

## УДК 624.074.5

Білик С.І., д.т.н., проф., КНУБА, м. Київ  
 Бут М.О., асп., КНУБА, м. Київ

### ВИЗНАЧЕННЯ НАЙБІЛЬШ ВІДПОВІДАЛЬНОГО ЕЛЕМЕНТУ СИСТЕМИ КОНСОЛЬНОГО СТАЛЕВОГО КОЛЕСА ОГЛЯДУ

Виконано аналітичний розрахунок у відповідності до нормативних документів для найвідповідальніших елементів статичної частини сталевих консольних колеса огляду, що закріплено в будівлі. Визначена мінімальна критична сила для переходу в заграничний стан конструкції. Створена та проаналізована твердотільна геометрично нелінійна структурна модель (методом скінченних елементів). Виконано порівняння результатів за обома методиками для найменшої критичної сили прикладеної до системи, на прикладі колеса огляду в Технологічному Університеті в м. Батумі, Грузія.

**Ключові слова:** Метод скінченних елементів, колеса огляду, розрахунок.

#### Постановка проблеми.

Згідно аналізу наведеному в [10], для конструкцій з одиничною живучістю актуальним є питання впливу початкових параметрів та масштабності, оскільки стандартні аналітичні моделі безпосередньо не враховують ці фактори. При подальшому аналізі статичної частини колеса огляду в [11], були виявлені найбільш відповідальними елементами з умови забезпечення надійності за граничними станами. Таким чином аналіз за нормативними документами дозволить побачити цю розбіжність. Нижче наведено перелік елементів та факторів їх можливого виходу за межі встановлені нормативними документами:

- втрата стійкості опорних елементів стійок (Рис. 1. п.1);
- виключення з роботи болтів фланцевої частини вузла лафети (Рис. 1. п.2);
- ухил валу від нормалі, більше ніж на величину 1/1000 (Рис. 1. п.3); [2].

Для аналізу роботи відповідних елементів, було прийнято рішення використати формальну класифікацію

відмов [1], аналітичний розрахунок за існуючими нормативними методиками та розрахунок в мультифізичному комплексі Autodesk Simulation Multiphysics 2013[3].

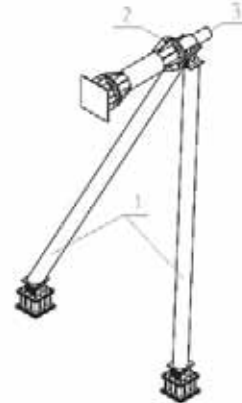


Рис. 1 Опорна частина колеса огляду з вказанням найбільш вразливих частин конструкції, де 1 — стійки консольного колеса огляду; 2 — фланцева частина вузла лафети; 3 — вал

Аналіз основних досліджень і публікацій вказав на недостатню увагу до даного типу конструкцій, отже і основним джерелом інформації були [2] та база патентів США.

#### Формулювання цілей та завдання.

Мета статті — визначити найбільш відповідальний елемент статичної частини консольного колеса огляду згідно дискретних перевірок та відобразити розбіжність в результатах розрахунку при аналітичній елементів конструкції та числовій твердотільній моделі.

#### Основна частина.

**Задача 1.** Перевірка стійкості за різними методологічними підходами і нормативними документами. Розрахунок ведемо у відповідності до геометричних та жорсткісних характеристик представлених в [8, 10]. Значення критичної сили знайдемо за різними методологіями та остаточно прийнемо мінімальне значення. Довжина опорної стійки  $l=11,2\text{ м}$ .

Для опорного елемента Ейлера критична сила дорівнює:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 3,14^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа} \cdot 65533,5 \text{ см}^4}{(11,2 \text{ м})^2} = 1091,895 \text{ т},$$

де  $n=1/\text{м}$  — коефіцієнт розрахункової довжини  $m=1$ , для шарнірно закріпленому елементу.

Таким чином, максимум зусилля відомий і тепер порівняємо нормативні підходи для пошуку критичної сили.

