

ISSN 2309-1339



ВЕСТНИК БАРГУ

BARSU HERALD

СЕРИЯ
ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

SERIES
ENGINEERING



№ 2 (12) 2022

Вестник БарГУ

Научно-практический журнал

Издаётся с марта 2013 года
Выходит 2 раза в год

№ 2 (12), ноябрь, 2022

Серия «Технические науки»

Учредитель: учреждение образования
«Барановичский государственный университет».

Адрес редакции:
ул. Войкова, 21, 225404 г. Барановичи.
Телефон: +375 (163) 64 34 77.
E-mail: vestnikbargu@gmail.com .

Подписные индексы: 00999 — для индивидуальных
подписчиков; 009992 — для организаций.
Свидетельство о регистрации средств массовой
информации № 1533 от 30.07.2012, выданное
Министерством информации Республики Беларусь.

В соответствии с приказом Высшей
аттестационной комиссии Республики
Беларусь от 21 января 2015 г. № 16 научно-
практический журнал «Вестник БарГУ» серия
«Технические науки» включён в Перечень
научных изданий Республики Беларусь для
опубликования результатов диссертационных
исследований по техническим наукам.

Научно-практический журнал «Вестник БарГУ»
включен в РИНЦ (Российский индекс научного
цитирования), лицензионный договор
№ 06-01/2016.

Выходит на русском, белорусском
и английском языках.
Распространяется на территории
Республики Беларусь.

Заведующий редакционно-издательской
группой А. Ю. Сидоренко
Технический редактор Л. Н. Щербук
Компьютерная вёрстка С. М. Глушак
Корректор Н. Н. Колодко

Подписано в печать 27.10.2022. Формат 60 × 84 1/8.
Бумага ксероксная. Печать цифровая.
Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 14,00. Уч.-изд. л. 9,00.
Тираж 100 экз. Заказ . Цена свободная.

Полиграфическое исполнение: Гродненское
областное унитарное полиграфическое
предприятие «Слонимская типография».
Свидетельство о государственной регистрации
издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/203 от 07.03.2014, № 2
от 25.02.2014. Адрес: ул. Хлюпина, 16, 231800
г. Слоним, Гродненская обл.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Кочурко В. И. (гл. ред. журн.), доктор сельскохозяйственных наук, профессор, академик Белорусской инженерной академии, академик Международной академии технического образования, академик Международной академии наук педагогического образования, академик Академии экономических наук Украины, заслуженный работник образования Республики Беларусь, профессор кафедры технического обеспечения сельскохозяйственного производства и агрономии (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

Климук В. В. (зам. гл. ред. журн.), кандидат экономических наук, доцент, первый проректор (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

Алифанов А. В. (гл. ред. сер.), лауреат Государственной премии Республики Беларусь в области науки и техники, доктор технических наук, профессор (государственное научное учреждение «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск, Республика Беларусь; учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

Горбач Ю. Е. (отв. секретарь сер.) (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

Зубрицкая Л. С. (ред. текстов на англ. яз.) (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

Богданович И. А. (отв. за направление «Машиностроение и машиноведение»), кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь); **Дубень И. В.** (отв. за направление «Процессы и машины агроинженерных систем»), кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь).

Анискович Г. И., кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», Минск, Республика Беларусь);

Белый А. В., академик Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор (государственное научное учреждение «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск, Республика Беларусь); **Девойно О. Г.**, доктор технических наук, профессор, заведующий научно-исследовательской инновационной лабораторией плазменных и лазерных технологий (филиал Белорусского национального технического университета «Научно-исследовательская часть», Минск, Республика Беларусь);

Дремук В. А., кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь); **Жигалов А. Н.**, доктор технических наук, доцент (учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь; государственное научное учреждение «Институт технологии металлов Национальной академии наук Беларуси», Могилев, Республика Беларусь); **Калугин Ю. К.**, кандидат технических наук, доцент (учреждение образования «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы», Гродно, Республика Беларусь); **Карташевич А. Н.**, доктор технических наук, профессор (учреждение образования «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия», Горки, Республика Беларусь);

Клочков А. В., доктор технических наук, профессор (учреждение образования «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия», Горки, Республика Беларусь); **Клубович В. В.**, академик Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор (государственное научное учреждение «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси», Минск, Республика Беларусь); **Сиваченко Л. А.**, доктор технических наук, профессор (межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», Могилев, Республика Беларусь); **Томило В. А.**, доктор технических наук, профессор (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь); **Шелег В. К.**, член-корреспондент Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор (Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь).

Promoter: Educational Institution
"Baranovichi State University".

Editorial address:

21 Voykova Str., 225404 Baranovichi.
Phone: +375 (163) 64 34 77.
E-mail: vestnikbargu@gmail.com .

Subscription indices: 00999 — for individual subscribers;
009992 — for companies.

The certificate of the registration of mass media № 1533
of 30.07.2012 issued by the Ministry of Information
of Belarus.

*In compliance with the order of the Higher Attestation
Commission of the Republic of Belarus from January 21,
2015 № 16 the scientific and practical journal "BarSU
Herald. Engineering Series" is included into the List of
scientific publications of the Republic of Belarus for
publishing the results of theses research on engineering
sciences (mechanical engineering and machines,
processes and machines of agroengineering systems).*

*Scientific-and-practical journal "BarSU Herald"
is included into RSCI (Russian Science Citation Index),
license agreement № 06-01/2016.*

Issued in Russian, Belorussian and English. The journal is
distributed on the territory of the Republic of Belarus.

Managing editor A. Y. Sidorenko
Technical editor L. N. Scherbuk
Desktop Publishing S. M. Glushak
Proofreader N. N. Kolodko

Signed print 27.10.2022. Format 60 × 84 1/8. Paper xerox.
Digital printing. Headset Times. Conv. pr. s. l. 14,00.
Acc.-pub. s. l. 9,00. Circulation of 100 copies.
Order . Free price.

Printing performance: Grodno Regional Printing Unitary
Enterprise "Slonim printing establishment". The state
registration certificate of the publisher, manufacturer and
publications distributor № 1/203 of 07.03.2014, № 2
of 25.02.2014. Address: 16 Hlyupin Str., 231800 Slonim,
Grodno region.

EDITORIAL BOARD

Kochurko V. I. (*editor-in-chief*), DSc in Agriculture, Professor, Academician of the Belarusian Academy of Engineering, Academician of the International Academy of Technical Education, academician of the International Academy of Pedagogical Education, Academician of the Academy of Economic Sciences of Ukraine, Honored Worker of Education of the Republic of Belarus, Professor of Department of Technical Support of Agricultural Production Processes and Agronomic Sciences (Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus).

Klimuk V. V. (*deputy editor-in-chief*), PhD in Economics, Associate Professor, first vice-rector (Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus).

Alifanov A. V. (*the series editor-in-chief*), Laureate of the State Prize of the Republic of Belarus in the field of science and technology, DSc in Technical Sciences, Professor (State Scientific Institution "Physical-Technical Institute of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, the Republic of Belarus; Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus).

Gorbach Yu. E. (*responsible for the topic area "Engineering Sciences"*) (Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus).

Zubritskaya L. S. (*ed. of texts in English*) (Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus).

Bogdanovich I. A. (*responsible for the area "Mechanical Engineering and Machine Science"*), PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus); **Duben I. V.** (*responsible for the area "Processes and Machines of Agro engineering Systems"*), PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus).

