

ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

ISSN 2079-5459

Сборник научных трудов

43'2011

*Тематический выпуск "Новые решения в
современных технологиях"*

Издание основано Национальным техническим университетом «ХПИ» в 2001 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета по информационной политике

Украины КВ №5256 от 02.07.2001 г

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Л.Л.Товажнянский, д-р техн.наук, проф.

Секретарь

К.А. Горбунов, канд. техн.нук, доц.

Координационный совет

А.П. Марченко, д-р техн .наук, проф.

Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.

Л.М. Бесов, д-р техн. наук, проф.

Б.Т. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.

М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.

А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.

В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.

В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.

И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.

Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.

В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.

О.П. Качанов, д-р техн наук, проф.

В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.

С. И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.

В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.

В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.

Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.

В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.

О.К. Морачковский, д-р техн наук, проф.

В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.

П.Г. Перерва, д-р энон. наук. проф.

В.А. Пуляев, д-р техн наук, проф.

М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.

Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Ответственный редактор

Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь

А.В. Ивахненко, ст. преп.

Г.И. Львов, д-р техн.наук, проф.

А.С. Куценко, д-р техн. наук, проф.

И.В. Кононенко, д-р техн. наук, проф.

Л.Г. Раскин, д-р техн. наук, проф.

В.Я. Заруба, д-р техн. наук, проф.

В.Я. Терзиян, д-р техн. наук, проф.

М.Д. Узунян, д-р техн. наук, проф.

Л.Л. Брагина, д-р техн. наук, проф.

В.И. Шустиков, д-р техн. наук, проф.

В.И. Тошинский, д-р техн. наук, проф.

Р.Д. Сытник, д-р техн. наук, проф.

В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.

В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.

Б.В. Клименко, д-р техн. наук, проф.

Г.Г. Жемеров, д-р техн. наук, проф.

В.Т. Долбня, д-р техн. наук, проф.

Н.Н. Александров, д-р техн. наук, проф.

П.Г. Перерва, д-р энон. наук, проф.

Н.И. Погорелов, канд. энон. наук, проф.

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, Харьков, ул. Фрунзе. 21 НТУ
«ХПИ», СМУС Тел. (057) 707-60-40

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць.
Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях.- Харків: НТУ „ХПІ» -
2011. - №43. - 156 с.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований и разработок, которые выполнены преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками, специалистами различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками, спеціалістами різних організацій та підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів

Друкується за рішенням Вченої ради НТУ „ХПІ", Протокол №10 від 01.11.2011

Національний технічний університет „ХПІ" 2011

УДК 539.55

М.Т. МАЛАФАСЬ, канд. фіз.-мат. наук, доц., Харківський державний університет харчування та торгівлі

Ж.В. ВОРОНЦОВА, канд. пед. наук, доц., Харківський державний університет харчування та торгівлі

КЛАСТЕРИ У ВОДІ

Спираючись на структуру льоду запропонована модель кластерів і взаємодії молекул у них. Визначено необхідні умови існування кластерів.

Ключові слова: міжмолекулярні взаємодії, водневий зв'язок (Н - зв'язок), вигин водневого зв'язки, кластерна модель води.

Исходя из особенностей структуры льда предложена модель структуры кластеров в воде и взаимодействий молекул в них. Определены необходимые условия существования кластеров.

Ключевые слова: межмолекулярное взаимодействие, водородная связь (Н - связь), кластерная модель воды

A model of the structure of clusters of water molecules and the interactions in them based on the properties of the ice structure was proposed. The necessary conditions of existence of clusters of water were determined.

Key words: intermolecular interaction, hydrogen bonding (Н - connection), the cluster model of water.

Постановка проблеми в загальному виді

Властивості води і її аномалій широко обговорюються в літературі [1 - 3], однак дотепер не одержали належного пояснення. Спроби розібратися у властивостях води й пояснити спостережувані аномалії привели до того, що була запропоновано велика кількість моделей рідкої води: кластерні, клатратні, континуальні. Відповідно до першої моделі лід при плавленні розпадається на кластери, у яких зберігається льодоподібна структура. Між кластерами перебуває більш щільна фаза води із одиночними, незв'язаних водневими зв'язками (Н – зв'язками) молекул води. З ростом температури кластери усе більше руйнуються і їхні розміри зменшуються. У другій моделі передбачається, що під час плавлення частина молекул води попадає в порожні порожнини її льодоподібної структури, збільшуючи її щільність. У найбільш відомій континуальній моделі Попла, постулюється, що Н – зв'язки при плавленні льоду не розриваються, а лише згибаються. З ростом температури вигини водневих зв'язків у воді будуть зростати, а середня енергія міжмолекулярних зв'язків зменшуватися. Про зміни структури системи можна судити з молекулярній рухливості молекул води.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Однак, до появи роботи [4], рентгеноструктурні й інші виміри однозначно не підтверджували наявності у воді відповідних фазових структур, що не давало можливості чітко визначити клас моделі для структури води.

У роботі [4] проведені дослідження структури води в рентгенівському діапазоні надпотужного синхротронного випромінювання. У результаті виявлено 2 типи молекул води з різними середніми енергіями: групи впорядкованих молекул (до 10...100) і між ними, у границях груп, неупорядковані молекули води при загальному тетраедричному упорядкуванні для всіх молекул. Однак це групи не льодоподібних кластерів і вільних молекул води, а молекул з більше й менш сильними водневими зв'язками й, відповідно, з більше й менш у середньому вигнутими $H -$ зв'язками. Цей результат, видимо, близький до моделі води "мерехтливих кластерів" [3]. Головна відмінність від цієї моделі – немає вільних молекул, всі молекули зв'язані досить сильними $H -$ зв'язками. Тепер необхідно встановити природу відмінності зв'язків і їхнього впорядкування в цих групах, що може допомогти краще зрозуміти природу мікроструктури води, особливо поблизу точки плавлення.

Завданням даної роботи є визначення можливої структури кластерів води, виходячи з порівняння структур льоду й води.

За результатами роботи [5] можна припустити, що в упорядковану групу можуть входити молекули з упорядкованими й синхронізованими по частотах і по напрямках обертання лібраціями усередині групи - "кластера", що веде до посилення зв'язків усередині цієї групи. В іншу групу можуть входити молекули в границях, для яких коливання не синхронізовані по напрямках обертання, частотам і осям, що й веде до ослаблення й навіть розриву зв'язків між цими молекулами. Відповідно, у цих груп будуть різні енергії зв'язки і їх різні структурні параметри – міжмолекулярні відстані й вигини $H -$ зв'язків.

Для майже "вільних" і слабо впорядкованих молекул другої групи спектроскопічні лінії будуть більше широкими й слабкими, а тому можливо, що їх не завжди буде видно при деяких вимірах (наприклад, ЯМР). Асиметрія рентгеноструктурних ліній (0,28 нм) [3], видимо, у значній частині пов'язана з накладенням двох зміщених спектральних ліній різної інтенсивності й ширини для обох груп молекул. При течії води рух її шарів буде йти по самих слабких зв'язках - по границях, по слабозв'язаним і сильно неупорядкованим молекулам другої групи. Тобто, під час вимірів в'язкості ми її фактично вимірюємо для молекул другої групи. Отже, при аналізі результатів вимірів властивостей води треба завжди пам'ятати про наявність для її молекул двох різних структур.

Розглянемо можливу структуру кластерів, виходячи з порівняння структур льоду й води. У звичайному гексагональному льоді I_h є гексагональні площини, які, хоча й гофровані, мають по 3 сильні $H -$ зв'язки в ній для кожної молекули (Рис. 1). На рисунку видно по 3 гексагональні кільця у цих шарах, кожне з 6 молекул з атомами кисню в їх вершинах, типу "крісло" (Рис. 2, а). Між собою вони з'єднуються малим числом (1/4) зв'язків, перпендикулярним до цих площин з гексагональних кілець типу "ванна" (Рис. 2, б). Ці слабкі зв'язки дозволяють навіть при відносно невеликих механічних напругах у льоді переміщатися площинам друг щодо друга [2-3]. Тому, при плавленні в першу чергу будуть рватися ці зв'язки, а при розриві до чверті зв'язків ці гексагональні шари можуть легко поплисти друг щодо друга. Це погодиться з тим, що більш сильними у воді є зв'язки, коли осі $H -$ зв'язків молекул у димері води повернені на 60° і в одній

площині можуть лежати лише 3 молекули кільця (Рис. 2, а) і слабкими – без повороту й для 4 молекул в одній площині (Рис. 2, б) [3].

Внаслідок високої поляризації H – зв'язків розрив одного зв'язку в молекули води автоматично веде до ослаблення її інших зв'язків. Тому у воді, внаслідок ослаблення зв'язків і при великих кінетичних енергіях молекул, гексагональні шари будуть сильно деформуватися й послаблятися аж до повного розриву більше слабких зв'язків. Це і є причиною розвалу гексагональних шарів льоду на кластери зі зв'язаних гексагональних кілець.

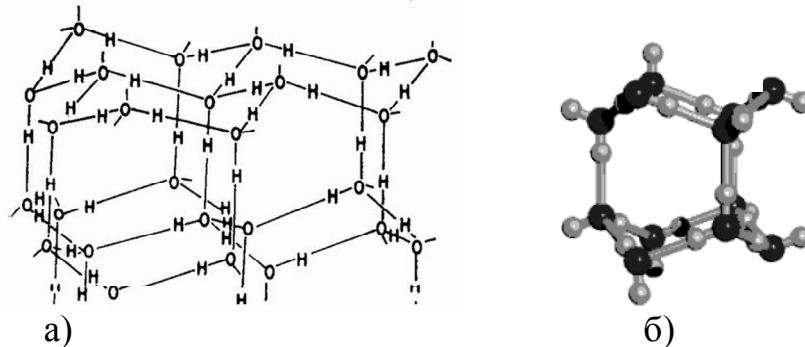


Рис. 1. Паралельні гексагональні площини у звичайному льоді I_h . – а) і модель фрагмента її структури – б)

П'ятичленні кільця мають іншу структуру – майже плоску й тому такі H – зв'язки є енергетично більше слабкими. Вони можуть виникати лише короткочасно й локально в місцях руйнування структури або в клатратах. У воді внаслідок більше слабких зв'язків п'ятичленні кільця швидко зруйнуються, якщо у воді немає молекули включення для появи навколо її клатрата.

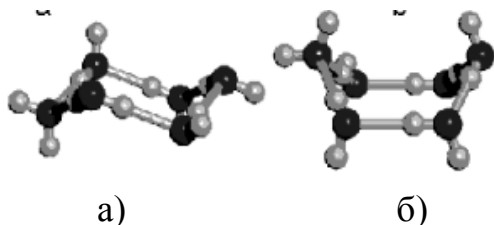


Рис. 2. Моделі гексагональних кілець типу "крісло" – а) і "ванна" – б)

Значне ослаблення амплітуд рентгеноструктурних ліній (поблизу 0,5 і 0,7 нм [3]) при 100 °С и вище може свідчити про значні коливання молекул у кільцях або навіть про руйнування кілець. Із цього можна зробити висновок про те, що експонентний член в енергії активації води [5] може бути

пов'язаний із процесом руйнування гексагональних кілець у структурі при її нагріванні й збільшенням у ній числа більш вільних слабозв'язаних молекул. Вище 100 °С кластери у воді видимо практично зруйновані й тепер для води спостерігається вже практично лінійне зменшення енергії активації з нагріванням [5].

Найбільш сильними в сітці зв'язків будуть ті H – зв'язки молекул, коли через них задіяне найбільше число зв'язків, тобто, коли через них замикаються зв'язки двох або більше сусідніх гексагональних кілець (Рис. 3 - темні атоми кисню молекул). Такі молекули будуть цементувати всю сітку зв'язків. Саме тому у воді будуть зберігатися кластери у вигляді замкнутих і зв'язаних гексагональних кілець. У мінімальному такому кластері із двох гексагональних кілець буде 10 молекул (Рис. 3, а), що погодиться з літературними даними [1-3]. Рентгеноструктурні дані також підтверджують це, оскільки у воді спостерігаються міжмолекулярні відстані в 0,28 нм, а також групи ліній поблизу

0,5 і 0,7 нм [4]. Перше число відповідає 1-му сусідові, друге - 2-му й 3-му у своєму кільці, третє - 4-му й 5-му в сусіднім зв'язаному кільці.

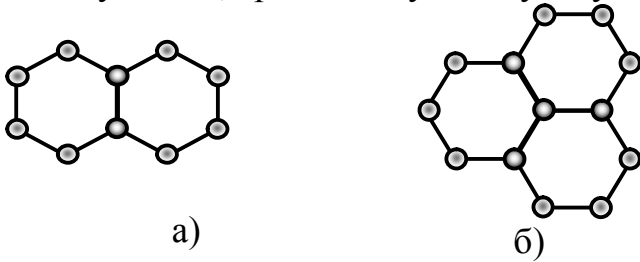


Рис. 3. Найменші кластери у воді у вигляді зв'язаних гексагональних кілець із молекул води (вид зверху, водень не показаний)

Для внутрішніх гексагональних кілець кластера число зв'язків молекули буде дорівнювати трьом. Для зовнішніх кілець кластера число зв'язків молекули буде зменшуватися до двох.

На краях кластерів можуть бути дуже більшими вигини зв'язків, що приведе до додаткового їхнього ослаблення й відриву молекул від кластерів.

Відрив однієї молекули від зовнішнього кільця кластера приведе

до ослаблення зв'язків для ще 2-3 молекул цього кільця й вони також можуть стати вільними. Ці вільні молекули тепер можуть приєднатися до іншого кластера. Однак для встановлення міцних зв'язків з новим кластером необхідно не тільки зсув молекули в підходящу позицію, але й синхронізація її коливань і обертань із сусідніми молекулами [5] у новому кластері, а також і створення повного замкнутого гексагонального кільця. Хоча в літературі обговорюються й більше екзотичні за структурою й числом молекул кластери, часто в паровому стані, коли немає зовнішніх молекул і діючих від них сил, все-таки можна чекати, що найбільш стабільними з них у воді будуть кластери із гексагональних кілець типу "крісло".

У розчинах молекули включення будуть вбудовуватися в існуючу структуру води. Залежно від числа гідрофільних і гідрофобних груп у молекулі сили зв'язків їх з водою будуть різними. Гідрофільні зв'язки утворять сильні Н - зв'язки з водою й вони зможуть у ряді випадків вбудовуватися в кластери води або приєднуватися до них. Гідрофобні зв'язки будуть сильніше взаємодіяти між собою, створюють колоїди або емульсії, а від молекул води в об'ємі відділятися клатратними стінками. У цьому випадку можна говорити про наявність у воді кластерів із клатратною структурою, тобто, що складаються з п'яти - та шестичленних кілець. Причому, у всіх роботах звичайно всі ці кільця зображуються плоскими, що особливо проблематично для шестичленних.

На закінчення можна зробити висновки, що найбільш стабільними у воді варто очікувати кластери з гексагональних кілець типу "крісло". Також при розгляді властивостей води завжди треба пам'ятати про наявність для неї, як мінімум для чистої води, двох різних груп молекул у її структурі з різними енергіями водневого зв'язку та властивостями.

Робота виконана в рамках держбюджетної роботи № 2 - 11ФБ.

Список літератури: 1. Маленков, Г. Г. Структура води [Текст] / Г. Г. Маленков // Физическая химия. Современные проблемы / под ред. Я. М. Колотыркина. – М.: Химия, 1984. – С. 41 – 76. 2. Зацепина, Г. Н. Физические свойства и структура воды [Текст] / Г. Н. Зацепина – 2-е изд. – М. : Изд-во МГУ, 1987. – 171 с. 3. Эйзенберг, Д. Структура и свойства воды [Текст] / Д. Эйзенберг, В. Кауцман – пер. с англ. – Л. : Гидрометеиздат, 1975. – 280 с. 4. Tokushima, T. High resolution X-ray emission spectroscopy of liquid water: The observation of two structural motifs

[Текст] / Т. Tokushima et al. // Chem. Phys. Lett., 460, 387 – 400 (2008). 5. Малафаев Н.Т. О взаимодействиях и динамике молекул в чистой воде [Текст] / Н.Т. Малафаев // ЕЕJET, Східно-європейський журнал передових технологій, Харків, 2011.- № 4/8 (52).- С. 48-58.

Поступила в редколлегию 06.09.2011

УДК 664.834.2

М.І. ПОГОЖИХ, докт. техн. наук, проф, зав. каф.,

Харківський державний університет харчування та торгівлі

А.О. ПАК, канд. техн. наук, доц.,

Харківський державний університет харчування та торгівлі

М.А. ЧЕКАНОВ, канд. техн. наук, ст. вик.,

Харківський державний університет харчування та торгівлі

М.В. ЖЕРЕБКІН, пошук., Харківський державний університет харчування та торгівлі

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КІНЕТИКИ ТЕМПЕРАТУРИ СИРОВИНИ ПІД ЧАС ЗТП-СУШІННЯ

Получен аналитический вид функции для кинетики температуры, аргументами которой есть продолжительность сушки, координата и температура сушильного агента.

Ключевые слова: сушка смешанным теплоподводом, функциональная емкость, кинетика температуры.

Отримано аналітичний вид функції для кінетики температури, аргументами якої є тривалість сушіння, координата та температура сушильного агента.

Ключові слова: сушіння змішаним теплопідводом, функціональна ємність, кінетика температури.

The analytic form of function for kinetics of temperature was founded. Duration of drying, coordinates and temperature of drying agent are the arguments of this function.

Key words: heat mixed transfer drying, functional capacity, kinetics of temperature.

Постановка проблеми у загальному вигляді

В Харківському державному університеті харчування та торгівлі розроблено спосіб гідротермічної обробки круп з використанням принципів сушіння змішаним теплопідводом (ЗТП-сушіння), де кінцевою продукцією є швидковідновлювані каші [1].

Отримання швидковідновлюваних каш реалізується завдяки особливостям ЗТП-сушіння. Сировина під час ЗТП-сушіння знаходиться всередині спеціального тепломасообмінного модуля – функціональної ємності (ФЄ), в якій площа теплообмінної поверхні принаймні на порядок більша площі масообмінної поверхні. Однією із особливостей даного способу зневоднення є характер кінетики температури сировини в процесі сушіння.

Кінетика температури під час ЗТП-сушіння відрізняється від інших способів S-подібним характером. На рис.1 наведений приклад типових термограм під час ЗТП-сушіння (1) та сушіння в киплячому шарі (2). Термограми сильно

відрізняються за своїм характером. Для температури під час ЗТП-сушіння спостерігаються два екстремуми: локальний максимум при середніх значеннях вологовмісту зразка та мінімум в області гігроскопічного стану.

Для пояснення особливостей характеру процесу зневоднювання під час ЗТП-сушіння [2] використовується теорія, розроблена І. Пригожиним, який для систем віддалених від рівноваги ввів поняття дисипативних структур.

Дисипативні структури дозволяють максимально розсіяти «високоякісну» енергію сушильного агента, що в першому наближенні визначається зниженням температури відпрацьованого сушильного агента та температури сировини в процесі зневоднення. Під час ЗТП-сушіння під утворенням дисипативних структур розуміється розвиток поверхні випару за рахунок збільшення пористості матеріалу, який зневоднюється [2].

Для знаходження функції розвитку дисипативних структур в процесі сушіння необхідна аналітична функція для температури сировини під час зневоднення.

Мета та завдання статті

Метою роботи є знаходження аналітичного виду кінетики температури, як функції тривалості сушіння, координати та температури сушильного агента.

Виклад основного матеріалу дослідження

Аналітичний вигляд кінетики температури можна отримати шляхом знаходження апроксимаційних функцій для численних експериментальних даних, отриманих для вологої сировини.

Для отримання кінетики температури сировини під час ЗТП-сушіння в залежності від температури сушильного агента в центрі ФЄ розміщувалась термопара. Температура сушильного агента змінювалась дискретно від 40 до 140°C з інтервалом 5°C. Кінетику температури сировини під час ЗТП-сушіння за різної температури сушильного агента представлено на рис. 2.

Функція, що описує зміну температури в процесі сушіння за різної температури сушильного агента, знаходиться наступним чином.

В класичній літературі з теорії сушіння, зокрема в «Теорії сушіння» О.В. Ликова [3], кінетика температури сировини в процесі зневоднення описується

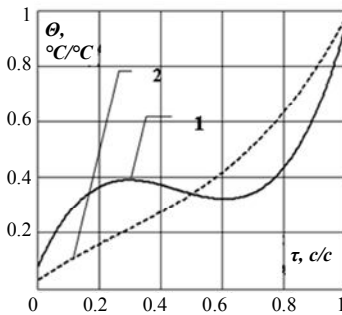


Рис.1. Кінетика відносної температури зразка під час: 1 – ЗТП-сушіння; 2 – сушіння в киплячому шарі

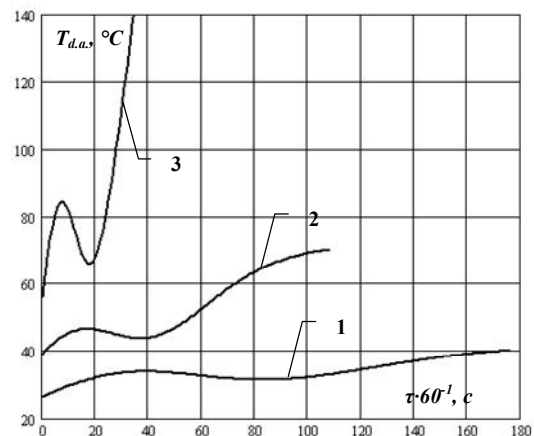


Рис.2. Кінетика температури сировини під час ЗТП-сушіння за різної температури сушильного агента, °C: 1 – 40; 2 – 70; 3 – 140

емпіричним рівнянням виду:

$$f_1(\tau) = a_1 \cdot (1 - \exp(-b_1 \tau^{c_1})), \quad (1)$$

де a_1 , b_1 та c_1 – емпіричні коефіцієнти.

Через особливості кінетики температури сировини під час ЗТП-сушіння (рис.1 та рис.2) не представляється можливим описати зміну температури з часом в даному процесі тільки рівнянням (1). Характерні локальні максимуми та мінімуми кінетики температури під час ЗТП-сушіння можна описати, якщо доповнити рівняння (1) функцією виду:

$$f_2(\tau) = a_2 \cdot \exp\left(-\frac{(\tau - b_2)^2}{c_2}\right), \quad (2)$$

де a_2 , b_2 та c_2 – емпіричні коефіцієнти.

Використовуючи для описання зміни температури сировини з часом під час ЗТП-сушіння функцію, яка представляє собою суму функцій (1) та (2) (рис.3), отримано емпіричні функції для кінетики температури за різної температури сушильного агента:

$$f_{T_{d.a.}}(\tau) = (1 - \exp(-\tau^2 \cdot a0_{T_{d.a.}})) \cdot a1_{T_{d.a.}} + a2_{T_{d.a.}} \cdot \exp\left(-\frac{(\tau - a3_{T_{d.a.}})^2}{a4_{T_{d.a.}}}\right), \quad (3)$$

де $a0_{T_{d.a.}}$, $a1_{T_{d.a.}}$, $a2_{T_{d.a.}}$, $a3_{T_{d.a.}}$ та $a4_{T_{d.a.}}$ – емпіричні коефіцієнти.

Апроксимаційні функції для кінетики температури сировини за різної температури сушильного агента мають однаковий вид, але різні значення апроксимаційних коефіцієнтів.

На рис.4 представлено перший та другий доданки емпіричної функції (3), тобто функції виду (1) та (2), за різної температури сушильного агента. З представлених результатів видно тенденцію залежності виду графіків функцій від температури сушильного агента: для функції виду (1) – за збільшення температури сушильного агента збільшується її нахил та амплітуда; для функції виду (2) – за збільшення температури сушильного агента збільшується амплітуда функції при цьому відбувається зміщення її максимуму в сторону менших значень вздовж осі, на якій відкладено тривалість сушіння.

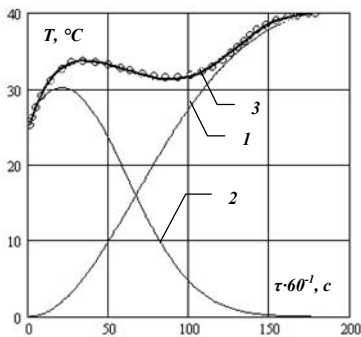


Рис.3. Апроксимація

експериментальних даних: 1 – функція виду (1); 2 – функція виду (2); 3 – функція виду (3)

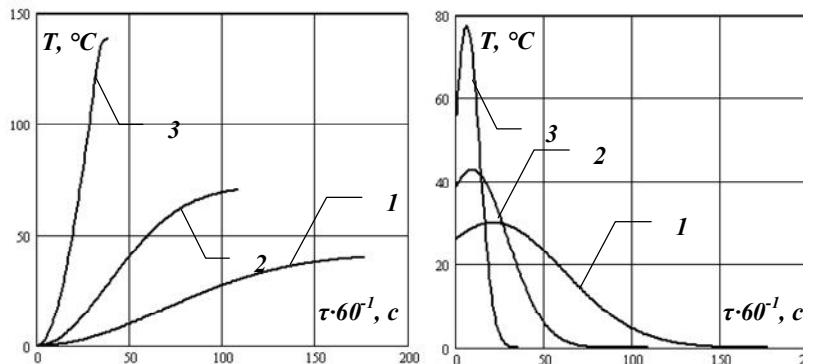


Рис.4 – Перший та другий доданки емпіричної функції (3) за різної температури сушильного агента, °С: 1 – 40; 2 – 70; 3 – 140

Очевидно, дані залежності функцій від температури сушильного агента відбиваються і на значеннях відповідних коефіцієнтів.

Виходячи з цього, для емпіричних коефіцієнтів були отримані апроксимаційні функції, які представляють собою лінійні (коефіцієнти $a0_{T_{d.a.}}$ та $a2_{T_{d.a.}}$) та експоненційні залежності (коефіцієнти $a1_{T_{d.a.}}$, $a3_{T_{d.a.}}$ та $a4_{T_{d.a.}}$), що мають вид:

$$coef_1(T_{d.a.}) = a_{coef1} + b_{coef1} \cdot T_{d.a.}, \quad (4)$$

$$coef_2(T_{d.a.}) = a_{coef2} \cdot \exp(b_{coef2} \cdot T_{d.a.}). \quad (5)$$

Таким чином, якщо враховувати (4) та (5) – емпірична функція (3) є функцією двох аргументів: часу та температури сушильного агента.

Під час досліджень зі знаходження аналітичного виду кінетики температури як функції координат використовували ФЄ, що має форму паралелепіпеду з характерними розмірами l_1 , l_2 , l_3 . Характерні розміри l_1 та l_2 були принаймні на порядок більші ніж l_3 . Масообмінні зазори розміщені на гранях $l_1 \times l_2$, а грань $l_3 \times l_2$ перпендикулярна до руху сушильного агента. Направимо осі координат вздовж ребер як показано на рис.5.

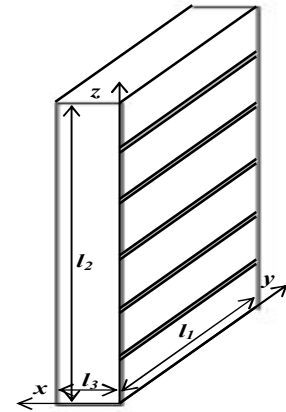


Рис.5. ФЄ, що має форму паралелепіпеду з характерними розмірами l_1 , l_2 , l_3

Для отримання кінетики температури сировини під час ЗТП-сушіння вздовж кожної осі всередину ФЄ розміщали термопари на відстані 5 мм одна від одної. Сировиною, яку

використовували впродовж даних досліджень, була проварена гречана каша.

Для даної сировини попередніми дослідженнями було встановлено, що раціональною, з точки зору реалізації ЗТП-процесу, є товщина ФЄ 20 мм, таким чином характерний розмір l_3 дорівнював 20 мм.

В ході експериментальних досліджень встановлено, що перепад температур вздовж осі Oy за постійних значень координат z та x не суттєвий. Найбільша різниця температур спостерігається на початковому етапі сушіння під час прогріву ФЄ, при цьому вона не перебільшує 10%.

Той же самий результат отриманий і під час дослідження різниці температур вздовж осі Oz. Пояснюється отримане тим, що, оскільки, масообмінні зазори розміщені на гранях $l_1 \times l_2$, тобто в площині Oy×Oz, то поглиблення зони випару, завдяки якому мають місце суттєві перепади температур під час ЗТП-сушіння, відбувається в напрямку осі перпендикулярної даній площині, тобто вздовж осі Ox. Перепади ж температур вздовж осей Oy та Oz обумовлені коефіцієнтом теплопровідності сировини у ФЄ і виникають лише під час її підігріву.

Таким чином, далі було зроблено припущення, що вздовж осей Oy та Oz перепад температур не суттєвий і залежність кінетики температури сировини від координат досліджувалась лише вздовж осі Ox.

На рис. 6 наведено кінетику температури сировини всередині ФЄ під час ЗТП-сушіння на різній відстані від поверхні. Нуль відліку координатної осі Ox

знаходиться під поверхнею ФЄ. Крива кінетики температури (1) показує температуру під поверхнею, тобто на відстані 0 мм, друга (2) на відстані 5 мм, а третя – 10 мм від поверхні. По іншу сторону від середини товщини ФЄ, тобто на відстані 15 та 20 мм від початку осі Ох, кінетики температур мають той же характер та ті ж значення, що й на відстані, відповідно, 5 та 0 мм.

З наведених результатів видно, що характер кінетики температури в залежності від відстані від поверхні типовий для ЗТП-процесу. Виходячи із припущень та висновків зроблених вище, для описання таких експериментальних даних використовувалась також функція виду (3).

Необхідно відмітити, що за наближення до центру ФЄ мінімум температури зміщується відносно осі, на якій відкладено тривалість процесу, в сторону менших його значень, при цьому величина мінімуму зменшується, тобто збільшується різниця температур сировина-сушильний агент.

Виходячи із отриманих залежностей проведено апроксимацію коефіцієнтів функції виду (3) в залежності від відстані від поверхні ФЄ функцією виду:

$$coef_3(x) = a_{coef3} \cdot \exp\left(-\frac{(x - b_{coef3})^2}{c_{coef3}}\right), \quad (6)$$

де a_{coef3} , b_{coef3} та c_{coef3} – апроксимаційні коефіцієнти; x – відстань від поверхні ФЄ вздовж осі Ох.

Функції, що описують зміну температури з часом під час ЗТП-сушіння в залежності від температури сушильного агента та в залежності від координати мають однаковий вид (3), але відрізняються вони набором аргументів: аргументами першої функції є час та температура сушильного агента, а другої, враховуючи те, що апроксимаційні коефіцієнти (6) залежать від відстані від поверхні, – час та відстань від поверхні. Якщо навести відповідну кореляцію між коефіцієнтами (4), (5) та (6), то можна отримати залежності коефіцієнтів функції (3) від координати та температури сушильного агента.

Підставляючи розраховані коефіцієнти в функцію (3), отримаємо апроксимаційну функцію для кінетики температури аргументами якої є час, температура сушильного агента та координата:

$$T(\tau, x, T_{d.a.}) = \left(1 - \exp\left(-\tau^2 \cdot a0(x, T_{d.a.})\right)\right) \cdot a1(x, T_{d.a.}) + a2(x, T_{d.a.}) \cdot \exp\left(-\frac{(\tau - a3(x, T_{d.a.}))^2}{a4(x, T_{d.a.})}\right). \quad (7)$$

Отриману функцію можна використовувати для знаходження функції розвитку дисипативних структур в процесі ЗТП-сушіння.

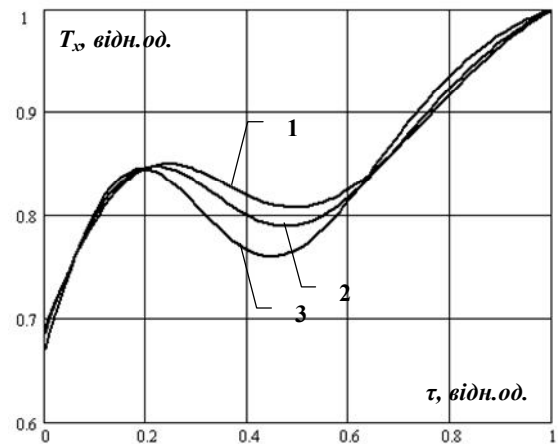


Рис.6. Кінетика температури сировини всередині ФЄ під час ЗТП-сушіння на різній відстані від поверхні, мм: 1 – 0; 2 – 5; 3 – 10

Висновки

Таким чином, отримано аналітичну функцію, що описує з достатнім ступенем точності температуру сировини в ФЄ в залежності від тривалості сушіння, координати та температури сушильного агента в процесі ЗТП-сушіння.

Роботу виконано в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи №06-11-13Б «Наукові обґрунтування енергоефективних процесів харчової промисловості».

Список літератури: 1. Установка для гидротермической обработки та сушіння крупи [Текст] : пат. №48230 Україна, МПК А 23 L 3/00. / Черевко О.І., Погожих М.І., Цуркан М.М., Жеребкін М.В., Пак А.О.; заявник та патентовласник ХДУХТ. – Опубл. 10.03.2010 Бюл. №5 – 4 с.2. *Погожих, Н. И.* Научные основы теории и техники пищевого сырья в массообменных модулях [Текст] : дис. ... доктора техн. наук / Н. И. Погожих. – Харьков, 2002. – 331 с.3. *Лыков, А. В.* Теория сушки [Текст] / А. В. Лыков. – М. : «Энергия», 1968. – 472 с.

Поступила в редколлегию 17.09.2011

УДК 534.29:66.084

Л.І. ШЕВЧУК, канд. техн. наук, доц., НУ «Львівська політехніка», Львів
І.С. АФТАНАЗІВ, докт. техн. наук, проф., НУ «Львівська політехніка»
О.І. СТРОГАН, здоб., НУ «Львівська політехніка», Львів

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ АКТИВАЦІЇ ВОДИ ПНЕВМО-МАГНІТНОЮ КАВІТАЦІЙНОЮ ОБРОБКОЮ

Приведено опис нового методу пневмо-магнітної кавітаційної обробки води та рідин і реалізуючого його обладнання. Завдяки сумарному потужному енергетичному впливу на оброблюване середовище магнітного та кавітаційного полів метод забезпечує ефективну активацію води, знезараження її біологічного забруднення. Метод передбачає обробку води та водних субстанцій у неперервному режимі із високою продуктивністю.

Ключові слова: вода, кавітація, обробка, активація, знезараження

Приведено описание нового метода пневмо-магнитной кавитационной обработки воды и жидкостей и реализующего его оборудования. Благодаря суммарному мощному энергетическому воздействию на обрабатываемую среду магнитного и кавитационного полей метод обеспечивает эффективную активацию воды, обеззараживание ее биологического загрязнения. Метод предусматривает обработку воды и водных веществ в непрерывном режиме с высокой производительностью.

Ключевые слова: вода, кавитация, обработка, активация, обеззараживание

Description of a new method of air-magnetic treatment of water and cavitation of liquids and realizing its equipment. With strong total energy impact on the treated medium and magnetic fields cavitation method provides an efficient activation of water, disinfection of biological contamination. The method involves water treatment and water substances in a continuous mode with high efficiency.

Keywords: water, cavitation, processing, activation, decontamination

Вступ

Урбанізація сучасного суспільства та неодмінно супутній їй стрімкий розвиток переробних та виробничих галузей не могли негативно не відобразитись на оточуючому людство довкіллі, в тому числі першочергово на

якості повітря та води. І хоч негативний вплив погіршення якості води та повітря на здоров'я людей менш відчутний в часі за смертоносний вплив радіації чи миттєву загрозу життю людей такими природними катаклізмами, як потужні землетруси, цунамі чи тайфуни, та згубні для здоров'я теперішніх та майбутніх поколінь наслідки не менш вагомі. Через наростаючі обсяги споживання людством води, як для виробничих, так і для побутових потреб, природні запаси чистої води невпинно зменшуються, наближаючи час, коли брак придатної до споживання води постане вагомою екологічною проблемою всього людства.