**Перевірка за європейськими нормативними документами [4]:**

$$P_{cr} = \frac{\chi \cdot A \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{0.817 \cdot 198.281 \text{ cm}^2 \cdot 315 \text{ MPa}}{1} = 512.467 \text{ m; } \quad (2)$$

де розрахунковий опір сталі  $f_y = R_y = 315 \text{ MPa}$ ; знижувальний коефіцієнт для відповідної кривої втрати стійкості:

$$\chi = \frac{1}{\varphi + \sqrt{\varphi^2 + \bar{\lambda}^2}} = \frac{1}{0.849 + \sqrt{0.849^2 + 0.761^2}} = 0.817 \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{1 + \alpha \cdot (\bar{\lambda} - 0.2) + \bar{\lambda}^2}{2} = \frac{1 + 0.21 \cdot (0.761 - 0.2) + 0.761^2}{2} = 0.849 \quad (4)$$

$\alpha = 0.21$  для елементів трубчастого перерізу

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{1 + 0.21 \cdot (0.761 - 0.2) + 0.761^2}{N_{cr}}} = 0.817 \quad (5)$$

**Перевірка за вітчизняними нормативними документами [5]:**

$$P_{cr} = R_y \cdot \gamma_c \cdot \varphi \cdot A = 315 \text{ MPa} \cdot 0.95 \cdot 0.822 \cdot 198.281 \text{ cm}^2 = 489.715 \text{ m; } \quad (6)$$

де коефіцієнт стійкості (поздовжнього згину).

$$\varphi = \frac{\delta + \sqrt{\delta^2 - 39.48 \cdot \bar{\lambda}^2}}{2 \cdot \bar{\lambda}^2} =$$

$$= \frac{16.713 + \sqrt{16.713^2 - 39.48 \cdot 2.39^2}}{2 \cdot 2.39^2} = 0.822 \quad (7)$$

$$\delta = 9.87 \cdot (1 - \alpha + \beta \cdot \bar{\lambda}) = 9.87 \cdot (1 - 0.03 + 0.06 \cdot 2.39) = 16.713 \quad (8)$$

де  $\alpha = 0.03$  та  $\beta = 0.06$  коефіцієнти форми перерізу, для труби:

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{\frac{R_y}{E}} = 61.17 \sqrt{\frac{315 \text{ MPa}}{2.06 \cdot 10^5 \text{ MPa}}} = 2.39 \quad (9)$$

**Перевірка за відміненими нормативними документами [6]:**

$$P_{cr} = R_y \cdot \gamma_c \cdot \varphi \cdot A = 315 \text{ MPa} \cdot 0.95 \cdot 0.775 \cdot 198.281 \text{ cm}^2 = 461.98 \text{ m; } \quad (10)$$

де коефіцієнт повздовжнього згину  $\varphi$  приймається за таблицею 72 [6].

**Задача 2. Розрахунок фланцевого з'єднання.** Користуючись методикою відображеною в [11], визначимо критичну силу, що повинна діяти на систему для розкриття фланцю. При прийнятій геометрії і несучій спроможності болта, для кожного нормативного документу предста-

влено в Таблиці 1. Враховуючи вимогу [2], максимальне переміщення не досягається до максимального зусилля на розрив.

**Таблиця 1**

Порівняння впливу критичної сили на систему

Методика	$N_{bt}, \text{ кН}$	$N_{bt}, \text{ т}$	$P_{cr}, \text{ т}$	Максимальне переміщення, мм		Відносна переміщення валу на грані барабану, мм
				На грані лафети	На грані барабану	
СНІП	906,75	92,4	278,1	8,06	7,86	0,20
ДБН	874,37	89,1	268,1	7,77	7,58	0,19
Еврокод	1059,84	108,0	325,0	9,41	9,18	0,23

**Задача 3. Перевірка прогинів.** Для визначення максимально допустимого відносного переміщення валу виконано числові дослідження твердої моделі та перевірку виходячи з відомих формул будівельної механіки за вимогами [2]. Тобто, максимальне переміщення не повинно перевищувати 1/1000.

Взявши ділянку від фланцевого з'єднання і до барабану, отримаємо відстань 490 мм. Таким чином, максимально допустиме вертикальне зміщення дорівнює 0,49 мм. Відповідно максимальне навантаження, що спроможна сприйняти конструкція (враховуючи лише тіло і жорсткісні характеристики валу) становить за приблиз-

ними розрахунками:  $\Delta = \frac{P_{cr} \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = 0,49 \text{ мм.}$

$$P_{cr} = \frac{\Delta \cdot 3 \cdot E \cdot I}{l^3} = \frac{0.49 \text{ мм} \cdot 3 \cdot 2.06 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot \pi \cdot d^4 / 64}{(0.49 \text{ м})^3} = 364.067 \text{ тс} \quad (11)$$

Враховуючи, що 364, 067 т – мінімальна критична сила, що призводить до виключення з роботи конструкції, то проводимо розрахунок твердої моделі статичної частини колеса огляду в AMS.

