

ЛАРИН О. О.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
<https://orcid.org/0000-0002-5721-4400>
e-mail: alexeya.larin@gmail.com

ПОТОПАЛЬСЬКА К. Є.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
<https://orcid.org/0000-0001-8184-4229>
e-mail: ks.potopalskaya@gmail.com

ГРИНЧЕНКО Є. М.

Харківський національний університет внутрішніх справ
<https://orcid.org/0000-0002-3973-9078>
e-mail: gengrinchenko@gmail.com

ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСУ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ СТАТИСТИЧНОЇ ОЦІНКИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ З ПРОГНОЗОВАНИМ СТОНШЕННЯМ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ ВНАСЛІДОК КОРОЗІЇ

У даній роботі розглянуто питання оцінки залишкової міцності відцентрового насоса, що працює в понад проектний термін експлуатації в лінії насосів енергоблока АЕС. Наведено результати теоретичних досліджень його напружено-деформованого стану з урахуванням зміни геометрії корпусних деталей. Розроблено розрахункові тривимірні SE- моделі, які враховують фактичну геометрію деталей насоса і прогноз її можливої зміни на період продовженого ресурсу. Оцінка статичної міцності проводилась для основного експлуатаційного режиму роботи насоса (при нормальних умовах експлуатації). З урахуванням прогнозованих значень відсотку стоншення стінки корпусу насоса було досліджено статистичне НДС конструкції, на основі якого визначено параметр пошкоджуваності та ймовірність безвідмовної роботи конструкції.

Ключові слова: ресурс, корозійне зношення, надійність, енергетичне обладнання, залишкова міцність.

Oleksiy LARIN, Ksenia POTOPALSKA
National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"
Yevgen GRINCHENKO
Kharkiv National University of Internal Affairs

ASSESSMENT OF THE RESIDUAL LIFE-TIME OF THE ELEMENTS OF THE CENTRIFUGAL PUMP OF THE ENERGY INSTALLATION ON THE BASIS OF STATISTICAL ASSESSMENT OF FATIGUE WITH PREDICTED WEAR DUE TO CORROSION

In this article, the residual resource of a centrifugal pump was anticipated, which operates an overestimated resource in the pumping line of a nuclear power plant. The results of theoretical and numerical modeling of its stress-strain state with a change in the geometry of the hull parts are presented. Three-dimensional FE models have been developed that take into account the actual geometry of pump parts, as well as a forecast of their possible changes during further operation. The change in the geometry of the structure is taken into account on the basis of extrapolation of data on the thickness of the hull walls obtained over a long service life. Calculations to determine the static strength are made for the main operating mode of the pump (under normal operating conditions). In places of welds, the cyclic strength was checked separately, while taking into account the decrease in their strength due to an increase in equivalent stress amplitudes by dividing them by the coefficient of reduction in the strength of the weld. The process of thinning of the wall of the pump housing under the action of erosive-corrosive wear is modeled. This process is random, so it was modeled taking into account the equations of wear growth kinetics. As a result of the research, the damage parameter and the probability of failure-free operation of the structure were obtained. These parameters are determined taking into account the predicted values of the percentage thinning of the pump housing wall and the obtained characteristics of the statistical deformation state of the structure.

Keywords: life-time, corrosion wear, reliability, power engineering equipment, residual strength.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

В основі енергоефективності та енергетичної безпеки України знаходяться питання, які пов'язані із транспортуванням енергоносіїв. Важливими елементами системи, що відіграють значну роль у забезпеченні потреб кінцевого споживача є супровідні енергетичні машини, зокрема відцентрові насоси [1, 2]. Дані конструкції, використовуються на АЕС та відчувають дію агресивного середовища впродовж експлуатації, що сприяє стоншенню їх стінок. Такі конструкції були введені в експлуатацію понад 40 років, тому за проектними нормативами вони вже відпрацювали свій ресурс. Але моніторинг їхнього стану показує, що вони здатні надалі бути в експлуатації. Отже для безпечної подальшої експлуатації оцінка залишкової міцності відцентрового насоса, що працює в понад проектний термін експлуатації в лінії насосів енергоблока АЕС є вкрай важливою задачею [3].

