



УДК 621.372.061

Мудров Александр Григорьевич

доктор технических наук, профессор

E-mail: Alexmudrov42@rambler.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Мудрова Анна Александровна

соискатель

E-mail: annamudrova@mail.ru

Федеральная служба по аккредитации (Росаккредитация)

Адрес организации: 117312, Россия, г. Москва, ул. Вавилова, д. 7

Исследование коэффициента полезного действия пространственных механизмов с особой структурой

Аннотация

Постановка задачи. В последние годы в строительных технологиях стали использовать устройства, базовыми механизмами которых являются пространственные механизмы с особой структурой. Для соединения звеньев в них используют только вращательные шарниры на подшипниках качения или скольжения. Поскольку устройства являются новыми и оригинальными, защищенными патентами на изобретения, необходима проверка (исследование) их на эффективность, основным показателем которой служит коэффициент полезного действия (КПД).

Цель исследования – провести теоретический и экспериментальный анализы значений КПД таких механизмов на стенде, сконструированном для этой цели.

Результаты. В результате исследования четырех-, пяти- и шестизвенных пространственных механизмов на предложенной конструкции стенда, определены значения КПД от различных сил или моментов полезных и вредных сопротивлений, даны рекомендации по использованию механизмов в устройствах строительного профиля.

Выводы. Значимость полученных результатов для строительной отрасли заключается в создании новых, эффективных многофункциональных устройств на базе четырехзвенных, пятизвенных и шестизвенных пространственных механизмов с особой структурой.

Ключевые слова: пространственные механизмы, вращательные шарниры, стенд исследования КПД, многофункциональность механизмов.

Введение

Человек в своей жизни использовал и использует различные машины и механизмы для облегчения труда, преобразуя движение и изменяя приложенные силы. Устройства для преобразования энергии называются энергетическими машинами: паровая машина, ДВС, турбина, генератор, электродвигатель и др. Первая действующая паровая машина была создана русским изобретателем Иваном Ползуновым в 1766 г. [1] и усовершенствовала англичанином Джемсом Уаттом в 1784 г. [2].

В машине Ползунова пар под повышенным давлением поступал поочередно в два цилиндра с поршнями и передавал движение посредством цепной передачи мехам для трех медеплавильных печей. Машина имела высоту 11 м, вместимость котла 7 м³, высота цилиндров 2,8 м, мощность 29 кВт.

В машине Уатта вместо двух цилиндров был один, пар поступал попеременно по обе стороны поршня, толкая его то в одну, то в другую сторону. Частота вращения маховика контролировалась центробежным регулятором.

Большим недостатком первых паровых машин была низкая эффективность работы [3].

Эффективность паровой машины увеличили в паровой турбине [4], в которой кинетическая энергия струи пара преобразуется в механическую энергию турбины, кроме этого тепло, отбираемое от паровой турбины, используется для нагревания воды для бытового и промышленного теплоснабжения.

Распространенной тепловой машиной, используемой в различных транспортных средствах, является двигатель внутреннего сгорания: карбюраторный на бензиновом топливе и дизельный – на дизельном топливе. Эффективность тепловых машин оценивается отношением полезно использованной энергии к затраченной энергии, называемым коэффициентом полезного действия (КПД) [5, 6]. КПД паровой машины Ползунова не превышал 9 %, двигателей внутреннего сгорания до 40 %, турбин 40-60 %.

Следует отметить, что в технике от отмеченных выше источников энергии (двигателей) через передаточные механизмы передается энергия к рабочим исполнительным органам. Качество их передач характеризуется КПД – отношением работы сил полезного сопротивления на выходе системы к работе, затраченной на входе. Обычно используется среднее значение КПД, которое определяется за целое число циклов работы при установившемся режиме работы [7-9].

С историей развития технической книги в нашей стране можно ознакомиться в литературе [10, 11].

Из зарубежных публикаций, посвященных истории развития техники, в том числе передаточных механизмов, можно отметить некоторые работы [12-14].

