

УДК 624.014.2:621.81:[620.173.26]

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН РАЦІОНАЛЬНИХ СКЛАДЕНИХ ПЕРЕРІЗІВ

**В.М. Кондель, доцент, к.т.н.,
Р.Т. Холодков, М.М. Шевчук, студенти,
Полтавський національний педагогічний університет імені В.Г. Короленка**

Анотація. Досліджено стійкість сталевих елементів конструкцій та деталей машин раціональних складених перерізів. Проведено аналіз експериментальних даних щодо роботи стиснутих конструкцій та теоретичних розробок щодо їх розрахунків на стійкість. Запропоновано нові прості формули для розрахунків стійкості стиснутих елементів оптимальних перерізів.

Ключові слова: стійкість, сталеві стиснуті елементи, раціональні складені перерізи.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН РАЦИОНАЛЬНЫХ СОСТАВНЫХ СЕЧЕНИЙ

**В.Н. Кондель, доцент, к.т.н.,
Р.Т. Холодков, Н.Н. Шевчук, студенты,
Полтавский национальный педагогический университет имени В.Г. Короленко**

Аннотация. Исследована устойчивость стальных элементов конструкций и деталей машин рациональных составных сечений. Проведен анализ экспериментальных данных о работе сжатых конструкций и теоретических разработок, касаясь их расчетов на устойчивость. Предложены новые простые формулы для расчета устойчивости сжатых элементов оптимальных сечений.

Ключевые слова: устойчивость, стальные сжатые элементы, рациональные составные сечения.

INVESTIGATION OF STABILITY OF STRUCTURES AND PARTS OF MACHINES OF RATIONAL COMPOSITE SECTIONS

**V. Kondel', Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.),
R. Kholodkov, M. Shevchuk, st.,
Poltava National Pedagogical University after V. Korolenko**

Abstract. The authors researched the stability of steel structures and parts of machines of rational composite sections. Analysis of experimental and theoretical data of the behaviour of compressed structures and theoretical developments of their estimations for stability is carried out. New simple formulas for stability estimation of compressed members of optimal sections are described.

Key words: stability, compressed steel members, rational composite sections.

Вступ

Серед усіх елементів конструкцій та деталей машин будь-якого сучасного підприємства значну частину складають ті, які працюють на стискання: колони, стійки, верхні пояси

ферм, штоки парових машин та поршневих насосів, гвинти в передачах гвинт-гайка, циліндричні та конічні гвинтові пружини [1–3], вертикальні стійки гідравлічного преса для склеювання конструкційного бруса, різальні інструменти для обробки отворів (свердла,

зенкери, розвертки, мітчики) на свердлильних верстатах, голки у швейних машинах та інші. Їх розраховують не тільки на міцність, але й на стійкість, оскільки втрата стійкості є дуже небезпечним явищем, внаслідок якого відбувається некероване зростання деформацій і стиснутий стрижень руйнується практично миттєво, що виключає будь-яку можливість вжиття дієвих заходів щодо запобігання аваріям і катастрофам. Саме тому тривалий час проводяться дослідження стійкості стиснутих елементів для розробки заходів щодо недопущення подібних надзвичайних ситуацій в майбутньому.

Аналіз публікацій

Попередні дослідження різних форм перерізів стиснутих елементів конструкцій та деталей машин показали, що з погляду економічності раціональною є така форма поперечного перерізу стійки, при якій найменший радіус інерції i_{\min} за певної площі є найбільшим, тобто чим вище значення питомого радіуса інерції

$$\xi = \frac{i_{\min}}{\sqrt{A}}, \quad (1)$$

тим кращим є переріз. Для коробчастих і трубчастих перерізів $\xi = 1,6-2,3$ (при $d/D = 0,8-0,95$; d і D – внутрішній та зовнішній діаметри труби); для кутника – $0,3-0,5$; двотавра – $0,27-0,41$; швелера – $0,29-0,41$; квадрата – $0,289$; круга – $0,293$; прямокутника (при $h = 2b$) – $0,204$.

Аналіз цих даних показує, що раціональними є коробчасті й трубчасті тонкостінні перерізи, але при їх проектуванні слід передбачити розташування діафрагм (ребер жорсткості) на певних відстанях уздовж стрижня, які перешкоджають появі місцевих деформацій стінок. Крім того, слід прагнути, щоб перерізи були рівностійкими в усіх напрямках. Цьому критерію відповідають коробчасті та трубчасті, квадратні та круглі перерізи [2, 3].

