

## АНАЛІЗ РОЗРАХУНКУ БОЛТІВ ФЛАНЦЕВОГО З'ЄДНАННЯ В УМОВАХ СКЛАДНОГО НАПРУЖЕНО - ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ.

*д.т.н., доц. Білик С.І., ас. інж. Бут М.О., інж. Шпинда В.З*  
*Київський національний університет*  
*будівництва і архітектури, Київ.*

**Постановка проблеми.** Фланцеві з'єднання мають широке застосування в різних галузях промисловості. Незважаючи на стандартизацію фланців, вирішальний вибір виду, розмірів і складових даного виду з'єднань залишається за конструктором. В особливих випадках виникає необхідність конструювання фланців не передбачених вітчизняними нормами та стандартами. Дана робота присвячується аналізу розрахунку болтів фланцевих з'єднань при складному напружено - деформованому стані який виникає в болтах контактного фланцевого з'єднання ( з'єднання без прокладок, які застосовуються в конструкціях що не потребують повної герметизації стиків) в нашому випадку – з'єднання направляючої і валу колеса огляду.

**Аналіз останніх досліджень.** Складність роботи фланцевих з'єднань вимагає визначення дійсного ресурсу конструкцій та необхідність вдосконалення аналітичних методик розрахунку. Оскільки порядок проектування фланцевих з'єднань описаний у нормативних документах для будівельної і машинобудівної галузі відрізняється [1-6], і є частково експериментальним, дана робота дає досвід необхідний для аналізу та оптимізації методики розрахунку фланцевих з'єднань в цілому, а також можливість порівняти результати розрахунку на вітчизняними і європейськими нормативними документами.

**Метою роботи** є аналіз розрахунку болтів фланцевого з'єднання направляючої та валу колеса огляду за нормативними документами [1-4], методикою описаною в книгах [5,6].

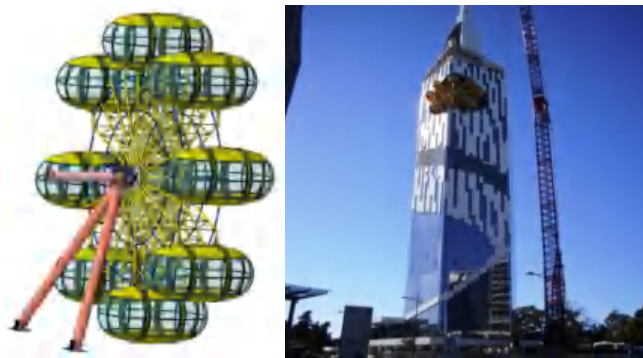
А також застосування програмних комплексів ПК «Ліра – Сапр 2012» і «Autodesk Simulation Mechanical» (ASM) для створення просторової моделі і проведення нелінійного розрахунку.

Порівняння даних отриманих в результаті аналітичного розрахунку і програмних комплексів.

**Викладення основного матеріалу.** Об'єктом дослідження є фланцеве з'єднання направляючої і валу колеса огляду що

знаходиться на відмітці 102.5 м в будівлі «Батумського технологічного університету», проект якого був розроблений силами кафедри металевих та дерев'яних конструкцій Київського національного університету будівництва та архітектури [7].

В роботі розглянутий варіант розрахунку фланцевого з'єднання зі сторони примикання направляючої і пластини фланцю, оскільки варіант з'єднання лафети і пластини фланцю з протилежної сторони не розглядається в у нормативних документах і є експериментальним, відповідно приймаємо до порівняння фланцеві з'єднання запроектовані за вимогами: СНиП II-23-81; ДБН В.2.6-163; Єврокод 3; Методикою галузевих розрахунків [5,6].