Следует напомнить, что за рубежом пространственные механизмы с особой структурой не используются в качестве передаточных, так как ученые до настоящего времени не могут их изготовить, следовательно, они и не исследуются в производственных процессах, в том числе нет сведений об их КПД.

Нами поставлена цель – исследовать КПД группы пространственных механизмов с особой структурой, дать рекомендации по их использованию в производственных условиях в различных разделах техники.

Анализ и обсуждение исследования

Поскольку объектом исследования приняты пространственные механизмы с особой структурой, приведем краткие сведения о них. Особенность механизмов в том, что их звенья имеют скрещенные оси (оси не параллельны и нигде не пересекаются) шарниров, которые имеют в составе только подшипники качения или скольжения. Такие структурные условия создавали проблемы с изготовлением действующих моделей и натуральных образцов, звенья не проворачивались, т.е. механизмы были неработоспособны.

Теоретические исследования предполагали пересечение длин смежных звеньев в одной точке, а в моделях из-за скрещенных осей звеньев это не было обеспечено.

Решили проблему казанские ученые под руководством профессоров Б.В. Шитикова [15] и П.Г. Мудрова [16]. Было изготовлено более ста работоспособных моделей неизвестных ранее механизмов, более 120 устройств на их базе, защищенных авторскими свидетельствами и патентами, разработано новое научное направление в теории пространственных механизмов, выявлена многофункциональность использования механизмов в различных разделах техники, разработана технология изготовления моделей и натуральных образцов.

Темой данной статьи является исследование коэффициента полезного действия четырех-, пяти- и шестизвенных пространственных механизмов с вращательными шарнирами, оформленными на стандартных подшипниках качения.

Схемы базовой конструкции четырехзвенных механизмов Беннетта-Шитикова показаны на рис. 1.

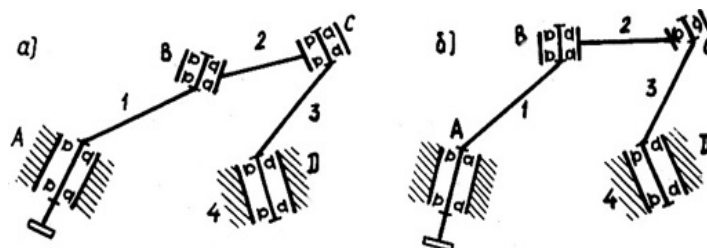


Рис. 1. Схемы механизмов Беннетта-Шитикова (иллюстрация авторов):
а) на подшипниках качения; б) с шаровой парой

Механизмы Беннетта-Шитикова имели следующие геометрические параметры:

а) $\alpha_1 = \alpha_3 = 154^\circ 20'$, $\alpha_2 = \alpha_4 = 60^\circ$, $l_1 = l_3 = 100$ мм, $l_2 = l_4 = 200$ мм;

б) $\alpha_1 = \alpha_3 = 25^\circ 40'$, $\alpha_2 = \alpha_4 = 60^\circ$, $l_1 = l_3 = 100$ мм, $l_2 = l_4 = 200$ мм;

в) $\alpha_1 = \alpha_3 = 145^\circ$, $\alpha_2 = \alpha_4 = 60^\circ$, $l_1 = l_3 = 132,5$ мм, $l_2 = l_4 = 200$ мм;

г) $\alpha_1 = \alpha_3 = 165^\circ$, $\alpha_2 = \alpha_4 = 60^\circ$, $l_1 = l_3 = 59,8$ мм, $l_2 = l_4 = 200$ мм.

В качестве шарнирных соединений были использованы радиальные шарикоподшипники: пары «кривошип-станина»-205; «кривошип-шатун»-204 и «шаровая пара»-1204.



