

Список литературы: 1. Патент 453276 СССР Способ разборки прессовых соединений / Г.Я. Андреев, Н.М.Лактионов, А.Н.Морозов. Заявлено 06.12.72; Опубл. 15.12.74; Бюл. № 46. – 1975. 2. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. – Москва, Мир, 1975. – 541 с. 3. *Подгорный А.Н., Гонтаровский П.П., Киркач Б.Н.* и др. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций. – Киев: Наукова думка, 1989. – 232 с. 4. *Миллер В.С.* Контактный теплообмен в элементах высокотемпературных машин. – Киев: Наукова думка, 1966. – 164 с. 5. *Сегерлинд Л.* Применение метода конечных элементов. – М., Мир, 1979. – 392 с. 6. Приложение методов теории пластичности и ползучести к решению инженерных задач машиностроения: В. 2 ч. Ч. 2: *Можаровский Н.С. Качаловская Н.Е.* Методы и алгоритмы решения краевых задач. – Киев, Вища школа, 1991. – 287 с. 7. *Демидович Б.П., Марон П.А.* Основы вычислительной математики. – М., Физматгиз, 1963. – 660 с. 8. *Михеев М.А.* Основы теплопередачи. – М.-Л.: Энергоиздат, 1956. – 392 с.

Поступила в редколлегию 11.10.2006

УДК 539.4

К.В. АСТАХОВА; В.А. ЖОВДАК, докт. техн. наук;
В.В. ТАТЬКОВ, канд. техн. наук; **А.И. ТРУБАЕВ**, канд. техн. наук;
И.М. ФЕДОРЕНКО; НТУ «ХПИ»

ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОСИСТЕМЫ КОПРОВОГО ПРЕССА

На основі методу скінчених елементів проведено чисельні дослідження вимушених, власних коливань та міцності трубопроводу гідросистеми, що знаходиться під дією гідравлічних ударів. Дано оцінку впливу внутрішнього тиску на спектр власних частот і напружений стан системи. Динамічні характеристики внутрішнього тиску визначені за допомогою експерименту.

On the basis of a finite element method the numerical researches of forced and free vibrations and strength 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.

В современной промышленности все большую роль играет переработка вторичного сырья и, в частности, металлического лома. Технология его переработки включает в себя, помимо всего прочего, прессование, которое осуществляется посредством копровых прессов. При прессовании неклассового лома (т.е. лома, неоднородного по размерам и качеству) в гидросистеме возникают нестационарные явления. Эти явления носят характер гидравлических ударов, сопровождающихся забросами давления, вызывающих разрушение элементов гидроцилиндров, соединительной арматуры, магистральных трубопроводов. До настоящего времени динамике гидроагрегата копрового пресса не уделялось должного внимания. Следовательно, расчет собственных и вынужденных колебаний трубопровода, вызванных пульсацией внутреннего давления, является актуальной проблемой, связанной с обеспечением надежной работы оборудования, используемого в металлургии.

На рис. 1 представлен фрагмент пространственного трубопровода гидро-

системы пресса, подводящего рабочую жидкость к гидрораспределителям. Материал – сталь Ст20. В табл. 1 приведены значения наружных и внутренних диаметров для различных участков трубопровода. Трубопровод заполнен маслом и жестко закреплен по краям.

Таблица 1

| Участок трубопровода | Наружный диаметр $D \cdot 10^{-3}$, м | Внутренний диаметр $d \cdot 10^{-3}$, м |
|----------------------|--|--|
| 1 | 168 | 118 |
| 2 | 102 | 70 |
| 3 | 89 | 61 |