Дуже часто на практиці стиснуті елементи конструкцій та деталей машин (стійки, стрижні) виготовляються складеними із прокатних профілів: двотаврів, швелерів, кутників [1, 4]. Дослідження [5] показали, що, знаючи лише номер двотавра або швелера (без таблиць з їх геометричними характеристиками), можна за простою формулою

$$\alpha = CN + D \quad (2)$$

знайти відстань α між осями або стінками профілів залежно від схеми їх розташування і достатньої міцності з'єднань раціональних стиснутих елементів.

Мета і постановка завдання

Метою цієї роботи є дослідження стійкості елементів конструкцій та деталей машин раціональних складених перерізів.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести аналіз останніх досліджень стійкості стиснутих елементів конструкцій та деталей машин складених поперечних перерізів; запропонувати формули для визначення допустимих та критичних навантажень, допустимих напружень на двотаврові та швелерні складені елементи, коефіцієнтів запасу стійкості та поздовжнього згинання, площі поперечних перерізів, радіусів інерції та гнучкості елементів; розробити практичні рекомендації щодо загальної оцінки стійкості раціональних форм сталевих складених елементів.

Дослідження стійкості елементів раціональних складених перерізів

Для аналізу стійкості елементів конструкцій та деталей машин раціональних складених перерізів, виготовлених із двотаврів та швелерів (рис. 1), в яких відстань α між осями або стінками профілів визначається за формулою (2), а параметри C і D – за табл. 1 [5], використаємо дослідження Л. Ейлера, Ф. Енгессера, Ф. Ясинського, Л. Тетмайера, Ф. Шенлі та інших [2, 3]. Вони запропонували формули для визначення критичної сили і напруження, які є небезпечними для стиснутого стрижня, залежно від його гнучкості, матеріалу, способів закріплення кінців, схеми та виду навантаження, а також умов стійкості з коефіцієнтом поздовжнього згинання φ , яку часто використовують у розрахунках

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_{st} = \varphi[\sigma], \quad (3)$$

де σ та $[\sigma]$ – робоче та основне допустиме напруження; $[\sigma]_{st}$ – допустиме напруження на стійкість; F – робоча поздовжня сила;

A – площа поперечного перерізу стиснутого стрижня.

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}, \quad (4)$$

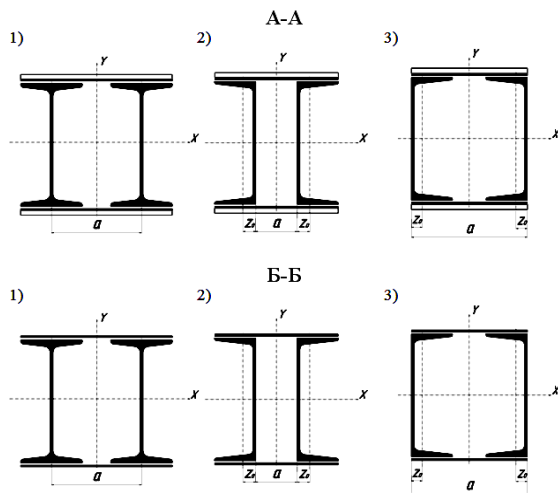
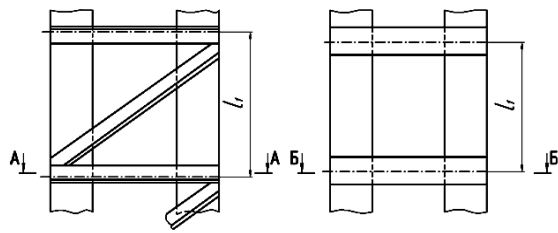


Рис. 1. Варіанти складених перерізів стиснутих конструкцій із двотаврів та швелерів, з'єднаних кутниками або планками

Таблиця 1 Результати розрахунків параметрів C і D

№ з/п	Схема	Параметри, см		Середня похибка, %	
		C	D	арифметична, $ \delta _m$	квадратична, σ_m
1		0,781	0,362	1,42	1,94
2		0,686	-2,304	0,65	0,82
3		0,876	1,883	1,61	2,03

Досліди показали, що коефіцієнт поздовжнього згинання φ залежить від гнучкості елемента λ , тобто $\varphi = f(\lambda)$. У свою чергу,

де μ – коефіцієнт зведення довжини стрижня, який залежить від способу закріплення його кінців (рис. 2); l – довжина стрижня;

$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}}$ – мінімальний радіус інерції;

I_{\min} – мінімальний момент інерції.

