

**О. Трубаєв**

Доцент, канд. техн. наук

**В. Татьков**

Канд. техн. наук

**І. Федоренко**

Інженер

Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
м. Харків

УДК 539.4

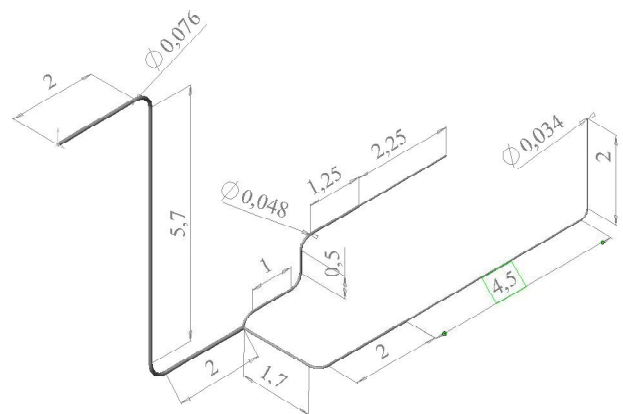
## ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ТРУБОПРОВІДІВ ГІДРОСИСТЕМИ КАНТУВАЧА РУЛОНІВ ПРОКАТНОГО СТАНА

*На основі методу скінченних елементів проведені числові дослідження вимушених і власних коливань, міцності та ресурсу трубопроводів гідравлічної системи, які знаходяться під дією гідравлічних ударів. Оцінено вплив внутрішнього тиску на спектр власних частот і пружний стан системи. Динамічний відгук внутрішнього тиску визначений експериментально.*

**ресурс, коливання, трубопровід, тиск, метод скінченних елементів**

**Вступ.** Розглядаються задачі власних, вимушених коливань, міцності та прогнозування ресурсу просторових розгалужених трубопроводів гідросистеми кантувача рулонів прокатного стану (рис. 1), що працюють в умовах динамічного навантаження, пов'язаного з гідравлічними ударами. Безаварійна робота прокатного стану значною мірою залежить від надійної роботи гідросистем, робочою рідиною яких є мастило. У разі виникнення тріщини у трубопроводі внаслідок циклічного навантаження є ризик виникнення пожежі та великих матеріальних збитків, пов'язаних з виходом з ладу обладнання та недопуском продукції, що підтверджується досвідом вітчизняних металургійних підприємств. Тому дослідження коливань [1–3] та ресурсу трубопроводів гідросистем і вироблення практичних рекомендацій щодо забезпечення надійної роботи конструкції є актуальною і практично важливою задачею, результати розв'язання якої автори впровадили на ВАТ «Запоріжсталь».

**Результати експерименту.** Були проведені експериментальні вимірювання пульсації тиску на різних ділянках гідравлічної системи із застосуванням первинних перетворювачів тиску типу ПД–60/2. Збір і оброблення інформації проводилися за допомогою восьмиканального діагностичного комплексу [4]. На рис. 2



**Рис. 1.** Ділянка трубопроводу гідроприводу кантовача рулонів прокатного стану

зображений фрагмент експериментально отриманої циклограми внутрішнього тиску, який виникає у гідросистемі під час максимального навантаження кантувача рулонів. У ряді №1 наведені значення тиску, які відповідають вказаним у верхньому рядку моментам часу (0 –

0.3 с). Загальний період робочого циклу кантувача становить 6 хв. За цей час він випускає один рулон сталі вагою 16 т.

**Побудова розрахункової моделі.** У зв'язку з тим, що трійникове з'єднання було зроблене у вигляді масивного металевго куба, закріпленого на фундаменті, то при побудові розрахункової моделі трубопровід розбито на три частини з точкою розбиття в місці трійника. Таким чином були окремо розглянуті три фрагменти конструкції, а місце з'єднання було замінене жорстким закріпленням.

Розрахунки проводилися на основі методу скінченних елементів з використанням оболонкових елементів, які базуються на теорії тонких оболонок. Для вибору адекватної скінченноелементної моделі попередньо були виконані розрахунки статичної міцності фрагментів трубопроводу, навантаженого внутрішнім тиском  $P=0,5$  МПа, що відповідає початку навантаження (див. рис. 2).

