

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.ru³Міждзяржаўная 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 метада: частка невядомых сілавых фактараў знаходзіцца з дапамогай прынцыпу Даламбера—Лагранжа, другая — класічным (ці тыповым) метадам кінэстатыкі. 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 метада 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; метада кінэстатыкі; 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.ru³Inter-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).

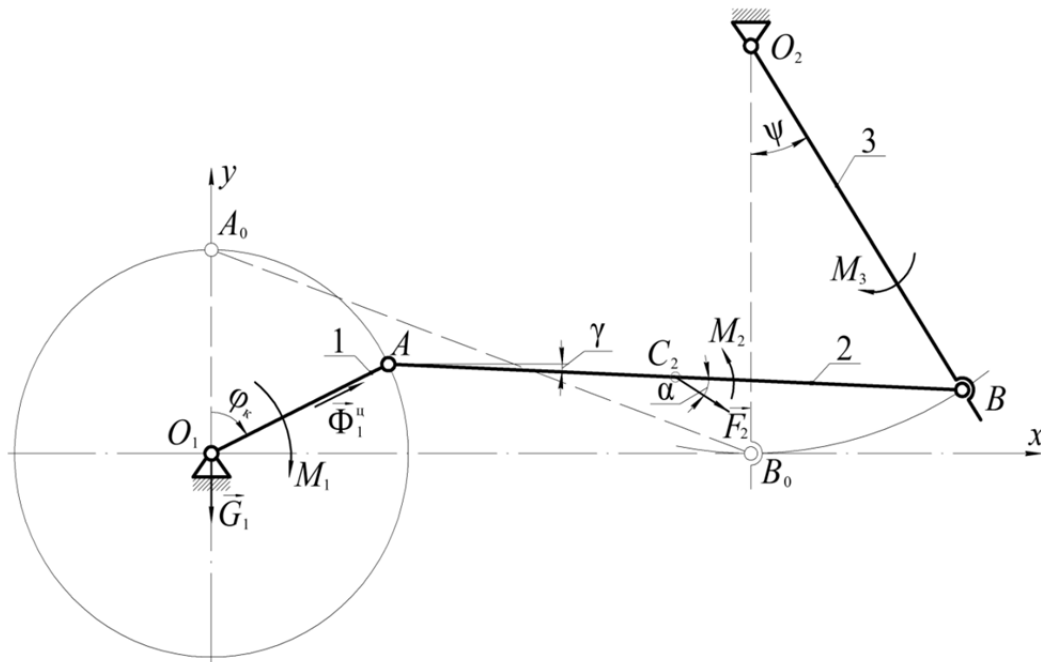


Рисунок 1. — Схема механізма з дзёючымі на яго знешнімі сіламі

Паводле тэрміналогіі, прынятай у тэарэтычнай механіцы і тэорыі механізмаў і машын, звенні механізма маюць наступныя назвы: 1 — кривашып, 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 кривашыпа 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 кінестатыкі, 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 кінестатыкі 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 кінестатыкі. 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^H 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

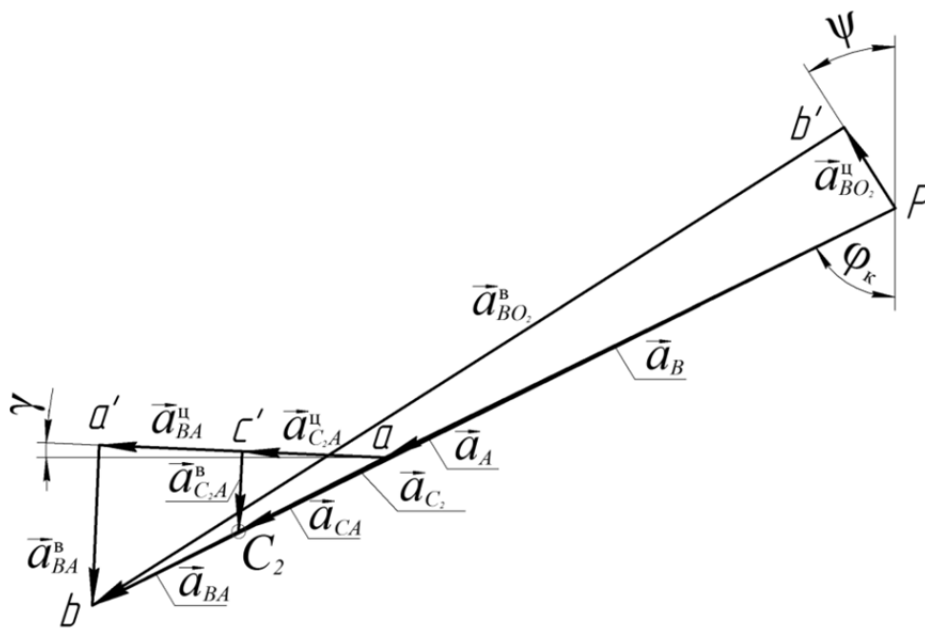
$$\vec{F}_2 = \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_2,$$