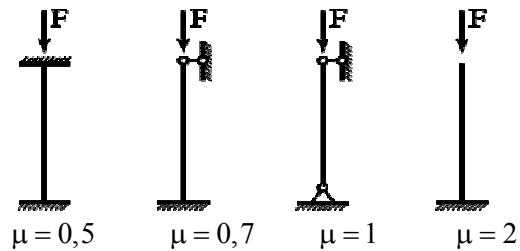


Рис. 2. Залежність коефіцієнтів μ від способу закріплення кінців стрижня

Використовуючи метод найменших квадратів, виведемо формули, за якими можна визначити мінімальні радіуси інерції для складених перерізів із двотаврів i_1 (схема 1 на рис. 1) та швелерів i_2 (схеми 2 і 3 на рис. 1) залежно від номера профілю N . Розрахунки показали, що функції $i_1 = f(N_1)$ та $i_2 = f(N_2)$ мають вигляд, який для практичних розрахунків можна взяти за пряму лінію, а саме

$$i_1 = 0,39N_1 + 0,4, \quad (5)$$

$$i_2 = 0,39N_2 + 0,05, \quad (6)$$

де N_1 та N_2 – це номер двотавра та швелера.

Результати розрахунків теоретичних значень радіусів інерції i_1^{th} та i_2^{th} для всіх двотаврів (№ 10...60) та швелерів (№ 5...40), визначених за формулами (5) і (6), мало чим відрізняються від експериментальних даних i_1^{exp} та i_2^{exp} [6, 7], про що свідчать відповідні невеликі середні арифметичні δ_m та квадратичні σ_m похибки (для двотаврів $\delta_m = 1,71\%$ і $\sigma_m = 2,22\%$, для швелерів – $\delta_m = 1,95\%$ і $\sigma_m = 2,20\%$). Таким чином, гнучкості складених елементів деталей машин, виготовле-

них із двотаврів λ_1 та швелерів λ_2 , визначено відповідно з рівнянь

$$\lambda_1 = \frac{\mu l}{0,39N_1 + 0,4}, \quad (7)$$

$$\lambda_2 = \frac{\mu l}{0,39N_2 + 0,05}. \quad (8)$$

Для визначення допустимих навантажень та напружень у перерізах стиснутих елементів слід проаналізувати вплив гнучкостей λ на значення коефіцієнтів поздовжнього згинання φ . За результатами дослідів вчені одержали значення коефіцієнтів φ для стійок, виготовлених з різних матеріалів [1–4]. Аналіз дослідних даних показав, що коефіцієнт φ залежить не тільки від гнучкості стрижня λ , але й від міцності матеріалу, з якого його виготовлено. Зокрема для сталі з підвищенням її міцності та зростанням гнучкості коефіцієнт φ зменшується (рис. 3), тому для практичних розрахунків були запропоновані рівняння для визначення коефіцієнта поздовжнього згинання з урахуванням його залежності від цих факторів [8, 9].

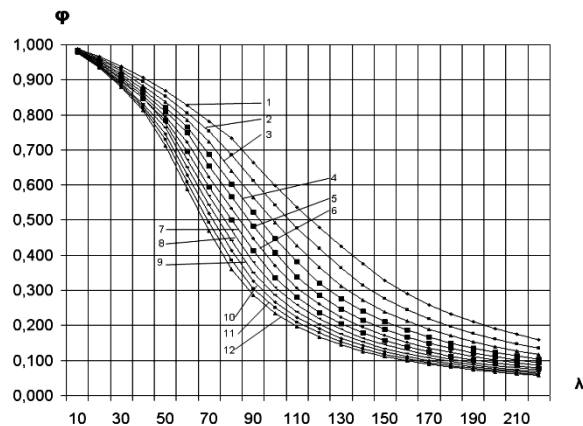


Рис. 3. Залежності $\varphi = f(\lambda)$ для стиснутих елементів з різним розрахунковим опором сталі: 1 – 200 МПа; 2 – 240 МПа; 3 – 280 МПа; 4 – 320 МПа; 5 – 360 МПа; 6 – 400 МПа; 7 – 440 МПа; 8 – 480 МПа; 9 – 520 МПа; 10 – 560 МПа; 11 – 600 МПа; 12 – 640 МПа