Рис. 2. Схемы пятизвенного и шестизвенного механизмов (иллюстрация авторов):
в) пятизвенный; г) шестизвенный

Пятизвенные и шестизвенные механизмы показаны на рис. 2. Пятизвенные механизмы имели следующие параметры:

а) механизм с передаточным отношением, равным нулю:

$\alpha_1 = \alpha_3 = 25^\circ 40'$, $\alpha_2 = 47^\circ 30'$ ($227^\circ 30'$), $\alpha_4 = 167^\circ 30'$, $\alpha_5 = 60^\circ$, $l_1 = l_3 = 50$ мм, $l_2 = 125$ мм, $l_4 = 25$ мм, $l_5 = 100$ мм;

б) механизм с передаточным отношением, равным двум (то же самое с передаточным отношением, равным 0,5):

$\alpha_1 = \alpha_3 = 154^\circ 20'$, $\alpha_2 = 47^\circ 30'$ ($227^\circ 30'$), $\alpha_4 = 167^\circ 30'$, $\alpha_5 = 60^\circ$, $l_1 = l_3 = 50$ мм, $l_2 = 125$ мм, $l_4 = 25$ мм, $l_5 = 100$ мм.

В пятизвенниках вращательные шарниры оформлены подшипниками-204, кроме станины, которые оформлены подшипниками-205.

Параметры шестизвенника следующие:

$\alpha_1 = \alpha_3 = \alpha_2 = \alpha_4 = \alpha_5 = 90^\circ$, $\alpha_6 = 0(180^\circ)$, $l_6 = l\sqrt{3} = 259,8$ мм, $l_3 = l_2 = l_4 = l = 150$ мм, $l_1 = l_5 = 0$.

В механизме вращательные шарниры станины оформлены подшипниками-205, шарниры В и Е (рис. 2) – подшипниками 704902К4, остальные шарниры – подшипниками ШМ20.

Итак, коэффициентом полезного действия (КПД) называется отношение полезной работы или мощности к затраченной работе или мощности, обозначается – η и равно:

$$\eta = \frac{A_n}{A_3} \quad \text{или} \quad \eta = \frac{N_n}{N_3}. \quad (1)$$

Выражение (1) можно представить как:

$$\eta = \frac{A_n}{A_3} = \frac{A_3 - A_{mp}}{A_3} = \frac{N_3 - N_{mp}}{N_3} = 1 - \phi, \quad (2)$$

где ϕ – коэффициент потерь, отношение работы сил вредного сопротивления к работе движущих сил.

Смысл введения коэффициентов η и ϕ заключается в возможности косвенного учета работы трения в устройствах и машинах.

Работу сил трения или мощность трения в пространственных механизмах можно определить, зная момент трения в шарнирных соединениях. Момент трения в шарнире определяется по формуле:

$$M_{mp} = 0,5 Q_i d_u f', \quad (3)$$

где Q_i – радиальное давление в шарнире;

d_u – диаметр вала (цапфы);

f' – приведенный коэффициент трения в опорах.

При использовании в шарнирных соединениях подшипников скольжения приведенный коэффициент f' равен, для неприработанной цапфы $f'=1,57f$, для приработанной цапфы $f' = 1,27f$ (здесь f – коэффициент трения скольжения).

Если установлены подшипники качения, то приведенный коэффициент трения равен:

$$f' = 1,22\mu(0,5d_в + 0,5d_{ш}), \quad (4)$$

где μ – коэффициент трения качения;

$d_в$ – диаметр вала (цапфы);

$d_{ш}$ – диаметр шарика.