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:

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



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 ; $a_{C_2A}^u, a_{BA}^u, a_{BO_2}^u$ — дацэнтрабежныя паскарэнні тых жа цэнтраў. На дыяграме P — яе адвольна выбраны полюс; ϕ_k — вугал павароту кривашыпа. 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).

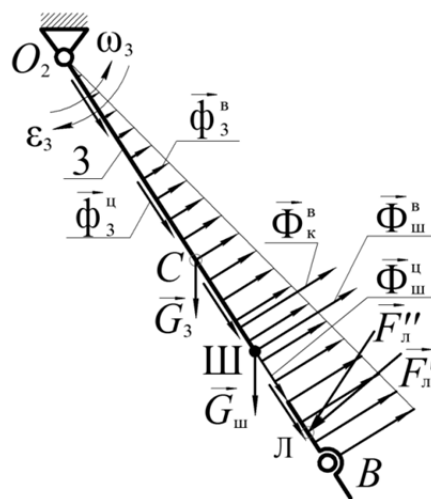
Вызначэнне ўраўнаважвальнага моманту на кривашыпе. Паводле тэрміналогіі, усталяванай у тэорыі механізмаў і машын [5; 6], момант на кривашыпе, неабходны для яго раўнамернага вярчэння падчас руху механізма, называюць ураўнаважвальным. Яго велічыня залежыць ад усіх сіл, што дзейнічаюць на звенні механізма.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

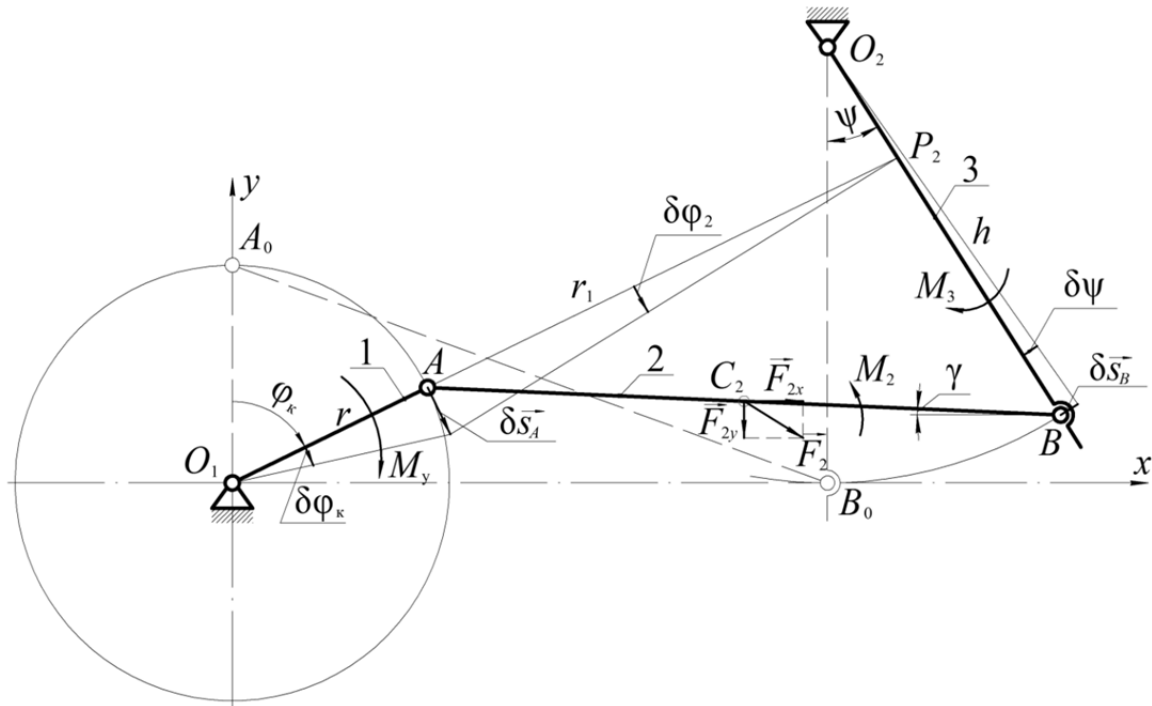


Рисунок 4. — Разліковая схема для визначення M_y

Для визначення моменту M_y у якості незалежного приймем вуглавое переміщення $\delta\phi_k$ криваша. Магчымыя перемішчэнні іншых звенняў і кінематычных пар абазначым як $\delta\phi_2$, $\delta\psi$, δs_A , δs_B . Запісваем ураўненне (1) у разгорнутым выглядзе:

$$M_y \delta\phi_k + M_{P_2}(\vec{F}_{2x})\delta\phi_2 + M_{P_2}(\vec{F}_{2y})\delta\phi_2 + M_2\delta\phi_2 - M_3\delta\psi = 0. \tag{2}$$

