

DOI: 10.34220/2311-8873-2026-78-92



УДК 629.113

UDC 629.113

2.9.5 – эксплуатация автомобильного транспорта

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО СЦЕПЛЕНИЯ

ASSESSMENT OF THE PERFORMANCE OF AN AUTOMOBILE CLUTCH

✉¹ Волков Владимир Сергеевич,
д.т.н., профессор, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, г. Воронеж,
e-mail: wl.volkov@yandex.ru

Восковых Пётр Алексеевич,
студент, Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж,
e-mail: tntrun14@gmail.com

✉¹ Volkov Vladimir Sergeevich,
doctor of technical sciences, professor, Voronezh state forestry university named after G.F. Morozov, Voronezh, e-mail: wl.volkov@yandex.ru

Voskovyh Petr Alekseevich,
student, Voronezh state technical university, Voronezh, e-mail: tntrun14@gmail.com

Аннотация. Представлен вариант конструктивного расчёта составных элементов автомобильного сцепления в вариантах существующих компоновочных схем. Рассмотрены предельно допускаемые величины нагрузочных режимов по согласованию с нормативными требованиями. Определены границы начала пробуксовки сцеплений в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Проанализированы достоинства и недостатки различных вариантов конструктивных решений.

Annotation. A variant of the constructive calculation of the components of the automotive clutch in variants of existing layout schemes is presented. The maximum permissible values of load conditions are considered in accordance with regulatory requirements. The limits of the beginning of clutch slip are determined depending on the engine crankshaft speed. The advantages and disadvantages of various design solutions are analyzed.

Ключевые слова: СЦЕПЛЕНИЕ, ДИСК, НАПРЯЖЕНИЯ, ПРУЖИНА, УСИЛИЕ.

Keywords: CLUTCH, DISC, TENSION, SPRING, FORCE.

¹ Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

В проектных расчётах функциональная роль сцепления рассматривается в виде механизма, осуществляющего плавное соединение или разъединение потока крутящего момента, передаваемого от двигателя к трансмиссии. По виду рабочего процесса механизмы сцепления могут быть фрикционными [1] с передачей крутящего момента посредством сил трения, электромагнитными с передачей крутящего момента посредством магнитодвижущих сил [2], либо гидравлическими с передачей крутящего момента посредством потоков масла между ведущим и ведомым колёсами [3]. Фрикционные сцепления могут быть сухими с передачей крутящего момента посредством сухого трения между рабочими дисками, либо мокрыми с передачей крутящего момента между дисками, находящимися в полости, заполненной маслом.

Как указано многими авторами [4-7] в практике автомобилестроения при наличии на автомобиле механической коробки передач наибольшее распространение получили сухие

одно- и двухдисковые механизмы сцепления постоянно замкнутого типа с одной или несколькими нажимными пружинами. Нажимные пружины могут быть расположены по периферии или по центру нажимного диска, иметь витую цилиндрическую или коническую форму, либо выполняться в виде диафрагменного упругого элемента.

Формулировка проблемы исследования

В качестве основных требований, предъявляемых к фрикционным сцеплениям, следует рассматривать надежную передачу крутящего момента при любых условиях эксплуатации; минимальный уровень колебаний крутящего момента при включении; минимальный момент инерции ведомых элементов; необходимый отвод тепла от трущихся поверхностей, удобство и лёгкость управления. Кроме этого, скорость конца буксования сцепления $V_{сц}$ должна соответствовать минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя n_{min} при трогании автомобиля с места согласно зависимости [8]:

$$V_{сц} = \frac{0,377n_{min}r_k}{U_{тр}}, \quad (1)$$

где r_k – радиус колеса; $U_{тр}$ – передаточное число трансмиссии, $U_{тр} = U_k U_{рк} U_0$, где U_k , $U_{рк}$ и U_0 – соответственно передаточные числа коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи в рассматриваемый момент работы сцепления.

Целью настоящей работы является попытка установления влияния массы и расположения пружин нажимного диска сцепления на характеристики механизма по граничным скоростным режимам сохранения работоспособности

2 Материалы и методы

2.1. Постановка задачи

При проектном расчете сцепления предварительно выбирается кинематическая схема механизма, производится выбор и расчёт его основных параметров, к которым относятся коэффициент запаса сцепления, наружный и внутренний диаметры фрикционных накладок; усилие на нажимной диск; удельное давление на накладки; число ведомых дисков. Указанные параметры должны соответствовать требованиям действующих стандартов [9] на основные параметры сухих фрикционных сцеплений и на асбестовые фрикционные накладки [10]. Размер внутреннего диаметра фрикционной накладки должен учитывать возможность размещения гасителя крутильных колебаний.

При выборе основных параметров гасителя крутильных колебаний определяются: момент замыкания гасителя; момент трения фрикционных элементов, число и жёсткость пружин гасителя. При конструировании привода сцепления должны быть соблюдены требования [9] по величинам усилия на педали и ходу педали.

В качестве расчетных оценочных параметров сцепления рассматриваются: удельная работа буксования; работа водителя при выключении сцепления и температура нагрева фрикционных поверхностей при однократном включении сцепления.

В качестве начального этапа расчёта данного механизма выступает выбор коэффициента запаса сцепления $\beta_{сц}$, определяемый по формуле:

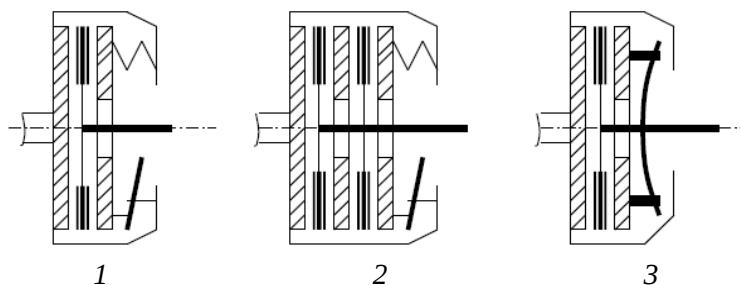
$$\beta_{сц} = \frac{M_c}{M_{e\max}}, \quad (2)$$

где M_c – момент, присутствующий на нажимном диске, соответствующий началу пробуксовки сцепления Н/м; $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н/м.