Постановка проблеми

Для очищення та знезараження води на промислових підприємствах та для її використання в побуті застосовують різноманітні фізичні, хімічні та комплексні методи. Не зважаючи на доволі значний перелік фізико-хімічних методів очищення води від різноманітних забруднень досконалого, універсального і придатного для широкої розмаїтої гами можливих забруднень все ще не існує. Особливою мірою це стосується біологічного забруднення води, оскільки шкідливій мікрофлорі, як правило, притаманна репродуктивна здатність, до того ж швидкоплинна в часі.

У загальному, всі фізико-механічні впливи на воду з метою покращення її властивостей зводяться до, так званого явища «активації» води, яке супроводжується, як правило, зміною її структури, підвищенням розчинної здатності та зумовленої цим спроможності до ініціювання хімічних реакцій, перш за все окиснювальних. Фізична суть активації води, незалежно від способу активації, полягає в руйнуванні кластерних структур для насичення води мономолекулами. Адже у переважаючій більшості, вода – це асоційована рідина, у якій молекули об'єднані в групи, схожі на аморфні кристали, що називаються кластерами, і окремих молекул води тут практично немає. А саме в мономолекулярному стані воді притаманна підвищена хімічна активність [4].

Аналіз останніх досліджень

Із поміж різноманітних методів фізичних впливів на процеси водопідготовки та водоочищення широкого застосування набули методи кавітаційної обробки води, в основу яких покладено ультразвукове [1] та гідродинамічне [2,3] збурення кавітації в рідинах. Поєднуючи доволі високі ступені хімічного очищення та біологічного знезараження завдяки ініціюванню та активації окисних реакцій у збуреному в рідинах кавітаційному полі ці методи, поряд з тим, не піддають оброблювані рідини надмірно потужним високоенергетичним впливам, не передбачають потреби у спеціальних підготівельних та заключних операціях, крім очищення рідин від механічних домішок, можуть органічно поєднуватись із подачею в зону кавітації додаткових газових активаторів та каталізаторів тощо. Однак і цим методам притаманні певні недоліки, зокрема дискретність обробки, незначна продуктивність та висока енергоємність для ультразвукового методу, недостатні ступінь очищення та рівномірності обробки для гідродинамічного методу тощо.

Із інших відомих супутніх методів активації води найбільш зручним і простим в реалізації є вплив на воду магнітним полем [5]. Суть методу полягає в тому, що при русі води в зоні великих градієнтів напруженості магнітного поля

відбувається руйнування міжмолекулярних зв'язків в кластерних структурах у наслідок чого утворюються вільні молекули води. При цьому, ефект Холла пояснює той факт, що вплив магнітного поля на структуру води можливий тільки при наявності відносного переміщення водяної субстанції через градієнт напруженості магнітного поля. В однорідному магнітному полі (коли магнітні силові лінії паралельні), тобто при проходженні потоку води крізь рівномірне магнітне поле, взаємодія відсутня і позитивного ефекту не спостерігається. Більше того, необхідні саме значні градієнти напруженості чи індукції магнітного поля, а ефект взаємодії наростає зі збільшенням кількості окремих ділянок із впливом магнітного поля на рухому воду.

Із вище наведеного слідує, що пошуки новітніх технологій водопідготовки, спрямовані на створення нових більш досконалих із позицій забезпечення високої якості технологій водоочищення за умови їх придатності для промислового застосування, все ще залишаються вагомим як технічним завданням, так і суспільною проблемою. І доволі перспективним та доречним тут видається намір поєднати переваги окремих методів у новостворений більш досконалий.

Метою даного дослідження є створення нового ефективного методу магніто-кавітаційної активуючої обробки води при пневматичному збуренні кавітації, дослідження особливостей його застосування для водоочищення та знезараження біологічного забруднення, розробка конструктивних та технологічних схем його промислового використання.

Об'єктом дослідження були технологічні схеми та операції водопідготовки та водоочищення, механізми впливу магнітних і кавітаційних явищ та різноманітних газів на патогенну флору в газорідних розчинах.

Предметом дослідження – промислове та дослідне обладнання для збурення кавітації в рідинах, гідродинаміка в умовах кавітаційного перемішування, кінетичні закономірності енергетичного впливу на знезараження мікроорганізмів в умовах спільної дії кавітації та магнітного поля.

Методики дослідження – мікробіологічні методи визначення концентрації мікроорганізмів у водних розчинах, рН-метрія для визначення рН води та водних розчинів, швидкісна відеозйомка для дослідження динаміки кавітаційних процесів тощо.

Запропонований авторами метод активації води пневмо-магнітною кавітаційною обробкою органічно поєднує в собі позитивні впливи на оброблювану воду чи водні субстанції магнітного та кавітаційного полів із перевагами простоти та надійності реалізуючого його обладнання завдяки пневматичному збуренню кавітаційних явищ в оброблюваному середовищі.

Виклад основного матеріалу

Суть методу магніто-кавітаційної активуючої обробки води проілюстровано на рис.1, де відображено схему реалізуючого його кавітатора, на рис.2 приведено поперечний переріз А-А (рис.1) кавітатора із відображенням силових ліній магнітного поля, на рис.3 – електричну схему підключення обмоток котушок електромагнітів кавітатора.

До складу обладнання для магніто-кавітаційної активуючої обробки води входять трубопровід 1 подачі оброблюваної води, корпус кавітатора 2,

пневмопровід 3 подачі стиснутого повітря із пневмоелектрозолотником 4, який закінчується в середині кавітатора сферичною насадкою 5 із отворами-форсунками для проникання у воду пульсуючого повітря чи газу (рис.1). Поряд із насадкою 5 в корпусі кавітатора 2 за напрямом перетікання оброблюваної води встановлено виготовлену із магнітопроникного матеріалу вставку 6, яку охоплюють чотири рівномірно розташовані по колу і попарно електрично з'єднані між собою в двох взаємно перпендикулярних площинах електромагніти 7 із обмотками котушок 8 (рис.2). Сердечники електромагнітів при проходженні по обмотках котушок струму формують магнітне поле із силовими магнітними лініями 9. В електричну схему живлення обмоток 8 включено генератор змінного струму 12 для регулювання частоти перемінного магнітного поля та блок живлення 13 (рис.3). За електромагнітами в корпусі кавітатора 2 розміщено відвідний патрубок 10 для виходу в атмосферу відпрацьованого повітря та трубопровід 11 для відводу в накопичувальні ємності обробленої води.

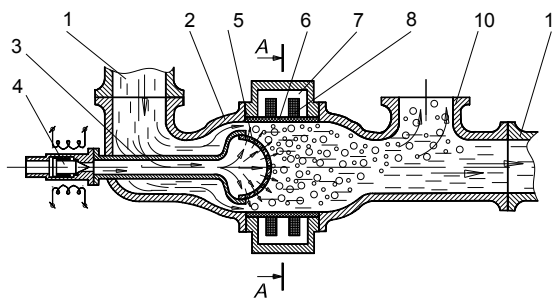


Рис. 1. Кавітатор для пневмо-магнітної активуючої обробки води

Належну до активуючої обробки воду із резервуару (чи відкритої водойми) помпою по трубопроводу подачі 1 подають в корпус кавітатора 2. Одночасно із балона пневмопроводом 3 в кавітатор подають пульсуючий струмінь стиснутого повітря під тиском, що не менш, ніж вдвічі перевищує тиск води в кавітаторі, наприклад, понад 1 МПа.

Пульсацію повітря із частотою, кратною частоті власних коливань завжди наявних в рідині ядер кавітації, тобто 22 -- 50 Гц, забезпечують вмонтованим в пневмопровід 3 подачі повітря пневмоелектрозолотником 4. Проходячи крізь отвори-форсунки сферичної насадки 5, якою в кавітаторі 2 закінчується пневмопровід пульсуючої подачі повітря 3, повітряний пульсуючий струмінь розсіюється на велику кількість окремих струминок, утворюючи газорідинну суміш. Поверхневий натяг води формує із цих струминок газові бульбашки, які постають джерелами зародків кавітаційних каверн, сплескування котрих супроводжується формуванням імпульсної ударної сферичної хвилі. Подачею повітря чи газу, що під тиском подається в рідину (у даному випадку, в оброблювану воду) в робочу зону кавітатора, з пульсацією, частота якої кратна частоті власних коливань наявних в рідині ядер кавітації, підвищується інтенсивність кавітаційного поля. Це відбувається завдяки тому, що співпадіння частоти власних коливань ядер кавітації із частотою пульсацій газу збуджує явище резонансу, яке супроводжується миттєвим зародженням, розширенням та подальшим сплескуванням кавітаційних бульбашок і, крім того, додатковими джерелами зародків кавітаційних бульбашок тут постають проникаючі в рідину у великій кількості струминки пульсуючого стиснутого газу. Як наслідок, вивільнена при сплескуванні кавітаційних бульбашок енергія, з одного боку, насичення оброблюваної рідини газом, з іншого, нашаровуючись між собою, в кінцевому приводять до зменшення енергії міжмолекулярних (водневих) зв'язків

у структурі води, створюючи сприятливі передумови для її переструктуризації від кластерної молекулярної будови до мономолекулярної.

Одночасно із подачею в зону обробки води та пульсуючого повітря на обмотки 8 котушок електромагнітів подають змінну напругу, яка сердечниками електромагнітів 7 трансформується у перемінне магнітне поле. Завдяки тому, що діаметрально протилежні електромагніти попарно електрично з'єднані між собою (рис.3), в перший півперіод змінної напруги магнітне поле із замкнутими силовими лініями 9 (рис.2) формує одна пара електромагнітів, а в другий півперіод – інша пара електромагнітів.

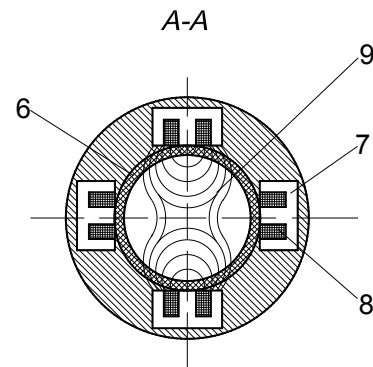


Рис.2. Поперечний переріз кавітатора із відображенням силових ліній магнітного поля

Перемінне магнітне поле, пронизуючи неперервний потік оброблюваної води, призводить до змін в електронній структурі її молекул, які проявляються у гальмуванні протонів у поперечному магнітному полі, що й зумовлює послаблення водневих зв'язків між молекулами води, причому, протон, об'єднуючись з гідроксильною групою ОН, утворює молекулу води з іншим енергетичним станом в магнітному полі, ніж без поля. Механізм руйнування міжмолекулярних зв'язків обумовлений короткочасним перетворенням молекул води при їхньому русі в зоні великих градієнтів магнітних полів зі стану «правова» у «ортовода», тобто змінами напрямку спинів атомів водню у молекулі води, що призводить до розриву зв'язків у структурі кластерів.

При цьому, завдяки потужному енергетичному впливу на воду, зумовленому одночасній дії на неї в зоні обробки магнітного та кавітаційного полів, формується нова її структура, в якій міститься переважна більшість молекул у вільному (незв'язаному) стані, тобто мономолекул. А саме в мономолекулярному стані воді притаманна підвищена хімічна активність.

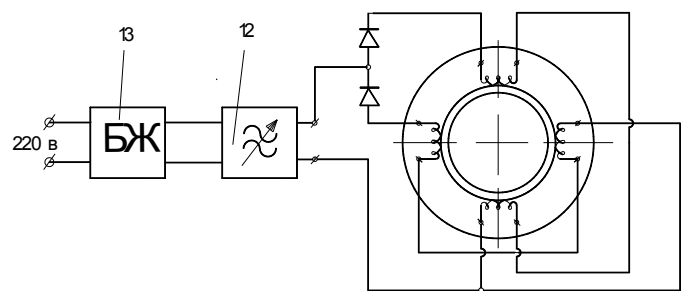


Рис.3. Електрична схема підключення обмоток котушок кавітатора

У подальшому через відвідний патрубок 10 відпрацьоване повітря виділяється з обробленої води в атмосферу, а активована вода по трубопроводу 11 подається для цільового її використання чи у накопичувальні ємності.

Зміною частоти пульсацій та тиску стиснутого повітря, що подається в робочу зону кавітатора, регулюють інтенсивність самоутворення зародків кавітації, що надає можливість регулювання в конкретних часових проміжках кількості кавітаційних бульбашок в одиниці об'єму газорідної суміші, а отже, і

інтенсивності впливу на структуру кластерів оброблюваної води. Зміною величини струму, що подається на обмотки 8 котушок електромагнітів, регулюють градієнт напруженості пронизуючого неперервний потік оброблюваної води магнітного поля, чим забезпечують регулювання впливу на водневі зв'язки молекул води та інтенсивність формування її нової структури з мономолекулярним станом. Цим забезпечується регулювання якості вихідного готового продукту, тобто ступеня активації обробленої води і, відповідно, її властивостей як реагента хімічних реакцій та окисних процесів.

Будучи переведеною із суцільного ламінарного потоку в зоні обробки у стан газорідної суміші, піддавшись почергово потужним енергетичним впливам спершу кавітаційного, а потім магнітного полів, пройшовши у наслідок цього переструктуризацію від кластерної молекулярної будови до мономолекулярної, оброблена вода набуває тут нових властивостей. Її молекули стають квазістабільними, що призводить до зниження енергії зв'язків між молекулами води. Внаслідок цього оброблену даним методом воду можна розглядати, як дещо інший, ніж звичайна вода розчинник, хоча і з близькими фізико-хімічними властивостями. За здатністю до дисоціації вона наближається до апротонних розчинників. Такі зміни зумовлюють її подальший вплив на ті фізико-хімічні процеси, кінетика яких залежить від міцності водневих зв'язків води як розчинника та здатності до дисоціації як реагенту. Так, за даними роботи [4], аналіз констант рівняння Арреніуса для реакції окиснення метанолу показав, що після попередньої дії кавітаційного та магнітного полів на воду в розчині, приготовленому на основі цієї води, збільшується число ступенів вільності молекул реагентів. На думку авторів, це є свідченням збільшення рухливості молекул води як розчинника, а отже, і послаблення енергії водневих зв'язків між ними. Підтвердженням цієї гіпотези автори вважають і дані їх досліджень перенапруги розкладу води, в яких було констатовано зменшення реальної енергії активації електролітичного виділення водню з водних розчинів кислот після їх магнітної обробки [4].

Особливих переваг метод магніто-кавітаційної активуючої обробки набуває при його використанні для обробки рідинних субстанцій на основі води у середовищі газів. Із цього приводу проф. Вітенько Т.М. в роботі [3] відзначає: «Інтенсифікуюча дія газорідного ефекту досягається розчиненням газу при вдуванні його у киплячу рідину в невеликих кількостях (0,2-0,7)», і далі «Різні методи обробки рідкого середовища з метою їх активації,.... приводять до одного і того ж результату – збільшення електропровідності, діелектричної сталої і, головне – зростання рН середовища без внесення лугу ззовні.» Це відкриває широкі перспективи для застосування магніто-кавітаційної активуючої обробки не тільки для обробки води як апротонного розчинника, а що не менш вагомо, для її біологічного знезараження. Різновид робочого газу тут, як правило, обирають залежно від характеру забруднення рідини і технологічних вимог на ступінь її очищення. Так для знезараження води від бактерій різновиду *Pseudomona* достатнє застосування вуглекислого газу CO₂, а від бактерій *Sarcina* - доречно застосовувати інертний газ аргон Ar. Ступінь очищення води в цих випадках сягає 75-80%. Найкращого результату (до 90%) очищення води від

дріжджів *Saccharomyces* із використанням запропонованого кавітатора досягається при використанні озону O_3 . Аналогічно підходить до вибору різновиду газу і при використанні даного кавітатора для ініціювання та активації окисних реакцій в технологічних процесах очищення рідин та інших процесах.

Запропонований метод магніто-кавітаційної активуючої обробки завдяки застосуванню для його реалізації пульсуючого газу, що під тиском подається в робочу зону кавітатора, та сумарному енергетичному впливу на оброблюване середовище магнітного і кавітаційного полів надає ряд техніко-економічних та технологічних переваг. Зокрема:

1. Можливість широкого діапазону регулювання інтенсивності самоутворення зародків кавітаційних бульбашок зміною частоти пульсацій та тиску стиснутого газу, що подається в робочу зону кавітатора. Це надає можливість регулювання в конкретних часових проміжках кількості кавітаційних бульбашок в одиниці об'єму газорідинної суміші, а отже, і інтенсивності окисних реакцій чи очисних процесів та зумовленої цим якості вихідного готового продукту.

2. Спроможність регулювання інтенсивності та ефективності окисних реакцій в робочій зоні кавітатора завдяки можливості підбору найефективнішого для конкретних інгредієнтів окисних реакцій певного різновиду збурюючого кавітацію газу.

3. Довговічність та висока надійність реалізуючого даний метод обладнання завдяки відсутності у приводі обертового руху збурюючих кавітацію лопатей, рухомих та обертових вузлів і деталей.

4. Незначна собівартість реалізації завдяки можливості рекомбінації збурюючого кавітацію газу та замкнутості технологічного циклу його багаторазового використання. Через відсутність тут енерговитратного електромагнітного перетворюючого обладнання, яке використовують при реалізації ультразвукових методів, чи енергоспоживаючих двигунів і редукторів, притаманних методам гідродинамічної кавітації, запропонований метод значно енергоощадніший, а отже, і економічніший.

Висновки

Таким чином, основними перевагами магніто-кавітаційної активуючої обробки рідин, у тому числі активуючої обробки води та її біологічного знезараження, порівняно із відомим, є:

- висока продуктивність, придатність для обробки значних обсягів рідин та енергоощадність порівняно із ультразвуковою кавітаційною обробкою;

- простота реалізації та висока надійність обладнання порівняно із різноманітними методами гідродинамічного збурення кавітації завдяки відсутності у приводі обертового руху збурюючих кавітацію лопатей, обертових та рухомих механізмів;

- незначна собівартість реалізації технологій із використанням запропонованого кавітатора завдяки можливості рекомбінації збурюючого кавітацію газу та замкнутості технологічного циклу його багаторазового використання.

Відзначені переваги відкривають перспективи для широкого промислового застосування магніто-кавітаційної активуючої обробки води не тільки від біологічного забруднення, а і від інших забруднювачів, що піддаються знешкодженню окисними процесами. При цьому, подальші дослідження даного методу доречно скерувати в руслі вивчення кінетики формування кавітаційного поля підвищеної інтенсивності, аналізу превалюючого впливу на знезараження води технологічних параметрів процесу (тиску та частоти пульсацій газу, частоти пульсацій та градієнтів напруженості магнітного поля, величини напору та швидкості подачі забрудненої води тощо), підборі для конкретного різновиду біологічного забруднення оптимального за ефективністю знешкоджуючого середовища та газу.

Список літератури: 1. *Маргулис М.А.* Основы звукохимии (химические реакции в акустических полях). – М., Высш. шк., 1984. – 272 с., ил. 2. *Вітенько Т.М.* Гідродинамічна кавітація у масообмінних, хімічних і біологічних процесах: монографія / Т.М. Вітенько. – Тернопіль, в-во ТДТУ ім. І. Пулюя, 2009. – 224с. 3. *Вітенько Т.М.* Механізм та кінетичні закономірності інтенсифікуючої дії гідродинамічної кавітації у хіміко-технологічних процесах. Дис. на здоб. наук. ступ. док. техн. наук, -- Львів, 2010. 4. *Сілін Р.І., Баран Б.А., Гордєєв А.І.* Властивості води та сучасні способи її очищення: монографія – Хмельницький: ХНУ 2009. -254 с. 5. Промислова власність. Офіційний бюлетень 2001р. №4. Патент UA№37414 А Пристрій для обробки водних розчинів магнітним полем /Баран Б.А., Дроздовський В.Б. Опубл. 15.05.2001. 6C02F1/48.

Поступила в редколлегию 12.10.2011

УДК 504.064.43/658.567

А. М. КОВАЛЕНКО, канд. пед. наук, доц., ректор Харківського інституту екології і соціального захисту

КОМПЛЕКС СОРТИРОВКИ И ПРЕССОВАНИЯ ТВЁРДЫХ БЫТОВЫХ ОТХОДОВ

Разработаны рекомендации по созданию мусоросортировочного комплекса на территории Дергачёвского полигона (Харьковская область). Представлены технологическая структурная схема первичной сортировки твёрдых бытовых отходов и расчёт основного оборудования. Осуществлён маркетинговый анализ рынка вторичных ресурсов, проведён расчёт рентабельности и срока окупаемости мусоросортировочного комплекса. Ключевые слова: твёрдые бытовые отходы, мусоросортировочный комплекс, прессование, рентабельность, окупаемость.

Розроблено рекомендації по створенню сміттесортувального комплексу на території Дергачівського полігону (Харківська область). Подано технологічну структурну схему первинного сортування твердих побутових відходів і розрахунок основного устаткування. Здійснено маркетинговий аналіз ринку вторинних ресурсів, проведено розрахунок рентабельності і терміну окупності сміттесортувального комплексу. Ключові слова: тверді побутові відходи, сміттєзбиральний комплекс, пресування, рентабельність, окупність.

The recommendations at creating rubbish-sorting complex on Dergachi area (Kharkiv region) are worked out. Technological structural scheme of initial stable everyday life's remains is represented together with main equipment's calculations. The marketing analysis of secondary resources is

fulfilled as well as profit and term of giving back the money expenditures of rubbish-sorting complex is calculated.

Key words: solid and everyday life's remains, rubbish – picking up – complex, pressing, profit, giving back the money expenditures.

Введение

В Украине сегодня сложилась критическая ситуация с накоплением и утилизацией твёрдых бытовых отходов (ТБО), которые представляют собой крайне нестабильную и неконтролируемую смесь бумаги, картона, пищевых остатков, пластмассы, резины, стекла, строительного мусора, аккумуляторных батареек, люминесцентных ламп, различных взрывоопасных предметов и т. д. Эта ситуация усложняется тем, что предварительная сортировка ТБО городским населением и коммунальными службами практически не проводится. В то же время, механическая сортировка технически сложна и пока не находит широкого применения на уровне регионов.

Постановка проблемы

Охрана окружающей среды от загрязнения ТБО и управление их потоками является одной из серьёзнейших проблем развития больших городов, в т. ч. г. Харькова, второго по величине города Украины. Проблема эта обостряется с каждым годом в связи с ростом объёмов ТБО и решать её необходимо комплексно. Обоснованные меры и предложения по её реализации представлены в комплексной научной программе: «Чистый город» и в предложениях кафедры промышленных и бытовых отходов Харьковского института экологии и социальной защиты, разработанных под руководством и при непосредственном участии автора данной статьи.

Известно, что прямая переработка или сжигание огромных количеств отходов весьма проблематично, экологически опасно и экологически неэффективно. Сегодня требуется такое решение проблемы ТБО, при котором была бы максимально защищена от вредного их влияния окружающая среда и обеспечено их эффективное использование и переработка с получением полезной продукции. Необходимы технологии, наносящие минимальный экологический ущерб окружающей среде, имеющие низкие капитальные затраты и позволяющие получать прибыль. Однако разнообразие отходов по химическому составу не позволяет создать универсальную технологию утилизации ТБО.

Следует сказать, что без рециклинга (recycling – повторное использования отходов производства или мусора) – разговоры об экологии – пустой звук. Но без активности граждан рециклинг невозможен, а крайне низкая их материальная заинтересованность в сортировке и утилизации собственного домашнего мусора является одной из главных причин их низкой активности. Поэтому, как мы видим, реального и широкого интереса харьковчан к проблеме уменьшения собственного мусора пока не наблюдается. В тоже время, как показывают исследования автора данной статьи, свалочные стоки проникают в грунты на глубину 80 и более метров, медленно улетучиваются на высоту около 100 км и на расстояние более 35 км [5]. Напомним, что Дергачёвский полигон ТБО находится всего в 8 километрах от Харькова.

Сегодня сфера обращения с ТБО требует незамедлительного реформирования на основе комплексного подхода, направленного на сокращение объёмов образования отходов, снижение нагрузки на существующие и вновь открываемые полигоны, извлечение ресурсно-ценных компонентов для их последующего вовлечения в хозяйственное обращение.

Анализ последних достижений и публикаций

В последнее время интенсифицировались исследования по проблеме отходов в общем контексте экологической безопасности [1-7].

По мнению автора, ситуация, сложившаяся в Украине с отходами, является следствием длительного отношения к этой проблеме, как ко второстепенной на государственном и местном уровнях. Поэтому разработка и реализация технологической политики в контексте совершенствования обращения с ТБО является неотложным заданием, которое включает поэтапный переход от существующей системы обращения с ТБО к полному отдельному сбору ресурсно-ценных компонентов.

Цель исследования

Целью исследования являются анализ действующего на территории Харьковской области Дергачёвского полигона и разработка рекомендаций по улучшению качества системы обращения с ТБО путём создания комплекса сортировки и прессования ТБО, который позволит продлить срок эксплуатации полигона и сэкономить природные ресурсы за счёт вторичного использования отходов.

Результаты исследований

Известно, что в г. Харькове ежегодно образуется более 1,6 млн м³ ТБО (или более 4 400 м³ в сутки), из которых 1, 259 млн м³ (79 %) образуется в жилищной застройке города, остальное количество отходов – на предприятиях непромышленной сферы и промышленных предприятиях. Потому проблема ТБО на территории г. Харькова и в целом по Украине является актуальной и требует постоянного изучения [5].

Предполагается, что при поступлении на Дергачёвский полигон, который эксплуатируется с 1975 года, отходы на контрольно-пропускном пункте должны проходить радиационный контроль с целью исключения несанкционированного складирования отходов, содержащих радионуклиды.

На участке складирования рабочим проектом предусмотрено устройство 4 котлованов (карт) с целью получения почвы для промежуточной и окончательной изоляции и предотвращения разлива фильтрата по поверхности полигона. Миграция токсичных веществ из ТБО в почвенные воды предотвращается благодаря изоляции днища котлованов путём сооружения противофильтрационного экрана из геосинтетического бентонитового материала «Р-пласт».

Механическая очистка фильтрата с рабочих карт предусмотрена в двухкамерных септиках с последующей перекачкой осветлённых вод на увлажнение рабочих карт. А поверхностные воды с территории полигона самотёком собираются в водоотводный поток и стекают в септики.

Для осуществления контроля состояния почвенных вод запроектированы контрольные колодцы, расположенные в зелёной зоне. На выезде из полигона предусмотрена контрольно-дезинфицирующая зона с устройством железобетонной ванны глубиной 30 см для дезинфекции колёс мусоровозов. Для этого ванна заполняется трёхпроцентным раствором лизола и опилками. Промежуточная и внешняя изоляция уплотнённых ТБО осуществляется почвой.

Необходимо отметить, что по факту на Дергачёвский полигон ТБО поступает больше, чем это предусмотрено техническими условиями. По моему мнению автора, продлить срок эксплуатации этого полигона возможно путём создания мусоросортировочного комплекса на его территории. При этом на сортировку и дальнейшую переработку должны приниматься ТБО, образующиеся в жилом фонде, местах общественного пользования, учреждениях и организациях города, на предприятиях общепита, торговли.

Отходы лечебных учреждений, радиоактивные, аккумуляторные, люминесцентные лампы и взрывоопасные предметы на переработку не принимаются. Автором разработан и предлагается комплекс сортировки и прессования ТБО (рис. 1), представляющий собой систему ленточных конвейеров, барабанного грохота, пресса гидравлического, пластинчатых конвейеров.

Приём ТБО осуществляется в приёмном отделении, где из них с помощью кран-балки

извлекаются крупногабаритные отходы, различная мебель, электроприборы.

Далее отходы пластинчатым конвейером пересыпаются в барабанный сепаратор, служащий для усреднения и разрыхления потока ТБО перед сортировкой и отделением мелкой фракции менее 80 мм, которая характеризуется повышенной влажностью и не подлежит сортировке.

После этого отходы поступают в сушило барабанного типа, расположенное в производственном здании. В сушиле при максимальной температуре горячего воздуха до 130⁰С за время нахождения отходов в барабане в перемешивающейся их массе происходит гарантированная гибель микрофлоры и яиц гельминтов, что обеспечивает полное обеззараживание ТБО и безопасность дальнейшего контакта при ручной сортировке. По мнению автора, в дальнейшем, после повсеместного

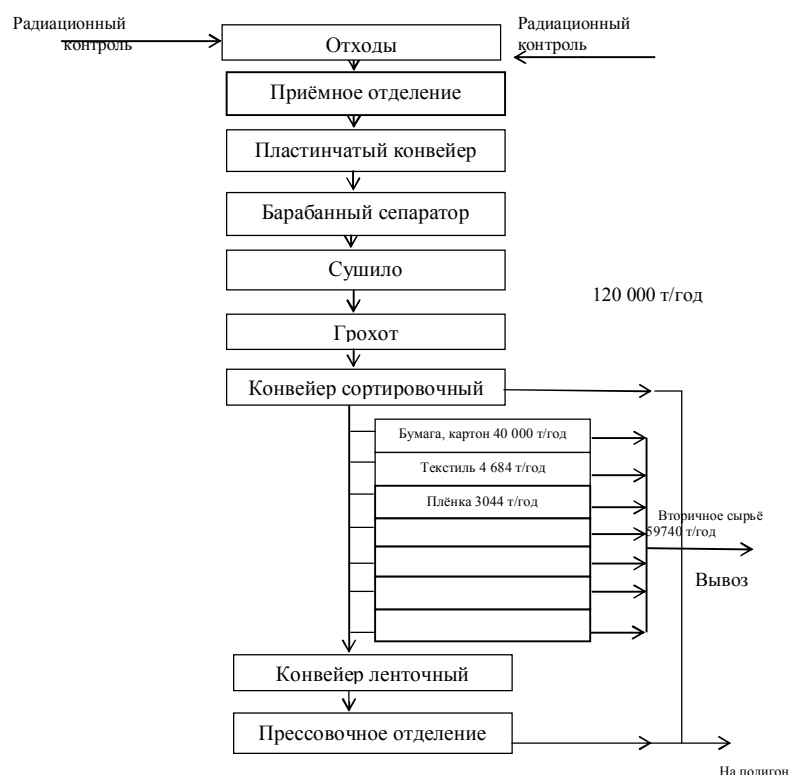


Рис. 1. Структурная схема комплекса сортировки и прессования ТБО

введения в г. Харькове отдельного сбора ТБО и незагнивающего мусора, отпадёт необходимость в термическом их обеззараживании. В этом случае сушильный барабан будет включаться периодически при возникновении необходимости удаления избыточной влаги из мусора (свыше 20 %).

Следует сказать, что существующие расценки на макулатуру (0,6 грн за 1 кг) и полиэтилен (2 грн за 1 кг) не являются стимулом для харьковчан, а потому и интереса к проблеме уменьшения собственного мусора, как мы видим, не наблюдается. Поступающие в грохот отходы подвергаются интенсивному перемещению в вертикальной и горизонтальной плоскостях, при этом происходит их резкое разделение и разряжение из спрессованного состояния. Далее отсев просыпается на конвейерную ленту желобчатого ленточного конвейера, размещённого под барабанным грохотом, и отводится по ней на перегрузку в другой желобчатый наклонный конвейер, приводной барабан которого выполнен из магнитного материала и выполняет функции металлосепаратора. Затем отсев направляется в прессовочное отделение и далее вывозится на полигон.

Надрешетный продукт передаётся на сортировочную линию с производительностью 120 тыс. т/год, которая представлена ленточным конвейером. На сортировочной площадке оборудовано 7 постов ручной сортировки, где рабочие производят отбор предметов определённой морфологии (бумаги; картона; текстиля; плёнки; ПЭТ-отходов; стекла; чёрного металла; цветного металла) и бросают их в сортировочные окна с откидными крышками. Отобранное вторичное сырьё попадает на комплекс переработки ПЭТ-бутылок и прессы пакетировщицы для бумаги, ветоши и пластмассы, в тару для цветного металла, стекла и отходов. Стекло накапливается в контейнерах. Отобранные чёрный и цветной металлы в контейнерах транспортируются к прессу для металла и далее пакеты поступают на склад готовой продукции. Лом цветных металлов (в основном алюминиевые банки) перед отправкой потребителю также прессуются. Пакеты ветоши, бумаги и пластмассы транспортируются напольным транспортом на склад готовой продукции. Камни, кости и другие инертные материалы транспортируются в контейнерах в бункер для мусора.

Оставшиеся на разборочном контейнере кожа, резина, остатки пищи, неразборные остатки бумаги, ветоши и пластмассы подаются на ленточный конвейер, который транспортирует эти материалы к дробилке крупного помола. После неё сырьё вместе с сырьём после сепаратора, пройдя через магнитный сепаратор, подаётся в дробилку мелкого помола и далее в пресс для получения топливных гранул.

Готовые топливные гранулы элеватором подаются в бункер, откуда насыпью транспортируются потребителю для сжигания в высокотемпературной зоне цементных печей при температуре не менее 1400⁰С. Полученные ресурсно-ценные материалы передаются на местные предприятия: «Вторчермет», «Вторцветмет», на бумажную фабрику, стеклозавод и др. Инертные материалы идут на захоронение. Для предотвращения выбросов в атмосферу газов системы вентиляции оборудованы угольными фильтрами, которые поглощают до 95 % вредных веществ.

Предлагаемые технологические и технические решения являются в настоящее время наиболее прогрессивными при работе с украинским смешанным мусором. Проведён расчёт основных элементов схемы сортировки, а именно □ барабанного сепаратора, ленточного конвейера и пластинчатого конвейера.

Преимущества предлагаемого технологического процесса

Внедрение данного технологического процесса сортировки и прессования ТБО позволяет получить значительный эколого-экономический эффект, который заключается в следующем: увеличивается срок эксплуатации полигона в 3-4 раза и уменьшаются его площади в 5-6 раз; происходит уменьшение биологической и химической активности брикетированных отходов, в результате снижается эмиссия газов, жидких стоков и исключается возможность самовозгорания. Устраняется разброс, вторичное пыление под действием ветра. Низкая влажность брикетированных отходов и высокая плотность брикетов, которая не допускает поглощение атмосферных осадков, способствует замедлению анаэробных процессов, в связи с чем уменьшается образование биогаза в единицу времени и загрязнение почвенных вод.

Значительно упрощается процесс эксплуатации полигона. Уменьшается на 75 % количество почвы для засыпки отходов и рекультивации полигона; в 6-8 раз сокращаются транспортные расходы по перевозке отходов из-за их высокой плотности. Для перевозки брикетов используются обычные грузовики с платформой, а не специализированные машины. Сохраняется возможность извлечения и дальнейшего использования вторичного сырья.

В этом случае при эксплуатации полигона не требуются катки для уплотнения мусора, уменьшается потребность в другой специальной технике, требуются только погрузчики и манипуляторы. Сокращение рабочей зоны разгрузки машин устраняет нелегальный ввоз мусора. Работа с брикетами ТБО более технологична, экологически безопасна и более эстетична, что имеет определённую социальную значимость.

Основные показатели комплекса: производительность, т/год – 120000; режим работы – двухсменный; количество обслуживающего персонала в 1 смену, чел ~ 40; установленная мощность, кВт ~ 750; расход природного газа, м³/час – 600; расход воды, м³/час – 0,15; занимаемая площадь, м² – 3000; площадь занимаемая площадкой приёма ТБО, м² ~ 1800; ориентировочная стоимость оборудования, грн. – 4 млн.