**Порівняння.** Уточнені розрахунки з урахуванням розвитку обмежених пружно-пластичних деформацій в рамках діаграми розтігу сталі показали зменшення відносного переміщення (різниця між переміщенням барабану і переміщенням на грані лафети) до 0,11 мм. У свою чергу максимальне напруження в найбільш напруженому болті не перевищує 301,77 МПа (Рис. 3), що відповідає зусиллю 55,68 т в болті, критичного значення розкриття фланця.

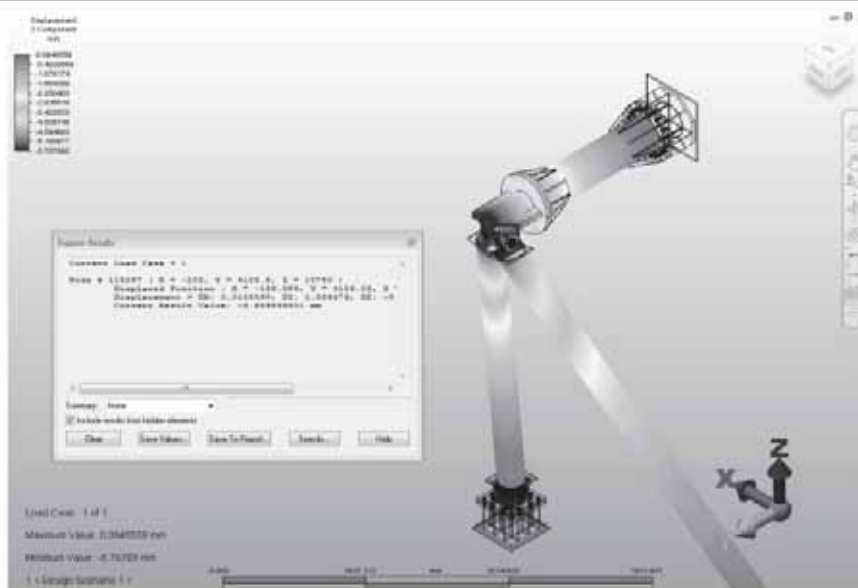


Рис. 2 Тверда модель валу за AMS. Вертикальне переміщення валу

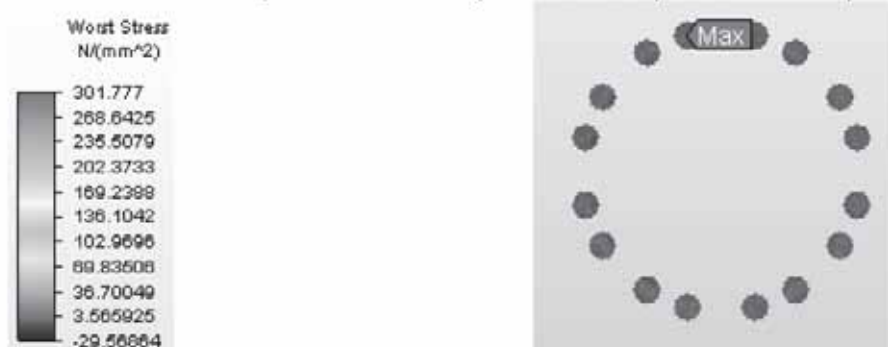


Рис. 3 Максимальні зусилля в болтах фланцевої групи

**Висновки.** Уточнені розрахунки з урахуванням розвитку обмежених пружно-пластичних деформацій в рамках діаграми розтягу сталі показали зменшення відносного переміщення (різниця між переміщенням барабану і переміщенням на грані лафети) до 0,11 мм. У свою чергу, максимальне напруження в найбільш напруженому болті не перевищує 301,77 МПа (Рис. 3), що відповідає зусиллю 55,68 т в болті, критичного значення розкриття фланця.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ:

1. Перельмутер А.В. Избранные проблемы надежности и безопасности строительных конструкций [Текст] / А.В. Перельмутер — М: АСВ, 2007 — 254 с.
2. ГОСТ Р 53130-2008. «Безопасность аттракционов. Общие требования». М: Стандартинформ, 2008 — 131 с.
3. Пузанов А.В. Инженерный анализ в Autodesk Simulation Multiphysics [Текст] / А.В. Пузанов — М: ДКМ, 2013 — 912 с.
4. EN 1993-1-8 Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-8: Design of joints. 133 с.

5. СНиП II-23-81\*. «Стальные конструкции. Нормы проектирования». М: ЦИТП Госстроя СССР, 1990 — 96 с.

6. ДБН В.2.6-163:2010. Конструкції будівель і споруд сталеві конструкції. Норми проектування, виготовлення і монтажу — 202 с.