Аналіз досліджень та публікацій

Аналіз сучасних публікацій показує, що в експлуатації супровідні машини зазнають суттєвих циклічних перевантажень, а також відчувають дію агресивного середовища, що за певний час експлуатації

призводить до появи пошкоджень [4–6]. У роботі [7] показано ефективність використання елементів системи енергетичних блоків з подовженим ресурсом. Несвоєчасне їх виявлення може стати причиною виникнення аварійних ситуацій, екологічних катастроф, завдати суттєвих споживчих збитків, а також бути загрозою життю людини [8]. В статті [9] розглядається експлуатаційна надійність відцентрових насосів типу НК, наводиться розподіл відмов по вузлам насосного агрегату, відображено статистику відмов та встановлено найбільш вагомий вид зносу деталей насоса [10]. У дослідженні [11] розроблено методику діагностики технічного стану відцентрових насосів та на основі цих даних визначається можливість подовження його ресурсу, але аналіз проводиться без чисельного моделювання та без урахування випадковості розвитку пошкоджень. З аналізу останніх публікацій можна зробити висновок, що розвиток методів які направлені на подовження ресурсу відцентрових насосів та попередження виникнення аварійних ситуацій при виході їх з ладу за рахунок вчасного проведення їх технічного обслуговування та ремонту є актуальним питанням.

Формулювання цілей статті

Метою роботи є визначення залишкового ресурсу відцентрового насоса з урахуванням стоншення його стінок у часі та дії внутрішнього навантаження.

Виклад основного матеріалу

У даній роботі розглянуто питання оцінки залишкової міцності відцентрового насоса, що працює в понад проектний термін експлуатації в лінії насосів енергоблока АЕС. Наведено результати теоретичних досліджень його напружено-деформованого стану з урахуванням зміни геометрії корпусних деталей, яка спостерігалася по закінченні проектного терміну експлуатації. Оцінка статичної міцності проводилася для основного експлуатаційного режиму роботи насоса (при нормальних умовах експлуатації).

Відповідні дослідження проведено в рамках чисельного комп'ютерного моделювання на основі методу скінченних елементів з використанням сучасних програмних комплексів. Розроблено розрахункові тривимірні SE-моделі, які враховують фактичну геометрію деталей насоса і прогноз її можливої зміни на період продовженого ресурсу. Зміну геометрії конструкції враховано на основі екстраполяції даних товщинометрії стінок корпусу, отриманих в процесі тривалого терміну експлуатації.

Насос, який розглядається відпрацював свій проектний ресурс. Експертна оцінка експлуатуючої організації його технічного стану показує, що має місце стоншення стінок корпусу в порівнянні з проектними значеннями. Під час аналізу швидкості ерозійно-корозійного зносу встановлено, що за час експлуатації товщини стінок корпусу, кришки і патрубків вони будуть стоншуватися лінійно в часі рівномірно по всьому корпусу на 1% за 100 годин роботи.

Досвід експлуатації показує, що середнє напрацювання для насоса становить 20 год / рік. Виходячи з експертних оцінок швидкості стоншення стінок і оцінки середнього напрацювання насоса в рік прогнозовано стоншення стінок корпусних деталей.

Розрахунки на міцність виконані за технологією тривимірного SE-моделювання. Для адекватної оцінки НДС до кожного патрубка додані фрагменти труб довжиною 1 м з пружно підвішеними кінцями.

При SE дискретизації використовувалися лінійні елементи гексагональної і тетраедральної форм (рис. 1). Трубопроводи мають менш густу сітку, ніж корпусні деталі, оскільки їх напружений стан не є об'єктом дослідження – вони моделюються лише для передачі адекватних граничних умов на патрубки насоса. Фактично ці елементи потрібні для нівелювання можливих крайових ефектів поблизу насоса. Для оцінки якості побудованої моделі була проведена серія розрахунків з SE-сітками різної густоти. Товщини стінок корпусних деталей задані відповідно до прогнозованих даних по стоншенню.

На геометричну модель була нанесена (SE) сітка. При цьому використовувався лінійний SE гексагональної і тетраедральної форм. Деталі насоса розбиті так, щоб основні конструктивні елементи мали хоча б по два елементи по товщині, усюди витримувалося співвідношення сторін SE з тим, щоб сітка не мала вироджених елементів. SE сітка, яка використовується для розрахунків, представлена на рис. 1.

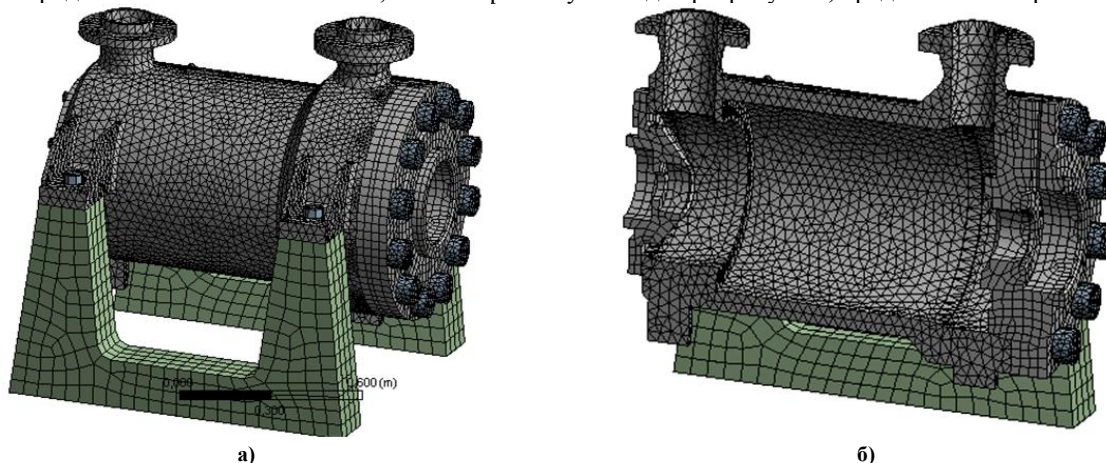


Рис. 1. SE сітка корпусу насоса: (а) (вид у розрізі горизонтальною площиною) (б)

Для вибору розмірів та кількості елементів для СЕ-сітки були проведені тестові розрахунки до допустимої похибки 5% за еквівалентними напруженнями.

Для проведення розрахунків використовувалися фізико-механічні характеристики матеріалів 12X18Н10Т, 40Х, згідно з ПНАЕ Г 7-002-86. При цьому використовувались наступні граничні умови:

- жорстке закладення по опорних поверхнях лап насоса;
- обмеження можливості на радіальне стиснення по внутрішнім колам напірної і вхідної кришок;
- основа напірного і вхідного фланця в осьовому напрямку мали пружне спирання, яке моделює вплив відкинутих труб.

- об'ємна сила – сила тяжіння;
- на внутрішніх поверхнях задавався конвективний теплообмін вода – сталь (коефіцієнт тепловіддачі, 27900 Вт / м² °С);

- на зовнішніх поверхнях задавався конвективний теплообмін сталь – повітря (коефіцієнт тепловіддачі, 5 Вт / м² °С);

- температура навколишнього середовища приймалася 22 °С.

У розрахунках враховувалася наявність попереднього затягування різьбових з'єднань (рис. 2). Значення осьових зусиль для шпильок вхідної кришки і напірної становили 100 кН і 35 кН відповідно.

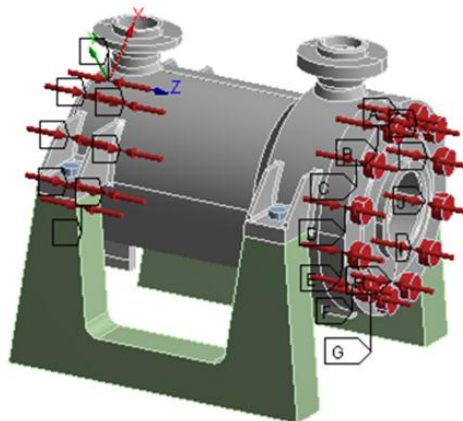


Рис. 2. Моделювання умов затягування різьбових з'єднань

Таким чином, на першому етапі вирішувалося завдання визначення попередньо напруженого стану, викликаного затягуванням шпильок. На рис. 3 представлено розподіл інтенсивності напружень (еквівалентні напруження за критерієм Мізесу), які формуються в насосі при цьому режимі навантаження.

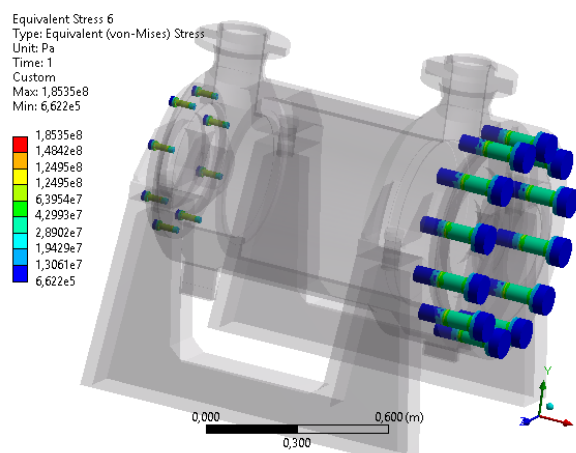


Рис. 3. Попереднє напружений стан шпильок, викликаний їх монтажною затягуванням

Згідно ПНАЕ Г 7-002-86 (п. 3.4), номінальне напруження, що допускається для елементів обладнання і трубопроводів, навантажених внутрішнім тиском, приймають мінімальним з наступних значень:

$$\sigma = \min\{R_m/2.6; R_{0.2}/1.5\}, \quad (1)$$

де R_m – межа міцності; $R_{0.2}$ – межа текучості.

Для болтових з'єднань

$$[\sigma]_w = R_{0.2}/1.5, \quad (2)$$

Аналізуючи попереднє напружений стан шпильок, затягування призвело до наявності стискаючих напружень в шпильках досить істотного рівня (рівень максимальних напружень формується під гайкою і на місці входу шпильки в тіло корпусу і становить 185 МПа, що менше допустимого значення 295 МПа).

Високий рівень напружень в місцях концентрації сформувався і на кришках насоса (рис. 3), при цьому отримані напруги (72 МПа) менше номінальних допустимих напружень (131 МПа).

Для оцінки залишкового ресурсу використовувались результати розрахунку НДС при тиску НУЕ (рис. 4).

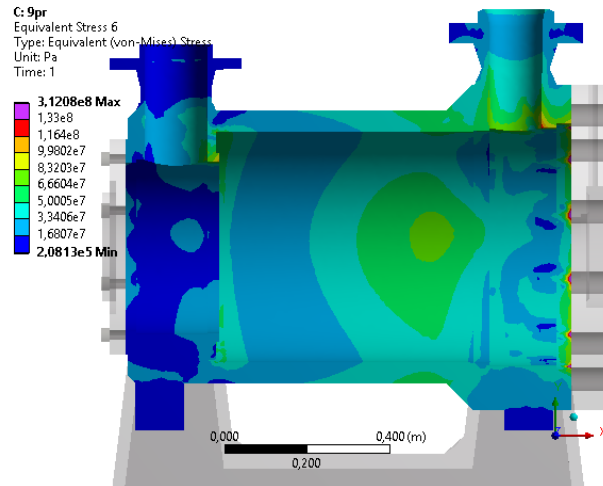


Рис. 4. Розподіл еквівалентних напружень по Мізесу по корпусу насоса

Таким чином, в якості мінімальних напружень циклу використовуються значення еквівалентних напружень по Мізесу (88 МПа в корпусі, 83 МПа в напірній кришці).

У місцях зварних швів окремо перевірялася циклічна міцність, при цьому враховувалося зниження їх міцності шляхом збільшення еквівалентних амплітуд напружень шляхом їх поділу на коефіцієнт зниження міцності зварного шва. Даний коефіцієнт для сталі аустенітного класу при ручному зварюванні з наступним візуальним контролем відповідає 0,8 (найбільш консервативна оцінка) відповідно до рекомендацій в ПНАЕ. Таким чином, разом зварного шва по лапі мінімальні напруження циклу становлять $143 / 0.8 = 178$ МПа, а максимальні - $155 / 0.8 = 193$ МПа.

З даних про експлуатацію відцентрового насосу на електричній станції відомо, що після закінчення проектного строку роботи стінки корпусу були стоншені на 10% за рахунок ерозійно-корозійного зносу. При подальших розрахунках прогнозоване значення відсотку стоншення стінки корпусу вважався випадковою величиною, яка змінюється у часі.

Стоншення стінки насосу пропонується враховувати у часі у вигляді степеневої функції, яка пов'язує час експлуатації та відсоток стоншення $h(t)$:

$$h(t) = \bar{h} + k(t - \bar{t})^\alpha \tag{3}$$

де \bar{t}_0 – проектний термін експлуатації, що дорівнює 30 років, α та k – це показники кінетики збільшення стоншення. Процес стоншення стінки за рахунок корозійно-ерозійного зносу є випадковим, що може бути враховано, якщо показники рівняння кінетики її росту (3): α та k вважати випадковими величинами.

Параметр k здатен суттєво змінюватись, навіть за більш-менш однакових зовнішніх факторах. Параметр α в багатьох дослідженнях вважається сталою детермінованою величиною, що дорівнює 0,73. Із статистичних даних відомо, також, що розподіл значень із достатньою точністю можна вважати підпорядкованим лог-нормальному закону розподілення:

$$f(h, t) = \frac{1}{h(t)S(t)\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\ln h - \mu(t))^2}{S^2(t)}\right] \tag{4}$$

де $S_j(t)$ та $\mu_j(t)$ – це параметри закону, які залежать відповідно до розміру дефекту у поточний час експлуатації та визначаються з коефіцієнту варіації та математичного очікування габаритних розмірів дефекту наступним чином:

$$\mu_j(t) = \ln\left(\frac{m_j(t)}{\sqrt{1 + \frac{v_j}{m_j^2(t)}}}\right), S_j^2(t) = \ln\left(1 + \frac{v_j}{m_j^2(t)}\right) \tag{5}$$

$$m(t) = \langle \bar{h} + k(t - \bar{t})^\alpha \rangle = \bar{h} + \langle k \rangle (t - \bar{t})^\alpha \tag{6}$$

$$Var_{h_j}(t) = \langle (\bar{h} + k(t - \bar{t})^\alpha)^2 \rangle = Var(k)(t - \bar{t})^{2\alpha} \tag{7}$$

$$v_j = \frac{\sqrt{\text{Var}_{d_j}(t)}}{m_j(t)} = \frac{\sqrt{\text{Var}_{k_j}(t)}}{\langle k_j \rangle} = \text{const} \quad (8)$$

де $\langle \dots \rangle$ – оператор усереднення, $m_j(t)$ – математичне очікування, $\text{Var}(\dots)$ – дисперсія v_j – коефіцієнт варіації, який залежить від часу. На рис. 4 схематично зображено розвиток у часі середньої глибини корозійного пошкодження $m_3(t)$ та можливий розкид її значень у часі.

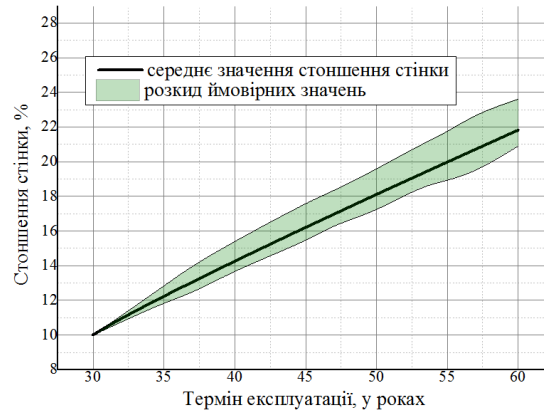


Рис. 5. Розподіл значень відсотків стоншення стінки корпусу насоса

Зміна пластичних деформацій в залежності від терміну експлуатації та стоншення корпусу насоса показано на рис. 6

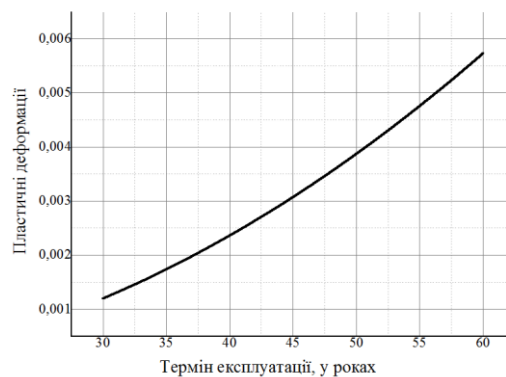


Рис. 6. Пластичні деформації у корпусі насоса

$$\varepsilon(h, t) = K_1 h(t)^2 + K_2 h(t) + K_3 \text{ для } 30 \leq t \leq 60 \quad (9)$$

Відповідно, до ймовірних значень відсотку стоншення стінки було досліджено статистичне НДС конструкції, на основі якого визначено параметр пошкоджуваності. Для цього використовується ступеневий закон кінетики накопичення пошкоджуваності у рамках концепції ефективних напружень Работнова-Качанова. З урахуванням процесів накопичення багато- або малоциклової втоми визначається параметр пошкоджуваності для кожного з прогнозованих випадків відповідно до виразу 10.

$$D = \begin{cases} 1 - [1 - (n + N_D)\delta_D(2s + 1)]^{\frac{1}{2s+1}}, dp > 0 \\ 1 - [1 - (n + N_D)\delta_M(m + 1)]^{\frac{1}{m+1}}, dp = 0 \end{cases} \quad (10)$$

де D – параметр пошкоджуваності, n – поточне значення циклу, N_D – значення циклу, при якому починається накопичення пошкоджуваності, δ_D – змінна, яка залежить від параметрів НДС конструкції при накопиченні малоциклової втоми, δ_M – змінна, яка залежить від параметрів НДС конструкції при накопиченні багатоциклової втоми, s , m – параметри матеріалу, які визначаються з кривої Велера, dp – значення пластичних деформацій [8]. З даних про експлуатацію відцентрових насосів на електричній станції відомо, що ці у рік кількість циклів дорівнює 1000. З урахуванням розробленої математичної моделі було отримано параметр пошкоджуваності при стоншенні стінки при прогнозі подальшої експлуатації на 15 років. (рис. 7).

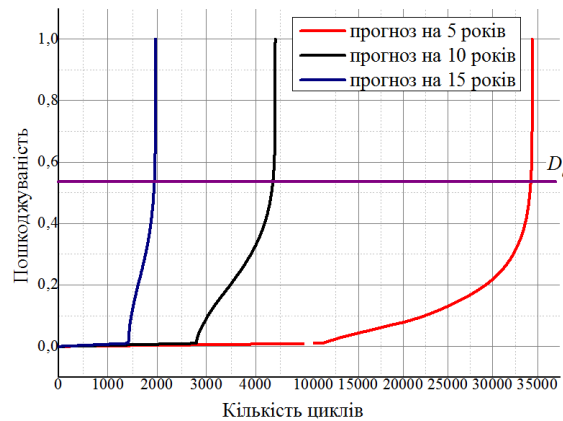


Рис. 7. Математичне очікування параметру пошкоджуваності при прогнозі на 5, 10 та 15 роботи понад проектний термін

З аналізу отриманих даних визначено, що при прогнозі при стоншення стінки через 5 років експлуатації кількість циклів до відмови дорівнює 30000 циклів, що еквівалентно терміну експлуатації у 30 роки, при прогнозі при стоншення стінки через 10 років експлуатації кількість циклів до відмови дорівнює – 4200, що еквівалентно 4 рокам, а при прогнозі при стоншення стінки через 15 років експлуатації кількість циклів до відмови дорівнює 1000 циклів (1 рік експлуатації). Тобто експлуатація насоса після такого рівня корозійно-ерозійного зносу небезпечна, та цей об'єкт слід знімати з роботи.