Мощность трения в шарнирах определится, например, в шарнире А (рис. 2):

$$N_{мп} = M_{мпА}\omega = 1,22Q_A\mu(1+d_в/d_{ш})\omega.$$

Мощность трения в шарнирах В, С, D соответственно равны:

$$N_{мпВ} = M_{мпВ}\omega_3 = 1,22Q_B\mu(1+d_в/d_{ш})\omega_3,$$

$$N_{мпС} = M_{мпС}\omega_3 = 1,22Q_C\mu(1+d_в/d_{ш})\omega_3,$$

$$N_{мпD} = M_{мпD}\omega_3 = 1,22Q_D\mu(1+d_в/d_{ш})\omega_3.$$

Общая мощность трения в механизме равна:

$$N_{мп} = N_{мпА} + N_{мпВ} + N_{мпС} + N_{мпD}.$$

Затраченная мощность составит:

$$N_з = N_n + N_{мп},$$

где N_n – полезная мощность, определяемая по формуле:

$$N_n = M_1^{(z)}\omega,$$

здесь $M_1^{(z)}$ – полезный момент.

КПД определится:

$$\eta = \frac{N_n}{N_n + N_{мп}} = \frac{M_1^{(z)}}{M_1^{(z)} + M_{мп}}. \quad (5)$$

Это теоретическое значение коэффициента полезного действия. Как видно из изложенного, необходимо предварительно определить давления в шарнирах (силовой расчет механизма), знать полезный момент и определить момент трения в шарнирах.

Значение КПД можно достаточно точно определить экспериментальным путем на специальных стендах. Движущий момент, подводимый к испытываемому механизму, можно измерить, например, с помощью балансирного двигателя. Это обыкновенный электродвигатель, у которого подвижный статор, качающийся на подшипниках качения. Момент на статоре принимается равным моменту на роторе и легко определяется, уравновесив статор грузами или динамометром.

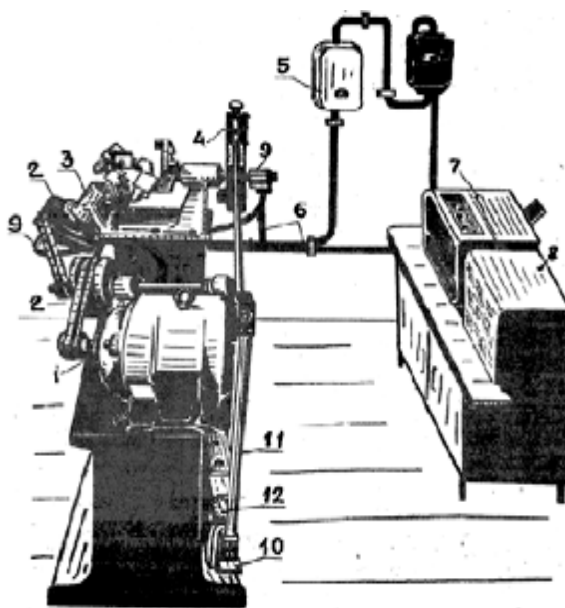


Рис. 3. Стенд для исследования КПД механизмов (иллюстрация авторов)

Момент на выходе создается и измеряется механическим, гидравлическим или электрическим тормозом. Механические тормозы наиболее просты, но не обеспечивают стабильную работу при высоких частотах вращения.

Стенд для исследования КПД механизмов (рис. 3) включает электродвигатель – 1, клиноременную передачу – 2, один из исследуемых пространственных механизмов – 3, тормоз – 4, пусковую аппаратуру – 5, экранированные кабели – 6, осциллограф – 7 (тип Н115), усилитель – 8 (тип 8-АНЧ-7М), токосъемники – 9, служащие для соединения проводов тензодатчиков с экранированными кабелями.

Рессора – 10 выполняет назначение весов, свободный конец рессоры через вертикальную штангу – 11 соединяется с горизонтальным рычагом тормоза – 4. Величина прогиба рессоры фиксируется индикатором – 12, который оттарирован соответствующим тормозным моментом, приложенным к валу выходного кривошипа механизма. Для фиксирования начала цикла служит диск со штифтом, прикрепленный к торцу шкива входного кривошипа, и прерыватель, который включен в цепь одного из каналов усилителя и осциллографа. При вращении диска его штифт нажимает на рычаг прерывателя и размыкает электрическую цепь канала, вследствие чего на осциллографе образуется прерывистая линия.

