

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-3-268-274>

УДК 629.113.5

Методика инженерного расчета скобовидных пластинчатых рессор

Докт. техн. наук, проф. М. К. Сукач¹⁾

¹⁾Киевский национальный университет строительства и архитектуры (Киев, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2021
Belarusian National Technical University, 2021

Реферат. В Киевском национальном университете строительства и архитектуры разработаны новые виды упругих устройств – скобовидная пластинчатая и скобовидная пластинчато-листовая рессоры. Скобовидная пластинчатая рессора представляет собой упругую пластину, концы которой отклонены от ее средней части в одну и ту же сторону и выполнены в виде консолей, снабженных приспособлениями для шарнирного крепления. Средняя часть пластины, расположенной параллельно линии действия нагрузки, выполнена с переменным по длине сечением. В каждом сечении ось, относительно которой момент инерции сечения максимален, перпендикулярна плоскости изгиба рессоры, спроектированной как балка равного сопротивления. Обоснована целесообразность применения скобовидной пластинчатой рессоры для усовершенствования эластичной подвески кабин грузовых автомобилей. Разработаны рекомендации по выбору наиболее перспективного устройства с целью внедрения их в серийное производство, а также методики инженерного расчета таких рессор. Объектами исследований являлись устройства, предназначенные для амортизации динамических нагрузок в машинах и приборах, отличающиеся тем, что они имеют скобовидную форму и подвергаются изгибу в плоскости наибольшей жесткости своих поперечных сечений, а также амортизационные подвески с использованием этих рессор, в частности подвески кабин автомобилей КамАЗ. Внедрение исследования может существенно уменьшить металлоемкость и трудоемкость изготовления упругих устройств, а также окажется полезным при проектировании и эксплуатации эластичных подвесок автомобилей.

Ключевые слова: упругое устройство, скобовидная пластинчатая рессора, пластинчато-листовая рессора, эластичная подвеска

Для цитирования: Сукач, М. К. Методика инженерного расчета скобовидных пластинчатых рессор / М. К. Сукач // *Наука и техника*. 2021. Т. 20, № 3. С. 268–274. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-3-268-274>

The Staple-Shape Plate Springs Engineering Calculation Method

М. К. Sukach¹⁾

¹⁾Kyiv National University of Construction and Architecture (Kyiv, Ukraine)

Abstract. The new types of elastic devices – staple-shape plate spring and leaf spring - have been developed at the Kyiv National University of Construction and Architecture. The staple-shape plate spring is an elastic plate where the ends are deflected from its middle part in the same direction and are made in the form of consoles equipped with hinge attachments. The middle part of the plate as a parallel to the line of the load action is designed with variable length section. In each section, the axis, relative to which the moment of the section inertia is a maximum, is perpendicular to the spring bending plane, designed as the equal resistance beam. This article substantiates the feasibility of using a staple-shape plate spring to improve the elastic suspension of truck cabs. The recommendations for choosing the most promising mass production directions, as well as the engineering calculation methods of such springs, have been developed. Objects of the study are devices intended for machines and their components dynamic loads shock absorption, differing in having a bracket shape and being a subject to

Адрес для переписки

Сукач Михаил Кузьмич
Киевский национальный университет
строительства и архитектуры
просп. Воздухофлотский, 31,
03037, г. Киев, Украина
Тел.: +38 095 629-74-17
msukach@ua.fm

Address for correspondence

Sukach Mykhailo K.
Kyiv National University
of Construction and Architecture
31, Povitroflotsky Ave.,
03037, Kyiv, Ukraine
Tel.: +38 095 629-74-17
msukach@ua.fm

bending in the plane of the highest rigidity of their cross sections, as well as shock absorbers using these springs, in particular KamAZ cabs suspension. This research implementation allows significantly reducing the metal consumption and elastic devices manufacture complexity, as well as can be useful in the design and operation of elastic car suspensions.