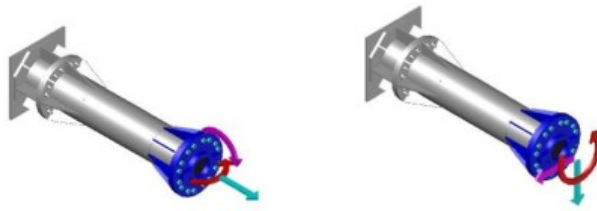


*Рис. 1. Колесо огляду розміщене у будівлі в м. Батумі, Грузія.*

Для моделювання з'єднання прийняті наступні конструктивні рішення: діаметр труби направляючої становить:  $d=720\text{мм}$ ; з'єднання двох пластин фланців на болтах 16 шт. діаметром 48мм, класу точності А, класу міцності болтів 10.9, прийнятих за ГОСТ 7805-70; фланець і труби виготовлені зі сталі 09Г2С, що відповідає сталі класу С345, фрагмент з'єднання взятий до точки примикання опор до лафети для передачі зусилля з врахуванням перерозподілу навантаження на опори колеса огляду.

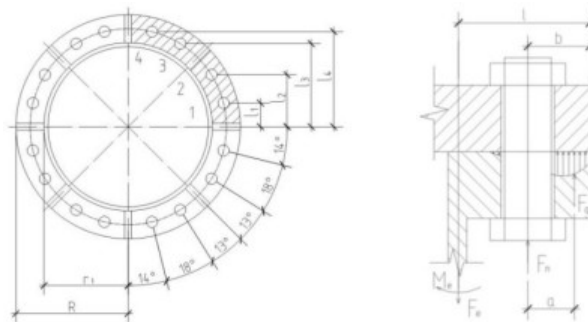
Розрахунок виконується за комбінацією зусиль, що викликає найбільші зусилля розтягу в болтах. Збір навантажень на колесо огляду виконаний згідно СНиП 2.01.07-85, що діє на території Грузії де і знаходиться об'єкт. Зусилля які виникають в елементах з'єднання отримані з розрахунку проведеного в ПК Ліра 9.6.

Розглянуто складний напружено-деформований стан з'єднання.



*Рис.2 Напружено-деформований стан болтів у з'єднанні.*

При одночасній дії моментів у 2 площинах відбувається нерівномірний розподіл навантажень, відповідно необхідний переріз болтів приймається за більш напруженими, що знаходяться у виділеній частині з'єднання.



*Рис.3 Розподіл зусиль між болтами з'єднання та діючі зусилля.*

При цьому розподіл поздовжньої розтягуючої фланцевого з'єднання відбувається рівномірно між болтами, а дію моментів зводимо до зосереджених сил залежністю з врахуванням полярного моменту інерції:

$$N = \frac{N_x}{n};$$

Повне зусилля розтягу в болті становить:

$$N_t = N + P_{z1} + P_{z2} + F_0;$$

Безпосередньо розглянуто методики розрахунку за нормативними документами. При розрахунку болтового з'єднання за методикою ДБН передбачається визначення несучої здатності болтів при роботі на зріз, розтяг та зминання [1-3]. Методика СНиП побудована аналогічним чином, але з дещо іншими значеннями нормативних опорів та вимог щодо розміщення болтів. Особливістю розрахунку за EN 3 є: використання вищих нормативних опорів сталі для болтових з'єднань, порівняно зі СНиП та ДБН, але разом з тим проводиться більш детальніший розрахунок з'єднання з врахуванням таких додаткових факторів як робота на продавлювання.

При розрахунку за методикою [5,6] приймаємо стержень в якості моделі фланцю і допустимо, що контактні напруження постійні по ширині його перерізу і характеризуються розподіленими навантаженнями  $q$ . Припустимо, що кінематичні переміщення фланців (зближення локальних осей координат) відбувається в результаті їх стиску в зоні контакту, а це приводить до введення в стику фланців умовного контактного шару, піддатливість якого рівна піддатливості фланців, яка складається з піддатливості пластини і болта:

$$\lambda_0 = \frac{2}{E_0 \times \pi \times d_0 \times \text{tg} \alpha} \ln \frac{(a+d_0) \times (a+l_0 \times \text{tg} \alpha - d_0)}{(a-d_0) \times (a+l_0 \times \text{tg} \alpha + d_0)}$$

$E$  – модуль пружності;

$a$  - відстань від осі болта до центра тиску;

$l_0$  – довжина болта;

$d_0$  – діаметр болта;

$A_0$  – площа болта;

$\alpha$  – кут конуса тиску.