Выводы

Ввод в действие комплекса по сортировке и прессованию ТБО позволяет повернуть в производство: 40 000 тонн бумаги и картона; 4 684 тонны текстиля; 3 044 тонны полимерной плёнки; 2 844 тонны пластиковых бутылок; 5 404 тонны стекла; 2 664 тонны лома чёрных металлов; 1 100 тонн лома цветных металлов. Объём не утилизируемых отходов уменьшается на 40-85 %. Капитальные затраты на размещение комплекса составляют ориентировочно \$200/т, прибыль от реализации гранулятора оценивается в \$200-250/т. Расчётная рентабельность предприятия составляет 45 %, а срок его окупаемости с момента пуска – 2,4 года. Основной проблемой, тормозящей процесс переработки отходов в Украине в ресурсные формы, является отсутствие серийного отечественного оборудования,

обеспечивающего комплексную сортировку и переработку отходов, и недостаточная поддержка местных инициатив по раздельному сбору отдельных категорий отходов.

Проведённые автором маркетинговые исследования позволили определить примерный перечень предприятий-потребителей конечной продукции предлагаемого производства, а именно макулатуры, стеклобоя, полимеров, чёрных и цветных металлов.

Суммируя сказанное, можно утверждать, что комплекс сортировки и прессования ТБО – это не просто очередная идея для бизнеса, это реальная необходимость, обусловленная сложившимися условиями в г. Харькове. Это реальный проект и программа как в области защиты окружающей среды, так и в области повышения уровня экологического сознания и культуры у граждан нашего города и страны. Ведь только комплексный подход органов управления и населения при надёжной технологической и финансовой поддержке может обеспечить решение проблемы отходов в Украине.

Список литературы: 1. *Мищенко В.С.* Організаційно-економічний механізм поводження з відходами та шляхи його вдосконалення / В.С. Міщенко, Г.П.Виговська. – К.:Наукова думка, 2009. – 295с. 2. *Коваленко А.М.* Методология обращения с отходами: [монограф.] / Коваленко А.М. – Харьков: Підручник НТУ-ХПІ, 2010. – 207 с. 3. *Коваленко А.М.* Отходы в аспекте экологических проблем Украины/ А.М. Коваленко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – №5/5(41). – С. 45-49. 4. *Коваленко А.М.* Методологические аспекты защиты окружающей среды от отходов / А.М. Коваленко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №4/8. – С.28-32. 5. Твёрдые бытовые отходы. Технологии и оборудование. Проблемы и решения: [учеб.пособ. для студ. высш. учеб. завед.] / А.М. Касимов, А.М. Коваленко, В.Т. Семёнов, А.Н. Александров. – Харьков: ХНАГХ, 2006. – 301с. 6. *Касимов А. М.* Управление опасными промышленными отходами. Современные проблемы и решения / Касимов А. М., Тобажнянский Л. Л., Тошинский В. И. – Х.: Изд. Дом НТУ «ХПИ», 2009. – 500с. 7. *Пономарёв М. В.* Комментарий к ФЗ «Об отходах производства и потребления» / М. В. Пономарёв, Н. В. Кичигин, Н. А. Енисейская. – М.: Деловой двор, 2009. – 232с.

Поступила в редколлегию 12.10.2011

УДК 621.3.036:661.666.2

И.А. НАЗАРЕНКО, ассист., ЗГИА, Запорожье

К ВОПРОСУ О ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ ПЕКА

В работе рассмотрены вопросы, связанные с применением пека в качестве связующего вещества в графитовом производстве. Приведены и обобщены сведения о свойствах пека. Проведен анализ влияния температуры нагрева на основные теплофизические и технологические свойства пека различных марок.

Ключевые слова: пек, хинолин, вязкость.

У роботі розглянуті питання, зв'язані із застосуванням пеку у якості зв'язуючої речовини, в графітовому виробництві. Приведені і узагальнені відомості про властивості пека. Проведений аналіз впливу температури нагріву на основні теплофізичні і технологічні властивості пека різних марок.

Ключові слова: пік, хінолін, в'язкість.

Questions, with the use of pitch as a connective matter in a graphite production, are in-process considered. Resulted and generalized taking about properties of pitch. The analysis of influence of temperature of heating on basic thermophysical and technological properties of pitch of different brands is conducted.

Keywords: stove, quinoline, viscosity

1. Характеристики пеков, производимых в СНГ

Одним из основных потребителей графитированных электродов является электросталеплавильная промышленность. Повышение требований к качеству электродов для мощных сталеплавильных печей и эксплуатации их при больших токовых нагрузках влечет за собой и более высокие требования к качеству каменноугольного пека. Каменноугольный пек является единственным видом связующего компонента для производства анодной массы, графитированных электродов, конструкционных и других материалов. На сегодняшний день технические характеристики каменноугольного электродного пека должны соответствовать требованиям ГОСТ-10200-83 (таблица №1). В соответствии с этими требованиями пек выпускают трех марок А, Б, В, которые различаются по температуре размягчения [1].

Таблица 1. Пек каменноугольный электродный ГОСТ 10200-83

Показатели	Нормы для марок			
	А	Б	Б ₁	В
1. Внешний вид	Расплавленный пек или твердый в виде гранул			
2. Температура размягчения, °С	65-70	67-73	72-76	85-90
3. Массовая доля веществ, нерастворимых в толуоле, %	24-28	25-31	26-31	≥ 31
4. Массовая доля веществ, нерастворимых в хинолине, %	7	8	10	12
5. Выход летучих веществ, %	59-63	58-62	≤ 59	53-57
6. Зольность, %, не более	0,3	0,3	0,3	0,3
7. Массовая доля воды в твердом пеке, %, не более	4,0	4,0	4,0	4,0

Выход коксового остатка обуславливает качество изделий – их пористость, механическую прочность, влияет на расходный коэффициент сырья на единицу готовой продукции, поэтому для получения анодной массы высшего сорта необходимо использовать пек с высоким выходом кокса (65-69%). Содержание золы должно быть не более 0,5%, т.к зольность сказывается на зольности готовой продукции. Чем выше температура размягчения и ниже зольность, тем лучшим сырьем для коксования считается пек. Так, температура размягчения характеризует пластические свойства пека, ею определяется температурный режим процесса производства электродных изделий на разных стадиях.

В качестве связующего вещества при производстве анодной массы применяется также среднетемпературный пек, полученный из смолы повышенной пиролизованности в непрерывном процессе дистилляции. Качество этого пека регламентируется требованиями ТУ 14-7-83-86. Качество пеков для

других целей (кроме электродного пека) регламентирует ГОСТ 1038-75. Он предполагает получение среднетемпературного пека марок А и Б, а также высокотемпературного пека для получения пекового кокса.

На смолоперерабатывающих заводах вырабатывается, в основном, среднетемпературный пек и в меньших количествах — низкотемпературный. Последний, используется для приготовления жидких топлив, дорожных дегтей или самостоятельно используется в дорожном строительстве. Среднетемпературный пек марок А и Б в больших количествах используется при производстве разнообразных видов топлив, при брикетировании угля, в производстве строительных материалов, ленточной массы для доменных печей. Наряду со среднетемпературным пекком при изготовлении электроугольных изделий и углеродистых конструкционных материалов в качестве связующего применяют высокотемпературный пек (температура размягчения выше 100°С). Он должен соответствовать требованиям ТУ 14-6-84-72. Характеристики высокотемпературных пекков производимых на ряде предприятий СНГ представлены в таблице 2.

Таблица 2. Характеристики высокотемпературного пека, производимого в СНГ

Предприятие	Температура размягчения, °С	Содержание фракций, %		Выход летучих, %	Коксовый остаток, %
		α_1	α_2		
Запорожкокс	140	29,6	17,2	50,5	64,2
Северсталь	142	30,3	18,4	48,8	66,3
Миттал Стил Темиртау	140	30,5	14,0	54,6	60,8

В электродном производстве для пропитки графитовых электродов применяют каменноугольный пропиточный пек, соответствующий требованиям ТУ 14-7-70-80 [2]. Регламентируются также требования к высокотемпературному пекку, применяемому для доменных огнеупорных масс (ТУ 14-6-128-75) и для производства анодной массы (ТУ 14-6-65-85). Таким образом, регламентируются несколько марок высокотемпературного пека, используемого при производстве различных видов продукции: для выпуска пекового кокса, в качестве связующего при выпуске анодной массы, конструкционных и углеграфитовых изделий, доменных и огнеупорных масс.

2. Технологические и теплофизические свойства пекков

Наиболее важными для технологических целей свойствами пека являются плотность, вязкость, поверхностное натяжение, смачиваемость, термостабильность, спекаемость, а также способность давать коксовый остаток. Эти свойства у пекков с разной температурой размягчения (от 60 до 300° С) неодинаковы и зависят от качества сырья и условий получения пека [3].

Различия в условиях получения и характеристике сырья особенно отражаются на таких показателях, как плотность, выход веществ, нерастворимых в толуоле и хинолине. При этом пеки с одинаковой температурой размягчения, но полученные в не идентичных условиях — при разных температурах, давлении,

продолжительности нагрева и т.п. - могут иметь различную плотность и величину нерастворимого остатка.

Плотность каменноугольных пеков, полученных в аналогичных условиях, изменяется с повышением температуры размягчения по практически линейному закону (рис. 1) [4]. С повышением температуры нагрева подобная линейная зависимость плотности от температуры размягчения пека сохраняется. Как показано на рисунке 2, прямые плотности пеков при этом смещены параллельно друг другу [4].

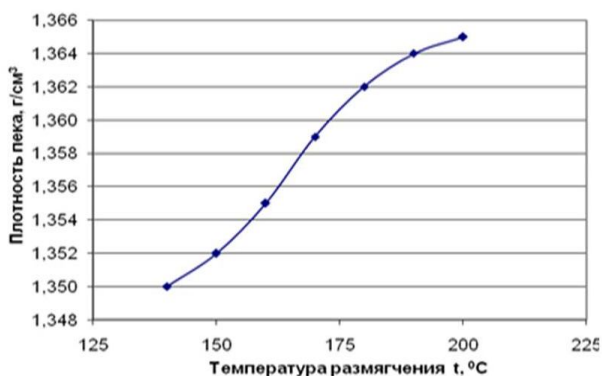


Рис. 1. Зависимость плотности пека от температуры размягчения

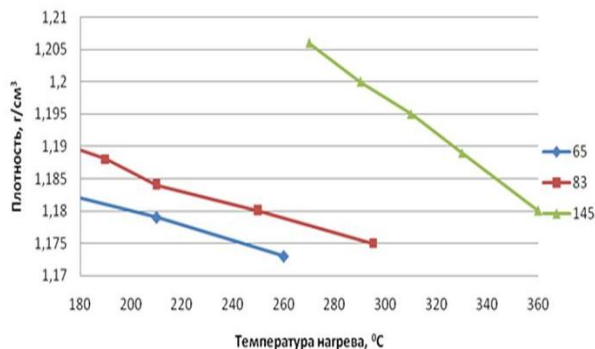


Рис. 2. Зависимость плотности марок пеков с различной температурой размягчения от температуры нагрева

Для получения максимального количества изделий на единицу объема связующего желательно иметь пек большой плотностью ($\rho \geq 1,18$ г/см³). Плотность пека также характеризует его способность к коксообразованию.

Весьма важное для практики и, представляющее теоретический интерес, свойство пека — вязкость. Знание ее необходимо для изучения распределения связующего материала при смешении с наполнителем, а также в процессе прессования электродных изделий [4]. Вязкость каменноугольного пека независимо от температуры размягчения определяется температурой нагрева и свойствами пека, причем для вязкости характерно резкое изменение значений в определенных температурных интервалах нагрева (рис. 3).

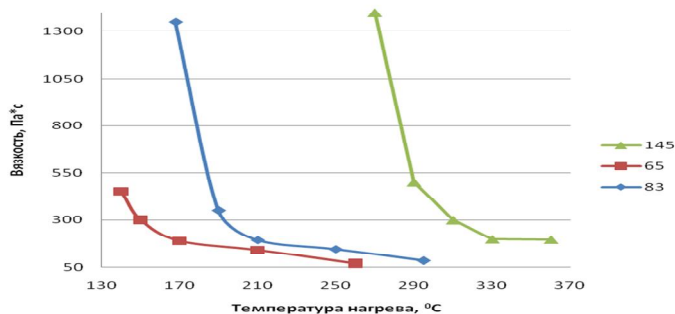


Рис. 3. Зависимость вязкости пеков с различной температурой размягчения от температуры нагрева

Важно, чтобы связующее вещество имело надлежащую вязкость в аноде, т.е. чтобы вещество было достаточно текучим при низкой температуре и, в то же время, достаточно вязким при самой высокой температуре, чтобы связующее не стекало с частиц углеродистого материала

Каменноугольный пек может находиться в различных структурно-реологических состояниях. Например, пек с температурой размягчения 65-90°C при низких температурах 80-170°C представляет собой пластично-текучую массу, текучесть которой ограничивается определенным интервалом текучести и эффективной вязкостью. При повышении температуры нагрева и механическом

воздействии пек переходит в состояние жидкости Ньютона, текучие свойства которого определяются только вязкостью.

Температурная зависимость вязкости пеков подчиняется уравнению Аррениуса [5].

При производстве электродных изделий и анодных масс, в процессе смешения сухой шихты и пека многие явления, происходящие на границе раздела фаз, определяются поверхностными свойствами связующего (рис. 4). С ростом

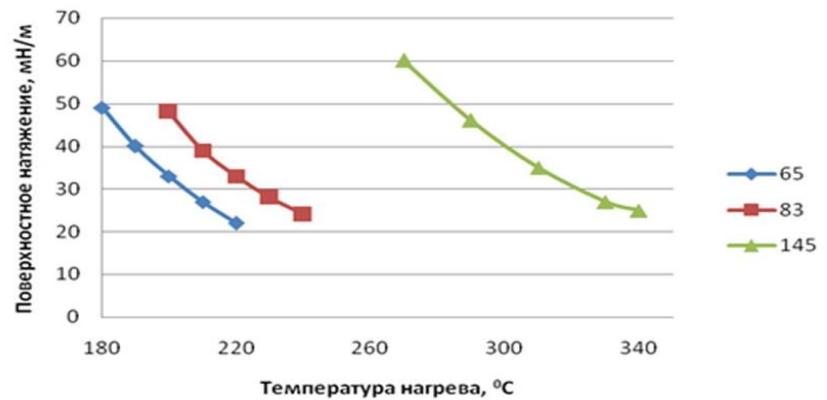


Рис. 4. Зависимость поверхностного натяжения пеков с различной температурой размягчения от температуры нагрева

температуры размягчения поверхностное натяжение пека повышается.

Капиллярное давление, так же как и поверхностное натяжение, в процессе нагревания пеков изменяется неравномерно. Оно характеризует степень пропитки связующим материалом компонентов шихты (например, анодной массы). С повышением температуры размягчения пеков капиллярное давление меньше, что обуславливает и худшую пропитываемость, которая может приводить к увеличению прослойки связующего между зёрнами углеродистого материала [4]. Другие исследователи [5] считают, что с изменением температуры нагрева коэффициент поверхностного натяжения пеков изменяется линейно. По-видимому, это противоречие объясняется различиями в способах определения поверхностного натяжения.

Пек относится к плохим тепловым проводникам, что видно из приведенных в таблице 4 значений коэффициента теплопроводности λ , Вт/(м·К) [4].

Таблица 4. Зависимость коэффициента теплопроводности высокотемпературного пека от температуры нагрева

$t_n, ^\circ\text{C}$	68,8	168,0	202,2	270,0
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	0,1316	0,1546	0,1605	0,1697

Данное теплофизическое свойство непосредственно влияет на процесс нагрева пека в емкости при его хранении. Низкие значения коэффициента теплопроводности (0,16 Вт/(м·К)) даже при высоких температурах нагрева (200 °С) приводят к низкой интенсивности процесса передачи теплоты в резервуарах. Поэтому необходимо разрабатывать мероприятия по интенсификации теплообмена в резервуарах хранения высоковязких жидкостей. К таким мероприятиям можно отнести циркуляционный нагрев.

Теплоемкость пека также невелика, о чем свидетельствуют данные таблицы 5. [4].

Таблица 5. Зависимость теплоемкости (c_p) пеков от температуры нагрева (t_n) и размягчения

Температура размягчения, °C					
63		98,3		154,4	
t_n , °C	c , Дж/(кг·K)	t_n , °C	c , Дж/(кг·K)	t_n , °C	c , Дж/(кг·K)
88,3	1358	127,7	1550	195,0	1693
111,1	1492	146,0	1571	211,7	1697
132,2	1550	167,7	1693	237,8	1845
150,6	1659	196,0	1772	256,7	1894
171,7	1760	206,7	1835	277,7	1957
191,7	1814	217,2	1877	294,4	2045
212,2	1860	225,5	1990	317,7	2011

Невысокие значения теплоемкости пеков различных марок, ведут к повышению энергозатрат для поддержания постоянной температуры пека, которая регламентируется технологическими условиями и маркой пека. Как следствие, необходимо разрабатывать технические решения по поддержанию заданной температуры: применение современной теплоизоляции или применить другой вид нагрева электронагрев или циркуляционный.

У пека нет точной температуры плавления, ее заменяет температурный интервал размягчения, т.е переход из твердого состояния в жидкое.

Этот интервал находится между температурой, при которой пек теряет свою хрупкость, и температурой переход в жидкое состояние: он составляет 30-40 °C для среднетемпературного и 60-70 °C для высокотемпературного пека.

Одно из характерных свойств пека – текучесть при температурах ниже

температуры размягчения. Изменение текучести в зависимости от температуры нагрева представлено на рис. 5 [4].

Из прочих свойств пека, имеющих практическое значение, можно отметить температуру вспышки, которая возрастает с повышением температуры размягчения. Для среднетемпературных пеков она составляет 200-250 °C, а для высокотемпературных пеков 360-400 °C [5].

Выводы

Многообразие областей применения пеков определяет и различающиеся требования к его качеству. Что бы связующее не стекало с частиц углеродистого материала, поэтому предпочитается пек с низким температурным коэффициентом вязкости. Важно, чтобы пек сильно не дымил в оболочке анода,

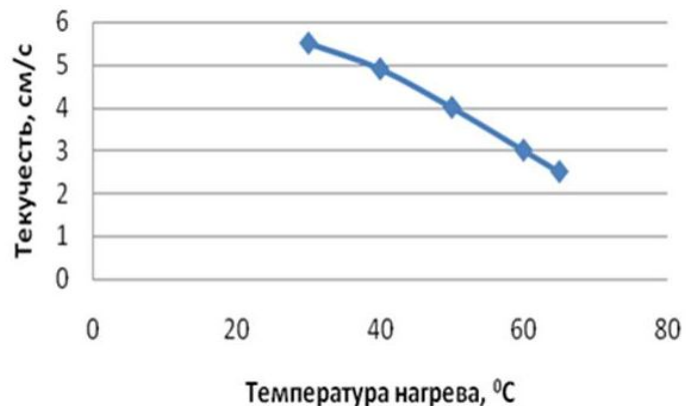


Рис. 5. Изменение текучести в зависимости от температуры нагрева

для чего обычно ограничивается количество летучего материала (не более 60%), которое отгоняется из пека при температуре ниже 300° С.

Для получения максимального количества изделий на единицу объема связующего желательнее иметь пек большой плотностью и ($\rho \geq 1,18 \text{ г/см}^3$) и с высоким выходом кокса (65-69%). Содержание золы должно быть не более 0,5% и влаги не более 3%. Каменноугольные пеки из смол, получаемых при коксовании угля при высокой температуре, соответствуют всем указанным выше требованиям и наиболее подходят для применения в качестве связующего. Все приведенные показатели отражают технологические свойства пека, определяющие его поведение при использовании в качестве электродного связующего.

Таким образом, важно обеспечить постоянство требуемых теплофизических и технологических свойств пека путем создания соответствующего температурного режима при его хранении и транспортировке. Несоблюдение данных требований приведет к ухудшению качества конечной продукции.

Список литературы: 1. Обзор рынка каменноугольного пека в СНГ [Электронный ресурс].— Режим доступа : \www/ URL: <http://infomine.ru> - 10.09.2010 г. — Загл. с экрана. 2. Санников А.К. Экономика и производство углеграфитовых изделий./ Санников А.К., Бабенко Э.М., Гладышева Л.Н., Левин И.С. Челябинск: Южно – Уральское книжное изд-во, 1969. - 164с. 3. Авдеенко М.А. Конструкционные материалы и изделия на основе углерода. /Авдеенко М.А., Белогорский В.Д, Багров Г.Н. и др. М.: Металлургия, 1970. – 64с. 4. Привалов В. Е. Каменноугольный пек./ В. Е. Привалов, М. А.Степаненко. М.: Металлургия, 1981. – 387с. 5. Хайрудинов И.Р. и др. Опыт производства и применения нефтяных пеков. Тематический обзор. М.: ЦНИИТЭНеф-техим, 1994. - 48 с.

Поступила в редколлегию 13.10.2011

УДК 622.793.5;669.2

Т.О. ШАБЛИЙ, канд. техн. наук, доц., НТУУ “КПІ”, Київ

В.В. РИСУХІН, директор ТОВ «Технології природи», Алчевськ

М.Д. ГОМЕЛЯ, докт. техн. наук, проф., зав. каф., НТУУ “КПІ”, Київ

ОЧИЩЕННЯ МІНЕРАЛІЗОВАНИХ СТИЧНИХ ВОД ВІД СУЛЬФАТІВ ТА ЇХ ПОМ’ЯКШЕННЯ

Приведено результати досліджень по очищенню розчинів від сульфатів з одночасним пом’якшенням води при використанні вапна та металевого алюмінію. Показано, що при високій ефективності очищення води від сульфатів перевагою методу є відсутність вторинного забруднення води при невисокій витраті реагентів.

Ключові слова: сульфати, металевий алюміній, мінералізовані води, пом’якшення води

Приведены результаты исследований по очистке растворов от сульфатов с одновременным умягчением воды при использовании извести и металлического алюминия. Показано, что при высокой эффективности очистки воды от сульфатов преимуществом метода является отсутствие вторичного загрязнения воды при невысоком расходе реагентов.

Ключевые слова: сульфаты, металлический алюминий, минерализованные воды, умягчение воды

The results of studies of sulphates removal from the solutions with the simultaneous softening of water using lime and aluminium metal are given. It is shown that with the high efficiency of water purification from sulphates the advantage of this method is the absence of secondary pollution of water while consumption of reagents is low.

Key words: sulphate, aluminium metal, mineralized water, water softening

1. Вступ

В гірничодобувній, нафтогазовій та хімічній промисловості, на підприємствах чорної та кольорової металургії, теплоенергетики та комунальних господарствах актуальною є проблема очищення стічних вод від сульфатів, їх демінералізація.

Підприємства вугільної промисловості відкачують великі об'єми шахтних вод. В гідрологічну мережу скидається близько $3\div 10$ м³ шахтних вод на тону здобутого вугілля. Проблема не вирішується і при закритті шахт. Надлишкові шахтні води відкачуються і з непрацюючих шахт.

Великі об'єми мінералізованих вод утворюються і на інших підприємствах внаслідок утворення стоків різних концентрацій, забруднених мінеральними солями. Це технологічні води, регенераційні розчини іонообмінного пом'якшення води, концентрати термічного та баромембранного опріснення води, нейтралізовані травильні розчини та багато інших.

Внаслідок техногенного впливу поверхневі водойми в промислових регіонах характеризуються високим рівнем мінералізації, лужності та жорсткості. При цьому в більшості випадків спостерігається підвищений вміст сульфатів, що обумовлено окисленням піриту та інших сульфідів, які присутні в більшості випадків в породах, що видобуваються з шахт.

Тому проблема очищення води від сульфатів та її пом'якшення для забезпечення ефективної демінералізації є досить актуальною.

2. Постановка проблеми, мета роботи

На сьогодні опубліковано багато робіт, присвячених очищенню води від сульфатів. Найбільш перспективними з них є реагентні методи, тому що інші процеси, такі як іонний обмін, зворотній осмос, дистиляція призводять до утворення високомінералізованих концентратів, що скоріше ускладнює проблему, а не вирішує.

Серед реагентних методів найбільш перспективними є способи, які ґрунтуються на виділенні сульфатів у вигляді малорозчинних гідроксосульфоалюмінатів кальцію, що утворюються при обробці води вапном та гідроксохлоридами алюмінію [1-4], гідроксосульфатом алюмінію [5], алюмінатом натрію [4] або аморфним свіжевисадженим гідроксидом алюмінію [6].

Головним недоліком використання алюмінату натрію та хлориду або гідроксохлоридів алюмінію є вторинне забруднення води іонами натрію або хлоридами. В разі використання гідроксосульфату алюмінію витрата вапна та коагулянту зростає більше як на 70 % через необхідність вилучення сульфатів, що вносяться з коагулянтом. Використання аморфного свіжевисадженого гідроксиду алюмінію передбачає суттєве ускладнення процесу через необхідність гідролізу солей алюмінію при отриманні його гідроксиду та відділення

останнього з водного розчину. Крім того, виникає проблема утилізації засолених розчинів, які утворилися при отриманні аморфного гідроксиду алюмінію.

В усіх випадках поза увагою залишилися процеси пом'якшення води, хоча вони відіграють значну роль при її демінералізації.

Тому метою даної роботи було вивчення процесів очищення води від сульфат-іонів при одночасному її пом'якшенні без внесення вторинних іонів у розчин, а також визначення умов ефективної демінералізації води.

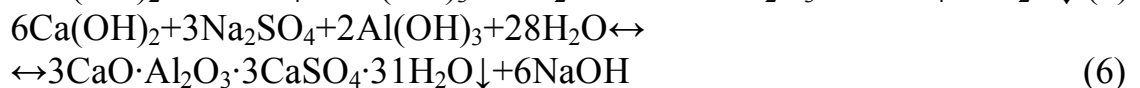
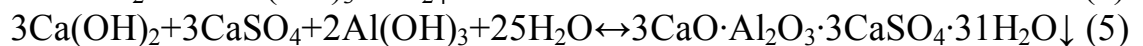
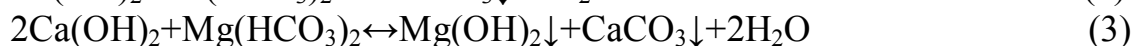
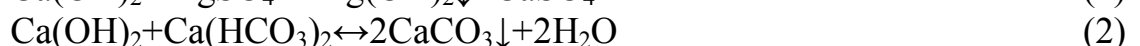
3. Виконання досліджень, аналіз отриманих результатів

При проведенні досліджень використовувались концентрати нанофільтраційного очищення мінералізованих вод (Ісакіївське водосховище, м. Алчевськ) та модельні розчини із вмістом сульфатів 29-65 мг-екв/дм³, жорсткістю 21,5-36,0 мг-екв/дм³, лужністю 7,5-19,0 мг-екв/дм³. Для обробки води використовували вапно у вигляді суспензії із чітко визначеною концентрацією активного компоненту за жорсткістю та лужністю. Концентрацію сульфатів контролювали фотометричним методом, жорсткість та лужність за стандартними методиками.

Воду обробляли розрахованою кількістю вапна та додавали до неї наважку металевого алюмінію у вигляді фольги. Розчин перемішували протягом 2^x годин при температурі 20-25 °С. Осад відстоювали та відділяли від води на фільтрі. Освітлену воду аналізували на вміст сульфатів, визначали жорсткість, гідратну та загальну лужність. В ряді випадків освітлену воду нейтралізували СО₂ (рН 7,0÷8,0), фільтрували і аналізували на вміст сульфатів, іонів жорсткості, визначали гідратну та загальну лужність.

В даному випадку очищення води від сульфатів відбувається за рахунок висадження останніх у вигляді гідрокосульфоалюмінатів кальцію загального складу 3CaO·Al₂O₃·3CaSO₄·31H₂O [5].

При цьому протікають наступні реакції:



Тому при розрахунках витрати вапна слід враховувати процеси пом'якшення води (реакції 1-3) та процеси вилучення сульфатів (реакції 5,6). Витрату металевого алюмінію розраховували, виходячи з процесів, що описуються реакціями (4-6).

Результати очищення розчину від сульфатів вапном та металевим алюмінієм приведено в таблиці 1.

Як видно з табл.1, ефективність очищення води від сульфатів зростає із збільшенням дози вапна та витрати металевого алюмінію. Очевидно, що висадження гідрокосульфоалюмінату кальцію покращується при певному надлишку реагентів, що зміщує рівновагу реакції (5) вправо. Проте при

збільшенні витрати реагентів зростає жорсткість та лужність води, що в основному обумовлено надлишком вапна. Хоча в цілому відмічено значне пом'якшення води в основному за рахунок гідролізу іонів магнію (реакції 1,3) та частково за рахунок висадження карбонату кальцію. Ступінь пом'якшення води сягає 55-86 %. Ступінь вилучення сульфатів сягає 48-86 %.

Таблиця 1. Вплив дози вапна та металевого алюмінію на ефективність вилучення сульфатів та іонів жорсткості при обробці розчину ($[SO_4^{2-}] = 29$ мг-екв/дм³; Ж=21,5 мг-екв/дм³; $[Ca^{2+}] = 1,75$ мг-екв/дм³; $[Mg^{2+}] = 19,75$ мг-екв/дм³; Л=9,0 мг-екв/дм³)

вапном та алюмінієм

№	Доза CaO, мг-екв/дм ³	Доза металевого алюмінію, мг/дм ³	SO ₄ ²⁻ , мг-екв/дм ³		Ж, мг-екв/дм ³	Лужність, мг-екв/дм ³ (ОН ⁻ ; загальна)	Ступінь вилучення іонів SO ₄ ²⁻ , %	Ступінь пом'якшення, %
			мг-екв/дм ³	мг/дм ³				
1	99,25	260,0	17,92	860	7,5	15,2; 23,5	38,2	65,1
2	128,25	260,0	20,31	975	19,0	29,5; 40,0	30,0	11,6
3	157,25	260,0	14,90	715	10,0	28,5; 45,0	48,6	53,5
4	99,25	520,0	15,2	730	3,0	12,5; 35,0	47,6	86,0
5	110,85	520,0	12,2	585	3,6	6,0; 29,0	57,9	83,3
6	128,25	520,0	13,8	664	7,0	13,0; 31,0	52,4	67,4
7	146,65	520,0	13,4	643	8,1	16,5; 29,0	53,8	62,3
8	157,25	520,0	13,9	699	9,0	19,5; 33,0	52,1	58,1
9	168,85	520,0	4,1	195	9,5	24,5; 36,0	85,9	55,8

Обидва показники покращуються при обробці очищеної води вуглекислим газом (табл. 2, рис. 1). Насамперед слід відмітити, що при обробці розчину вуглекислим газом значно знизилась жорсткість води до значень 0,7÷3,1 мг-екв/дм³ за рахунок висадження карбонату кальцію. Ступінь пом'якшення сягає 85,6÷96,7 %.

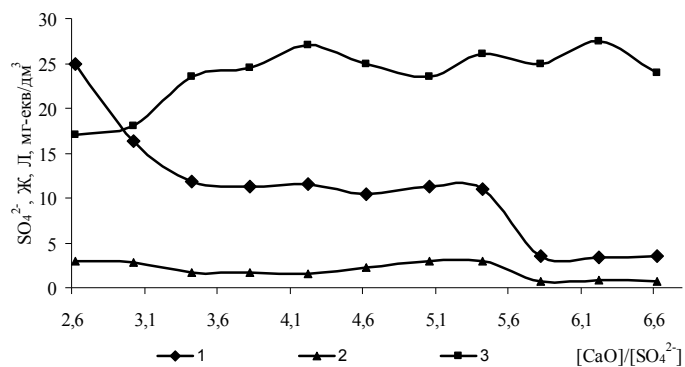


Рис. 1. Залежність залишкової концентрації сульфатів (1), жорсткості (2) та лужності (3) модельного розчину ($[SO_4^{2-}] = 29,0$ мг-екв/дм³; Ж=21,5 мг-екв/дм³; $[Ca^{2+}] = 1,8$ мг-екв/дм³; $[Mg^{2+}] = 19,7$ мг-екв/дм³; Л=19,0 мг-екв/дм³) від відносної витрати вапна $[CaO]/[SO_4^{2-}]$ при концентрації металевого алюмінію 520 мг/дм³ при обробці розчину CO₂

В очищеній воді відсутня гідратна лужність, яка, очевидно, була обумовлена надлишком гідроксиду кальцію. Проте загальна лужність залишилась досить високою. Це на перший погляд дивно, тому що, на відміну від алюмінату натрію, з металевим алюмінієм не відбувається внесення луку в розчин. Але насправді підвищення лужності в розчині при висадженні сульфатів пояснюється реакціями

(5) та (6). При осадженні сульфат-аніонів, протиіонами яких є іони жорсткості (реакції 1 та 5), не відбувається підлучення води. В разі осадження сульфатів при наявності сульфату натрію (реакція 6) утворюється луг в кількості, пропорційній концентрації сульфату натрію.

Якщо взяти розчин, використаний при отриманні результатів, приведених в табл. 2, то шляхом нескладних розрахунків можна визначити, що вміст сульфату натрію в ньому буде приблизно 26,5 мг-екв/дм³. Очевидно, що приблизно така ж кількість гідроксиду натрію утвориться при висадженні сульфатів, або така ж кількість гідрокарбонату натрію утвориться при обробці розчину вуглекислим газом. Загальна лужність буде нижчою при неповному вилученні сульфатів.

Таблиця 2. Вплив дози вапна та металевого алюмінію на ефективність вилучення сульфатів та іонів жорсткості при обробці розчину ($[SO_4^{2-}] = 29$ мг-екв/дм³; $J = 21,5$ мг-екв/дм³; $[Ca^{2+}] = 1,8$ мг-екв/дм³; $[Mg^{2+}] = 19,7$ мг-екв/дм³; $L = 19,0$ мг-екв/дм³) вапном, алюмінієм та CO₂

№	Доза CaO ₃ , мг-екв/дм ³	Доза металевого алюмінію, мг/дм ³	SO ₄ ²⁻ , мг- екв/дм ³		Ж, мг-екв/дм ³	Лужність, мг-екв/дм ³ (ОН ⁻ ; загальна)	Ступінь вилучення іонів SO ₄ ²⁻ , %	Ступінь пом'якшення, %
			мг- екв/дм ³	мг/дм ³				
1	76,05	260	27,92	1340	3,1	0,0; 15,9	3,7	85,6
2	87,65	260	19,31	927	2,4	0,0; 18,4	33,4	88,8
3	99,25	260	20,30	974	3,3	0,0; 22,7	30,0	84,7
4	110,85	260	14,90	715	1,9	0,0; 24,5	48,7	91,2
5	128,25	260	12,70	610	2,8	0,0; 23,6	56,2	87,0
6	157,25	260	15,10	725	1,8	0,0; 25,1	47,9	91,6
7	168,85	260	13,21	634	2,4	0,0; 24,8	54,4	88,8
8	76,05	390	25,33	1216	2,2	0,0; 17,3	12,7	89,8
9	99,25	390	14,67	704	2,0	0,0; 22,7	49,4	90,7
10	110,85	390	12,30	590	1,6	0,0; 23,6	57,6	92,6
11	128,25	390	11,92	572	1,7	0,0; 24,8	58,9	92,1
12	157,25	390	10,95	527	2,4	0,0; 25,1	62,2	88,8
13	76,05	520	25,0	1200	3,0	0,0; 17,0	13,8	86,0
14	87,65	520	16,4	786	2,8	0,0; 18,0	43,4	87,0
15	99,25	520	11,8	569	1,7	0,0; 23,5	59,3	92,1
16	110,85	520	11,2	540	1,7	0,0; 24,5	61,4	92,1
17	122,45	520	11,5	550	1,5	0,0; 27,0	60,3	93,0
18	134,05	520	10,4	500	2,2	0,0; 25,0	64,1	89,8
19	146,65	520	11,2	536	3,0	0,0; 23,5	61,4	86,0
20	157,25	520	11,0	529	3,0	0,0; 26,0	62,1	86,0
21	168,85	520	3,5	170	0,7	0,0; 25,0	87,9	96,7
22	180,45	520	3,4	165	0,8	0,0; 27,5	88,3	96,3
23	192,05	520	3,5	170	0,7	0,0; 24,0	87,9	96,7

Як видно з табл. 2, отримані експериментально результати по лужності близькі до розрахованих.