С учётом того, что при изменении скоростного режима работы двигателя его крутящий момент изменяется в относительно широких пределах, коэффициент запаса сцепления также

может рассматриваться в виде переменной величины, зависящей от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Кроме того, исследованиями [10] установлено, что вследствие действия центробежных сил момент M_c , присутствующий на нажимном диске, также зависит от скоростного режима работы двигателя.

В современных условиях наибольшее предпочтение получили следующие варианты компоновочных схем механизмов сцеплений, показанных на рис. 1.



1 – однодисковое с периферийными пружинами; 2 – двухдисковое;
3 – однодисковое с диафрагменной пружиной

Рисунок 1 – Компоновочные схемы сухих фрикционных сцеплений

Величина коэффициента $\beta_{сц}$ должна учитывать неизбежное изменение в сторону уменьшения коэффициента трения μ накладок в процессе эксплуатации, усадки нажимных пружин, наличия регулировок нажимного диска, в связи с чем авторы [11] рекомендуют использовать следующие значения $\beta_{сц}$, показанные в табл. 1.

Таблица 1 – Рекомендуемые [11] значения коэффициента запаса сцепления

Тип транспортного средства	Величина $\beta_{сц}$
Легковые автомобили	1,2 ... 1,75
Грузовые автомобили	1,5 ... 2,2
Автобусы, самосвалы, автомобили повышенной проходимости	1,8 ... 3,0

2.2 Методика расчетной оценки работоспособности автомобильного сцепления

В качестве исходной величины при проектном расчёте определяется внешний диаметр D ведомого диска и соответствующий ему диаметр фрикционной накладки:

$$D = 2R = 2,5 \sqrt[3]{\frac{M_c}{\rho_0 \mu i}}, \quad (3)$$

где R – наружный радиус ведомого диска, м; i – число поверхностей трения.

Внутренний радиус фрикционной накладки r в зависимости от наружного радиуса R может быть в пределах $r = (0,5 \dots 0,7)R$.

По данным работы [10] в существующих конструкциях сцеплений удельное давление на фрикционные накладки принимается $\rho_0 = 0,15 \dots 0,25$ МПа; коэффициент трения находится в пределах $\mu = 0,22 \dots 0,30$.

Число поверхностей трения для однодисковых сцеплений $i = 2$, для двухдисковых сцеплений $i = 4$. На уровне инженерных расчетов допускается принимать $i = 2$ при мощности двигателя $N_e \leq 130$ кВт и $i = 4$ при $N_e \geq 130$ кВт.

По величине D наружного диаметра фрикционной накладки с учётом нормативных требований [9] подбираются рекомендуемые размеры фрикционной накладки (наружный D и

внутренний d диаметры, а также толщина δ), ориентируясь на величины максимального крутящего момента двигателя M_{max} и частоты вращения его коленчатого вала n_e .

Средний радиус по активной площади трения фрикционных накладок определяется по формуле:

$$R_{\text{cp}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = 0,33 \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} . \quad (4)$$

Усилие нажимного диска на фрикционные накладки, необходимое для передачи заданной величины крутящего момента, определяется как отношение

$$P_{\text{н1}} = \frac{M_c}{R_{\text{cp}} \mu i} . \quad (5)$$

Нажимное усилие P_n создает удельное давление на фрикционную накладку ρ_0 , которое не должно превышать допустимую величину $[\rho_0]$ исходя из условий прочности материала накладки:

$$\rho_0 = \frac{P_n}{F_{\text{тр}}} , \quad (6)$$

где $F_{\text{тр}}$ – активная площадь трения при передаче момента, м^2 .

Геометрическая площадь одной стороны фрикционной накладки:

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} . \quad (7)$$

При клеевом соединении накладки с ведомым диском $F_{\text{тр}} = F \cdot i$, однако, при наличии заклепочных соединений необходимо учитывать уменьшение рабочей площади трения под заклепки на величину коэффициента учёта заклёпочных соединений $k_{\text{зс}}$. В существующих конструкциях обычно $k_{\text{зс}} = 0,95$. Тогда:

$$F_{\text{тр}} = k_{\text{зс}} F i . \quad (8)$$

Проверка несущей способности накладки производится по условию $\rho_0 \leq [\rho_0]$, при этом для существующих материалов накладок $[\rho_0] = 0,15 \dots 0,26$ МПа, причём для автомобилей большой максимальной разрешенной массы более 10 т рекомендуется $[\rho_0] \leq 0,2$ МПа [10].

Нажимные пружины создают усилие, зажимающее периферийную часть ведомого диска между плоскостями нажимного диска и маховика. Число нажимных пружин и их расположение должно обеспечивать передачу заданной величины крутящего момента при равномерном распределении давления на поверхностях фрикционных накладок. В конструкциях современных механизмов сцеплений нашли применение витые цилиндрические, конические и тарельчатые нажимные пружины.

В качестве исходных величин при данном расчете принимается число пружин z нажимного диска и средний диаметр витка пружины D_{cp} . Согласно рекомендациям работы [4] средний диаметр витка пружины должен находиться в пределах $D_{\text{cp}} = 22 \dots 30$ мм. По величине D наружного диаметра фрикционной накладки производится ориентировочный выбор числа нажимных пружин, которое должно быть кратным числу нажимных рычагов для исключения возможности перекоса нажимного диска при выключении сцепления. Рекомендуемая в работе [5] зависимость числа нажимных пружин от наружного диаметра фрикционной накладки представлена в табл. 2.

Таблица 2 – Зависимость числа нажимных пружин Z от диаметра фрикционной накладки D [5]

D , мм	< 200	200 ... 280	280 ... 360	> 360
Z	6 ... 8	8 ... 12	12 ... 18	18 ... 30

Рекомендуемое в работе [4] усилие на одну пружину должно быть в пределах 600 ... 700 Н. Для автомобилей максимальной разрешенной массы более 15 т допускается применение пружин усилием до 1000 Н. Для уменьшения массогабаритных параметров сцепления целесообразно двухрядное расположение пружин, либо расположение одной пружины внутри другой. Расчётная схема цилиндрической пружины показана на рис. 2.