Існують залежності коефіцієнта φ від розрахункового опору сталі R_y і умовної гнучкості стрижня $\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{R_y/E}$, де E – модуль Юнга або модуль пружності першого роду для сталі [8]

$$\varphi = 1 - \left(0,073 - 5,53 \frac{R_y}{E} \right) \bar{\lambda} \sqrt{\bar{\lambda}}$$

при $0 < \bar{\lambda} \leq 2,5$;

$$\varphi = 1,47 - 13 \frac{R_y}{E} - \left(0,371 - 27,3 \frac{R_y}{E} \right) \bar{\lambda} +$$

$$+ \left(0,0275 - 5,53 \frac{R_y}{E} \right) \bar{\lambda}^2 \text{ при } 2,5 < \bar{\lambda} \leq 4,5;$$

$$\varphi = \frac{332}{\bar{\lambda}^2 (51 - \bar{\lambda})} \text{ при } \bar{\lambda} > 4,5. \quad (9)$$

У випадку використання низькоміцних сталей ($R_y = 200 - 280$ МПа) для наближених розрахунків стійкості було запропоновано таку просту залежність [9]

$$\varphi = \frac{1}{(0,01\lambda)^2 + 1}. \quad (10)$$

Оскільки на підприємствах України двотаври та швелери виготовляються зі сталі марки Ст 3 з модулем пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, межею текучості $\sigma_y = 240$ МПа, межею пропорційності $\sigma_{pr} = 200$ МПа, основним допустимим напруженням $[\sigma] = 160$ МПа та розрахунковим опором $R_y \approx 0,9 \cdot \sigma_y = 215$ МПа [8], проведемо аналіз точності формул (9) та (10) саме для цієї марки сталі. Очевидно, що рівняння (10) більш зручне для розрахунків коефіцієнтів поздовжнього згинання φ , ніж громіздкі формули (9), але останні дозволяють точніше визначити коефіцієнти φ (похибки складають: $\delta_m = 1,50\%$ і $\sigma_m = 1,78\%$), в той час як за умовою (10) – відповідно $\delta_m = 8,34\%$ і $\sigma_m = 9,70\%$, тому необхідно вивести одне рівняння, яке б враховувало властивості кривої $\varphi = f(\lambda)$ для сталі марки Ст 3 (рис. 3) і мало б показники точності, не гірші, ніж формули (9). Взевши за основу функцію (10) і провівши нескладні математичні перетворення методом найменших квадратів, одержали наведене нижче рівняння, яке пропонуємо для подальших досліджень стійкості стиснутих елементів конструкцій та деталей машин

$$\varphi = \frac{1}{\left((0,00453\lambda)^2 + 0,00654\lambda + 0,0277 \right)^2 + 1}. \quad (11)$$

Слід зазначити, що формулу (11) можна використовувати не тільки для розрахунків стійкості складених елементів із двотаврів або швелерів, але й для будь-яких інших (як складених, так і суцільних) перерізів деталей машин, виготовлених зі сталі марки Ст 3, оскільки похибки при розрахунках коефіцієнтів поздовжнього згинання φ складають $\delta_m = 2,18\%$ і $\sigma_m = 2,62\%$.

Експериментальні $[\sigma]_{st}^{exp}$ та теоретичні $[\sigma]_{st}^{th}$ значення допустимих напружень розраховуємо з умови (3)

$$[\sigma]_{st}^{exp} = \varphi^{exp} [\sigma]; \quad [\sigma]_{st}^{th} = \varphi^{th} [\sigma], \quad (12)$$

де теоретичне значення коефіцієнта поздовжнього згинання φ^{th} визначається за запропонованою формулою (11), а гнучкість λ – з рівнянь (7) або (8) залежно від номера двотавра або швелера, довжини стиснутих елементів та способу закріплення їх кінців. Враховуючи формули (11) і (12), допустиме напруження з умови стійкості можна визначити за функцією

$$[\sigma]_{st} = \frac{[\sigma]}{\left((0,00453\lambda)^2 + 0,00654\lambda + 0,0277\right)^2 + 1}. \quad (13)$$

Для оцінки стійкості стиснутих елементів деталей машин визначають коефіцієнт запасу стійкості k_{st} , який для сталі марки Ст 3 береться не менше 1,8 [2, 3] і в загальному випадку дорівнює

$$k_{st} = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma} \quad \text{або} \quad k_{st} = \frac{F_{cr}}{F}, \quad (14)$$

де σ_{cr} і F_{cr} – критичні або небезпечні напруження і навантаження, за яких можливе миттєве руйнування стиснутих зразків. Очевидно, що мінімальне значення коефіцієнта запасу стійкості $k_{st,min}$ становить

$$k_{st,min} = \frac{\sigma_{cr}}{[\sigma]_{st}} \quad \text{або} \quad k_{st,min} = \frac{F_{cr}}{[F]_{st}}, \quad (15)$$

де $[F]_{st}$ – допустиме або безпечне навантаження на стиснутий елемент деталі машин за умовою його стійкості. У свою чергу,

$$F_{cr} = \sigma_{cr} \cdot A; \quad [F]_{st} = [\sigma]_{st} \cdot A. \quad (16)$$

Критичні напруження для стиснутих зразків, виготовлених зі сталі марки Ст 3 (рис. 4), визначаємо за відомими формулами залежно від гнучкості елементів [2, 3]

$$\sigma_{cr} = \begin{cases} \sigma_y = 240 \text{ МПа (межа текучості)} \\ \text{при } \lambda \leq 40; \\ a - b\lambda \text{ (пряма Ясинського)} \\ \text{при } 40 < \lambda \leq 100; \\ \pi^2 E / \lambda^2 \text{ (гіпербола Ейлера)} \\ \text{при } \lambda > 100. \end{cases} \quad (17)$$

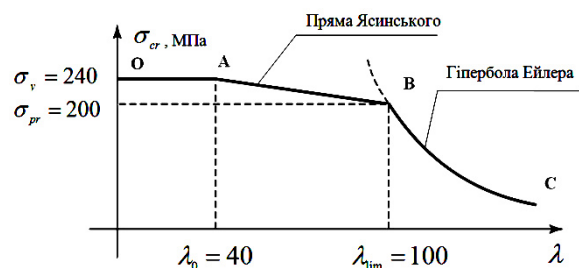


Рис. 4. Залежність $\sigma_{cr} = f(\lambda)$ для Ст 3: σ_y та σ_{pr} – межі текучості та пропорційності; λ_0 та λ_{lim} – межована та гранична гнучкості

Для визначення критичних F_{cr} і допустимих $[F]_{st}$ навантажень на стиснуті елементи конструкцій та деталей машин за формулами (16) необхідно знати площі поперечних перерізів, які пропонуємо визначати з наведених нижче рівнянь, одержаних також за допомогою методу найменших квадратів, через номер N двотавра або швелера (відповідно A_1 або A_2)

$$A_1 = 0,051N_1^2 + 1,4N_1 + 5,2; \quad (18)$$

$$A_2 = 0,042N_2^2 + 1,3N_2 + 4,7. \quad (19)$$

Результати розрахунків теоретичних значень площ A_1^{th} та A_2^{th} для всіх двотаврових (№ 10...60) та швелерних (№ 5...40) перерізів, визначених за формулами (18) і (19), мало чим відрізняються від їх дійсних значень A_1^{exp} та A_2^{exp} , про що свідчать відповідні невеликі середні похибки (для двотаврових перерізів – $\delta_m = 0,80\%$ і $\sigma_m = 1,02\%$, для швелерних – $\delta_m = 0,69\%$ і $\sigma_m = 0,82\%$).

Таким чином, враховуючи умови (13), (16)–(19), маємо залежності для визначення допустимого або безпечного навантаження $[F]_{st}$ та критичної або небезпечної F_{cr} сили для двотаврових перерізів (рис. 1, схема 1) –

$$[F]_{1st} = \frac{[\sigma] \cdot (0,051N_1^2 + 1,4N_1 + 5,2)}{\left((0,00453\lambda_1)^2 + 0,00654\lambda_1 + 0,0277 \right)^2 + 1}$$

$$\text{та } F_{1cr} = \sigma_{cr} \cdot (0,051N_1^2 + 1,4N_1 + 5,2), \quad (20)$$

для швелерних перерізів (рис. 1, схеми 2 і 3) –

$$[F]_{2st} = \frac{[\sigma] \cdot (0,042N_2^2 + 1,3N_2 + 4,7)}{\left((0,00453\lambda_2)^2 + 0,00654\lambda_2 + 0,0277 \right)^2 + 1}$$

$$\text{та } F_{2cr} = \sigma_{cr} \cdot (0,042N_2^2 + 1,3N_2 + 4,7), \quad (21)$$

де гнучкості стиснутих елементів деталей машин λ_1 та λ_2 визначаємо за формулами (7) та (8).

Для оцінки точності рівнянь (20), (21) нами були проведені додаткові розрахунки допустимих $[F]_{st}$ та критичних F_{cr} навантажень, а також мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості $k_{st,min}$ за умовою (15) для всіх двотаврових (№ 10...60) та швелерних (№ 5...40) перерізів у діапазонах гнучкостей стиснутих елементів від 10 до 220. У табл. 2 наведено підсумкові результати, що свідчать про достатню для практичних розрахунків точність: середні значення відхилень становлять для допустимих навантажень – $\delta_{m,F} = 2,32\%$ та $\sigma_{m,F} = 2,79\%$, для коефіцієнтів запасу стійкості – $\delta_{m,k} = 2,34\%$ та $\sigma_{m,k} = 2,82\%$.

Для практичного використання запропонованих рішень проведемо аналіз стійкості стиснутого елемента раціонального перерізу (рис. 1, схема 1), складеного з двох двотаврів № 20, довжиною 4,5 м, защемленого з одного кінця і вільного – з іншого (рис. 2, схема 4), якщо на нього діє сила 850 кН. У випадку незадовільної оцінки підберемо безпечний переріз стійки.

Спочатку за формулами (16) і (17) визначаємо критичну силу для даного стиснутого елемента, яка становить 922 кН.

Таблиця 2 Зведена таблиця похибок

 $\delta_m (\delta_{m,F}, \delta_{m,k})$ і $\sigma_m (\sigma_{m,F}, \sigma_{m,k})$

Профіль	№ профілю	Площа перерізу A_1^{exp} або A_2^{exp} , см ²	$\delta_m (\delta_{m,F}, \delta_{m,k})$ і $\sigma_m (\sigma_{m,F}, \sigma_{m,k})$			
			$\delta_{m,F}$	$\sigma_{m,F}$	$\delta_{m,k}$	$\sigma_{m,k}$
Двотаври	10	24,0	2,44	2,86	2,40	2,79
	12	29,4	2,18	2,64	2,20	2,69
	14	34,8	2,18	2,63	2,19	2,65
	16	40,4	2,28	2,67	2,26	2,65
	18	46,8	2,21	2,63	2,21	2,63
	20	53,8	2,18	2,63	2,19	2,65
	22	61,2	2,27	2,80	2,31	2,88
	24	69,6	2,84	3,43	2,92	3,57
	27	80,4	2,18	2,66	2,19	2,69
	30	93,0	2,19	2,62	2,19	2,64
	33	107,6	2,22	2,73	2,25	2,79
	36	123,8	2,63	3,19	2,72	3,34
	40	145,2	2,60	3,17	2,69	3,31
	45	169,4	2,43	2,85	2,38	2,77
	50	200,0	2,46	2,90	2,42	2,82
	55	236,0	2,20	2,63	2,20	2,63
	60	276,0	2,39	2,92	2,45	3,03
	Швелери	5	12,32	2,21	2,71	2,24
6,5		15,02	2,22	2,73	2,26	2,80
8		17,96	2,30	2,84	2,36	2,93
10		21,8	2,25	2,65	2,24	2,64
12		26,6	2,30	2,83	2,36	2,93
14		31,2	2,18	2,65	2,19	2,68
16		36,2	2,19	2,62	2,21	2,64
18		41,4	2,30	2,70	2,29	2,67
20		46,8	2,51	2,96	2,46	2,88
22		53,4	2,24	2,64	2,23	2,64
24		61,2	2,69	3,26	2,78	3,41
27		70,4	2,18	2,63	2,19	2,65
30	81,0	2,28	2,67	2,27	2,65	
33	93,0	2,23	2,64	2,23	2,64	
36	106,8	2,26	2,79	2,31	2,87	
40	123,0	2,37	2,72	2,34	2,68	
Середні значення			2,32	2,79	2,34	2,82

