

Научная статья
УДК 629.3-578.222.2

Экспериментальное определение жёсткости тарельчатой пружины для расчёта коэффициента запаса диафрагменного сцепления

Михаил Павлович Малиновский¹, Никита Сергеевич Сидоров²,
Денис Андреевич Дергачёв³, Александр Николаевич Альбицкий⁴

^{1,2,3,4}Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

¹ntbmadi@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7812-5653>

²sidorov00_00@mail.ru

³dergdenand@gmail.com

⁴albitckiy@gmail.com

Аннотация. Процесс разгона при тягово-динамическом расчёте подразделяется на несколько этапов, наиболее сложным из которых для математического описания является трогание с места. Статья посвящена исследованию диафрагменного сцепления, применяемого на легковых и грузовых автомобилях. При построении графика разгона для автомобиля с традиционной механической трансмиссией принимаются пять допущений, и одно из них касается коэффициента запаса фрикционного сцепления, при использовании которого возникают несколько заблуждений: характеристикой сцепления является момент трения; табличные значения приведены без указания источника; не различают динамический и статический коэффициент запаса; при смещении по внешней скоростной характеристике коэффициент запаса изменяется. Авторы отмечают, что основная проблема заключается в информационном дефиците реальных значений момента трения. Проведён эксперимент по определению жёсткости тарельчатой пружины для диафрагменных сцеплений с пробегом. Сформулированы выводы о влиянии различных факторов на коэффициент запаса сцепления.

Ключевые слова: тягово-динамический расчёт; коэффициент запаса сцепления; тарельчатая пружина; диафрагменное сцепление; Лада Приора; информационный дефицит.

Для цитирования: Малиновский М.П., Сидоров Н.С., Дергачёв Д.А., Альбицкий А.Н. Экспериментальное определение жёсткости тарельчатой пружины для расчёта коэффициента запаса диафрагменного сцепления // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. №4 (38).

Original article

Experimental determination of a disc spring stiffness to calculate the reserve coefficient of a diaphragm clutch

Mikhail P. Malinovsky¹, Nikita S. Sidorov², Denis A. Dergachev³, Aleksandr N. Albitckiy⁴

^{1,2,3,4}Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

¹ntbmadi@gmail.com

²sidorov00_00@mail.ru

³dergdenand@gmail.com

⁴albitckiy@gmail.com

Abstract. The acceleration process during traction-dynamic calculation is divided into several stages, the most difficult of which for mathematical description is starting. The article is devoted to the study of diaphragm clutches used on cars and trucks. When constructing an acceleration graph for a car with a traditional manual transmission, five assumptions are made, and one of them concerns the coefficient of safety of the friction clutch, when used, several misconceptions arise: the clutch characteristic is the friction torque; table values are given without indicating the source; do not distinguish between dynamic and static safety factors; When shifting along the external speed characteristic, the safety factor changes. The authors note that the main problem is the lack of information about the real values of the friction torque. An experiment was conducted to determine the stiffness of a disc spring for diaphragm clutches with mileage. Conclusions are formulated about the influence of various factors on the clutch safety factor.

Keywords: traction-dynamic calculation; clutch reserve coefficient; disc spring; diaphragm clutch; Lada Priora; information deficit.

For citation: Malinovsky M.P., Sidorov N.S., Dergachev D.A., Albitckiy A.N. Experimental determination of a disc spring stiffness to calculate the reserve coefficient of a diaphragm clutch. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2023. №4 (38).

Введение и постановка задачи

Определение тягово-скоростных свойств является неотъемлемой стадией проектирования любого автотранспортного средства (АТС), в том числе специального назначения. Различают проектировочный и поверочный

тяговые расчёты. В ходе проектировочного тягового расчёта производят «выбор двигателя машины, т.е. определение его типа и мощностных показателей, выбор схемы трансмиссии, подбор параметров трансмиссии (состава агрегатов и передаточных чисел) и ходовой части (параметров движителя)», в ходе поверочного – «при известных параметрах двигателя, трансмиссии и ходовой части оценивают тягово-динамические качества существующей машины, строят тягово-динамическую характеристику и график разгона машины в заданных дорожных условиях» [1]. Процесс разгона АТС подразделяют на несколько этапов. Наиболее сложным из них с точки зрения математического моделирования является этап трогания с места, который характеризуется наличием переходных процессов как в двигателе внутреннего сгорания (ДВС), так и в трансмиссии. Методика описания данного этапа существенно зависит от типа трансмиссии. Например, при расчёте гидрообъёмной трансмиссии (ГОТ), получившей применение на тракторах, комбайнах, гусеничных быстроходных машинах и многозвенных транспортно-технологических машинах, необходимо учитывать дифференциальный эффект, когда «при пробуксовке одного из колёс (снижается коэффициент сцепления) падает давление во всей системе, а проходимость ухудшается» [2].

Тягово-динамический расчёт АТС с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) имеет целый ряд особенностей, в частности, падением скорости при переключении, как правило, пренебрегают «ввиду относительно малого значения времени переключения» [3]. Особый интерес представляет «режим работы гидротрансформатора при включении пакетов блокирующих фрикционов» [4], позволяющий добиться «некоторого увеличения интенсивности разгона» [5]. При этом, в отличие от сухого сцепления, дополнительные сложности вызваны наличием рабочего тела, то есть масла, для которого свойственна зависимость «динамической вязкости от температуры» [6], хотя изменение момента блокирующего фрикциона

«происходит аналогично увеличению момента сцепления во время трогания с места автомобиля с механической коробкой передач» [7]. В настоящее время ГМТ широко применяется «для легковых автомобилей, автобусов, грузовых автомобилей, самоходных строительно-дорожных машин» [8], а в России устанавливается «в основном на большие городские автобусы» [9], для которых, впрочем, важнее «показатели топливной экономичности, а не тягово-скоростных свойств, так как при небольших скоростях все разгонные свойства не могут быть полностью реализованы» [10]. Объектом настоящего исследования являлось сухое однодисковое диафрагменное сцепление, которое в паре с механической коробкой передач является одним из наиболее распространённых типов трансмиссии на легковых и грузовых АТС ввиду преимуществ перед конструкциями с цилиндрическими периферийными пружинами [11].

