

УДК 631.363.2:633.521

© Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

**ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ
РОБОЧИХ ОРґАНІВ ПРЕСУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ РУЛОННОГО
ПРЕС-ПІДБИРАЧА СТРІЧКИ ЛЬОНУ**

У статті наведено обґрунтування основних параметрів робочих органів пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача стрічки льону. За отриманими залежностями визначені значення цих параметрів.

ПРЕС-ПІДБИРАЧ, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, НЕСКІНЧЕННІ ПАСИ, ПІДПРУЖИНЕНА РАМКА, СТРІЧКА ЛЬОНУ, РУЛОН.

Постановка проблеми. Для збирання льону використовують рулонні прес-підбирачі з пресувальними камерами змінного об'єму. В

таких пресувальних камерах відбувається недостатнє ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел льону в рулоні в порівнянні з внутрішніми, що призводить до значної нерівномірності розподілу щільності в поперечному перерізі рулону. Часто виникає вихід з ладу нескінченних пасів внаслідок їх розтягу за збільшення сили натягу для ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел в рулоні. Розтяг цих пасів призводить до переплутування, скручування та пошкодження стебел, порушення паралельності між ними в рулоні, що негативно впливає на його якість. А тому актуальним є завдання поліпшення якості формування рулонів зі стрічки стебел льону на підставі вдосконалення пресувальної камери змінного об'єму прес-підбирача та обґрунтування параметрів і режимів роботи її робочих органів [1–7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що мало уваги приділено вдосконаленню пресувальних камер змінного об'єму рулонних прес-підбирачів для збирання льонотрести та обґрунтуванню основних параметрів робочих органів цих камер [1–7].

Мета дослідження – обґрунтувати основні параметри робочих органів пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача стрічки льону.

Результати дослідження. На рис. 1 у схематичному вигляді зображений рулонний прес-підбирач стрічки льону з пресувальною камерою змінного об'єму [2–5, 7].

До основних параметрів робочих органів пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача стрічки стебел льону відносяться: d_e , l_e – відповідно діаметр і довжина валика на підпружиненій рамці; $D_{n.p}$ – діаметр дуги кола, вздовж якої розташовані осі валиків підпружиненої рамки; η , k_e – відповідно кутовий інтервал між осями валиків та їх кількість на підпружиненій рамці; ψ_{max} – максимальний кут повороту підпружиненої рамки; θ_0 – кут, який визначає початкове положення підпружиненої рамки; c_{np} – жорсткість однієї з двох однакових пружин, на яких підвішена підпружинена рамка.

Валики підпружиненої рамки з рухомими осями обертання мають однаковий діаметр $d_e = 0,09$ м, що визначається з конструктивних міркувань і дорівнює діаметру валиків, яких огинають нескінченні паси. Крім того, валики підпружиненої рамки мають однакову довжину l_e , яка дорівнює добутку $\lambda_{p.cер} \cdot l_{заг.cер}$, де $\lambda_{p.cер}$ – середнє значення відносного зміщення стебел за довжиною в рулоні, а