**Результати числових досліджень міцності, власних та вимушених коливань.** Було проведено оцінювання збіжності розв'язків задачі статичної міцності при різних скінченноелементних моделях. Вибрана модель дає похибку прийнятну для оцінки пружно-деформованого стану. У результаті проведення статичного аналізу були визначені місця виникнення максимальних переміщень та напружень, а також максимальне значення еквівалентних напружень.

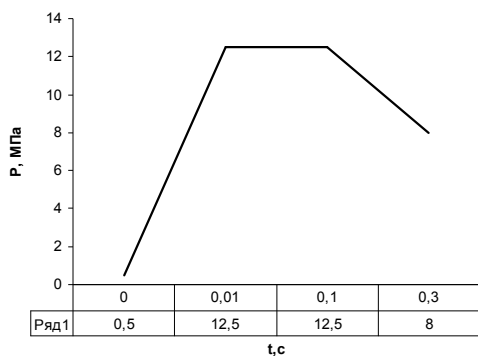


Рис. 2. Графік зміни внутрішнього тиску гідросистеми кантовача рулонів при максимальному навантаженні

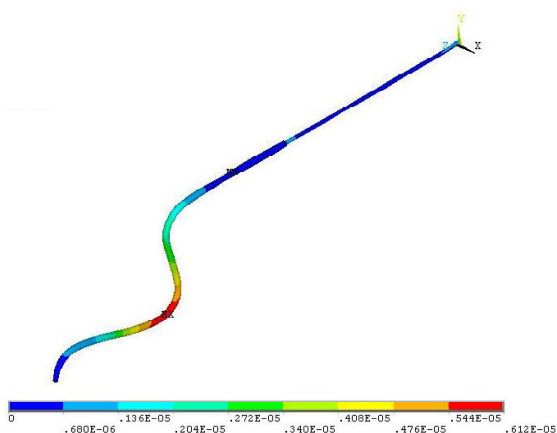


Рис. 3. Розподіл переміщень по конструкції фрагменту трубопроводу №1

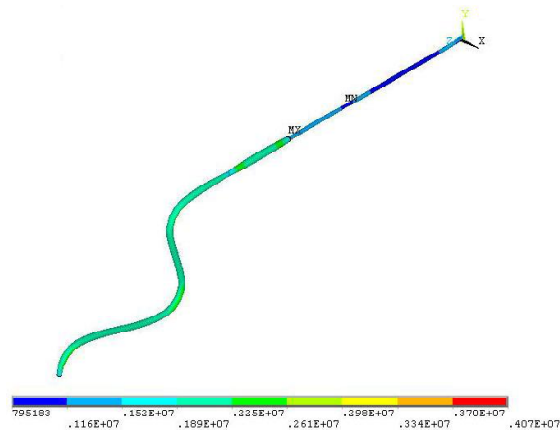


Рис. 4. Розподіл напружень по конструкції фрагменту трубопроводу №1

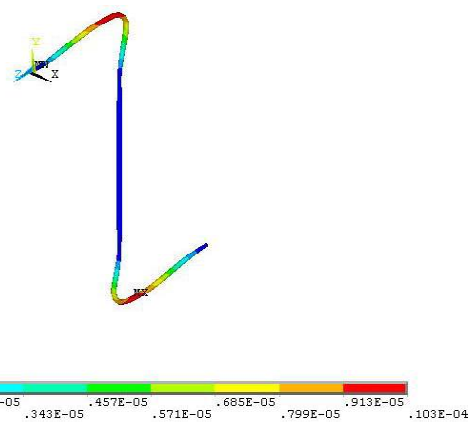


Рис. 5. Розподіл переміщень по конструкції фрагменту трубопроводу №2

На першому фрагменті трубопроводу максимальні переміщення виникають на криволінійній ділянці труби більшого діаметра (рис. 3), максимальні напруження за Мізесом – у зоні стику двох труб різного діаметра і дорівнюють 4 МПа. На рис. 4 наведений розподіл напружень для цього фрагменту трубопроводу.

На другому фрагменті максимальні переміщення та максимальні напруження виникають на внутрішній поверхні труби у місці розташування нижньої проміжної опори (рис. 5 – рис. 6). Значення максимального напруження у цьому випадку становлять 3,6 МПа.

На третьому фрагменті трубопроводу максимальні переміщення виникають на криволінійній ділянці труби меншого діаметра (рис. 7). Максимальні напруження, як і в першому фрагменті, виникають на внутрішній поверхні стику двох труб різного діаметра і дорівнюють 4,7 МПа (рис. 8).