Допущения при тягово-динамическом расчёте

При построении графика разгона для механической трансмиссии принимаются следующие допущения [12]:

- 1) ДВС в момент включения сцепления работает по внешней характеристике, т.е. с полной подачей топлива в цилиндры, и развивает крутящий момент $M_{\partial} = M_{\partial.max}$;
- 2) полное включение сцепления происходит мгновенно;
- 3) момент трения полностью включенного сцепления в процессе буксования его фрикционных пар – величина постоянная и равная $M_{тр} = \beta \cdot M_{\partial.max}$, где β – коэффициент запаса сцепления;
- 4) внешние условия в процессе разгона машины неизменны, т.е. коэффициент сопротивления движению $\psi = const$;
- 5) буксованием движителя пренебрегаем и считаем, что подводимый к нему крутящий момент уравнивается сцеплением движителя с дорогой.

Меньше всего вопросов вызывает допущение №4: найти участок дороги с постоянными продольным уклоном и коэффициентом

сопротивления качения сложно, но теоретически возможно, например, на испытательном полигоне.

Допущение № 2 вызвано информационным дефицитом о реальных законах изменения физических процессов при замыкании сцепления (рис. 1, а), вынуждающим применять линеаризованные законы изменения угловых скоростей ведомых и ведущих деталей сцепления (рис. 1, б) [12]. В большинстве случаев «сцепление заканчивает свое буксование до полного включения» и «только при тяжелых условиях нагружения при разгоне машины с места момент трения фрикционного сцепления может достигать максимального значения, и оно буксует при этом моменте до выравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых деталей» [13].

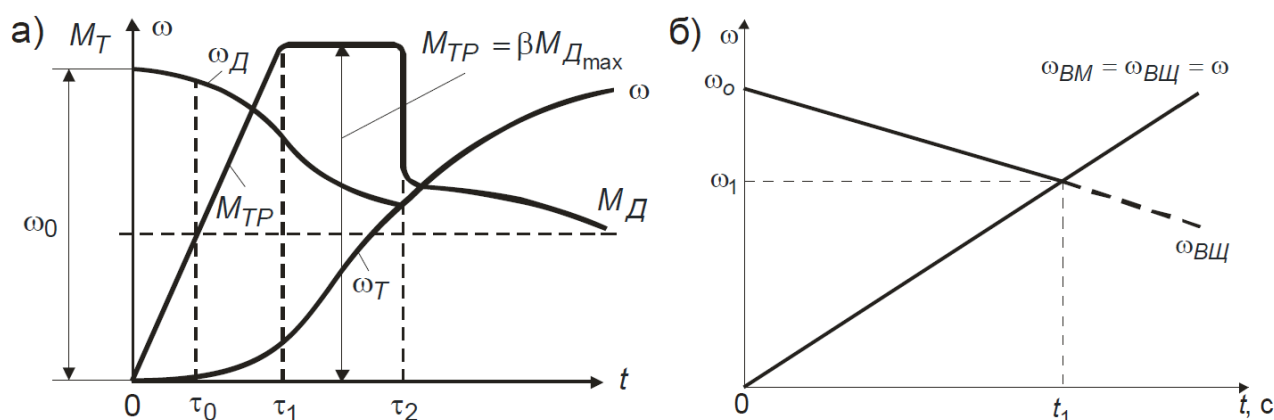


Рис. 1. Процесс замыкания фрикционного сцепления [12]:

а – реальные законы изменения физических параметров; б – линеаризованная расчётная схема изменения угловых скоростей ведомых и ведущих деталей сцепления

Допущение № 1 не выдерживает никакой критики, так как «не учитывает управляющее воздействие на двигатель и трансмиссию, и его связь с реальными условиями эксплуатации автомобиля» [14]. При трогании с полной подачей топлива «избыток мощности на ведущем колесе приводит к интенсивной пробуксовке движителя и даже к остановке транспортного средства» [15]. Чтобы оправдать данное несоответствие, вводится допущение № 5.

Но больше всего заблуждений возникает относительно допущения № 3. Во-первых, нарушается причинно-следственная связь при рассмотрении формулы $M_{mp} = \beta \cdot M_{d.max}$. В учебных пособиях [12; 16] приведены табличные значения β , и при проведении проектировочных расчётов считается, что, например, для всех модификаций КамАЗ $\beta = 2$. Однако для сцепления исходной характеристикой является вовсе не коэффициент запаса β , а момент трения, который определяется по формуле [17]:

$$M_{mp} = P_{np} \cdot \mu \cdot r_{cp} \cdot i, \quad (1)$$

где P_{np} – сила прижатия пружин, Н;

μ – коэффициент трения;

r_{cp} – средний радиус трения, м;

i – число пар трения (для однодискового сцепления $i = 2$).

Средний радиус, на котором приложена результирующая касательная сила трения, точно определяется по формуле [18]:

$$r_{cp} = \frac{0,67 \cdot (R^3 - r^3)}{R^2 - r^2}, \quad (2)$$

где R и r – наружный и внутренний радиусы фрикционной накладки ведомого диска соответственно, м.

Приближённая формула $r_{cp*} = (R+r)/2$ даёт меньшее на 3,5...1,3% значение радиуса в наиболее характерном диапазоне $r/R = 0,5...0,7$ [18].

Таким образом, при выборе другого ДВС или его форсировании, например, изменением настроек электронного блока управления [19], β должен изменяться, а не оставаться прежним, так как увеличивается значение $M_{d.max}$.

Во-вторых, непонятно, для какого крутящего момента даны упомянутые выше табличные значения – эффективного или свободного. Если исходить из второго, что более корректно, то исходные данные для проектировочных расчётов следует представить в виде таблицы 1.