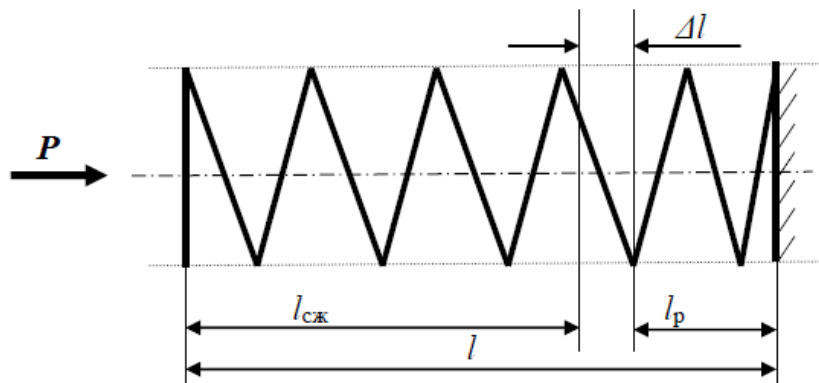


Рисунок 2 – Схема нагружения пружины нажимного диска сцепления

В любом случае усилие одной пружины при включенном сцеплении определяется как отношение:

$$P = \frac{P_n}{Z}. \quad (9)$$

При выключении сцепления в результате сжатия пружин их усилие P возрастает на 10 ... 15 %, которое с учетом неравномерности давления и потерь на трение центрирующих витков пружины достигает уровня

$$P_{max} = (1,1 \dots 1,15)P. \quad (10)$$

Диаметр проволоки пружины d определяется из условия на прочность:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_{max}D_{cp}}{\pi[\tau]}}, \quad (11)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение витков; для сталей 50ХГ, 50ФХА, 55С2, 65Г $[\tau] = 500 \dots 700$ МПа [13].

Жёсткость пружины определяется уравнением:

$$C_{пр} = \frac{P_{max}}{l_p} = \frac{d^4 G}{8D_{cp}^3} = \frac{P_{max} - P}{\Delta l} \leq [C_{пр}]. \quad (12)$$

Допускаемый уровень жёсткости одной пружины $[C_{пр}] = 15 \dots 40$ Н/мм.

В приведенной формуле: P_{max} – усилие пружины при включенном сцеплении, Н; l_p – рабочая деформация пружины, когда сцепление выключено; G – модуль упругости второго

рода (при кручении), для сталей типа 50ХГ, 50ФХА, 55С2, 65Г $G = 80 \dots 85$ ГПа; n_p – рабочее число витков пружины; $l_{сж}$ – длина пружины в сжатом состоянии при выключенном сцеплении; l – длина пружины в свободном состоянии; Δl – дополнительная деформация пружины при выключении сцепления или ход нажимного диска:

$$\Delta l = si, \quad (13)$$

где s – зазор между трущимися поверхностями при выключенном сцеплении, мм; i – число поверхностей трения. Рекомендуемая в работе [9] величина зазора s может находиться в пределах:

- для однодискового сцепления $s = 1 \dots 1,5$ мм;
- для двухдискового сцепления $s = 0,5 \dots 0,75$ мм;
- для многодискового сцепления $s = 0,25 \dots 0,3$ мм.

Рабочее число витков пружины:

$$n_p = \frac{\Delta l d^4 G}{8(P_{max} - P)D_{ср}^3}. \quad (14)$$

Полное число витков пружины с учетом крайних витков, неработающих на кручение, составляет:

$$n = n_p(1,5 \dots 2,0). \quad (15)$$

Согласно работе [14] полное число витков рекомендуется $n < 9$ для уменьшения прогиба пружины от действия центробежной силы при большой частоте вращения коленчатого вала.

С учетом определенной жёсткости нажимной пружины $C_{пр}$ можно определить её рабочую деформацию l_p при выключении сцепления:

$$l_p = \frac{P}{C_{пр}}. \quad (16)$$

Длина пружины в предварительно поджатом состоянии $l_{сж}$ при выключенном сцеплении определяется как сумма витков и зазоров между витками и с учетом дополнительного зазора между рабочими витками:

$$l_{сж} = nd + 0,1n_p. \quad (17)$$

Длина пружины в свободном (разжатом) состоянии:

$$l = l_{сж} + \Delta l + l_p. \quad (18)$$

Определенные расчётом параметры пружины уточняются по стандарту [14].

Основным недостатком рассматриваемого типа автомобильных сцеплений является уязвимость нажимных пружин от радиального изгиба под действием центробежных сил при частоте вращения коленчатого вала более 4000 мин^{-1} . Изгиб пружин приводит к снижению нажимного усилия P_n и соответствующему уменьшению коэффициента запаса сцепления, что в общем итоге может приводить к пробуксовкам сцепления при больших скоростях движения. Указанные обстоятельства привели к созданию конструкции механизма сцепления с диафрагменной нажимной пружиной, устойчивой к восприятию радиальных центробежных сил [15].

При расчете диафрагменной пружины в качестве исходных величин используются: момент, передаваемый сцеплением M_c ; наружный и внутренний диаметры фрикционной

накладки D и d ; суммарное усилие нажимного диска P_n ; допускаемое удельное давление на фрикционную накладку $[\rho_0]$.

По величине наружного диаметра фрикционной накладки (наружного диаметра нажимного диска) D определяется наружный диаметр диафрагменной пружины D_e :

$$D_e = (0,9 \dots 0,95)D. \quad (19)$$

В соответствии с принимаемой компоновочной схемой пружины, показанной на рис. 3, определяются ее основные размеры: наружный диаметр D_e ; активный диаметр D_a ; внутренний диаметр лепестков D_i ; центральный диаметр D_c ; толщина лепестков пружины δ ; высота пояса пружины h ; высота центра пояса пружины l_1 .

Согласно работе [16] при проектировании тарельчатых пружин рекомендуется соблюдать следующие соотношения:

$$\frac{D_e}{D_a} = 1,2 \dots 1,5; \quad \frac{D_e}{D_i} \geq 2,5; \quad \frac{D_e}{\delta} = 75 \dots 100.$$

В качестве исходной величины целесообразно принимать число лепестков пружины $z = 8 \dots 20$ при соотношении диаметров $D_c = 0,5(D_e + D_a)$.

