

УДК 539.375

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЗВАРНОГО РОТОРУ НА ОСНОВІ МОМЕНТНОЇ СХЕМИ МСЕ

**С.О. Пискунов<sup>1</sup>**

доктор технічних наук, професор, професор кафедри будівельної механіки

**О.І. Гуляр<sup>1</sup>**

доктор технічних наук, професор

**Ю.В. Максимюк<sup>1</sup>**

кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельної механіки

**С.В. Мицюк<sup>1</sup>**

кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельної механіки

**Б.І. Сизевич<sup>1</sup>**

доцент кафедри будівельної механіки

<sup>1</sup>*Київський національний університет будівництва і архітектури  
Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, Україна. 03680*

В статті проведено визначення напружено-деформованого стану зварного ротору складної форми і вивчення характеру його зміни в процесі навантаження в результаті розвитку пластичного деформування.

**Ключові слова:** вісесиметричні тіла, нелінійне деформування теорія пластичної течії, пружнопластичне деформування, зони пластичності.

**Вступ.** Розвиток сучасного енергетичного машинобудування характеризується на даному етапі значним збільшенням потужностей окремих турбоагрегатів. У зв'язку з цим підвищуються вимоги до достовірності і точності визначення напружено-деформованого стану вузлів і деталей проєктованих об'єктів. Особливо зростають вимоги до достовірності одержуваних в результаті розрахунку даних при проєктуванні роторів парових турбін підвищеної потужності, для яких коефіцієнти запасу міцності відносно невеликі.

Метою даного дослідження є визначення напружено-деформованого стану зварного ротору складної форми і вивчення характеру його зміни в процесі навантаження в результаті розвитку пластичного деформування.

При розгляді таких відповідальних об'єктів велике значення має вибір розрахункової схеми. Розрахунок ротора як однієї деталі, що знаходиться в вісесиметричному пружно-пластичному стані, є досить складним.

Трикутні елементи, з лінійним законом розподілу переміщень, прийняті за основу в багатьох роботах, дозволяють більш гнучко, ніж прямокутні елементи, апроксимувати контур будь-якої форми. Але використання СЕ такого типу призводить до збільшення загального числа невідомих в



стійкі результати. Оскільки меридіональний переріз має вигляд багатозв'язаної області складного контуру при побудові скінченоелементної моделі використане подання області у вигляді сукупності фрагментів, в межах кожного з яких скінченоелементна сітка є регулярною (рис. 2). При побудові СЕ сітки особливу увагу приділено галтельним зонам, тому що саме в цих місцях спостерігається різке збільшення градієнтів напружень. Для забезпечення коректного визначення напружень безпосередньо біля поверхні тіла, уздовж всього контура меридіонального перетину ротора, використаний шар скінченних елементів, товщина якого в прийнята рівною біля 1/10 радіуса галтелі. Уздовж галтелі прийнято 4-6 СЕ на кут  $90^\circ$ . Загальні принципи побудови розрахункової сітки ілюструються на прикладі диска № 2.

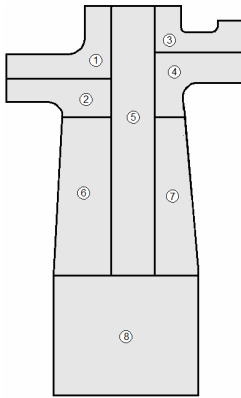


Рис. 2

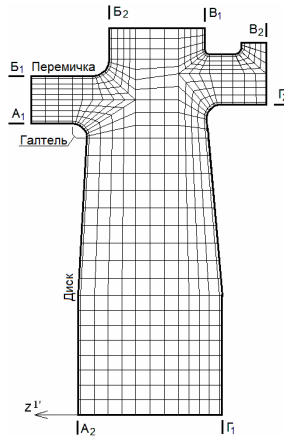


Рис. 3

Розв'язки отримані із використанням СЕ сіток із 1925 (рис. 3) і 3403 вузлів показали, що розбіжність

результатів не перевищує 1-2%, що свідчить про їх високу збіжність і достовірність.

**2. Результати розрахунку і їх аналіз.** Проведене розв'язання задачі дозволяє виявити зони максимальних напружень, оцінити характер напруженого стану окремих конструктивних елементів та визначити найбільш небезпечні, з точки зору напруженого стану, ділянки контрукції. Отже максимальні значення напружень зафіксовані на поверхні диска № 3 і околі точки 1 (див. рис. 1) і становлять: компонента, нормальна до контуру  $\sigma_1=534$  МПа, колове напруження  $\sigma_3=418$  МПа, інтенсивність дотичних напружень  $\tau_i=78$  МПа.

Внаслідок несиметричного прикладання навантаження величина напружень на поверхні диска № 3 в околі точки № 2, є дещо меншою. Слід зазначити ще 4 зони підвищених напружень ( $\tau_i > 210$  МПа) в області зеднання дисків № 1 і № 2 з перемичками, положення яких також як і двох перших відзначено на рис. 1 цифрами в порядку зменшення величини  $\tau_i$ . У всіх розглянутих випадках найбільші значення напружень зафіксовані

поблизу в точці переходу від зовнішньої поверхні диска до поверхні галтелі, що повністю узгоджується з розрахунковими та експериментальними даними, наведеними в роботі [1].

Напружений стан в середній частині перемичок характеризується відносно рівномірним розподілом по товщині кільцевих компонент напружень, причому більш завантаженими є точки, розташовані на внутрішній поверхні циліндрів. Осьові напруження змінюються в радіальному напрямку від від'ємних значень до додатніх, що свідчить про наявність моментного стану. Необхідно звернути увагу на незначну абсолютну величину напружень в центральних ділянках перемичок.

Наприклад, окружні складові не перевищують 260 МПа, осьові – 100 МПа; інтенсивність дотичних напружень перебуває в межах 175 МПа. Зазначений факт має позитивне значення, тому що в цих місцях розташовані зони зварювальних швів, в яких механічні характеристики матеріалу важко контролювані. Відносно невеликі напруження спостерігаються також в області хвостовика.

Розглянемо більш докладно результати визначення напруженого стану. Як приклад розглянемо дані для диска № 2. На рис. 4–7 суцільними лініями зображені розподілення нормальних до контуру  $\sigma_1$  і колових  $\sigma_3$  напружень та інтенсивності дотичних напружень  $\tau_t$ . Ділянки контуру, яким відповідають зазначені розподілення, позначені на рис. 3. Аналіз цих результатів дозволяє зробити висновок, що на частині диска від осі обертання до галтелі розподілення напруження відносно рівномірні. Перепад напружень в радіальному напрямку на частині контурів  $A^1 - A^2$  і  $\Gamma^1 - \Gamma^2$  від осі обертання до зони округлення становить близько 20 МПа за виключенням

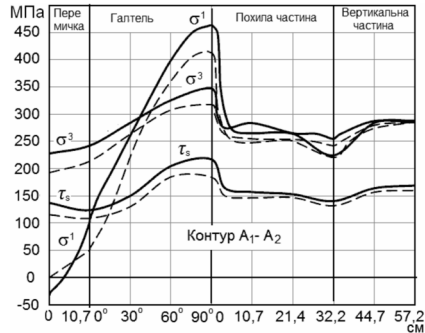


Рис. 4

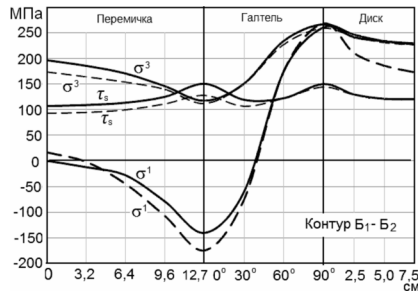


Рис. 5

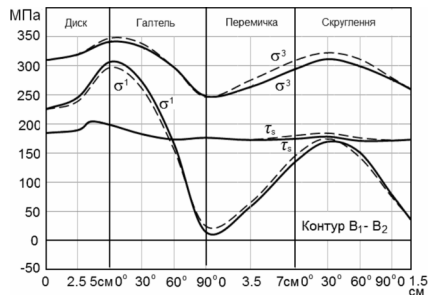


Рис. 6

області зміни перерізу диску. У цьому місці спостерігається локальне падіння напружень  $\sigma_1$  на 35–40 МПа, а  $\sigma_3$  – на 70–75 МПа в порівнянні з їх значеннями біля осі обертання, яке становить 290–350 МПа. В областях галтелей відбувається різке зростання (в 1,5–1,6 рази) нормальних контурних і приблизно в 1,2 рази кільцевих напружень.

При віддаленні від вісі обертання  $\sigma_1$  зменшуються на краю диску до величини інтенсивності поверхневих навантажень, а компоненти  $\sigma_3$  складають 190–260 МПа. В осьовому напрямку залежність величин напружень від координати  $z^1$  близька до лінійної на більшій частині площині перерізу диску, за винятком ділянок прилягання перемичок. У цих місцях епюри напружень, побудовані уздовж ліній, що проходять через зони заокруглень паралельно осі обертання ротора, мають більш складний вигляд. Якщо провести таку лінію орієнтовно через точки 3–4 (див. рис. 1) то максимумами напружень будуть спостерігатися на протилежних кінцях прямої. За напрямком до центру диску відбувається досить різке (наприклад, для інтенсивності дотичних напружень порядку 100 МПа) зниження величини напруження. Подібний вигляд мають епюри напружень і в перерізах 1-2 і 5-6 для дисків № 1 і № 3. Таким чином концентрація напружень в районі заокруглення має поверхневий характер і досить швидко згасає.

Ці дані дозволяють намітити найбільш небезпечну ділянку в конструкції ротора. Мабуть, вона буде знаходитись на осі обертання диска №2, так як в цьому місці інтенсивність дотичних напружень по всій товщині диска становить 170–200 МПа. Для порівняння слід зазначити, що величина напружень в центрі перерізу 1-2 (диск №3), що проходить через точку виникнення максимальних напружень, складає всього 110 МПа і припускає можливість перерозподілу напружень при виникненні зон пластичності. У центральній частині диска № 2 таке перерозподіл важко очікувати, оскільки до моменту виникнення в цьому місці пластичних деформацій інтенсивність дотичних напружень по всій товщині буде близька до граничної. Як показано далі, це припущення повністю підтвердилося.

Збільшення числа оборотів ротора в умовах екстремальних режимів навантаження призводить до необхідності вивчати поведінку конструкції в пружно-пластичній стадії роботи матеріалу, механічні характеристики якого у розглянутій задачі досить точно апроксимуються моделлю пружно ідеально-пластичного тіла.

Для зменшення обчислювальних витрат при покроковому розв'язанні фізично нелінійної задачі розв'язок проведений для окремих фрагментів ротора, виділених із загальної конструкції. З конструктивної і статичної точок зору найбільш обґрунтованим є вибір в якості таких фрагментів дисків ротора, виділених площинами, які перпендикулярні до осі обертання і проходять через центри перемичок. Як було зазначено раніше, центри

перемичок є найменш напруженими ділянками конструкції, тому розділення ротора на фрагменти в цих місцях повинно призводити до мінімальних похибок. В якості граничних умов для перерізів з великим значенням координати приймемо вільний край, і для перерізів з меншим значенням вісь симетрії. При розрахунку використаний алгоритм розв'язання фізично-нелінійних задач, викладений, наприклад в [4].

На рис. 4–7 пунктирними лініями зображені епюри нормальних контурних напружень  $\sigma_1$ , кільцевих  $\sigma_3$  і інтенсивності дотичних напружень  $\tau_i$ , отриманих на підставі розрахунку диску №2 як окремого фрагмента відповідно до запропонованої розрахункової схеми. Порівняння наведених епюр свідчить про близькість даних результатів до обчислених раніше на основі розрахунку ротора як єдиної конструкції. Максимальна похибка у зоні галтелей не перевищує в цьому випадку 12-15%, а в осі обертання – 3-4%. Однак, при розрахунку такої відповідальної конструкції як ротор парової турбіни потужністю 1200000 кВт навіть така похибка є небажаною. З метою підвищення точності розрахунку вплив відкинутих частин ротора замінено опорними реакціями, визначеними з розрахунку конструкції в цілому. У цьому випадку пружні розв'язки збігаються, а похибка пластичного розрахунку такого ж порядку як заміна впливу лопаток поверхневими навантаженнями на ободах дисків.

На рис. 8–11 представлені ізолінії інтенсивності дотичних напружень і розвиток зон пластичності (обмежені ізолініями, що відповідають 400 МПа і позначені сірим кольором) в перерізі диску №2 в залежності від швидкості обертання ротора.

Вперше пластичні деформації зафіксовані при 3800 об/хв на поверхні галтелі в околі точки 3. На рис. 8 представлені ізолінії інтенсивності дотичних напружень, що відповідають 4000 об/хв, коли пластичні деформації починають виникати також в околі точки 4. При 4250 об/хв спостерігається утворення зон пластичності біля осі обертання диска (рис. 9). Слід зазначити істотну відмінність у характері розвитку зон пластичності. Так, якщо в околі галтелей вони поширюються на незначну відстань від

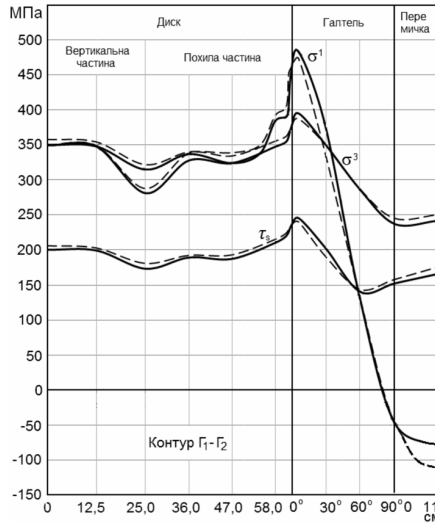


Рис. 7

поверхні ротора, то біля вісі обертання область пластичних деформацій має яскраво виражену тенденцію до розвитку в осьовому напрямку. Це стає особливо наочним при подальшому збільшенні швидкості обертання ротора. Вже при 4350 об/хв зона пластичності в осі обертання займає значну частину площі перерізу диска (рис. 10), а при 4400 об/хв – об'єднується із зоною пластичності в околі точки 3 (рис. 11). Отримана картина розвитку пластичних деформацій підтверджує початкове передбачення про те, що найбільш напруженим ділянкою ротора є перетин диска і вісі обертання.

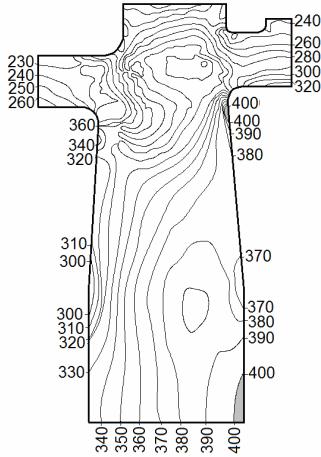


Рис. 8

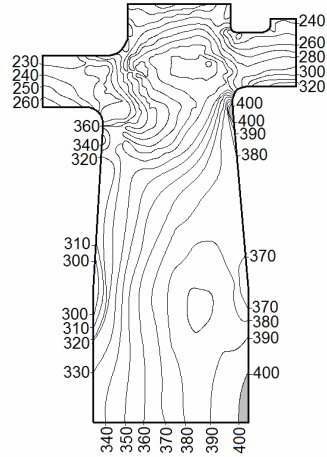


Рис. 9

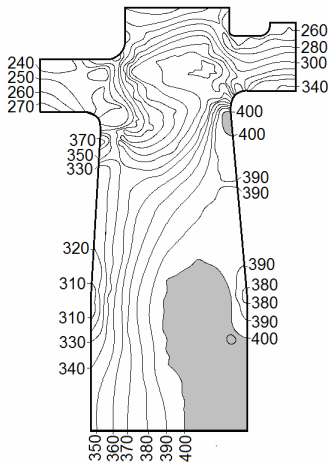


Рис.10

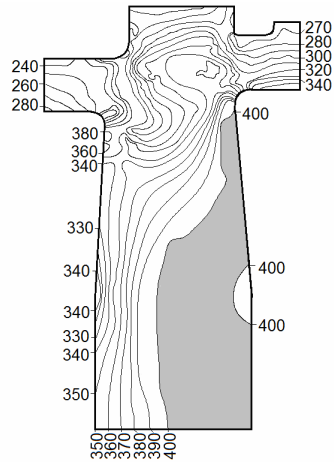


Рис.11

**Висновок.** Напружений стан ротора парової турбіни К-1200-240-2 відрізняється достатньою складністю і до його вивчення необхідно підходити з позицій просторової вісесиметричної задачі. Приблизну оцінку розподілу напружень в подібних конструкціях (похибка максимальних напружень близько 15%) можна проводити на основі розрахунку окремих дисків. При інших співвідношеннях жорсткостей дисків і перемичок це питання потребує додаткових досліджень. Незважаючи на те, що максимальні напруження спостерігаються в зонах скруглень, найбільш напруженими ділянками є точки перерізу біля осі обертання ротора.

В цілому отримані в даній статті результати свідчать, що використання скінчених елементів, в основі співвідношень яких лежить моментна схема скінчених елементів та врахування змінності геометричних параметрів [2, 3] дозволяє проводити розрахунок ротора у постановці, яка враховує всі геометричні особливості конструкції без будь-яких спрощень.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Ворошко П.П.* Исследование напряженно-деформированного состояния симметричных дисков со ступицей / П.П.Ворошко, А.Л. Квитка, О.Н. Савина // Проблемы прочности, 1974, № 11.
2. *Гуляр О.І.* Ефективність моментної схеми скінчених елементів (МССЕ) в задачах згину та з концентраторами напружень / О.І. Гуляр, С.О. Пискунов, І.І. Солодей, Ю.В. Максим'юк // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2012. – Вип.89. – С. 43-57.
3. *Максим'юк Ю.В.* Розрахункові співвідношення універсального скінченого елемента на основі моментної схеми скінчених елементів / Ю.В. Максим'юк // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2015. – Вип.94. – С. 244-251.
4. *Пискунов С.О.* Алгоритм розв'язання геометрично нелінійної задачі в'язкопружнопластичного деформування двовимірних тіл. / С.О. Пискунов, О.І. Гуляр, Ю.В. Максим'юк // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2009. – Вип. 83. – С. 44-62.

#### REFERENCES

1. *Voroshko P.P.* Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya symmetrichnyh diskov so stupicej / P.P.Voroshko, A.L. Kvy'tka, O.N. Savy'na // Problemy prochnosti. - 1974. - № 11.
2. *Gulyar O.I.* Efekty'vnist' momentnoyi shemy skincheny'h elementiv (MSSE) v zadachah zgyynu ta z koncentratoramy napruzhen / S.O. Piskunov, Solodey I.I., Yu.V. Maksim'yuk // Opir materialiv i teoriya sporud. - 2012. - Vip.89. - P. 43-57.
3. *Maksim'yuk Yu.V.* Rozrahunkovi spivvidnoshennya universal'nogo skinchenogo elementa na osnovi momentnoyi shemy skincheny'h elementiv / Yu.V. Maksim'yuk // Opir materialiv i teoriya sporud. - 2015. - Vip.94. - P. 244-251.
4. *Piskunov S.O.* Algorithm rozv'yazannya geometrichno nelineynoi zadachi v'yazkopruzhnoplasticnogo deformuvannya dvovimimih til. / S.O. Piskunov, O.I. Gulyar, Yu.V. Maksim'yuk // Opir materialiv i teoriya sporud. - 2009. - Vip.83. - P. 44-62.



*Pyskunov S., Gulyar O., Maksimyuk Yu., Mytzyuk S., Sizevich B.*

### **INVESTIGATION OF STRESSES STATE OF WELDED ROTOR USING OF MOMENT SCHEME OF FEM**

The stress-strain state determination and the study its change as a result of plastic deformation development in the process of loading of the welded rotor of a complex shape has been carried out in the article.

The choice of the calculation scheme is very important when considering such responsible objects. The calculation of the rotor as a single component, located in a axis symmetric elastic-plastic state, is quite complicated. Triangular elements of the linear law of displacement distribution, adopted as a basis in many works, allow more flexible than rectangular elements, to approximate the contour of any form. But the use of finite element of this type leads to an increase in the total number of unknowns.

The stressed state of the rotor of the steam turbine K-1200-240-2 is of sufficient complexity and must be matched to the study as a spatial problem. An approximate estimation of stress distribution in similar structures can be made on the basis of calculation of separate parts of rotor. With other ratios of stiffness of discs and jumpers, this issue requires additional research. Despite the fact that maximum stresses are observed in the zones of rounding, the most stressed areas are points of the cross-section near the rotation axis.

In general, the results obtained in this article show that the use of finite elements, based on the momentary finite element scheme equation and taking into account the variability of geometric parameters allows to calculate the rotor in a statement, which takes into account all the geometric features of the design without any simplifications.

**Key words:** axisymmetric bodies, nonlinear deformation, theory of plastic flow, elastoplastic deformation, plasticity zone.

*Пискунов С.О., Гуляр А.И., Максимюк Ю.В., Мицюк С.В., Сизевич Б.И.*

### **ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕНО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СВАРНОГО РОТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОМЕНТНОЙ СХЕМЫ МКЭ**

В статье проведено определение напряженно-деформированного состояния сварного ротора сложной формы и исследование характера его изменения в процессе нагружения в результате развития пластического деформирования.

**Ключові слова:** осесиметричні тела, нелінійне деформування, теорія пластичного течения, упрутопластическое деформування, зони пластичности.

УДК 539.3

*Пискунов С.О., Гуляр О.И., Максимюк Ю.В., Мицюк С.В., Сизевич Б.И.* **Дослідження напружено-го стану зварного ротору на основі моментної схеми МСЕ** // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2017. – Вип. 98. – С. 163-172.

*В статті проведено визначення напружено-деформованого стану зварного ротору складної форми і вивчення характеру його зміни в процесі навантаження в результаті розвитку пластичного деформування.*

Табл. 0. Іл. 11. Бібліогр. 4 назв.

UDC 539.3

*Maksimyuk Yu.*

*Pyskunov S., Gulyar O., Maksimyuk Yu., Mytzyuk S., Sizevich B.* **Investigation of stresses state of welded rotor using of moment scheme of FEM** // Strength of Materials and Theory of Structures. – 2017. – Issue 98. – P. 163-172.

*Determination of the stress-strained state of a welded rotor of a complex form and the study of the nature of stress-strained state change under the loading process as a result of the of plastic deformation development is performed in the article.*

Table 0. Fig. 11. Ref. 4.

УДК 539.3

*Пискунов С.О., Гуляр А.И., Максимюк Ю.В., Мицюк С.В., Сизевич Б.І.*

**Исследование напряжено-деформированного состояния сварного ротора с использованием моментной схемы МКЭ // Соппротивление материалов и теория сооружений.** – 2017. – Вып. 98. – С. 163-172.

*В работе изложены постановку задачи для определения несущей способности и критических поведения тонкостенных и комбинированных осесимметричных тел с учетом геометрической нелинейности.*

Табл. 0. Рис. 2. Библиогр. 6 назв.

**Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада):** професор, доктор технічних наук, професор кафедри будівельної механіки КНУБА Пискунов Сергій Олегович.

**Адреса робоча:** 03680 Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, КНУБА, кафедра будівельної механіки, Пискунов Сергій Олегович.

**Адреса домашня:** 03087, Україна, м. Київ, вул. Іскрівська б.3, кв.10

**Робочий тел.:** +38(044) 241-5555;

**Мобільний тел.:** +38(050) 962-66-14.

**E-mail:** s\_piskunov@ua.fm

**Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада):** кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри будівельної механіки КНУБА МАКСИМ'ЮК Юрій Всеволодович.

**Адреса робоча:** 03680 Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, КНУБА, кафедра будівельної механіки, Максим'юк Юрій Всеволодович.

**Адреса домашня:** Україна, м. Київ, вул. Кривоноса Максима, 6, кв. 322/3.

**Робочий тел.:** +38(044) 241-55-38;

**Мобільний тел.:** +38(067) 230-94-72;

**E-mail:** maximyuk@ukr.net

**Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада):** доцент, кандидат технічних наук, н.с. НДІБМ КНУБА Мицюк Сергій Вікторович.

**Адреса робоча:** 03680 Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, КНУБА, кафедра будівельної механіки, Мицюку Сергію Вікторовичу.

**Адреса домашня:** 03037, Україна, м. Київ, просп. Валерія Лобановського 10, кв. 301

**Робочий тел.:** +38(044) 241-5555;

**Мобільний тел.:** +38(096) 931-74-42.

**E-mail:** serewka@inbox.ru

**Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада):** доцент кафедри будівельної механіки КНУБА Сизевич Борис Іванович.

**Адреса робоча:** 03680 Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, КНУБА, кафедра будівельної механіки, Сизевичу Борису Івановичу.

**Робочий тел.:** +38(044) 241-5412.