Таблица 1

Табличные значения коэффициента запаса сцепления

Марка, модель	ДВС	$M_{e,max}, Н\cdot м$	β	$M_{d,max}, Н\cdot м$	$M_{тр}, Н\cdot м$
УАЗ-469	УМЗ-451М	166,7	1,35	164,5	222
УАЗ-3151	УМЗ-417	171,6		169,1	228,3
ГАЗ-51	ГАЗ-51	201	1,78	198,7	353,7
ГАЗ-53, -66	ЗМЗ-53,-66	284,4	2,15	278,2	598,1
ЗиЛ-151	ЗиС-121	304	2,38	301,3	717
ЗиЛ-130,-131	ЗиЛ-130,-131	402	2,1	394	827,3
Урал-375	ЗиЛ-375	465,8	2,7	455,7	1230,3
КамАЗ-5320, -4310	КамАЗ-740	637,4	2,0	624	1248,1
МАЗ-500, -5335	ЯМЗ-236	666,8	2,16	648,5	1400,7
КрАЗ-214	ЯАЗ-206Б	765	2,16	745,2	1609,5
КрАЗ-255Б	ЯМЗ-238	882,6	2,14	852,7	1824,8
ГТ-С	ГАЗ-51	201	2,07	198,7	411,3
ГТ-СМ (ГАЗ-71)	ЗМЗ-66	284,4	2,15	278,2	598,1
АТ-П	ЗиС-123Ф	318,7	2,25	316,3	711,6
АТ-Л	ЯАЗ-204	461	2,25	450,9	1014,6
МТ-Л	ЯМЗ-238	882,6	2,4	852,7	2046,5
ГТ-Т	В-6А	1078,7	2,4	1052	2524,8
АТ-С	В-54Т	1324,4	2,0	1272,5	2545,1
АТ-Т	В-401	1961,3	2,0	1858,3	3716,6

В-третьих, не различаются статический и динамический коэффициенты запаса сцепления. Экспериментальные исследования доказали, что «момент трения фрикционного сцепления в динамике всегда меньше чем в статике» [13]. Тем не менее, до сих пор публикуются новые научные работы, в которых утверждается обратное [20]. Хотя из школьного курса физики известно, что коэффициент трения покоя μ_0 больше, чем трения скольжения μ . Так, для существующих типов фрикционных накладок, работающих всухую в паре с чугуном, динамический коэффициент трения $\mu = 0,23 \dots 0,27$, при этом $\mu = (0,6 \dots 0,7) \cdot \mu_0$ [13].

В-четвёртых, коэффициент запаса сцепления рассчитан для режима, соответствующего максимальному крутящему моменту $M_{o,max}$. Очевидно, что при смещении по внешней скоростной характеристике в любую сторону значение β будет увеличиваться (рис. 2) [21].

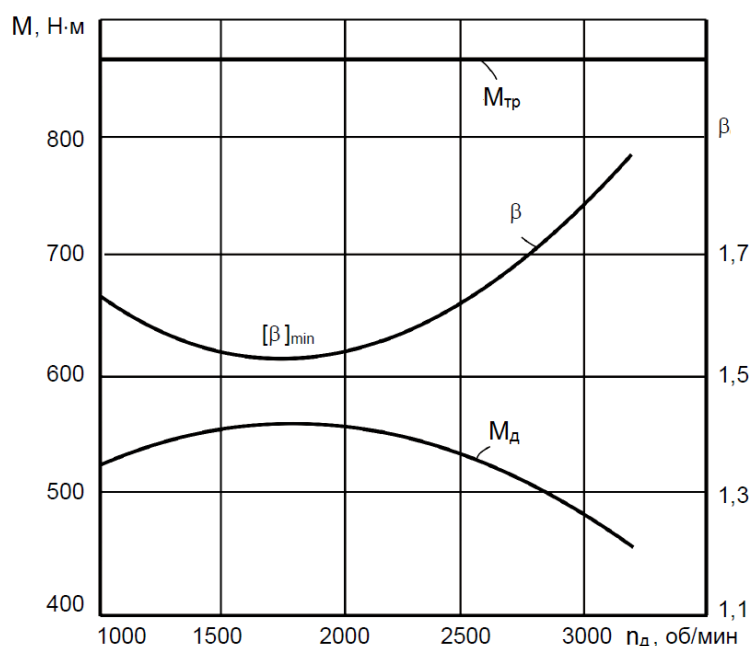


Рис. 2. Зависимость момента трения сцепления $M_{тр}$, коэффициента запаса сцепления β и свободного момента ДВС M_d от оборотов коленчатого вала n_d [21]

Известны допускаемые диапазоны коэффициента запаса сцепления: $[\beta]_{min} = 1,2 \dots 1,75$ – для легковых автомобилей; $[\beta]_{min} = 1,5 \dots 2,2$ – для грузовых автомобилей; $[\beta]_{min} = 1,8 \dots 3,0$ – для автомобилей высокой проходимости [21]. Однако отталкиваться от них при расчётах можно разве что в учебных целях.

Экспериментальное исследование жёсткости тарельчатой пружины

Справедливости ради стоит заметить, что сложившийся подход к тягово-динамическому расчёту вызван, прежде всего, информационным дефицитом о реальных значениях коэффициента запаса сцепления, особенно, для легковых автомобилей, хотя момент трения следует указывать производителю сцепления в паспортных характеристиках. Частично восполнить данный пробел являлось основной целью настоящего исследования.

Эксперимент проводился на стенде собственной разработки, состоящем из ручного гидравлического пресса, автомобильных весов Intercomp SW500 E-Z Weigh Scale и измерительной линейки (рис. 3).

Погрешность весов равнялась 0,25 кг, линейки – 0,05 мм. В качестве объектов исследования были выбраны восемь диафрагменных сцеплений, представленных на рис. 4.