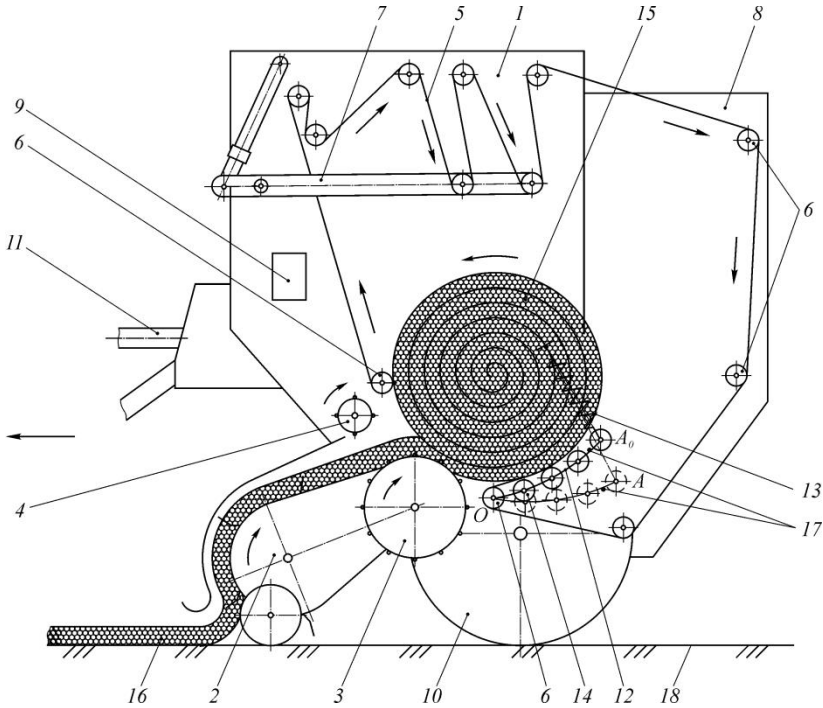


Рис. 1 – Схема рулонного прес-підбирача стрічки льону з пресувальною камерою змінного об'єму: 1 – рама; 2 – підбирач; 3 – барабан; 4 – відбійний валик; 5 – нескінченні паси; 6, 14 – валики; 7 – натяжний пристрій; 8 – клапан вивантаження; 9 – обмотувальний апарат; 10 – ходова частина; 11 – механізм приводу; 12 – підпружинена рамка; 13 – пружини розтягу; 15 – рулон; 16 – стрічка стебел льону; 17 – обмежувачі ходу; 18 – поверхня льоновища

$l_{\text{заг.сер}}$ – середня загальна довжина стебла льону. Враховуючи дані різних джерел [1–6], приймаємо: $\lambda_{\text{р.сер}} = 1,15$; $l_{\text{заг.сер}} = 1$ м. Отже, значення $l_g = 1,15$ м, що в даному випадку узгоджується з шириною пресувальної камери рулонного прес-підбирача.

Осі валиків підпружиненої рамки розташовані вздовж дуги кола з діаметром $D_{\text{n.p}}$, який визначається за формулою:

$$D_{\text{n.p}} = D_{\text{р.макс}} + d_g, \quad (1)$$

де $D_{p,max}$ – максимальний діаметр рулону зі стрічки стебел льону, який формується в пресувальній камері змінного об'єму рулонного прес-підбирача.

Оскільки $D_{p,max} = 1,3$ м, а $d_g = 0,09$ м, то згідно з (1) $D_{n,p} = 1,39$ м.