Для замера деформаций на внешнюю поверхность звеньев наклеиваются тензодатчики по известной методике.

Для каждого из исследуемых механизмов получают графики деформаций скручивания валов кривошипов при различных режимах работы. КПД механизма определяется по полученным графикам как отношение полезной работы к затраченной:

$$\eta = \frac{A_n}{A_3} = \frac{\int_{\gamma_4}^{\gamma_2} M_n d\gamma}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_3 d\varphi} = \frac{K'_M K_\gamma F_n}{K_M K_\varphi F_3}, \tag{6}$$

где F_n – площадь на графике момента, приложенного к выходному звену ($M_n=f(\gamma)$); K_M и K'_M – масштабы соответственно моментов M_n и M_3 ; F_3 – площадь на графике момента, приложенного к входному звену ($M_3=f(\varphi)$); K_φ и K_γ – масштабы угла поворота входного и выходного кривошипов.

Графики моментов, приложенных к входному и выходному кривошипам, показаны на рис. 4.

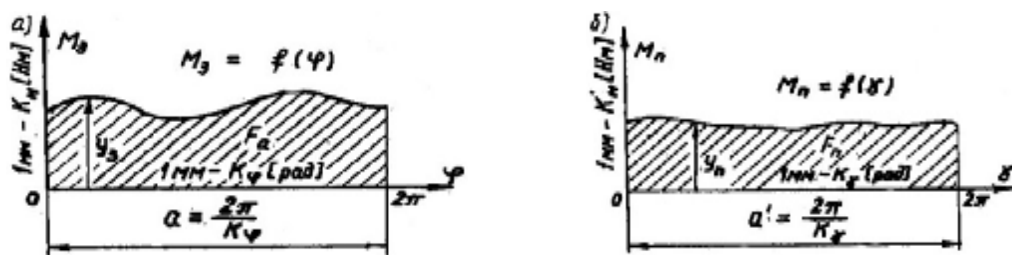


Рис. 4. Графики моментов входного (а) и выходного (б) звеньев (иллюстрация авторов)

Запись осциллограмм проводилась при установившемся режиме работы механизма и при различных значениях тормозного момента, начиная с 6 Нм до 30 Нм с интервалом в 3 Нм.

Оптимальное (расчетное) значение тормозного момента для каждого из исследуемых механизмов равнялось 12 Нм.

В формуле (6) масштабы K_M и K'_M будут и масштабами осциллограмм. Величина их определялась путем соответствующей силовой тарировки тензодатчиков, проведенной по общепринятой методике.

Масштабы углов поворота для всех механизмов одинаковы, так как отрезки (a, a') равны, в этом случае формула для КПД будет иметь вид:

$$\eta = \frac{K'_M F_n}{K_M F_3}. \tag{7}$$

Таким образом, замеряют на осциллограммах с помощью планиметра (например, типа ПП – 2к) площади F_n и F_3 , подставляют их с соответствующими значениями коэффициентов в формулы КПД и находят их численные значения.

Относительная погрешность определения КПД данным способом, согласно теоремам об относительной погрешности произведения и частного [17, 18], для первого случая (6) определится:

$$\delta\eta \leq \delta K'_M + \delta K_\gamma + \delta F_n + \delta K_M + \delta K_\varphi + \delta F_3,$$

а так как при нашем эксперименте $\delta K'_M = \delta K_M = 0,003$, $\delta K_\gamma = 0,002$, $\delta K_\varphi = 0,001$ и $\delta F_n = \delta F_3 = 0,002$, то $\delta\eta \leq 0,013$ или $\delta\eta \leq 1,3\%$, т.е. является удовлетворительной.

Для второго случая (7) эта погрешность будет еще меньше, поскольку $\delta\eta \leq \delta K'_M + \delta F_n + \delta K_M + \delta F_3$, следовательно, $\delta\eta \leq 0,010$ или $\delta\eta \leq 1,0\%$.