Aniskovich G. I., PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Educational Institution "Belarusian State Agrarian Technical University", Minsk, the Republic of Belarus); **Bely A. V.**, Academician of the National Academy of Sciences of Belarus, DSc in Technical Sciences, Professor (State Scientific Institution "Institute of Physics and Technology of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, the Republic of Belarus); **Devoino O. G.**, DSc in Technical Sciences, Professor, Head of the Innovative Research Laboratory of Plasma and Laser Technologies (branch of the Belarusian National Technical University "Research Unit", Minsk, the Republic of Belarus); **Dremuk V. A.**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus); **Zhigalov A. N.**, DSc in Technical Sciences, Associate Professor (Educational Institution "Baranovichi State University", Baranovichi, the Republic of Belarus; State scientific institution "Institute of Metal Technology of the National Academy of Sciences of Belarus", Mogilev, the Republic of Belarus); **Kalugin Yu. K.**, PhD in Technical Sciences, Associate Professor (Educational Institution "Yanka Kupala Grodno State University", Grodno, the Republic of Belarus); **Kartashevich A. N.**, DSc in Technical Sciences, Professor (Educational Institution "Belarusian State of the Orders of the October Revolution and Labor Red Banner Agricultural Academy", Gorki, the Republic of Belarus); **Klochkov A. V.**, DSc in Technical Sciences, Professor (Educational Institution "Belarusian State of the Orders of the October Revolution and Labor Red Banner Agricultural Academy", Gorki, the Republic of Belarus); **Klubovich V. V.**, Academician of the National Academy of Sciences of Belarus, DSc in Technical Sciences, Professor (State Scientific Institution "Institute of Physics and Technology of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, the Republic of Belarus); **Sivachenko L. A.**, DSc in Technical Sciences, Professor (Interstate Educational Institution of Higher Education "Belarusian-Russian University", Mogilev, the Republic of Belarus); **Tomilo V. A.**, DSc in Technical Sciences, Professor (Belarusian National Technical University, Minsk, the Republic of Belarus); **Sheleg V. K.**, A. M. of the National Academy of Sciences of Belarus, DSc in Technical Sciences, Professor (Belarusian National Technical University, Minsk, the Republic of Belarus).

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

Горавский И. А., Жигалов А. Н., Винничек К. С. Технология и режимы аэродинамического звукового воздействия на осевой фрезерный инструмент из быстрорежущих сталей

Кебец А. В., Кривонос Ю. И., Бучик Т. Ю., Паранин С. Н., Спирин А. В. Исследование модельных индукторных систем на основе волокнистого нанокompозита мелкодисперсного сплава медь-ниобий

Малеронюк В. В., Алифанов А. В., Милюкова А. М., Богданович И. А. Моделирование процесса магнитно-импульсной обработки с предварительным нагревом осевого режущего инструмента

Милюкова А. М., Алифанов А. В., Матяс А. Н., Толкачева О. А. Исследование физико-механических свойств ножей из стали 30X13 после магнитно-импульсной обработки

Патапаў У. А., Русан С. І., Сівачэнка Л. А. Камбінаваны метады сілавага аналізу прываднага механізма ланцужнага аграгата

Пивоварчик А. А., Гавриленя А. К., Корольков А. С. Исследование влияния величины пробега легкового транспортного средства на плотность и температуру вспышки в открытом тигле моторных масел «Лукойл Люкс 5W-40» и «Нафтан Премьер 5W-40»

Шматов А. А. Многомерная оптимизация термогидрохимической обработки твердого сплава в гидрозолье оксидов цинка и молибдена

ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

Голубев В. С., Вегера И. И., Ходюш В. Е., Дробышевский П. С. Наплавка износостойких слоев на рабочие кромки противорезущих брусьев кормоуборочных комбайнов

Груданов В. Я., Ткачёва Л. Т., Белохвостов Г. И., Кунаш М. В. Новые направления в конструировании глушителей шума поршневых двигателей внутреннего сгорания

Китун А. В., Швед И. М., Бондарев С. Н., Скорб И. И. Оптимизация выбора оборудования для удаления навоза механическими стационарными средствами на животноводческих фермах и комплексах

Крупенин П. Ю., Крупенин Ю. А. Диагностирование доильной установки в переходных режимах работы

Михайлов К. М., Михайлов М. И. Влияние расположения ножей режущего барабана кормоуборочного комбайна на параметры его образующей

MACHINE BUILDING AND ENGINEERING SCIENCE

4 Goravskii I. A., Jigalov A. N., Vinnichak K. S. Technology and modes of aerodynamic sound impact on axial milling tools made of high-speed steels

16 Kebets A. V., Krivonos Y. I., Buchik T. Y., Paraniin S. N., Spirin A. V. Study of model inductor systems based on a fibrous nanocomposite of a finely dispersed copper-niobium alloy

24 Maleronok V. V., Alifanov A. V., Miliukova A. M., Bogdanovich I. A. Magnetic-pulsed process modeling with the axial cutting tool preheating

30 Miliukova A. M., Alifanov A. V., Matsias A. N., Tolkachova O. A. Study of physical and mechanical properties of knives made of 30X13 steel after magnetic pulse treatment

36 Potapov V. A., Rusan S. I., Sivachenko L. A. Combined method of force analysis of the chain unit drive mechanism

47 Pivovarchyk A. A., Haurylenia A. K., Korolkov A. S. The study of the influence of the mileage of a passenger vehicle on the density and flash point in an open crucible of Lukoil Lux 5W-40 and Naphthan Premier 5W-40 motor oils

53 Shmatov A. A. Multidimensional optimization of hard alloy thermo-hydrochemical treatment in zinc and molybdenum oxides hydrosol

PROCESSES AND MACHINES OF AGROENGINEERING SYSTEMS

65 Golubev V. S., Vegera I. I., Khodziush U. E., Drobyshevsky P. S. Surfacing of wear-resistant layers on the working edges of anti-cutting bars of forage harvesters

74 Grudanov V. Ya., Tkacheva L. T., Belokhvostov G. I., Kunash M. V. New directions in the noise mufflers design of reciprocating internal combustion engines

85 Kitun A. V., Shved I. M., Bondarev S. N., Skorb I. I. Optimization of the equipment selection for manure removal by mechanical stationary means on livestock farms and complexes

94 Krupenin P. Y., Krupenin Y. A. Diagnosis of the milking machine in transient operation modes

100 Mikhailov K. M., Mikhailov M. I. Influence of the cutting drum knives position of a forage harvester on the parameters of its generator

УДК 531.312+531.213:621.926.9

У. А. Патапаў¹, С. І. Русан², кандыдат тэхнічных навук, дацэнт,
Л. А. Сівачэнка³, доктар тэхнічных навук, прафесар

^{1,2}Установа адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», вул. Войкава, 21, 225404 Баранавічы,
Рэспубліка Беларусь, ¹+375 (29) 225 76 26, vladimir-potapov-1990@mail.ru ,
²+375 (44) 466 75 46, rusan33@mail.ru

³Міждзяржаўная адукацыйная ўстанова вышэйшай адукацыі «Беларуска-Расійскі ўніверсітэт»,
пр-т Міру, 43, 212000 Магілёў, Рэспубліка Беларусь, +375 (44) 792 86 83, 228011@mail.ru

КАМБІНАВАНЫ МЕТАД СІЛОВОГА АНАЛІЗУ ПРЫВАДНОГА МЕХАНІЗМА ЛАНЦУЖНАГА АГРЭГАТА

Аб'ектам даследавання ў артыкуле з'яўляецца прывадны механізм аднаго з перспектывных шматфункцыянальных агрэгатаў, якія называюцца ланцужнымі (па назве іх рабочых органаў — ланцужных палотнаў). У пошуках альтэрнатывы аўтары адышлі ад класічнага метаду, які заснаваны на прынцыпе Даламбера, ці агульным ураўненні дынамікі, а выкарысталі камбінаваны метаду: частка невядомых сілавых фактараў знаходзіцца з дапамогай прынцыпу Даламбера—Лагранжа, другая — класічным (ці тыпавым) метадам кінетастантыкі. У выніку для вызначэння патрэбных сілавых фактараў атрымалі ўраўненні з адным невядомым. Камбінаваным метадам знойдзены ўсе неабходныя ў сілавым аналізе механічныя характарыстыкі чатырохзвенніка: ураўнаважвальны момант на крывашыпе і сілы ўзаемадзеяння ва ўнутраных і знешніх кінематычных парах. Дадзены метаду можа эфектыўна прымяняцца і ў механіцы матэрыялаў, у прыватнасці, для разліку бэляк, ферм, рам.