На рис. 2 представлена схема для визначення параметрів η і

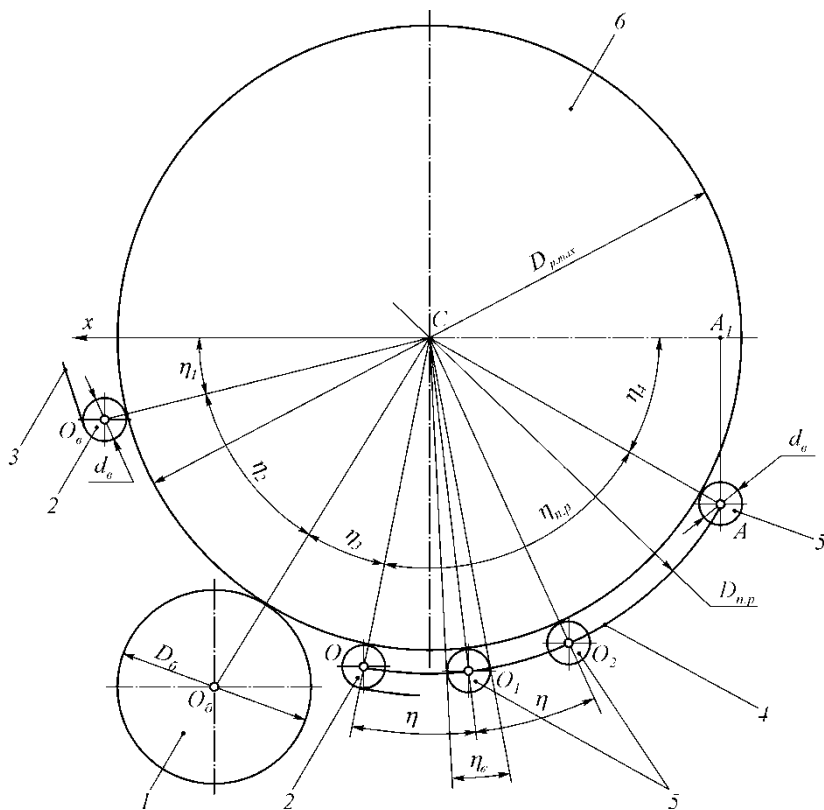


Рис. 2 – Схема для визначення параметрів η і k_g підпружиненої рамки з валиками: 1 – барабан; 2,5 – валики; 3 – нескінченні пали; 4 – підпружинена рамка; 6 – рулон

k_6 підпружиненої рамки з валиками. На схемі дано розташування рулону 6 як тіла циліндричної форми з центром ваги C і діаметром $D_{p.max}$ та робочих органів пресувальної камери. Рулон 6 опирається на: барабан 1 діаметром D_6 , валики 2, валики 5 підпружиненої рамки 4. Центральні кути $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_{n.p}, \eta_4$ і η визначають положення осей обертання відповідних робочих органів. Рулон 6 обтягнутий нескінченними пасами 3, але крім ділянок поверхні рулону, які відповідають кутам η_2 і η_3 на схемі. Згідно зі схемою на рис. 2 справедлива рівність:

$$\eta_{n.p} = 180^\circ - \eta_1 - \eta_2 - \eta_3 - \eta_4, \quad (2)$$

де $\eta_{n.p}, \eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ – відповідно кути між лініями CO і CA , горизонтальною віссю Cx і лінією CO_6 , лініями CO_6 і CO_6 , лініями CO_6 і CO , лініями CA і CA_1 .

Кут η_4 визначається з $\triangle CA_1A$ ($\angle CA_1A = 90^\circ$), який отримали за умови, що крайній верхній валик 5 повинен розміщуватись під рулоном 6 і не виступати за його межі з міркувань компактності конструкції пресувальної камери ($D_{p.max}/2 = CA_1 + (d_6/2)$):

$$\eta_4 = \arccos\left(\frac{(D_{p.max} - d_6)}{(D_{p.max} + d_6)}\right). \quad (3)$$

Центральний кут η_6 між двома дотичними до валика 5, які проведені з центра ваги C рулону, визначається з аналізу схеми на рис. 2:

$$\eta_6 = 2 \cdot \arcsin\left(d_6/D_{n.p}\right). \quad (4)$$

Кутовий інтервал η між осями сусідніх валиків 5 на підпружиненій рамці 4, який рівний центральному куту між лініями CO і CO_1 на рис. 2, повинен бути більшим за кут η_6 і приблизно дорівнювати $2 \cdot \eta_6$. Кількість k_6 валиків 5 на підпружиненій рамці 4:

$$k_6 \leq \eta_{n.p} / \eta. \quad (5)$$

Значення k_6 повинно бути цілим числом і за встановленими η і k_6 уточнюється фактичне значення $\eta_{n.p}$. У нашому випадку $\eta_1 \approx 14^\circ$, $\eta_2 \approx 44^\circ$, $\eta_3 \approx 20^\circ$, а η_4 за (3) приблизно дорівнює $29,5^\circ$. Після підстановки величин у рівність (2) отримаємо $\eta_{n.p} = 72,5^\circ$. За (4)

визначаємо $\eta_e \approx 7,4^\circ$, а тому з наведених вище міркувань приймаємо $\eta = 15^\circ$. З формули (5) отримаємо $k_e \leq 4,8$. Остаточно приймаємо $k_e = 4$ штуки і тому $\eta_{n,p} = 60^\circ$.

