

ла, предложенная в данной статье, позволяет составить достаточно полную картину полей напряжений в аморфном материале, вызванных полосой сдвига формой чешуйчатого навала. Полученные распределения полей напряжений позволяют определить наиболее опасные места в аморфном материале для зарождения разрушения.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Верещагин, М.Н. Особенности пластической деформации при индентировании пирамидой Виккерса поверхности аморфного сплава Fe-Cr-Mo-V-B-Si / М.Н. Верещагин, В.Г. Шепелевич, О.М. Остриков, С.Н. Цыбранкова // Физика металлов и металловедение. – 2002. – Т. 93 – № 5. – С. 101–104.
2. Верещагин, М.Н. Аналогии и различия в развитии сдвиговой пластической деформации при локальном деформировании аморфных и монокристаллических материалов / М.Н. Верещагин, О.М. Остриков // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2003 – № 3. – С. 35–37.
3. Корн, Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн – М.: Наука, 1974. – 832 с.

4. Остриков, О.М. Механика двойникования твердых тел: монография. – Гомель: Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», 2008. – 301 с.
5. Верещагин, М.Н. Моделирование напряженного состояния у полосы сдвига в аморфном материале / М.Н. Верещагин, О.М. Остриков, Д.Б. Зюков // Доклады НАН Беларуси. – 2003. – Т. 47. – № 3. – С. 113–115.
6. Верещагин, М.Н. Дислокационная модель полисинтетических полос сдвига в аморфных материалах / М.Н. Верещагин, О.М. Остриков // Прикладная механика и техническая физика. – 2003. – Т. 44. – № 3. – С. 164–168.
7. Верещагин, М.Н. Дислокационная модель полос сдвига в аморфных материалах / М.Н. Верещагин, О.М. Остриков, С.Н. Цыбранкова // Известия РАН. Механика твердого тела. – 2004 – № 4. – С. 98–105.
8. Остриков, О.М. Дислокационная гармоническая модель полосы сдвига в аморфном материале // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2007. – № 4. – С. 41–48.
9. Глезер, А.М. Структура и механические свойства аморфных сплавов / А.М. Глезер, Б.В. Молотилев – М.: Металлургия, 1992. – 208 с.

Материал поступил в редакцию 10.12.15

RYUMTSEV A.A., OSTRIKOV O.M. Method of calculation of fields of tension at a curvilinear strip of shift like the scaly naval which is at a surface of metal glass

The method of calculation of fields of tension at the curvilinear strip of shift which is at a surface of amorphous material is offered. This technique allowed to describe nature of distribution of napryazhennost in amorphous material at shift strips a form of scaly naval at various regularities of distribution of quasidislocations. Probable places of concentration of the greatest tension in which cracks – irreversible defects can arise are defined.

УДК 531.8

Русан С.І., Гаўрыленя А.К.

АНАЛІТЫЧНЫ МЕТАД КІНЕМАТЫЧНАГА АНАЛІЗУ ТРОХПАВАДКОВАЙ СТРУКТУРНАЙ ГРУПЫ

Уводзіны. Трохпавадковыя групы шырока выкарастоўваюцца ў структуры механізмаў трэцяга класа. У большасці падручнікаў і вучэбных дапаможнікаў па тэорыі механізмаў і машын іх кінематычны аналіз асобна не выдзяляецца. У асноўным падручніку [1] кінематыка трохпавадковых груп даследуецца метадам асаблівых пунктаў з графічнай рэалізацыяй – пабудовай плана скорасцей і паскарэнняў. Абмежаваная колькасць гадзін, што адводзіцца вучэбнай праграмай дысцыпліны на лекцыйны курс, не дазваляе звярнуцца да аналітычнага рашэння задачы. Такое рашэнне без адмысловага ўступу можа быць разгледжана ў курсе тэарэтычнай механікі пры вывучэнні тэмы «Плоскапаралельны рух цела». У прыватнасці, яго можна разгледзець на пасяджэнні навуковага гуртка студэнтаў.

На рысунку 1 прадстаўлена група, утвораная са звяна 3 і павадкоў 2, 4, 5. Павадком 2 яна далучаецца да пачатковага звяна 1, а павадкамі 4, 5 замыкаецца на стойку EF. Магчыма іншае ўключэнне структурнай групы ў склад механізма, але ва ўсіх выпадках кінематычныя параметры руху пунктаў A, E, F мяркуюцца вызначанымі. Ніжэй у формулах і на рысунках выкарыстоўваюцца агульнапрынятыя ў курсе тэарэтычнай механікі абазначэнні (гл., напрыклад, [2]).