Цікаво відмітити, що при обробці води вуглекислим газом до певної міри зростає ефективність вилучення сульфатів (табл. 1,2; рис. 1). Очевидно, це обумовлено зміщенням рівноваги реакції (6) вправо при підкисленні розчинів.

При вивченні процесів очищення води від сульфатів було проведено оцінку впливу температури та перемішування на ефективність вилучення сульфатів та пом'якшення води (рис. 2).

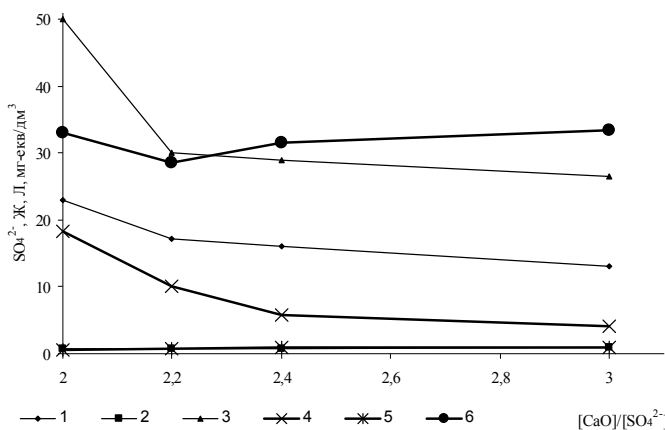


Рис.2. Залежність залишкової концентрації сульфатів (1,4), жорсткості (2,5) та лужності (3,6) від відносної витрати вапна $[CaO]/[SO_4^{2-}]$ при концентрації металевого алюмінію 702 мг/дм^3 в умовах термостатування $T=60^\circ\text{C}$ (1,2,3) та за умов перемішування при $T=20^\circ\text{C}$ (4,5,6) при обробці модельного розчину ($[SO_4^{2-}]=52,0 \text{ мг-екв/дм}^3$; $Ж=13,0 \text{ мг-екв/дм}^3$; $[Ca^{2+}]=3,5 \text{ мг-екв/дм}^3$; $[Mg^{2+}]=9,5 \text{ мг-екв/дм}^3$; $Л=7,5 \text{ мг-екв/дм}^3$) вапном в присутності алюмінію та при обробці розчину CO_2 після висадження сульфатів

Як видно з рис. 2, при обробці води вапном та алюмінієм при температурі 60°C без перемішування процес висадження сульфатів проходить менш ефективно, аніж при перемішуванні при 20°C . Очевидно це обумовлено утворенням осаду на поверхні металевих пластинок за відсутності перемішування. Також, очевидно, що лімітуючою стадією даного гетерогенного процесу є дифузія реагентів і води до поверхні твердої фази з розчину. Слід відмітити, що залишкоа жорсткість води в обох випадках була на рівні $0,6\div 1,0 \text{ мг-екв/дм}^3$, лужність в межах розрахованих значень – $30\div 40 \text{ мг-екв/дм}^3$. Перевага запропонованого методу суттєво зростає в порівнянні з розробленими раніше [1-5] в разі, коли збільшується концентрація сульфатів в розчині. Адже із збільшенням концентрації сульфатів

зростає витрата коагулянтів.

При певних витратах реагентів концентрація вторинних забруднень – хлоридів, іонів натрію - буде перевищувати допустимий рівень. В той же час з металевим алюмінієм не вносяться ні хлориди, ні натрій, а ефективність вилучення сульфатів є досить високою (табл. 3).

В даному випадку при початковій концентрації сульфатів 65 мг-екв/дм^3 (3120 мг/дм^3) їх залишковий вміст в ряді дослідів нижче 100 мг/дм^3 . Іще більше випадків, коли концентрація сульфатів $<500 \text{ мг/дм}^3$. В цілому, як і в попередніх дослідях, ефективність очищення розчину від сульфатів зростає із підвищенням витрати вапна при збільшенні дози алюмінію. Жорсткість та лужність очищеної води визначались ефективністю обробки води вуглекислим газом та вмістом у воді сульфату натрію. Про вплив даного процесу на ефективність очищення даного розчину можна судити по результатах, приведених на рис. 3.

Таблиця 3. Вплив дози вапна та металевого алюмінію на ефективність вилучення сульфатів та іонів жорсткості при обробці розчину ($[\text{SO}_4^{2-}] = 65$ мг-екв/дм³; Ж=36,0 мг-екв/дм³; $[\text{Ca}^{2+}] = 3,2$ мг-екв/дм³; $[\text{Mg}^{2+}] = 32,8$ мг-екв/дм³; Л=10 мг-екв/дм³) вапном, алюмінієм та CO₂

№	Доза СаО, мг-екв/дм ³	Доза металевого алюмінію, мг/дм ³	[SO ₄ ²⁻]		Ж, мг-екв/дм ³	Л, мг-екв/дм ³ (ОН; загальна)	Ступінь вилучення іонів SO ₄ ²⁻ , %	Ступінь пом'якшення, %
			мг-екв/дм ³	мг/дм ³				
1	166	585,0	27,75	1332	3,5	21,6	57,3	90,3
2	218	585,0	19,43	933	3,4	27,4	70,1	90,6
3	270	585,0	17,53	841	4,1	28,9	73,0	88,6
4	332	585,0	14,35	689	2,9	34,7	77,9	91,9
5	374	585,0	11,7	562	3,0	35,0	82,0	91,7
6	166	877,5	21,25	1020	2,0	0,0; 22,5	67,3	94,4
7	218	877,5	17,71	850	2,4	0,0; 28,0	72,8	93,3
8	270	877,5	13,54	650	1,1	0,0; 29,0	79,2	96,9
9	332	877,5	9,69	465	1,8	0,0; 32,0	85,1	95,0
10	374	877,5	1,88	90	3,8	0,0; 37,0	97,1	77,8
11	166	1170,0	14,94	717	1,1	0,0; 29,0	77,0	96,9
12	218	1170,0	14,12	678	4,8	0,0; 32,0	78,3	86,7
13	270	1170,0	14,38	690	3,0	0,0; 39,0	77,9	91,7
14	322	1170,0	13,33	640	4,9	0,0; 39,0	79,5	86,4
15	374	1170,0	16,10	773	2,6	0,0; 31,5	75,2	92,8
16	166	1462,5	5,73	275	0,8	0,0; 34,0	91,2	97,8
17	218	1462,5	4,48	215	1,2	0,0; 36,0	93,1	96,7
18	270	1462,5	1,22	59	1,6	0,0; 40,0	98,1	95,6
19	332	1462,5	0,65	31	3,7	0,0; 46,0	99,0	89,7
20	374	1462,5	4,74	228	2,7	0,0; 38,5	92,7	92,5
21	166	1755,0	5,00	240	1,5	0,0; 40,0	92,3	95,8
22	218	1755,0	3,33	160	1,5	0,0; 38,0	94,9	95,8
23	270	1755,0	0,73	35	4,3	0,0; 41,0	98,9	88,1
24	332	1755,0	0,42	20	2,8	0,0; 50,0	99,4	92,2
25	374	1755,0	0,42	20	4,3	0,0; 52,0	99,4	88,1
26	426	1755,0	0,43	21	4,9	0,0; 61,0	99,3	86,4

Як видно з рисунку, при обробці води вуглекислим газом відбувається не лише значне зниження жорсткості та лужності розчину (криві 3,4 та 5,6), але і суттєве підвищення ефективності вилучення сульфатів. При цьому відмічено зниження концентрації сульфатів до 1,73-7,91 мг-екв/дм³. Якщо покращення пом'якшення води та зниження лужності води можна пояснити зв'язуванням надлишку вапна в нерозчинний карбонат кальцію, то підвищення ефективності вилучення сульфатів можна пояснити зниженням гідратної лужності води, що сприяє кращому зв'язуванню сульфатів із розчину натрію.

Таким чином, запропонований метод дозволяє успішно вирішувати проблему реагентного очищення води від сульфатів та іонів жорсткості без вторинного забруднення води.

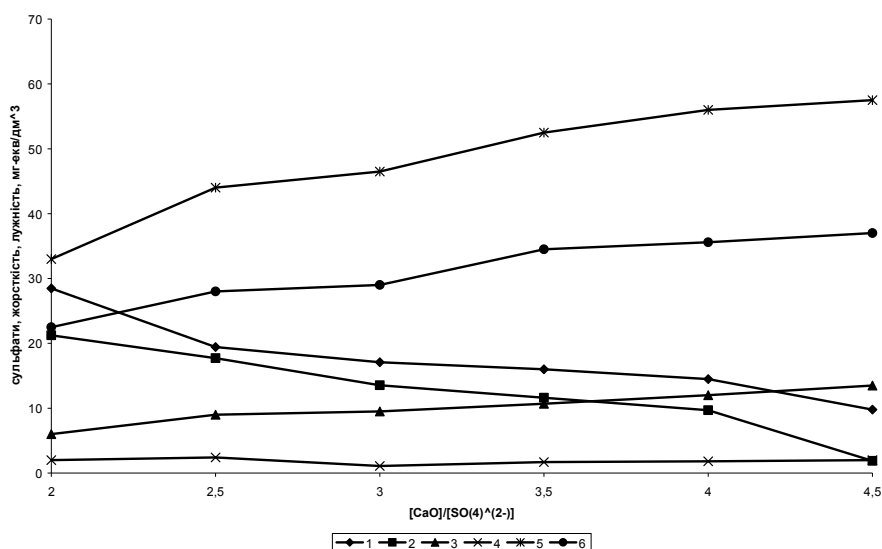


Рис. 3. Вплив витрати вапна по відношенню до кількості сульфатів в розчині ($[SO_4^{2-}] = 65,0$ мг-екв/дм³; $J = 36,0$ мг-екв/дм³; $L = 10,9$ мг-екв/дм³) $[CaO]/[SO_4^{2-}]$ на залишкові концентрацію сульфатів (1,2), жорсткість (3,4) та лужність (5,6) в разі обробки модельного розчину вапном при дозі алюмінію $877,5$ мг/дм³ без нейтралізації (1,3,5) та з нейтралізацією розчину з допомогою CO_2 (2,4,6)

4. Висновки

Вивчено процеси очищення води від сульфатів з одночасним її пом'якшенням при обробці вапном та металевим алюмінієм. Показано, що ефективність процесу зростає при збільшенні надлишку вапна та алюмінію, а також при видаленні залишку вапна з допомогою вуглекислого газу.

Встановлено, що лімітуючою стадією процесу є дифузія розчину до поверхні металу, а ступінь вилучення сульфатів досягає високого значення при температурі $20^{\circ}C$ незалежно від початкової їх концентрації у воді.

Список літератури: 1. Буцева Л. Н. Очистка сточных вод от сульфатов известкованием и коагуляцией с применением оксихлорида алюминия / Л. Н. Буцева, Л. В. Потапова // Очистка природных и сточных вод: Сборник научных трудов, Москва, 2009: Юбилейный выпуск. М.: ГНЦ «НИИВОДГЕО». – 2009. – С. 49–51. 2. Серпокрьлов Н. С. Применение оксихлоридов алюминия в очистки и доочистке сточных вод / Н. С. Серпокрьлов, Е. В. Вильсон, М. Н. Царева, В. Н. Горин, П. А. Коропец, М. Н. Рудик, А. Ф. Садовников // ВСТ: Водоснабж. и сан. техн. – 2003. – №2. – С.32 – 35. 3. Сальникова Е. О. Осаждение сульфатов из сточных вод в виде сульфоалюминатов кальция / Е. О. Сальникова, О. Г. Передерий, В. В. Пушкарев // Цветные металлы. – 1979. – № 9. – С. 41–43. 4. Сальникова Е. О. Выбор осадителя при очистке сточных вод от сульфата кальция / Е. О. Сальникова, О. Г. Передерий // Цветные металлы. – 1983. – № 12. – С. 22–24. 5. Сальникова Е. О. Очистка сточных вод от сульфат-ионов с помощью извести и оксосульфата алюминия / Е. О. Сальникова, И. Ф. Гофенберг, Е. Н. Туралина и др. // Химия и технология воды. – 1992. – Т.14, № 2. – С. 57-61. 6. Пат. 2322398 Россия, МПК С 02 F 1/66 (2006.01), С 02 F 1/58 (2006.01). Способ очистки сточных вод от сульфат-ионов: ОАО Межотрасл. н.-и. и проект-технол. ин-т экол. топлив-энергетич. Комплекса / Ким М. П., Молодчик Г. Л., Агапов А. Е., Азимов Б. В., Навитый А. М. – № 2006134812/15; заявл. 02.10.2006; опубл. 20.04.2008.

Поступила в редколлегию 12.10.2011

УДК 621.165

Ю. А. БЫКОВ, канд. техн. наук, вед. инж., Институт проблем машиностроения им А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков
В. И. ГНЕСИН, докт. техн. наук, проф., зав. отделом, Институт проблем машиностроения им А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ НА АЭРОТЕРМОУПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ

Представлены результаты численного моделирования связанных аэротермоупругих колебаний лопатки газовой турбины для условий холодной и нагретой лопатки с охлаждающими каналами. Приведены результаты анализа условий возникновения автоколебаний лопатки.
Ключевые слова: численные методы в теории аэроупругости, динамика лопаток турбомашин, аэротермоупругость.

Представлено результати чисельного моделювання сумісних аеротермопружних коливань лопатки газової турбіни для умов холодної та нагрітої лопатки з охолоджувальними каналами. Наведено результати аналізу умов виникнення автоколивань лопатки.
Ключові слова: чисельні методи в теорії аеропружності, динаміка лопаток турбомашин, аеротермопружність.

The results of numerical simulation of coupled aerothermoelastic vibrations of gas turbine blade for conditions of cool and heated blade with cooling are presented. The conditions of self-excited vibration onset of the blade are analyzed.
Key words: numerical methods in aeroelasticity theory, turbomachine blade dynamics, aerothermoelasticity.

1. Введение

Усиление конкуренции среди производителей и повышение требований к энергосбережению приводит к обострению проблемы повышения КПД турбомашин. Основным способом повышения эффективности турбомшины является увеличение температуры на входе в первые ступени турбины. Сегодня входные температуры рабочего колеса газовой турбины достигли уровня, который значительно превосходит температуры плавления материала лопаток турбины.

Для снижения температуры лопатки применяются различные технологии охлаждения. Значительная разница в температурах воздуха из камеры сгорания и охлаждающего воздуха из компрессора приводит к большим температурным напряжениям в теле лопатки. Это обстоятельство не учитывается в большинстве существующих методик оценки надежности работы лопаточных аппаратов, в частности, методик определения условий возбуждения автоколебаний лопаток в различных режимах работы турбины. Таким образом, актуальной является проблема оценки надежности лопаточных аппаратов с учетом повышенных тепловых нагрузок на лопатки, имеющих сложную структуру в связи с наличием

каналов охлаждения. Данная проблема чересчур сложна для экспериментальных исследований, поэтому с помощью внедрения в практику проектирования современных методов численного моделирования и вычислительных средств возможно существенно снизить затраты на экспериментальный поиск оптимальных материалов и режимов эффективной работы турбины.

Следовательно, актуальной проблемой на данный момент является проблема численного моделирования взаимодействия натекающего потока и колебаний лопаток с учетом значительной температурной неравномерности и сложной конструкции лопатки в первых ступенях газовых и паровых турбин.

Одной из задач, необходимых для решения данной проблемы, является связанное моделирование термоупругих колебаний лопатки турбомашин с учетом влияния неоднородного распределения температуры в лопатке и обтекания лопатки вязким газом с учетом влияния движения лопатки и теплообмена газа с поверхностью лопатки. Важность этой проблемы подтверждена исследованиями других авторов [1]. Совместная задача обтекания лопаточного венца и колебаний лопаток с использованием модального метода рассмотрена в работе [2]. Однако модальный метод недостаточно эффективен для решения задачи термоупругости лопаток. В статье рассмотрены результаты численного решения динамических уравнений аэротермоупругости лопатки с использованием метода моделирования упругих колебаний с учетом температурной неоднородности во всем объеме лопатки. Моделирование выполнено для лопатки с охлаждающими каналами, находящейся в состоянии постоянной низкой температуры, и в состоянии неравномерного распределения температуры, полученного в результате теплообмена с обтекающим потоком и потоком охлаждающей жидкости.

2. Математическая модель

Задача аэротермоупругости состоит из двух связанных задач: аэродинамической и термоупругой. Для решения аэродинамической задачи предлагается использовать ранее разработанный метод, основанный на популярном методе Годунова, имеющий второй порядок аппроксимации [3]. Для решения термоупругой задачи используется развитие ранее разработанного метода, основанного на методе конечных элементов [4].

Ставится задача по совместному решению динамических уравнений упругих колебаний лопатки турбомашин в трех пространственных измерениях с учетом температурной неоднородности, и аэродинамических уравнений обтекания лопатки вязким теплопроводным газом. Материал лопатки предполагается изотропным, с переменным модулем Юнга E , зависящим от температуры. Для замыкания уравнений Рейнольдса течения вязкого газа используется модель турбулентности $k-\omega$ [5].

На поверхности лопатки ставятся условия сопряжения уравнений упругости и аэродинамики: $\sigma_{ij}n_j = p_i$, где σ_{ij} – тензор напряжений; n_j – вектор нормали к поверхности; p_i – вектор внешних сил $p_i = pn_i$, где p – давление жидкости на поверхности лопатки; $\frac{\partial p}{\partial n} = \vec{n}\nabla\tau$, где τ – тензор сдвиговых напряжений; для

температуры T : $\lambda_g \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_g = \lambda_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_s$, $T|_g = T|_s$ λ – коэффициент теплопроводности,

индексы s и g обозначают соответственно значения со стороны лопатки и газа.

Для интегрирования уравнений аэродинамики используется расчетная сетка О-Н типа, в которой узлы О-сетки перемещаются вместе с узлами, расположенными на поверхности лопатки. Степень перемещения узла зависит линейно от расстояния до поверхности лопатки.

3. Объект исследования

Объектом моделирования было выбрано турбинную лопатку стандартной конфигурации №4 [6] с характерными размерами: хорда $c = 0,0744$ м; высота $h = 0,04$ м. Лопатка была снабжена каналами охлаждения, внешний вид представлен на рис. 1.

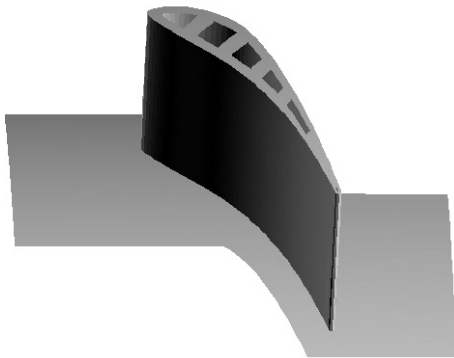


Рис. 1. Лопатка четвертой стандартной конфигурации с охлаждающими каналами

Численное моделирование уравнений выполнялось со следующими граничными условиями: температура заторможенного потока $T_0 = 1000$ К; давление заторможенного потока $p_0 = 205800$ Па; давление на выходе $p_2 = 121200$ Па; угол натекания потока $\beta = -44,5^\circ$; остальные параметры газа соответствовали воздуху при заданной температуре; характеристики материала лопатки соответствовали углеродистой стали.

Имелось два варианта граничных условий для температуры на поверхности лопатки: вариант №1 – температура охлаждающих каналов лопатки $T_c = 600$ К, на поверхности – условие теплообмена; вариант №2 – температура лопатки постоянна $T = 300$ К, на поверхности – адиабатическое условие. Начальным условием для деформации лопатки была линейная комбинация первых четырех собственных форм колебаний с относительной амплитудой $a_0 = 0,001$.

4. Результаты

Результаты моделирования представлены на табл. 1 в виде значений собственных частот колебаний по первым четырем собственным формам для вариантов № 1 и 2. Частоты колебаний лопатки определялись в результате частотного анализа сдвига узлов расчетной сетки.

Таблица 1. Собственные частоты колебаний лопатки, Гц.

форма №	1	2	3	4
вариант №1	4247,205	6521,076	9207,177	12657,11
вариант №2	4914,039	7645,44	10657,43	14898,55

Представленные результаты для варианта №1 немного отличаются от полученных в работе [4], что связано, в основном, с иным распределением температуры, полученным в результате данного расчета, а также взаимодействием лопатки с потоком.

На рис. 2 представлено изменение амплитуд колебаний лопатки относительно начальных значений по первым четырем собственным формам с течением времени для варианта №1, на рис. 3 – для варианта №2. Амплитуда колебаний получена по данным смещения узлов на поверхности лопатки с использованием скользящего по времени конечного фильтра для каждой собственной частоты. В целом амплитуда для обоих вариантов имеет тенденцию к снижению, таким образом, демонстрируя демпфирование колебаний, для варианта №1 несколько большее.

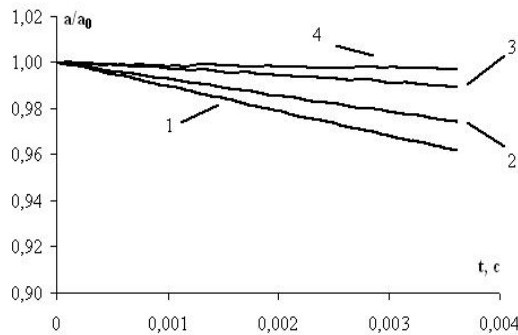


Рис. 2. Относительная амплитуда колебаний лопатки, вариант №1: 1 – первая форма; 2 – вторая форма; 3 – третья форма; 4 – четвертая форма

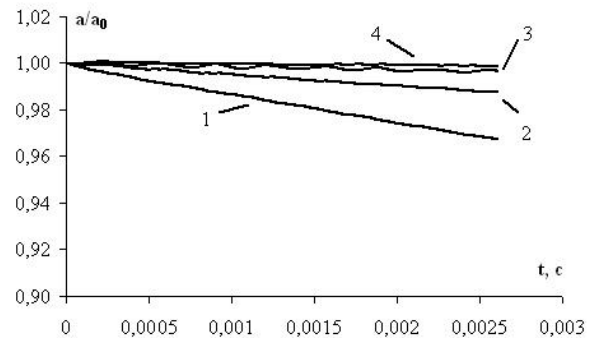


Рис. 3. Относительная амплитуда колебаний лопатки, вариант №2: 1 – первая форма; 2 – вторая форма; 3 – третья форма; 4 – четвертая форма

Характер развития колебаний в основном зависит от работы аэродинамических сил по перемещению лопатки. В случае если работа для определенной собственной формы колебаний имеет положительный знак, возникают условия для увеличения амплитуды колебаний для данной формы. Для определения условий возбуждения или демпфирования колебаний лопатки необходимо знать знак работы аэродинамических сил. Знак работы определяется сдвигом фазы колебаний аэродинамических сил по отношению к колебаниям лопатки для каждой собственной формы. Эти значения представлены на табл. 2. Значения фаз получены с помощью частотного анализа аэродинамических сил после разложения последних по собственным формам.

Таблица 2. Фаза колебаний аэродинамических сил.

форма №	1	2	3	4
вариант №1	-55°	-127,5°	-88°	-80°
вариант №2	-51°	-65,5°	-68,5°	-94,5°

Полученные значения фаз означают отрицательную работу по первым четырем собственным формам колебаний. Отрицательная работа приводит к демпфированию колебаний по данным формам, о чем свидетельствует рис. 2 и 3, на которых видно уменьшение амплитуды колебаний. Данный результат хорошо согласуется с результатами экспериментальных и теоретических исследований, которые показывают демпфирование колебаний лопаток при межлопаточном угле сдвига фаз, равным 0°. Значения фаз для форм №2 и 3 отличаются довольно значительно, что связано с заметной разницей в частотах для соответствующих форм.

Степень демпфирования колебаний можно оценить с помощью определения логарифмического декремента колебаний: $D = \ln \frac{a(t)}{a(t+T)}$, где a – амплитуда колебаний, T – период колебаний. На табл. 3 представлены значения среднего по времени логарифмического декремента колебаний для вариантов №1 и 2 и соответствующим собственным формам колебаний.

Таблица 3. Среднее значение логарифмического декремента колебаний.

форма №	1	2	3	4
вариант №1	0,002509	0,001109	0,000319	0,0000659
вариант №2	0,002591	0,000635	0,000123	0,0000332

По результатам из табл. 3 видно, что основное демпфирование колебаний происходит по 1-й собственной форме, которая представляет собой преимущественно изгибные колебания. Для вариантов №1 и 2 значения для 1-й формы приблизительно равные, по остальным формам для варианта №2 значения меньше вдвое. Такое поведение связано, очевидно, с частотой колебаний лопатки. Увеличение демпфирования колебаний при увеличении частоты подтверждены и другими исследованиями [2].

Представленные данные показывают, что частоты собственных колебаний лопаток имеют значительное влияние на демпфирование автоколебаний. Хотя величины демпфирования имеют одинаковый знак, но сами величины, а также фазы колебаний аэродинамических сил существенно отличаются. Такое отличие приводит к изменению границ устойчивости автоколебаний лопаток, что может при определенных условиях стать причиной возникновения неконтролируемых автоколебаний. В свою очередь на величины собственных частот влияет распределение температуры в лопатке, следовательно, учет тепловых явлений в задаче определения устойчивости колебаний имеет большое значение.

5. Заключение

Представленные результаты численного моделирования аэротермоупругих колебаний лопатки газовой турбины, обтекаемой потоком вязкого газа хорошо соответствуют результатам других экспериментальных и теоретических исследований, что демонстрирует адекватность используемой математической модели. Используемый метод моделирования аэротермоупругих колебаний лопаток турбомашин, учитывающий влияние распределения температуры в лопатке, может использоваться в задачах определения границ устойчивости колебаний лопаток в турбомашинах.

Список литературы: 1. *Воробьев Ю.С.* Влияние температурной неоднородности на колебания охлаждаемых монокристаллических лопаток газовых турбин [Текст] / Ю.С.Воробьев, К.Ю. Дьяконенко, С.Б. Кулишов, А.Н. Скрицкий // Вестник двигателестроения. – №3 – 2009. – С.140-143. 2. *Гнесин В.И.* Аэроупругое поведение последней ступени турбомшины на номинальном и частичном режимах в трехмерном потоке вязкого газа [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, Р. Жандковски // Пробл. машиностр. – Т.12, №6, – 2009. – С. 8-18. 3. *Быков Ю.А.* Численное моделирование течения в решетке колеблющихся профилей с учетом теплообмена [Текст] / Пробл. машиностр. – Т.12, №5 – 2009. – С. 36-41. 4. *Быков Ю.А.* Численное моделирование упругих колебаний лопаток турбомашин [Текст] / Ю. А. Быков, В. И. Гнесин // Вост.-Европ. журн. передовых технологий. – №3/7. – 2011. – С. 62-65. 5. *Wilcox D.C.*

Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models [Текст] // AIAA J. – 1988. – 26, № 11. – P. 1299-1310. 6. Bolcs A. Aeroelasticity in Turbomachines. Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results [Текст] / A. Bolcs, T.H. Fransson // Communication du Laboratoire de Thermique Appliquée et de Turbomachines, Lausanne, EPFL. – 1986. – №13. – 230 p.

Поступила в редколлегию 05.09.2011

УДК 621.43

И.А. ДУДНИКОВ, канд. техн. наук, декан, Полтавская государственная аграрная академия

В.В. ДУДНИК, ассист., Полтавская государственная аграрная академия

А.В. КАНИВЕЦ ассист., Полтавская государственная аграрная академия

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА УСИЛИЙ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДАВЛЕНИЕМ

Изложены вопросы определения параметров напряженного состояния материала деталей при его пластическом деформировании.

Ключевые слова: деформированное состояние, уравнение пластичности, напряжение, контактная поверхность.

Викладено питання визначення параметрів напруженого стану матеріалу деталей при його пластичному деформуванні.

Ключові слова: деформований стан, рівняння пластичності, напруження, контактна поверхня.

Outlines the issues determining the parameters of the stress state of the material in detail his plastic deformation.

Keywords: deformed state, the equation of plasticity, stress, contact area.

1. Введение

Обработка металлов давлением при изготовлении или восстановлении деталей машин основана на пластичности металлов и сплавов.

В зависимости от формы и размеров детали, а также свойств деформируемого металла или сплава применяют различные технологические процессы обработки давлением.

В настоящее время находит широкое применение метод пластического деформирования поверхности деталей с применением вибрационных колебаний обрабатывающего инструмента, наносимых на обрабатываемую поверхность деталей при изготовлении или восстановлении.

2. Постановка проблемы

В настоящее время приоритетным является мнение о том, что при деформировании поверхностного слоя детали существенное значение имеет метод поверхностного пластического деформирования. В работах различных авторов используются разные подходы и методы для оценки свойств, что затрудняет процесс проектирования упрочняющей технологии.

3. Анализ основных исследований и публикаций по данной проблеме

Пластичность металла способствует достаточно изменять форму обрабатываемой детали без разрушения.

По данным некоторых исследователей [1] разрушение может происходить в результате действия касательных напряжений после пластической деформации.

По мнению Е.П. Унксова [2], если касательное напряжение зависит от нормального напряжения, то для приближенных расчетов напряженного состояния можно использовать общеизвестное уравнение пластичности.

Рассмотрим решение поставленной задачи методом совместного решения приближенных уравнений и уравнения пластичности.

4. Результаты исследований

Данный метод используется для расчета усилий и напряжений при обработке давлением и основан на двух основных положениях.

1. Напряженно-деформированное состояние следует рассматривать либо осесимметричным, либо плоским.

2. Общепринятые дифференциальные уравнения равновесия [3] упрощаются принятием допущения, что нормальные напряжения зависят только от одной координаты. В результате остается одно дифференциальное уравнение, в котором вместо частных производных можно принять обыкновенное, позволяющее исключить определение напряжения в каждой точке деформируемого тела.

Данный метод позволяет определять усилие деформирования без необходимости определения напряжений в каждой точке по объему деформируемого тела.

Рассмотрим применение данного метода при обработке полосы (шины) шириной $2b$ и высотой $2h$ с расположением начала координат в середине ширины и высоты образца.

Для определения напряжений полагаем, что на выделенный бесконечно малый объем действуют нормальные напряжения σ_z , σ_x , $\sigma_x + d\sigma_x$ и касательное напряжение τ_{xz} , переменное по высоте и ширине и равное на контактной поверхности τ_k – касательному напряжению, обусловленному трением тела об обрабатывающий инструмент.

Полагаем, что τ_{xz} зависит от высоты обрабатываемой шины, т.е.:

$$\tau_{xz} = \frac{\tau_k z}{h}. \quad (1)$$

Тогда

$$\frac{d\tau_{xz}}{dz} = \frac{\tau_k}{h}. \quad (2)$$

Решая совместно дифференциальные уравнения равновесия и уравнение (2), получаем:

$$\frac{d\sigma_z}{dx} + \frac{\tau_k}{h} = 0. \quad (3)$$

Для решения этого дифференциального уравнения относительно σ_z примем, что контактные касательные напряжения на контактной поверхности изменяются по линейному закону:

$$\tau_k = -\frac{\tau_k^b x}{b}, \quad (4)$$

где τ_k^b – значение контактного напряжения на краю полосы.

Решая совместно уравнения (3) и (4), получаем:

$$\frac{d\sigma_z}{dx} = \frac{\tau_k^b x}{bh}. \quad (5)$$

После интегрирования данного выражения находим:

$$\sigma_z = \frac{\tau_k^b x^2}{2bh} + C. \quad (6)$$

При $x = b$ и $\sigma_x = -\sigma_T$ постоянная интегрирования будет равна:

$$C = -\sigma_T - \frac{\tau_k^b b}{2h}. \quad (7)$$

Отсюда:

$$\sigma_z = \frac{\tau_k^b x^2}{2bh} - \sigma_T - \frac{\tau_k^b b}{2h} = \left[\sigma_T + \frac{\tau_k^b}{2bh} (b^2 - x^2) \right]. \quad (8)$$

Полное давление на единицу длины шины составит:

$$P = 2 \int_0^b \left[\sigma_T + \frac{\tau_k^b}{2bh} (b^2 - x^2) \right] dx = 2\sigma_T b \left(1 + \frac{\tau_k^b b}{3h\sigma_T} \right). \quad (9)$$

Удельное давление будет:

$$p = \frac{P}{2b} = \sigma_T \left(1 + \frac{\tau_k^b b}{3h\sigma_T} \right). \quad (10)$$

Данное уравнение справедливо для случаев, когда $\tau_k^b = f\sigma_T$.

Полученные зависимости позволяют сделать вывод, что величины нормального напряжения, полного и удельного давления зависят от обрабатываемого материала, степени и скорости деформации, определяемых величиной σ_T , и от параметра fb/h , отражающего влияние напряженного состояния. Увеличение данного параметра способствует повышению удельного давления. Чем больше коэффициент трения, тем больше удельное и полное давление.

При вибрационном деформировании происходит ослабление контакта (или отрыв) обрабатываемого инструмента от обрабатываемой поверхности. В силу этого снижается коэффициент трения по сравнению с обычной раздачей.

Результаты подсчетов удельного давления в зависимости от обрабатываемого материала и вида обработки приведены в табл. 1.

Таблица 1. Удельное давление обработки

Материал	Удельное давление p , МН/м ²	
	Вибрационное деформирование, $A = 0,5$ мм	Обычная обработка
Сталь 65Г	2,98	7,45
Сталь 45	2,44	6,1
Сталь 10	1,42	3,55

5. Выводы

Проведенные исследования показали, что при вибрационном нагружении по сравнению с обычной обработкой поверхности детали требуется приложить в

2,5 раза меньше удельное давление для получения одинаковой величины деформации.

Список литературы: 1. Губкин С.И. Пластическая деформация металлов / С.И. Губкин. – М.: Металлургиздат, 1970. – 472 с. 2. Унксов Е.П. Инженерная теория пластичности / Е.П. Унксов. – М.: Машгиз, 1969. – 372 с.

Поступила в редколлегию 05.09.2011

УДК 539.3: 519.876.5

А.М. МИЛЬЦЫН, канд. техн. наук, проф., начальник отдела. ТД
Днепропетровского завода сварочных материалов

В.И. ОЛЕВСКИЙ, канд. техн. наук, доц., ГВНЗ УДХТУ, Днепропетровск

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ОБОЛОЧЕК НА ОСНОВЕ ПОДОБИЯ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ СМЫСЛЕ

Предложена концепция подобия оболочек с несовершенствами в условиях единой технологии их изготовления. Экспериментально обоснованы гипотезы подобия в технологическом смысле. Ключевые слова: подобие, модель, несовершенства, масштаб.

Запропоновано концепцію подібності оболонок з недосконалостями в умовах єдиної технології їх виготовлення. Експериментально обґрунтовано гіпотези подібності в технологічному сенсі. Ключові слова: подібність, модель, недосконалість, масштаб.

A concept of the similarity of shells with imperfections based on the single manufacturing methods is proposed. The hypothesis of similarity in the technological sense eexperimentally substantiated. Keywords: similarity, model, imperfections, scale.