7. Білик А. С., Бут М.О. Атракціон у висотній будівлі технологічного університету м.Батумі. [Текст] / А. С. Білик, М.О. Бут // Промислове та цивільне будівництво//Науково-виробничий журнал-Київ, 1'2013,-С.37-42.

8. Билык А. С., Бут М.А. Колесо обозрения, закреплённое в высотном здании [Текст] / А. С. Билык, М.А. Бут // : Актуальные проблемы современного строительства и пути их эффективного решения : материалы Международной науч.-практ. конф., 10-12 октября 2012 г., С.-Петербург. Ч. 1., — С.52-57.

9. Расчёт колеса обозрения, закреплённого в высотном здании [Текст]: отчет о НИР: С.И. Билык, А.С. Билык, М.А. Бут —К.: НИЧП «Вартість», 2012 — 78 с. — Библиогр. — с 77-78. —Инв. №75



10. Білик С.І., Бут М.О. Вплив початкових параметрів масштабності розрахункової моделі на напружено-деформований стан, на прикладі консольного колеса огляду [Текст] / С.І. Білик, М.О. Бут // Збірник наукових праць. Серія: галузеве машинобудування, будівництво // Полтавський національний технологічний університет імені Юрія Кондратюка, 1(43)'2015 — С. 147-153.

11. Білик С.І., Бут М.О., Шпинда В.З. Аналіз розрахунку болтів фланцевого з'єднання в умовах складного напружено-деформованого стану [Текст] / Білик С.І., Бут М.О., Шпинда В.З. // Збірник наукових праць Українського інституту сталевих конструкцій імені В.М. Шимановського // Видавництво «Сталь», 13'2014 — С. 76-84.

#### АННОТАЦИЯ

Выполнен аналитический расчёт согласно нормативных документов для наиболее ответственных элементов статической части стального консольного колеса обозрения закреплённого в здании. Выявлена минимальная критическая сила для перехода в предельное состояние конструкции. Создана и проанализирована твёрдотельная геометрически нелинейная структурная модель (методом конечных элементов). Выполнено сравнение результатов по обоим методикам для наименьшей критической силы приложенной к системе, на примере колеса обозрения в Технологическом Университете в городе Батуми, Грузия.

Ключевые слова: Метод конечных элементов, колеса обозрения, расчёт.

#### ANNOTATION

The analytical calculation is carried out according to the normative documents for the most responsible elements of the static part of the steel cantilever, Ferris wheel. Construction did fixed in the building. The minimum critical force for transition to the limiting state of the structure is revealed. A solid geometrically nonlinear structural model (finite element method) was created and analyzed. The results are compared for both methods, for the minimal critical force applied to the system, on an example of the Ferris wheel at the Technological University of Batumi, Georgia.

Keywords: Finite element method, Ferris wheel, structural analysis.

#### УДК 658.621

Сердюк Т. В., к.е.н., доц., ВНТУ, м. Вінниця  
Франишина С. Ю., асп., ВНТУ, м. Вінниця

#### ОРГАНІЗАЦІЙНО-УПРАВЛІНСЬКЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИРОБНИЦТВА

У статті розглянуто комплекс законодавчо-нормативного забезпечення в сфері енергозбереження для координації організаційно-управлінських зусиль підвищення енергетичної ефективності діяльності підприємства. Визначено важливість адаптації національних стандартів та нормативів в сфері енергетичної ефективності діяльності підприємства відповідно до вимог європейського співтовариства. Обґрунтовано необхідність внутрішньої раціоналізації управлінських процесів на підприємстві з метою забезпечення комплексного підходу підвищення енергетичної ефективності.

**Ключові слова:** підвищення енергетичної ефективності, організаційно-методичне забезпечення, стандарти ЄС.

**Вступ.** Розвиток світової енергетики та практика підвищення енергетичної ефективності в розвинених країнах світу, визначають енергозбереження як новий ефективний ресурс, активне залучення якого в господарську діяльність сприятиме швидкому зниженню енергоємності виробництва. Світовий досвід свідчить, що швидке досягнення міжнародної конкурентоспроможності держави можливе там, де основним пріоритетом державної політики постала енергоефективність. Якщо в Західній Європі величина потенціалу енергозбереження становить 10–20% від обсягів споживання енергоресурсів, то в Україні це значення перевищує 45%. Зростання енергоефективності в нашій країні можливе за рахунок реалізації науково обґрунтованої, системної та програмно і законодавчо підкріпленої політики енергоефективності [1].