Keywords: elastic device, staple-shaped plate spring, leaf spring, elastic suspension

For citation: Sukach M. K. (2021) The Staple-Shape Plate Springs Engineering Calculation Method. *Science and Technique*. 20 (3), 268–274. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-3-268-274> (in Russian)

Введение

Многочисленные расчеты, подтвержденные экспериментальными исследованиями [1–3], показывают, что у скобовидных пластинчатых рессор (СПР), представляющих интерес для практической реализации в амортизационных устройствах транспортных средств, углы поворота крайних сечений полотна под статической и динамической нагрузками φ_1 обычно невелики и, как правило, не превышают 2° – 3° [4–7]. Величина косинусов таких малых углов – не менее 0,998. Лабораторные исследования рессоры [8, 9] также показывают, что с достаточной точностью инженерного расчета можно принимать $\cos\varphi_1$ и $\cos\varphi$, равными единице. Исключение составляют формулы (13), (16), (17), (19), (20), (30), (33), (38), приведенные в [3], в которые следует подставлять расчетные значения $\cos\varphi$ и $\cos\varphi_1$.

Поскольку степень изменения высоты сечения полотна скобовидных пластинчатых рессор «равного сопротивления», предназначенных для работы преимущественно на сжатие, относительно невелика, при проектировочном расчете высота сечений полотна h таких СПР, так же, как и их толщина b , может быть принята постоянной (рис. 1). При этом моменты сопротивления W_{zm} и инерций I_{zm} этих сечений тоже будут постоянными [10–13].

Согласно формуле (1) из [3], изгибающий момент в сечениях полотна переменный, поэтому напряжения в данных сечениях будут изменяться, возрастая от краев полотна к его середине, а упругая линия полотна уже не будет дугой окружности. При предварительном проектировочном расчете СПР с полотном постоянного сечения можно полагать, что истинная форма упругой линии полотна мало отличается от дуги окружности, поэтому принимаем радиус кривизны упругой ли-

нии $\rho_m = \rho = \text{const}$. Также в соответствии с (1) из [3] можно пренебречь значением u по сравнению с величиной $l \cos\varphi_1$.

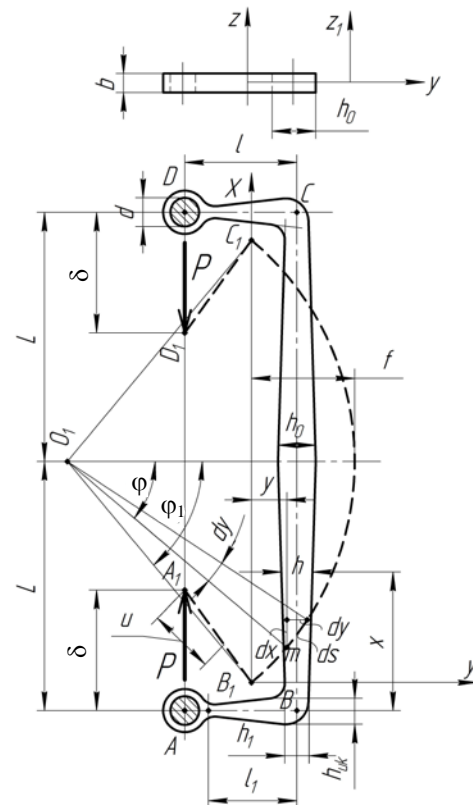


Рис. 1. Расчетная схема скобовидной пластинчатой рессоры

Fig. 1. Calculation scheme of staple-shaped plate spring

С целью упрощения технологии изготовления предпочтительнее выполнять профиль полки СПР таким, чтобы высота ее сечений изменялась по линейному закону, возрастая от некоторой величины h_{u0} вблизи устройства для шарнирного соединения СПР со смежной деталью (рис. 2) до величины h_{uk} в корневом сечении полки, в месте перехода в криволинейный участок, соединяющий ее с полотном рессоры. При этом полка уже не будет являться балкой (брусом), собственное перемещение (прогиб) которой δ_2 может быть вычислено по формуле (34) из [3].

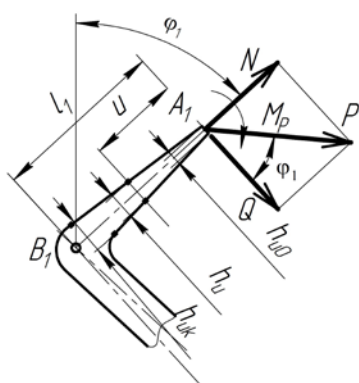


Рис. 2. Расчетная схема полки рессоры
Fig. 2. Calculation scheme of spring shelf

Однако при проектировочном расчете целесообразно вначале определять величину δ_2 именно по формуле (34) из [3], уточняя ее при последующем проверочном расчете. Исходя из изложенных основных предпосылок, некоторые теоретические формулы, выведенные ранее, преобразовываются и при инженерном расчете используются в соответствии с представленной ниже методикой.