Отношение h/δ определяет нелинейность зависимости деформации пружины от осевой силы. При $h/\delta \geq 1,6$ имеется большая область с линейной характеристикой, однако при $h/\delta > 2,8$ возможно обратное "выворачивание" пружины. Расчётная схема диафрагменной пружины показана на рис. 3.

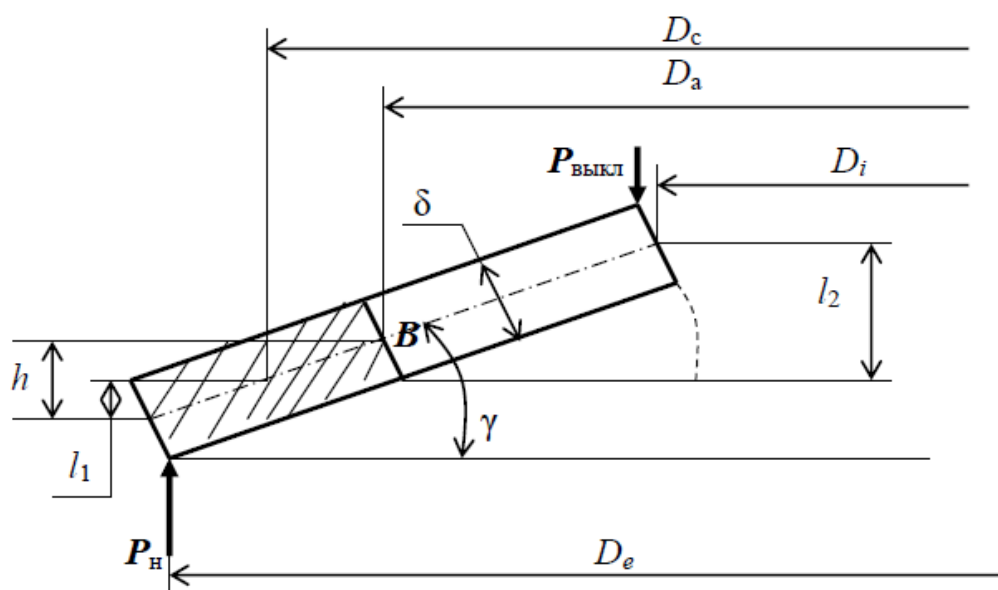


Рисунок 3 – Схема к расчету диафрагменной пружины

Действие на пружину нажимной силы P_n вызывает продольное смещение геометрического центра сплошного кольца l_1 . Перемещение l_2 конца лепестков пружины при выключении сцепления состоит из перемещения l_2' , вызванного изменением угла наклона сплошного кольца пружины, и деформации изгиба l_2'' лепестков разрезной части, $l_2 = l_2' + l_2''$, или

$$l_2' = l_1 \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c}. \quad (20)$$

Если пренебречь величиной деформации лепестков l_2'' , то можно принять $l_2 \approx l_2'$. Величина l_2 рабочего хода подшипника выключения сцепления обычно составляет $l_2 = 8 \dots 9$ мм.

Сила, действующая на нажимной диск от усилия диафрагменной пружины P_n при выключении сцепления определяется по формуле:

$$P_{n2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi E}{1 - \mu_n^2} \cdot \frac{\delta l_1}{D_e^2} \cdot \frac{l_2 K_1^{-1}}{(1 - K_2)^2} \cdot \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1 - K_1}{1 - K_2} \right) \cdot \left(h - 0,5 l_1 \frac{1 - K_1}{1 - K_2} \right) \right], \quad (21)$$

где E – модуль упругости материала пружины первого рода, составляющий для сталей типа 65Г, 55С2 $E = 210$ ГПа [17]; μ_n – коэффициент Пуассона (поперечной деформации) для указанных марок сталей $\mu_n = 0,26$; K_1 и K_2 – коэффициенты диаметральных соотношений пружины, определяемые по выражениям:

$$K_1 = \frac{D_a}{D_e}; K_2 = \frac{D_c}{D_e}. \quad (22)$$

Определенное усилие P_{n2} от диафрагменной пружины на нажимной диск должно обеспечивать передачу крутящего момента с заданными значениями среднего радиуса $R_{ср}$ и коэффициента трения μ , как и нажимное усилие P_{n1} , определённое для сцепления с периферийными пружинами. В случае, если нажимное усилие P_{n2} оказывается меньше усилия P_{n1} , необходимо принять другие параметры пружины, прежде всего, путем изменения величин D_a , D_i , D_c , δ , h . Наружный диаметр D_e изменению не подлежит, поскольку его величина является согласованной с внешним диаметром фрикционной накладки.

Отношение разностей размеров $(D_e - D_c)$ и $(D_c - D_i)$ определяет передаточное число пружины:

$$U_{пр} = \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c}. \quad (23)$$

Сила P_b , прикладываемая к пружине при выключении сцепления, или сила, действующая от подшипника выключения сцепления, определяется из выражения:

$$P_b = \frac{P_n}{U_{пр}}. \quad (24)$$

По величине усилия P_b производится расчет привода сцепления с определением усилия на педали.

Оценка работоспособности пружины производится по напряжениям растяжения в наиболее нагруженном месте у середины основания лепестка (точка В, рис. 3) в режиме выключенного сцепления при заданной деформации $l_1 = h$:

$$\sigma_p = \frac{2P_b D_a}{\delta^2 (D_a + D_i)} + \frac{0,5E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{0,5(D' - D_a)\alpha^2 + \delta\alpha}{D_a}, \quad (24)$$

где

$$D' = \frac{(D_e - D_a)}{l_2 \left(\frac{D_e}{D_a} \right)}, \quad (25)$$

$$\alpha = \frac{2h}{D_e - D_a}. \quad (26)$$

Напряжения σ_p не должны превышать допускаемые напряжения $[\sigma_T]$ предела текучести материала при растяжении. Для стали 60С2А $[\sigma_T] = 1400$ МПа; для стали 65СГ2 $[\sigma_T] = 1500$ МПа [18].

3 Результаты исследований

Центробежная сила, действующая на одну периферийно расположенную пружину сцепления, показанную на рис. 2, определяется по формуле:

$$P_{ц} = \frac{m_{пр} V^2}{r_{нп}} = m_{пр} 4\pi^2 r_{нп} n_e^2, \quad (27)$$

где $m_{пр}$ – масса одной пружины, кг; $r_{нп}$ – радиус расположения нажимных пружин, м; V – линейная скорость вращения пружин, определяемая по формуле:

$$V = 2\pi r_{нп} n_e, \quad (28)$$

где n_e – частота вращения коленчатого вала двигателя в мин^{-1} .

Действие центробежной силы $P_{рад}$ создаёт на пружине изгибающий момент:

$$M_{из} = P_{ц} \frac{l_{сж}}{2}, \quad (29)$$

где $l_{сж}$ – длина пружины в состоянии предварительного поджатия или расстояние между плоскостями кожуха и нажимного диска, мм.

Восстанавливающий момент на пружине определяется по формуле:

$$M_{в} = P \frac{d_{пр}}{2}, \quad (30)$$

где P – нажимная сила, приходящаяся на одну пружину, $P = \frac{P_{н1}}{Z_{пр}}$; $P_{н1}$ – суммарная нажимная сила, прикладываемая к нажимному диску сцепления; $Z_{пр}$ – число нажимных пружин в блоке; $d_{пр}$ – диаметр одной нажимной пружины по центру расположения её витков.

Начало изгиба блока пружин под действием центробежной силы $P_{ц}$ определяется равенством изгибающего и восстанавливающего моментов, уравнение которых после преобразования может быть представлено в виде:

$$m_{пр} 4\pi^2 r_{нп} n_e^2 l_{сж} Z_{пр} = P_{н1} d_{пр}. \quad (31)$$

Решение данного уравнения относительно частоты вращения коленчатого вала позволит определить частотный режим, соответствующий началу потери работоспособности сцепления:

$$n_{е кр} = \sqrt{\frac{P_{н1} d_{пр}}{39,44 m_{пр} r_{нп} l_{сж} Z_{пр}}}. \quad (32)$$

Как видно из уравнения, возрастанию частоты вращения коленчатого вала, при которой сохраняется работоспособность сцепления, может способствовать уменьшение массы нажимных пружин, радиуса их расположения и длины их предварительного поджатия, а также увеличение силы сжатия пружин и диаметра расположения их витков.

Таким же образом можно получить выражение, определяющее зависимость суммарной силы на нажимной диск от частоты вращения коленчатого вала:

$$P_{н1} = \frac{39,44m_{пр}r_{нп}l_{ск}Z_{пр}}{d_{пр}}. \quad (33)$$

Для варианта механизма сцепления с диафрагменной пружиной, показанного на рис. 3, центробежная сила, стремящаяся разогнуть пружину, определяется по формуле:

$$P_{ц2} = \frac{2m_{дп}V^2}{D_c} = 2m_{дп}4\pi^2D_cn_e^2 = 78,8m_{дп}D_cn_e^2, \quad (34)$$

где $m_{дп}$ – масса диафрагменной пружины, кг; D_c – диаметр расположения центра масс сплошной части диафрагменной пружины (как показано на рис. 3); n_e – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Действие центробежной силы $P_{ц2}$, прикладываемой к точке центра масс сплошной части пружины, создаёт на диафрагменной пружине изгибающий момент, направленный на ослабление её прижатия к нажимному диску:

$$M_{и дп} = 2P_{ц2}l_1, \quad (35)$$

где l_1 – смещение геометрического центра сплошного кольца пружины, м, показанное на рис. 3.

В результате действия такого момента суммарная нажимная сила $P_{н2}$, осуществляемая диафрагменной пружиной на нажимной диск, уменьшается на величину $\Delta P_{н2}$, функционально зависящую от частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$\Delta P_{н2} = P_{ц2} \frac{D_e - D_c}{2}. \quad (36)$$

Это, в отличие от механизма с периферийно расположенными пружинами, является фактором, способствующим снижению коэффициента запаса сцепления данного механизма.

Зависимость усилия $\Delta P_{н2}$ от частоты вращения коленчатого вала можно выразить формулой:

$$\Delta P_{н2} = 39,4m_{дп}D_cn_e^2(D_e - D_c). \quad (37)$$

В итоговом выражении для сцепления с диафрагменной пружиной усилие на нажимной диск можно рассматривать как разность

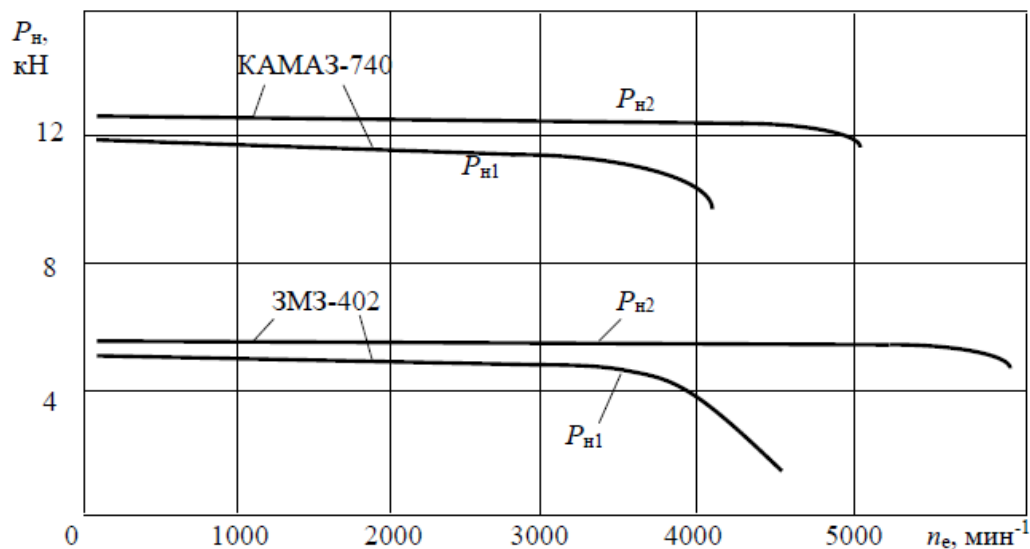
$$P_{н2} = P - \Delta P_{н2}, \quad (38)$$

где P – статическое усилие на диафрагменную пружину в предварительно поджатом состоянии, Н.