Вызначэнне скорасцей. Аналіз пачынаем з уваходнага звяна OA, для якога зададзены выглавая скорасць ω_1 і вуглавое паскарэнне ϵ_1 . Знаходзім скорасць пункта A: $V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$. З аналізу руху павадкоў 4, 5 усталяваем лініі скорасцей пунктаў C, D. На перасячэнні перпендыкуляраў да іх знаходзім імгненны цэнтр скорасцей звяна 3 (на

рыс. 2 ён абазначаны літарай P_3). З дапамогай цэнтра P_3 вызначаем лінію вектара \vec{V}_B . У пункце перасячэння перпендыкуляраў да вектара \vec{V}_A і лініі скорасці пункта B атрымліваем імгненны цэнтр скорасцей P_2 павадка 2. З яго дапамогай вызначаем напрамак вектара \vec{V}_B , а затым і вектараў \vec{V}_C, \vec{V}_D . Далей знаходзім:

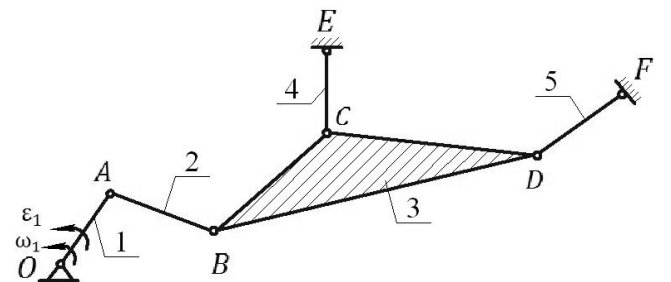


Рис. 1. Схема трохпавадковай групы

$$\omega_2 = v_A / P_2A, \quad v_B = \omega_2 \cdot P_2B, \quad \omega_3 = v_B / P_3B, \\ v_C = \omega_3 \cdot P_3C, \quad \omega_4 = v_C / CE, \quad \omega_5 = v_D / DF.$$

Русан Сяргей Іванавіч, к.т.н., дацэнт кафедры агульнанавуковых дысцыплін Баранавіцкага дзяржаўнага ўніверсітэта.
 Гаўрыленя Андрэй Канстанцінавіч, к.т.н., дацэнт кафедры агульнанавуковых дысцыплін Баранавіцкага дзяржаўнага ўніверсітэта.
 Беларусь, 225410, г. Баранавічы, Брэсцкай вобласці, вул. Кароліка, 8.

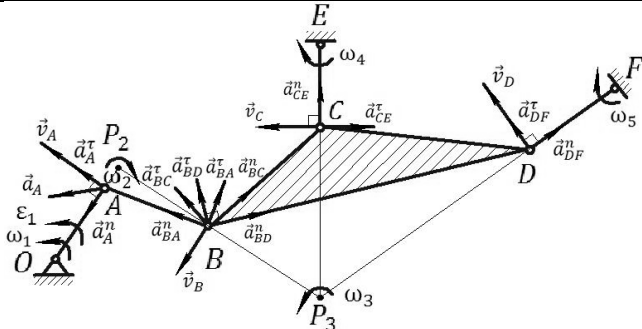


Рис. 2. Скорості і паскарэнні звенняў і пунктаў механізма

Вызначэнне паскарэнняў. Знаходзім паскарэнне пункта А (рыс. 2): $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau$, дзе $a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}$, $a_A^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{OA}$. Далей будзем улічваць, што звенні 2 і 3 выконваюць плоскі рух, а 4, 5 – вярчальны. У якасці полюсаў прымаем пункты А, С, D, Е, F. Запісваем поўную сістэму роўнасцей для ўсяго механізму:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}; \quad (1)$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}; \quad (2)$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_D + \vec{a}_{BD}; \quad (3)$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_E + \vec{a}_{CE}; \quad (4)$$

$$\vec{a}_D = \vec{a}_F + \vec{a}_{DF}. \quad (5)$$

$$\text{Тут } \vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \vec{a}_{BC} = \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^\tau,$$

$$\vec{a}_{BD} = \vec{a}_{BD}^n + \vec{a}_{BD}^\tau, \vec{a}_{CE} = \vec{a}_{CE}^n + \vec{a}_{CE}^\tau,$$

$$\vec{a}_{DF} = \vec{a}_{DF}^n + \vec{a}_{DF}^\tau, \vec{a}_E = \vec{a}_F = 0.$$