Таким чином були отримані ймовірнісні характеристики накопичення втомних пошкоджень в процесі експлуатації. Ці результати можна використати для оцінки ймовірнісних характеристик часу до відмови як випадкової величини.

При використанні отриманих статистичних даних параметру пошкоджуваності, визначено ймовірність безвідмовної роботи при прогнозуванні збільшеного терміну експлуатації на 5, 10 та 15 років.

За допомогою чисельної процедури ймовірність безвідмовної роботи визначалась як ймовірність того, що параметр D дорівнює значенню D_c (0.5 для матеріалу насоса). Результати розрахунків показані на рис. 8.

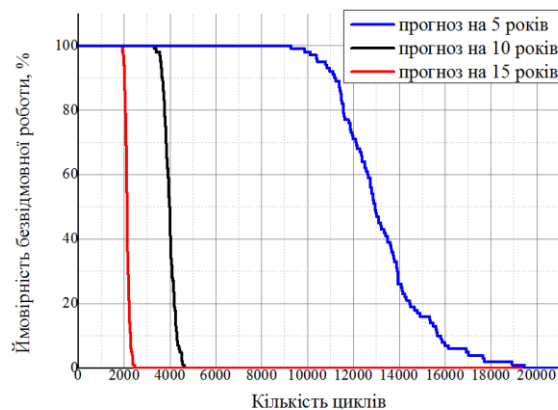


Рис. 8. Ймовірність безвідмовної роботи конструкції при прогнозі на 5, 10 та 15 роботи понад проектний термін

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямі

Отже, можна зробити висновок, що при подальшій експлуатації відцентрового насоса, після 15 років експлуатації його працездатність зменшиться у 15 разів, та подальше використання його у роботі буде небезпечне.

Література

1. Нечуйвітер М.М. Підвищення надійності експлуатації живильних насосів деаераційних установок паротурбінних блоків електростанцій / М.М. Нечуйвітер, І.Г. Шелепов // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2015. – Vol. 15, № 1124. – P. 151–154.
2. Leskin S.T., Slobodchuk V.I., Shelegov A.S. Analysis of VVER-1000 main circulation pump condition in operation. Nucl. Energy Technol. Elsevier B.V., 2017. Vol. 3, № 1. P. 10–14.
3. Ларин А.А. Анализ прочности насоса с целью продления его ресурса / А.А. Ларин // Ядерна та радіаційна безпека. – 2018. – Vol. 79, № 3. – P. 30–35.
4. Noon A.A. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow / A.A. Noon, M.H. Kim // Wear. Elsevier. – 2016. – Vol. 364–365. – P. 103–111.
5. Xing D. Finite element analysis of wear for centrifugal slurry pump / D. Xing, Z. Hai-lu, W. Xin-yong // Procedia Earth Planet. Sci. Elsevier B.V. – 2009. – Vol. 1, № 1. – P. 1532–1538.

6. Tarodiya R., Gandhi B.K. Hydraulic performance and erosive wear of centrifugal slurry pumps - A review. *Powder Technol. Elsevier B.V.* 2017. Vol. 305. P. 27–38.
7. Черноусенко О. Ю. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3) : монографія для науковців та докторів філософії за спеціальністю 144 Теплоенергетика / О. Ю. Черноусенко, Д. В. Риндюк, В. А. Пешко / КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 308 с.
8. Rämä T. et al. CFD analysis of the temperature field in emergency pump room in Loviisa NPP. *Nucl. Eng. Des. Elsevier B.V.* 2014. Vol. 279. P. 104–108.
9. Потопальська К. Є. Оцінка надійності та прогнозування ресурсу елементів трубопроводу з урахуванням процесів накопичення втоми та розвитку корозії / К. Є. Потопальська, О. О. Ларін // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2019. – № 1. – Р. 46–52.
10. Литовка О. Є. Аналіз експлуатаційної надійності відцентрових насосів та шляхи її підвищення / О. Є. Литовка // Модернізація та наукові дослідження: парадигма інноваційного розвитку суспільства і технологій : матеріали III міжнародної науково-практ. конф., 24–25 січня 2020 р. м. Київ. – С. 207–212.
11. Кирилів Я. Б. Розробка методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками / Я. Б. Кирилів, І. Л. Ущачівський // Пожежна безпека. – ЛДУБЖ. – Том 27. – С. 64–69.