Рис. 3. Экспериментальный стенд. Общий вид

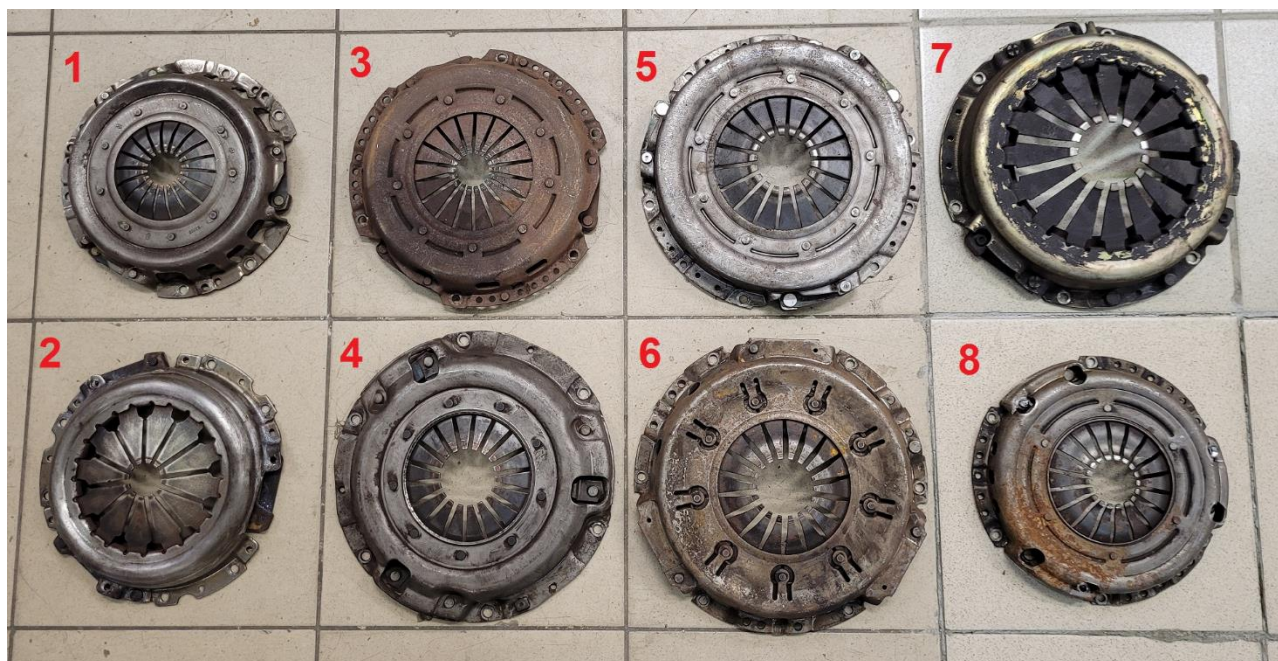


Рис. 4. Опытные образцы диафрагменного сцепления: 1 – ВАЗ-21713 Приора (Luk); 2 – ВАЗ-21713 Приора (Lada); 3 – Citroen C3 Picasso (EP3); 4 – Subaru Forester; 5 – ГАЗ-3302 ГАЗель; 6 – ГАЗ-24 Волга; 7 – ГАЗель NEXT; 8 – ВАЗ-2114

Методика эксперимента заключалась в следующем. На ручной гидравлический пресс устанавливаются автомобильные весы, на которых расположено сцепление и пуансон (рис. 5), необходимый для равномерного распределения нагрузки на тарельчатую пружину сцепления. Пуансон гидравлического пресса подводится к пружине до соприкосновения, после чего от выбранной базы при помощи измерительной линейки фиксируется нулевое положение. Затем на пружину подаётся нагрузка P_3 с определённым шагом, выражаемая в виде увеличения массы на автомобильных весах. После изменения нагрузки на определённый шаг производится измерение длины пуансона от измерительной базы до пружины. Пуансон можно считать несжимаемым, поэтому перемещение пуансона от нулевого положения равно деформации тарельчатой пружины L . Эксперимент проводится до окончания работы тарельчатой пружины, которое выражается резким увеличением нагрузки P_3 .

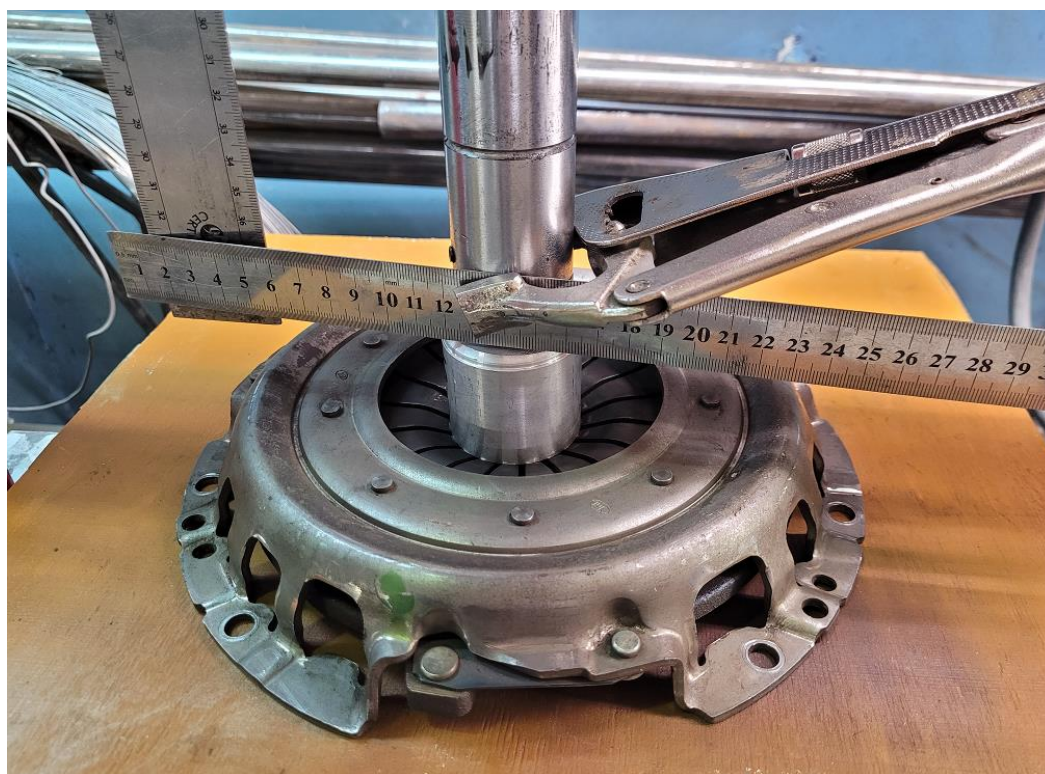


Рис. 5. Расположение пуансона и сцепления (пружина деформирована)

Полученные экспериментальные зависимости $P(L)$ приведены на рис. 6.

