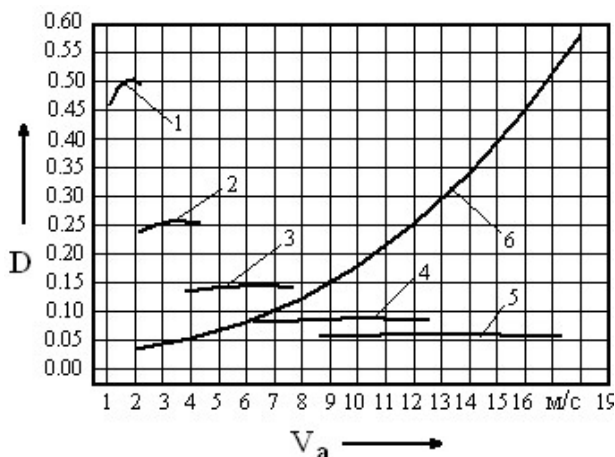


Рисунок 8 – Динамическая характеристика автомобиля при движении по уплотненному снегу

Сравнение режимов движения на графиках (рис. 3-8) позволяет сделать вывод о том, что наиболее тяжелым режимом поворота, как для автомобиля, так и для ГРУ, является поворот автомобиля на песке, при этом скоростной режим автомобиля находится в пределах 4 м/с, в связи с этим, этот режим, как наиболее нагруженный, принимается в качестве расчетного при определении тепловыделения в ГРУ.

Список литературы

[1] Бовшовский С.З., Кунцман В.А., Мурог И.А. Математическое и физическое моделирование теплогидравлического потока рабочей жидкости гидравлического рулевого усилителя // Инновационные научные исследования. – 2022. № 11-4(23). 38-52 с. [Электронный ресурс] – URL: <https://ip-iournal.ru/>. (дата обращения: 06.03.2023).

[2] Бовшовский С.З. Метод определения эффективности режимов работы гидравлических рулевых усилителей военной автомобильной

техники [Текст] / С.З. Бовшовский. – Рязань: РВВДКУ, 2016. 110 с. ISBN 978-5-4331-0110-4.

[3] Балабин И.В. Испытание автомобилей [Текст] / И.В. Балабин, В.А. Куров, С.А. Лаптев. Учеб. пособие. // 2-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1988. 192 с. Библиогр.: с. 189.

[4] Лысов М.И. Рулевые управления автомобилей [Текст] / М.И. Лысов. – М.: Машиностроение, 1972. 344 с.–Библиогр.: с. 343.

[5] Шухман С.Б. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости [Текст] / С. Б. Шухман, В.И. Соловьев, Е.И. Прочко. – М.: Агробизнесцентр, 2007. 336 с. – Библиогр.: с. 331.

[6] Мясоедов Н.С. Ресурс гидросилителя [Текст] / Н.С. Мясоедов // Земля сибирская, дальневосточная. – 1969. № 5. 3-8 с.

[7] Пирковский Ю.В. Влияние конструктивных показателей полноприводных автомобилей на сопротивление движению по деформируемому грунту [Текст] / Ю.В. Пирковский, Н.Ф. Бочаров, С.Б. Шухман. – М.: Издательство МГТУ им. Баумана, 1996. 73 с. – Библиогр.: с. 71-72.

[8] Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей [Текст] / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушенко. – М.: Машиностроение, 2002. 320 с. Библиогр.: с. 314.

[9] Антонов А.С. Армейские автомобили [Текст]. в 2ч. Ч. 2. Ходовая часть и органы управления/ А.С. Антонов, М.М. Запрягаев, Л.К. Крылов, Е.И. Магидович, М. М. Щукин. – М.: Изд-во МО СССР, 1970. 480 с.-Библиогр.: с. 478.

Bibliography (Transliterated)

[1] Bovshovsky S.Z., Kuntsman V.A., Murog I.A. Mathematical and physical modeling of the thermal-hydraulic flow of the working fluid of a hydraulic power steering // Innovative scientific research. – 2022. No. 11-4(23). 38-52 p. [Electronic resource] – URL: <https://ip-journal.ru/>. (date of access: 03/06/2023).

[2] Bovshovsky S.Z. Method for determining the efficiency of operating modes of hydraulic power steering boosters of military vehicles [Text] / S.Z. Bovshovsky. – Ryazan: RVVDKU, 2016. 110 p. ISBN 978-5-4331-0110-4.

[3] Balabin I.V. Car testing [Text] / I.V. Balabin, V.A. Kurov, S.A. Laptev. Proc. allowance. // 2nd ed., revised and additional. – М.: Mashinostroenie, 1988. 192 p. Bibliography: p. 189.

[4] Lysov M.I. Steering controls of cars [Text] / M.I. Lysov. – М.: Mashinostroenie, 1972. 344 p.–Bibliography: p. 343.

[5] Shukhman S.B. The theory of the power drive of the wheels of off-road vehicles [Text] / S. B. Shukhman, V.I. Solovyov, E.I. Prochko. – М.: Agrobusinesscenter, 2007. 336 p. – Bibliography: p. 331.

[6] Myasoedov N.S. Hydraulic booster resource [Text] / N.S. Myasoedov // Siberian, Far Eastern land. – 1969. No. 5. 3-8 p.

[7] Pirkovsky Yu.V. Influence of design indicators of all-wheel drive vehicles on the resistance to movement on deformable soil [Text] / Yu.V. Pirkovsky, N.F. Bocharov, S.B. Shukhman. – М.: Publishing house of MSTU im. Bauman, 1996. 73 p. – Bibliography: p. 71-72.

[8] Metlyuk N.F. Dynamics of pneumatic and hydraulic drives of cars [Text] / N.F. Metlyuk, V.P. Avtushenko. – М.: Mashinostroenie, 2002. 320 p. Bibliography: p. 314.

[9] Antonov A.S. Army vehicles [Text]. at 2 o'clock Part 2. Chassis and controls / A.S. Antonov, M.M. Zapryagaev, L.K. Krylov, E.I. Magidovich, M. M. Schukin. – М.: Publishing House of the USSR Ministry of Defense, 1970. 480 p.-Bibliography: p. 478.

© С.З. Бовшовский, В.А. Кунцман, А.А. Бабинцев, В.А. Швыгар,
А.В. Стародубов, 2023

Поступила в редакцию 02.03.2023

Принята к публикации 16.03.2023

Для цитирования:

Бовшовский С.З., Кунцман В.А., Бабинцев А.А., Швыгар В.А., Стародубов А.В. Методика определения расчетного режима работы гидравлического рулевого усилителя на стадии проектирования // Инновационные научные исследования. 2023. № 3-1(27). С. 82-95. URL: <https://ip-journal.ru/>