Такий метод розрахунку описує більш правильно роботу з'єднання з фізичної точки зору, оскільки враховує такі фактори як піддатливість елементів з'єднання, через постановку і вирішення контактної плоскої задачі (рис 3).

$$F_q = \frac{F_e \cdot \left( \frac{F_0}{F_e} - \frac{\lambda_0}{\lambda_\Sigma} \right)}{1 - \frac{\beta \cdot a^3}{6 \cdot \lambda_\Sigma}}$$

$F_e$  – зовнішнє навантаження на з'єднання;

$F_{\Pi}$  – повне навантаження на болт;

$F_0$  – сила попереднього натягу болтів;

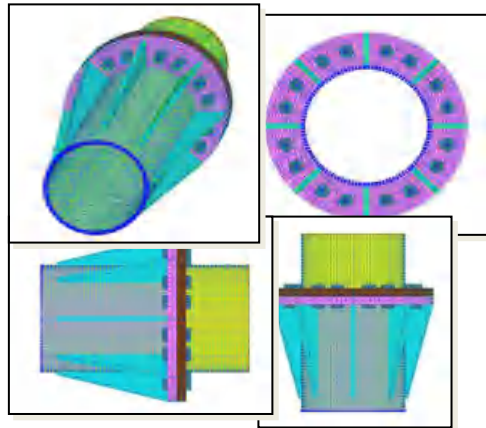
$F_q$  – контактна реакція пластин фланців;

$\beta$  – коефіцієнт, який враховує деформації зсуву і згину;

$$\lambda_\Sigma = \lambda_d + \lambda_0.$$

Саме різноманітність методологічних підходів привела до необхідності моделювання фланцевого з'єднання в МСЕ середовищі. Даний метод вказує на необхідність врахування контактної задачі при розрахунку фланцевих з'єднань. тому було прийнято рішення про проведення верифікаційного тесту з використанням сучасних МСЕ комплексів, а саме: ПК «Ліра - Сапр 2012». Геометрія з'єднання була виконана згідно вимог СНиП, оскільки самі ці норми є діючими на території Грузії, і керуючись цими нормами був виконаний розрахунок даного об'єкта. Побудова моделі була виконана за допомогою програми AutoCAD, таке рішення було прийнято як найбільш практичне серед

відомих методів моделювання об'ємних тіл, за рахунок побудови скінченно-елементної сітки, методом Кунса, що дозволило провести рівномірний поділ на СЕ з розмірами сторін не більше 20мм.



*Рис.4 Просторова комп'ютерна модель фланцевого з'єднання в програмі «Ліра-Сапр 2012».*

Після імпорту виконано видавлювання у об'ємні елементи та формування остаточної геометрії моделі (рис 4).

У наступному етапі досліджень були задані граничні умови і жорсткості елементів, змодельовані контакти між пластинами фланців через 262 СЕ, що включається в роботу лише при стиску, і дає змогу правильно зобразити контактну роботу пластин фланців. До схеми послідовно прикладені навантаження, а саме: власна вага; зовнішнє навантаження що задане за допомогою інструменту «об'єднання переміщень».

Зусилля попереднього натягу болтів, змодельованого у вигляді рівномірного нагріву елементів що моделюють болти. Значення різниці температур дельта Т, знаходимо аналітично із закону Гука та закону лінійного розширення сталі від дії температури. В результаті зусилля попереднього натягу (F) що становить 162 кН перетворено на температурний розігрів розміром 3,615°.

$$\Delta T = \frac{F}{E \cdot A \cdot \alpha} = \frac{162 \cdot 10^3}{2.06 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 3.14 \cdot 0.024^2 \cdot 1.2 \cdot 10^{-4}} = 3.6215^\circ;$$

Де:  $\alpha_L = \frac{\Delta L}{L \cdot \Delta T}$  - коефіцієнт температурного розширення сталі.

Було змодельовано реальну послідовність прикладання навантажень на конструкцію.

Для створення моделі було використано інструмент твердого моделювання АІ 2013, в якому враховані всі технологічні рішення щодо з'єднань вузла, а саме: тип з'єднання, умови закріплення,

прикладання навантажень а також заданий односторонній контакт пластин фланцю.