Карыстаючыся рысункам 4, выражаем магчымыя перемішчэнні $\delta\phi_2$, $\delta\psi$ праз незалежнае $\delta\phi_k$:

$$\delta\phi_2 = \delta s_A / AP_2 = r\delta\phi_k / r_1 = c_1\delta\phi_k; \quad \delta\psi = \delta s_B / h = \delta\phi_2 h_1 / h = h_1 r \delta\phi_k / r_1 h = c_2\delta\phi_k,$$

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

Падстаўляем атрыманыя $\delta\phi_2$, $\delta\psi$ ва ўраўненне (2) і выносім за дужкі $\delta\phi_k$:

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

Паколькі ў роўнасці (3) $\delta\phi_k \neq 0$, 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 внутрішніх кінематичних парах A, B . Сувязі A і B накладвають на взаємне переміщення зв'язок, які вони злучають, по два обмеження. Тому їх називають двохвалентними. На різливих схемах (рисунки 5—8) обмеження будуть моделюватися короткими взаємнаартаганальними стрижнями. Шукаемі сили взаємодіяння в кінематичних парах роїться реакціям гэтых стрижняў.

На рисунку 5 для визначення сил взаємодіяння в шарнірі A розглядається умоўная раўнавага правай (адносна шарніра A) часткі механізму.