1. Введение

При моделировании стохастических зависимостей между механическими, физическими и геометрическими параметрами тонкостенных оболочек на основе теории статистического подобия [1, 2] идентификация модели и природы осуществляется путем сравнения законов распределения или выборочных характеристик распределения этих параметров. При этом устанавливается равенство критериев подобия для параметров распределения. Параметр несущей способности моделируемой конструкции P_n определяется одноименным параметром модели P_m , умноженным на константу подобия α с учетом стохастического характера рассматриваемых связей. Расчет крупногабаритных тонкостенных конструкций, основанный на теории статистического подобия, требует точной подгонки модели и природы и, зачастую, не может быть осуществлен. При этом естественно, а часто и единственно возможно исследовать узкий класс подобных конструкций, например, выполненных из тождественного материала в рамках единой технологии. Исследования показывают, что строгие условия подобия могут быть установлены лишь для конкретных пар модель – натура с заранее заданным соотношением факторов, по которым устанавливается подобие. В общем же случае соотношение безразмерных параметров натуральных изделий и моделей имеет значимую

тенденцию, которая может быть аппроксимирована некоторой функцией. Поскольку для конструкций этого класса выполняются условия единства технологии и неполного или приближенного подобия, то расчет натурной конструкции может быть осуществлен путем прогнозирования механических свойств с учетом статистического подхода. При этом прогнозирование в таких; оптимальных условиях обладает рядом важных; специфических свойств, в силу которых оно может быть выделено в новую ветвь – моделирование на основе подобия в технологическом смысле.

2. Анализ методики моделирования вторичных факторов

При одинаковой технологии изготовления натуре и модели необходимо исследовать закономерности изменения величин несовершенств и характера их влияния на несущую способность в зависимости от размеров и жесткости оболочек. Это возможно осуществить только экспериментальным путем. При различной технологии рациональным представляется, изготавливая модель, сохранить идентичность основных операций, выполняемых над натурой. Одним из наиболее эффективных критериев качества для гладких однородных оболочек постоянной толщины δ является параметр несущей способности K . Он определяется через критическое усилие P и модуль Юнга материала оболочки E выражением $K = P / (2\pi E \delta^2)$. В связи с этим параметр K рассматривается как обобщенный критерий уровня качества, а изменения его от масштаба к масштабу – как критерий идентичности или подобия технологических свойств тонкостенных оболочек и технологических процессов, в условиях которых изготавливаются оболочки различных размеров. Задача установления подобия решается для партии конструкций различных размеров (масштабов) при $R/\delta = const, R/L = const$, где R и L – соответственно радиус и длина оболочки.

Введем некоторые определения. Конечными технологическими свойствами тонкостенной конструкции будем называть ансамбль технологических несовершенств, сформировавшийся в результате ее изготовления, каждый элемент которого определяется величиной, формой и характером взаимного расположения относительно одноименных параметров идеальной конструкции через собственные параметры $\Delta e_i, i = \overline{1, n}$.

Конечные технологические свойства тонкостенной конструкции формируются за счет силовых воздействий технологического процесса, проявляющихся на всех его стадиях. Они в целом определяют уровень качества и указывают на отклонения конструкции от теоретических отводов, соответствующих технической документации и техническим условиям на изготовление, ГОСТам, справочным данным и т.д. Конечные технологические свойства определяются путем полного обмера конструкций. Уровень качества конструкции устанавливается путем сопоставления кортежа данных со специальными таблицами, определяющими классы точности конструкции.

Под однородностью технологических свойств будем понимать ансамбли технологических несовершенств партии конструкций одинаковых или различных масштабов, полученные при полной аналогии механизма формирования несовершенств, а именно: при одних и тех же операциях; при использовании

одного и того же набора средств; при действии одного и того же рода усилий. Тогда единообразие технологических свойств – это ансамбль технологических несовершенств партии конструкций одинаковых или различных масштабов, полученных так, что для каждого элемента ансамбля отмечается сходственная форма отклонений одного и того же вида (образа, наименования), одинаковый характер их размещения или распределения.

Идентичными в технологическом смысле будем считать такой ряд n групп тонкостенных оболочек различных масштабов с $R/\delta = const$, $R/L = const$, для которого оценка механических свойств каждой n_i группы, выделенной из ряда, может быть получена интерполяцией или экстраполяцией истинной (наилучшей) масштабной зависимости, соответствующей $(n-1)$ оставшимся группам. При этом в исходные данные включаются такие группы оболочек, для которых исключение любой из них значимо не изменит коэффициенты наилучшей математической модели.

Выполнение каждой операции технологического процесса сопровождается некоторыми силовыми воздействиями на объект. Пусть выявлен и измерен весь диапазон силовых воздействий на натурный объект, проявляющихся в течение всего технологического процесса. Условно расположим усилия по возрастающей и построим огибающую. Тогда спектр усилий примет вид монотонной функции общего вида, определяющей в целом характер технологического процесса. Пропустим через этот технологический процесс модель натурной конструкции, достаточно далеко отстоящую от нее по геометрическим параметрам. Условимся о том, чтобы силоизмерительные устройства показывали те же усилия, что и при обработке натурной. Тогда окажется, что взятый за основу натурный технологический процесс либо вызовет разрушение модели, либо оставит относительно большие возмущения. Это означает, что создание модели не может быть осуществлено тем же набором усилий, что и натурная конструкция. Поэтому для модели необходимо найти соответствующий более низкий уровень технологических усилий при сохранении общего характера огибающей и, следовательно, общей технологии.

Для формализации описания единого процесса используем концепцию спектра технологических усилий. При этом будем полагать возможным измерить весь набор усилий, действующих на единичную оболочку в процессе ее изготовления. Совокупность этих наборов для ансамбля оболочек каждого масштаба составляет спектр усилий данного масштаба. Объединение усилий, действующих на конкретную оболочку, в спектр масштаба производится с учетом особенностей конкретного технологического процесса двумя способами. В первом случае, когда разброс технологических усилий определяется в основном различием параметров изготавливаемого объекта, а не оснастки (жесткая технология), усилия включаются в спектр путем простого объединения. Тогда спектр усилий не является случайным. Будем также считать, что число усилий велико так, что их можно считать непрерывно распределенными в течение всего технологического процесса. Тогда набор усилий, действующих на единичную тонкостенную конструкцию в процессе обработки, является случайной выборкой из спектра. Формулируемое таким набором усилий поле вторичных факторов случайно изменяется от оболочки к оболочке.

Во втором случае, когда действующие технологические усилия случайны, спектр включает математические ожидания усилий. При этом необходимо знать закон распределения усилий для каждого масштаба.

Полученные таким образом масштабные спектры затем объединяются в единый спектр данного технологического процесса путем упорядочения всех усилий по возрастанию (убыванию). Очевидно, что спектр объединяет однородные по характеру усилия. Выясним смысл абсциссы спектра. Нетрудно видеть, что упорядоченный спектр может быть разбит на классы усилий по степени их близости к максимуму. Тогда в зависимости от абсолютных размеров конкретная оболочка может воспринимать лишь тот класс, который не приводит ее к разрушению, но создает остаточные деформации. Следовательно, чем больше абсолютные размеры оболочки, тем более близкий к максимуму класс усилий она воспринимает. Естественно в этом случае принять ось абсцисс совпадающей с точностью до константы с осью масштаба оболочек.

Таким образом, подобие несовершенств может быть определено по подобию технологических усилий, которые присущи технологическому процессу и вызывают формирование несовершенств.

Будем считать далее, что технологические усилия – это силовые воздействия на тонкостенную конструкцию в процессе ее изготовления, обусловленные собственно технологическими приемами, операциями, оснасткой, приспособлениями и технологическим оборудованием. А спектр технологических усилий – это упорядоченный набор технологических усилий, отвечающих рассматриваемому технологическому процессу.

Условимся различать технологические усилия детерминистического (реализуемого с незначительными отклонениями или без отклонений по величине) и стохастического характера. В первом случае введем понятие спектра детерминистических (жестких) технологических усилий, который формируется путем простого объединения. Во втором случае введем понятие спектра случайных технологических усилий, реализуемых со случайными отклонениями от некоторой собственной текущей средней величины. Он формируется путем объединения усилий по средней величине с учетом их разброса и выражается в виде статистической зависимости с некоторым законом распределения в каждой точке области определения.

Введем понятие жесткой, адаптивной технологии изготовления тонкостенных оболочек и технологии общего вида.

Жесткая технология – это технологический процесс, при котором конечные технологические свойства формируются при действии спектра детерминистических технологических усилий, определяются в основном разбросом параметров конструкции и имеют незначительное рассеяние относительно среднего, а огибающая спектра технологических усилий есть детерминистическая зависимость вида $P = \alpha^2 \beta P_0$ (рис. 1а).

Адаптивная технология – это технологический процесс, при котором конечные технологические свойства формируются спектром случайных технологических усилий, которые определяются в основном разбросом величины технологических усилий, обусловленным случайной реализацией технологических операций, а

огнибающая спектра усилий есть статистическая зависимость вида $\bar{P} = \alpha^2 \beta \bar{P}_0$ с разбросом $S^2(P) = \alpha^4 \beta^2 S_0^2$ (рис. 1б).

Технология общего вида изготовления тонкостенных оболочек – это технологический процесс, при котором конечные технологические свойства формируются спектром случайных технологических условий. Они определяются как разбросом параметров конструкции, так и набором величины технологических усилий, причем огнибающая спектра усилий есть статистическая зависимость общего вида $\bar{P} = f(\alpha) \bar{P}_0$ с коэффициентом подобия в виде некоторой функции $f(\alpha)$, где α – множитель подобия (рис. 1в).

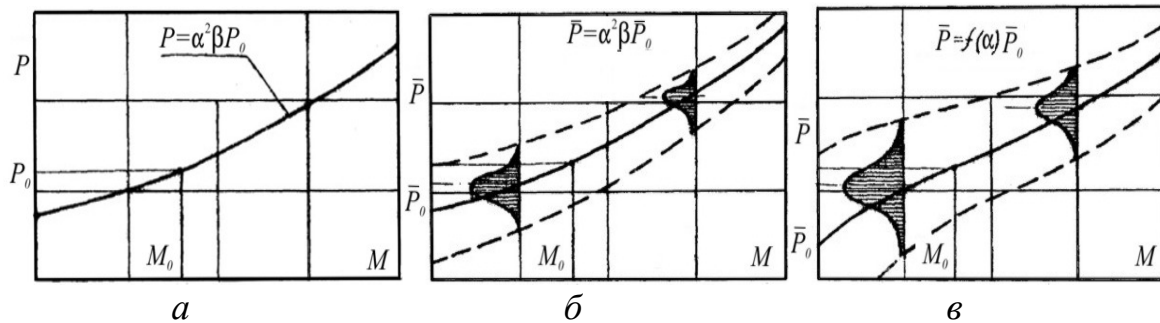


Рис. 1. Спектры жесткой (а), адаптивной (б) и общего вида (в) технологий.

Эти определения позволяют сформулировать условия подобия тонкостенных конструкций в технологическом смысле.

3. Условия подобия конструкций в технологическом смысле

Основываясь на теореме об условиях подобия идеальных оболочек [1], сформулируем условия подобия оболочек с технологическими несовершенствами. Понятно, что жесткая технология может рассматриваться как частный случай адаптивной технологии. В этом случае в качестве технологических усилий нужно принимать их математические ожидания, а статистические моменты более высоких порядков полагать равными нулю. Достаточные условия подобия тонкостенных конструкций в технологическом смысле для случая жесткой и адаптивной технологий в терминах [2] можно сформулировать следующим образом:

Если тонкостенная конструкция A после прохождения через адаптивный технологический процесс приобрела реальные отклонения от теоретических обводов, вызванные действием спектра случайных усилий $\{\bar{P}_i\}_{i=1}^3 = \{\bar{q}, \bar{P}, \bar{M}\}$, сопутствующих технологическим операциям, то такая конструкция будет подобна в технологическом смысле тонкостенной конструкции A' , отвечающей условиям подобия идеальных оболочек с A , с отклонениями, вызванными действием спектра случайных усилий

$$\{\bar{P}'_i\}_{i=1}^3 = \{\bar{q}' = \alpha \beta \bar{q}, \bar{P}' = \alpha^2 \beta \bar{P}, \bar{M}' = \alpha^3 \beta \bar{M}\}$$

при условии выполнения следующих соотношений для математического ожидания, выборочной дисперсии S^2 , третьего α_3 и четвертого α_4 статистических моментов распределения:

$$\bar{P}'_i / P_i = (S^2(P'_i) / S^2(P_i))^{1/2} = (\alpha_3(P'_i) / \alpha_3(P_i))^{1/3} = (\alpha_4(P'_i) / \alpha_4(P_i))^{1/4}, i = \overline{1,3} \quad (1)$$

в момент времени $t' = \eta t$ при $\gamma = \bar{\varepsilon}'/\varepsilon = 1, \beta = \bar{\sigma}'/\sigma, \alpha = \bar{R}'/R$.

Действительно, рассмотрим две однородные цельные тонкостенные конструкции A и A' , для которых в исходном состоянии выполняется условия подобия идеальных оболочек. Пусть в процессе технологической обработки конструкции подвергались действию нагрузок, соответствующих приведенным условиям. В силу условий подобия идеальных оболочек, а именно точного выполнения соотношений $R/\delta = R'/\delta', L/R = L'/R'$ для A и A' , их деформирование геометрически подобно в течение всего процесса обработки в статистической смысле $\gamma(t_0) = \gamma(t) = \bar{\varepsilon}'/\varepsilon = 1$ для $t_0 < t < t_k$, где t_0 и t_k – время начала и конца обработки конструкции A (для A' соответственно $t' = \eta t$ и $t'_k = \eta t_k$). Тогда, согласно [1, 2], состояние объектов A и A' в сходственных точках будет описываться теоремой о подобии в статистическом смысле [2] и будет статистически подобно. Значит, оно будет подобно и в момент t_k для A (ηt_k для A'). Значит, после окончания процесса обработки конструкции A и A' становятся статистически подобными с учетом вторичных факторов.

Если говорить о подобии в технологическом смысле в общем случае, то многообразие технологических условий изготовления тонкостенных конструкций не описывается полностью приведенными условиями. Действительно, для жесткого технологического процесса, отвечающего условиям (1), спектр действующих усилий представляется в виде $P' = \alpha^2 \beta P$ при условии $\gamma = 1$ в течение всего процесса деформирования. В силу тождественности материала $E' = E, \nu' = \nu$ имеем $\beta = 1$. Тогда $P' = \alpha^2 P$. Для набора масштабов $\{\alpha_n\}$ условие имеет вид $P = P'_1/\alpha_1^2 = P'_2/\alpha_2^2 = \dots = P'_m/\alpha_m^2$. Следовательно, зависимость $P' = P'(\alpha)$ является квадратичной параболой $P'(\alpha) = \alpha^2 P_0$, где $P_0 = const$ при $\alpha = 1$ (рис. 1а). Аналогично для адаптивного технологического процесса, отвечающего условиям (1), спектр математических ожиданий представляется в виде $\bar{P}'(\alpha) = \alpha^2 \bar{P}_0$, где $\bar{P}_0 = const$ при $\alpha = 1$ (рис. 1б).

Для полного описания случайного процесса необходимо, чтобы огибающая центральных моментов описывалась уравнением вида $F'_s(\alpha) = \alpha^{2s} F_{0,s}, (s = \overline{1, m})$. В тех случаях, когда может быть принята гипотеза о нормальном распределении технологических усилий, можно ограничиться условиями подобия центральных моментов не выше 4-го порядка. Таким образом, видно в рамках подобия в технологическом смысле условия [1, 2] описывают лишь ограниченный класс технологических процессов, имеющих огибающую спектра параболического вида. Достаточные условия подобия в технологическом смысле для произвольно выбранного технологического процесса в терминах [2] сформулируем следующим образом:

Если тонкостенная конструкция A после прохождения через технологический процесс общего вида приобрела отклонения от теоретических обводов, вызванные действием спектра случайных усилий $\{\bar{P}_i\}_{i=1}^3 = \{\bar{q}, \bar{P}, \bar{M}\}$, сопутствующих технологическим операциям, то такая конструкция будет подобна в технологическом смысле тонкостенной конструкции A' , отвечающей условиям

подобия идеальных оболочек с A , с реальными отклонениями, вызванными действием спектра случайных усилий $\{\bar{P}_i\}_{i=1}^3 = \{\bar{q}' = f_1(\alpha)\bar{q}, \bar{P}' = f_2(\alpha)\bar{P}, \bar{M}' = f_3(\alpha)\bar{M}\}$, при условии выполнения следующих соотношений для статистических моментов распределения F_s :

$$F_s(q') = f_{4,s}(\alpha)F_s(q), F_s(P') = f_{5,s}(\alpha)F_s(P), F_s(M') = f_{6,s}(\alpha)F_s(M), s = \overline{1,m},$$

в моменты времени $t' = \eta t$ при $\gamma = 1$, причем функции $f_i, (i = \overline{1,3}), f_{is}, (i = \overline{4,6}, s = \overline{1,m})$ – однозначны, ограничены, непрерывны и полностью определяются видом спектра технологического процесса.

Для доказательства этого утверждения рассмотрим тонкостенные конструкции в некотором диапазоне размеров $\{A_i\}_{i=1}^n$, связанных масштабными соотношениями. В исходном состоянии A_i отвечают условиям подобия идеальных оболочек. Пропустим данный набор тонкостенных конструкций через технологический процесс с известным (заданным) спектром усилий. В силу выполнения в исходном состоянии условий подобия идеальных оболочек $\gamma_{ij}(t_0) = \gamma_{ij}(t) = 1, \gamma_{ij} = \bar{\varepsilon}_i/\varepsilon_j, (i, j = \overline{1,n})$ при $t_0 \leq t \leq T$ для конструкции A^* (модель, принятая в качестве начала отсчета на оси масштаба) с $\alpha = 1$ (для A_i соответственно $\eta_i t_0 \leq \eta_i t \leq \eta_i T$). Тогда конструкции в процессе деформирования получают отклонения от идеальности, которые полностью определяются их масштабом и спектром усилий технологического процесса. Выделим из рассматриваемого набора две конструкции A и A' , для которых усилия обработки связаны приведенными соотношениями. Тогда между их конечными геометрическими параметрами имеется связь, полностью определяющаяся их масштабом и видом спектра усилий процесса. Эта связь, являясь частью общей связи между A_i , не зависит от их числа и состава. Таким образом, взаимосвязь A и A' устойчива, т. е. A и A' подобны в технологическом смысле.

Использование условий подобия в технологическом смысле при моделировании позволяет корректно поставить задачу построения прогнозирующей модели. Действительно, существование зависимости параметра качества от масштаба является очевидным в виду возможности проведения эксперимента в произвольной точке факторного пространства. Если условия технологического подобия модели и природы выполняются в рамках единой технологии, то их реальные свойства в полной мере и единственным образом определяются спектром усилий данной технологии. Применение к полученным экспериментальным данным идеи селективного отбора [3] с использованием физически обоснованных критериев, описанных выше, позволяет выделить единственную математическую модель, удовлетворяющую совокупности статистических и механических условий. Непосредственным следствием из применения приведенных условий является устойчивость прогнозирующей модели по исходным данным.

4. Обоснование гипотез подобия в технологическом смысле

Построение масштабной зависимости носит эвристический характер. Сложность ее построения и отбора, может быть значительно упрощена

соблюдением условий заранее выбранной технологической концепции [4]. Обоснованный выбор вида регрессионной связи для класса тонкостенных оболочек может быть сделан из анализа характерных масштабных тенденций в экспериментах над реальными тонкостенными конструкциями.

Исследование масштабных зависимостей практически всегда осуществляется путем анализа данных неуправляемого эксперимента. Учитывая, что в рамках единой технологии класс обработки конструкции, т. е. уровень вторичных реализаций, на всех масштабах в относительной форме отличается незначимо, придадим следующий смысл дисперсии параметра несущей способности. Из уравнения регрессии

$$K = b_0 + \sum_{i=0}^n b_i \Delta e_i^0 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n b_{ij} \Delta e_i^0 \Delta e_j^0 + \dots$$

видно, что при фиксированном уровне разброса относительных величин вторичных факторов $\Delta e_i^0 (i = \overline{1, n})$ будет сохраняться постоянной в статистическом смысле дисперсия параметра K при фиксированном масштабе M размеров оболочек

$$S^2(K) \approx S^2 \left(\sum_{i=0}^n b_i \Delta e_i^0 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n b_{ij} \Delta e_i^0 \Delta e_j^0 + \dots \right).$$

Таким образом, оценивая зависимость дисперсии параметра несущей способности от масштаба, можно сделать выводы о сохранении характера взаимосвязи факторов между собой и параметром несущей способности.

Учитывая безразмерность параметра K и его относительный к первичным факторам характер, рассмотрим смысл его математического ожидания \bar{K}

$$\bar{K} = \bar{b}_0 + \left(\sum_{i=0}^n b_i \Delta e_i^0 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n b_{ij} \Delta e_i^0 \Delta e_j^0 + \dots \right) = \bar{b}_0 + \sum_{i=0}^n \left[\bar{b}_i \overline{\Delta e_i^0} + \text{cov}(b_i, \Delta e_i^0) \right] + \dots$$

Т. к. $\overline{\Delta e_i^0} = 0$, и $S^2(b_i) \ll 1$, то $\text{cov}(b_i, \Delta e_i^0) = r(b_i, \Delta e_i^0) S^2(b_i) S^2(\Delta e_i^0)$ мала и, следовательно, $\bar{K} \approx \bar{b}_0$. Поэтому тенденция среднего значения K дает возможность судить об аддитивности и порядке дрейфа параметра несущей способности по масштабу.

Проанализируем масштабные зависимости несущей способности тонкостенных цилиндрических оболочек [5] с позиций выбора формы аппроксимирующей математической модели в терминах технологических концепций, предложенных в [4]. Масштабный дрейф проявляется в трех основных формах: изменение базового уровня параметра несущей способности в рамках I технологической концепции; изменение этого же уровня в рамках II технологической концепции; отсутствие дрейфа в рамках I или II технологической концепций. Наиболее сложным является второй случай. Он требует строго конкретного подхода к исследованию данного класса конструкций. В этом случае требуется специальное рассмотрение вопроса о полноте выбранного ансамбля несовершенств и идентичности технологии. Если же обеспечена корректность эксперимента, то прогнозирование в этом случае может быть осуществлено путем использования нелинейного неаддитивного дрейфа общего вида. Особое внимание здесь следует уделить принадлежности

оболочек различного масштаба к группе технологически идентичных. Для этого построение модели следует проводить с использованием неполного числа опытов на различных масштабах. Если модель оказывается устойчивой к изменению набора исходных опытов, то существует реальная возможность прогнозирования до уровня реальных крупногабаритных конструкций.

Рассмотренные тенденции реализуются для класса цилиндрических оболочек, хорошо обработанных по торцам при действии осевого сжатия, данные для которых представлены в таблице. При изменении масштаба в пределах 1–3,3 наблюдается значимый рост среднего значения параметра несущей способности K с одновременным изменением его дисперсии. В этом случае следовало бы с учетом случайности явления учесть отброшенные факторы (разброс механических параметров материала и R/δ) и строить аппроксимацию в виде нелинейного и неаддитивного дрейфа по параметру масштаба.

Таблица. Масштабные тенденции выборочных характеристик несущей способности $K/(S^2 \times 10^4)$ ($з$ – значимое изменение, $н$ – незначимое)

Масштаб Вид нагрузки	1,0	1,3	1,5	2,0	2,3	3,3	5,3	Оценка
Осевое сжатие (I партия)	$\frac{0,351}{30,0}$	$\frac{0,396}{21,6}$	$\frac{0,363}{11,1}$	$\frac{0,408}{16,5}$	$\frac{0,429}{12,5}$	–	$\frac{0,414}{12,4}$	$\frac{з}{н}$
Осевое сжатие и внутреннее давление	$\frac{0,567}{3,47}$	$\frac{0,570}{0,86}$	$\frac{0,568}{4,04}$	$\frac{0,582}{0,36}$	$\frac{0,579}{3,14}$	$\frac{0,576}{2,63}$	–	$\frac{н}{з}$
Осевое сжатие (II партия)	$\frac{0,382}{15,20}$	$\frac{0,410}{26,71}$	$\frac{0,477}{10,23}$	$\frac{0,518}{4,85}$	$\frac{0,600}{2,89}$	$\frac{0,382}{15,20}$	–	$\frac{н}{н}$
Внешнее давление	–	$\frac{0,039}{6,43}$	$\frac{0,038}{0,69}$	$\frac{0,032}{5,50}$	$\frac{0,042}{4,60}$	$\frac{0,047}{4,60}$	–	$\frac{з}{н}$
Осевое сжатие и внешнее давление	$\frac{0,332}{9,35}$	$\frac{0,349}{14,11}$	$\frac{0,358}{6,77}$	$\frac{0,357}{2,68}$	$\frac{0,391}{2,72}$	$\frac{0,393}{8,28}$	–	$\frac{з}{н}$
Поперечная сила	–	$\frac{0,079}{9,76}$	$\frac{0,069}{21,65}$	$\frac{0,071}{5,06}$	$\frac{0,076}{9,05}$	–	–	$\frac{з}{н}$
Поперечная сила и внутреннее давление	–	$\frac{0,092}{14,37}$	$\frac{0,088}{9,25}$	$\frac{0,087}{2,45}$	$\frac{0,091}{5,12}$	–	–	$\frac{з}{н}$
Кручение	–	$\frac{0,018}{2,44}$	–	–	$\frac{0,014}{5,50}$	–	–	$\frac{з}{н}$

Однако незначительность разброса параметра K (до 10%) позволяет эти условия принять близкими к условиям подобия тонкостенных конструкций для случая адаптивной технологии.

Отсутствие дрейфа в рамках первой технологической концепции свидетельствует о выполнении для рассматриваемого класса конструкций условий статистического подобия. Прогнозирование осуществляется путем возврата от относительных параметров модели к соответственным параметрам природы с учетом статистического характера связи. Как указывалось ранее, этот случай редко реализуется на практике [1].

Отсутствие дрейфа в рамках второй технологической концепции часто свидетельствует об отсутствии влияния вторичных факторов. На практике этот случай реализуется для комбинированной нагрузки цилиндрических оболочек осевым сжатием и внутренним давлением. Очевидно, что в этом случае вторичные реализации действуют незначимо и стандартное отклонение $S(K)$ составляет $1,04 \div 3,28\%$ от \bar{K} .

При прогнозировании влияния несовершенств на параметр несущей способности для реальных крупногабаритных оболочек, в данном случае необходимо использовать процедуру неаддитивного дрейфа. При этом важным является описание с помощью модели изменения взаимосвязи переменных, входящих в регрессионную зависимость. Высокий уровень критических напряжений, отсутствие масштабного эффекта и малость оценки стандартного отклонения (менее 5% от \bar{K}) позволяют говорить о выполнении в данном случае условий подобия идеальных оболочек.

Наиболее часто встречающимся в практике случаем является дрейф в условиях I технологической концепции. В этом случае гипотезы I технологической концепции выполняются полностью, аппроксимация может быть осуществлена с использованием аддитивного дрейфа по масштабу. Для надежности прогнозирования важно убедиться в технологической идентичности рассматриваемых конструкций. Указанным условиям соответствует работа тонкостенных цилиндрических оболочек, допускающих некоторую неравномерность нагружения при осевом сжатии (I партия), внешнем давлении, осевом сжатии и внешнем давлении, поперечной силе, поперечной силе с внутренним давлением и кручении. Это наиболее общий случай подобия в технологическом смысле, и ему соответствуют условия подобия в технологическом смысле для произвольно выбранного технологического процесса.

Список литературы: 1. *Мастаченко, В.Н.* О статистическом моделировании в строительной механике [Текст] / В. Н. Мастаченко // Проблемы надежности в строительной механике. – Вильнюс, 1968. – С. 65–70. 2. *Назаров, А.Г.* О механическом подобии твердых деформируемых тел [Текст]: монография / А. Г. Назаров. - Ереван: Изд-во АН Арм. ССР. – 1965. – 218 с. 3. *Растрюгин, Л.А.* Экстраполяционные методы проектирования и управления [Текст] / Л. А. Растрюгин, Ю. П. Пономарев. - М.: Машиностроение, 1986.- 116 с. 4. *Мильцын, А. М.* Разработка концепции прогнозирования механических свойств тонкостенных оболочек [Текст] / А. М. Мильцын, Д. Г. Зеленцов, В. И. Олевский // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 1/3 (49). – 2011. – С. 57–61. 5. *Моссаковский, В.И.* Моделирование несущей

способности цилиндрических оболочек [Текст]: монография / В. И. Моссаковский, Л. И. Маневич, А. М. Мильцын. – Киев: Наук. думка. – 1977. – 141 с.

Поступила в редколлегию 06.09.2011

УДК 621.833

А.И. ПАВЛОВ, докт. техн. наук, проф., ХНАДУ, Харьков

С.В. АНДРИЕНКО, ст.препод., ХНАДУ, Харьков

ЭВОЛЮТНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

Рассмотрены достаточные условия проектирования обкатных передач с прямыми и косыми зубьями, в частности, с эволютным зацеплением. Предлагается представлять передачи с промежуточными телами как цевочные или цепные. Приведены преимущества и недостатки таких передач.

Ключевые слова: эволютное зацепление, эволюта, коэффициент перекрытия

Розглянуто достатні умови проектування обкатних передач з прямими і косими зубцями, зокрема, з еволютним зачепленням. Пропонується представляти передачі з проміжними тілами як цівочні або ланцюгові. Наведено переваги і недоліки таких передач.

Ключові слова: еволютне зачеплення, еволюти, коефіцієнт перекриття

We consider sufficient conditions for the design flow forming gear with straight and helical teeth, in particular, with the evolute gearing. Requested to submit the transfer to the intermediate bodies like lantern or chain. The advantages and disadvantages of such programs.

Keywords: evolute gearing, evolute, the overlap factor

Постановка задачи

Для плавного пересопряжения рабочих поверхностей в зубчатом зацеплении используются сопряженные кривые, которые в случае преобразования шестерен в рейки (колеса бесконечного радиуса) являются совпадающими, т.е. входят одна в другую как шаблон и контршаблон [1].

В момент входа в зацепление последующей пары зубьев предыдущая должна по-прежнему находиться в контакте, чем обеспечивается многопарность зацепления и значение коэффициента перекрытия, большего единицы. Для косозубой передачи это условие должно выполняться постоянно, так как точки контакта рабочих поверхностей имеют различные положения на линии зацепления.

Цель работы - уточнить условие для обкатных передач, являющееся достаточным.

Выполнение исследований проведем путем анализа плоскопараллельного движения твердого тела. Если точки одновременного контакта, принадлежащие одному или соседним зубьям, движутся по одной траектории, то это не значит, что они принадлежат одному телу. Доказательство этому положению видно из рис.1. Точки А и В движутся по траектории (циклоиде), если принадлежат кругу в двух положениях. Следовательно, мгновенными центрами скоростей будут разные точки P_1 и P_2 , образующие неподвижную центроиду. Векторы скоростей этих точек направлены по касательным к траекториям.

Для произвольной траектории, являющейся линией зацепления, плоскопараллельное движение можно представить как качение подвижной центроиды по неподвижной. В качестве неподвижной центроиды можно выбрать прямую линию. Тогда подвижной центроидой будет некруглая кривая, например, эллипс или овал (рис.2). При этом неподвижная центроида является эволютой траектории движения контактных точек профиля зубьев рейки в зацеплении.

Таким образом, если принять, что неподвижной центроидой является прямая линия, параллельная межцентровой, то под единственностью мгновенного центра

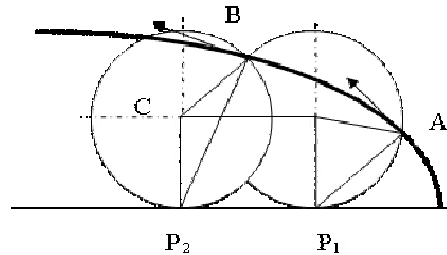


Рис.1. Качение круга по плоскости

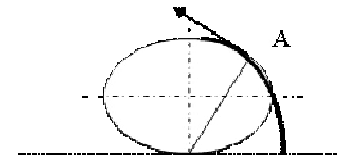


Рис.2. Качение овала

[2-4] скоростей шатуна в четырехзвенном механизме, заменяющем зубчатую передачу с помощью построения Бобилье, следует понимать постоянство ординаты, определяющей расстояние между неподвижной центроидой и межцентровой линией.

Под эволютой кривой, описывающей профиль зуба рейки, следует также понимать эту неподвижную центроиду. При этом сама кривая перемещается, а ее эволюта неподвижна, как и принято в работах [2-4].

Расстояние от этой неподвижной центроиды до межцентровой линии в работах [2-4] названо коэффициентом разновидности.

Следовательно, достаточным условием для проектирования обкатных зацеплений является единство неподвижной центроиды плоскопараллельного движения шатуна, при котором его точка движется по линии зацепления, и эволюты кривой, описывающей профиль зуба рейки (рис. 3).

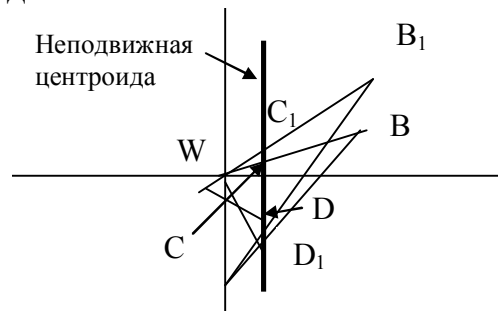


Рис.3. Построение Бобилье для обкатных передач

Если предположить, что центры кривизны линии зацепления расположены на дуге окружности или другой кривой, т.е. неподвижная центроида не прямая линия, то расстояние от центров кривизны до межцентровой линии будет являться функцией независимого параметра, определяющего положение точки контакта на линии зацепления. Но это вопрос дальнейших исследований.

Дифференциальное уравнение, описывающее профиль зуба рейки, имеет вид

$$y'' = \frac{y'(1 + y'^2)}{ky' + x}, \quad (1)$$

где $y(x)$ - функция, описывающая профиль зуба рейки;

k - коэффициент разновидности. Начало координат принято в полюсе передачи, а ось ординат направлена перпендикулярно межцентровой линии.

Дифференциальное уравнение, описывающее линию зацепления, по виду мало отличается от уравнения (1):

$$z'' = \frac{z'(1+z'^2)}{z+k}, \quad (2)$$

где $z(x)$ - функция, описывающая линию зацепления. Ось аппликата коллинеарна оси ординат, но направлена в противоположную сторону.

В последнее время все чаще предлагаются передачи с промежуточными телами. Однако эти предложения ограничиваются только экспериментальными разработками [5].

Вообще передачу с промежуточными телами можно рассматривать как цевочную или цепную, если поочередно рассматривать контакт промежуточного тела с одной или другой шестерней.

Построение зацепления цевочной передачи выполнено из условия прямолинейной эволюты [6]. В этом случае профиль зуба звездочки определяется уравнением

$$y'' \frac{y'(1+y'^2)(rf-k)(1-Ay')}{x(rf-k)(1-Ay') + y'rkf}, \quad (3)$$

где $y(x)$ – уравнение, описывающее профиль зуба звездочки;

r - радиус делительной окружности звездочки;

f - коэффициент трения скольжения в зацеплении;

A – коэффициент, определяемый по формуле

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r - \frac{k}{f} + k^2)}}, \quad (4)$$

Профиль зуба инструментальной рейки для нарезания зубьев звездочки методом обката описывается тем же уравнением (1), что подтверждается исследованиями, проведенными в работе [6].

У всякой передачи с промежуточными телами, в том числе и у предложенной в работе [5], коэффициент перекрытия равен единице, если использовать двухстороннее зацепление (у которого головки зубьев выпуклые, а ножки зубьев – вогнутые), коэффициент полезного действия меньше, чем в цевочной передаче, т.к. потери происходят одновременно в двух точках контакта и увеличиваются примерно в два раза. Достоинства передачи с промежуточными телами состоят в увеличении контактной и изгибной прочности зубьев. Однако из-за большой чувствительности к погрешностям изготовления и монтажа и большой неравномерности вращения ведомого колеса может применяться только в тихоходных силовых передачах. Изготовление шестерен для передачи с промежуточными телами также может выполняться тем же инструментом, что и для изготовления звездочек цепной передачи. Правда, для изготовления шестерен передачи с промежуточными телами применяется один инструмент.

В результате проведенных исследований была изготовлена опытная зубчатая передача с эволютным односторонним зацеплением, представленная на рис. 4. Ее производство потребовало проведения конструкторских и технологических проработок и исследований, которые заключаются в выборе бокового зазора в зацеплении, подбора высоты зуба, проверки зацепления на отсутствие

интерференции и определения размеров заготовки. Изготовленная опытная передача подтвердила справедливость выше приведенных исследований и обеспечения в зацеплении выпукло-вогнутого контакта.

Приведенная на рис.4 передача обладает рабочими характеристиками, приведенными в таблице.



Рис. 4. Зубчатая передача с эволютным односторонним зацеплением (заполюсный вариант)

Таблица. рабочие характеристики передачи

Параметры	Обозначение	Значение
Модуль передачи, мм	m	5
Передаточное число	u	2
Межцентровое расстояние, мм	a_w	135
Высота головки зуба шестерни, мм	h_1	10
Высота ножки зуба шестерни, мм	h_2	0
Боковой зазор, мм	δ	0,8
Коэффициент перекрытия	ε	1,59
Приведенный радиус кривизны, мм	ρ	90
Максимальное значение коэффициента относительного скольжения	λ	0,6
Коэффициент полезного действия	η	0,98

Выводы

В теории зубчатых зацеплений произошел скачок в ее развитии. Получена возможность расширения области самих зацеплений с новыми, более высокими характеристиками. С помощью новых положений можно правильно спроектировать цепные и цевочные зацепления. Это касается и передач с промежуточными телами.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука.-1968.-584с. 2.Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Некоторые аспекты проектирования и исследования зубчатых зацеплений. // Вісник Східноукраїнського університету ім. В.Даля.-№12(70).-Луганск.-2003.-С.10-14. 3.Кириченко А.Ф., Павлов А.І., Андрієнко С.В. Побудова робочих поверхонь зубців зубчастих передач і визначення їх характеристик // Прикладна геометрія та інженерна графіка. Київ, КНУБА. - 1999, вип. №65.-С. 48-52. 4.Павлов А.И. Зацепления с выпукло-вогнутым контактом для силовых зубчатых передач //Вестник ХГПУ.- Харьков.- 2000, вып. 68.-С. 49-53. 5.Стрельников В.Н. Энергетические потери в передаче с промежуточными телами. //Вестник НТУ «ХПИ» №9, т.2.-Харьков.-2003- С. 118-131. 6.Павлов А.И., Андрієнко С.В. Построение рабочей поверхности зубьев звездочки цепной передачи. // Вестник НТУ «ХПИ» №8, т.3.- Харьков.-2003- С.43-46.

Поступила в редколлегию 12.10.2011

МААМРИ РАШИД, докторант, Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада
Ф.И. АБРАМЧУК, докт. техн. наук, проф., зав.каф. ХНАДУ, Харьков
А.Н. КАБАНОВ, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков
ДУБЕ ИВ, Ph. D., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада
ТЮБАЛЬ ЛОТФИ, Ph. D., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада
КОДЖО АГБОССУ, Ph. D., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО С ПОСТОЯННОЙ ДОБАВКОЙ ВОДОРОДА В ТОПЛИВЕ

Приведены результаты исследования газового двигателя, работающего с постоянной добавкой водорода в топливе.

Ключевые слова: газовый двигатель, водород.

Наведені результати дослідження газового двигуна, що працює з постійною добавкою водню в паливі.

Ключові слова: газовий двигун, водень.

Results of investigation of gas engine running with constant hydrogen addition in fuel have been given. Key words: gas engine, hydrogen.

1. Введение

Благодаря своим физико-химическим свойствам водород является самым экологически чистым топливом, и к тому же – возобновляемым источником энергии. Однако вопрос получения его в промышленных масштабах с целью массового внедрения его в автомобильный транспорт не решён до сих пор из-за высоких затрат энергии на выполнение этой операции [1]. Все автомобили, представленные зарубежными производителями, представлены максимум единичными опытными и выставочными образцами [1].

Компромиссным решением является использование водорода в виде постоянной добавки к различным более распространённым топливам. Это позволит снизить количество водорода, необходимого в качестве топлива, и существенно повысит экологические свойства автомобиля.

2. Анализ публикаций по теме исследования

В мире ведутся активные работы по исследованию двигателей, работающих на смеси природного газа и водорода [2].

Концепция «бедного горения» (то есть горения смеси в цилиндре при высоких α) является одним из наиболее эффективных способов снижения выбросов NO_x двигателем с искровым зажиганием. При этом применение добавки водорода к газовому топливу позволяет устранить основные недостатки данной концепции – неполное сгорание рабочей смеси и пропуски вспышек [3]. Кроме того, конвертация двигателя, работающего на жидком нефтяном топливе,

на сжатый природный газ приводит к увеличению продолжительности сгорания, что, в свою очередь, приводит к увеличению выбросов несгоревших углеводородов СН с отработавшими газами. Добавка водорода к газовому топливу увеличивает скорость пламени, сокращая продолжительность сгорания и снижая таким образом выбросы СН [4, 5].

Исследования, проведенные в [6, 7] показывают, что небольшое увеличение концентрации водорода в газовом топливе способствует повышению мощности двигателя на несколько процентов в зависимости от режима. Это происходит за счёт увеличения скорости пламени и высокой низшей теплоты сгорания (H_u) этого топлива.

Кроме того, добавка водорода снижает энергию воспламенения, необходимую для надёжного воспламенения основного топлива. Так, добавка водорода к природному газу в количестве 10 % позволяет уменьшить энергию воспламенения в 5,7 раз, что позволяет отказаться от использования многоискровой высокоэнергетической системы зажигания при конвертации бензинового двигателя на природный газ [9].

Следует также отметить, что низкая плотность водорода при нормальных условиях сводит на нет эту прибавку мощности при содержании водорода в газовом топливе более 10 % по объёму [6, 7]. Кроме того, при $\alpha < 2$ добавка водорода снижает детонационную стойкость газового топлива [8].

3. Цель исследования

Проведенный анализ литературных источников показал целесообразность использования смеси природного газа и водорода (смесевое топливо) в качестве моторного топлива. Поэтому целью исследования является выбор оптимальных параметров работы малолитражного двигателя 4Ч7,5/7,35, работающего на смесевом топливе (смеси природного газа и водорода).

4. Выбор величины добавки водорода в смесевом топливе

Использование переменной добавки водорода в зависимости от режима работы двигателя иногда связано с рядом сложностей в эксплуатации транспортного средства. Это необходимость устанавливать, использовать и обслуживать две системы хранения и подачи топлива. Использование двух баллонов существенно увеличивает удельную массу баллона на 1 м³ топлива по сравнению с использованием одного баллона. Кроме того, водород в чистом виде подвержен утечкам и взрывоопасен.

Исходя из вышеприведенных соображений, иногда целесообразно использование заранее приготовленного смесевое топлива. Содержание водорода в смесевом топливе рекомендуется в размере 10 % по объёму, по следующим соображениям.

1. Увеличение добавки водорода свыше 10 % уже не вызывает сильного снижения энергии воспламенения при $\alpha < 1,3$ [9].

2. Добавка водорода $\psi = 0,12$ вызывает снижение мощности двигателя на номинальном режиме на 7,5 %, в то время как добавка водорода $\psi = 0,1$ снижает мощность на этом режиме на 4 %.

5. Основные положения расчётной модели

С целью экономии материальных ресурсов был выбран расчётно-экспериментальный подход к исследованию. В качестве расчётной модели использовалась модель Вибе.

Исследования показали, что при увеличении добавки водорода до 10 % по объёму продолжительность сгорания уменьшается практически линейно. Зависимость продолжительности сгорания от доли водорода в смесевом топливе ψ на установившемся режиме приведена на рис. 1.

Для проверки модели Вибе с полученными уравнениями были проведены экспериментальные испытания в 7 точках. Сравнение экспериментальных значений p_i с рассчитанными по предлагаемой методике показало погрешность расчёта не более 10 %.

Так как образование токсичных веществ идёт в основном в пламени и продуктах сгорания, а возникновение детонации в двигателе напрямую зависит от температуры несгоревшей смеси в процессе сгорания, модель Вибе была дополнена двухзонной моделью расчёта процесса сгорания, описанной в [15].

Для моделирования содержания токсичных веществ в цилиндре двигателя на основании температур сгоревшей смеси, полученных в результате расчета с применением двухзонной модели, использовалась методика расчёта равновесного состава продуктов сгорания с уточнением содержания NO_x по кинетическому уравнению, предложенная Звоновым. Её описание приведено в [16].

6. Выбор степени сжатия

Качественным критерием выбора степени сжатия предложена работа двигателя на пределе детонации на режиме максимального крутящего момента при полностью открытой дроссельной заслонке.

Количественная оценка данного критерия выполнялась расчётным путём при помощи методики, описанной в [14]. В основе данной методики лежит расчёт критерия детонации в процессе сгорания

$$K_d = \frac{(h_{c'} - h)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (1)$$

где $h_{c'}$ – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h – удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; H_u – низшая теплота сгорания, кДж/кг, x – доля выгоревшего топлива; ε – степень сжатия.

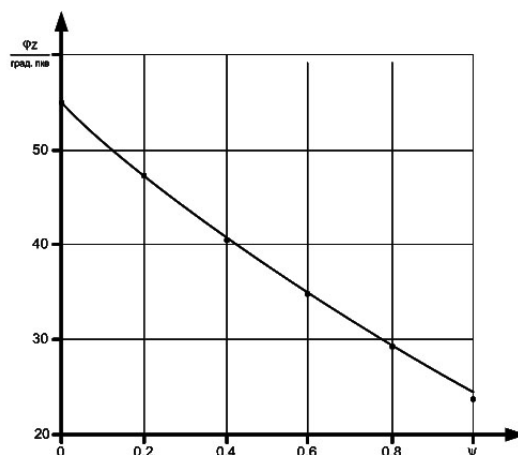


Рис. 1. Зависимость продолжительности сгорания от доли водорода в смесевом топливе (параметры режима: $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 12$; $\alpha = 1$; $\eta_v = 0,7$; $\theta = 22$ град. пкв до ВМТ)

Пограничная детонация присутствует на режиме в том случае, если максимальное значение критерия детонации в процессе сгорания составляет $K_{dmax} = 1,5$. Превышение этого значения означает наличие детонации на режиме, причём её интенсивность прямо пропорциональна значению K_{dmax} .

Для экспериментальной проверки расчётных значений K_{dmax} степень сжатия на стенде изменялась при помощи трёх комплектов поршней, обеспечивающих значения степени сжатия $\varepsilon = 9,8$; $\varepsilon = 12$ и $\varepsilon = 14$. Экспериментальное значение K_{dmax} определялось при помощи метода обработки индикаторных диаграмм, описанного [12].

Сравнение расчётных данных с экспериментальными показало погрешность расчёта значения K_{dmax} не более 10 %.

Расчёты показали, что для $\psi = 0,1$ (при $\alpha = 1$) предельной степенью сжатия является $\varepsilon = 12$, что было подтверждено экспериментально. Как следствие, выбор оптимальных параметров работы двигателя проводился для степени сжатия $\varepsilon = 12$.

7. Решение задачи оптимизации

Для решения задачи оптимизации использовался метод исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя, подробно описанный в [13].

Решение задачи оптимизации при выборе параметров рабочего процесса предполагает компромисс между мощностью, экономичностью и токсичностью двигателя. Поэтому в качестве критериев качества использовались следующие величины: удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч); эффективная мощность N_e , кВт; удельные выбросы оксидов азота g_{NOx} , г/(кВт·ч).

8. Выбор диапазона варьирования факторов при решении задачи оптимизации

Итоговые диапазоны варьирования вышеперечисленных факторов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Диапазон варьирования параметров двигателя при решении задачи оптимизации

α	\square	n	$\Phi_{др}$
–	град. пкв до ВМТ	хв ⁻¹	%
1	5	800	0
2	50	5600	100

Работа двигателя при $\alpha < 1$ нецелесообразна на любом режиме из-за ухудшения показателей мощности, экономичности и токсичности. Работа двигателя при $\alpha > 2$ не рекомендуется из-за нестабильной работы двигателя на смесевом топливе с $\psi = 0,1$. Выбор диапазона изменения угла опережения зажигания θ осуществлялся по результатам предварительных исследований. Диапазон изменения частоты вращения n , мин⁻¹, является диапазоном изменения частоты вращения базового двигателя. Угол открытия дроссельной заслонки $\Phi_{др}$ обозначен в % от полного открытия.

9. Экспериментальный стенд

Для экспериментальной проверки математической модели, а также для оценки технико-экономических и экологических показателей двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смеси сжатого природного газа и водорода, использовался экспериментальный стенд, описанный в [10]. Стенд был создан на базе двигателя 4ГЧ7,5/7,35. Для обеспечения возможности работы стенда на смеси природного газа и водорода он был дополнен системой подачи водорода, описанной в [11]. Данная система обеспечивает независимую подачу трёх видов топлива (бензина, природного газа, водорода) в любых пропорциях, причём для подачи бензина использовалась штатная топливная система двигателя МеМЗ-307. Общий вид системы подачи природного газа и водорода, установленной на испытательном стенде, приведен на рис. 2.

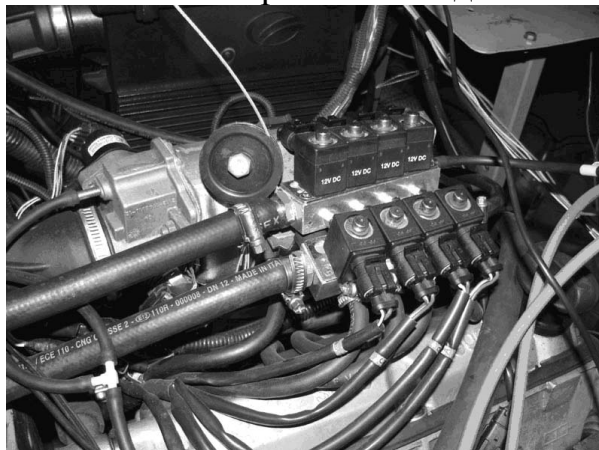


Рис. 2. Система подачи топлива на экспериментальном стенде

Степень сжатия на стенде могла изменяться при помощи трёх комплектов поршней, обеспечивающих следующие значения ε : $\varepsilon = 9,8$; $\varepsilon = 12$ и $\varepsilon = 14$.

10. Характеристические карты

На основании проведенных исследований получены характеристические карты для систем управления двигателем, приведенные на рис. 3 и 4.

При разработке характеристических карт учитывалось, что двигатель работает на смесевом топливе предложенного состава (10 % водорода и 90 % природного газа по объёму).

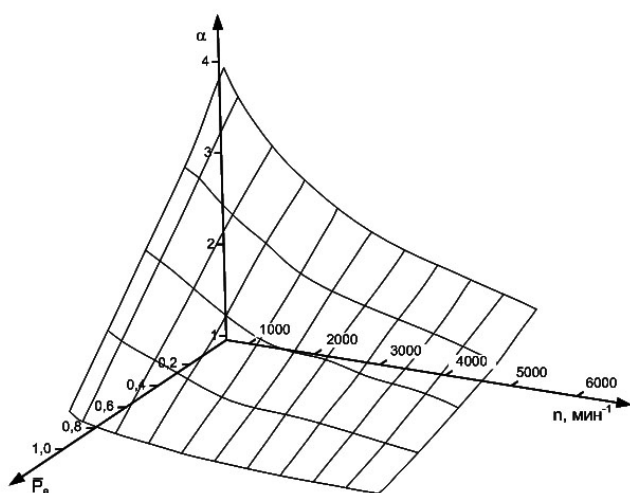


Рис. 3. Характеристическая карта управления коэффициентом избытка воздуха

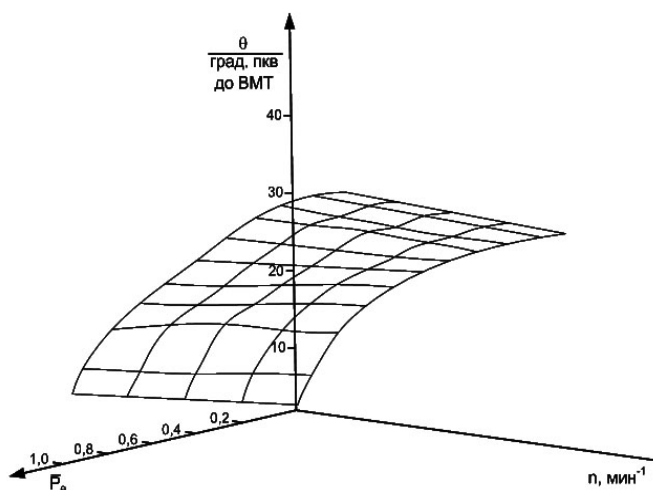


Рис. 4. Характеристическая карта управления углом опережения зажигания

11. Основные технико-экономические показатели двигателя

Внешняя скоростная характеристика двигателя (ВСХД) и изменение содержания нормируемых токсичных компонентов по ВСХД приведены соответственно на рис. 5 и 6.

Как видно из рис. 5, при переводе двигателя на смесевое топливо с $\psi = 0,1$ практически удалось избежать потерь мощности на номинальном режиме по

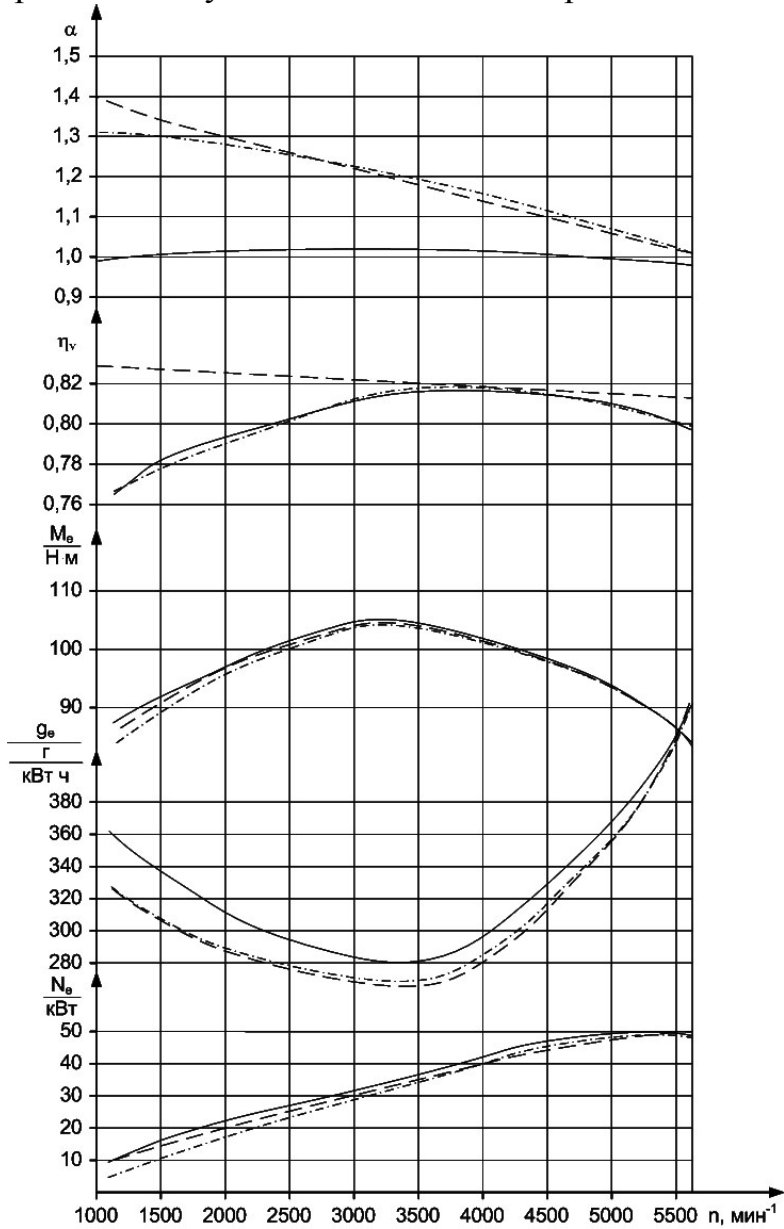


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4ГЧ7,5/7,35:

— бензин; - - - - природный газ; - · - · -
- - - - смесевое топливо

сравнению с работой при $\psi = 0$ ($N_e = 50$ кВт). На режиме максимального крутящего момента M_{emax} ($n = 3500$ мин⁻¹) снижение мощности при переходе с природного газа на смесевое топливо составляет 7 %. Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме снижается на 5 %, на режиме M_{emax} – на 9 %.

Токсичность двигателя оценивалась при помощи 13-ступенчатого цикла ESC. Результаты экспериментального исследования двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе, с использованием этого цикла приведены в таблице 2 (для двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе, $n_{XX} = 800$ мин⁻¹, $n_A = 2575$ мин⁻¹, $n_B = 3650$ мин⁻¹, $n_C = 4725$ мин⁻¹).

Средние эксплуатационные выбросы токсичных компонентов, г/(кВт·ч), определяются как сумма произведений выбросов токсичных компонентов на

тринадцати режимах цикла на коэффициенты значимости этих режимов

$$\bar{g} = \sum_{i=1}^{13} (g_i \cdot \delta_{zi}), \quad (2)$$

где \bar{g} – выбросы компонента на режиме; δ_z – коэффициент значимости режима.

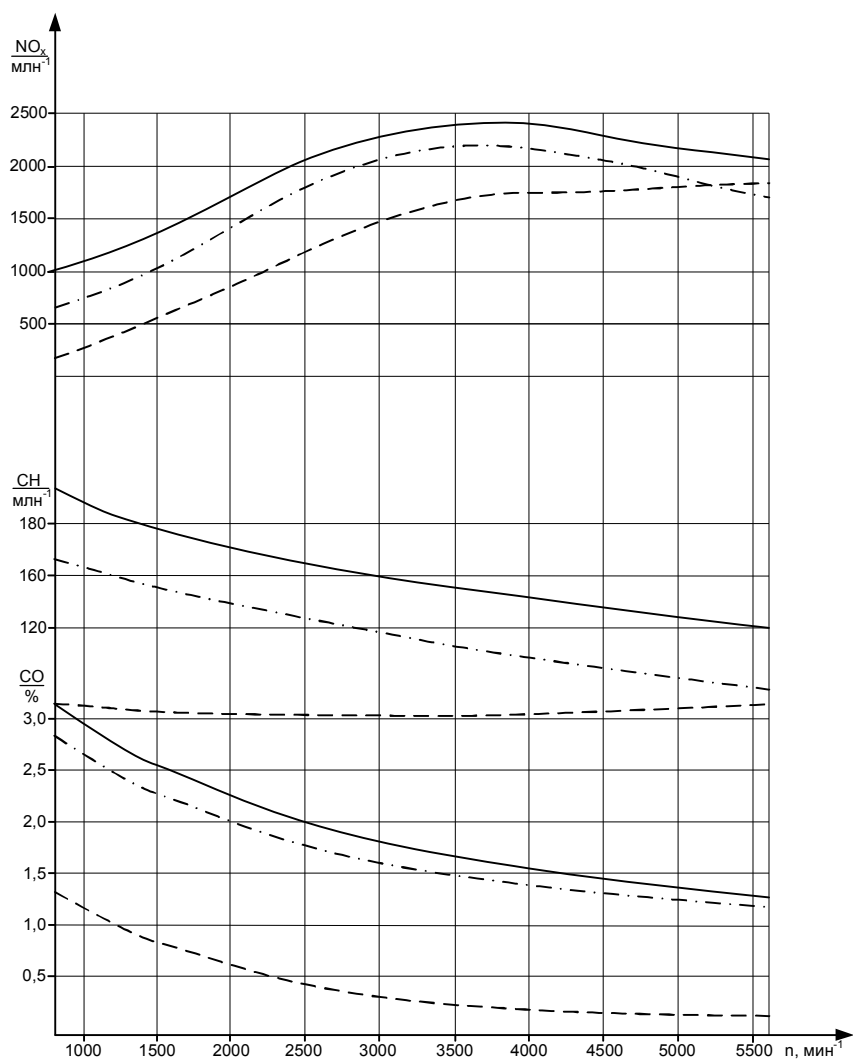


Рис. 6. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4ГЧ7,5/7,35: — бензин; - - - природный газ; - · - · - смесевое топливо.

Таблица 2. Результаты испытаний двигателя по циклу ESC

№	δ_3	$\bar{M}_{кр}$	n	g_{NOx}	g_{CO}	g_{CH}
—	—	%	мин ⁻¹	г/(кВт·ч)	г/(кВт·ч)	г/(кВт·ч)
1	0,15	0	n_{XX}	—	—	—
2	0,08	100	n_A	8,1	1,11	0,44
3	0,1	50	n_B	4,6	1,32	0,32
4	0,1	75	n_B	5,6	1,16	0,38
5	0,05	50	n_A	4,1	1,34	0,4
6	0,05	75	n_A	5,0	1,21	0,43
7	0,05	25	n_A	2,9	1,44	0,51
8	0,09	100	n_B	8,6	1,05	0,35
9	0,1	25	n_B	3,5	1,29	0,38
10	0,08	100	n_C	9,1	1,0	0,4
11	0,05	25	n_C	4,2	1,18	0,24
12	0,05	75	n_C	6,8	1,11	0,11
13	0,05	50	n_C	5,5	1,24	0,18

В соответствии с таблицей 2 и зависимостью (2) средние эксплуатационные выбросы токсичных компонентов двигателя 4ГЧ7,5/7,35, г/(кВт·ч): $\bar{g}_{NO_x} = 4,95$; $\bar{g}_{CO} = 1,45$; $\bar{g}_{CH} = 0,48$.

Таким образом, снижение средних эксплуатационных выбросов двигателя 4ГЧ7,5/7,35 по сравнению с бензиновым двигателем-прототипом MeM3-307 составило: по NO_x – 61 %; по CO – 96 %; по CH – 78 %.

Выводы

1. Добавка водорода к природному газу позволяет устранить недостатки применения концепции «бедного горения», сохранив её достоинства.

2. На основе малолитражного газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить исследования на трёх видах топлива в любых пропорциях – бензине, водороде и природном газе.

3. Предложены характеристические карты для систем управления составом топливо-воздушной смеси и углом опережения зажигания блока управления двигателем при работе его на смесевом топливе с постоянной добавкой водорода в 10 %.

4. Сравнительные испытания двигателя на бензине (заводская программа управления) и смесевом топливе (с использованием полученных характеристических карт) показали, что на номинальном режиме мощность не изменяется, на режиме максимального крутящего момента мощность падает на 10 %. Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме снижается на 5 %, на режиме M_{emax} – на 9 %.

5. Экспериментальное исследование с использованием 13-ступенчатого цикла ESC показало, что конвертация бензинового малолитражного двигателя MeM3-307 на смесевое топливо приводит к снижению выбросов: по NO_x – 61 %; по CO – 96 %; по CH – 78 %

Список литературы: 1. Кириллов Н.Г. Анализ перспективности различных видов альтернативных моторных топлив: сжиженный природный газ – моторное топливо XXI века [Текст] / Н.Г. Кириллов, А.Н. Лазарев // Двигателестроение. – 2010. – № 1. – С. 26-33. 2. Watson H. Hydrogen and methane — automotive fuels of the future? [Текст] / H. Watson, E. Milkins // SAE Journal (Australia). – 1975. – № 3. – P. 17-19. 3. Jacob K. Performance of Lean-Birn Natural Gas Fueled Engine on Specific Fuel Consumption, Power Capacity and Emissions [Текст] / K. Jacob – Calgary, CA: University of Calgary, 1990. – 18 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE № 901495). 4. Karim G.A. Some Considerations of Cyclic Variations in Spark Ignition Engines Fueled with Gaseous Fuels [Текст] / G.A. Karim, Y.H. Al-Alusi – Calgary, CA: University of Calgary, 1984. – 12 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE № 840232). 5. Michael R.S. The Effect of Hydrogen Addition on Natural Gas Engine Operation [Текст] / R.S. Michael, J.Y. Mirza, D. Zafer, N.S. Matthew – Calgary, CA: University of Calgary, 1993. – 16 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE № 932775). 6. Karim G.A. Comparative Studies of Methane and Propane as Fuels for Spark Ignition and Compression Ignition Engines [Текст] / G.A. Karim, I. Wierzba // SAE Transactions. – 1984. – № 92. – pp. 3677-3688. 7. Soriano B. Turbulent Combustion [Текст]: master's thesis: 115.01.02 / B. Soriano. – Calgary, CA. – 1990. – 163 p. 8. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей [Текст] / А.И. Мищенко – Киев: Наук, думка, 1984. – 143 с. 9. Абрамчук Ф.И. Пути повышения надёжности воспламенения топливовоздушной смеси газовых двигателей от искры электрического разряда [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, Э.Р. Муртазаев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2010. – № 27. – С. 25-31. 10. Абрамчук Ф.И. Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания [Текст] /

Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Механика и машиностроение: сб. науч. тр. – Харьков: ХПИ. – 2010. – №1. – С. 66-73. 11. *Абрамчук Ф.И.* Способ подачи водорода для питания автомобильного двигателя [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, А.П. Кузьменко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2010. – № 26. – С. 63-66. 12. *Кабанов А.Н.* Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами транспортных дизелей путём конвертирования их в газовые двигатели [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Кабанов Александр Николаевич. – Х., 2007. – 206 с. 13. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами [Текст] / И.М. Соболь, Р.Б. Статников. – М. : Наука, 2005. – 110 с. 14. *Attar A.A.* Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine [Текст]: PhD thesis: Mechanical Engineering / A.A. Attar. – Calgary, Canada, 1997. – 248 p. 15. *Абрамчук Ф.И.* Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, В.Н. Муратов, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Межвузовский сборник “Наукові нотатки”. – Луцк: Луцкий Национальный технический университет. – 2010. – № 28. – С. 4-8. 16. *Абрамчук Ф.И.* Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007. – № 2. – С. 67 – 73.

Поступила в редколлегию 19.10.2011

УДК 536.24

А.П. СЛЕСАРЕНКО, докт. физ.-мат. наук, проф., вед. науч. сотр.,
Институт ИПМаш НАН Украины им.А.Н.Подгорного, Харьков
Н.А. САФОНОВ, канд. физ.-мат. наук, науч. сотр., Институт
ИПМаш НАН Украины им.А.Н.Подгорного, Харьков
А.А. ВЕРХУША, ассист., ХНАГХ, Харьков

УПРАВЛЯЕМАЯ МНОГОСТУПЕНЧАТАЯ ТЕРМООБРАБОТКА В НЕРАЗРУШАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЯХ ОЧИСТКИ ПОВЕРХНОСТИ РЕЛЬСОВОГО ПОЛОТНА

Предлагаются новые подходы к созданию неразрушающих технологий очистки поверхности рельсового полотна на базе управляемой многоступенчатой термообработки в зависимости от изменения климатических условий.

Ключевые слова: управляемая термообработка, плазменный факел, рельсовое полотно, очистка поверхности.

Пропонуються нові підходи до створення неруйнуючих технологій очищення поверхні рейкового полотна на базі керованої багатоступінчатої термообробки залежно від зміни кліматичних умов.

Ключові слова: керована термообробка, плазмовий факел, рейкове полотно, очищення поверхні.

New approaches are offered to creation of not destroying technologies of cleaning of surface of rail linen on the base of the guided multi-stage heat treatment depending on the change of climatic terms.

Keywords: guided heat treatment, plasma torch, rail linen cleaning of surface.

Постановка проблемы

Мировой и отечественный опыт очистки поверхности рельсового полотна подтверждает экономическую и технологическую целесообразность использования плазменных технологий очистки. При этом плазменные

технологии очистки поверхности рельсового полотна относятся к наиболее перспективным. Они позволяют рационально на многоступенчатом уровне использовать плазменный факел при создании условий неразрушающей термообработки поверхностей и поддержании заданных стандартов температуры на поверхности рельсового полотна, при которой происходит полное испарение дисперсных элементов загрязнения.

Много — параметричность задач управления плазменными факелами с целью создания на поверхности рельсового полотна температуры испарения элементов загрязнения и сложность получения их решения, трудоемкость и дороговизна натуральных экспериментальных исследований объясняют причины, по которым в настоящее время отсутствует необходимый объем данных для оптимального проектирования управляемых систем обогрева плазменными факелами.

Таким образом, научные исследования, посвященные решению данной проблемы, являются актуальными.

Анализ исследований и публикаций

На состоявшемся в ноябре 2001 г. в Кёльне (Германия) Всемирном конгрессе по исследованиям на железнодорожном транспорте проблема термической очистки поверхности катания рельсов вызвала большой интерес [1]. Он был связан с всеобщим вниманием к трению в системе колесо — рельс и к влиянию на него самых разнообразных загрязнений. Для более детального исследования данной проблемы компания Laserthor построила в г.Бистере специальный испытательный стенд, на котором оценивали чистящие характеристики лазера при загрязнениях разных типов, включая ржавчину, консистентную смазку, листву. Лазерно-оптическое устройство типа Mk1 создавало ориентированный поперек головки рельса лазерный луч шириной 40 мм, проникающий на глубину 70 мкм, что обеспечивало непрерывное удаление загрязнений с головки рельса при движении со скоростью 13 км/ч. Затем испытывали усовершенствованное устройство типа Mk2. Положительные результаты испытаний создали предпосылки для разработки устройства типа Mk3, в котором используется сочетание нескольких лазерных лучей (каждый шириной 15 мм и глубиной проникновения 70 мкм), генерируемых отдельными лазерами, размещенными по схеме 2×3.

Полагают, что такое решение позволит эффективно очищать поверхность рельса при движении со скоростью 48 – 64 км/ч. Так как первые плазменные установки были достаточно громоздкими, то из экономических, конструктивных и технологических соображений приоритет при очистке поверхностей рельсового полотна отдавался лазерным технологиям. Однако в настоящее время появились достаточно компактные плазменные установки, управляемые микропроцессорными системами; они значительно мощнее. Поэтому на скоростях 40-60 км/час они оказываются предпочтительнее, чем лазерные установки; в связи с этим в данной статье исследуется зависимость температуры факела от скорости трамвая с целью обеспечения на поверхности рельсового полотна температуры, создающей испарение дисперсных элементов загрязнения, а также опавших листьев.

Цель работы. Разработка новых подходов к управляемой многоступенчатой термообработке поверхности рельсового полотна и на его основе разработка новой технологии очистки поверхности полотна от масляных пятен и загрязнений, создающих эффекты пробуксовки при движении трамвая.

Основные материалы исследования

Для того, чтобы нагреть рельс до 800°C , являющейся предельно-допустимой температурой согласно современным технологиям термообработки поверхности рельсового полотна, надо определить зависимость между температурой факела и скоростью движения трамвая. При увеличении скорости движения трамвая, для поддержания температуры поверхности полотна рельса от 400°C до 800°C за время Δt , достаточное для испарения загрязняющих элементов, температура плазменного факела должна повышаться.

В связи с этим возникает технологическая потребность в решении задачи определения оптимальной функциональной зависимости между скоростью движения трамвая и температурой плазменного факела, обеспечивающей «мягкую» плазменную термообработку поверхности рельсового полотна.

Технологический интервал температуры поверхности рельса при её мягкой многоступенчатой термообработке лежит в пределах $400^{\circ}\text{C} < T_{\text{п}} < 800^{\circ}\text{C}$.

Зависимость $T_{\text{ф}} = T_{\text{ф}}(V_{\text{тр}})$, обеспечивающую поддержание температуры $T_{\text{п}}$ – рельса, где $T_{1\text{п}} = 400^{\circ}\text{C}$ или $T_{2\text{п}} = 800^{\circ}\text{C}$ за время Δt , найдем из решения обратной нестационарной нелинейной задачи теплопроводности.