На рис. 3 представлена схема для визначення параметрів ψ_{max}

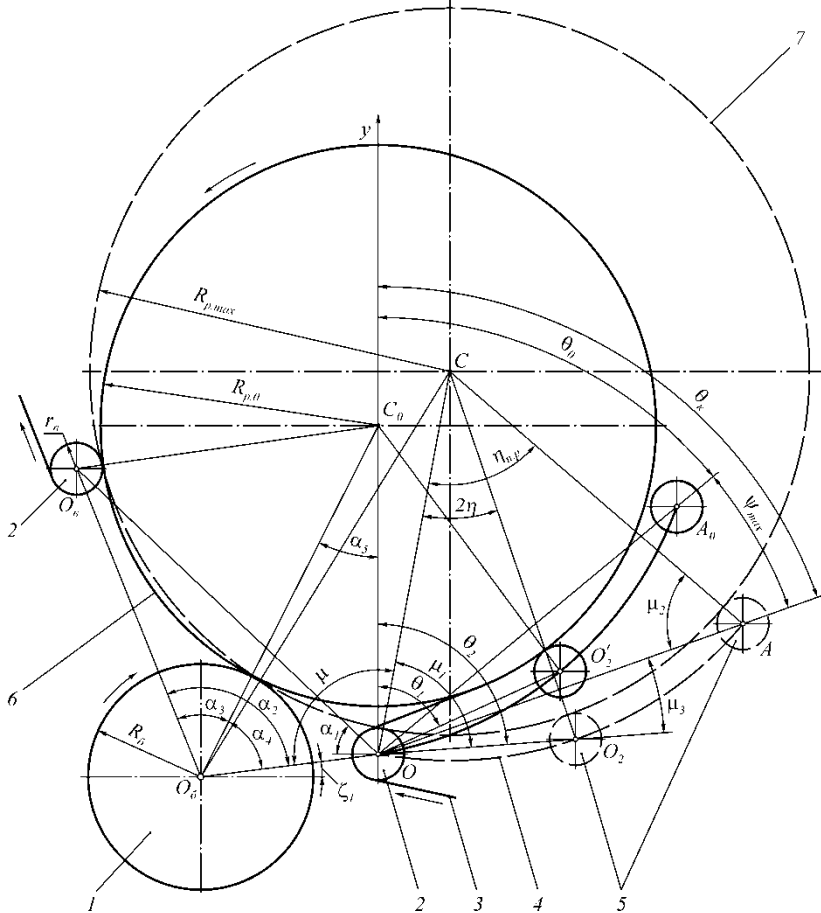


Рис. 3 – Схема для визначення параметрів ψ_{max} і θ_0 підпружиненої рамки з валиками: 1 – барабан; 2,5 – валики; 3 – нескінченні паси; 4 – підпружинена рамка; 6,7 – ролони з відповідними радіусами $R_{p,0}$ і $R_{p,max}$

і θ_0 підпружиненої рамки з валиками. Тут дано розташування рулону 6 як тіла циліндричної форми з центром ваги C_0 і радіусом $R_{p,0}$ та робочих органів пресувальної камери. Причому центр ваги C_0 рулону 6 лежить на вертикальній осі Oy в момент початку взаємодії рулону 6 з одним із валиків 5, центр якого O'_2 . У даний момент рулон 6, який обтягнутий нескінченними пасами 3, опирається на: барабан 1, валики 2 і 5. Крім того, на рис. 3 штриховими показано розташування найбільшого рулону 7 з центром ваги C і радіусом $R_{p,max}$ та відповідне йому положення підпружиненої рамки 4 з валиками 5. Для аналізу відомими є такі параметри: кут ζ_1 між лінією O_6O та горизонталлю; кут $\eta_{n,p}$ між лініями CO і CA ; кутовий інтервал η між осями сусідніх валиків 5 на підпружиненій рамці 4; кількість k_6 валиків 5; кут α_1 між лінією OO_6 та горизонталлю; радіус $R_6 = D_6/2$ барабана 1; радіус $r_6 = d_6/2$ валиків 2 і 5; радіус $R_{p,max} = D_{p,max}/2$ рулону 7; відстань O_6O_6 , яку позначимо l ; відстань OO_6 , яку позначимо l_0 ; відстань O_6O , яку позначимо l_1 . Спочатку визначимо радіус $R_{p,0}$ рулону 6 в такому положенні як на рис. 3 і для цього розглянемо $\triangle OO_6O_6$ ($\angle OO_6O_6 = \angle \alpha_2$). За теоремою косинусів із $\triangle OO_6O_6$ випливає:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{l^2 + l_1^2 - l_0^2}{2 \cdot l \cdot l_1}\right). \quad (6)$$