На рис. 5 приведены графики значений КПД исследованных механизмов. Как видно из графиков, КПД пространственных шарнирных механизмов имеет высокое значение. У механизмов Беннетта-Шитикова он равен 0,98 – для механизма без структурных изменений и 0,97 – для механизма с шаровой опорой, у пятизвенников – 0,96 и у шестизвенников – 0,92.



Рис. 5. Графики значений КПД механизмов (иллюстрация авторов):
1-3 – механизмы Беннетта-Шитикова, 4, 5 – пятизвенники, 6 – шестизвенники

По данному показателю КПД, пространственные механизмы с особой структурой занимают положение в самой верхней строке градации передаточных механизмов, используются, и в будущем должны использоваться, в силовых передачах строительной отрасли и других разделах техники, преобразующих движение в устройствах.

Таким образом, значение КПД пространственных механизмов с особой структурой находится в пределах 0,92...0,98, что подтверждает степень совершенства их в части передачи энергии от источника привода к рабочим органам.

Заключение

1. Пространственные механизмы с особой структурой относятся к новому научному направлению в теории пространственных механизмов, в составе соединительных шарниров звеньев которых только стандартные подшипники качения или скольжения.

2. На базе данных механизмов создано много новых малогабаритных универсальных эффективных устройств как для строительной отрасли (уплотнение грунта и асфальтобетона, забивания и извлечения свай и труб, в качестве движителя), так и для машиностроения, сельскохозяйственной техники, медицины, химической промышленности и др.

3. Механизмы и устройства на их базе имеют повышенное значение КПД в пределах 0,92-0,98, что свидетельствует о высокой энергоэффективности, надежности и ресурсе работы.

Список библиографических ссылок

1. Конфедератов И. Я. Иван Иванович Ползунов. М.-Л. : Госэнергоиздат.1957. 256 с.
2. Конфедератов И. Я. Джемс Уатт. М. : Наука, 1969. 224 с.
3. Кузнецов А. С. Устройство и работа двигателя внутреннего сгорания : ИЦ «Академия», 2011. 81 с.

4. Медовщиков Ю. В. Основы тепловых двигателей внутреннего сгорания : Кнорус, 2018. 106 с.
5. Лопатухина И. Е., Кутеева Г. А., Повилайнен Г. В. Очерки по истории механики и физики. СПб. : ВВМ, 2016. 204 с.
6. Трудсделл К. Очерки истории механики. М. : Институт Компьютерных исследований Москва-Ижевск. 2002. 316 с.
7. Соловьев А. И. Коэффициент полезного действия механизмов и машин. М. : Машиностроение, 1966. 179 с.
8. Козловский М. З., Евграфов А. Н., Семенов Ю. А. Теория механизмов и машин. М. : Академия, 2014. 560 с.
9. Коровин Ю. В. Теория механизмов и машин. Казань : Фэн, 2003. 396 с.
10. Мандрыка А. П. Очерки развития технических наук. Л. : Наука, 1984. 108 с.
11. Черняк А. Н. История технической книги. М. : Книга, 1969. 420 с.
12. Vidosic J. P. Synthesis of four-bar function generators // Trans. Gth Conf. of Mechanism (Purdue Univ. Lafayette, Ind). 1960. P. 82–86.
13. Mensch – Wissenschaft – Technik geschichte. Berlin, 1997. 165 p.
14. Timm A. Einführung in die Technik geschichte. Berlin, 1992. 213 p.
15. Шитиков Б. В. Исследование пространственных шарнирных механизмов. Рукопись. Отчет о научно-исследовательской работе. Казань : КХТИ, 1957. 28 с.
16. Мудров П. Г. Пространственные механизмы с вращательными парами. Казань : Изд-во Казанского университета, 1976. 264 с.
17. Латышенко К. П. Автоматизация измерений, контроля и испытаний. М. : Академия, 2014. 320 с.
18. Каюмов Р. А., Тазюков Б. Ф., Мухамедова И. З., Шакирзянов Ф. Р. Большие прогибы вязкоупругих панелей // Известия высших учебных заведений. Математика. 2019. № 11. С. 80–86.