Ключавыя словы: чатырохзвенны механізм; ланцужны агрэгат; сілавы аналіз; прынцып Даламбера—Лагранжа; метаду кінетастантыкі; ураўнаважвальны момант; кінематычныя пары; сілы ўзаемадзеяння.

Рис. 9. Бібліягр.: 8 назваў.

V. A. Potapov¹, S. I. Rusan², PhD in Technical Sciences, Associate Professor,
L. A. Sivachenko³, DSc in Technical Sciences, Professor

^{1,2}Educational Institution “Baranovich State University”, 21 Voykova Str., 225404 Baranovich,
the Republic of Belarus, ¹+375 (29) 225 76 26, vladimir-potapov-1990@mail.ru ,
²+375 (44) 466 75 46, rusan33@mail.ru

³Inter-State Educational Institution of Higher Education “Belarusian-Russian University”, 43 Mira Ave.,
212000 Mogilev, the Republic of Belarus, +375 (44) 792 86 83, 228011@mail.ru

COMBINED METHOD OF FORCE ANALYSIS OF THE CHAIN UNIT DRIVE MECHANISM

The object of study in the article is the drive mechanism of one of the promising multifunctional units, called chain (by the name of their working bodies — chain canvases). In the search of an alternative, the authors moved away from the classical method based on the d'Alembert principle, or the general equation of dynamics, and used a combined method — some of the unknown force factors are found using the d'Alembert—Lagrange principle, the other — by the classical (or typical) kinetostatics method. As a result, equations with one unknown were obtained to determine the necessary force factors. The combined method was used to find all the mechanical characteristics of the four-link mechanism necessary in the force analysis: the balancing moment on the crank and the interaction forces in the internal and external kinematic pairs. This method can be effectively applied in the mechanics of materials, in particular, for the calculation of beams, trusses and frames.

Key words: four-link mechanism; chain unit; force analysis; d'Alembert—Lagrange principle; kinetostatic method; balancing moment; kinematic pairs; interaction forces.

Fig. 9. Ref.: 8 titles.

Уводзіны. Ланцужныя агрэгаты адносяцца да новага віду машын, якія могуць быць выкарыстаны для перапрацоўкі сыравінных матэрыялаў, такіх як мел, гліна, мергель і іншых неаднародных і складаных па структуры і ўласцівасцях матэрыялаў [1; 2]. У якасці прываднога механізма ў іх выкарыстоўваецца чатырохзвеннік (рысунак 1).

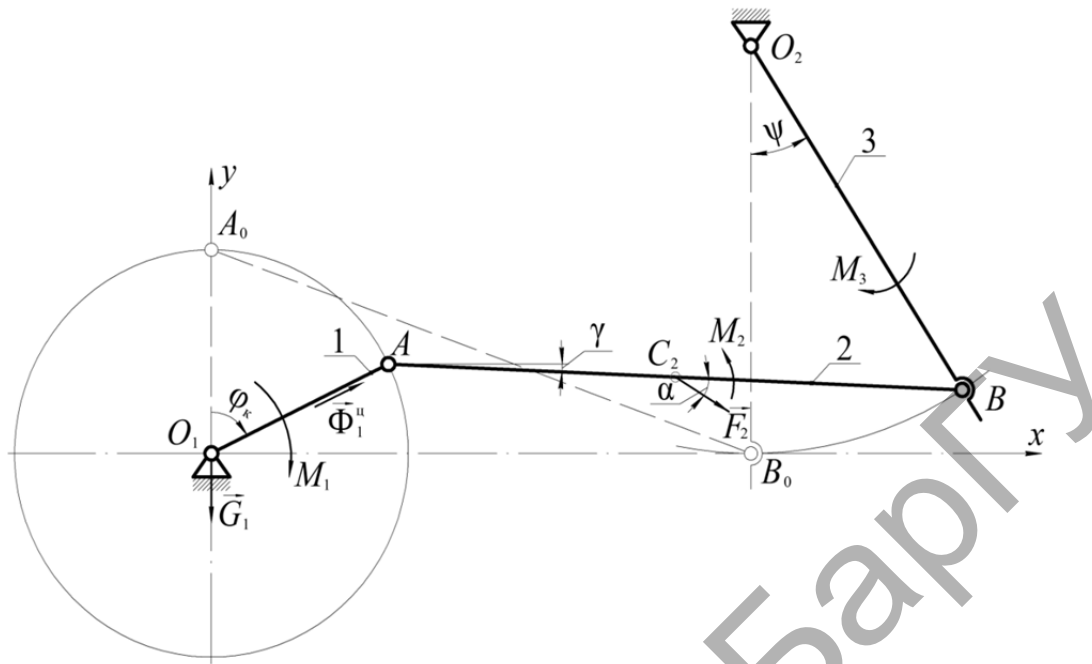


Рисунок 1. — Схема механізма з дзёючымі на яго знешнімі сіламі

Паводле тэрміналогіі, прынятай у тэарэтычнай механіцы і тэорыі механізмаў і машын, звенні механізма маюць наступныя назвы: 1 — крывашып, 2 — шатун, 3 — каромысел. Восі вярчэння O_1 , O_2 разам утвараюць нерухомае зв'язно, якое называецца ў тэорыі механізмаў і машын стойкай. Рухомыя звенні злучаны паміж сабою і са стойкай пры дапамозе ідэальных шарніраў A , B , O_1 , O_2 (утвараюць кінематычныя пары без трэння). У працэсе сілавога аналізу механізма будзем вызначаць ураўнаважвальную сілу (ці адпаведны ёй момант), прыкладзеную да крывашыпа падчас руху механізма, і рэактыўныя сілы ўзаемадзеяння ў шарнірах.

Матэрыялы і метады даследавання. Камбінаваны метады сілавога аналізу. Найбольш распаўсюджаным метадам сілавога аналізу механізмаў у практыцы праектавання і ў вучэбным працэсе застаецца даўно распрацаваны метады кінетастатиці, заснаваны на прынцыпе Даламбера. Паводле яго да дзёючых на механізм механічных сіл далучаюцца сілы інерцыі, далей задача дынамікі рашаецца, як задача статыкі. Безальтэрнатыўнае прымяненне метаду кінетастатиці дазваляе лічыць яго тыпавым (ці класічным). Агульнавядомыя недахопы тыпавога метаду: неабходнасць рашэння сістэм алгебраічных ураўненняў і звязаная з гэтым павышаная верагоднасць памылак.

У працэсе пошуку альтэрнатывы ва ўстанове адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт» быў распрацаваны арыгінальны перспектыўны метады сілавога аналізу на падставе агульнага ўраўнення дынамікі, інакш — прынцыпу Даламбера—Лагранжа. Яго сутнасць і перавагі падрабязна выкладзены ў артыкуле [3]. Новы метады можа эфектыўна прымяняцца і ў механіцы матэрыялаў, у прыватнасці, для разліку бэляк, ферм, рам. У нашым даследаванні вышэй апісанага механізма выкарыстоўваецца камбінаваны метады — частка невядомых сілавых фактараў знаходзіцца з дапамогай прынцыпу Даламбера—Лагранжа, другая — тыпавым метадам кінетастатиці. Пры гэтым захоўваецца згаданая вышэй перавага першага метаду — кожная невядомая сіла вызначаецца з аднаго ўраўнення. Метады даследавання выкладаецца ў працэсе сілавога аналізу чатырохзвенніка. Лічым, што яго ўласцівасці адпавядаюць вымогам, якія накладваюцца на даследуемую механічную сістэму: усе яе сувязі ідэальныя, стацыянарныя, двухбаковыя.