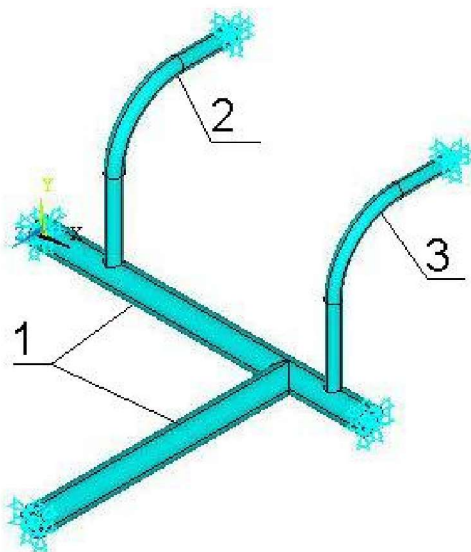


Рисунок 1 – Геометрическая модель трубопровода

На рис. 2 приведены графики пульсации давления в коллекторе (поз. 1), поршневой полости механизма поперечного прессования (поз. 2) и штоковой полости механизма поперечного прессования (поз. 3). Экспериментальные данные свидетельствуют о наличии неклассового лома в камере прессования и нарушении технологического цикла по созданию пакета металлолома.

Рассматриваются задачи о собственных и вынужденных колебаниях и статической прочности системы, нагруженной внутренним давлением.

Решение проводится на основе метода конечных элементов в форме перемещений [2, 3]. В качестве конечного элемента выбран 10-узловой пространственный твердотельный элемент. Выбор элемента обусловлен геомет-

При проведении постановочного эксперимента определено, что основным условием забросов давления является внезапная остановка цилиндра, имеющего максимальную скорость движения (при подаче от 4-х насосов Г305А), в момент упора в один или несколько фрагментов нестандартного металлолома. Это относится к гидравлическим контурам приводов крышки, поперечного и продольного прессования.

Были проведены экспериментальные замеры пульсации давления на разных участках гидросистемы копрового пресса. Первичные преобразователи давления типа ПД-60/2 были установлены в напорном коллекторе (рис.1, поз.1), в штоковой и поршневой полостях гидроцилиндров механизма прижима крышки и механизма поперечного и продольного прессования. Сбор и обработка информации проводились с помощью восьмиканального диагностического комплекса [1].

рическими характеристиками системы, которые не позволяют рассматривать систему как тонкую оболочку.

Для выбора адекватной конечно-элементной (КЭ) модели предварительно были выполнены расчеты статической прочности трубопровода, нагруженного внутренним давлением $P = 29$ МПа, которое соответствует максимальному значению давления в процессе эксплуатации. В табл. 2 приведены максимальные значения эквивалентных напряжений по Мизесу и перемещений, полученные с использованием различных конечно-элементных моделей. Наибольшие напряжения возникают на внутренней поверхности трубы в тройниковом соединении коллектора (участок 1), где имеет место концентрация напряжений.