Для порівняння результатів отриманих в ПК «Ліра-Сапр 2012» з іншими програмними комплексами розглянемо розрахунок виконаний в ASM.

Особливістю моделювання в ASM порівняно з ПК «Ліра-Сапр 2012» є простіший процес завдання болтових з'єднань. За рахунок роботи з твердим елементом для моделювання достатньо вказати тип болтового з'єднання, перерізуючи площини, площини закріплення та геометрію болтів. Але разом з тим процес завдання навантажень на з'єднання є більш трудомістким порівняно з Лірою.

**Обговорення результатів.** Наведена нижче гістограма (рис.5) порівняння зусиль за представленими методиками в чотирьох болтах які будуть сприймати основні зусилля розтягу. У наведених результатах спостерігається деяка розбіжність значень між різними методиками розрахунку, а саме 14,4% між максимальними зусиллями розтягу, які виникають в болті №3. Це пояснюється різницею геометричних розмірів пластин фланців, яка залежить від вимог відповідних норм щодо розташування болтів у багато болтовому з'єднанні. Безпосередньо різниця між Лірою і аналітичним розрахунком обумовлена постановкою задачі у вигляді просторової моделі, поступовістю прикладання навантаження, а також врахуванням контактної роботи пластин з'єднання у ПК «Ліра-Сапр 2012».

Отримані результати розрахунку в ASM є близькими до результатів «Ліри – Сапр 2012», а розбіжність результатів що складає 4,2% в найбільш напруженому болті пояснюється різницею у моделюванні з'єднань труби і пластин фланцю в цих програмних комплексах.

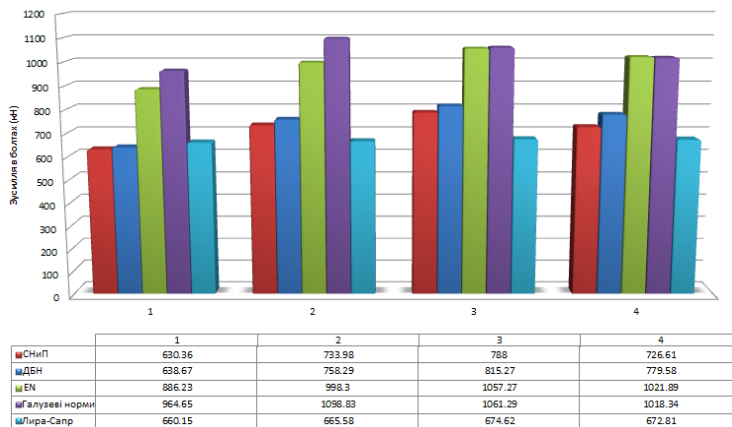


Рис.5. Гістограма порівняння зусиль які виникають в болтах при роботі з'єднання на розтяг.

## **Висновки.**

Як показує досвід проектування сучасні програмні комплекси дозволяють точніше розглянути роботу з'єднання, за рахунок можливості створення просторової твердотілої моделі, поетапного прикладання нелінійних навантажень і відтворенню фізичних процесів (таких як контактна робота пластин фланців). Саме тому для виявлення резервів тримальної спроможності фланцевих з'єднань необхідно застосовувати сучасні методи проектування, що засновані на широкому використанню програмних комплексів, які дозволяють провести точний аналіз роботи з'єднання, врахувати розподіл зусиль, визначити запаси міцності і в результаті запроектувати надійну конструкцію.

## **ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА**

ДБН В.2.6 -163: 2010 Конструкції будівель і споруд сталеві;  
СНиП II-23-81 Стальные конструкции;  
СНиП 2.01.07-85 «Нагрузки и воздействия»  
EN 1993-1-8-2009. Проектування сталевих конструкцій;  
Біргер І.А., Іосилевич Г.Б. «Різьбові та фланцеві з'єднання»;  
Волошин А.А. «Розрахунок і конструювання фланцевих з'єднань»;  
Білик А.С., Бут М.О. Звіт «Розрахунок колеса огляду, закріпленого у висотній будівлі» // НДПП «Вартість», 2012 – 77 с. (на правах рукопису).  
ГОСТ 7805-70 «Болты с шестигранной головкой класса точности А. Конструкция и размеры»