Из приведенных аналитических зависимостей можно заключить, что как для механизма сцепления с периферийными пружинами, так и для механизма с диафрагменной пружиной, величина нажимного усилия P_n зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Как видно из рис. 4, для обоих видов сцепления характерно снижение нажимного усилия при увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя, причём для сцепления с периферийными пружинами снижение усилия $P_{н1}$ происходит более заметно при намного меньших величинах n_e . Такое явление можно объяснить как действием центробежных сил на пружины, так и геометрическими характеристиками их расположения на нажимном диске. Как

можно заметить, у сцепления КАМАЗ-740 сила P_n , действующая на нажимной диск в диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя от 500 до 2800 мин⁻¹, практически не меняется, что может быть объяснено использованием более жёстких нажимных пружин и их достаточно большим количеством.



P_{n1} – для механизма с периферийными пружинами;
 P_{n2} – для механизма с диафрагменной пружиной

Рисунок 4 – Зависимость усилия на нажимной диск сцепления P_n от частоты вращения коленчатого вала двигателя n_e

Показателем определения работоспособности сцепления любого типа служит коэффициент запаса сцепления, определяемый по формуле:

$$\beta_{\text{сц}} = \frac{M_c}{M_e}, \quad (39)$$

где M_c – момент, присутствующий на нажимном диске сцепления, Н/м; M_e – текущее значение крутящего момента двигателя, Н/м.

Из приведённого уравнения ясно, что начало пробуксовки сцепления, а следовательно, и потеря его работоспособности, наступает при снижении момента M_c до уровня $M_{e \text{ max}}$. При этом для механизма сцепления любого типа момент начала пробуксовки сцепления определяется с помощью выражения:

$$M_c = P_n D_c \mu i = \beta_{\text{сц}} M_{e \text{ max}}, \quad (40)$$

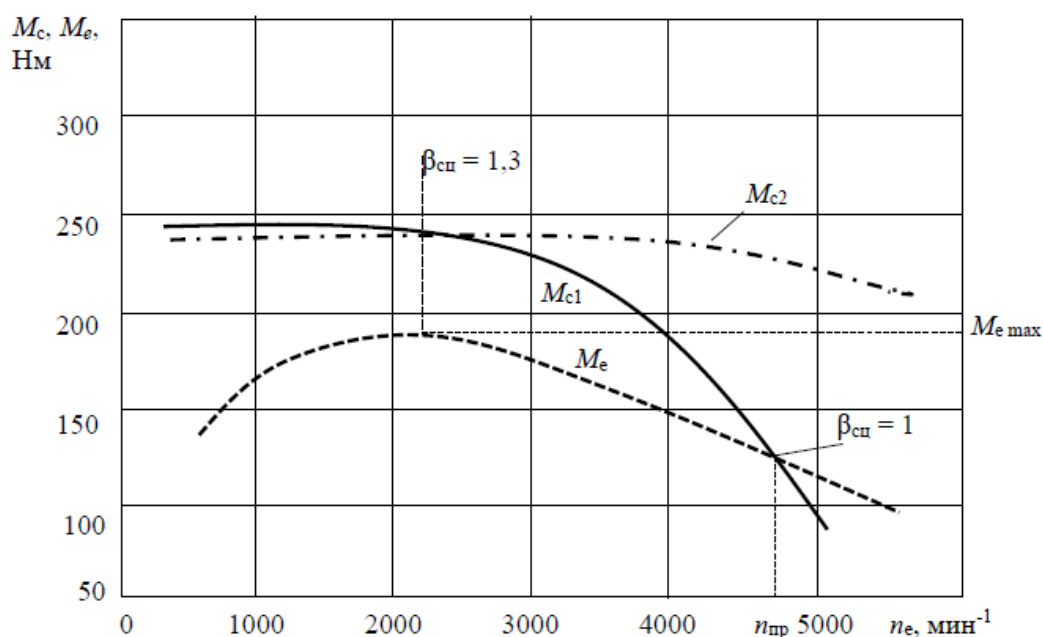
где P_n – сила, действующая на нажимной диск, Н; D_c – средний диаметр расположения нажимных пружин или, для сцепления с диафрагменной пружиной, средний диаметр рабочей части пружины, мм; μ – коэффициент трения между накладками ведомого диска и металлическими поверхностями маховика и нажимного диска; i – число поверхностей трения.

Из приведенных формул видно, что коэффициент запаса сцепления $\beta_{\text{сц}}$ является функцией двух параметров – крутящего момента двигателя и частоты вращения его коленчатого вала. Приведенные на рис. 5 и 6 зависимости позволяют определить влияние скоростного ре-

жима двигателя как на уровень его крутящего момента, так и на изменение момента M_c , присутствующего на нажимном диске сцепления, а также установить их соотношение, при котором начинается пробуксовка сцепления, а следовательно, и нарушение его работоспособности.