З $\triangle C_0O_6O_6$ ($\angle C_0O_6O_6 = \angle \alpha_3$), у якого сторони $C_0O_6 = R_{p,0} + R_6$, а $C_0O_6 = R_{p,0} + r_6$, випливає:

$$\alpha_3 = \arccos\left(\frac{(R_{p,0} + R_6)^2 + l^2 - (R_{p,0} + r_6)^2}{2 \cdot (R_{p,0} + R_6) \cdot l}\right). \quad (7)$$

З $\triangle C_0OO_6$ ($\angle C_0OO_6 = 90^\circ + \zeta_1$, $\angle OO_6C_0 = \angle \alpha_4 = \angle \alpha_2 - \angle \alpha_3$, а $\angle O_6C_0O = \angle \alpha_5 = 90^\circ - \zeta_1 - \alpha_2 + \alpha_3$) за теоремою синусів отримаємо тригонометричне рівняння для визначення $R_{p,0}$:

$$(R_{p,0} + R_6) \times$$

$$\times \cos \left(\zeta_1 + \arccos \left(\frac{l^2 + l_1^2 - l_0^2}{2 \cdot l \cdot l_1} \right) - \arccos \left(\frac{(R_{p,0} + R_{\sigma})^2 + l^2 - (R_{p,0} + r_{\sigma})^2}{2 \cdot (R_{p,0} + R_{\sigma}) \cdot l} \right) \right) - l_1 \cdot \cos \zeta_1 = 0. \quad (8)$$

Розв'язання рівняння (8) відносно $R_{p,0}$ проводилось на ПЕОМ у середовищі Maple V з урахуванням того, що $0 < R_{p,0} < R_{p,max}$.

Із $\Delta C_0 O O_{\sigma}$ знаходимо $C_0 O = \frac{(R_{p,0} + R_{\sigma}) \cdot \sin(\alpha_2 - \alpha_3)}{\cos \zeta_1}$. А з $\Delta C O O_2$ ($\angle C O O_2 = \angle \mu_1$, $\angle O C O_2 = 2 \cdot \angle \eta$, а $C O = C O_2 = R_{p,max} + r_{\sigma}$) знаходимо: $O O_2 = 2 \cdot (R_{p,max} + r_{\sigma}) \cdot \sin \eta$; $\mu_1 = 90^\circ - \eta$.

Із $\Delta C_0 O O'_2$ ($\angle C_0 O O'_2 = \angle \theta_1$, а $C_0 O'_2 = R_{p,0} + r_{\sigma}$ і $O O'_2 = O O_2$) впливає:

$$\theta_1 = \arccos \left(\frac{(C_0 O)^2 + (O O'_2)^2 - (R_{p,0} + r_{\sigma})^2}{2 \cdot C_0 O \cdot O O'_2} \right), \quad (9)$$

де $C_0 O$ і $O O'_2$ – сторони $\Delta C_0 O O'_2$, які визначені вище.

Із $\Delta C O O_{\sigma}$ ($\angle C O O_{\sigma} = \angle \mu$, а $C O_{\sigma} = R_{p,max} + R_{\sigma}$ і $C O = R_{p,max} + r_{\sigma}$) знаходимо:

$$\mu = \arccos \left(\frac{l_1^2 + (R_{p,max} + r_{\sigma})^2 - (R_{p,max} + R_{\sigma})^2}{2 \cdot l_1 \cdot (R_{p,max} + r_{\sigma})} \right). \quad (10)$$

Згідно зі схемою на рис. 3 кут θ_2 між вертикальною віссю Oy та лінією $O O_2$ визначається з рівності:

$$\theta_2 = \mu + \mu_1 - \zeta_1 - 90^\circ = \mu - \eta - \zeta_1. \quad (11)$$

Отже, максимальний кут ψ_{max} повороту підпружиненої рамки, який рівний куту між лініями $O O'_2$ і $O O_2$, визначається за формулою:

$$\psi_{max} = \theta_2 - \theta_1, \quad (12)$$

де θ_2 , θ_1 – визначаються відповідно за (11) і (9).