Основные величины для расчета полотна рессоры

Силовые факторы в сечении полотна:
– изгибающий момент

$$M_z = Pl = \text{const};$$

– нормальная сила

$$N = P = \text{const};$$

– поперечная (перерезывающая) сила

$$Q = P \sin \varphi;$$

– момент инерции сечения полотна

$$I_z = \frac{bh^3}{12} = \text{const};$$

– момент сопротивления сечения полотна

$$W_z = \frac{bh^2}{6} = \text{const}.$$

Величины, необходимые для расчета полотна рессоры:

– радиус кривизны упругой линии полотна

$$\rho = \frac{EI_z}{M_z} = \text{const};$$

– угол поворота крайнего сечения полотна

$$\varphi_1 = \frac{L}{\rho};$$

– наибольшее напряжение изгиба в крайнем сечении полотна

$$\sigma_1 = \frac{M_z}{W_z};$$

– нормальное напряжение сжатия в сечении полотна

$$\sigma_N = \frac{P}{bh};$$

– наибольший поперечный прогиб полотна

$$y_{\max} = \rho(1 - \cos \varphi_1);$$

– перемещение центра шарнира от прогиба полки по (34) из [3]

$$\delta_2 \approx \frac{2Pl^3}{3EI_z}.$$

Исходные данные проектировочного расчета

При проектировочном расчете СПР обычно задаются [14–17]:

- материал рессоры, его механические характеристики и модуль упругости ($\sigma_6, \sigma_{\tau}, E$);
- максимальное A_{\max} и минимальное A_{\min} межшарнирные расстояния;
- максимальная испытательная нагрузка P_{\max} ;
- статическая нагрузка $P_{\text{ст}}$;
- жесткость рессоры C или статический прогиб $f_{\text{ст}}$;
- максимальный динамический прогиб при циклической нагрузке f_d ;
- размах колебаний (от статического положения) при циклическом нагружении $2a$.

Поскольку задача проектировочного расчета является многофакторной, последний выполняется как эвристически-вариантный, цель которого – создание рессоры, удовлетворяющей поставленным требованиям и, кроме того,

обладающей возможно меньшей металлоемкостью, простотой технологического изготовления и минимальной стоимостью [18, 19].

При заданных величинах P_{\max} и C необходимую жесткость при минимизации массы СПР с прямолинейными ножами обычно удается обеспечить путем выбора возможно большей расчетной длины полки l и большего отношения момента сопротивления сечения полотна к площади поперечного сечения

$$K_w = \frac{W_z}{F}. \quad (1)$$

Например, в случае прямоугольной формы сечения СПР

$$K_w = \frac{bh^2}{6bh} = \frac{h}{6}.$$

Следовательно, при проектировании такой рессоры целесообразно выбирать сечения с наибольшей возможной высотой. Однако в целях уменьшения массы следует стремиться к уменьшению F , что при чрезмерном увеличении h приводит к значительному уменьшению b . При этом резко снижается минимальный момент инерции сечения $I_y = hb^3/12$, что для рессор, работающих на сжатие, чревато опасностью потери устойчивости на продольный изгиб. Поэтому первым этапом проекторочного расчета СПР, работающих на сжатие, является определение сжимающей критической силы, допустимой по условиям обеспечения устойчивости при продольном изгибе

$$P_{\text{кр}} \geq n_{\text{пр}} P_{\text{max}}. \quad (2)$$

Коэффициент запаса устойчивости $n_{\text{пр}}$ должен выбираться с учетом условий крепления СПР в ее шарнирных узлах. Если конструкция шарнира надежно исключает поворот конечных сечений СПР в плоскости ее наименьшей жесткости, можно принимать $n'_{\text{пр}} = 2,0-2,5$ и вычислять $P_{\text{кр}}$ как для стержня с заземленными концами; если поворот конечных сечений СПР в плоскости ее наименьшей жесткости не исключен, то $n'_{\text{пр}} = 1,5-2,0$, и определять $P_{\text{кр}}$ следует по формуле для стержня со сферическими шарнирами на концах.