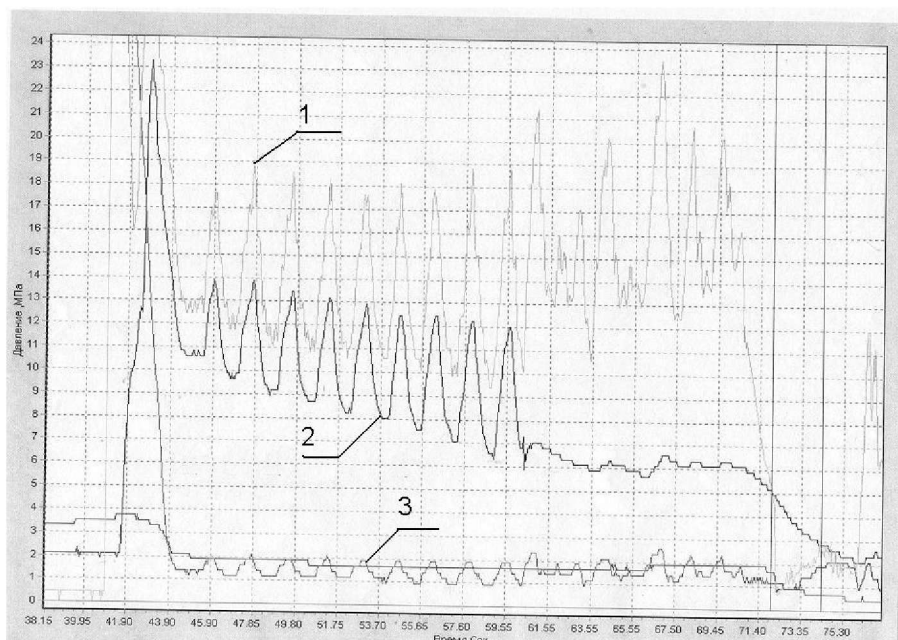


Рисунок 2 – Циклограмма работы прессы

Таблица 2

| № КЭ модели | Количество элементов | Максимальные напряжения, МПа | Максимальные перемещения, м |
|-------------|----------------------|------------------------------|-----------------------------|
| 1 | 19918 | 394 | $0,137 \cdot 10^{-3}$ |
| 2 | 24303 | 402 | $0,138 \cdot 10^{-3}$ |
| 3 | 29253 | 405 | $0,138 \cdot 10^{-3}$ |
| 4 | 40053 | 405 | $0,138 \cdot 10^{-3}$ |

Дальнейшие расчеты проводились с использованием КЭ модели № 3, так как эта модель обеспечивает достаточную точность при расчете напряжений и

перемещений, что видно из исследования сходимости результатов (табл. 2).

Распределения напряжений в системе приведены на рис. 3. Из полученных результатов следует, что номинальное значение напряжений составляет 94 МПа, что не превышает предел выносливости материала. Согласно [4] был определен коэффициент концентрации для тройникового узла, равный 2,5. Тогда максимальное значение напряжений, соответствующее данному коэффициенту концентрации, составляет 235 МПа, что не превышает предел текучести материала.

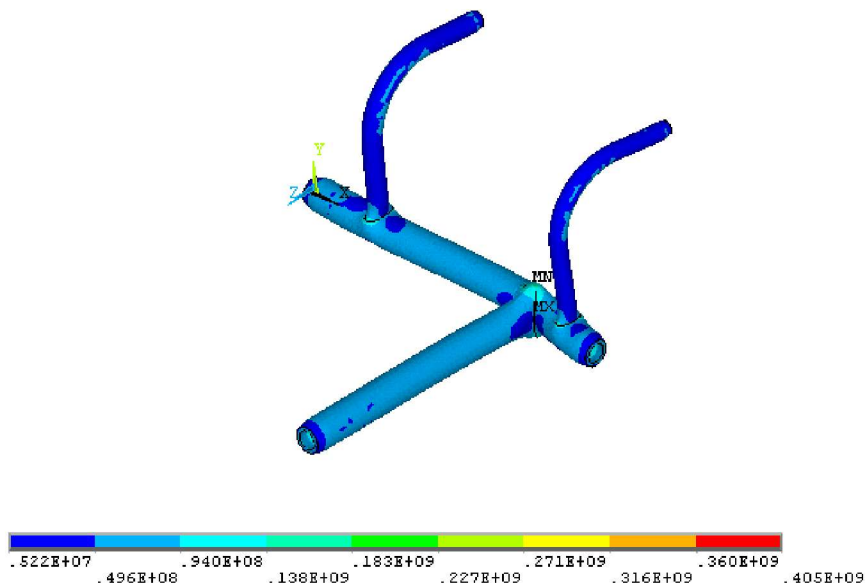


Рисунок 3 – Распределение напряжений по трубопроводу

Исследовалось влияние внутреннего давления на спектр собственных частот. В табл. 3 приведены частоты собственных колебаний трубопровода, полученных без учета и с учетом влияния внутреннего давления в системе. Полученные результаты свидетельствуют о незначительном изменении значений собственных частот системы под действием внутреннего давления (не более 3 %), хотя влияние этого параметра может быть существенным в зависимости от условий закрепления системы [5]. На рис. 4 приведены 1-ая (а) и 2-ая (б) формы собственных колебаний трубопровода. Используемые в приводе трехплунжерные насосы Г305А воспроизводят пульсацию рабочей жидкости с частотами 30, 60, 120 Гц. Рабочие частоты насосов не являются опасными для трубопроводной системы с точки зрения возникновения резонансных явлений.