З $\Delta C A O$ ($\angle C A O = \angle A O C = \angle \mu_2$, $\angle O C A = \angle \eta_{n,p}$) визначимо кут $\mu_2 = 90^\circ - (\eta_{n,p} / 2)$. Зі схеми на рис. 3 видно, що кут μ_3 між лініями

OO_2 і OA рівний $\mu_1 - \mu_2$, а кут θ_κ між вертикальною віссю Oy та лінією OA , який визначає кінцеве положення підпружиненої рамки, рівний $\theta_2 - \mu_3$. Далі, з урахуванням наведеного вище, знаходимо кут θ_0 між віссю Oy та лінією OA_0 , який визначає початкове положення підпружиненої рамки:

$$\theta_0 = \theta_\kappa - \psi_{max} = \theta_1 + (\eta/2) \cdot (2 - k_g), \quad (13)$$

де k_g – кількість валиків 5 на підпружиненій рамці 4 (згідно з (5) прийняли, що $k_g \cdot \eta = \eta_{n,p}$).

Висновки. На основі наведених вище даних розроблена програма на ПЕОМ у середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V та визначено окремі параметри робочих органів пресувальної камери. У нашому випадку приймали такі значення параметрів: $\zeta_1 \approx 7^\circ$; $\eta_{n,p} = 60^\circ$; $\eta = 15^\circ$; $k_g = 4$ штуки; $\alpha_1 = 43^\circ$; $R_g = 0,2$ м; $r_g = 0,045$ м; $R_{p,max} = 0,65$ м; $l = 0,6$ м; $l_0 = 0,75$ м; $l_1 = 0,32$ м. В результаті отримали: $\alpha_2 \approx 105,1^\circ$; $R_{p,0} \approx 0,5$ м; $\alpha_3 \approx 49^\circ$; $\theta_1 \approx 65,6^\circ$; $\mu \approx 107,9^\circ$; $\theta_2 \approx 85,9^\circ$; $\psi_{max} \approx 20,4^\circ$; $\theta_\kappa \approx 70,9^\circ$; $\theta_0 \approx 50,6^\circ$. Остаточню приймаємо: $\psi_{max} = 20^\circ$; $\theta_0 = 51^\circ$.

З урахуванням отриманих залежностей визначаються інші параметри робочих органів пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача стрічки льону.

Література

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Толстушко Н. Исследование формирования рулона в усовершенствованной прессовальной камере пресс-подборщика / Н. Толстушко // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol. 15, № 4. – P. 286 – 291.
3. Толстушко Н.А. Определение длины петли из бесконечных ремней в прессовальной камере рулонного пресс-подборщика / Н.А. Толстушко // Достижения науки и техники АПК. – 2013. – № 11. – С. 58 – 61.
4. Толстушко Н.О. Визначення основних параметрів робочих органів пресувальної камери рулонного прес-підбирача / Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, В.О. Шейченко // Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний

наук. зб. Вип. 97. – Т. 1. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ” НААНУ, 2013. – С. 332–339.

5. Толстушко Н.А. Определение параметров прессовальной камеры переменного объема рулонного пресс-подборщика / Н.А. Толстушко, Г.А. Хайлис, В.А. Шейченко, Г.А. Перов // Техника в сельском хозяйстве. – 2014. – № 3. – С. 4–8.

6. Толстушко М.М. Розстиральні пристрої льонозбиральних машин / Толстушко М.М., Хайліс Г.А., Толстушко Н.О. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2014. – 160 с.

7. Пат. 60254 У Україна, МПК А 01 D 45/00. Рулонний прес-підбирач / Толстушко Н.О., Хайліс Г.А., Юхимчук С.Ф. (Україна). – №u201015244; заявл. 17.12.10; опубл. 10.06.11, Бюл. №11.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс