

УДК 621.926

А. І. Наліўка¹, С. І. Русан¹, Л. А. Сівачэнка², Т. Л. Сівачэнка³¹Установа адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», Міністэрства адукацыі Рэспублікі Беларусь, вул. Войкава, 21, 225404 Баранавічы, Рэспубліка Беларусь, +375 (33) 699 45 01, alehnaliuko@mail.ru²Міждзяржаўная адукацыйная ўстанова вышэйшай адукацыі «Беларуска-Расійскі ўніверсітэт», Міністэрства адукацыі Рэспублікі Беларусь, праспект Міру 43, 212000 Магілёў, Рэспубліка Беларусь, +375 (222) 70 36 78, 228011@mail.ru³Унітарнае прыватнае вытворчае прадпрыемства «КБ «Прамысловыя тэхналогіі і комплексы», вул. Грушаўская, д. 32, 212003 Магілёў, +375 (44) 453 88 08, tatsianamail.86@gmail.com

ДАСЛЕДАВАННЕ НАПРУЖАНА-ДЭФАРМАВАНАГА СТАНУ ДРАЦЯНОГА РАБОЧАГА ЭЛЕМЕНТА ЗДРАБНЯЛЬНАЙ МАШЫНЫ

Выкладзена методыка даследавання напружана-дэфармаванага стану драцяных элементаў ротара здрабняльнай машыны. Улічаны як сілы інерцыі, так і сілы цяжару. Паказана, што апошнія можна ігнараваць.

Апісана методыка вызначэння сілы ўзаемадзеяння драцянога элемента ротара здрабняльнай машыны з часціцай здрабнямага матэрыялу. Рабочы элемент ротара мадэлюецца пругкім стрыжнем, а часціца — матэрыяльным пунктам.

Ключавыя словы: методыка; стрыжань; здрабненне; вуглавая хуткасць; цэнтрабежнае паскарэнне; перамяшчэнне; драцяны элемент; здрабняльная машына.

Рис. 7. Бібліягр.: 6 назваў.

O. I. Naliuko¹, S. I. Rusan¹, L. A. Sivachenko², T. L. Sivachenko³¹Educational Institution "Baranovichi State University", Ministry of Education of the Republic of Belarus, 21 Voykov St., 225404 Baranovichi, the Republic of Belarus, +375 (33) 699 45 01, alehnaliuko@mail.ru²Belarusian-Russian University, Ministry of Education of the Republic of Belarus, Mira Avenue 43, 212000 Mogilev, the Republic of Belarus, +375 (222) 70 36 78, 228011@mail.ru³Deputy Director Private Production Unitary Enterprise "DB «Industrial technologies and complexes»" 32 Grushevskaya Str., 212003 Mogilev, the Republic of Belarus, +375 (44) 453 88 08, tatsianamail.86@gmail.com

THE RESEARCH OF STRESS-STRAIN STATE OF A WIRE OPERATING ELEMENT OF A GRINDING MACHINE

The methodology for studying the stress-strain state of the wire elements of the rotor of a grinding machine is described. Both inertial forces and gravity are taken into account. It is shown that the latter can be neglected.

The technique is described for determining the interaction force of the wire element of the rotor of a grinding machine with a particle of ground material. The operating element of the rotor is modeled by an elastic rod, and the particle is modeled by a material point.

Keywords: technique; rod; grinding; angular velocity; centripetal acceleration; movement; wire element; grinding machine.

Fig. 7. Ref.: 6 titles.

Уводзіны. Неабходнасьць даследавання напружана-дэфармаванага стану стрыжня ўзнікла ў сувязі з распрацоўкай перспектывных здрабняльных машын, асноўным звязом якіх з'яўляецца ратар з замацаванымі на яго знешняй паверхні радыяльнымі драцянымі элементамі ў выглядзе шчоткі. Кожны такі элемент разглядаецца як стрыжань, што знаходзіцца пад уздзеяннем цэнтрабежных сіл (сіл інерцыі) і сіл цяжару. На першым этапе даследавання не ўлічваем дадатковыя сілы ўзаемадзеяння са здрабняемым рэчывам, што ўзнікаюць у рабочай зоне машыны. Канструкцыя здрабняльнай машыны апісанага тыпу, некаторыя параметры і разлікі іх рабочых органаў выкладзены ў шэрагу публікацый [1—3].

Асноўная частка. На рысунку 1, а, драцяны элемент AB замацаваны на паверхні дыска радыуса r_0 , які верціцца з пастаяннай вуглавой хуткасцю ω вакол восі O .

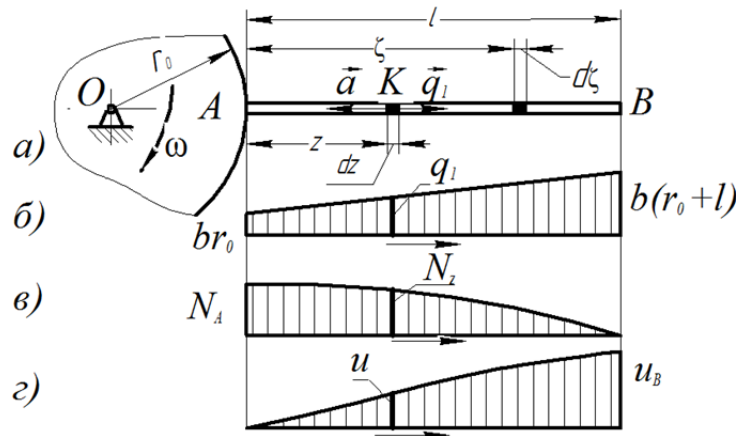


Рисунок 1. — Разліковая схема ротора здрабняльнай машыны: драцяны элемент AB пад дзеяннем адцэнтрабежных сіл q_i (а); эпіюра адцэнтрабежных сіл (б); эпіюра нармальных сіл (в); эпіюра перамяшчэнняў (г)

Далей элемент будзем разглядаць як стрыжань, які пры $\omega = \text{const}$ па-за мяжой рабочай зоны здрабняльнай машыны працуе на расцяжэнне і згін. Даўжыню стрыжня, яго дыяметр і масу абазначаем адпаведна літарамі l , d і $m_{\text{ст}}$. Пагонная маса вылічваецца па формуле $m = m_{\text{ст}}/l$. Разгледзім элементарны участак стрыжня даўжынёй $d\zeta$ на адлегласці ζ ад замацоўкі A . Яго маса роўна $md\zeta$, а паскарэнне $a = \rho\omega^2$, дзе $\rho = r_0 + \zeta$; тады $a = (r_0 + \zeta)\omega^2$. Сіла інерцыі участка $d\zeta$ роўна: $q_i = mad\zeta$, ці

$$q_i = (br_0 + b\zeta)d\zeta, \quad (1)$$

дзе $b = m\omega^2$. З улікам формулы (1) раўнадзейная сіла інерцыі стрыжня Q_i роўна:

$$Q_i = b \int_0^l (r_0 + \zeta)d\zeta = b(r_0\zeta + \zeta^2/2) \Big|_0^l = b(r_0l + l^2/2) = b(r_0 + l/2) = (r_0 + l/2)m_{\text{ст}}\omega^2.$$

Знойдзем нармальную сілу N_z у адвольным сячэнні стрыжня K , зададзенай каардынатай z . Яна роўна суме сіл q_i , што дзейнічаюць злева ад сячэння K , г. зн. на ўчастак KB :

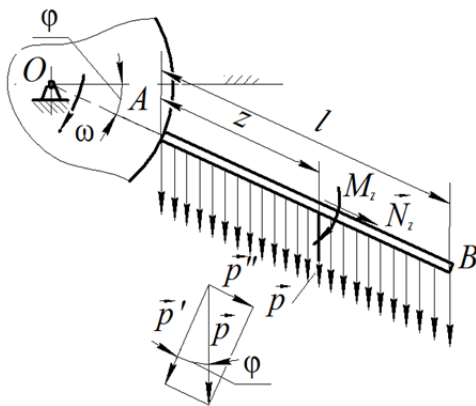
$$N_z = \int_z^l q_i = \int_z^l (br_0 + b\zeta)d\zeta = b \int_z^l (r_0 + \zeta)d\zeta = b(r_0\zeta + \zeta^2/2) \Big|_z^l.$$

Канчаткова

$$N_z = b \left[r_0(l - z) + (l^2 - z^2)/2 \right]. \quad (2)$$

Максімальная нармальная сіла мае месца ў замацоўцы A пры $z = 0$:

$$N_{\text{max}} = N_A = (r_0 + l/2)m_{\text{ст}}\omega^2. \quad (3)$$



Рисунак 2. — Драцяны элемент AB пад дзеяннем сіл цяжару

Як бачым, $N_{\max} = Q_i$. Сіла цяжару P стрыжня раўнамерна размеркавана па яго даўжыні l , таму ўтварае пагонную назрузку пастаяннай інтэнсіўнасці $p = P / l$. Яе напрамак адносна стрыжня змяняецца пры яго павароце. На рысунку 2 стрыжань AB павёрнуты адносна гарызанталі на вугал φ . Разгледзім элемент стрыжня адзінкавай даўжыні, што знаходзіцца на адлегласці z ад замацоўкі A . Яго маса $m = m_{\text{ст}} / l$, а сіла цяжару $p = mg$ ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — паскарэнне свабоднага падзення). Раскладзём вектар p на кампаненты p' і p'' папярэк і ўздоўж восі стрыжня (гл. рысунак 2): $p' = p \cos \varphi$, $p'' = p \sin \varphi$. Раўнадзейная нагрукі p'' , якая прыкладзена да ўчастка KB , утварае нармальную сілу N_K у сячэнні з каардынатай $z = AK$: $N_K = (l - z) p''$, ці

$$N_K = (l - z) mg \sin \varphi. \quad (4)$$

Раўнадзейная нагрукі p' на участку KB роўна $(l - z)p'$; яе здабытак на плячо $KB / 2$ стварае выгінальны момант у сячэнні K : $M_Z = (l - z)^2 p' / 2$. Найбольшага значэння момант M_Z дасягае ў сячэнні $z = 0$:

$$M_{\max} = M_A = l^2 p \cos \varphi / 2. \quad (5)$$

Пераходзім да вызначэння перамяшчэння u сячэнняў стрыжня. Інфармацыя пра іх велічыні неабходна для рэгулявання зазору паміж ротарам з драцянымі элементамі і рухомай (для настройкі) шчакой, па цыліндрычнай паверхні якой слізгаюць здрабняемыя фракцыі. Аналізуючы рысунак 3, можна заўважыць, што перамяшчэнне адвольнага сячэння K стрыжня AB роўна падаўжэнню яго ўчастка AK . Апошняе вызначым на падставе закона Гука. Для гэтага на участку AK на адлегласці ζ ад замацоўкі A выдзелім элемент $d\zeta$. Яго падаўжэнне пад дзеяннем нармальнай сілы N_ζ роўна: $\Delta(d\zeta) = N_\zeta d\zeta / EF$, дзе E — модуль пругкасці матэрыялу; F — плошча папярочнага сячэння; EF — жорсткасць стрыжня пры расцяжэнні/сцісканні.

Сілу N_ζ прымаем паводле формулы (2) пры $z = \zeta$. Падаўжэнне ўсяго ўчастка $AK = z$ роўна:

$$u = \int_0^z N_\zeta d\zeta / EF = (b / EF) \int_0^z [(r_0 + l/2)l - r_0\zeta - \zeta^2 / 2] d\zeta = (b / EF) [(r_0 + l/2)l\zeta - r_0\zeta^2 / 2 - \zeta^3 / 6] \Big|_0^z.$$

Канчаткова

$$u = [(r_0 + l/2)lz - r_0z^2 - z^3 / 6] m_{\text{ст}} \omega^2 / EF. \quad (6)$$

Падаўжэнне стрыжня, роўнае перамяшчэнню u_B яго канца B , знаходім па формуле (6) пры $z = l$:

$$u_B = (3r_0 + 2l) l m_{\text{ст}} \omega^2 / 6EF. \quad (7)$$

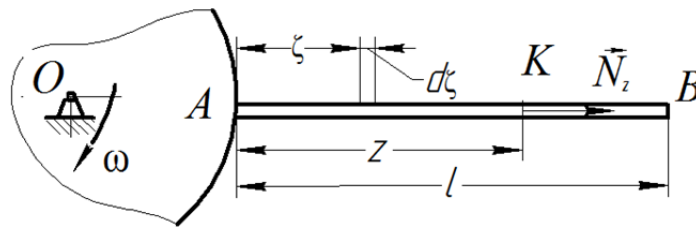


Рисунок 3. — Схема для вылічэння перамяшчэння *и* сячэнняў стрыжня

Як бачым, падаўжэнне стрыжня u_B прапарцыянальна яго масе, квадрату даўжыні l і вуглавой хуткасці ω . Эпюры q_i , N_z і u прадстаўлены на рысунку 1 (б, з).

Перамяшчэнні сячэнняў стрыжня пад дзеяннем сілы цяжару вылічваюцца аналагічна. Нармальнае прымяецца паводле формулы (4). Атрыманы вынік з улікам знакаў сумуецца з папярэднім.

Разгледзім далей методыку вызначэння механічных напружанняў. У адвольным сячэнні стрыжня (гл. рысунак 3) нармальнае напружанне вылічваецца па формуле: $\sigma_z = N_z / F$, дзе N_z прымаецца па формуле (2); $F = \pi d^2 / 4$ — плошча папярочнага сячэння стрыжня. Самым напружаным сячэннем стрыжня з’яўляецца яго замацоўка A :

$$\sigma_A = 4(r_0 + l/2)m_{ст}\omega^2 / \pi d^2. \tag{8}$$

Тут улічана толькі сіла інерцыі $Q_i = N_A$ (3). Другая складаная напружанняў вызначаецца на падставе формулы (4) пры $z = 0$. І трэцяя кампанента ўзнікае пад дзеяннем выгінальнага моманту (5). Яна пераменная па вышыні сячэння стрыжня. Найбольшае значэнне велічыні знаходзіцца па формуле $\sigma_{A''} = M_A / w$, дзе $w = \pi d^3 / 32$ — момант супраціўлення. Заўважым, што пераменныя ў часе напружання σ_A , $\sigma_{A''}$, выкліканыя сіламі цяжару, суадносяцца па велічыні з напружаннем σ_A , як сіла цяжару $P = m_{ст}g$ стрыжня з яго сілай інерцыі $Q_i = m_{ст}a_c$ ці як паскарэнні g і $a_c = r_c\omega^2$. Аналіз паскарэння паказвае, што $g \ll a_c$. Гэта дазваляе, з улікам рэальных значэнняў ω , не ўлічваць напружання σ_A , $\sigma_{A''}$ пры даследаванні напружана-дэфармаванага стану элемента AB . Разам з тым невялікія па значэннях σ_A , $\sigma_{A''}$ могуць уяўляць пэўную небяспеку для трываласці стрыжняў, бо, у адрозненне ад статычных напружанняў σ_A , з’яўляюцца цыклічнымі (дынамічнымі) — змяняюцца па велічыні і знаку паводле гарманічных законаў. Пры гэтым колькасць цыклаў у хвіліну роўна частаце вярчэння ротара. А цыклічныя нагрузкі, як вядома з курсаў супраціўлення матэрыялаў [4], выклікаюць стамляемасць і разбурэнне матэрыялу.

На рысунку 4 схематычна паказаны фрагмент ротара з замацаваным на яго паверхні элементам AB шчоткі. Ротар верціцца з вуглавой хуткасцю ω вакол восі O . Элемент AB , рухаючыся на вялікай хуткасці, наносіць удар па нерухомай часцінцы D , што знаходзіцца на паверхні S , і здрабняе яе (або сцірае ў парашок). Цыліндрычная паверхня S таксама можа быць сканструявана ў выглядзе шчоткі з кароткіх дроцікаў. У нашай разліковай схеме драцяны элемент мадэліруецца пругкім стрыжнем (кансоллю), жорстка замацаваным канцом A на дыску, а часцінка D разглядаецца як матэрыяльная кропка (пункт). Для зручнасці

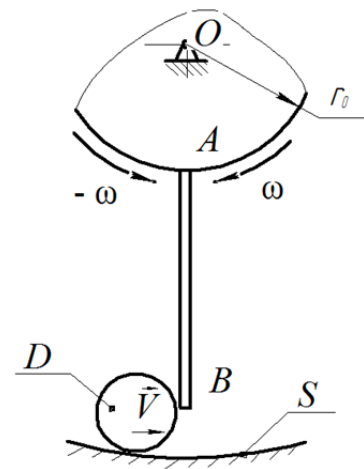


Рисунок 4. — Фрагмент ротара з ударным драцяным элементам AB

вывучэння ўзаемадзеяння кансолі AB з цэлам D прыменім вядомы з тэорыі механізмаў і машын метада адваротнага руху (ці метада спынення). Для гэтага ўсёй механічнай сістэме разам з паверхняй S надаём уяўнае адваротнае вярчэнне з вуглавой хуткасцю $(-\omega)$. Тады ротар з элементам AB «спыняецца», а часцінка D будзе рухацца з хуткасцю V , роўнай першапачатковай хуткасці канца B кансолі: $V = V_B = (r_0 + l)\omega$, дзе l — даўжыня кансолі. Далей пры вывадах формул выкарыстоўваюцца крыніцы [4—6].

Даследуем пругкія ўласцівасці кансольнага стрыжня пад дзеяннем засяроджанай сілы P на яго канцы. Павернем стрыжань у гарызантальнае становішча, як паказана на рысунку 5. Пачатак каардынат сумяшчаем з пунктам A . Вось Ax перпендыкулярна да плоскасці рысунка. Дэфармацыі выгіну кансолі лічым малымі. Тады ўраўненне яе пругкай лініі (сагнутай восі) запісваецца ў выглядзе

$$y'' = M / EJ_x. \quad (9)$$

Тут штрыхамі над літарай y абазначана другая вытворная па каардынаце z ; $M = P(l - z)$ — момант сілы P адносна адвольнага пункта K ; J_x — восевы момант інерцыі сячэння стрыжня; EJ_x — жорсткасць стрыжня пры выгіне. Перапішам ураўненне (9) у выглядзе $y'' = c_0(l - z)$, ці $d(y') / dz = c_0(l - z)$.

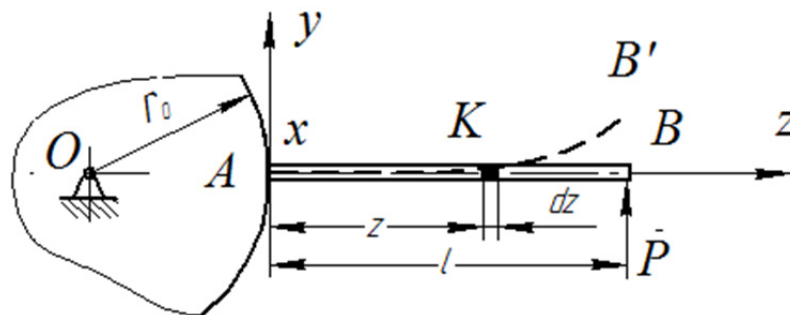
Адсюль

$$d(y') = c_0(l - z) dz \text{ і } y' = c_0 \int (l - z) dz = c_0(lz - z^2 / 2 + C_1),$$

дзе $c_0 = P / EJ_x$. Аналагічна вызначаем $y = c_0(lz^2 / 2 - z^3 / 6 + C_1z + C_2)$. Далей улічваем пачатковыя ўмовы ў замацоўцы A : пры $z = 0$, $y = 0$, $y' = 0$. Падстаўляючы іх у запісаныя вышэй роўнасці, знаходзім: $C_1 = C_2 = 0$. Атрымаем ураўненне сагнутай восі (на рысунку 5 яна паказана пункцірам):

$$y = c_0(lz^2 / 2 - z^3 / 6). \quad (10)$$

Найбольшае перамяшчэнне атрымліваем для канца B стрыжня пры $z = l$: $y_{\max} = Pl^3 / 3EJ_x$. Адсюль паводле азначэння пры $y_{\max} = 1$ знаходзім жорсткасць кансолі, нагружанай засяроджанай сілай на канцы B : $c = P' = 3EJ_x / l^3$.



Рысунк 5. — Пругкі стрыжань (кансоль) пад дзеяннем сілы P

Уявім далей, што сіла ўзнікла падчас удару па канцу кансолі цела D масы m_D , якое ў момант удару мела хуткасць $V = V_B$. Дапускаем, што пругкая лінія кансолі, паварочваючыся пад уздзеяннем цела D , захоўвае значэнні формулы (9). Устанавім, з якой хуткасцю рухаецца адвольны пункт K кансолі. Улічваем, што хуткасці яе пунктаў прапарцыянальны іх перамяшчэнням y . Атрымліваем $V_K / y_K = V_B / y_B$; адсюль $V_K = (V_B / y_B) y_K$, дзе $y_B = y_{\max}$; y_K вызначаем па формуле (10) пры $z = z_K$. Тады

$$V_K = (3V_B / l^3)(lz_K^2 / 2 - z_K^3 / 6). \quad (11)$$

Вызначым кінетычную энергію dT элемента dz кансолі, якому адпавядае хуткасць V_K . Абзначым спалучэнне $(3V / l^3)$ праз c_1 , а масу стрыжня — як $m_{\text{ст}}$; яго пагонная маса m вызначаецца па формуле $m = m_{\text{ст}} / l$. Маса m_z элемента dz роўна: $m_z = m dz$. Атрымліваем $dT = m_z V_K^2 / 2$. Кінетычная энергія ўсёй кансолі з улікам выразу (11) роўна:

$$\begin{aligned} T &= \int_0^l dT = (m_{\text{ст}} c_1^2 / 2l) \int_0^l (lz_K^2 / 2 - z_K^3 / 6) dz_K = c_2 \int_0^l (l^2 z_K^4 / 4 - z_K^5 / 6 + z_K^6 / 36) dz_K = \\ &= c_2 (l^2 z_K^5 / 20 - lz_K^6 / 36 + z_K^7 / 252) \Big|_0^l = c_2 (l^7 / 20 - l^7 / 36 + l^7 / 252), \end{aligned}$$

дзе $c_2 = m_{\text{ст}} c_1^2 / 2l = 9m_{\text{ст}} V_B^2 / 2l^7$.

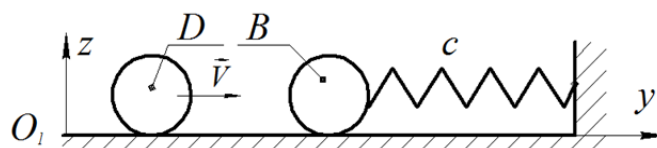
Канчаткова знаходзім $T = 0,236(m_{\text{ст}} V_B^2 / 2)$, ці скарачана

$$T = kT_B. \quad (12)$$

У формуле (12) T — кінетычная энергія кансолі з раўнамерна размеркаванай па яе даўжыні масай $m = m_{\text{ст}} / l$; kT_B — кінетычная энергія бязважкага стрыжня, маса якога засяроджана на яго канцы B ; $k = 0,236$ — каэфіцыент прывядзення размеркаванай масы m да канца B .

Цяпер у далейшых разліках будзем выкарыстоўваць прыведзеную масу стрыжня $m_B = km_{\text{ст}}$ спрошчаную мадэль узаемадзеяння матэрыяльнага пункта D са стрыжнем. У ёй стрыжань заменены матэрыяльным пунктам B масы m_B на спружыне жорсткасці c (рысунак 6). Спружынай мадэліруецца бязважкі стрыжань. Лічым, што матэрыяльны пункт D , рухаючыся з хуткасцю $V = V_B$, дасягае пункта B і далей пачынае рухацца сумесна з ім з новай пачатковай хуткасцю V_0 .

Для вызначэння хуткасці скарыстаемся тэарэмай аб змяненні колькасці руху механічнай сістэмы: $Q_{1y} - Q_{0y} = \sum S_{iy}^e + \sum S_{iy}^i$, дзе $Q_{0y} = m_D V_B$, $Q_{1y} = (m_D + m_B) V_0$ — праекцыі на вось y колькасцей руху сістэмы адпаведна да саўдарэння пунктаў і пасля яго: $\sum S_{iy}^e$, $\sum S_{iy}^i$ — праекцыі на вось y сум імпульсаў адпаведна знешніх і ўнутраных сіл.



Рысунак 6. — Спрошчаная мадэль узаемадзеяння часціцы D са стрыжнем AB

Паколькі $\sum S_{iy}^e = \sum S_{iy}^i = 0$, то мае месца закон захавання колькасці руху сістэмы: $Q_{1y} = Q_{0y}$, ці $(m_D + m_B)V_0 = m_D V_B$; адсюль

$$V_0 = [m_D / (m_D + m_B)] V_B. \quad (13)$$

Пераходзім да вылічэння сілы ўзаемадзеяння сістэмы целаў D і B са спружынай, г. зн. з кансоллю. Прымяняем тэарэму аб змяненні кінетычнай энергіі:

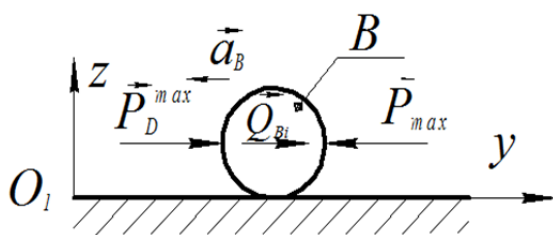
$$T_1 - T_0 = \sum A_i, \quad (14)$$

дзе T_1, T_0 — кінетычная энергія на пачатку і ў канцы сумеснага руху сістэмы (калі яна спынілася); пры гэтым $T_0 = T_D + T_B = (m_D + m_B)V_0^2 / 2$, $T_1 = 0$. Пры вылічэнні сумы работ $\sum A_i$ ігнаруем сілай цяжару; улічваем толькі пераменную сілу пругкасці спружыны, якая ў момант спынення дасягае найбольшага значэння P_{\max} . Яе работа роўна $(-P_{\max}^2 / 2c)$. Тады роўнасць (14) прымае выгляд $(m_D + m_B)V_0^2 / 2 = P_{\max}^2 / 2c$. Адсюль $P_{\max} = V_0 \sqrt{c(m_D + m_B)}$, ці, з улікам (13),

$$P_{\max} = \gamma_m \sqrt{m_D c} V_B, \quad (15)$$

дзе $\gamma_m = \sqrt{m_D / (m_D + m_B)}$. Нагадаем, што ў формуле (15) P_{\max} — сіла ўзаемадзеяння сістэмы целаў B, D са спружынай, а нас цікавіць унутраная сіла P_D^{\max} , што ўзнікае паміж целаў B, D , дзе здрабняецца цела (часцінка) D . Для вызначэння сілы P_D^{\max} скарыстаемся метадам кінестатыкі, пабудаванай на прынцыпе Д'Аламбера.