Был проведен расчет вынужденных колебаний, вызванных пульсацией внутреннего давления в коллекторе. Предполагалось, что закон изменения давления во времени одинаков для любой точки трубопроводной системы. При расчетах ис-

пользовался фрагмент экспериментально полученной циклограммы, который соответствует максимальной нагрузке трубопровода (рис. 5).

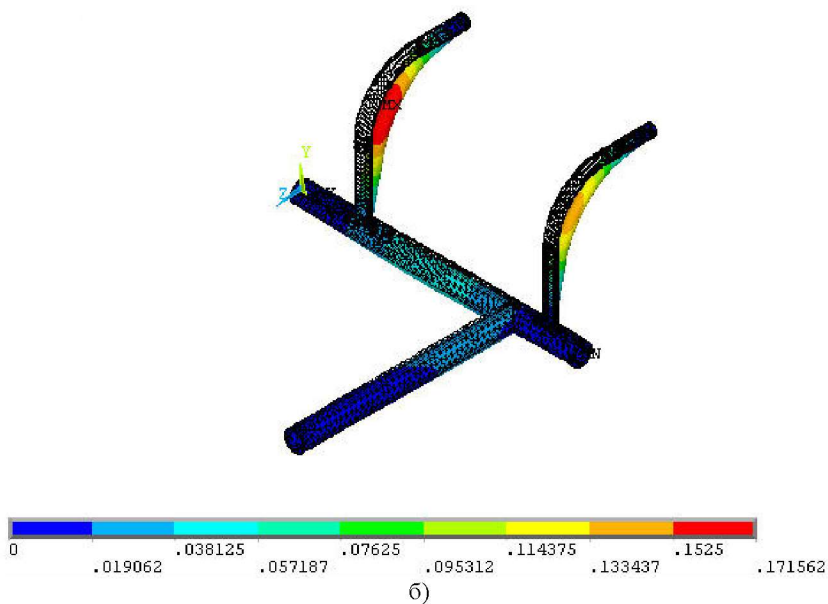
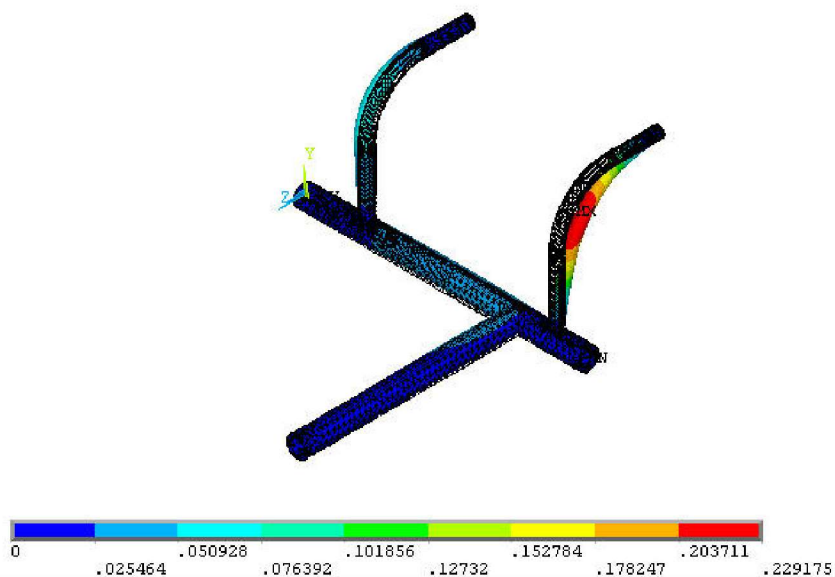


Рисунок 4 – 1-ая (а) и 2-ая (б) формы собственных колебаний трубопровода

Таблица 3

| № частоты | Значение частоты, Гц (P = 0 МПа) | Значение частоты, Гц (P = 29 МПа) |
|-----------|-------------------------------------|--------------------------------------|
| 1 | 139,86 | 143,50 |
| 2 | 152,35 | 155,93 |
| 3 | 174,07 | 176,70 |
| 4 | 227,20 | 228,34 |
| 5 | 231,85 | 233,75 |
| 6 | 275,23 | 276,29 |
| 7 | 369,84 | 371,57 |
| 8 | 383,35 | 385,51 |
| 9 | 407,73 | 410,24 |
| 10 | 436,14 | 440,59 |