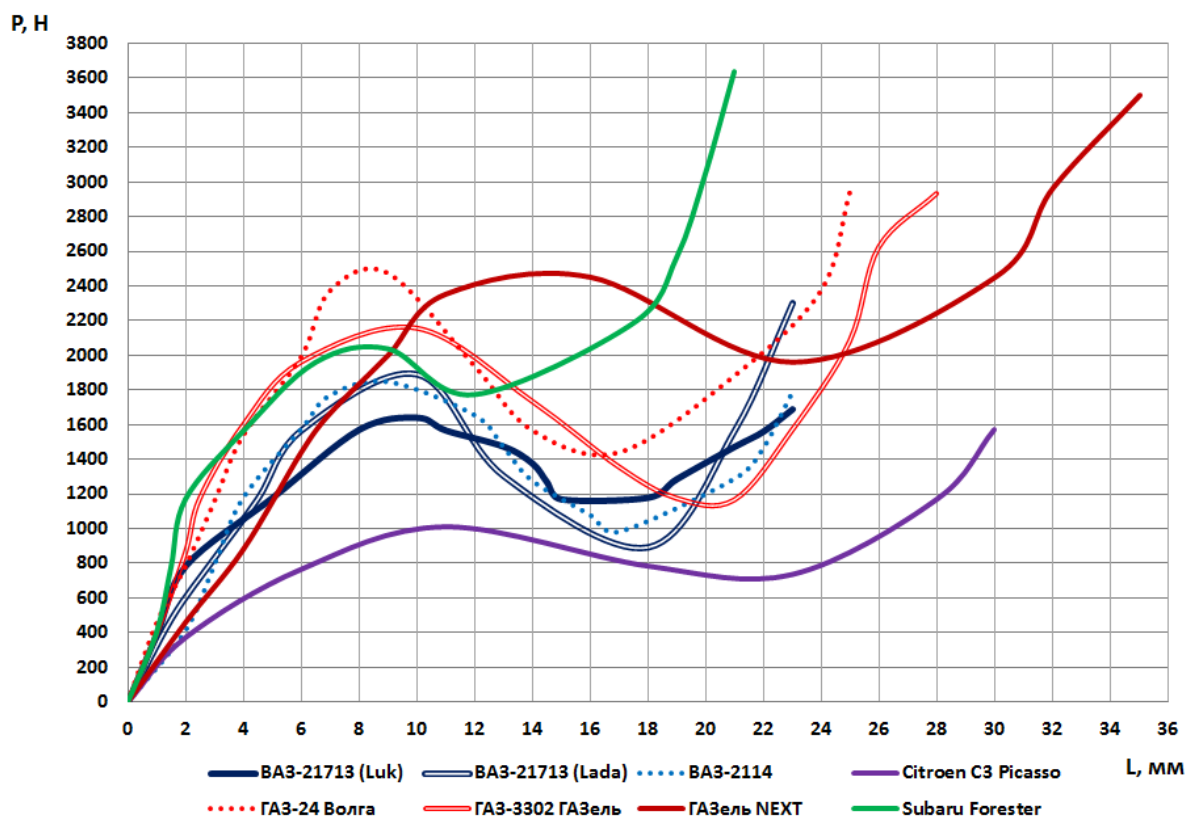


Рис. 6. Экспериментальные зависимости усилия P от деформации пружины L

Расчёт коэффициента запаса сцепления

На основании опытных данных были рассчитаны реальные значения коэффициента запаса для каждого сцепления. Эффективный крутящий момент, соответствующий максимальной эффективной мощности, Н·м:

$$M_{eN} = N_{e.\max} \frac{3 \cdot 10^4}{\pi n_N}. \quad (3)$$

Коэффициент приспособляемости по моменту:

$$K_M = \frac{M_{e.\max}}{M_{eN}}. \quad (4)$$

Коэффициент приспособляемости по оборотам:

$$K_v = \frac{n_{\max}}{n_M}, \quad (5)$$

где $n_{\max}$, об/мин – максимальная частота вращения.

Эмпирические коэффициенты для формулы Лейдермана:

$$a = \frac{K_M K_v (2 - K_v) - 1}{K_v (2 - K_v) - 1}; b = \frac{2K_v (1 - K_M)}{K_v (2 - K_v) - 1}; c = a + b - 1. \quad (6-8)$$

Для ВАЗ-21713 $n_{\max} = 1,12 \cdot n_N$, для ГАЗель NEXT с дизелем Cummins 2.8 $n_{\max} = n_N$. Для остальных образцов с бензиновым ДВС приняли среднее значение $n_{\max} = 1,15 \cdot n_N$ согласно рекомендациям [12].

Эффективная мощность, соответствующая максимальному крутящему моменту, определяется по формуле Лейдермана, кВт:

$$N_{eM} = N_{e.\max} \left[a \frac{n_M}{n_N} + b \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 \right]. \quad (9)$$

Потери мощности в моторной установке при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей максимальному крутящему моменту, кВт:

$$N_{\mu M} = d_{охл} N_{e.\max} \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^{K_{охл}}, \quad (10)$$

где $d_{охл}$ и $K_{охл}$ – эмпирические коэффициенты, зависящие от системы охлаждения. При вентиляторной системе охлаждения $K_{охл} = 3$. Учитывая, что $d_{охл} = 0,04 \dots 0,05$ при $N_{e.\max} = 70 \dots 80$ кВт, $d_{охл} = 0,15 \dots 0,20$ при $N_{e.\max} = 580 \dots 600$ кВт, а промежуточные значения выбираются пропорционально мощности $N_{e.\max}$ конкретного ДВС [12], можно аппроксимировать следующей зависимостью:

$$d_{охл} = 0,02 + 0,003 \cdot N_{e.\max}. \quad (11)$$

Свободная мощность при максимальном крутящем моменте, кВт:

$$N_{\partial M} = N_{eM} - N_{\mu M}. \quad (12)$$

Максимальный свободный крутящий момент, Н·м:

$$M_{\partial.\max} = N_{\partial M} \frac{3 \cdot 10^4}{\pi n_M}. \quad (13)$$

Затем определили средний радиус трения двумя способами, по формуле (1) нашли экспериментальный момент трения $M_{тр.э}$, подставив

$P_{np} = P_{\varepsilon}$ и $\mu = 0,23; 0,25; 0,27$ согласно [13]. Фактический коэффициент запаса сцепления:

$$\beta_{\varepsilon} = \frac{M_{mp,\varepsilon}}{M_{\partial,max}}. \quad (14)$$

Результаты расчётов приведены в табл. 2–3. Жёсткость пружины определялась как $C_{np} = P_{\varepsilon}/L$ в точке первого экстремума (локального максимума).

Таблица 2

Жёсткость пружин и средний радиус трения для опытных образцов

№	$N_{e,max}$ кВт	n_N , об/мин	$M_{e,max}$ Н·м	n_M , об/мин	$M_{d,max}$ Н·м	P_{ε} , Н	C_{np} , Н/мм	R , мм	r , мм	r_{cp} , мм	r_{cp*} , мм
1	72	5600	145	4000	129,2	1638,3	163,8	195	141	170,3	168
2						1893,3	189,3	204	141	175,3	172,5
3	70	6000	135	4000	122,6	1010,4	91,9	232	161	199,6	196,5
4	116	6400	196	3000	181,8	2040,5	226,7	225	150	191	187,5
5	72,1	4000	221	2500	203,6	2158,2	215,8	244	156	204,2	200
6	74	4500	186	2200	176,6	2477	275,2	244	156	204,2	200
7	96	3600	280	3000	225,5	2452,5	153,3	245	161	206,9	203
8	65	5000	133	3700	117,7	1844,3	204,9	190	130	162,7	160

Таблица 3

Зависимость коэффициента запаса сцепления от коэффициента трения

№	$\mu=0,23$		$\mu=0,25$		$\mu=0,27$	
	$M_{тр}$, Н·м	β_{ε}	$M_{тр}$, Н·м	β_{ε}	$M_{тр}$, Н·м	β_{ε}
1	128,3	0,993	139,5	1,079	150,7	1,166
2	152,7	1,181	165,9	1,284	179,2	1,387
3	92,8	0,757	100,9	0,823	108,9	0,888
4	179,2	0,986	194,8	1,072	210,4	1,158
5	202,8	0,996	220,4	1,083	238	1,169
6	232,7	1,318	253	1,433	273,2	1,547
7	233,4	1,035	253,7	1,125	274	1,215
8	138	1,172	150	1,274	162	1,376

Выводы

1. Если сравнить два сцепления от ВАЗ-21713, жёсткость заводской пружины Luk (образец № 1) с пробегом 128849 км оказалась меньше жёсткости аналогичного сцепления Lada (образец № 2) с пробегом 68962 км,

что совпадает с результатами проведённых ранее исследований (рис. 7) [22]. Вероятно, буксование образца № 2 было вызвано в большей степени износом фрикционных поверхностей ведомого диска: если у образца № 2 принять $\mu = 0,21$, то его β_2 совпадает с образцом № 1 при $\mu = 0,25$.

2. Пробег сцепления Lada составил 53,5% от пробега заводского сцепления, что подтверждает низкое качество розничных запасных частей. Особенно, если учесть, что между ними было установлено сцепление Kraft, которое пришлось заменить через 589 км из-за вибраций при включении.

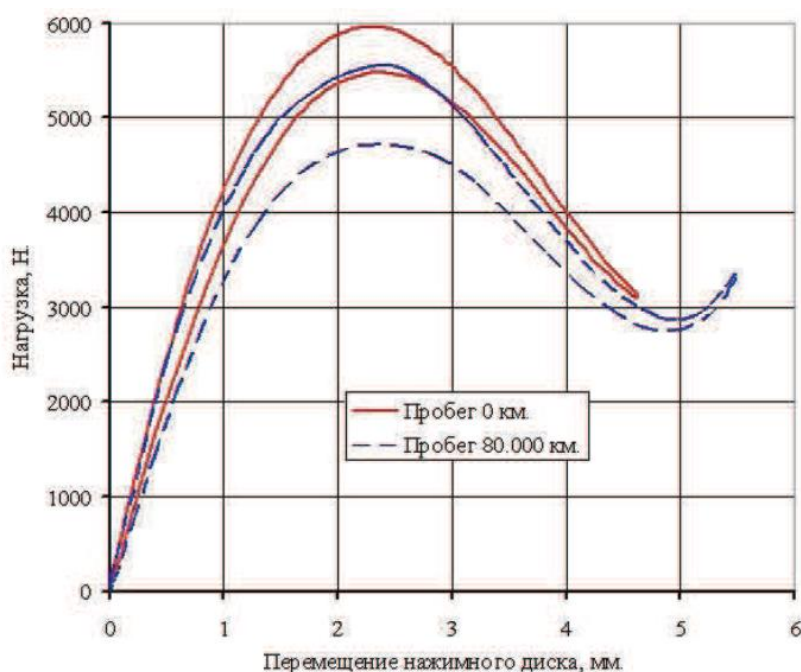


Рис. 7. Изменение характеристики пружины сцепления в процессе эксплуатации [22]

3. Опыт эксплуатации ВАЗ-2113 показал, что примерно за 6 тыс. км до замены сцепления оно становится склонным к буксованию, сначала при высоком коэффициенте сопротивления движению, а затем и при любой попытке резко ускориться, например, при обгоне или проезде перекрёстка на жёлтый сигнал светофора. Длительное буксование сцепления на крутых подъёмах, при движении по глубокой снежной колее, при трогании на гравийном покрытии приводит к пережогу и стремительной деградации фрикционных поверхностей. Известно, что «разовый, кратковременный

перегрев сцепления часто ведет к значительно большему изменению упругости пружинных пластин, чем циклическое нагружение за длительный промежуток времени» [22]. Такой режим работы сцепления провоцирует водителя к движению на повышенных оборотах, вследствие чего средний расход топлива возрастает на 2 л/100 км.

4. Все пружины имеют локальный максимум P_3 при $L = 9...11$ мм, кроме образца № 7 (ГАЗель NEXT), у которого он смещён в точку $L = 16$ мм, в связи с чем получилось относительно низкое значение C_{np} , несмотря на большое усилие P_3 . Наибольшими P_3 , C_{np} , β_3 обладал образец №6 (ГАЗ-24 Волга).