Построим математическую модель нагрева поверхности рельса

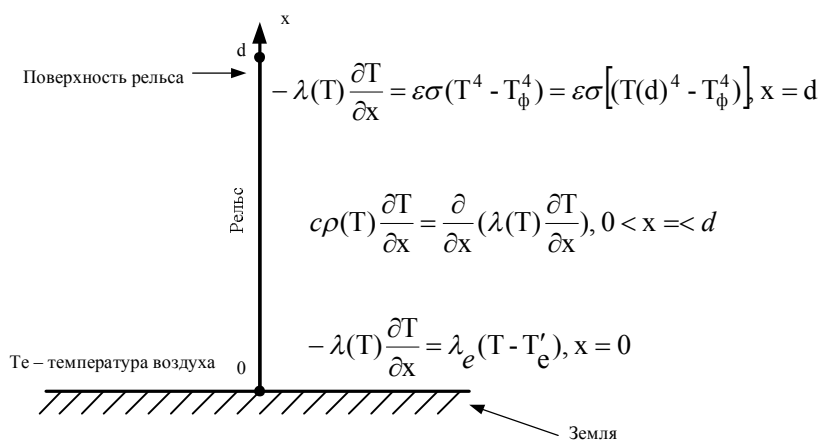


Рис.1. Математическая модель нагрева поверхности рельса

$$c\rho(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} (\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial x}); T = T(x, t); 0 < x < d; t > 0, \quad (1)$$

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=d} = \varepsilon \sigma [T^4 - T_{\text{ф}}^4] \Big|_{x=d}; x = d, t > 0$$

$$\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = \alpha_l [T - T_l], x = 0, t > 0 \quad (2)$$

$$T \Big|_{t=0} = T_c; \quad (3)$$

$$T \Big|_{x=d} = T^* \text{ при } t > 0 \quad (4)$$

где $T_{\text{ф}}$ – температура плазменного факела, К; α – коэффициент теплопроводности; $\lambda(T)$ – коэффициент теплопроводности; ε – степень черноты поверхности рельса; σ – постоянная Стефана-Больцмана; d – толщина профиля рельса, м; $T^* = T_{1\text{п}}$ или $T^* = T_{2\text{п}}$.

При этом в первой задаче определяется оптимальная зависимость $T_{\phi}=T_{\phi}(V)$, где V – скорость движения трамвая определяется при $T_{\Pi}|_{x=d} = 400^{\circ}\text{C}$, а во второй задаче оптимальная зависимость при $T_{\Pi}|_{x=d} = 800^{\circ}\text{C}$.

Для решения обратной нелинейной нестационарной задачи теплопроводности (1)-(4) совместно применим метод прямых и вариационный метод. В этом случае на временной переменной $0 \leq t < \infty$ построим сетку $t_{l+1} = t_l + \Delta t$; $\Delta t = \frac{t^*}{m}$, где t^* - временный интервал исследования теплового процесса.

При этом $\frac{\partial T}{\partial \tau} \approx \frac{T^{l+1} - T^l}{\Delta t}$.

Тогда нелинейная нестационарная задача теплопроводности для каждого момента времени будет иметь вид

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{\partial}{\partial x}(\lambda(T^{l+1})\frac{\partial T^{l+1}}{\partial x}) + c\rho(T^{l+1})\frac{T^{l+1}}{\Delta t} = c\rho(T^{l+1})\frac{T^l}{\Delta t}, 0 < x < d \end{array} \right. \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -\lambda(T^{l+1})\frac{\partial T^{l+1}}{\partial x} = \varepsilon\sigma[(T^{l+1})^4 - T_{\phi}^4], x = d \end{array} \right. \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda(T^{l+1})\frac{\partial T^{l+1}}{\partial x} = \alpha_l(T^{l+1} - T_l), x = 0 \end{array} \right. \quad (7)$$

$$T^{l+1}|_{x=d} = T^* \quad (8)$$

Принимая итерационный метод [2], задача (5)-(8) для каждого момента времени и первой задачи для каждой итерации запишем в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{\partial}{\partial x}(\lambda(T_{p,3}^{l+1})\frac{\partial T_{p+1,1}^{l+1}}{\partial x}) + c\rho(T_{p,3}^{l+1})\frac{T_{p+1,1}^{l+1}}{\Delta t} = c\rho(T_{p,3}^{l+1})\frac{T^l}{\Delta t}, 0 < x < d \end{array} \right. \quad (9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -\lambda(T_{p,3}^{l+1})\frac{\partial T_{p+1,1}^{l+1}}{\partial x} = \varepsilon\sigma[(T_{p,3}^{l+1})^3 T_{p+1,1}^{l+1} - T_{\phi}^4], x = d \end{array} \right. \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda(T_{p,3}^{l+1})\frac{\partial T_{p+1,1}^{l+1}}{\partial x} = \alpha_l(T_{p+1,1}^{l+1} - T_l), x = 0; p = 0, 1, 2, \dots, l = 0, 1, 2, \dots \end{array} \right. \quad (11)$$

$$T_{p,3}^{l+1} = T_{ln} \quad (12)$$

$$T_{p,3}^{l+1} = T^l, \quad 0 < x < d;$$

Сведем задачи (9)-(12) к вариационным задачам о минимуме функционалов.

$$I_{p+1,1}^{l+1} = \int_0^l \left[\lambda(T_{p,3}^{l+1}) \left(\frac{\partial T_{p+1,1}^{l+1}}{\partial x} \right)^2 + c\rho(T_{p,3}^{l+1}) \frac{(T_{p+1,1}^{l+1})^2}{\Delta t} - \right. \\ \left. - 2c\rho(T_{p,3}^{l+1}) \frac{T^l}{\Delta t} T_{p+1,1}^{l+1} \right] dx + \left[\varepsilon\sigma(T_{p,3}^{l+1})^3 (T_{p+1,1}^{l+1})^2 - \right. \\ \left. - 2\varepsilon\sigma T_{\phi}^4 T_{p+1,1}^{l+1} \right] \Big|_{x=d} + \left[\alpha_l (T_{p+1,1}^{l+1})^2 - 2\alpha_l T_l T_{p+1,1}^{l+1} \right] \Big|_{x=0} \quad (13)$$

Системы алгебраических уравнений для отыскания неопределенных компонент $C_{p+1,1,i}^{l+1}$ структур решений

$$T_{p+1,1}^{l+1} = \sum_{i=0}^n C_{p+1,1,i}^{l+1} \chi_4(x)$$

вариационных задач (13), где $\chi_4(x)$ - полиномы Чебышева, масштабированные на интервале $0 \leq x \leq d$, имеют вид

$$\begin{aligned} T_{p+1,1}^{l+1} &= \sum_{i=0}^n C_{p+1,1,i}^{l+1} \phi_i \\ \sum_{i=0}^n C_{p+1,1,i}^{l+1} &\left\{ \int_0^d (\lambda(T_{p,3}^{l+1}) \phi_i' \phi_\gamma' + c\rho \frac{(T_{p,3}^{l+1})}{\Delta t} \phi_i' \phi_\gamma') dx + \right. \\ &\left. + \varepsilon \sigma (T_{p,3}^{l+1})^3 \phi_i' \phi_\gamma' \Big|_{x=d} + \alpha_l \phi_i' \phi_\gamma' \Big|_{x=0} \right\} = \\ &= \int_0^d c\rho \frac{(T_{p,3}^{l+1})}{\Delta t} T^l \phi_\gamma dx + \varepsilon \sigma T_{p,3}^4 \phi_\gamma \Big|_{x=d} + \alpha_l T_l \phi_\gamma \Big|_{x=0}, \gamma = \overline{0, n} \end{aligned} \quad (14)$$

Для второй задачи для каждого момента времени и каждой итерации получим

$$\left\{ \begin{aligned} -\frac{\partial}{\partial x} (\lambda(T_{p+1,1}^{l+1}) (\frac{\partial T_{p+1,1}^{l+1}}{\partial x})^2 + c\rho (T_{p+1,1}^{l+1}) \frac{T_{p+1,2}^{l+1}}{\Delta t}) &= c\rho (T_{p+1,1}^{l+1}) \frac{T^l}{\Delta t}, 0 < x < d \end{aligned} \right. \quad (15)$$

$$\left\{ \begin{aligned} -\lambda(T_{p+1,1}^{l+1}) \frac{\partial T_{p+1,2}^{l+1}}{\partial x} &= \varepsilon \sigma \left[(T_{p+1,1}^{l+1})^3 T_{p+1,2}^{l+1} - T_{p,3}^4 \right], x = d \end{aligned} \right. \quad (16)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \lambda(T_{p+1,2}^{l+1}) \frac{\partial T_{p+1,2}^{l+1}}{\partial x} &= \alpha_l (T_{p+1,2}^{l+1} - T_l), x = 0; \end{aligned} \right. \quad (17)$$

$$T_{p+1,2}^{l+1} = T_{2n} \quad (18)$$

Сведем задачи (15)-(18) к вариационным задачам о минимуме функционалов

$$\begin{aligned} I_{p+1,2}^{l+1} &= \int_0^l \left[\lambda(T_{p+1,1}^{l+1}) (\frac{\partial T_{p+1,2}^{l+1}}{\partial x})^2 + c\rho (T_{p+1,1}^{l+1}) \frac{(T_{p+1,2}^{l+1})^2}{\Delta t} - \right. \\ &\left. - 2c\rho (T_{p+1,1}^{l+1}) \frac{T^l}{\Delta t} T_{p+1,2}^{l+1} \right] dx + \left[\varepsilon \sigma (T_{p+1,1}^{l+1})^3 (T_{p+1,2}^{l+1})^2 - \right. \end{aligned}$$

$$-2\varepsilon\sigma T_{\phi}^4 T_{p+1,2}^{l+1} \Big|_{x=d} + \left[\alpha_l (T_{p+1,2}^{l+1})^2 - 2\alpha_l T_l T_{p+1,2}^{l+1} \right] \Big|_{x=0} \quad (19)$$

Систему алгебраических уравнений для отыскания неопределенных компонент $C_{p+1,2,i}^{l+1}$ структур решений

$$T_{p+1,2}^{l+1} = \sum_{i=0}^n C_{p+1,2,i}^{l+1} \chi_i(x)$$

вариационных задач (15) получим в виде

$$\begin{aligned} T_{p+1,2}^{l+1} &= \sum_{i=0}^n C_{p+1,2,i}^{l+1} \phi_i \\ \sum_{i=0}^n C_{p+1,2,i}^{l+1} & \left\{ \int_0^d (\lambda(T_{p+1,1}^{l+1}) \phi_i' \phi_i' + c\rho \frac{(T_{p+1,1}^{l+1})}{\Delta t} \phi_i' \phi_i') dx + \right. \\ & \left. + \varepsilon\sigma (T_{p+1,1}^{l+1})^3 \phi_i' \phi_i' \Big|_{x=d} + \alpha_l \phi_i' \phi_i' \Big|_{x=0} \right\} = \\ & = \int_0^d c\rho \frac{(T_{p+1,1}^{l+1})}{\Delta t} T_l^l \phi_\gamma dx + \varepsilon\sigma T_{\phi}^4 \phi_\gamma \Big|_{x=d} + \alpha_l T_l \phi_\gamma \Big|_{x=0}, \gamma = \overline{0, n} \end{aligned} \quad (20)$$

$$T_{p+1,3}^{l+1} = 0,5 \left[T_{p+1,1}^{l+1} + T_{p+1,2}^{l+1} \right], 0 < x < d, p = 0, 1, 2, \dots, l = 0, 1, 2, \dots$$

Решение третьей задачи для каждого момента времени и каждой итерации представим в виде

$$T_{p+1,3}^{l+1} = 0,5 \left[T_{p+1,1}^{l+1} + T_{p+1,2}^{l+1} \right], 0 < x < d, p = 0, 1, 2, \dots, l = 0, 1, 2, \dots$$

Схема установки плазменных форсунок [3] на техническом вагоне представлена на рис.2



Рис.2. Схема установки плазменных форсунок на техническом вагоне.

Считаем, что три форсунки, установленные впереди колёс трамвая над каждой колеей на определённом расстоянии, охватывают полосу нагрева поверхности рельсового полотна длиной 2м. В табл.1 и 2 приведены зависимости температуры факела от скорости движения трамвая при нагреве поверхности рельсового полотна до 400°C и 800°C соответственно.

Выясним, за какое время горелка проедет вдоль масляного пятна на поверхности рельса

$$t = v/\psi, c$$

где v - диаметр пятна, м; ψ - скорость движения, м/с;

$t = s/\psi$; где s - путь, км;

Таблица 1. Зависимость температуры плазменного факела от скорости движения подвижной единицы при нагреве рельсового полотна до 400⁰С(127К).

V, км/час	t, сек	T, К	V, км/час	t, сек	T, К
1	3,6	2772	35	0,1029	4327
2	1,8	3022	40	0,09	4400
3	1,2	3180	45	0,08	4466
4	0,9	3296	50	0,072	4526
5	0,72	3389	55	0,0655	4581
6	0,6	3468	60	0,06	4631
7	0,5143	3535	65	0,0554	4679
8	0,45	3595	70	0,05414	4723
9	0,4	3649	75	0,048	4764
10	0,36	3697	80	0,045	4804
15	0,24	3890	85	0,0424	4841
20	0,18	4033	90	0,04	4876
25	0,144	4147	95	0,0379	4910
30	0,12	4244	100	0,034	4942

Согласно табл. 1 построим график данной зависимости [рис.3]

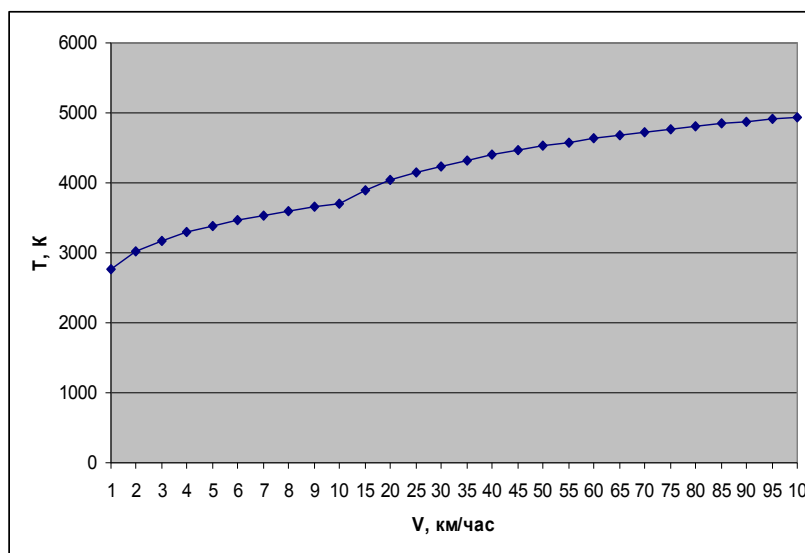


Рис.3. График зависимости температуры плазменного факела от скорости движения подвижной единицы

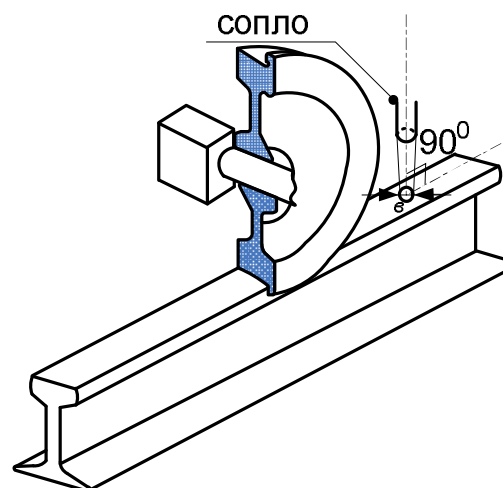


Рис.4. Высокотемпературное нагревание поверхности рельса

Допустим, что горелка расположена под углом 90⁰ относительно рельса (рис.4)

Определим время прохождения масляного пятна при движении со скоростью 1,2,3,4,5,60,100 км/час. Результаты расчетов представлены в таблице 2.

Таблица 2. Время теплового воздействия на пятно контакта ϵ .

$\epsilon = 5\text{мм}$							
ν , км/ч	1	2	3	4	5	60	100
t , 10^{-3}с	18	8,92	6	4,5	3,6	0,3	0,18
$\epsilon = 12,5\text{мм}$							
ν , км/ч	1	2	3	4	5	60	100
t , 10^{-3}с	45	22,5	15	11,24	9	0,7	0,45
$\epsilon = 18,75\text{мм}$							
ν , км/ч	1	2	3	4	5	60	100
t , 10^{-3}с	67,4	33,7	22,5	16,8	13,5	1,1	0,67

Сопоставив данные температур, убеждаемся, что максимальная температура газовой горелки (5000°C) недостаточна для прогрева рельса за столь короткое время, поэтому применяем плазменную горелку с $t_{\text{max}}=13000^{\circ}\text{C}$ и с предельно допустимой температурой нагрева рельсового полотна до 800°C .

Для того, чтобы нагреть рельс до 800°C в течение времени, указанного в табл.3, требуется определить температуру плазменного факела из решения обратной нелинейной нестационарной задачи (15)-(18), которая решались в системе для программирования Delphi 7, в программе Tram.

Таблица 3. Оптимальная температура плазменного факела воздействующего на масляное пятно при нагреве рельсового полотна до 800°C для разных скоростей движения рельсового транспорта.

$\epsilon = 5\text{мм}$							
ν , км/ч	1	2	3	4	5	60	100
t , с	0,18	0,009	0,006	0,0045	0,0036	0,003	0,0018
$T_{\text{плазмы}}$, К	6255,371	6862,793	7246,582	7523,438	7750,244	10772,217	11589,6
$\epsilon = 12,5\text{мм}$							
ν , км/ч	1	2	3	4	5	60	100
t , с	0,045	0,0225	0,015	0,01125	0,009	0,00075	0,00045
$T_{\text{плазмы}}$, К	5577,148	6085,449	6401,367	6648,682	6862,793	9688,477	10155,029
$\epsilon = 18,75\text{мм}$							
ν , км/ч	1	2	3	4	5	60	100
t , с	0,0675	0,03375	0,0225	0,016875	0,0135	0,001125	0,000675
$T_{\text{плазмы}}$, К	5296,753	5785,278	6085,571	6306,03	6489,136	9142,09	9838,867
$\epsilon = 25\text{мм}$							
ν , км/ч	1	2	3	4	5	60	100
t , с	0,09	0,045	0,03	0,0225	0,018	0,0015	0,0009
$T_{\text{плазмы}}$, К	5109,802	5577,087	5869,507	6085,571	6255,127	8768,066	9436,523
$\epsilon = 50\text{мм}$							
ν , км/ч	1	2	3	4	5	60	100
t , с	0,18	0,09	0,06	0,045	0,036	0,003	0,0018
$T_{\text{плазмы}}$, К	4684,448	5109,985	5377,96	5577,148	5738,525	7945,068	8539,673

Результаты расчёта приведены ниже в виде графиков

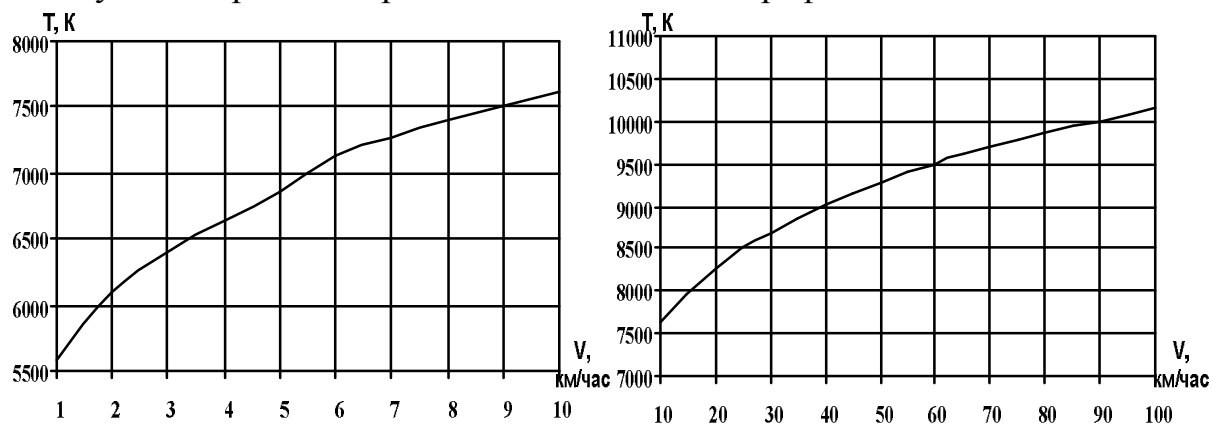


Рис.5. Зависимость температуры плазменного факела от скорости движения рельсового транспорта при диаметре масляного пятна 0.0125 м.

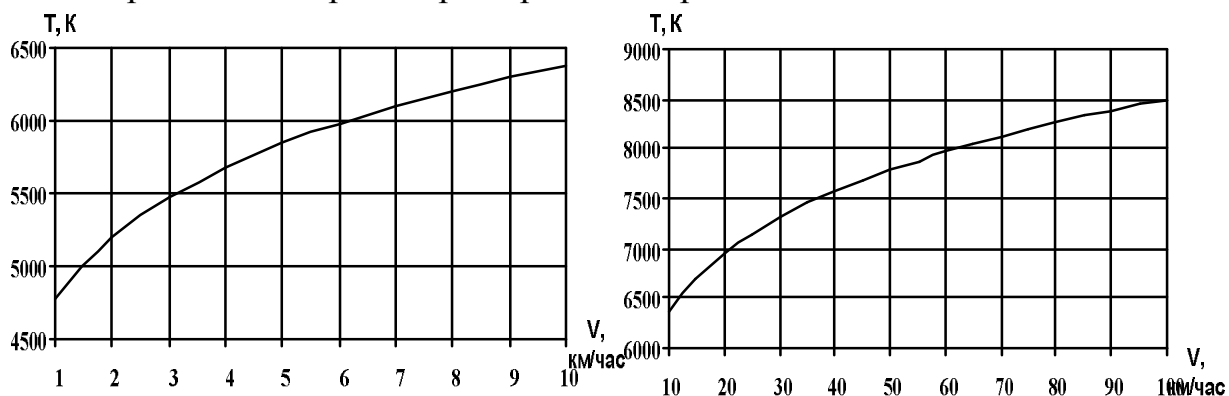


Рис.6. Зависимость температуры плазменного факела от скорости движения рельсового транспорта при диаметре масляного пятна 0.05 м.

Выводы

Разработка в данной статье новых технологических подходов к управляемой многоступенчатой термообработке поверхности рельсового полотна позволяет избежать появления микротрещин на поверхности полотна, как часто бывает при «жестких» тепловых ударах, то есть «жесткой» термообработки поверхности полотна. Это позволяет создавать неразрушающие технологии термообработки как поверхности рельсового полотна, так и поверхностей элементов конструкций, нуждающихся в очистке поверхностей от дисперсных загрязнений и масляных налетов.

Список литературы: 1. Лазерная очистка поверхности катания рельсов [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.css-rzd.ru/ZDM/2005-02/dm02_05_sod.htm. 2. Слесаренко А.П. Идентификация нелинейной нестационарной зависимости мощности источника энергии от температуры на базе вариационно-структурного и проекционных методов [Текст]/ А.П. Слесаренко, Н.А. Сафонов – Х.: Журн. Проблемы машиностроения.-2010.-Т.13.-№6.-С.58-63. 3. Протибуксовочный пристрій [Текст]: пат.56706 UA: МПК В60L 3/10./О.О. Верхуша, А.Г. Тарновецька.- u201008159; заявл.30.06.10; опубл.25.01.11, Бюл. №2.- 4с.

Поступила в редколлегию 17.10.2011

А. І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», Харків

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

У роботі представлена універсальна математична модель процесу гальмування колісних тракторів, що дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування трактора. Така модель дозволяє отримати достатньо точний якісний опис динаміки трактора за умови дії порівняно малих бічних сил. Також в роботі проведений порівняльний аналіз апроксимуючих функцій $\varphi - S$ діаграм, які можуть бути використані при моделюванні процесу гальмування трактора.

Ключові слова: математична модель, гальмування, колісний трактор.

В работе представлена универсальная математическая модель процесса торможения колесных тракторов, позволяющая раскрыть физическую суть процессов и установить влияние различных факторов (конструктивных параметров) на динамику торможения трактора. Такая модель позволяет получить достаточно точное качественное описание динамики трактора при условии действия сравнительно малых боковых сил. Также в работе проведен сравнительный анализ аппроксимирующих функций $\varphi - S$ диаграмм, которые могут быть использованы при моделировании процесса торможения трактора.

Ключевые слова: математическая модель, торможение, колесный трактор.

The universal mathematical model of process of braking of the wheeled tractors, allowing to expose physical essence of processes and set influence of that or other factor (structural parameter) on the dynamics of braking of tractor, is presented. Such model allows to get exact enough high-quality description of dynamics of tractor on condition of action comparatively of small lateral forces. The comparative analysis of approximating functions $\varphi - S$ of diagrams which can be used for the design of process of braking of tractor is conducted also.

Keywords: mathematical model, braking, wheeled tractor. **Вступ.**

На сьогоднішній день велика увага виробників колісних тракторів приділяється підвищенню безпеки дорожнього руху (максимальна швидкість трактора Fastrac, наприклад, становить 80 км/год).

Дослідження процесів, які відбуваються при гальмуванні, вплив різноманітних факторів на керованість та стійкість, гальмівну ефективність, доцільно проводити на етапі проектування з використанням відповідних математичних моделей, що дозволяє суттєво знизити матеріальні витрати виробнику.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Дослідженню процесу гальмування тракторів присвячені роботи Михайловського Є., Іванова В.В., Гуськова В.В., Шепеленка Г.М., Грибка Г.П. та ін. [1 – 6].

До основних недоліків математичних моделей, які наведені в джерелах [1 – 6], можна віднести наступне: відсутній опис руху невіднесених і віднесених мас, що не допустимо при великих бічних силах; коефіцієнт зчеплення приймається постійним; не враховується ковзання колеса і. т.п.

Мета та постановка задачі

Метою даної роботи є розробка універсальної математичної моделі процесу гальмування колісних тракторів. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити фізичну модель процесу гальмування трактора, математичну модель, а також провести порівняльний аналіз апроксимуючих функцій $\varphi - S$ діаграм, які можуть бути використані при моделюванні процесу гальмування трактора.

Математична модель процесу гальмування колісного трактора

Використання “плоскої” математичної моделі процесу гальмування колісного трактора дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різноманітних чинників (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки трактора за умови дії порівняно малих бічних сил.

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні трактора визначається з виразу (розрахункова схема наведена на рис.1):

– на передні колеса R_{zi1} ($R_{zn1} = R_{zl1}$):

$$R_{zi1} = \frac{G \cdot b + P_j \cdot h}{a + b} \cdot \frac{1}{2}; \quad (1)$$

– на задні колеса R_{zi2} ($R_{zn2} = R_{zl2}$):

$$R_{zi2} = \frac{G \cdot a - P_j \cdot h}{a + b} \cdot \frac{1}{2}, \quad (2)$$

де i, j – номери осей і бортів трактора ($i = n$ – правий борт, $i = l$ – лівий борт,

$j = 1$ – передня вісь, $j = 2$ – задня вісь);

G – вага трактора;

a, b, h – координати центру мас трактора;

P_{js} – сила інерції трактора.

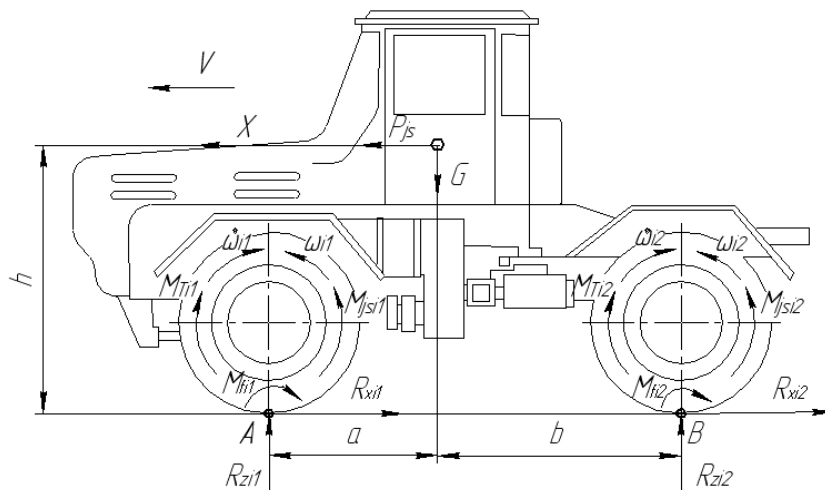


Рис. 1. Розрахункова схема трактора

Математичний опис взаємодії еластичних коліс з опорною поверхнею в нижче наведеній формі приведено в роботах [2, 6, 7].

Рух одиночного гальмуючого колеса описується наступним виразом:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = R_{zij} \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{ij} - M_{Tij} - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{ij}, \quad (3)$$

де $J_{\Sigma ij}$ – момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертаються;

$\dot{\omega}_{ij}$ – кутове прискорення колеса;

r_{ij} – радіус колеса;

f_{ij} – коефіцієнт опору коченню.

Загальмовування і подальше блокування колеса супроводжуються безперервною зміною вертикальної реакції дороги R_{zij} і коефіцієнта зчеплення φ_{xij} . Це пов'язано відповідно з перерозподілом ваги трактора між осями і зміною відносного подовжнього ковзання колеса S_{ij} .

У літературі [7] прийнято оцінювати зчіпні можливості колеса в подовжньому напрямку за допомогою коефіцієнта:

$$\varphi_{xij} = R_{xij} / R_{zij}; \quad (4)$$

де R_{xij} – реакція у повздовжній площині колеса, що визначає гальмівну ефективність.

Коефіцієнт зчеплення в подовжньому напрямку:

$$\varphi_{xij} = f(S_{ij}). \quad (5)$$

Відносне повздовжнє ковзання колеса:

$$S_{ij} = \frac{V - \omega_{ij} \cdot r_{ij}}{V}, \quad (6)$$

де V – швидкість руху трактора;

ω_{ij} – кутова швидкість колеса.

Швидкість руху трактора:

$$V = V_o - \int_0^t \ddot{X} dt. \quad (7)$$

де V_o – початкова швидкість руху трактора;

\ddot{X} – прискорення трактора щодо координатної осі X .

Прискорення трактора щодо координатної осі X визначається з виразу:

$$\ddot{X} = - \sum_{i,j} R_{xij} / M_n, \quad (8)$$

де M_n – маса трактора.

У разі блокування колеса рівняння (3) замінюється на $\dot{\omega}_{ij} = 0$, а при зниженні M_{Tij} при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \max(R_{zij} \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{ij} - M_{Tij} - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{ij}, 0). \quad (9)$$

Якщо $\omega_{ij} < 0$, то $\dot{\omega}_{ij} = 0$, якщо $\omega_{ij} = 0$ та $\dot{\omega}_{ij} < 0$, то $\dot{\omega}_{ij} = 0$.

Особливий інтерес представляє вираз $\varphi_{xij} = f(S_{ij})$. Достовірність отриманих результатів в процесі моделювання в значній мірі залежить від коректності вибору залежностей $\varphi_{xij} = f(S_{ij})$. Дослідженнями встановлено, що значення φ_{xij} залежить перш за все від виду і стану зчіплюваних тіл - шини та опорної поверхні.

На сухих твердих і рівних опорних поверхнях, де контакт шини з опорною поверхнею здійснюється лише по біговій доріжці (по протектору) шини,

коефіцієнт φ_{xij} в основному залежить від властивостей опорної поверхні, що підтверджено і в роботі [9].

Більшість дослідників [11] обмежуються описом зв'язку $\varphi_{xij} = f(S_{ij})$ через нелінійну емпіричну залежність

коефіцієнта зчеплення в подовжньому напрямку від коефіцієнта відносного ковзання, яку називають $\varphi - S$ діаграмою.

Одна з найвідоміших моделей, що відображає $\varphi - S$ діаграму – модель Расејка, також відома як “Магічна формула”. Ця модель відображає $\varphi - S$ діаграму, яка відповідає експериментальним даним, одержаним в умовах постійної лінійної та кутової швидкості (рис. 2):

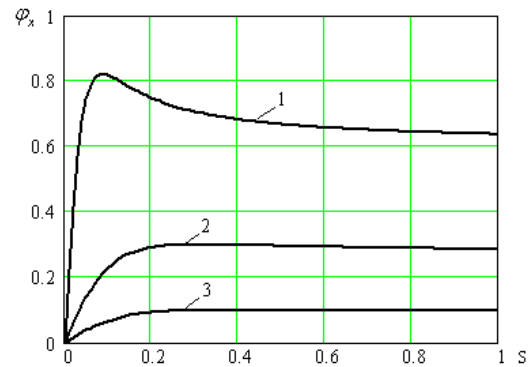


Рис. 2. Залежність $\varphi_x = f(S)$ (функція Расејка): 1 – асфальт сухий; 2 – сніг; 3 – лід

$$\varphi_{xij}(S_{xij}) = D \cdot \sin(C \arctan(B \cdot S_{xij} - E(B \cdot S_{xij} - \arctan(B \cdot S_{xij}))))), \quad (10)$$

де B, C, E, D – постійні коефіцієнти (табл. 1).

Таблиця 1. Значення констант моделі Расејка [11]

Дорожні умови	Значення коефіцієнтів			
	B	C	E	D
асфальт сухий	12	2,3	0,82	1
сніг	5	2	0,3	1
лід	4	2	0,1	1

Інша досить відома модель для опису $\varphi - S$ діаграми, запропонована Буркхардтом [11], має швидкісну залежність (рис. 1):

$$\varphi_{xij}(S_{xij}, V_{xij}) = [C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S_{xij}}) - C_3 \cdot S_{xij}] \cdot e^{-C_4 \cdot S_{xij} \cdot V_{xij}}, \quad (11)$$

де C_1, C_2, C_3 – постійні коефіцієнти (табл. 2);

C_4 – коефіцієнт, що характеризує вологість навколишнього середовища, рівний 0,02...0,04.

Таблиця 2. Значення констант моделі Буркхардта [11]

Дорожні умови	Значення коефіцієнтів		
	C_1	C_2	C_3
асфальт вологий	0,857	33,822	0,347
булижник вологий	0,4004	33,7080	0,1204
сніг	0,1946	94,129	0,0646
лід	0,05	306,39	0

На практиці $\varphi - S$ діаграми визначаються шляхом апроксимації значень φ_x , одержаних на спеціальних шинних стендах, задаючи варійований параметр S .

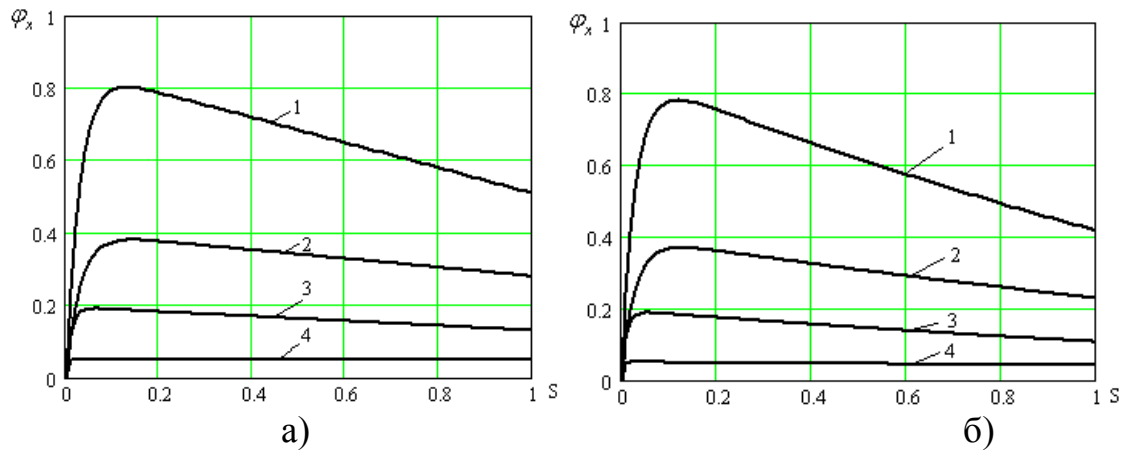


Рис. 3. Залежність $\varphi_x = f(S, V)$ (функція Буркхардта): а – швидкість прагне до 0 км/год; б – 35 км/год; 1 – асфальт вологий; 2 – булижник вологий; 3 – сніг; 4 – лід.