Уравнение движения КЭ модели конструкции имеет вид:

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ – матрицы инерции, демпфирования и жесткости конструкции соответственно, $\{y\}$ – вектор узловых перемещений, $\{F(t)\}$ – вектор внешних сил, вызванных действием внутреннего давления. При решении уравнения (1) использовался полный метод, который позволяет учесть произвольный закон изменения нагрузки во времени.

Как и при исследовании статической прочности было получено, что максимальные значения эквивалентных напряжений возникают на внутренней поверхности тройникового соединения коллектора. На рис. 6 показано распределение напряжений в двух тройниковых соединениях в момент времени $t = 1,5$ с. На рис. 7 приведен график изменения эквивалентных напряжений во времени для области, соответствующей месту концентрации напряжений.

В связи с тем, что период импульса нагружения (рис. 5) намного больше первого периода собственных колебаний ($T_1 = 0,007$ с), то характер изменения напряжения во времени имеет вид, подобный графику внешней нагрузки.

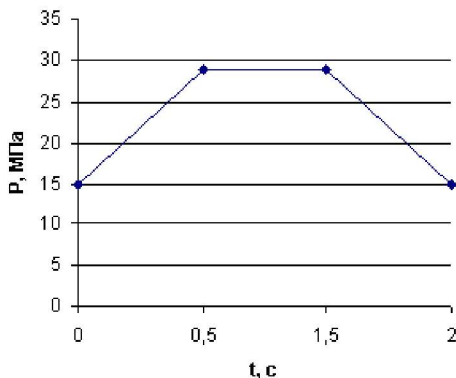


Рисунок 5 – График изменения внутреннего давления

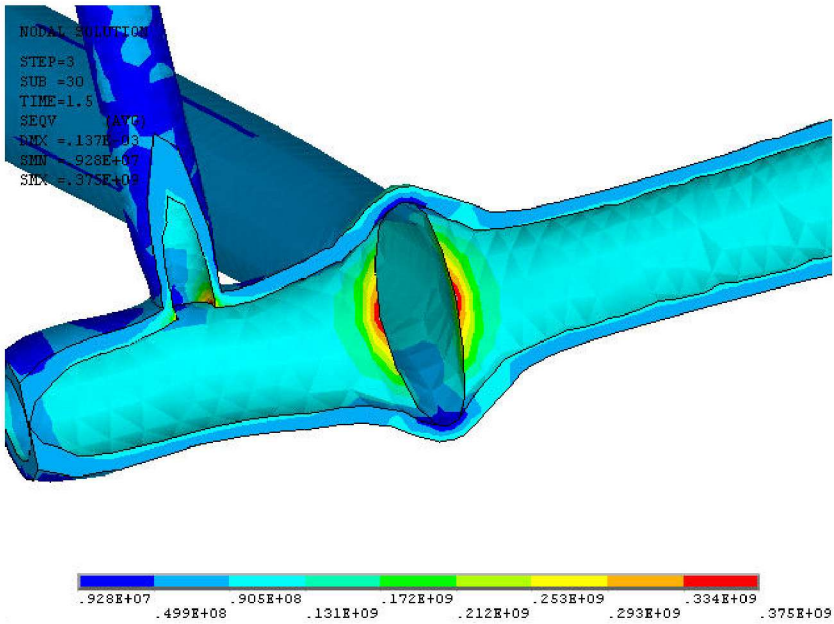


Рисунок 6 – Распределение напряжений в тройниковых соединениях в момент времени $t = 1,5$ с