Досліджувався вплив внутрішнього тиску на спектр власних частот. Отримані результати свідчать про незначну зміну значень власних частот системи під дією внутрішнього тиску (не більше 3%). У табл. 1 наведені частоти власних коливань фрагментів трубопроводу,

Значення частот власних коливань трубопроводу

Значення частоти, Гц		
Фрагмент №1	Фрагмент №2	Фрагмент №3
23,98	25,01	7,54
41,16	25,01	27,38
66,87	25,79	28,74
81,3	33,53	40,90
81,3	61,52	43,02
89,78	64,47	51,13
89,78	68,52	51,13
94,34	68,52	81,29
98,69	71,08	81,29
160,94	80,85	88,38

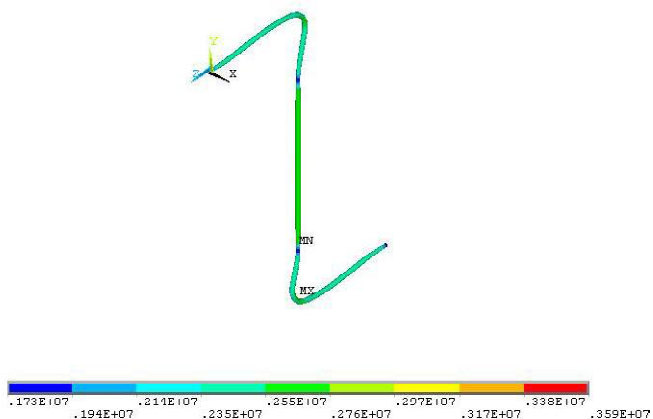


Рис. 6. Розподіл напружень по конструкції фрагменту трубопроводу №2

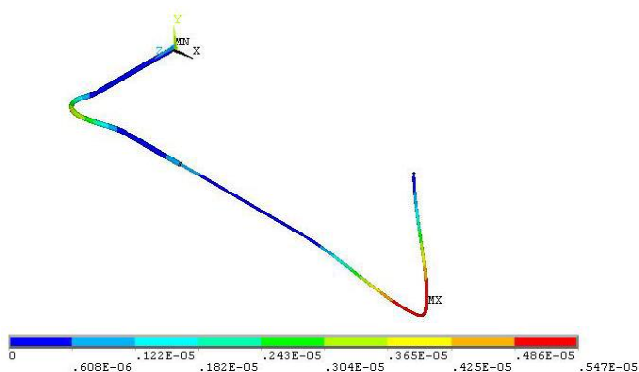


Рис. 7. Розподіл переміщень по конструкції фрагменту трубопроводу №3

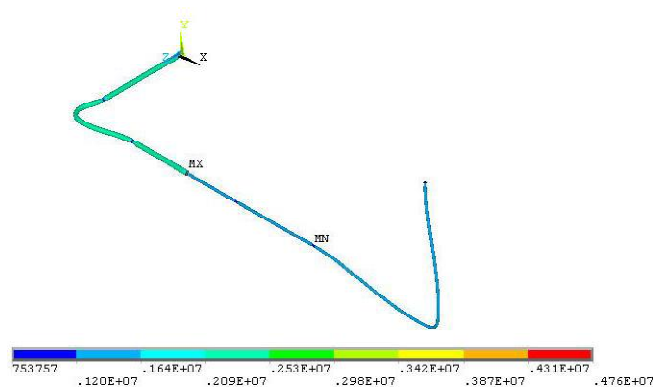


Рис. 8. Розподіл напружень по конструкції фрагменту трубопроводу №3

отримані без врахування внутрішнього тиску в системі. На рис. 9 – рис. 13 наведені форми власних коливань для третього фрагменту трубопроводу.