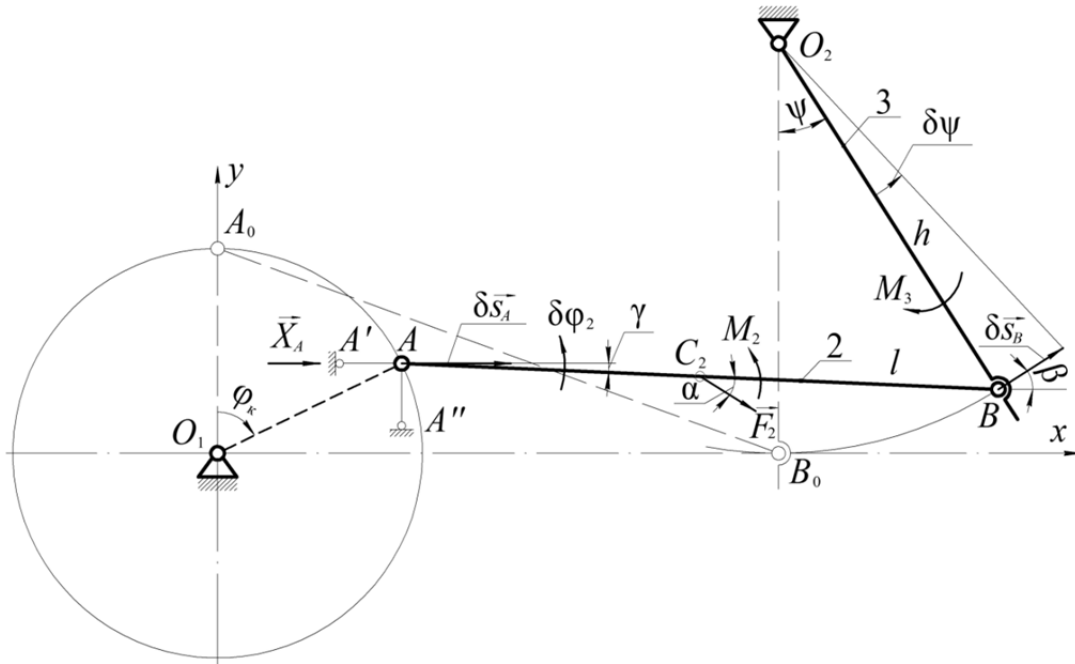


Рисунок 5. — Разліковая схема для визначення компонента X_A

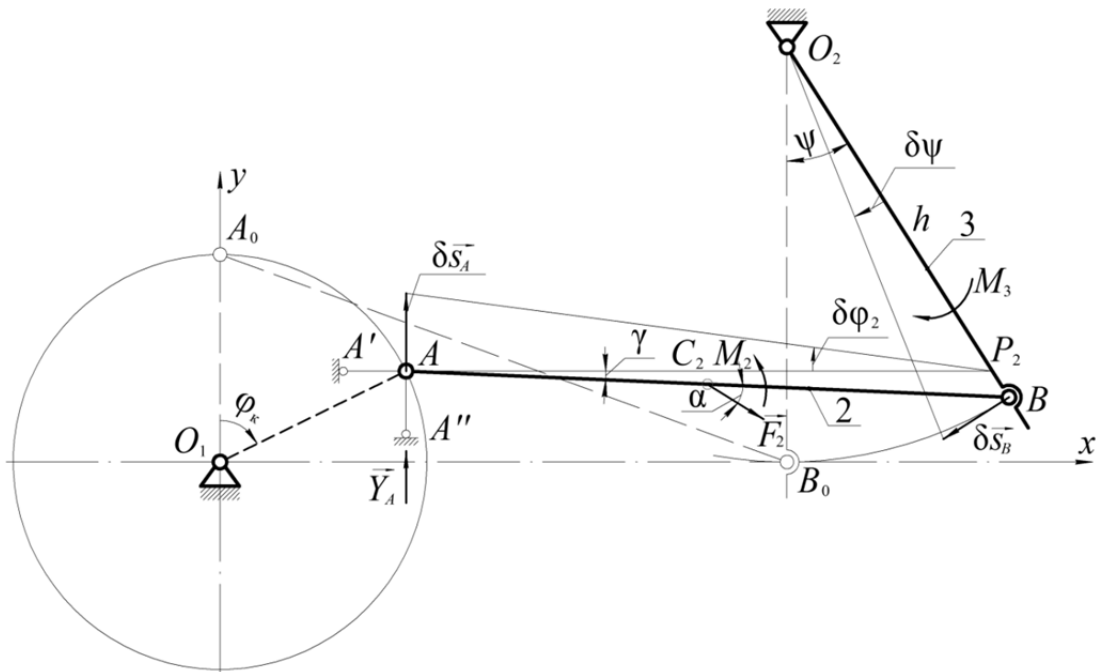


Рисунок 6. — Разліковая схема для визначення компонента Y_A

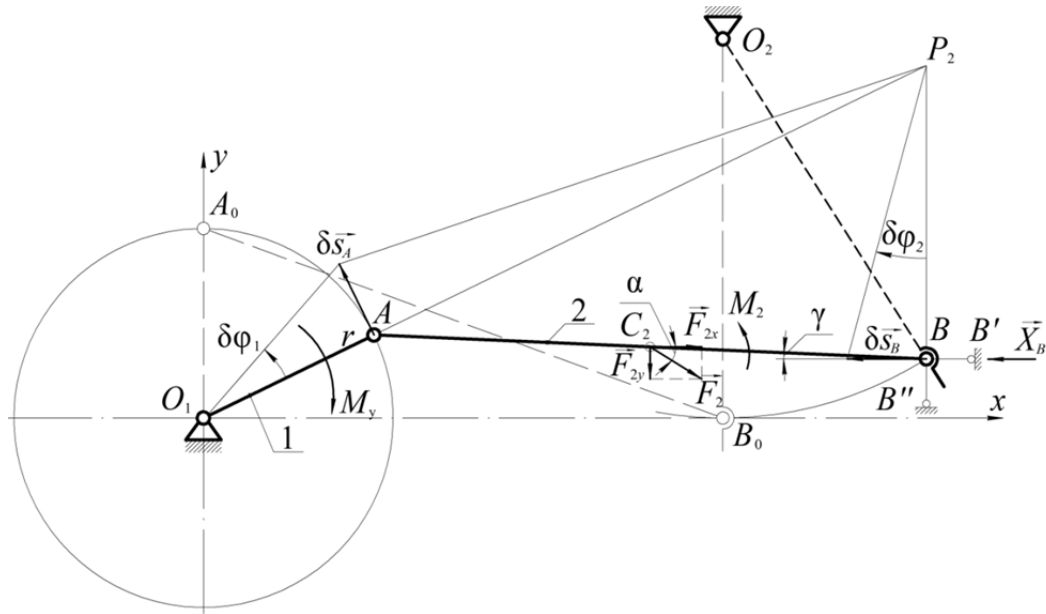


Рисунок 7. — Разліковая схема для визначення компонента X_B

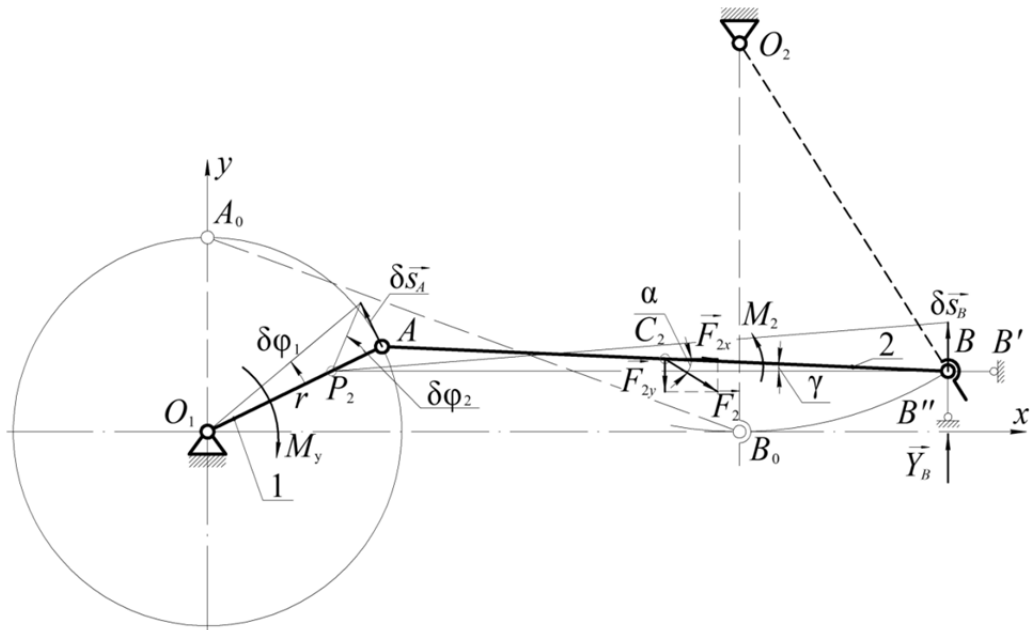


Рисунок 8. — Разліковая схема для визначення компонента Y_B

Каб визначити горизонтальну силу, уявно вивільняємо ад сувязі AA' , а яе дзейне на правую частку механізму заміняем реакцією X_A , яку знаходім па методцы 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 папярэднія 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 .