Пяці вектарным формулам (1)–(5) адпавядае дзесяць алгебраічных суадносін (праекцыі на восі каардынат). Яны змяшчаюць дзесяць невядомых: ε_{AB} , ε_{BD} , ε_{CE} , ε_{DE} , велічыні паскарэнняў \vec{a}_B , \vec{a}_C , \vec{a}_D і тры іх напрамкі (вуглы). Выключым з формул (2), (3) вектары \vec{a}_C , \vec{a}_D з дапамогай (4), (5). Замест (1)–(5) атрымаем:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}; \quad (6)$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{CE} + \vec{a}_{BC}; \quad (7)$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{DF} + \vec{a}_{BD}. \quad (8)$$

Зноў паніжаем парадак сістэмы. Выключаем з формул (7), (8) паскарэнне \vec{a}_B на падставе (6). Знаходзім:

$$\vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_{CE} + \vec{a}_{BC}; \quad (9)$$

$$\vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_{DF} + \vec{a}_{BD}. \quad (10)$$

Вектарным суадносінам (9), (10) адпавядаюць чатыры алгебраічныя ўраўненні, якія змяшчаюць столькі ж невядомых вуглавых паскарэнняў: ε_{AB} , ε_{BD} , ε_{CE} , ε_{DF} .

Прыклад кінематычнага аналізу структурнай групы. Каб працягнуць рашэнне, канкрэтызуем геаметрычныя параметры сістэмы. Запазычым іх з алімпіяднай задачы надрукаванай у зборніку «Механіка» [3]. Прымем $OA=BC=CD=CE=DF=l$,

$AB = l\sqrt{3}$, $\varepsilon_1 = 0$ (рыс. 3). Вызначым кінематычныя параметры групы для таго яе становішча, пры якім $OA \perp AB$, $BD \perp EC$, $\alpha = 60^\circ$, $\beta = 30^\circ$.

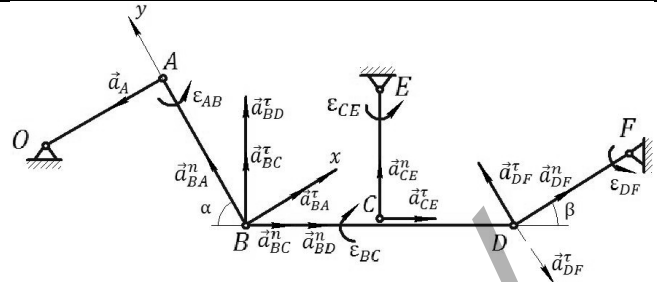


Рис. 3. Паскарэнні звенняў і пунктаў канкрэтызаванага механізма з трохпавадкавай групай

Па вышэй атрыманых формулах знаходзім:

$$v_A = v_C = \omega_1 \cdot l, \quad v_B = v_D = 2\omega_1 \cdot l,$$

$$\omega_{AB} = \omega_{CE} = \omega_1, \quad \omega_{BD} = \omega_1\sqrt{3}, \quad \omega_{DF} = 2\omega_1.$$

Уводзім сістэму каардынат Bxy і знаходзім праекцыі роўнасцей (9), (10):

$$-a + 0 + a_{BA}^\tau = a_{CE}^n \sin 30^\circ + a_{CE}^\tau \cos 30^\circ + a_{BC}^n \cos 30^\circ + a_{BC}^\tau \cos 60^\circ; \quad (11)$$

$$0 + a_{BA}^n + 0 = a_{CE}^n \cos 30^\circ - a_{CE}^\tau \cos 60^\circ - a_{BC}^n \cos 60^\circ + a_{BC}^\tau \cos 30^\circ; \quad (12)$$

$$-a + 0 + a_{BA}^\tau = a_{DF}^n + 0 + a_{BD}^n \cos 30^\circ + a_{BD}^\tau \cos 60^\circ; \quad (13)$$

$$0 + a_{BA}^n + 0 = 0 + a_{DF}^\tau - a_{BD}^n \cos 60^\circ + a_{BD}^\tau \cos 30^\circ. \quad (14)$$