Однією з можливих причин руйнувань трубопроводів є виникнення резонансу, пов'язане зі збігом частот власних коливань конструкції і частот пульсації насосів. Використані в гідросистемі насоси відтворюють пульсацію робочої рідини з частотами, які знаходяться в інтервалі 400 – 700 Гц. Порівнявши це значення з отриманими значеннями частот власних коливань фрагментів

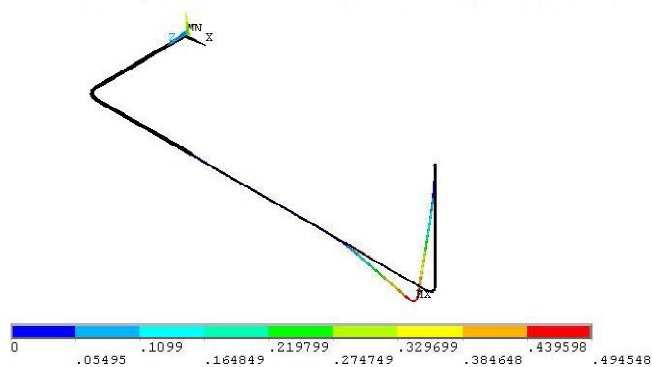


Рис. 9. Розподіл сумарних переміщень на 1-ій власній частоті для фрагменту трубопроводу №3

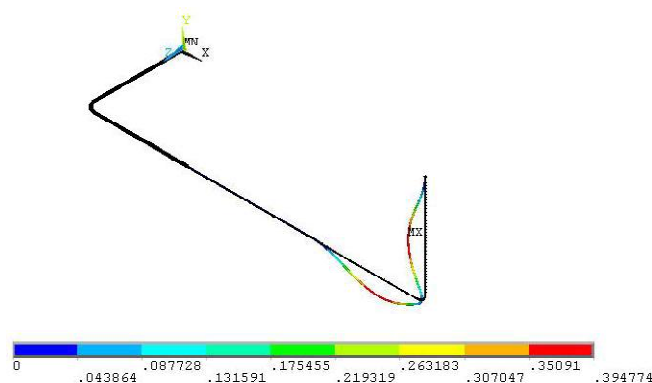


Рис. 10. Розподіл сумарних переміщень на 2-ій власній частоті для фрагменту трубопроводу №3

трубопроводу (див. табл. 1), бачимо, що збігу не спостерігається.

Таким чином, робочі частоти насосів не є небезпечними для трубопровідної системи з погляду виникнення резонансних явищ.

Був проведений розрахунок вимушених коливань, викликаних пульсацією внутрішнього тиску в системі. Передбачалося, що закон зміни тиску в часі однаковий для будь-якого перетину трубопровідної системи. При розрахунках використався фрагмент експериментально отриманої циклограми, що відповідає максимальному навантаженню трубопроводу (див. рис. 2).

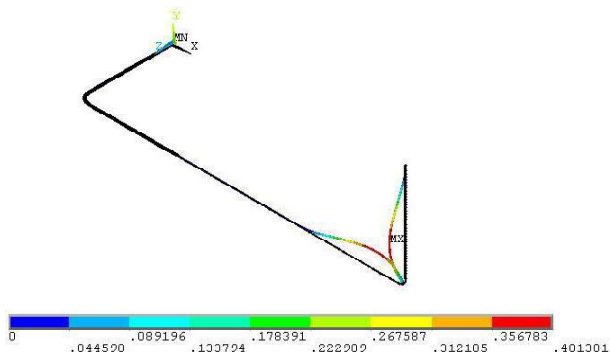


Рис. 11. Розподіл сумарних переміщень на 3-й власній частоті для фрагменту трубопроводу №3

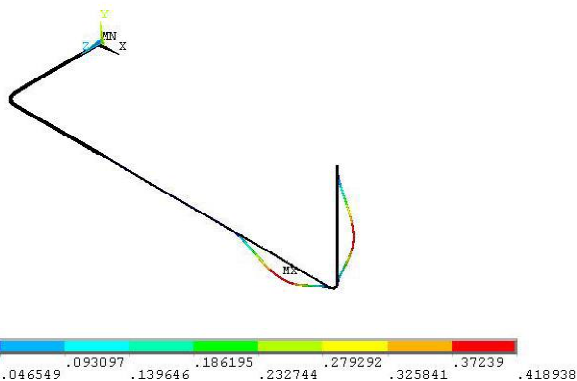


Рис. 12. Розподіл сумарних переміщень на 4-й власній частоті для фрагменту трубопроводу №3