Вынікі даследавання і іх абмеркаванне. Знешняе сілавое ўздзеянне на звенні прываднога механізма. Сілавому аналізу папярэднічае кінематычны разлік механізма [4], у выніку якога вызначаюцца паскарэнні, неабходныя для вылічэння сіл інерцыі, што дзейнічаюць на звенні механізма. Сілы інерцыі змяняюцца па велічыні і напрамку, гэта значыць з'яўляюцца функцыямі вугла павароту φ_k крывашыпа. У сілавым разліку яны падсумоўваюцца з пастаяннымі сіламі цяжару звенняў.

На рысунку 1 знешнія сілы паказаны ў падсумаваным выглядзе. Мяркуюцца, што крывашып 1 забяспечаны процівагай. Гэта азначае, што адцэнтрабежная сіла інерцыі Φ_1^u ураўнаважана такой жа сілай процілеглага напрамку, а лінія дзеяння сілы цяжару G_1 праходзіць праз вось вярчэння O_1 і ўраўнаважваецца рэакцыяй апоры (на рысунку не паказана). Неўраўнаважаным на крывашыпе застаецца толькі вярчальны момант M_1 рухавіка. Але і ён падчас усталяванага раўнамернага вярчэння крывашыпа ўраўнаважваецца сіламі, прыкладзенымі да іншых звенняў. Сілавое ўздзеянне на шатун 2 прыводзіцца да сілы F_2 , прыкладзенай у яго цэнтры цяжару C_2 , і моманту M_2 . Пры гэтым

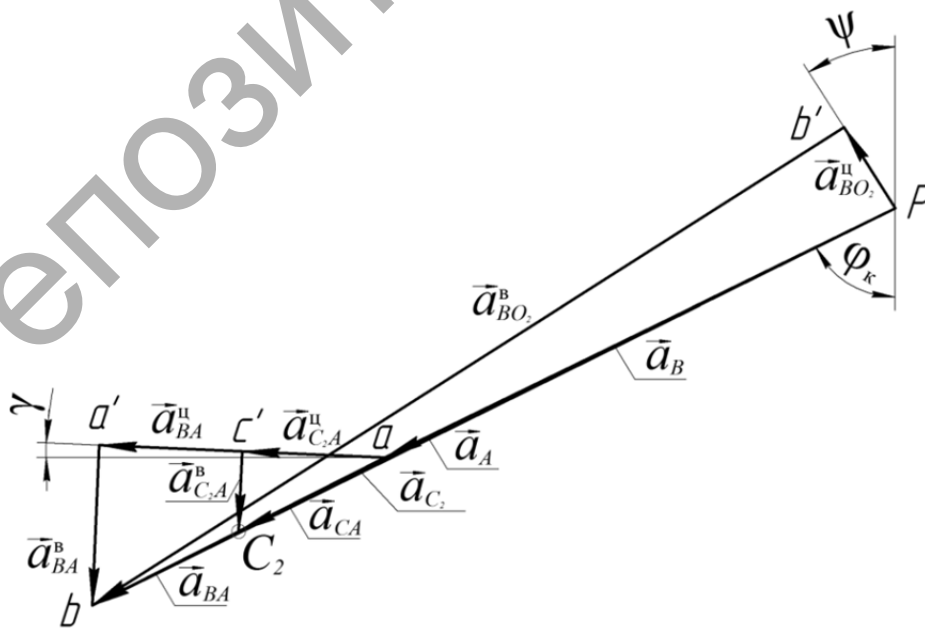
$$\vec{F}_2 = \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2,$$

дзе G_2 — сіла цяжару шатуна;

$\vec{\Phi}_2 = -m_2 \vec{a}_{C_2}$ — яго галоўны вектар сіл інерцыі (m_2 — маса шатуна; a_{C_2} — паскарэнне цэнтра мас C_2 , вызначанага раней у кінематычным аналізе механізма) [4].

Пажадана набліжаная праверка паскарэння a_{C_2} выконваецца графічна з дапамогай вектарнай дыяграмы (рысунак 2), пабудаванай на падставе наступных формул:

$$\vec{a}_{C_2} = \vec{a}_A + \vec{a}_{C_2A}^B + \vec{a}_{C_2A}^u; \quad \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^B + \vec{a}_{BA}^u; \quad \vec{a}_B = \vec{a}_{BO_2}^B + \vec{a}_{BO_2}^u.$$



Рысунак 2. — Вектарная дыяграма для праверкі паскарэння a_{C_2}

Тут a_A, a_B, a_{C_2} — паскарэнні пунктаў A, B, C_2 ; $a_{C_2A}^B, a_{BA}^B, a_{BO_2}^B$ — вярчальныя паскарэнні пунктаў C_2 і B адносна цэнтраў A і O_2 ; $a_{C_2A}^H, a_{BA}^H, a_{BO_2}^H$ — дацэнтрабежныя паскарэнні тых жа цэнтраў. На дыяграме P — яе адвольна выбраны полюс; φ_k — вугал павароту крывашыпа. Вуглы ψ і γ вызначаюцца ў кінематычным аналізе механізма [4]. Каромысел 3 разам з ланцужнымі палотнамі і штангай уяўляе прасторавую канструкцыю, якая ў разліковай схеме замяняецца на плоскую. Знешняе ўздзеянне на каромысел дакладна паказана на рысунку 3 і вызначаецца шматкампанентным момантам M_3 (гл. рысунак 1):

$$M_3 = -M_{O_2}(\vec{G}_3) - M_{O_2}(\vec{G}_{ш}) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_k^B) + M_{O_2}(\vec{\Phi}_{ш}^B) - M_{O_2}(\vec{F}'_л) - M_{O_2}(\vec{F}''_л),$$

дзе $G_3, G_{ш}$ — сілы цяжару каромысла і штангі;

$\Phi_k^B, \Phi_{ш}^B$ — раўнадзейная размеркаваных па даўжыні каромысла тангенцыяльных (вярчальных) сіл інерцыі і тангенцыяльная сіла інерцыі штангі;

$F'_л, F''_л$ — сілы ўзаемадзеяння каромысла з левым і правым ланцужнымі палотнамі, прымацаванымі ў пункце Л (які можа сумяшчацца з пунктам Ш).

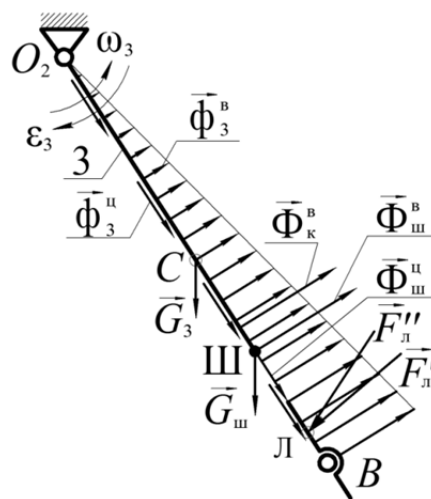
Вызначэнне ўраўнаважвальнага моманту на крывашыпе. Паводле тэрміналогіі, усталяванай у тэорыі механізмаў і машын [5; 6], момант на крывашыпе, неабходны для яго раўнамернага вярчэння падчас руху механізма, называюць ураўнаважвальным. Яго велічыня залежыць ад усіх сіл, што дзейнічаюць на звенні механізма. Запісваем агульнае ўраўненне дынамікі ў скарачаным выглядзе:

$$\sum_{i=1}^n \delta A_i = 0, \tag{1}$$

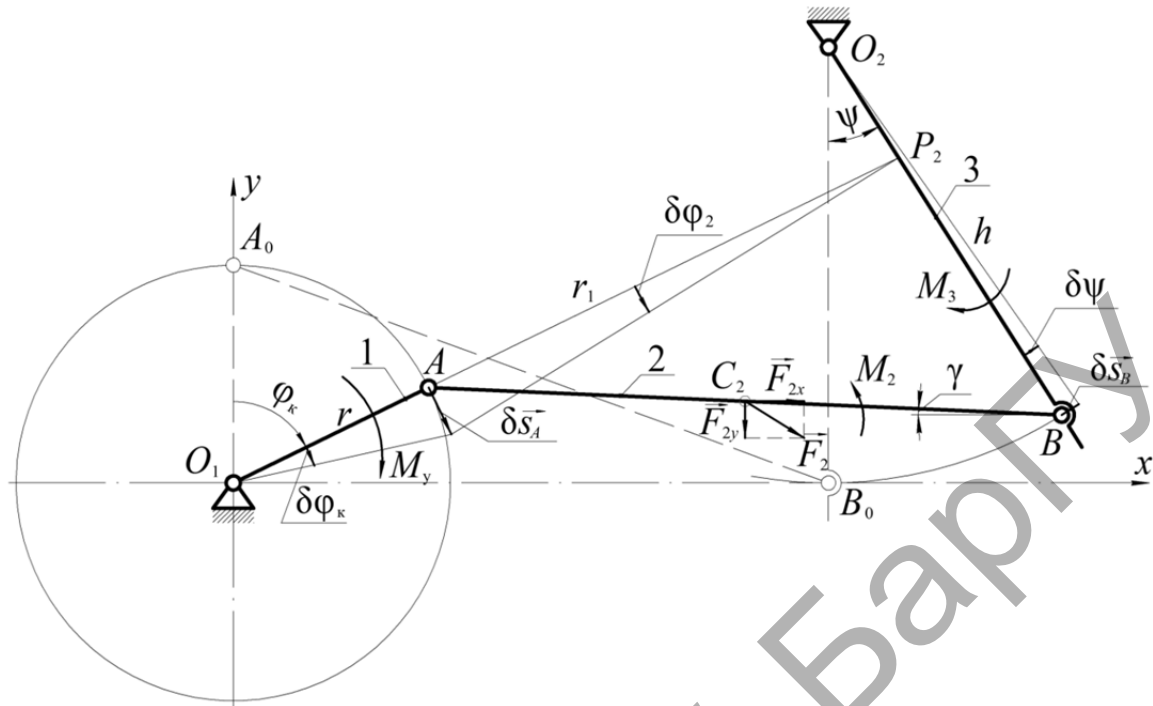
дзе n — колькасць сіл, што дзейнічаюць на звенні механізма ці разглядаемай яго часткі;

δA_i — магчымая элементарная работа сілы F_i (ці моманту M_i), прыкладзенай да звяна механізма.

Каб скласці ўраўненне (1), прымяняем методыку прынцыпу магчымых перамяшчэнняў [3; 7; 8]. Далей усюды ўлічваем, што звенні 1, 3 выконваюць вярчальны рух, звяно 2 — плоскапаралельны. Рух звяна 2 можна разглядаць і як вярчальны вакол рухомага цэнтра павароту P_2 (рысунак 4).



Рысунак 3. — Знешнія нагрузкі на каромысел

Рисунок 4. — Разліковая схема для визначення M_y

Для визначення моменту M_y у якості незалежного приймем вуглавое переміщення $\delta\varphi_k$ криваша. Магчымыя перемішчэнні іншых звянаў і кінематычных пар абазначым як $\delta\varphi_2$, $\delta\psi$, δs_A , δs_B . Запісваем ураўненне (1) у разгорнутым выглядзе:

$$M_y \delta\varphi_k + M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) \delta\varphi_2 + M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) \delta\varphi_2 + M_2 \delta\varphi_2 - M_3 \delta\psi = 0. \quad (2)$$

Карыстаючыся рысункам 4, выражаем магчымыя перемішчэнні $\delta\varphi_2$, $\delta\psi$ праз незалежнае $\delta\varphi_k$:

$$\delta\varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = r \delta\varphi_k / r_1 = c_1 \delta\varphi_k; \quad \delta\psi = \delta s_B / h = \delta\varphi_2 h_1 / h = h_1 r \delta\varphi_k / r_1 h = c_2 \delta\varphi_k,$$

дзе $r_1 = AP_2$; $c_1 = r / r_1$; $h_1 = BP_2$; $c_2 = r h_1 / r_1 h$.

Падстаўляем атрыманыя $\delta\varphi_2$, $\delta\psi$ ва ўраўненне (2) і выносім за дужкі $\delta\varphi_k$:

$$\left[M_y + c_1 M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) + c_1 M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) + c_1 M_2 - c_2 M_3 \right] \delta\varphi_k = 0. \quad (3)$$

Паколькі ў роўнасці (3) $\delta\varphi_k \neq 0$, то

$$M_y + c_1 M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) + c_1 M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) + c_1 M_2 - c_2 M_3 = 0.$$

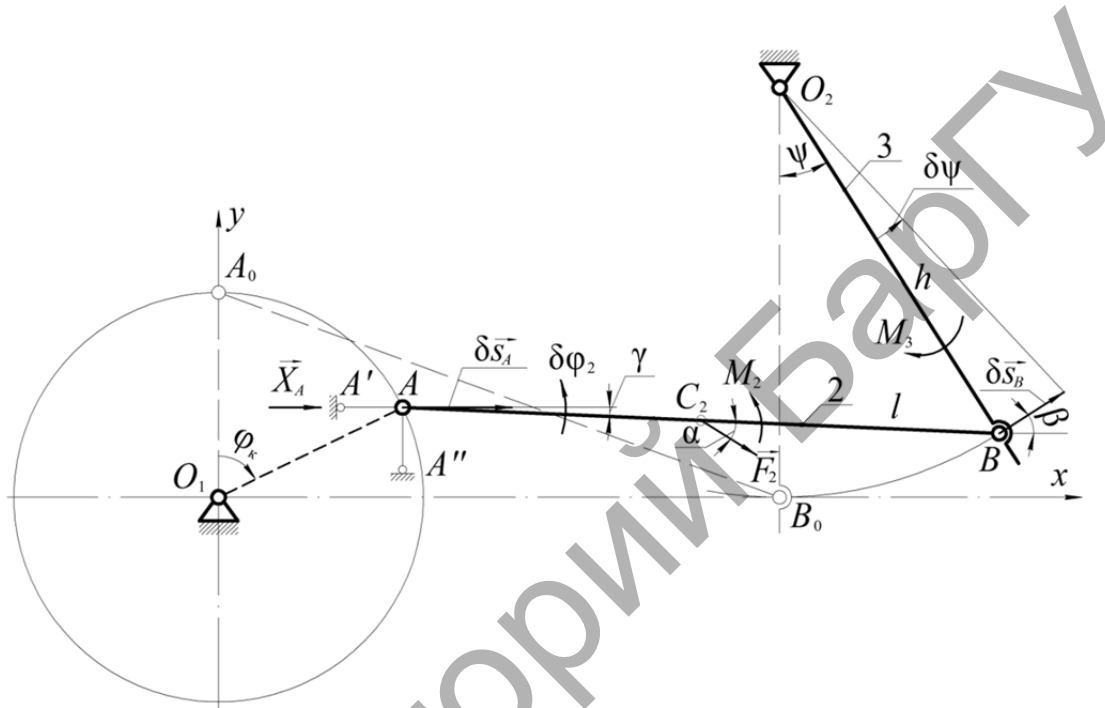
Адсюль

$$M_y = -c_1 M_{P_2} (\vec{F}_{2x}) - c_1 M_{P_2} (\vec{F}_{2y}) - c_1 M_2 + c_2 M_3.$$