Виявляється, що робоче навантаження 850 кН не набагато менше за критичне (коефіцієнт запасу стійкості становить 1,085, тобто є значно меншим за мінімально допустиме значення 1,8), що свідчить про небезпечний стан стійки та необхідність добору іншого перерізу. Використовуючи метод послідовних наближень, за умовою стійкості (3) підбираємо новий переріз із двотаврів № 27, для якого критична сила становить 1698 кН, яка майже вдвічі перевищує робоче навантаження 850 кН. Це свідчить про безпечність роботи цієї стійки, тому остаточно беремо складений переріз із двох двотаврів № 27.

Висновки

При розрахунках сталевих стиснутих елементів конструкцій та деталей машин раціональних складених перерізів, знаючи лише номер двотавра або швелера (без таблиць з їх геометричними характеристиками), довжину стійки та спосіб закріплення кінців стрижня, можна за простими формулами (5)–(8), (11), (13), (18)–(19), (20)–(21) визначити радіуси інерції, гнучкість, коефіцієнт поздовжнього згинання для сталі марки Ст 3, допустимі напруження, площі перерізів, допустимі та критичні навантаження.

Знаючи розміри деталі машин, способи закріплення її елементів та величину діючого на неї навантаження, можна оцінити стійкість конструкції в цілому, а у випадку незадовільної оцінки – підібрати безпечний переріз стійки.

Результати нашої роботи можна використати в подальших дослідженнях стійкості елементів, зокрема при визначенні коефіцієнтів поздовжнього згинання для стійок, виготовлених з різних матеріалів; впливу жорсткості опор на значення коефіцієнта зведення довжини, а також при проектуванні раціональних форм змінних поперечних перерізів стиснених конструкцій та деталей машин. Ці розробки дозволять підвищити надійність та довговічність стиснених елементів і запобігти на майбутнє багатьом аваріям і катастрофам.

Література

1. Николаев Г.А. Сварные конструкции. Расчет и проектирование / Г.А. Николаев, В.А. Винокуров; под ред. Г.А. Николаева. – М.: Высшая школа, 1990. – 446 с.
2. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський; за ред. Г.С. Писаренка. – К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
3. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев; отв. ред. Г.С. Писаренко. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
4. Лихтарников Я.М. Расчет стальных конструкций: справочное пособие / Я.М. Лихтарников, Д.В. Ладыженский, В.М. Клыков. – К.: Будівельник, 1984. – 368 с.
5. Кондель В.М. Дослідження раціональних перерізів стиснутих елементів конструкцій та деталей машин / В.М. Кондель, М.М. Шевчук, Р.Т. Холодков // Технічні науки: Вісник Чернігівського державного технологічного університету. – 2013. – № 2 (65). – С. 29–35.
6. Двутавры стальные горячекатаные. Сортамент: ГОСТ 8239-89 (СТ СЭВ 2209-80). – Срок действия с 01.07.1990. – М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1989. – 6 с.
7. Швелеры стальные горячекатаные. Сортамент: ДСТУ 3436-96 (Міждержавний ГОСТ 8240-97). – Дата введення в дію 01.01.1999. – К.: Держстандарт України, 1998. – 10 с.
8. Васильченко В.Т. Справочник конструктора металлических конструкций / В.Т. Васильченко, А.Н. Рутман, Е.П. Лукьяненко. – К.: Будівельник, 1990. – 312 с.
9. Кондель В.М. Дослідження стійкості сталевих стиснутих елементів сталого та змінного поперечних перерізів / В.М. Кондель, А.І. Павліченко // Фізико-математичні науки: Вісник Київського національного університету імені Тараса Шевченка. – 2011. – № 4. – С.76–79.

Рецензент: В.П. Кожушко, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 13 лютого 2015 р.