Выключаем з (11), (12) a_{CE}^τ і далучаем да атрыманага роўнасці (13):

$$-2a_A + 2\sqrt{3}a_{BA}^n + 2a_{BA}^\tau = (1+3)a_{CE}^n + (1+3)a_{BC}^\tau; \quad (15)$$

$$-a_A + a_{BA}^\tau = a_{DF}^n + a_{BD}^n \sqrt{3} / 2 + a_{BD}^\tau / 2. \quad (16)$$

Прымаючы да ўвагі, што пры $BC = CD$ $a_{BD}^\tau = 2a_{BC}^\tau$, з сістэмы (15), (16) атрымліваем:

$$a_{BA}^\tau = a_A + \sqrt{3}a_{BA}^n - 2a_{CE}^n + 2a_{DF}^n + \sqrt{3}a_{BD}^n.$$

$$\text{Тут } a_{BA}^n = l\sqrt{3}\omega_1^2; \quad a_{CE}^n = l\omega_1^2;$$

$$a_{DF}^n = 4l\omega_1^2; \quad a_{BD}^n = 6l\omega_1^2. \text{ Канчаткова знаходзім:}$$

$$a_{BA}^\tau = (10 + 6\sqrt{3})l\omega_1^2.$$

Па формуле (1) вызначаем a_B :

$$a_B = \sqrt{a_{BX}^2 + a_{BY}^2} = \sqrt{192 + 108\sqrt{3}}l\omega_1^2.$$

З сістэмы ўраўненняў (13), (14) атрымліваем:

$$a_{BD}^\tau = 2(5 + 3\sqrt{3})l\omega_1^2.$$

Цяпер паслядоўна з роўнасцей (14) і (12) знаходзім:

$$a_{DF}^\tau = a_{CE}^\tau = (6 + 4\sqrt{3})l\omega_1^2.$$

Вызначаем вуглавыя паскарэнні звенняў:

$$\varepsilon_{BC} = \varepsilon_{BD} = a_{BD}^\tau / BD = (5 + 3\sqrt{3})\omega_1^2;$$

Таблица 1. Кинематические параметры пункта и звеня механизма

Пункты	Линейные		Звенья	Вуглавые	
	скорасці	паскарэнні		скорасці	паскарэнні
A	$\omega_1 l$	$\omega_1^2 l$	AB	ω_1	$\omega_1^2 (6 + 10\sqrt{3} / 3)$
B	$2\omega_1 l$	$\omega_1^2 l \sqrt{192 + 108\sqrt{3}}$	BD	$\omega_1 \sqrt{3}$	$\omega_1^2 (5 + 3\sqrt{3})$
C	$\omega_1 l$	$\omega_1^2 l \sqrt{85 + 48\sqrt{3}}$	CE	ω_1	$\omega_1^2 (6 + 4\sqrt{3})$
D	$2\omega_1 l$	$\omega_1^2 l \sqrt{100 + 48\sqrt{3}}$	DF	$2\omega_1$	$\omega_1^2 (6 + 4\sqrt{3})$

$$\epsilon_{CE} = a_{CE}^r / CE = a_{DF}^r / DF = (6 + 4\sqrt{3})\omega_1^2.$$

Паскарэнні пунктаў C і D знаходзім па формулах:

$$a_C = \sqrt{(a_{CE}^n)^2 + (a_{CE}^r)^2} = \sqrt{85 + 48\sqrt{3}} l \omega_1^2;$$

$$a_D = \sqrt{(a_{DF}^n)^2 + (a_{DF}^r)^2} = \sqrt{100 + 48\sqrt{3}} l \omega_1^2.$$

Знойдзеныя скорасці і паскарэнні пунктаў і звеняў механізма зводзім у таблицу 1.

Структурныя групы з паступальнымі кінематычнымі парамі.