Mudrov Alexander Grigorievich

doctor of technical sciences, professor

E-mail: Alexmudrov42@rambler.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

The organization address: 420043, Russia: Kazan, Zelenaya st., 1

Mudrova Anna Alexandrovna

researcher

E-mail: annamudrova@mail.ru

Federal service for accreditation (Rusaccreditation)

The organization address: 117312, Russia, Moscow, Vavilova st. 7

Study of the efficiency of spatial mechanisms with a special structure**Abstract**

Problem statement. In recent years, construction technologies have begun to use devices whose basic mechanisms are spatial mechanisms with a special structure. To connect the links, they use only rotary joints on rolling or sliding bearings. Since the devices are new and original, protected by patents for inventions, it is necessary to check (study) their effectiveness, the main indicator of which is the efficiency coefficient (efficiency). The purpose of the study is to conduct theoretical and experimental analyses of the efficiency values of such mechanisms on a stand designed for this purpose.

Results. As a result of the study of four-, five- and six-dimensional mechanisms on the proposed design of the stand, the values of efficiency from various forces or moments of useful and harmful resistances are determined, recommendations for the use of mechanisms in construction profile devices are given.

Conclusions. The significance of the results obtained for the construction industry lies in the creation of new, effective multifunctional devices based on four-link, five-link and six-link spatial mechanisms with a special structure.

Keywords: spatial mechanisms, rotational hinges, efficiency research bench, multi-functionality of mechanisms.

References

1. Confederatov Ya. Ivan Ivanovich Polzunov. M.-L. : Gosenergoizdat. 1957. 256 p.
2. Confederatov Ya. James Watt. M. : Nauka, 1969. 224 p.
3. Kuznetsov A. S. The device and operation of the internal combustion engine : RC «Academia», 2011. 81 p.
4. Medovshchikov Yu.V. Fundamentals of internal combustion thermal engines: Knorus, 2018. 106 p.
5. Lopatukhina I. E., Kuteeva G. A., Povilainen G. V. Essays on the history of mechanics and physics. SPb. : VVM, 2016. 204 p.
6. Truesdell K. Essays on the history of mechanics. M.: Institute for Computer Research Moscow-Izhevsk. 2002. 316 p.
7. Soloviev A. I. The efficiency of mechanisms and machines. M. : Mashinostroyeniye, 1966. 179 p.
8. Kozlovsky M. Z., Evgrafov A. N., Semenov Yu. A. Theory of mechanisms and machines. M. : Academia, 2014. 560 p.
9. Korovin Yu. V. The theory of mechanisms and machines. Kazan : Fen, 2003. 396 p.
10. Mandryka A. P. Essays on the development of technical sciences. L. : Nauka, 1984. 108 p.
11. Chernyak A. N. History of a technical book. M. : Kniga, 1969. 420 p.
12. Vidosic J. P. Synthesis of four-bar function generators // Trans. Gth Conf. of Mechanism (Purdue univ. Latayette, ind). 1960. P. 82–86.
13. Mensch – Wissenschaft – Technik geschichte. Berlin, 1997. 165 p.
14. Timm A. Einfiihrung in die Technik geschichte. Berlin, 1992. 213 p.
15. Shitikov B.V. Research of spatial hinged mechanisms. Manuscript. Research Report. Kazan : KHTI, 1957. 28 p.
16. Mudrov P. G. Spatial mechanisms with rotational pairs. Kazan : Kazan University Press, 1976. 264 p.
17. Latyshenko K. P. Automation of measurement, control and testing. M. : Academia, 2014. 320 p.
18. Kayumov R. A., Tazyukov B. F., Mukhamedova I. Z., Shakirzyanov F. R. Large deflections of viscoelastic panels // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Matematika. 2019. № 11. P. 80–86.