5. Обе пружины ВАЗ-21713 (образцы № 1 и № 2) имеют локальный максимум P_3 при $L = 10$ мм, из чего можно предположить, что пробег не вызывает существенного смещения экстремума кривой (аналогично рис. 7).

6. При сравнении образцов №1 и №2 становится очевидным, что увеличение наружного радиуса R фрикционной поверхности ведомого диска является эффективным способом повышения запаса сцепления.

7. Расчёт среднего радиуса трения по упрощённой формуле привело бы к занижению результатов расчёта $M_{тр}$ и β_3 на 1,3...2,1% для данных образцов, что полностью соответствует [18].

8. Коэффициент трения μ при расчётах принимался согласно [13], поэтому сложно сделать вывод о соответствии значений β_3 рекомендуемыми диапазонам согласно [21], даже учитывая пробег опытных образцов. Для уточнения фактических значений μ требуются дополнительные испытания.

9. Низкий β_3 образца №3 можно объяснить пробегом 120 тыс. км. Тем более удивляет относительно невысокий β_3 образца № 4, который был снят при ремонте коробки передач ввиду неудовлетворительного состояния выжимного подшипника после 50 тыс. км, и его пружина явно не выходила свой ресурс.

Заключение

При моделировании рабочих процессов в сцеплении задаются темпом его включения, который имеет линейный характер, что, впрочем, также является допущением. Используя полученные в ходе настоящего исследования реальные законы изменения $C_{np}(L)$ и задавшись скоростью перемещения педали сцепления $L(t)$, можно с учётом передаточного числа педального привода построить зависимость $C_{np}(t)$. Снижение коэффициента запаса сцепления может служить признаком для его диагностики с помощью бортовых средств. Накопив опытные данные об изменении C_{np} в зависимости от пробега и фиксируя случаи перегрева для оценки снижения μ , можно выдать сообщение водителю о предстоящей замене сцепления. Изучение перечисленных диагностических признаков и разработка на их базе метода итерационного прогнозирования остаточного ресурса сцепления являются целью дальнейших научных исследований.

Список источников

1. Павлов, В.В. Проектировочные расчёты транспортных средств специального назначения (ТССН): учебное пособие / В.В. Павлов. – М.: МАДИ, 2014. – 116 с. – EDN: SGBPWR.
2. Гладов, Г.И. Гидрообъемная трансмиссия сочлененных транспортно-технологических машин / Г.И. Гладов, С.В. Зайцев, А.А. Купреянов // Известия МГТУ МАМИ. – 2015. – Т. 1, № 2 (24). – С. 35-41. – EDN: UKKFGN.
3. Павлов, В.В. Тяговый расчёт транспортных средств специального назначения с гидромеханической трансмиссией: учебное пособие / В.В. Павлов, В.В. Кувшинов. – М.: МАДИ, 2016. – 76 с.
4. Денисов, Д.М. Динамика процессов в гидротрансформаторе / Д.М. Денисов, М.Ю. Иванов, А.Н. Омаров // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 10. – С. 10-13. – EDN: KWUHLA.
5. Нарбут, А.Н. Интенсивность разгона легкового автомобиля с гидромеханической передачей в начальной фазе / А.Н. Нарбут, Д.М. Денисов // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – № 1. – С. 32-36. – EDN: TPQAVX.

6. Денисов, Д.М. Динамика изменения вязкости масел бесступенчатых трансмиссий / Д.М. Денисов, М.Ю. Иванов, А.А. Белов // Автомобильная промышленность. – 2022. – № 5. – С. 25-26. – EDN: ELNTFU.
7. Нарбут, А.Н. Особенности блокирования гидротрансформаторов / А.Н. Нарбут, Д.М. Денисов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2010. – № 4 (23). – С. 7-10. – EDN: MXQMIX.
8. Нарбут, А.Н. Особенности развития гидродинамических передач самоходных машин / А.Н. Нарбут // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2015. – № 4 (43). – С. 17-24. – EDN: UYSEAN.
9. Иванов, М.Ю. Улучшение разгонных свойств и топливной экономичности городских автобусов с гидромеханической передачей: автореф. ... канд. техн. наук / М.Ю. Иванов; МАДИ. – М., 2009. – 25 с. – EDN: NLFODX
10. Нарбут, А.Н. Выбор оптимальной удельной мощности двигателя городского автобуса / А.Н. Нарбут, М.Ю. Иванов // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 4. – С. 11-13. – EDN: JTCOKZ.
11. Байбакова, А.А. Расчет диафрагменной пружины автомобильного сцепления / А.А. Байбакова, Е.А. Блинов // Ученые заметки ТОГУ. – 2020. – Т. 11, № 3. – С. 28-32. – EDN: DPYRGE.
12. Павлов, В.В. Тягово-динамический расчёт транспортных средств специального назначения: методические рекомендации по подготовке курсовой работы / В.В. Павлов. – М.: МАДИ, 2017. – 52 с.
13. Шарипов, В.М. О величине момента трения фрикционного сцепления при разгоне автомобиля или тракторного агрегата с места / В.М. Шарипов, М.И. Дмитриев, Е.В. Климова // Известия МГТУ МАМИ. – 2017. – № 2 (32). – С. 78-83. – EDN: ZCCZOB.
14. Драгунов, Г.Д. Тягово-динамический расчет автомобиля при переключении передач и управлении двигателем / Г.Д. Драгунов, Е.П. Гонтарев, А.А. Юсупов // Технология колесных и гусеничных машин. – 2014. – № 4. – С. 60-64. – EDN: SMLTDL.
15. Котович, С.В. Методика упрощенного определения некоторых тягово-динамических свойств транспортных средств и ее применение на ранних стадиях проектирования / С.В. Котович // Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). – 2004. – № 3. – С. 27-33. – EDN: RSBNGJ.
16. Проектирование транспортных средств: учебное пособие / Ю.А. Брянский, Г.И. Гладов, Г.И. Гордеев, Н.Г. Давыдов, В.В. Кувшинов, В.В. Павлов; под общ. ред. Ю.А. Брянского; МАДИ. – М., 1985. – 119 с.