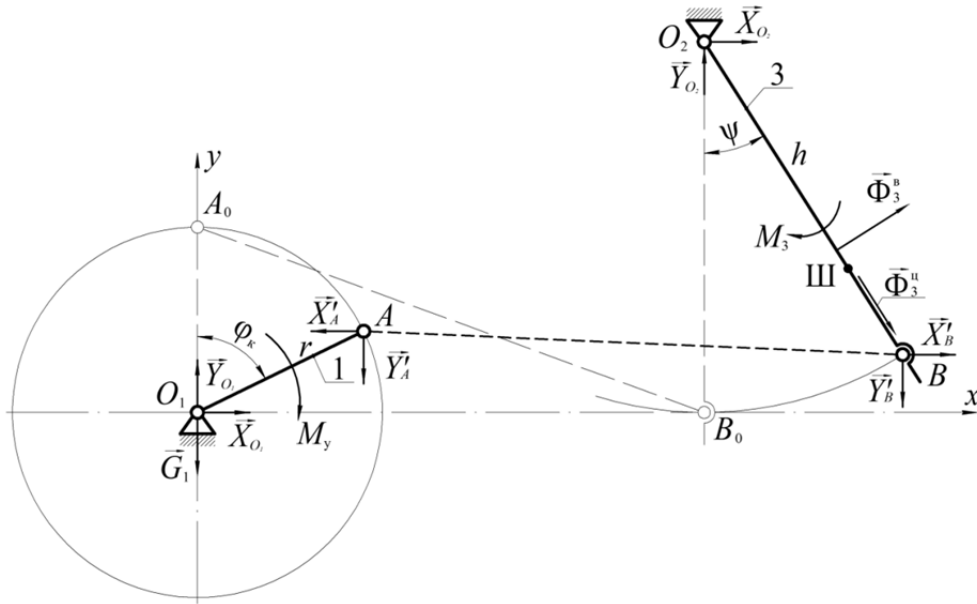


Рисунок 9. — Разліковая схема для вызначэння сіл узаемадзеяння ў знешніх кінематычных парах

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 вуглавая 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 кінестатыкі. 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 метаду 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 втузов / И. И. Артоболевский. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Наука, 1988. — 640 с.
6. Теория механизмов и механика машин : учеб. для втузов / 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.