В первом и во втором случаях используется формула Эйлера:

$$P_{\text{кр}} = \frac{4\pi^2 EI_y}{A_{\text{max}}^2} = \frac{\pi^2 hb^3 E}{3A_{\text{max}}^2}; \quad (3)$$

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI_y}{A_{\text{max}}^2} = \frac{\pi^2 hb^3 E}{12A_{\text{max}}^2}. \quad (4)$$

Расчет рессоры с прямолинейными полками

Рассмотрим методику проекторочного расчета СПР с поперечными сечениями прямоугольной формы, схема которой изображена на рис. 3, а полки выполнены так, что высота их сечений изменяется по линейному закону.

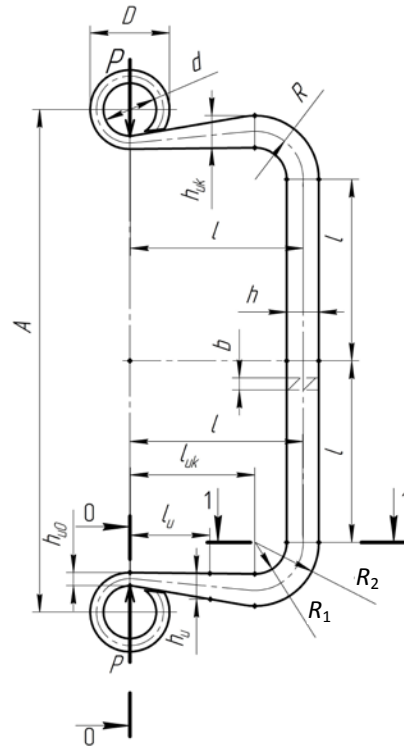


Рис. 3. Расчетная схема скобовидной пластинчатой рессоры с прямолинейными полками

Fig. 3. The scheme of calculation of the staple-shaped plate spring in the form of a bracket with straight shelves

Полагая, что поворот конечных сечений СПР в плоскости ее наименьшей жесткости возможен, определяем критическую сжимающую силу $P_{\text{кр}}$ по формуле

$$P_{\text{кр}} = n'_{\text{пр}} P_{\text{max}}.$$

Учитывая приведенные выше рекомендации, принимаем

$$h = K_h b, \quad (5)$$

где K_h – коэффициент высоты, $K_h = 1,5-2,5$.

Подставив в (4) величину h из (5), находим

$$b = \sqrt[4]{\frac{12A^2 n'_{пр} P_{max}}{\pi^2 E K_h}}. \quad (6)$$

По выбранному значению b из формулы (5) определяем численную величину h и для последующего расчета выбираем ближайшую к ней большую величину по сортаменту ГОСТ 103–2006, каковую и принимаем, как расчетную. Расчетная высота корневого сечения полки $h_{uk} = h$.

Расчетная длина полки l определяется из уравнения напряженного состояния рессоры (формула (27) из [3]), в котором в первом приближении принимаются $\cos\varphi_1 \approx 1$, $\sin\varphi \approx 0$

$$l = \frac{h}{6} \left(\frac{bh[\sigma]_{max}}{P_{max}} - 1 \right), \quad (7)$$

где $[\sigma]_{max} = (0,90 + 0,93)\sigma_\tau$ согласно [3].

Принимаем величины радиусов кривизны переходного участка рессоры:

- внутреннего – $R_1 = h$;
- наружного – $R_2 = 2h$.

Находим средний радиус переходного участка

$$R = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{3}{2} h.$$

Определяем рабочую длину полки $l_{uk} = l - R$.

Вычисляем максимальные изгибающие моменты в корневом сечении полки и в крайнем сечении полотна рессоры соответственно:

$$M_{max_u} = P_{max} l_{uk};$$

$$M_{max_1} = P_{max} l.$$

По формуле (39) из [3] находим величину смещения нейтрального слоя e в переходном участке.

Определяем величину среднего изгибающего момента в переходном участке рессоры

$$M = \frac{M_{max_u} + M_{max_1}}{2}.$$

По формуле (2.40) из [3] вычисляем напряжение изгиба σ_1 на внутренней поверхности среднего сечения переходного участка.

Определяем максимальную нормальную и касательную силы в среднем сечении переходного участка $N_u = Q_u = 0,7071 P_{max}$.