References

1. Nechuviter M.M. Pidvyshchennia nadiinosti ekspluatatsii zhyvylnykh nasosiv deaeratsiinykh ustanovok paroturbinykh blokv elektrostantsii / M.M. Nechuviter, I.H. Shelepov // Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia. – 2015. – Vol. 15, № 1124. – P. 151–154.
2. Leskin S.T., Slobodchuk V.I., Shelegov A.S. Analysis of VVER-1000 main circulation pump condition in operation. *Nucl. Energy Technol. Elsevier B.V.*, 2017. Vol. 3, № 1. P. 10–14.
3. Laryn A.A. Analiz prochnosti nasosa s tseliu prolennia cho resursa / A.A. Laryn // Yaderna ta radiatsiina bezpeka. – 2018. – Vol. 79, № 3. – P. 30–35.
4. Noon A.A. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow / A.A. Noon, M.H. Kim // *Wear. Elsevier.* – 2016. – Vol. 364–365. – P. 103–111.
5. Xing D. Finite element analysis of wear for centrifugal slurry pump / D. Xing, Z. Hai-lu, W. Xin-yong // *Procedia Earth Planet. Sci. Elsevier B.V.* – 2009. – Vol. 1, № 1. – P. 1532–1538.
6. Tarodiya R., Gandhi B.K. Hydraulic performance and erosive wear of centrifugal slurry pumps - A review. *Powder Technol. Elsevier B.V.* 2017. Vol. 305. P. 27–38.
7. Chernousenko O. Yu. Otsinka zalyshkovoho resursu ta podovzhennia ekspluatatsii parovykh turbin velykoi potuzhnosti (chastyna 3) : monohrafiia dla naukovtsiv ta doktoriv filosofii za spetsialnistiu 144 Teploenerhetyka / O. Yu. Chernousenko, D. V. Ryndiuk, V. A. Peshko / KPI im. Ihoria Sikorskoho. – Kyiv : KPI im. Ihoria Sikorskoho, 2020. – 308 s.
8. Rämä T. et al. CFD analysis of the temperature field in emergency pump room in Loviisa NPP. *Nucl. Eng. Des. Elsevier B.V.* 2014. Vol. 279. P. 104–108.
9. Potopalska K. Ye. Otsinka nadiinosti ta prohnouzuvannia resursu elementiv truboprovodu z urakhuvanniam protsesiv nakopychennia vtomy ta rozvytku korozii / K. Ye. Potopalska, O. O. Larin // *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnogo universytetu. Tekhnichni nauky.* – 2019. – № 1. – P. 46–52.
10. Lytovka O. Ye. Analiz ekspluatatsiinoi nadiinosti vidtsentroyvnykh nasosiv ta shliakhy yii pidvyshchennia / O. Ye. Lytovka // *Modernizatsiia ta naukovi doslidzhennia: paradyhma innovatsiinoho rozvytku suspilstva i tekhnolohii : materialy III mizhnarodnoi naukovo-prakt. konf., 24–25 sichnia 2020 r. m. Kyiv.* – S. 207–212.
11. Kyryliv Ya. B. Rozrobka metodyky vyznachennia tekhnichnogo stanu pozhezhnogo nasosa v ekspluatatsii za vibratsiinyymi pokaznykamy / Ya. B. Kyryliv, I. L. Ushchapiivskyi // *Pozhezhnna bezpeka.* – LDUBZh. – Tom 27. – S. 64–69.