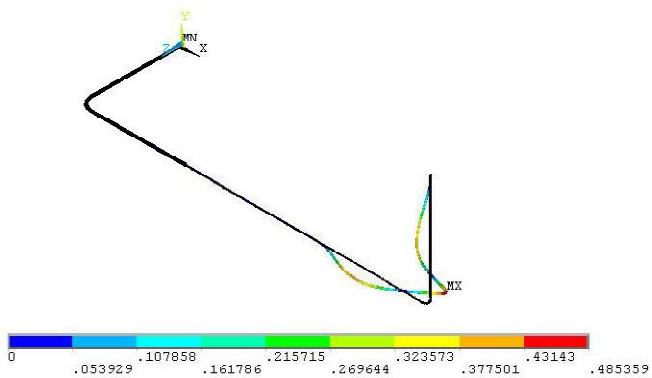


Рис. 13. Розподіл сумарних переміщень на 5-й власній частоті для фрагменту трубопроводу №3

Найбільші напруження при цьому зафіксовані на фрагменті №3. На рис. 14 для фрагменту трубопроводу №3 наведений графік зміни еквівалентних напружень у часі для області, що відповідає місцю виникнення максимальних напружень.

Проаналізувавши графік напружень, що виникають при динамічному навантаженні й порівнявши його з графіком пульсації тиску, бачимо, що отриманий графік фактично повторює закон зміни навантаження. Такий

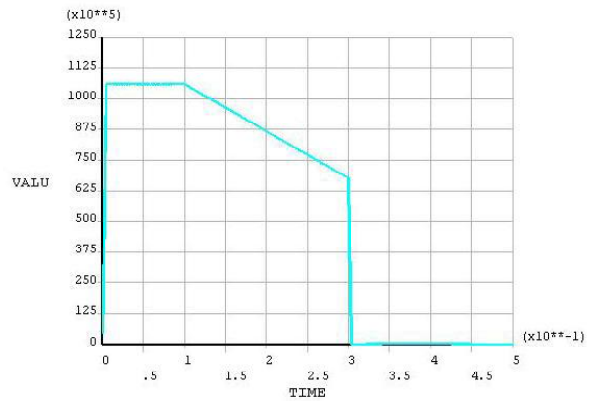


Рис. 14. Графік зміни еквівалентних напружень у часі для області фрагменту трубопроводу №3

результат пов'язаний з тим, що період імпульсу навантаження набагато більший за період першої власної частоти конструкції, отже, динамічний відгук системи має такий же частотний склад, як і навантаження. Для інших фрагментів трубопроводу були отримані аналогічні результати.

Таким чином, була проаналізована вся трубопровідна система. Порівнявши результати розрахунків, отримані для різних фрагментів, було з'ясовано, що найбільші напруження виникають на стику двох труб різного діаметра третього фрагменту конструкції трубопроводу і дорівнюють 106 МПа. Для цього значення було оцінено ресурсу конструкції [5].

**Прогнозування ресурсу.** Для визначення границь витривалості  $\sigma_{-1k}$  натурних елементів конструкцій за даними випробувань на втому стандартних зразків  $\sigma_{-1}$ , які проводяться відповідно до ГОСТ 25.504-82, використовується формула

$$\sigma_{-1k} = \frac{\sigma_{-1} [1 - (0,0113L/G)^{-v}]}{2\alpha}, \quad (1)$$

де  $\sigma_{-1}$  – границя витривалості гладких зразків діаметром 7,5 – 10мм;  $v$  – параметр рівняння подібності руйнування від втоми, рівний для вуглецевих сталей 0,10 – 0,18;  $L$  – частина периметру небезпечного поперечного перерізу елемента конструкції, в якому діють максимальні напруження, мм;  $G$  – відносний максимальний градієнт напружень у зоні концентрації,  $\text{мм}^{-1}$ , що визначається за формулами для типових концентраторів напружень [6].

Для фрагмента конструкції трубопроводу, що являє собою стик труб різного діаметра, параметри визначаються за наступних такими співвідношеннями [6]:

$$L = \pi d, \quad (2)$$

$$G = \frac{2,3(1+\varphi)}{\rho} + \frac{2}{d}, \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt[4]{\frac{D-d}{\rho} + 2}}, \quad (4)$$

де  $D, d$  – діаметри труб, що стикуються;  $\rho$  – радіус кривини з'єднувальної поверхні.