Вычисляем максимальное эквивалентное напряжение на внутренней поверхности среднего сечения переходного участка

$$\sigma_{эк.у} = \sqrt{\left(\sigma_1 + \frac{N_u}{bh} \right)^2 + 3 \left(\frac{Q_u}{bh} \right)^2}. \quad (8)$$

Проверяем условие $\sigma_{эк.у}/[\sigma]_{max} \leq 1$ и в случае его несоблюдения производим пересчет величины h и всех зависящих от нее показателей, соответственно снизив максимальное допускаемое напряжение $[\sigma]_{max}$.

Определяем наименьшую допустимую высоту сечения полки h_{u0} по расчету ее на действие поперечной силы $Q_{max} = P_{max}$

$$h_{u0} = \frac{Q_{max}}{b[\tau]},$$

где $[\tau] = \frac{[\sigma]_{max}}{\sqrt{3}}$.

Для обеспечения достаточной прочности ушка СПР и полки по всей длине в случае необходимости конструктивно увеличиваем величину h_{u0} так, чтобы $h_{u0} \geq h_{yш}$, где толщина ушка $h_{yш} \geq (D - d)/2 \geq 3$ мм, и тогда текущая высота сечения полки

$$h_u \geq 2,5 \sqrt{\frac{P_{max}}{b[\sigma]_{max}}}. \quad (9)$$

При этом внутренний диаметр ушка d определяется из конструктивных соображений по условиям шарнирного соединения с деталью, смежной с СПР.

Находим максимальный потребный прогиб рессоры Δ_{max} , полагая, что жесткость C во всем интервале нагружения рессоры сохраняется постоянной

$$\Delta_{max} = \frac{P_{max}}{C}. \quad (10)$$

Определяем моменты инерции и сопротивления сечения полотна СПР

$$I = \frac{bh^3}{12};$$

$$W = \frac{bh^2}{6}.$$

Находим минимальный радиус кривизны упругой линии полотна СПР

$$\rho_{\min} = \frac{EI}{M_{\max_1}}.$$

Вычисляем максимальный угол поворота крайнего сечения полотна СПР

$$\varphi_{\max_1} = \frac{L}{\rho_{\min}}, \quad (11)$$

где $L = \frac{A}{2} - \left(\frac{d}{2} + h_{u_0} + R_1 \right).$

Определяем наибольшее поворотное перемещение центра шарнира полки СПР

$$\delta_{1\max} = L\varphi_{\max_1}.$$

Если $0,35 < \frac{\delta_{1\max}}{\Delta_{\max}} < 0,43$, то продолжаем расчет, определяя остальные компоненты суммарного прогиба.

По формулам (34) и (35) из [3] находим соответственно $\delta_{2\max}$ и $\delta_{3\max}$:

$$\delta_{2\max} \approx \frac{2P_{\max}L_{uk}^3}{3EI};$$

$$\delta_{3\max} \approx L - P_{\min} \sin \varphi_{\max_1}.$$

Отсюда максимальный прогиб

$$\Delta_{\max}^{\text{факт}} = 2(\delta_{1\max} + \delta_{2\max} + \delta_{3\max}).$$

Если различие между заданной величиной прогиба Δ_{\max} и фактически осуществимым прогибом $\Delta_{\max}^{\text{факт}}$ превышает $\pm 5\%$, то выполняют расчет во втором приближении по формулам, приведенным в [3] для напряженного состояния СПР прямоугольного сечения с учетом величины φ_{\max_1} , найденной по (11) из настоящей статьи, и с внесением необходимых корректи-

вов в исходные параметры расчета A, b, h, L . Расчет повторяют до тех пор, пока не будет обеспечена реализация заданных параметров СПР.

Исследования скобовидной пластинчатой рессоры проведены в лаборатории кафедры строительных машин КНУБА на моделях, изготовленных из полосовой стали 60С2А путем фрезерования и термической обработки при $t_{\text{зак}} = 870^\circ\text{C}$ и $t_{\text{отп}} = 460^\circ\text{C}$. Податливость обоих образцов СПР 5320-5001080, рассчитанных на максимальную статическую нагрузку 122 и 2000 кгс при жесткости порядка 833 Н/см, оказалась на 8 % больше расчетной [8]. В ходе испытаний подтверждена хорошая сходимость экспериментальных данных с теоретическим прогнозом как для проектировочного, так и для поверочного расчетов.