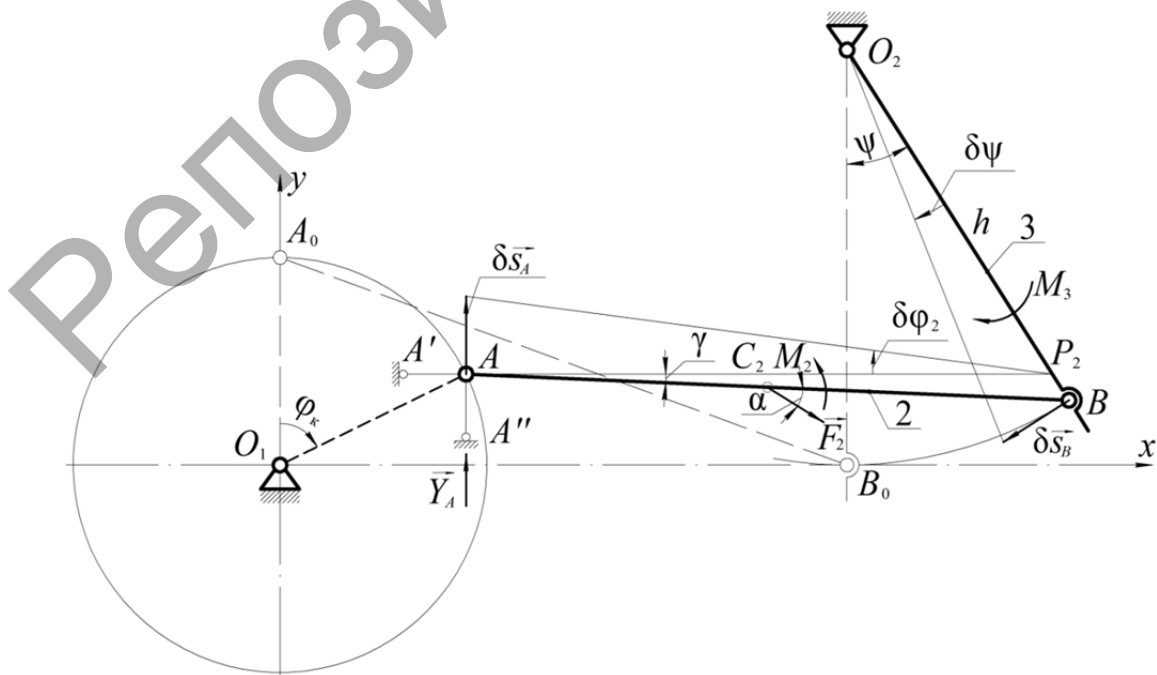
Пры вылічэнні адлегласцей r_1 , h_1 вуглы γ і ψ запазычаюцца з кінематычнага разліку [4].

Визначення сил взаємодіяння в інтерних кінематичних парах A, B . Сувязі A і B накладваюць на ўзаемнае перамяшчэнне звяноў, якія яны злучаюць, па два абмежаванні. Таму іх называюць двухвалентнымі. На разліковых схемах (рысункі 5—8) абмежаванні будзем мадэліраваць кароткімі ўзаемнаартаганальнымі стрыжнямі. Шукаемыя сілы ўзаємодзяння ў кінематичных парах роўныя рэакцыям гэтых стрыжняў.

На рысунку 5 для вызначэння сіл ўзаємодзяння ў шарніры A разглядаецца ўмоўная раўнавага правай (адносна шарніра A) часткі механізма.



Рысунк 5. — Разліковая схема для вызначэння кампанента X_A



Рысунк 6. — Разліковая схема для вызначэння кампанента Y_A

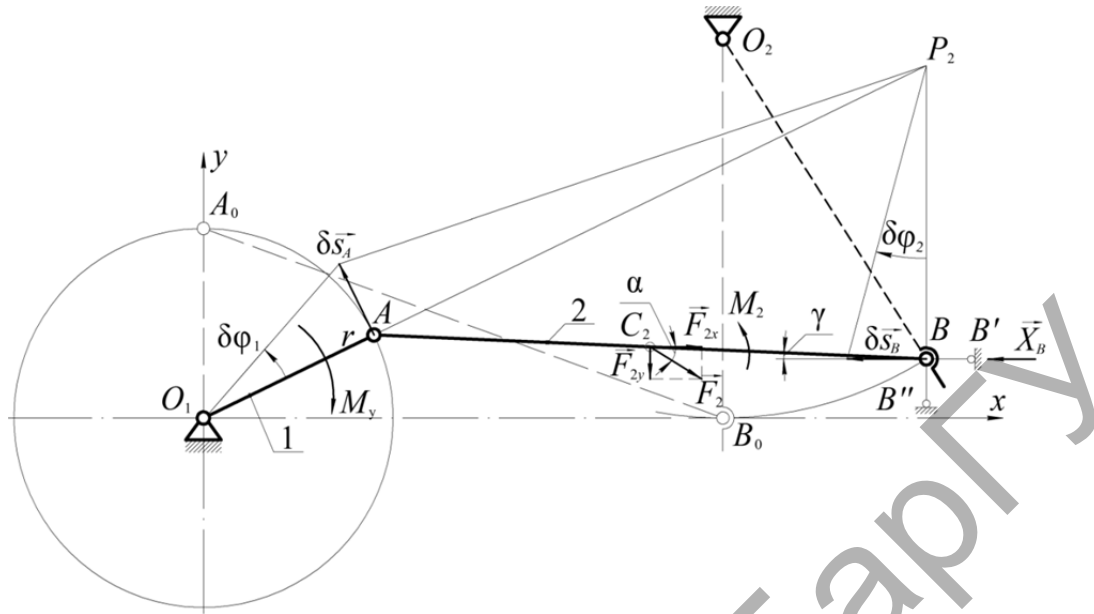


Рисунок 7. — Разліковая схема для визначення компонента X_B

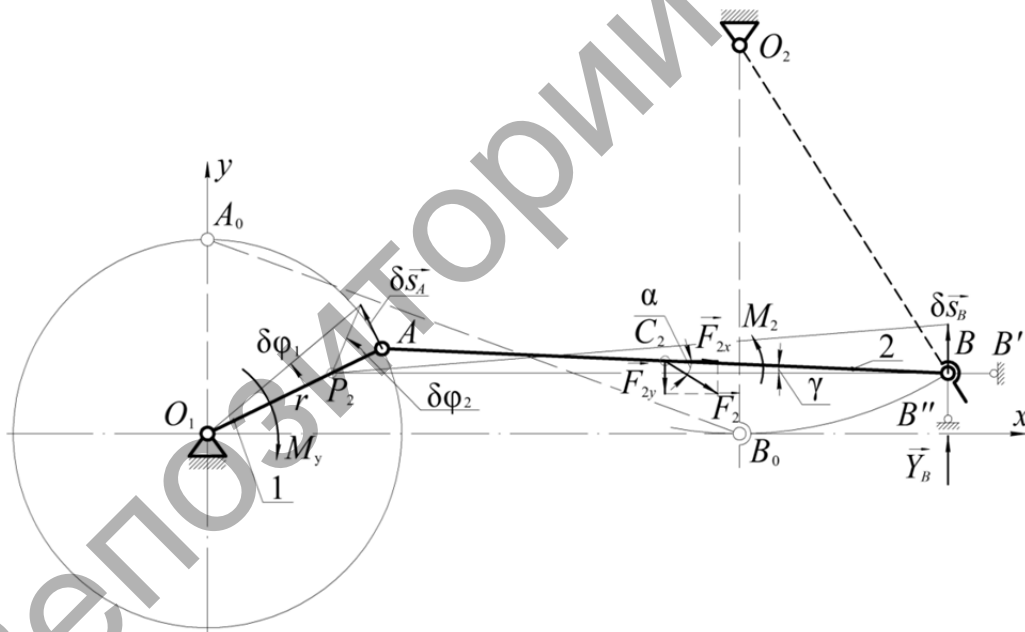


Рисунок 8. — Разліковая схема для визначення компонента Y_B

Каб визначити горизонтальну силу, уявно визваємося ад сувязі AA' , а яе дзейне на правую частку механізму замянем рэакцыяй X_A , якую знаходзім па метадыцы прынцыпу магчымых перамяшчэнняў. У якасці незалежнага магчымага перамяшчэння прымаем δs_A . Далей пры вылічэнні магчымай работы сілы F_2 будзем улічваць, што плоскапаралельны рух шатуна, да якога яна прыкладзена, уяўляе сукупнасць паступальнага руху (як полюс A) і вярчальнага вакол A . Таму і $\delta A(F_2)$ запісваецца ў выглядзе адпаведнай сумы:

$$\delta A(\vec{F}_2) = F_2 \cos(\alpha + \gamma) \delta s_A - M_A(\vec{F}_2) \delta \varphi_2.$$