Выдзелім з механічнай сістэмы ў момант яе спынення ў крайнім правым становішчы (паводле рысунка 6) цела B (рысунак 7). На яго дзейнічаюць сілы: P_D^{\max}, P_{\max} — ціск цела і рэакцыя спружыны адпаведна; $Q_{Bi} = m_B a_B$ — сіла інерцыі. Сілу цяжару і рэакцыю плоскасці, як ураўнаважаныя, не ўлічваем. Паскарэнне $a_B = P_{\max} / (m_D + m_B)$. Запісваем умову раўнавагі цела B : $\sum Y_i = P_D^{\max} - P_{\max} + Q_{Bi} = 0$; адсюль $P_D^{\max} = P_{\max} - Q_{Bi} = [1 - m_B / (m_D + m_B)] P_{\max}$. Канчаткова з улікам (15) атрымліваем $P_D^{\max} = \gamma_m \gamma'_m \sqrt{m_D c} V_B$, дзе $\gamma'_m = 1 - m_B / (m_D + m_B)$. На рысунку 7 сіла



Рысунак 7. — Раўнавага матэрыяльнага пункта B паводле метаду кінестатыкі

P_D^{\max} прыкладзена да цела B , г. зн. дзейнічае на кансолі. Такая ж сіла з боку кансолі дзейнічае на часцінку D . Сіле P_{\max} адпавядае перамяшчэнне канца B кансолі f_{\max} . Каб яго знайсці, улічым залежнасць $P_{\max} = c f_{\max}$. Тады правая частка роўнасці (14) прымае выгляд $\sum A_i = -c f_{\max}^2 / 2$. Паўтарыўшы тыя ж дзеянні, што і пры вызначэнні P_{\max} , атрымаем $f_{\max} = \gamma_m \sqrt{m_D / c} V_B$.

Заклучэнне. У артыкуле выкладзена методыка даследавання напружана-дэфармаванага стану драцянога рабочага элемента здрабняльнай машыны. Паказана, што з улікам сіл цяжару напружанні і дэфармацыі маюць цыклічны характар з асіметрычнымі цыкламі і малымі амплітудамі ваганняў. Пры павелічэнні частаты вярчэння ротара ўплыў сіл цяжару памяншаецца.

Распрацавана методыка вызначэння сілы, што ўзнікае падчас удару прутковага (драцянога) элемента ротара па здрабняемай часцінцы. Інфармацыя аб трываласці здрабняемых часцінак і ўстаноўленыя ў даследаванні фактары, што вызначаюць велічыню сілы ўзаемадзеяння P_D^{\max} , дазваляюць рацыянальна выбіраць геаметрычныя, кінематычныя і інерцыйныя (масавыя) параметры праектуемых ротараў здрабняльных машын.

Спіс цытаваных крыніц

1. Вопросы развития техники и технологии измельчения материалов / Л. А. Сиваченко [и др.] // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. — Белгород : БГТУ, 2010. — С. 315—321.
2. Севостьянов, В. С. Технологические аппараты с иглофрезерными рабочими органами для комплексной переработки композиционных материалов / В. С. Севостьянов, Т. Л. Сиваченко, С. А. Михайличенко // Вестн. БГТУ им. В. Г. Шухова. — 2015. — № 2. — С. 50—56.
3. Наливко, О. И. Разработка конструкции валкового измельчителя / О. И. Наливко, Е. С. Живула // Экономика, технологии и право в современном мире : материалы Междунар. науч.-практ. конф. — Барановичи: БарГУ, 2018. — С. 135.
4. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. — М. : Наука, 1986. — 512 с.
5. Чигарев, А. В. Курс теоретической механики / А. В. Чигарев, Ю. В. Чигарев. — Минск : Новое знание ; М. : ЦУПЛ, 2010. — 397 с.
6. Хвясько, Г. М. Курс тэарэтычнай механікі / Г. М. Хвясько. — Мінск : БДТУ, 2000. — 354 с.

Паступіў у рэдакцыю 23.04.2020