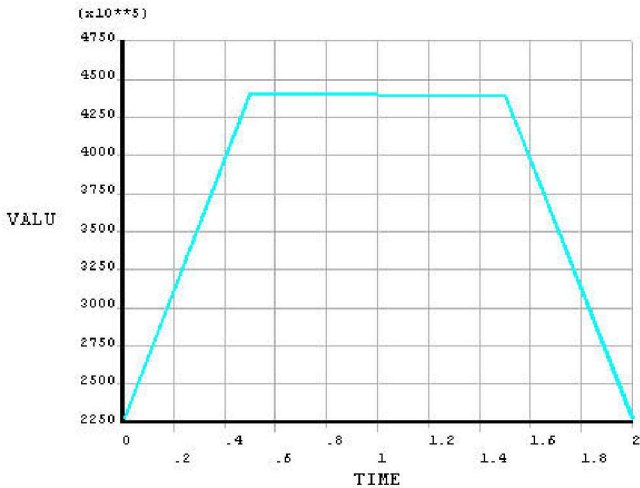


Рисунок 7 – График изменения эквивалентных напряжений во времени

Выводы. По результатам численных исследований можно сделать вывод о том, что была получена адекватная конечно-элементная модель, обеспечивающая достаточную точность при оценке напряженно-деформированного

состояния системы, возникающего при гидравлических ударах. Полученные результаты могут быть использованы для расчета ресурса и надежности работы трубопровода гидросистемы.

Список литературы: 1. *Ремарчук М.П., Федоренко И.М.* Розробка та використання діагностичного комплексу для визначення стану гідросистем мобільних машин в умовах експлуатації // Восточноєвропейський журнал передових технологій. – 2005. – № 4/2 (16). 2. *Зенкевич О.К.* Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1980. – 420 с. 3. *Образцов И.Ф., Савельев Л.М., Хазанов Х.С.* Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов. – М., Высшая школа, 1985. – 392 с. 4. *Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок.* – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с. 5. *Жовдак В.А., Трубаев А.И.* Собственные колебания и прочность трубопроводов гидросистем // Вісник НТУ «ХП». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – 2005. – № 20.

Поступила в редакцію 30.10.2006.

УДК 539.3

О.В.БИРЮКОВ, канд.техн.наук; **О.Ф.КОВПІК**, канд.фіз.-мат.наук;
Є.О.КОРНІЛОВ, докт.фіз.-мат.наук; **С.Ю.САЄНКО**, канд.техн. наук;
ІФТТМТ ННЦ «ХФТІ», Харків;
О.К.МОРАЧКОВСЬКИЙ, докт.техн.наук; **О.О.ЗАМУЛА**, НТУ «ХП»

АНАЛІЗ МІЦНОСТІ РОЗМЕЖУВАЛЬНОЇ СТІНКИ КАМЕРИ ВИВОДУ ПУЧКІВ ЗАРЯДЖЕНИХ ЧАСТИНОК З ПРИСКОРЮВАЧА В АТМОСФЕРУ

В роботі розглянуто напружено-деформований стан розмежувальної стінки камери виводу електронних і протонних пучків з прискорювача в атмосферу. Метод розв'язання побудований на базі методу скіпченних елементів. Досліджено вплив на міцність геометричної конфігурації стінки, а також спільну дію термосилових напружень.

In article strength-stress state of the boundary wall of the chamber of outlet electronic and proton beams from the accelerator in an atmosphere is considered. The method of the solution is constructed on the basis of finite element method. Influence on strength of a geometrical configuration of a wall, and also a combined effect temperature and load is explored.

Актуальність теми. Для радіаційної технології, зокрема, для очищення електронним пучком мікро-біологічно і хімічно забрудненої води, коли необхідно досягти високої продуктивності, доцільним є використання вікон великих розмірів. Як зазначено в роботах [1,2] для вікон, що пропускають пучки середньої потужності доцільно в прискорювальних комплексах використовувати вікна з піровуглецевого матеріалу, або вуглець-вуглецевого композиційного матеріалу (УУКМ) [3], який широко застосовується в ядерній енергетиці, реакторобудуванні, ракетній техніці. У зв'язку з цим, актуальним є розрахунки з аналізу міцності розмежувальної стінки камери виводу пучків заряджених частинок з прискорювача, в умовах дії атмосферного тиску, напору води та рі-