ВЫВОД

Применение нового вида упругой подвески позволяет наиболее полно использовать несущую способность материала, обеспечивает конструктивную простоту и меньшую массу по сравнению с традиционными подвесками. Этим условиям отвечает скобовидная пластинчатая рессора, сконструированная как балка равного сопротивления. Преимущества заключаются в том, что в каждом рабочем сечении изгиб происходит в плоскости ее наибольшей жесткости, деформация вдоль линии действия внешней силы достаточна для поглощения заданной энергии, а максимальное эквивалентное напряжение в каждом рабочем сечении равно или близко к допускаемому.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сукач, М. К. Пружна підвіска транспортних засобів / М. К. Сукач // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: всеукр. зб. наук. праць. Київ: КНУБА, 2017. Вип. 90. С. 73–78.
2. Сукач, М. К. Обоснование принципов усовершенствования упругих устройств / М. К. Сукач // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: всеукр. зб. наук. праць. Київ: КНУБА, 2018. Вип. 91. С. 28–35. <https://doi.org/10.26884/gbdmm1891.0301>.
3. Сукач, М. К. Теоретические основы расчета скобовидных пластинчатых рессор / М. К. Сукач // Transfer of Innovative Technologies. 2018. Vol. 1, No 2. P. 40–50. <https://doi.org/10.31493/tit1812.0201>.