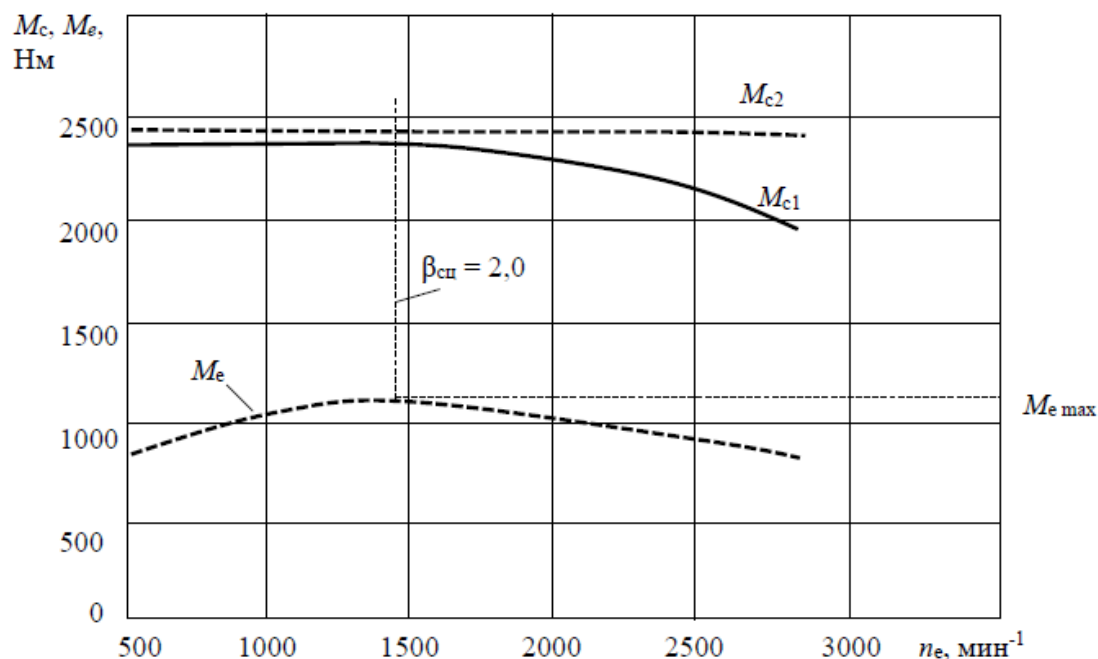
Как видно из рис. 5, для бензинового двигателя ЗМЗ-402, содержащего механизм сцепления с периферийными пружинами, при увеличении частоты вращения коленчатого вала характерно значительное снижение момента M_{c1} , присутствующего на нажимном диске, происходящее, как отмечено в работе [19], вследствие действия на пружины центробежной силы, определяемой массой пружин и радиусом их размещения на нажимном диске. При достижении частоты вращения коленчатого вала $n_{пр} = 4800 \text{ мин}^{-1}$ становятся равными моменты M_c и M_e , в результате чего начинается пробуксовка сцепления с утратой работоспособности всего механизма. Для устанавливаемого на том же двигателе механизма сцепления с диафрагменной пружиной при повышении частоты вращения коленчатого вала n_e снижение момента на нажимном диске M_{c2} вследствие действия центробежных сил происходит незначительно, что не оказывает заметного влияния на состояние его работоспособности.

Как видно из рис. 6, для дизельного двигателя КАМАЗ-740, комплектуемого двумя вариантами рассматриваемых видов сцеплений, характерно сохранение достаточно высокого уровня коэффициента запаса сцепления $\beta_{сц}$ во всём диапазоне рабочих частот вращения коленчатого вала от 500 до 2700 мин^{-1} . При этом в варианте сцепления с периферийными пружинами повышение частоты вращения коленчатого вала вызывает весьма незначительное снижение момента M_{c1} на нажимном диске, а в варианте сцепления с диафрагменной пружиной никакого практически значимого снижения момента M_{c2} не происходит. Коэффициент запаса сцепления, находящийся в зоне максимального крутящего момента на уровне $\beta_{сц} = 2,0$, при повышении частоты вращения коленчатого вала в варианте механизма с периферийными пружинами практически не меняется, а в варианте с диафрагменной пружиной незначительно возрастает, что не оказывает отрицательного действия на его работоспособность. Данные обстоятельства, рассмотренные в работах [20] и [21], указывают на необходимость установления функциональных зависимостей с целью создания алгоритмов, позволяющих осуществить управление силовыми параметрами сцепления.



M_{c1} — для сцепления с периферийными пружинами; M_{c2} — для сцепления с диафрагменной пружиной

Рисунок 5 – Корреляция зависимостей моментов M_{c1} и M_{c2} на нажимном диске и момента M_e на маховике двигателя ЗМЗ-402 при изменении частоты n_e вращения коленчатого вала



M_{c1} – для сцепления с периферийными пружинами; M_{c2} – для сцепления с диафрагменной пружиной

Рисунок 6 – Корреляция зависимостей моментов M_{c1} и M_{c2} на нажимном диске и момента M_e на маховике двигателя КАМАЗ-740 при изменении частоты n_e вращения коленчатого вала

4 Обсуждение и заключение

Результаты работы по оценке работоспособности автомобильных сцеплений рассматриваемых конструктивных вариантов рассматривались и обсуждались на научно-практических конференциях, проводимых в Воронежском государственном лесотехническом университете в 2023-2025 годах, а также в Орловском государственном университете в 2022-2024 годах. При этом было отмечено, что конструктивное замещение сцеплений с периферийными пружинами механизмами с диафрагменными пружинами оказывается целесообразным, прежде всего, на высокооборотных двигателях. Авторам было рекомендовано уделить больше внимания поиску границ работоспособного состояния автомобильных сцеплений не только по характеристикам пружин, но и по износным состояниям фрикционных поверхностей нагружаемых деталей, а также по критериям предельных циклов деформаций упругих элементов. Авторами работы было выражено согласие с данными замечаниями, но было пояснено, что вопрос потери работоспособности сцепления вследствие радиальной деформации пружин проявляется спонтанным образом при высокоскоростном движении автомобиля и относится к безопасности движения, в то время как потеря работоспособности сцепления по критериям износа фрикционных поверхностей носит предупредительный характер и может быть устранена в рамках плановых ремонтов.

Заключение

1 Уточнены параметры прочностного расчёта механизмов сцеплений в вариантах с расположением нескольких периферийных нажимных пружин и с наличием одной диафрагменной пружины, что позволяет на стадии проектирования оптимизировать геометрические и массогабаритные параметры деталей.

2 Определены корреляции зависимостей, передаваемых деталями сцепления моментов от частоты вращения коленчатого вала двигателя, позволяющие установить изменение коэффициента запаса сцепления и предельный скоростной режим, при котором происходит потеря работоспособности механизма.

3 Установлены нагрузочные режимы сцепления с диафрагменной пружиной, при которых не происходит нарушение его работоспособности.

4 В продолжении дальнейшей работы целесообразно сосредоточить внимание на вопросах повышения надёжности данного механизма и продления его ресурса, а также, как указано в работе [22], рассмотреть вопросы управления силовыми параметрами данного механизма.