На рисунку 5, у адрозненне ад рысунка 4, імгненны цэнтр павароту шатуна P_2 знаходзіцца за межамі фармату рысунка. Таму выкарыстоўваем іншыя суадносіны з тэарэтычнай механікі:

$$\delta s_B \cos \beta = \delta s_A \cos \gamma; \quad \delta \varphi_2 = (\delta s_B \sin \beta - \delta s_A \sin \gamma) / l,$$

дзе $l = AB$.

Адсюль вызначаем:

$$\begin{aligned} \delta s_B &= (\cos \gamma / \cos \beta) \delta s_A; & \delta \varphi_2 &= c_3 \delta s_A; \quad \delta \psi = c_4 \delta s_A; \\ c_3 &= (\cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) / l; & c_4 &= \cos \gamma / h \cos \beta. \end{aligned}$$

Запісваем ураўненне работ (1):

$$X_A \delta s_A + F_2 \cos(\alpha + \gamma) \delta s_A - M_A(\vec{F}_2) \delta \varphi_2 + M_2 \delta \varphi_2 - M_3 \delta \psi = 0.$$

Падстаўляем сюды магчымыя перамяшчэнні $\delta \varphi_2$, $\delta \psi$, выносім за дужкі δs_A і ўлічваем, што $\delta s_A \neq 0$. Атрымліваем ураўненне ўмоўнай раўнавагі правай часткі механізма, з якога вызначаем гарызантальную кампаненту сілы ўзаемадзеяння:

$$X_A = -F_2 \cos(\alpha + \gamma) + c_3 [M_A(\vec{F}_2) - M_2] + c_4 M_3, \quad (4)$$

дзе $M_A(\vec{F}_2) = l F_2 \sin \alpha / 2$.

Аналагічна вызначаем вертыкальную скадовую Y_A (рысунак 6).

Уяўна вызваляемся ад сувязі AA'' . Яе дзеянне на шарнір A замяняем рэактыўнай сілай Y_A . Зноў разглядаем умоўную раўнавагу правай часткі механізма. Яна атрымала адну ступень свабоды. Надаем шарніру A незалежнае магчымае перамяшчэнне δs_A . У выніку іншыя звенні і шарнір B атрымаюць перамяшчэнні $\delta \varphi_2$, $\delta \psi$ і δs_B . Імгненны цэнтр павароту шатуна знаходзіцца ў пункце P_2 . Запісваем ураўненне работ (1):

$$Y_A \delta s_A - M_{P_2}(\vec{F}_2) \delta \varphi_2 - M_2 \delta \varphi_2 + M_3 \delta \psi = 0. \quad (5)$$

Ва ўраўненні (5)

$$\begin{aligned} \delta \varphi_2 &= \delta s_A / AP_2 = c_5 \delta s_A, & \delta \psi &= \delta s_B / h = (BP_2 / h AP_2) \delta s_A = c_6 \delta s_A, \\ c_5 &= 1 / AP_2, & c_6 &= BP_2 / h AP_2. \end{aligned}$$

Падстаўляем $\delta \varphi_2$, $\delta \psi$ у (5). Паўтараем папярэднія разважанні і дзеянні. У выніку атрымліваем:

$$Y_A = c_5 [M_{P_2}(\vec{F}_2) + M_2] - c_6 M_3. \quad (6)$$

Па кампанентам (4), (6) знаходзім раўнадзейную сілу ўзаемадзеяння звенняў 1, 2 у кінематычнай пары A :

$$F_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}.$$

Пераходзім да шарніра B . Прадстаўляем яго як двухвалентную сувязь двума кароткімі стрыжнямі BB' , BB'' (гл. рысунак 7).

Разглядаем умоўную раўнавагу часткі O_1AB механізма. Для вызначэння складовай сілы ўзаемадзеяння X_B уяўна адкідваем сувязь BB' . Надаем шарніру B незалежнае магчымае перамяшчэнне δs_B . Адпаведныя яму магчымыя перамяшчэнні звенняў $1, 2$ і шарніра A абазначаем праз $\delta\varphi_1, \delta\varphi_2$ і δs_A . Улічваем, што імгненны цэнтр павароту звяна 2 знаходзіцца ў пункце P_2 . Запісваем ураўненне работ (1):

$$X_B \delta s_B - M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta\varphi_2 - M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta\varphi_2 - M_2 \delta\varphi_2 - M_y \delta\varphi_1 = 0, \quad (7)$$

дзе $F_{2x} = F_2 \cos(\alpha + \gamma), F_{2y} = F_2 \sin(\alpha + \gamma)$.

Выражаем $\delta\varphi_1, \delta\varphi_2$ праз δs_B :

$$\begin{aligned} \delta\varphi_1 &= \delta s_A / r = (AP_2 / rBP_2) \delta s_B = c_7 \delta s_B; & \delta\varphi_2 &= \delta s_B / BP_2 = c_8 \delta s_B; \\ c_7 &= AP_2 / (rBP_2); & c_8 &= 1 / BP_2. \end{aligned}$$

Падстаўляем атрыманыя $\delta\varphi_1, \delta\varphi_2$ у (7). Паўтараем папярэдняе разважанні. Атрымліваем ураўненне ўмоўнай раўнавагі разглядаемай часткі механізма, з якога знаходзім:

$$X_B = c_8 [M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) + M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) + M_2] + c_7 M_y. \quad (8)$$

Аналагічна, карыстаючыся рысункам 8, запісваем ураўненне работ (1) для вызначэння кампаненты Y_B :

$$Y_B \delta s_B - M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) \delta\varphi_2 - M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) \delta\varphi_2 + M_2 \delta\varphi_2 - M_y \delta\varphi_1 = 0. \quad (9)$$

Тут $\delta\varphi_1 = \delta s_A / r = c_9 \delta s_B, \delta\varphi_2 = \delta s_A / AP_2 = c_{10} \delta s_B, c_9 = AP_2 / (rBP_2), c_{10} = 1 / BP_2$. Падстаўішы $\delta\varphi_1, \delta\varphi_2$ ва ўраўненне (9), прыходзім да ўраўнення ўмоўнай раўнавагі той жа часткі механізма. Вызначаем Y_B :

$$Y_B = c_{10} [M_{P_2}(\vec{F}_{2y}) + M_{P_2}(\vec{F}_{2x}) - M_2] + c_9 M_y. \quad (10)$$

Знаходзім раўнадзейную складовых (8), (10):

$$F_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}.$$

Вызначэнне сіл узаемадзеяння ў знешніх кінематычных парах O_1, O_2 . Сілы ўзаемадзеяння крывашыпа 1 і каромысла 3 са стойкай O_1O_2 будзем знаходзіць метадам кінестатыкі. На рысунку 9 дзеянне стойкі на звенні $1, 3$ прадстаўлена сіламі $X_{O_1}, Y_{O_1}, X_{O_2}, Y_{O_2}$.