На рысунках 1, 3 павадкамі для базісных звеняў 3, BD служаць стрыжні, што ўваходзяць у дзве вярчальныя кінематычныя пары. У тэхніцы выкарыстоўваюцца механізмы, структурныя групы якіх ўтрымліваюць павадкі з паступальнымі кінематычнымі парамі. Прыклад такога механізма прыведзены на рысунку 4. Графічны спосаб яго кінематычнага аналізу выкладзены ў дапаможніку [4]. Трохпавадкавая група ў гэтым механізме складаецца з базіснага звяна 3 і павадкаў 2, 4, 5. Звенья 2 і 5 уваходзяць у дзве кінематычныя пары: звяно 2 ўтварае вярчальную пару са звяном 1 і паступальную са звяном 3, а звяно 5 ўтварае такія ж пары са звенямі 3 і 0. Уваходным звяном служаць крывашып 1. Скорасць яго канца A знаходзім па формуле $V_A = V_{A_1} = V_{A_2} = \omega_1 l_1$. Для вызначэння скорасцей пунктаў звяна 3 выкарыстоўваем яго імгненны цэнтр скорасцей P_3 .

Ён знаходзіцца на перасчэнні перпендыкуляраў да напрамкаў скорасцей пунктаў B і C. Каб вызначыць вуглавую скорасць звяна 3, раскладваем абсалютную скорасць V_A на адносную V_A^r і пераносную V_A^e паводле тэарэмы: $\vec{V}_A = \vec{V}_A^e + \vec{V}_A^r$ (рыс. 4). Тады $\omega_3 = V_A^e / AP_3$ і $V_B = \omega_3 BP_3$, $V_C = \omega_3 CP_3$. Для вызначэння

паскарэнняў выкарыстоўваецца тэарэма Карыюліса.

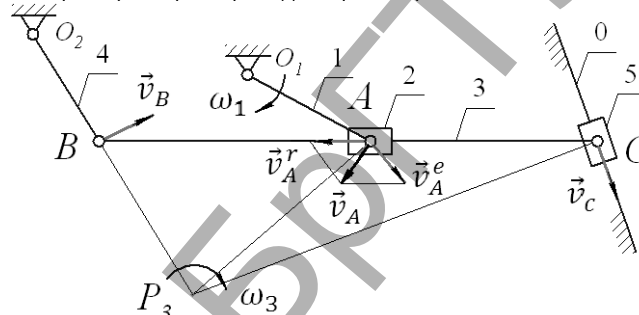


Рис. 4. Трохпавадкавая група з паступальнымі кінематычнымі парамі; размеркаванне скорасцей

Заклучэнне. Як адзначалася вышэй, кінематычны аналіз трохпавадкавых груп традыцыйна выконваецца графічным метадам. З пашырэннем камп'ютэрызацыі графічныя метады паўсюдна саступаюць аналітычным. У артыкуле ў агульным выглядзе і на прыкладзе паказана, што пераход да аналітычнага метаду аналізу трохпавадкавых структурных груп можа быць рэалізаваны сродкамі тэарэтычнай механікі.

СПІС ЦЫТУЕМЫХ КРЫНІЦ

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин. – Москва: Наука, 1988. – 639 с.
2. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова – М.: Высшая школа, 1963. – Часть 1. – 431 с.
3. Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: сб. науч. тр. – Гомель: БелГУТ, 2009. – 242 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. А.С. Кореняко. – Киев: Выща школа, 1970. – 332 с.

Материал поступил в редакцию 09.09.15

RUSAN S.I., GAVRILENYA A.K. Analytical method of kinematic analysis of three tier structural group

Three tier structural group is the object of kinematic research in the course of the theory of mechanisms and cars. With that aim graphic methods are traditionally used, but with the introduction of computer technologies these methods give way to analytical algorithm. In the article it is considered that analytical research of the specified structural group is possible when studying the topic «Plane-parallel movement» in the course of theoretical mechanics. Speeds are studied with the use of the instant centre of speeds. The theorem of addition of accelerations (on which basis the full system of algebraic equality is made) is applied to the analysis of accelerations. The example in which all kinematic characteristics of the group are defined is provided in the article. Features of the analysis of speeds of structural group with forward kinematic steams are considered.

УДК 629.3.082.2

Монтик С.В., Санюкевич Ф.М.

АНАЛИЗ МЕТОДИК ОЦЕНКИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Введение. Завершающей стадией технологического проектирования автотранспортных предприятий (АТП) является анализ технико-экономических показателей, который проводится с целью выявления степени технического совершенства и экономической целесообразно-

Монтик Сергей Владимирович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета.

Санюкевич Федор Михайлович, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.