4. Тур, Е. Я. Устройство автомобиля / Е. Я. Тур, К. Б. Серебряков, Л. А. Жолобов. М.: Машиностроение, 1991. 352 с.
5. Вихров, А. В. Несущие системы транспортных средств / А. В. Вихров. М.: МАДИ, 1989. 89 с.
6. Сирота, В. І. Основи конструкції автомобілів / В. І. Сирота; 2-ге вид., перероб. та доп. Київ: Арістей, 2005. 280 с.
7. Вахламов, В. К. Автомобили. Основы конструкции / В. В. Вахламов; 4-е изд., стер. М.: Академия, 2008. 528 с.
8. Сукач, М. К. Лабораторные исследования скобовидных пластинчатых рессор / М. К. Сукач // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2019. Вип. 94. С. 16–24. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0102>.
9. Сукач, М. К. Оценка точности инженерных расчетов пластинчатых рессор / М. К. Сукач // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2020. Вип. 95. С. 5–13. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.95.0101>.
10. Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии / А. А. Лебедев [и др.]. Киев: ИД «Ин Юре», 2003. 535 с.
11. Писаренко, Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев; 3-е изд., перераб. и доп. Киев: Дельта, 2008. 816 с.
12. Прочность материалов и конструкций / ред. кол.: В. Т. Трошенко (отв. ред.) [и др.]. 2-е изд., перераб. и доп. Киев: Академперіодика, 2006. 1076 с.
13. Гигиняк, Ф. Ф. Міцність конструкційних матеріалів при малоцикловому навантаженні за умов складного напруженого стану / Ф. Ф. Гигиняк, А. О. Лебедев, О. К. Шкодзінський. Київ: Наук. думка, 2003. 270 с.
14. Вахламов, В. К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета / В. В. Вахламов. М.: Академия, 2006. 569 с.
15. Сукач, М. К. Автомобільна підвіска транспортного засобу із застосуванням пластинчастої ресори / М. К. Сукач, В. Г. Гичак // IV Всеукраїнська наукова конференція студентів і молодих вчених “Молодь, освіта, наука, духовність”. Київ: Ун-т Україна, 2007.
16. Епифанов, Л. И. Техническое обслуживание и ремонт / Л. И. Епифанов, Е. А. Епифанова; 2-е изд. перераб. и доп. М.: ИД «Форум», 2009. 352 с.
17. Трошенко, В. Т. Усталость металлов при неоднородном напряженном состоянии / В. Т. Трошенко; ред. Л. Е. Матохнюк. Киев: Ин-т проблем прочности имени Г. С. Писаренко, 2011. 129 с.
18. Кузнецов, В. А. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля / В. А. Кузнецов, И. Ф. Дьяков. Ульяновск: УлГТУ, 2003. 60 с.
19. Кисликов, В. Ф. Будова й експлуатація автомобілів / В. Ф. Кисликов, В. В. Лушчик; 6-е вид. Київ: Либідь, 2006. 400 с.
20. *Dorozhni ta Meliorativni Mashini = Mining, Constructional, Road and Melioration Machines*, (91), 28–35. <https://doi.org/10.26884/gbdmm1891.0301> (in Russian).
21. Sukach M. K. (2018) Theoretical Foundations for the Calculation of Staple-Shaped Leaf Springs. *Transfer of Innovative Technologies*, 1 (2), 40–50. <https://doi.org/10.31493/tit1812.0201> (in Russian).
22. Tur E. Ya., Serebryakov K. B., Zholobov L. A. (1991) *Automotive Design*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 352 (in Russian).
23. Vikhrov A. V. (1989) *Carrier Systems of Vehicles*. Moscow, Publishing House of Moscow Automobile and Road Construction State Technical University. 89 (in Russian).
24. Sirota V. I. (2005) *Basics of Car Design*. Kyiv, Aristey Publ. 280 (in Ukrainian).
25. Vakhlamov V. K. (2008) *Cars. Basics of Construction*. Moscow, Akademiya Publ. 528 (in Russian).
26. Sukach M. K. (2019) Laboratory Research of Staple Plate Springs. *Girnichy, Budivelni, Dorozhni ta Meliorativni Mashini = Mining, Constructional, Road and Melioration Machines*, (94), 16–24. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0102> (in Russian).
27. Sukach M. K. (2020) Estimation of the Accuracy of Engineering Calculations of Plate Springs. *Girnichy, Budivelni, Dorozhni ta Meliorativni Mashini = Mining, Constructional, Road and Melioration Machines*, (95), 5–13. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.95.0101> (in Russian).
28. Lebedev A. A., Koval'chuk B. I., Giginyak F. F., Lamashevskii V. P. (2003) *Mechanical Properties of Structural Materials under Complex Stress State*. Kyiv, In Yure Publ. 535 (in Russian).
29. Pisarenko G. S., Yakovlev A. P., Matveev V. V. (2008) *Handbook on Strength of Materials*. Kyiv, Delta Publ. 816 (in Russian).
30. Troshchenko V. T. (ed.). (2006) *Strength of Materials and Structures*. Kyiv, Akadempriodika Publ. 1076 (in Russian).
31. Giginyak F. F., Lebedev A. O., Shkodzinsky O. K. (2003) *Strength of Structural Materials under Low-Cycle Loading under Conditions of Complex Stressed State*. Kyiv, Naukova Dumka Publ. 270 (in Ukrainian).
32. Vakhlamov V. K. (2006) *Cars. Design and Calculation Elements*. Moscow, Akademiya Publ. 569 (in Russian).
33. Sukach M. K., Gichak V. G. (2007) *Automobile Suspension of a Vehicle with the Use of a Lamellar Spring*. *IV Vseukrains'ka Naukova Konferentsiya Studentiv i Molodikh Vchenikh "Molod', Osvita, Nauka, Dukhovnist'"* [IV All-Ukrainian Research Practice Conference “Youth: Education, Science, Spirituality”]. Kyiv, Open International University of Human Development “Ukraine” (in Ukrainian).
34. Epifanov L. I., Epifanova E. A. (2009) *Technical Maintenance and Repair of Vehicles*. Moscow, Forum Publ. 352 (in Russian).
35. Troshchenko V. T. (2011) *Fatigue of Metals under Non-Uniform Stressed State*. Kyiv, G. S. Pisarenko Institute for Problems of Strength. 129 (in Russian).
36. Kuznetsov V. A., Dyakov I. F. (2003) *Design and Calculation of the Car. Car Suspension*. Ulyanovsk, Publishing House of Ulyanovsk State Technical University. 60 (in Russian).
37. Kislikov V. F., Lushchik V. V. (2006) *Structure and Operation of Cars*. Kyiv, Lybid Publ. 400 (in Ukrainian).

Поступила 21.02.2020

Подписана в печать 26.05.2020

Опубликована онлайн 31.05.2021

REFERENCES

1. Sukach M. K. (2017) Elastic Suspension of Vehicles. *Girnichy, Budivelni, Dorozhni ta Meliorativni Mashini = Mining, Constructional, Road and Melioration Machines*, (90), 73–78 (in Ukrainian).
2. Sukach M. K. (2018) Justification of the Principles of the Improvement of Elastic Devices. *Girnichy, Budivelni,*

Received: 21.02.2020

Accepted: 26.05.2020

Published online: 31.05.2021