Отримане значення границі витривалості елемента конструкції дозволяє використати статичне рівняння кривої втоми у вигляді [5]

$$\sigma_a^m N = \sigma_{-1k}^m N_0, \quad \sigma_a \geq \sigma_{-1k}. \quad (5)$$

Для фрагмента конструкції трубопроводу, що являє собою стик двох труб різного діаметра ( $D=48$  мм та  $d=34$  мм), радіусом кривини поверхні спряження  $\rho=3$  мм, параметри, що входять у формулу (1), дорівнюють:  $L=34\pi$  мм;  $\varphi=0,622$ ;  $G=1,303$  мм<sup>-1</sup>.

Границя витривалості розглянутого фрагмента конструкції для границі витривалості стандартного зразка  $\sigma_{-1}=180-190$  МПа дорівнюватиме  $\sigma_{-1k}=105,25$  МПа.

Отримане значення границі витривалості елемента конструкції дозволяє використати статичне рівняння кривої втоми (5).

Значення параметрів кривої втоми, що входять у формулу, беруться з довідника [6], для заданої марки сталі (СТЗ)  $m=9$ ,  $N_0=7 \cdot 10^6$ . Тоді  $N=6,6 \cdot 10^6$ . Період циклу роботи кантувача рулонів дорівнює 6 хв, а ресурс роботи конструкції відповідно дорівнює 27360 діб.

**Висновки.** Найбільш навантаженими від дії статичного тиску є області кріплення трубопроводу і області переходу труб більшого діаметра в труби меншого діаметра (максимальні номінальні напруження досягають 106 МПа, а з врахуванням концентрації напружень для коефіцієнта концентрації 1.5 дійсні напруження досягають 159 МПа, що менше границі текучості 220 МПа). Однак, з врахуванням можливих технологічних і монтажних дефектів, зазначені області підвищених напружень повинні піддаватися обстеженню й дефектоскопії при тривалій експлуатації (під час планово-попереджувальних ремонтів).

При дії динамічних навантажень з амплітудами тиску 12.5 МПа й періодом навантаження 0.3 с збуджуються нижні форми коливань з власними частотами в діапазоні від 7.5 до 160 Гц. Перша власна частота в 2,3 рази вища від частоти збурювання. Проведені розрахунки показали, що в зазначених місцях домінують деформації згину, що значною мірою впливає на вибір границі витривалості конструкції.

Портібно звернути увагу на небезпечні збіги найбільшої навантаженості областей стику трубопроводів різного діаметра при статичному й динамічному впливах, що ще раз підтверджує необхідність дефектоскопії цих ділянок.

У проведених розрахунках використані усереднені границі витривалості конструкції, отримані розрахунковим шляхом. Реальні границі витривалості можуть

істотно (до 30 - 40 %) відрізнятися від розрахункових. Тому для їх більш точного визначення потрібно проводити експериментальні дослідження на натурних зразках. Також значний вплив на значення границі витривалості конструкції можуть робити різні дефекти металу й зварених швів.

## Література

1. Жовдак В.А., Трубаєв А.И. Собственные колебания и прочность трубопроводов гидросистем. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Динаміка та міцність машин. – 2005. – № 20.
2. Астахова К.В., Жовдак В.А., Татков В.В. и др. Вынужденные колебания трубопроводов гидросистемы копрового пресса. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Динаміка та міцність машин. – 2006. – № 32.
3. Бабич О.А., Трубаєв О.І., Чалий І.В. Дослідження напружено-деформованого стану трійникових з'єднань трубопроводів гідросистем. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Динаміка та міцність машин. – 2007. – № 38.
4. Ремарчук М.П., Федоренко І.М. Розробка та використання діагностичного комплексу для визначення стану гідросистем мобільних машин в умовах експлуатації. Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2005. – № 4/2 (16).
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение. – 1977. – 232 с.
6. Гребенник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования. Справочник. М.: Металлургия. – 1980. – 344 с.

Отримана 29.09.08

*O. Trubayev, V. Tatkov, I. Fedorenko*  
**Estimation of life time of pipelines of a hydraulic-circuit system**  
*National Technical University «Kharkiv Polytechnical Institute», Kharkiv*

*On the basis of a finite element method the numerical researches of forced and free vibrations, strength and life time of the pipeline of a hydraulic-circuit system were under an operation of transient shocks are held. The estimation of influence of internal pressure on a spectrum of natural frequencies and stress state of a system is given. The dynamic responses of internal pressure are defined experimentally.*