17. Пикалев, О.Н. Определение и расчет основных параметров деталей автомобиля: учебное пособие / О.Н. Пикалев, П.И. Смирнов, С.А. Соколов. – Вологда: ВоГУ, 2014. – 75 с. – EDN: TRHPTR.
18. Нарбут А.Н. Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем: учебник / А.Н. Нарбут. – М.: Академия, 2007. – 256 с. – ISBN: 978-5-7695-2873-6. – EDN: QNTUNX.
19. Solntsev, A.A. Programming for the purpose of increasing power characteristics / A.A. Solntsev, Yu.A. Kruglova, R.R. Motorin // Science Journal of Transportation. – 2023. – № 2 (14). – С. 19-23. – EDN: QIBJZD.
20. Конструкция и расчет сцепления автомобиля / С.С. Сайдуллозода, К.Т. Мамбеталин, А.М. Умирзоков, Б.К. Мирон // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2020. – № 2 (61). – С. 10-16. – EDN: GJFBEV.
21. Расчёт сцепления автомобилей: методические указания по курсовому проектированию и практическим занятиям для студентов специальностей 190601 – автомобили и автомобильное хозяйство, 190603 – сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт) / сост.: П.А. Кравченко, Н.Н. Воронин; СПбГАСУ. – СПб., 2007. – 30 с.
22. Прокопьев, М.В. Оценка изменений характеристик сцепления и привода сцепления в процессе эксплуатации легкового автомобиля / М.В. Прокопьев, В.П. Петунин, С.П. Таразанов // Известия МГТУ МАМИ. – 2014. – Т. 1, № 2 (20). – С. 54-58. – EDN: SXGXMH.

References

1. Pavlov V.V. *Proektirovochnye raschety transportnyh sredstv special'nogo naznachenija (TSSN)* [Design calculations of special purpose vehicles]. Moscow, MADI, 2014, 116 p.
2. Gladov G.I., Zajcev S.V., Kuprejanov A.A. *Izvestija MGTU MAMI*, 2015, vol. 1, no. 2, pp. 35-41.
3. Pavlov V.V., Kuvshinov V.V. *Tjagovyj raschjot transportnyh sredstv special'nogo naznachenija s gidromehanicheskoj transmissiej* [Traction calculation of special purpose vehicles with hydromechanical transmission]. Moscow, MADI, 2016, 76 p.
4. Denisov D.M., Ivanov M.Ju., Omarov A.N. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2021, no. 10, pp. 10-13.
5. Narbut A.N., Denisov D.M. *Tehnologija kolesnyh i gusenichnyh mashin*, 2015, no. 1, pp. 32-36.
6. Denisov D.M., Ivanov M.Ju., Belov A.A. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2022, no. 5, pp. 25-26.

7. Narbut A.N., Denisov D.M. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2010, no. 4, pp. 7-10.
8. Narbut A.N. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2015, no. 4, pp. 17-24.
9. Ivanov M.Ju. *Uluchshenie razgonnyh svojstv i toplivnoj jekonomichnosti gorodskih avtobusov s gidromehaničeskoj peredachej* [Improving the acceleration properties and fuel efficiency of city buses with hydromechanical transmission], Extended abstract of candidate's thesis. Moscow, MADI, 2009, 25 p.
10. Narbut A.N., Ivanov M.Ju. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 2008, no. 4, pp. 11-13.
11. Bajbakova A.A., Blinov E.A. *Učenie zametki TOGU*, 2020, vol. 11, no. 3, pp. 28-32.
12. Pavlov V.V. *Tjagovo-dinamičeskij raschjot transportnyh sredstv special'nogo naznachenija* [Traction-dynamic calculation of special-purpose vehicles]. Moscow, MADI, 2017, 52 p.
13. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Klimova E.V. *Izvestija MGTU MAMI*, 2017, no. 2, pp. 78-83.
14. Dragunov G.D., Gontarev E.P., Jusupov A.A. *Tehnologija kolesnyh i gusenichnyh mashin*, 2014, no. 4, pp. 60-64.
15. Kotovich S.V. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo instituta (gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta)*, 2004, no. 3, pp. 27-33.
16. Brjanskij Ju.A., Gladov G.I., Gordeev G.I., Davydov N.G., Kuvshinov V.V., Pavlov V.V. *Proektirovanie transportnyh sredstv* [Vehicle design]. Moscow, MADI, 1985, 119p.
17. Pikalev O.N., Smirnov P.I., Sokolov S.A. *Opredelenie i raschet osnovnyh parametrov detalej avtomobilja* [Determination and calculation of the main parameters of car parts]. Vologda, VoGU, 2014, 75 p.
18. Narbut A.N. *Avtomobili: Rabochie processy i raschet mehanizmov i sistem* [Automobiles: Work processes and calculation of mechanisms and systems]. Moscow, Akademija, 2007, 256 p.
19. Solntsev A.A., Kruglova Yu.A., Motorin R.R. *Science Journal of Transportation*, 2023, no. 2, pp. 19-23.
20. Sajdullozoda S.S., Mambetalin K.T., Umirzokov A.M., Mirov B.K. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*, 2020, no. 2, pp. 10-16.
21. Kravchenko P.A., Voronin N.N. *Raschjot sčeplenija avtomobilej* [Car clutch calculation]. Saint-Petersburg, SPbGASU, 2007, 30 p.
22. Prokop'ev M.V., Petunin V.P., Tarazanov S.P. *Izvestija MGTU MAMI*, 2014, vol. 1, no. 2, pp. 54-58.

Рецензент: В.В. Гаевский, д-р техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Малиновский Михаил Павлович, канд. техн. наук, доц., МАДИ.

Сидоров Никита Сергеевич, студент, МАДИ.

Дергачёв Денис Андреевич, лаборант, МАДИ.

Альбицкий Александр Николаевич, студент, МАДИ.

Information about the authors

Malinovsky Mikhail P., Ph.D., associate professor, MADI.

Sidorov Nikita S., student, MADI.

Dergachev Denis A., laboratory assistant, MADI.

Albitckiy Aleksandr N., student, MADI.

Статья поступила в редакцию 27.11.2023; одобрена после рецензирования 28.11.2023; принята к публикации 18.12.2023.

The article was submitted 27.11.2023; approved after reviewing 28.11.2023; accepted for publication 18.12.2023.