Список литературы

- 1 Минкас, В. Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы / В. Минкас, Р. Попиаль, А. Шпренгер. – М.: За рулём, 2012. – 352 с.
- 2 Фаробин, Я.Е. Фрикционные передачи автомобилей и тракторов / Я.Е. Фаробин. – М.: Машгиз, 1962. – 164 с.
- 3 Барский И.Б. Сцепления транспортных и тяговых машин / И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
- 4 Бухарин, Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов. / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
- 5 Высоцкий, М.С. Автомобили МАЗ. / М.С. Высоцкий, Л.Х. Гилелес, С.Г. Херсонский и др. – М.: Транспорт, 1968. – 328 с.
- 6 Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А.И. Гришкевич. - Минск: Вышэйша школа, 1986. – 208 с.
- 7 Малаховский, Я.Э. Сцепления (серия Проектирование автомобиля) / Я.Э. Малаховский, А.А. Лапин – М.: МАШГИЗ, 1960. – 190 с.
- 8 Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск, дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
- 9 ГОСТ 21398-89 Автомобили грузовые. Общие технические требования. - М.: ГОССТАНДАРТ, 1989. – 15 с.
- 10 ГОСТ 1786-95 Накладки фрикционные. Общие технические требования. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1995. – 11 с.
- 11 Лукин, П. П. Конструирование и расчет автомобиля. Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы" / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984 – 376 с.
- 12 Волков, В.С. Оценка работоспособности агрегатов и систем транспортных средств: монография / В.С. Волков; М-во науки и высшего образования РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛУ». – Воронеж, 2022. - 172 с.
- 13 ГОСТ 14959-2016 Металлопродукция из рессорно-пружинной нелегированной и легированной стали. Технические условия. М.: Стандартиформ, 2017. – 32 с.
- 14 ГОСТ 16118-70 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Технические условия. – М.: Стандартиформ, 2005. – 13 с.
- 15 ГОСТ 3057-90 Пружины тарельчатые. Общие технические условия. М.: ИПК издательство стандартов, 2003. – 38 с.
- 16 Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов; под ред. А.А. Полуняна. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 – 496 с.
- 17 Осепчугов, В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. Учеб. для вузов / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. — М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
- 18 Цитович И.С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. – Минск: Наука и техника, 1979. – 256 с.
- 19 Острцов, А.В. Автомобильные сцепления: Учебное пособие по дисциплинам «Конструкция автомобиля и трактора» и «Конструирование и расчет автомобиля» для студентов вузов / А.В. Острцов, П.А. Красавин, В.В. Воронин. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 98 с.
- 20 Mikell, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010 - p. 1024 34 Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. - New-York - London, 1974.
- 21 Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.
- 22 Wittel, H. Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch / H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch. - Vieweg+Teubner Verlag, 2011.

References

- 1 Minkas V. Automotive clutches, transmissions, drives / V. Minkas, R. Popial, A. Sprenger. – M.: Zarelem, 2012. – 352 p.
- 2 Farobin Ya.E. Friction gears of cars and tractors / Ya.E. Farobin. – M.: Mashgiz, 1962. – 164 p.
- 3 Barsky I.B. Coupling of transport and traction machines / I.B. Barsky, S.G. Borisov, V.A. Galyagin. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 344 p.
- 4 Bukharin, N. A. Automobiles. Design, load conditions, work processes, and the strength of vehicle components. Textbook for universities. / N.A. Bukharin, V.S. Prozorov, M.M. Shchukin. – L.: Mashinostroenie, 1973. – 504 p.
- 5 Vysotsky M.S. Cars of MAZ. / M.S. Vysotsky, L.H. Gileles, S.G. Khersonsky et al. – M.: Transport, 1968. – 328 p.
- 6 Grishkevich, A. I. Automobiles. Theory. Textbook for universities / A.I. Grishkevich. - Minsk: Higher School, 1986. – 208 p.
- 7 Malakhovsky, Ya.E. Clutches (car Design series) / Ya.E. Malakhovsky, A.A. Lapin, Moscow: MASHGIZ, 1960. 190 p.
- 8 Tarasik, V. P. Mathematical modeling of technical systems: a textbook for universities / V. P. Tarasik. – Minsk, Design PRO, 2004. – 640 p.
- 9 GOST 21398-89 Trucks. General technical requirements. - M.: GOSSTANDART, 1989. – 15 p.
- 10 GOST 1786-95 Friction pads. General technical requirements. Minsk: Interstate Council for Standardization, Metrology and Certification, 1995. 11 p.
- 11 Lukin, P. P. Designing and calculating a car. Textbook for students of higher education institutions studying in the specialty "Automobiles and tractors" / P.P. Lukin, G.A. Gasparyants, V.F. Rodionov. Moscow: Mashinostroenie, 1984 – 376 p.
- 12 Volkov V.S. Assessment of the operability of aggregates and systems of vehicles: a monograph / V.S. Volkov; Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation, VGLTU. – Voronezh, 2022. - 172 p.
- 13 GOST 14959-2016 Metal products made of spring-loaded non-alloy and alloy steel. Technical specifications. Moscow: Standartinform, 2017. – 32 p.
- 14 GOST 16118-70 Cylindrical helical compression and tension springs made of circular steel. Technical specifications. – M.: Standartinform, 2005. – 13 p.
- 15 GOST 3057-90 Disc springs. General technical conditions. Moscow: IPK Publishing House of Standards, 2003. 38 p.
- 16 Afanasyev, B.A. Designing four-wheel drive wheeled vehicles: A textbook for universities / B.A. Afanasyev, B.N. Belousov, G.I. Gladov; edited by A.A. Polungyan. Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2008 – 496 p.
- 17 Osepchugov V. V. Automobile: Structural analysis, calculation elements. Textbook for universities / V.V. Osepchugov, A.K. Frumkin. — M.: Mashinostroenie, 1989. – 304 p.
- 18 Cytoich I.S. Transmissions of cars / I.S. Cytoich, I.V. Kanonik, V.A. Vavulo. Minsk: Nauka i Tekhnologiya Publ., 1979. 256 p.
- 19 Ostretsov A.V. Automotive clutches: A textbook on the disciplines "Car and tractor design" and "Car design and calculation" for university students / A.V. Ostretsov, P.A. Krasavin, V.V. Voronin. – M.: MSTU "MAMI", 2011. – 98 p.
- 20 Mikell, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010 - p. 1024 34 Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. - New-York - London, 1974.
- 21 Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.
- 22 Wittel, H. Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch / H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch. - Vieweg+Teubner Verlag, 2011.

© Волков В. С., Восковых П. А., 2026