Разглядаем асобна ўмоўную раўнавагу крывашыпа і каромысла. Да дзеючых на іх знешніх сіл, знойдзеных раней, далучаем і ўжо вызначаныя сілы: $X'_A = -X_A, Y'_A = -Y_A, X'_B = -X_B, Y'_B = -Y_B$, прыкладзеныя да шарніраў A, B . Напрамак сіл X'_A, Y'_A, X'_B, Y'_B на рысунку 9 адваротны да сапраўднага (а не да паказанага на рысунках 5—8) напрамку сіл X_A, Y_A, X_B, Y_B .

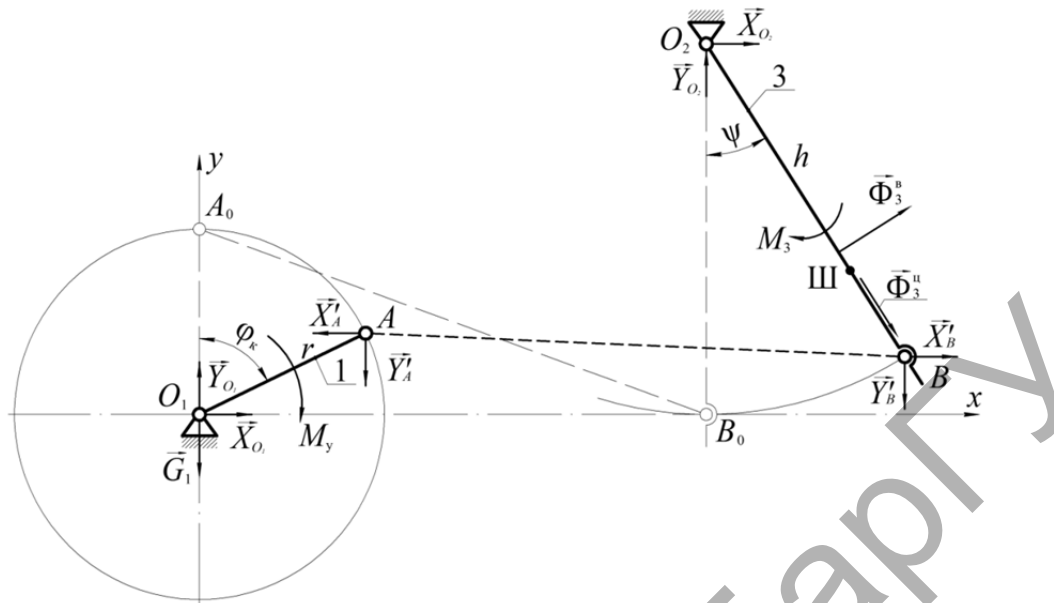


Рисунок 9. — Разліковая схема для вызначэння сіл узаемадзеяння ў знешніх кінематычных парах

На рисунку 9 сіла

$$\vec{\Phi}_3^u = \vec{\Phi}_k^u + \vec{\Phi}_{ш}^u, \quad \vec{\Phi}_3^B = \vec{\Phi}_k^B + \vec{\Phi}_{ш}^B,$$

дзе $\Phi_k^u = \frac{1}{2} m_3 h \omega_3^2$, $\Phi_{ш}^u = m_{ш} h_{ш} \omega_3^2$ — адцэнтрабежныя сілы каромысла і штангі; $h = O_2B$; $h_{ш} = O_2Ш$;

$\Phi_k^B = \frac{1}{2} m_3 h \epsilon_3$, $\Phi_{ш}^B = m_{ш} h_{ш} \epsilon_3$ — іх вярчальныя сілы інерцыі; $h = O_2B$; $h_{ш} = O_2Ш$.

$m_3, m_{ш}$ — масы каромысла і штангі;

ω_3, ϵ_3 — іх вуглавыя скорасць і паскарэнне.

Карыстаючыся рысункамі 3 і 9, запісваем умовы раўнавагі крывашыпа і каромысла:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = X_{O_1} - X'_A = 0; \\ \sum Y_i = Y_{O_1} - G_1 - Y'_A = 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i = X_{O_2} + X'_B - F'_{лх} - F''_{лх} + \Phi_3^u \sin \psi + \Phi_3^B \cos \psi = 0; \\ \sum Y_i = Y_{O_2} - Y'_B - G_3 - G_{ш} - F'_{лy} - F''_{лy} - \Phi_3^u \cos \psi + \Phi_3^B \sin \psi = 0, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

дзе $F'_{лх}, F''_{лх}, F'_{лy}, F''_{лy}$ — праекцыі сіл $F'_л, F''_л$ на восі каардынат.

Як бачым, кожнае ўраўненне (11), (12) утрымлівае толькі адну невядомую сілу. Знаходзім іх:

$$X_{O_1} = X'_A; \quad Y_{O_1} = Y'_A + G_1; \quad X_{O_2} = F'_{лх} + F''_{лх} - X'_B - \Phi_3^u \sin \psi - \Phi_3^B \cos \psi;$$

$$Y_{O_2} = Y'_B + G_3 + G_{ш} + F'_{лy} + F''_{лy} + \Phi_3^u \cos \psi - \Phi_3^B \sin \psi.$$

Адсюль

$$F_{O_1} = \sqrt{X_{O_1}^2 + Y_{O_1}^2}; \quad F_{O_2} = \sqrt{X_{O_2}^2 + Y_{O_2}^2}.$$

Заклучэнне. У даследаванні выкананы сілавы аналіз прываднага механізма ланцужнага агрэгата. Выкарыстаны новы камбінаваны метада, які спалучае прынцып Даламбера—Лагранжа з метадам кінетастантыкі. Знойдзены ўраўнаважвальны момант на крывашыпе і сілы ўзаемадзеяння ва ўнутраных і знешніх кінематычных парах.

Спіс цытаваных крыніц

1. Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия : коллектив. моногр. / Л. А. Сиваченко [и др.] ; под науч. ред. Л. А. Сиваченко ; М-во образования Респ. Беларусь, Баранович. гос. ун-т. — Барановичи : БарГУ, 2020. — 359 с.
2. Агрегат для переработки неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов : пат. ЕАПО 038851 / Л. А. Сиваченко, В. А. Потапов, Т. Л. Сиваченко ; дата опубл.: 28.10.2021.
3. Заяц, В. Р. Альтэрнатыўны метада сілавога аналізу плоскіх рычажных механізмаў / В. Р. Заяц, С. І. Русан, І. М. Талачынец // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. — 2013. — № 4. — С. 2—4.
4. Распрацоўка алгарытму аналітычнага метада кінематычнага аналізу чатырохзвеннага механізма ланцужнага агрэгата / У. А. Патапаў [і інш.] // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. — 2022. — № 2. — С. 105—112.
5. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Наука, 1988. — 640 с.
6. Теория механизмов и механика машин : учеб. для вузов / К. Ф. Фролов [и др.] ; под. ред. К. В. Фролова. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 1998. — 496 с.
7. Хвясько, Г. М. Курс тэарэтычнай механікі : вучэб. дапаможнік для студэнтаў выш. тэхн. навуч. устаноў. — Мінск : БДТУ, 2000. — 354 с.
8. Хвясько, Г. М. Тэарэтычная механіка. Практыкум : вучэб. дапаможнік для студэнтаў тэхн. спецыяльнасцей устаноў, якія забяспечваюць атрыманне выш. адукацыі : у 2 ч. / Г. М. Хвясько. — Мінск : БДТУ, 2005. — Ч. 2. — 198 с.

Паступіў у рэдакцыю 09.09.2022.