Результати, одержані при моделюванні за допомогою “Магічної формули”, в порівнянні з апроксимуючою функцією Буркхардта, найбільш близькі до результатів, одержаних за допомогою експериментальних досліджень. Недоліком моделі Расејка є відмінності в загальному вигляді $\varphi - S$ діаграми при сніжному покритті дороги від діаграм, що пропонуються іншими авторами [10, 11], тому при моделюванні гальмування автомобіля на снігу буде використовуватися вираз Буркхардта. При розрахунку гальмівного шляху трактора на сухому асфальті буде використовуватися модель Расејка. У відмінності від функції Буркхардта у виразі Расејка не враховується зміна подовжньої швидкості колеса. Врахування зміни подовжньої швидкості необхідно виконувати, помножуючи значення коефіцієнта зчеплення на коефіцієнт корекції $K_{КОР}$ [8, 11].

Висновки

Представлена універсальна математична модель процесу гальмування колісних тракторів дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різноманітних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування трактора. Така модель дозволяє отримати достатньо точний якісний опис динаміки трактора за умови дії порівняно малих бічних сил.

При моделюванні процесу гальмування трактора на снігу доцільно використовувати для опису $\varphi - S$ діаграми вираз Буркхардта, а на сухому асфальті – модель Расејка. У відмінності від функції Буркхардта у виразі Расејка не враховується зміна подовжньої швидкості колеса. Врахування зміни подовжньої швидкості необхідно виконувати, помножуючи значення коефіцієнта зчеплення на коефіцієнт корекції $K_{КОР}$. Сумісне використання моделі Расејка і коефіцієнта корекції $K_{КОР}$ дозволяє понизити погрішність між теоретичними та експериментальними результатами.

Список літератури: 1. Тракторы: Теория / [Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атамнов Ю.Е. и др.]; под ред. В.В. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с. 2. Шепеленко Г.Н. Основы теории самоходных машин / Г.Н. Шепеленко. – Х.: Основа, 1993. – 216 с. 3. Грибко Г.П. Исследование динамики торможения тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / Г.П.

Грибко. – Минск, 1977. – 19 с. 4. Михайловский Е. Теория трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Е. Михайловский, В. Цимбалин. – М.: “Сельхозгиз”, 1960. – 336 с. 5. Иванов В.В. Основы теории автомобиля и трактора: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. – М.: “Высшая школа”, 1970. – 224 с. 6. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д.А. Чудаков. – М.: “Колос”, 1972. – 384 с. 7. Работа автомобильной шины / [Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. и др.]; под ред. В.И. Кнороза. – М.: “Транспорт”, 1976. – 238 с. 8. Bernard I.E. Tire Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Maneuvers / Bernard I.E., Segel L., Wild R.E. // SAE Preprints. – 1977. – № 770852. – 17 p. 9. Ashley Liston Dunn Jackknife stability of articulated tractor semitrailer vehicles with high-output brakes and jackknife detection on low coefficient surfaces: Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Doctor of Philosophy / Ashley Liston Dunn. – The Ohio State University, 2003. – 344с. 10. Ахметшин А.М. Адаптивная антиблокировочная тормозная система колесных машин: дис. на соискание уч. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 “Колесные и гусеничные машины” / Ахметшин Альберт Махмутович. – М, 2003. – 255 с. 11. Бондаренко А.И. Выбор и обоснование аппроксимирующей функции $\varphi - S$ диаграммы / А.И. Бондаренко // Ученые записи крымского инженерно-педагогического университета. – 2008. – № 16. – С. 95–98.

Поступила в редколлегию 17.10.2011

УДК 656.13+612.821

Н. У. ГЮЛЕВ, канд. техн. наук, доц., ХГАГХ, Харьков

УТОЧНЕНИЕ МОДЕЛИ ВЛИЯНИЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАТОРА НА ФУНКЦИОНАЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ВОДИТЕЛЯ

Изучены вопросы воздействия различных факторов на функциональное состояние водителя. Представлена уточненная математическая модель влияния транспортного затора на функциональное состояние водителя после кластерного анализа.

Ключевые слова: функциональное состояние, математическая модель

Вивчені питання дії різних чинників на функціональний стан водія. Представлена уточнена математична модель впливу транспортного затору на функціональний стан водія після кластерного аналізу.

Ключові слова: функціональний стан, математична модель

The questions of influence of different factors are studied on the functional state of driver. The specified mathematical model of influence of a transport congestion is presented on the functional state of driver after a cluster analysis.

Keywords: the functional state, mathematical model

1. Введение

Транспортная система города служит для оказания качественных транспортных услуг. Своевременность доставки грузов и пассажиров во многом зависит от технологии организации дорожного движения. При этом важное значение имеет скорость движения и время, затрачиваемое на перевозку пассажиров и грузов с соблюдением безопасности движения (БД).

2. Постановка проблемы

Технология организации дорожного движения в городах должна предусмотреть проезд транспортных средств без задержек. Однако на практике во многих городах наблюдается образование многочисленных очередей транспортных средств и появление транспортных заторов. Их образование связано с превышением интенсивности движения транспортного потока над пропускной способностью отдельных участков улично-дорожной сети. Отставание развития транспортной инфраструктуры города, высокая плотность транспортных потоков, особенно в утренние и вечерние периоды «пик» также способствуют возникновению транспортных заторов.

Пребывание в транспортном заторе приводит к ухудшению функционального состояния водителя (ФС). Происходит временное нарушение некоторых психофизиологических функций [1,2].

Все это свидетельствует о необходимости проведения исследования по оценке влияния транспортного затора на ФС водителя. Разработанная математическая модель, в целом правильно описывая влияние транспортного затора на функциональное состояние водителя, имеет повышенное значение

средней ошибки аппроксимации [3]. Отсюда следует, что необходимо уточнение полученной модели после проведения кластерного анализа.

3. Анализ последних исследований и публикаций

Транспортные заторы возникают в том случае, когда интенсивность транспортных потоков превышает пропускную способность улично-дорожной сети. Знания о закономерностях формирования транспортных потоков во многом способствуют снижению воздействий транспортных заторов на ФС водителей.

Вопросами формирования транспортных потоков, психофизиологическими особенностями водителей и организацией дорожного движения занималось много исследователей [1-15]. В работах [4,5, 7,8,9,10] рассмотрены закономерности формирования транспортных потоков и организация дорожного движения. При этом проблема влияния транспортных заторов на ФС водителей изучена не в полном объеме. В работах [1,2,13,15] рассмотрены некоторые психофизиологические аспекты работы водителя. В работе [6] освещены вопросы повышения эффективности работы транспортной системы города. В работе [11] приведены результаты исследований изменения ФС водителей на участках дорожной сети и на остановочных пунктах маршрутного транспорта. Авторы работ [12,14] уделили особое внимание вопросам БД.

Однако задача влияния транспортного затора на ФС водителя и изменения его психофизиологических характеристик исследованы не в полном объеме.

4. Цель исследования

Цель исследования состоит в уточнении математической модели влияния транспортного затора на ФС водителя и оценке ее статистических характеристик после кластерного анализа исследований.

5. Основной материал

Задача разработки математической модели влияния транспортного затора на ФС водителя заключается в правильном, обоснованном выборе объекта исследования и совокупности факторов, влияющих на поведение объекта. В качестве объекта в рамках настоящего исследования выступают те водители, которые были отобраны в результате кластерного анализа [16]. Факторы, влияющие на результат исследования, должны быть тщательно отобраны.

Автор работы [17] при отборе факторов рекомендует придерживаться следующих условий:

- 1) перечень охватываемых факторов необходимо обосновать теоретически;
- 2) перечень должен включать в себя важнейшие факторы;
- 3) перечень не следует делать слишком обширным, но должен описывать функцию по возможности во всех аспектах;
- 4) факторы не должны находиться между собой в функциональной связи;
- 5) требуется установить области определения факторов;
- 6) необходимо учитывать условия изменения факторов во времени.

В соответствии с этими рекомендациями при составлении математической были отобраны следующие факторы: возраст водителя; стаж работы водителя; тип нервной системы; число полос на дороге; комфортабельность автомобиля; длительность пребывания в транспортном заторе; величина ФС водителя перед затором.

ФС водителя оценивалось путем математического анализа сердечного ритма водителя и определения показателя активности регуляторных систем (ПАРС) по методу профессора Баевского Р.М. [11,18,19,20].

ПАРС является интегральным показателем оценки ФС. Методика его расчета достаточно сложна. Расчеты производятся с помощью специальной программы на ЭВМ. При этом исходными данными для определения ПАРС являются расстояния между зубцами кардиоинтервалов электрокардиограммы. ПАРС определяется исходя из пяти функциональных систем: суммарного эффекта регуляции, функции автоматизма, вегетативного гомеостаза, устойчивости регуляции и активности подкорковых нервных центров. В зависимости от величины ПАРС (в баллах) определяется, в каком состоянии находится человек: до 3 баллов - нормальное состояние, с 3 до 6 баллов - состояние напряжения, с 6 до 8 баллов - состояние перенапряжения [18,19].

Для уточнения математической модели влияния транспортного затора на ФС водителя была выбрана модель линейного вида. При разработке модели были использованы известные методы статистики и регрессионного анализа.

Разработанная модель имеет следующий вид:

$$P_k = 0,022V_v + 0,891H_c + 0,109T_z + 0,229P_n,$$

где P_k – ПАРС при выходе из транспортного затора, баллы; V_v – возраст водителя, лет; H_c – тип нервной системы; T_z – длительность транспортного затора, мин; P_n – ПАРС при входе в транспортный затор, баллы.

Результаты расчетов параметров модели приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1. Характеристика модели ФС водителя в транспортном заторе.

Факторы	Обозначение, размерность	Границы измерений	Коэффицицент	Стандартная ошибка	Критерий Стьюдента	
					расчетный	табличный
Возраст водителя	V_v , лет	19-67	0,022	0,003	6,57	2,0
Тип нервной системы	H_c	1-3,5	0,891	0,051	17,37	2,0
Длительность транспортного затора	T_z мин	2-19	0,109	0,011	10,20	2,0
ПАРС при входе в транспортный затор	P_n баллы	2,2-5,8	0,229	0,037	6,13	2,0

Таблица 2. Доверительные интервалы коэффициентов модели

Факторы	Нижняя граница	Верхняя граница
Возраст водителя	0,015	0,028
Тип нервной системы	0,790	0,992
Длительность транспортного затора	0,087	0,129
ПАРС при входе в транспортный затор	0,155	0,303

Из таблицы 1 и 2 видно, что в разработанной математической модели значимыми оказались только четыре фактора. Об их значимости свидетельствует превышение расчетного значения критерия Стьюдента на табличным и отсутствие нуля в доверительных интервалах коэффициентов модели.

Статистическая оценка разработанной модели представлена в таблице 3.

Таблица 3. Результаты статистической оценки модели

Показатели	Значение
Критерий Фишера: расчетный	8148
Коэффициент множественной корреляции	0,99
Средняя ошибка аппроксимации, %	11,7

Превышение расчетного значения критерия Фишера над табличным, равным 1,36, свидетельствует о высокой информационной способности модели. Значение коэффициента множественной корреляции, равное 0,99, говорит о высокой тесноте связи между включенными в модель факторами и выходной функцией.

Адекватность разработанной математической модели оценивалась показателем средней ошибки аппроксимации, который равен 8,9%. Эта ошибка является допустимой и она меньше на 1,8%, чем в модели, полученной в [3]. Разработанная после кластерного анализа модель лучше описывает изменение функционального состояния водителя, чем ранее полученная. Однако средняя ошибка аппроксимации остается несколько завышенной, что может свидетельствовать о других возможностях улучшения модели.

6. Выводы и перспективы дальнейших исследований

Проведенные исследования и составленная математическая модель свидетельствует об объективном и отрицательном влиянии транспортного затора на ФС водителя. В результате разработки регрессионной модели выявлены наиболее значимые факторы, влияющие на ФС водителя в транспортном заторе. Разработанная модель лучше отражает влияние транспортного затора на ФС водителя, чем ранее полученная. Дальнейшие исследования могут быть направлены на установление нелинейных зависимостей влияния транспортного затора на ФС водителя.

Список литературы: 1. *Вайсман, А. И.* Основные проблемы гигиены труда водительского состава автотранспорта : автореф. дис. ... д-ра мед. наук: 03.12.02 / А. И. Вайсман ; — М., 1975. — 37 с. 2. *Лобанов, Е. М.* Проектирование дорог и организация движения с учетом психофизиологии водителя / Е. М. Лобанов. — М.: Транспорт, 1980. — 311 с. 3. *Гюлев, Н.У.* Модель влияния транспортного затора на функциональное состояние водителя / Н. У. Гюлев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2011. — Т.2/6(50). — С. 73–75. 4. *Хомяк, Я. В.* Организация дорожного движения / Я. В. Хомяк. — К. : Вища школа, 1986. — 271 с. 5. *Клинковштейн, Г. И.* Организация дорожного движения / Г. И. Клинковштейн, М. Б. Афанасьев. — М. : Транспорт, 2001. — 247 с. 6. *Брайловский, Н. О.* Проблемы повышения эффективности функционирования транспортных сетей городов : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.10., 05.22.02 / Н. О. Брайловский ; [МАДИ] . — М., 1983. — 29 с. 7. *Романов, А. Г.* Дорожные условия в городах: закономерности и тенденции / А. Г. Романов. — М. : Транспорт, 1984. — 80 с. 8. *Дрю, Д.* Теория транспортных потоков и управление ими : пер. с англ. — М. : Транспорт, 1972. — 423 с. 9. *Дорожные условия и режимы движения автомобилей / В. Ф. Бабков, М. Б. Афанасьев, А. П. Васильев и др.* — М. : Транспорт, 1967. — 227 с. 10. *Хейт, Ф.* Математическая теория транспортных потоков : пер. с англ. — М. : Мир, 1966. — 288 с. 11.

Давідіч, Ю. О. Проектування автотранспортних технологічних процесів з урахуванням психофізіології водія / Ю. О. Давідіч. — Харків : ХНАДУ, 2006. — 292 с. 12. Бабков, В. Ф. Дорожні умови і безпека руху / В. Ф. Бабков. — М. : Транспорт, 1982. — 288 с. 13. Гаврилов, Э. В. Ергономіка на автомобільному транспорті / Э. В. Гаврилов. — К. : Техніка, 1976. — 152 с. 14. Коноплянко, В. И. Організація і безпека руху / В. И. Коноплянко. — М. : Транспорт, 1991. — 183 с. 15. Мишуурин, В. М. Психофізіологічні основи праці водіїв автомобілів : учеб. посібник / В. М. Мишуурин, А. Н. Романов, Н. А. Ігнатів. — М. : МАДИ, 1982. — 254 с. 16. Гюлев, Н. У. Кластерний аналіз результатів експериментальних досліджень впливу транспортного затримки на функціональний стан водіїв / Н. У. Гюлев // Восточно-європейський журнал передових технологій. — 2011. — Т.3/9(51). — С. 59–61. 17. Френкель, А. А. Многочинні кореляційні моделі продуктивності праці / А. А. Френкель. — М. : Економіка, 1966. — 96 с. 18. Баєвський, Р. М. Математичний аналіз змін серцевого ритму при стресі / Р. М. Баєвський, О. Н. Кириллов, С. З. Клецькин. — М. : Наука, 1984. — 222 с. 19. Парин, В. В. Космічна кардіологія / В. В. Парин, Р. М. Баєвський, Ю. Н. Волков, О. Г. Газенко. — Ленінград : Медицина, 1967. — 206 с. 20. Гюлев, Н. У. Вибір раціонального кількості автобусів на маршрутах міста з урахування впливу людського фактора : дисс. ... канд. техн. наук / Н. У. Гюлев. — Харків, 1993. — 139 с.

Поступила в редакцію 05.09.2011

УДК 621.397.132

О.В. ГОФАЙЗЕН, канд. техн. наук, проф., зав. каф., Одеська

національна академія зв'язку ім. О.С. Попова

МОХАММЕД ХАСАН ХЕССЕЙН АЛІ, асп., Одеська національна

академія зв'язку ім. О.С. Попова

В.В. ПИЛЯВСЬКИЙ, викл., Одеська національна академія зв'язку

ім. О.С. Попова

ПАРАМЕТРИ СИГНАЛІВ ЧАСТОТИ ПОЛІВ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДЕОТРАКТІВ ЦИФРОВОГО ТЕЛЕБАЧЕННЯ

Представлено послідовності випробувальних сигналів для оцінки якості мереж кабельного цифрового телебачення та кіл з ФАПЧ. Запропоновано набір параметрів цих сигналів для систем цифрового телебачення стандартної та високої чіткості різних модифікацій.

Ключові слова: цифрове телебачення, відеотракт, ТБСЧ, ТБВЧ, сигнали частоти полів

Представлены последовательности испытательных сигналов для оценки качества сетей кабельного цифрового телевидения и цепей с ФАПЧ. Предложен набор параметров этих сигналов для систем цифрового телевидения стандартной и высокой четкости разных модификаций.

Ключевые слова: цифровое телевидение, видеотракт, ТСЧ, ТВЧ, сигналы частоты полей

The sequences of signals of testers are presented for the estimation of quality of networks of cable digital television and circles from phase self-tuning of frequency. The set of parameters of these signals is offered for the systems of digital television of standard and high clearness of different modifications.

Keywords: digital television, video path, SDTV, HDTV, signals frequency of the fields

Вступ

Стаття є продовженням групи публікацій, присвячених дослідженню та вдосконаленню групи сигналів, призначених для оцінки й контролю якості

роботи цифрового відеотракту систем цифрового телебачення. Раніше [1] було опубліковано дослідження сигналів активної частини окремих рядків, згідно з відміненою в теперішній час Рекомендацією ІТУ-R BT.801-1 (сигнали № 1–№ 14) та цифрові сигнали кольорових смуг для різних систем [2].

В цій роботі проведено дослідження вимірювальних сигналів частоти полів, тобто сигналів для випробування коректорів характеристик мереж кабельного телебачення та сигналів для випробування кіл з ФАПЧ, що їх було визначено в Рекомендації ІТУ-R BT.801-1, з метою поширення на системи високої чіткості.

Опис вимірювальних сигналів частоти полів

Для реалізації бажаних низькочастотних ефектів можна використовувати різні послідовності для вимірювання характеристик кіл корекції мереж кабельного телебачення й кіл з ФАПЧ визначено дві спеціальні послідовності, що їх є представлено в таблиці 2.

1. *Послідовність для випробування коректорів характеристик мереж кабельного телебачення*

Вимірювання характеристик коректорів виконують з використанням цифрової послідовності з максимальною сталою складовою. Застосовуючи послідовність значень $C_{0.0h}$, $66.0h$ безперервно протягом активної частини рядка, щонайменше, в межах половини поля і задаючи значення останнього відліку в першому активному рядку першого поля рівним $20.0h$, досягаємо бажаного результату. Якщо до вимірювального сигналу додано інші дані, то для більшості кадрів має бути забезпечено непарну кількість значень за секунду, щоб впевнитися, що виробляються обидві полярності в вимірювальній послідовності.

2. *Послідовності для випробування кіл з ФАПЧ*

Випробування кіл з ФАПЧ виконують з використанням цифрової послідовності з максимальним низькочастотним вмістом та мінімальною кількістю перетинів нульового рівня. Результат випробування одержують, застосовуючи послідовність значень $80.0h$, $44.0h$ безперервно протягом активної частини рядка, на протязі щонайменше в межах половини поля.

На рис. 1 представлено короткий опис сигналу частоти полів.

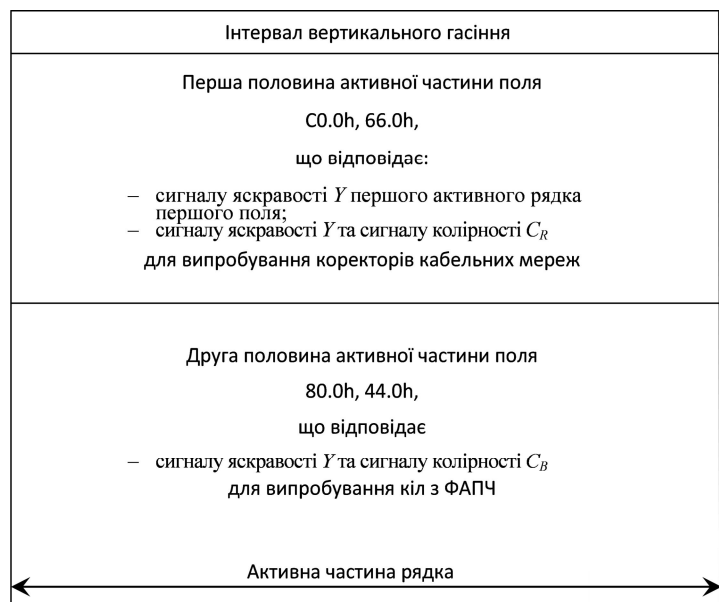


Рис. 1 – Опис сигналів частоти полів

Сигнали для тестування кабельних мереж та кіл з ФАПЧ містять випробувальні сигнали, які описуються відповідно рівнем та часовою міткою.

В таблицях 1, 2, 3 представлено розширені набори рівневих та координатних параметрів цих сигналів для систем стандартної та високої чіткості.

Таблиця 1. Номери відліків активної частини рядків та відповідні рівні сигналу Y для форматів 4:2:2 та 4:4:4

Система цифрового телебачення	Номери відліків активної частини рядка		
	0	718	719
720×576, 720×480	0	718	719
1280×720	0	1278	1279
1920×1080	0	1918	1919
Сигнал яскравості Y першого активного рядка першого поля	192(C0.0h)	192(C0.0h)	32(20.0h)
Сигнал яскравості Y для випробування коректорів кабельних мереж	192(C0.0h)	192(C0.0h)	192(C0.0h)
Сигнал яскравості Y для випробування кіл з ФАПЧ	128(80.0h)	128(80.0h)	128(80.0h)

Таблиця 2. Номери відліків активної частини рядків та відповідні їм рівні сигналів C_R, C_B для формату 4:2:2

Система цифрового телебачення	Номери відліків активної частини рядка	
	0	359
720×576, 720×480	0	359
1280×720	0	639
1920×1080	0	959
Сигнал колірності C_R для випробування коректорів кабельних мереж	102(66.0h)	102(66.0h)
Сигнал колірності C_B для випробування кіл з ФАПЧ А15	68(44.0h)	68(44.0h)

Таблиця 3. Номери відліків активної частини рядків та відповідні їм рівні сигналів C_R, C_B для формату 4:4:4

Система цифрового телебачення	Номери відліків активної частини рядка	
	0	719
720×576, 720×480	0	719
1280×720	0	1279
1920×1080	0	1919
Сигнал колірності C_R для випробування коректорів кабельних мереж	102(66.0h)	102(66.0h)
Сигнал колірності C_B для випробування кіл з ФАПЧ А15	68(44.0h)	68(44.0h)

Висновок

В роботі знято обмеження щодо використання сигналів частоти полів в системах цифрового телебачення стандартної чіткості, введені Рекомендацією ITU-R BT.801-1, та запропоновано використання цих сигналів в системах високої чіткості з прогресивною, черезрядковою розгорткою та з передачею сегментованих кадрів. Запропоновано відповідні набори параметрів для систем ТБВЧ.

Дана модель є несуперечливою з описом частоти полів, що його реалізовано в існуючому випробувальному телевізійному обладнанні.

Список літератури: 1. Випробувальні сигнали для оцінювання якості роботи відеотрактів систем цифрового ТВ мовлення / О.В. Гофайзен, Мохаммед Хасан Хессейн Алі, В.В. Пилявський // Восточно-Европейский журнал передових технологій. – 2011. – №4/9(52). – С.51.
2. http://www.testequipmentsolutions.com.au/products/SAF_SFF.pdf 3.
http://www2.tek.com/cmsreplive/psrep/13328/20W_17828_3_2011.01.05.13.16.16_13328_EN.pdf 4.
http://www.cnrood.com/PHP/files/instrum_pdf/TG-2000.pdf 5.
<http://chesterviewltd.com/pdf/CVBlackV96.pdf>

Поступила в редакцію 09.09.2011

УДК 621.391

А.В. ПЕРСИКОВ, канд. техн. наук, доц., ХНУРЭ, Харків

А.С. ЕРЕМЕНКО, с.н.с., ХНУРЭ, Харків

ПРОТОТИП УЛУЧШЕННОГО ПРОТОКОЛА ОБМЕНА ДАННЫМИ МЕЖДУ СИСТЕМАМИ ОБНАРУЖЕНИЯ И ПРОТИВОДЕЙСТВИЯ АТАКАМ

В статті аналізуються недоліки сучасних протоколів обміну інформацією між системами виявлення та протидії атакам та пропонується прототип покращеного протоколу, орієнтованого на надійну захищену передачу інформації в потенційно вразливих різномірних мережах.

Ключові слова: атака, самоопис, алгоритм, метрика

In the article the shortcomings of modern communication protocols between intrusion detection and prevention systems are analyzed. The prototype of the improved protocol which is reliable secure data transmission-oriented in the potentially vulnerable heterogeneous networks is proposed.

Key words: attack, self-description, algorithm, metric

В статье анализируются недостатки современных протоколов обмена информацией между системами обнаружения и противодействия атакам, и предлагается прототип улучшенного протокола, ориентированного на надежную защищенную передачу информации в потенциально уязвимых разнородных сетях.

Ключевые слова: атака, самоописание, алгоритм, метрика

1. Введение

Публичные сети, такие как Интернет и интегрируемые с ним сети, являются общедоступными телекоммуникациями, сервисами которых пользуются миллионы пользователей. Ежедневно в публичных сетях производится несколько сотен тысяч попыток прекращения работы сетей в целом, которые инициируются

в основном профессиональными злоумышленниками, обладающими специальным программным инструментарием и аппаратной базой со значительной вычислительной мощностью [1].

Поэтому актуальной проблемой для такого вида сетей является обеспечение информационной безопасности (ИБ), которое подразумевает реализацию различных процедур и задач: аутентификации, идентификации, авторизации, аудита, конфиденциальности и целостности информации и других [2, 3]. Предотвращение атак только в определенном сегменте крупной или мелкой сети в принципе не имеет смысла, поскольку сети на основе технологии коммутации пакетов и протокола IP являются отказоустойчивыми вследствие возможности выбора множества путей следования информации [4]. Поэтому злоумышленник имеет возможность обходить защищенные сегменты и распространять свои действия на незащищенные [1].

Использование пассивных средств защиты, способных производить аудит событий и фильтрацию данных не дает должного эффекта, поскольку такие средства защиты не способны давать количественную оценку состояния сети [2]. Акцент в современных системах защиты должен делаться на использовании активных средств защиты, способных аккумулировать данные о различных событиях в сети, производить многокритериальный анализ этих данных и воздействовать на состояние сетевых элементов с помощью общих или специальных интерфейсов [2] (т.е. проводить активный аудит).

Основным средством обеспечения масштабируемой активной защиты является внедрение распределенных систем обнаружения и противодействия атакам (intrusion detection and prevention systems, IDPS) [5]. IDPS должна поддерживать работу в режиме реального времени для проведения следующих операций:

- реализации механизмов защиты, соответствующих политике безопасности сети;
- определения вторжения и предсказания намерений и действий злоумышленника;
- оценки потенциальных уязвимостей, сбора данных и анализа текущего состояния сети и системы защиты;
- проведения ответных действий, включая подавление действий злоумышленника и перераспределение нагрузки между критически важными защитными механизмами;
- уменьшения последствий вторжения и определения уязвимостей, адаптации системы ИБ для лучшего противодействия уже изученным атакам в будущем.

Недостатком современных IDPS является отсутствие эффективных протоколов обмена данными, которые позволяли бы обмениваться данными между IDPS различных производителей [5], ориентированных на различные форматы хранения и обмена данными. Протоколы, предлагаемые сообществом Интернет [6, 7] находятся в стадии экспериментального тестирования и не отвечают всем требованиям современных систем защиты [2]. Кроме того, данные протоколы рассматривают лишь задачу универсального форматирования данных,

но не освещают вопросы динамического обнаружения элементов IDPS в сетях и маршрутизации данных в потенциально уязвимой сети.

Поэтому актуальной проблемой и задачей является разработка прототипа универсального протокола (стека протоколов) обнаружения IDPS и обмена данными между IDPS различного типа. Протокол должен быть способен доставлять данные с временными и качественными характеристиками, задаваемыми каждым из видов сетей, учитывающего потенциальную опасность передачи данных посредством определенного канала связи или подсети.

2. Основные требования к современным защищенным протоколам обмена данными в рамках IDPS

На сегодняшний день не существует стандартизированных протоколов универсального обмена информацией между различными IDPS [5]. В качестве предлагаемого протокола в экспериментальной стадии разработки находится протокол IDXP [6], однако данный протокол ориентирован лишь на решение задачи универсального форматирования данных (в рамках IDMEF [7]). Анализ возможностей IDXP/IDMEF показал, что:

1) протокол не решает вопросы фазы переговоров о выбираемых технологиях обмена информацией (включая протоколы и криптографические алгоритмы);

2) протокол является прикладным и ориентированным на соединение типа «точка-точка», что предполагает использование служебного транспортного протокола, который может быть скомпрометирован до организации защищенного канала обмена данными;

3) протокол декларирует возможность многоканального (многопутевого) обмена данными, но не описывает его;

4) отсутствует реализация пула соединений, вследствие чего возникает необходимость повторного формирования защищенного канала при последовательной передаче сообщений.

Однако, не смотря на указанные недостатки, идеи IDXP/IDMEF можно использовать в прототипе протокола для решения задач универсального форматирования данных.

Прототип протокола должен базироваться на сетевом уровне (может быть выбран подход, аналогичный определенному в протоколе IPv6 [8]) для выполнения маршрутизации данных и ускоренного обнаружения устройств за счет посылки сигналов-фреймов о присутствии объекта IDPS определенного типа [9, 10]. Обеспечение взаимной аутентификации сетевых элементов в данном случае может быть реализовано за счет применения протокола EAP [11].

Для доставки сообщений между хостами, где работает IDPS, может быть использована связка «маршрутизируемый протокол – транспортный протокол». В качестве маршрутизируемого протокола могут быть выбраны IPv4 и IPv6 [4] (в случае применения криптографической защиты – IPsec [12]), а в качестве транспортного – BEEP-инкапсулированный [14] протокол TCP [15]. В принципе, рассматривая IDPS как маршрутизирующее устройство, способное контролировать состояние маршрутизаторов в сети, можно создать наложенную

сеть обмена информацией, относящейся к задачам обнаружения и противодействия атакам.

Доставка сообщений, содержащих описание различных видов уязвимостей и способы противодействия им должна осуществляться с использованием универсального формата данных, которым является текстовый формат. Разметка текстовых данных может осуществляться с помощью определенного языка разметки, базирующегося на спецификации SGML [16]. Поскольку предполагается, что прототип протокола совместим с IDXP, то в качестве языка разметки будет выбираться XML. Для кодирования информации может использоваться стандарт MIME [17], а в случае применения криптографической защиты – S/MIME [18]. В случае применения S/MIME реализуется шифрование (опционально – с сжатием) передаваемых сообщений и поэтому сервисы защиты сетевого уровня можно ограничить взаимной аутентификацией узлов и согласованием сеансовых ключей – фактически отпадает необходимость в формировании полноценного криптографического туннеля между хостами, где функционируют IDPS, что увеличивает скорость работы системы в целом [13]. Данный аспект важен при масштабировании объединения систем IDPS и одновременной работе десятков тысяч сенсоров [19]. Управление запросом/отдачей данных может осуществляться на основе протокола HTTP [20], что позволит передавать сигнальную информацию в разнородных сетях, где применяется межсетевое экранирование [2] (поскольку прохождение сообщений протокола HTTP обычно не блокируется).

Второй задачей (после обеспечения совместимости систем путем унификации формата представления данных), решаемой при выборе языка разметки данных, является задача обеспечения не увеличения уровня неопределенности состояния сети по мере получения новых данных в IDPS от других IDPS. Уровень неопределенности увеличивается, в следующих случаях:

- 1) получении некорректных данных, навязываемых злоумышленником;
- 2) получении поврежденных данных, которые будут некорректно интерпретироваться;
- 3) запоздалом получении данных вследствие задержек в сети (в том числе и вызванных воздействием атак), несвоевременности посылок данных, а также необходимости конвертации данных;
- 4) получении корректных данных, но представленных в другом формате (приводит к увеличению общего числа состояний системы).

Противостоять навязыванию данных злоумышленником возможно за счет использования примитивов обеспечения целостности [13] и специальной разметки MIME (S/MIME). Тэговая разметка протокола XML позволяет обнаруживать несоответствия синтаксиса [21] и, таким образом, выявлять некорректные фрагменты сообщений. Это позволит избежать передачи в систему анализа некорректных данных (в том числе. И представленных в другом формате). Запоздалой доставки данных можно избежать за счет использования ориентации на управления трафиком Traffic Engineering [22] и использования резервирования ресурсов по пути следования данных. В случае если трафик не

доставляется по определенному множеству путей заданное количество раз, эти пути должны быть исключены из топологии сети.

3. Этапы работы протокола обмена данными

Прототип протокола состоит из трех этапов, каждый из которых в свою очередь состоит из определенного числа фаз (рис. 1). Деление на фазы и этапы производится таким образом, что действия в рамках этапа могут выполняться циклически, а переход от одного этапа к следующему возможен лишь в случае успешного завершения всех фаз этапа.

Большинство из фаз являются самостоятельными элементами протокола и могут выполняться независимо от других фаз.

Это дает возможность параллельного выполнения действий в рамках протокола с постоянным изменением представлением сети в рамках объединенной системы IDPS. Передача информации и управление сетью в таком случае можно выполнять итеративным способом, т.е. управление будет улучшаться по мере получения дополнительной информации [23].

Акцент в протоколе обмена информацией в рамках объединенной системы IDPS должен делаться на обеспечении возможности неухудшения представления о состоянии сети и получении только актуальной ненавязываемой злоумышленником информации. Рассмотрим подробно идеи, реализуемые в рамках каждого из этапов.

4. Реализация фаз этапа обнаружения смежных IDPS

Аннотирование присутствия IDPS (фаза 1) выполняется с использованием широковещательных и многоадресных рассылок на основе стандартных протоколов стеков IPv4 и IPv6 [4, 9]. Обязательным требованием к началу санкционированного обмена данными является проведение аутентификации источника информации (или взаимной аутентификации узлов в случае двустороннего обмена данными). Для реализации аутентификации в сети с гибкой топологией может быть использован подход, рекомендуемый для сенсорных сетей на базе IEEE 802.15.4 [24, 25]. Ограничением подхода, описываемого в [25] является отсутствие масштабируемости сети по причине малого количества ресурсов устройства, однако такое ограничение отсутствует для IDPS.



Рис.1. Задачи, выполнение которых поддерживает протокол обмена данными

Передача информации об используемых типах сетей и сетевых технологиях должна выполняться различными способами для обеспечения универсальности механизма обмена информацией в рамках разнотипных сетей. Возможно применение системы DNS [26, 27], сетевого каталога (СК) [28] или базы данных SNMP [29] (табл. 1).

Наиболее масштабируемым решением является использование системы DNS (путем внесения информации в записи типа HINFO [26]) с применением DNSSEC (гарантирует высокий уровень криптографической защиты и позволяет эффективно управлять криптографическими ключами на основе сертификатов) [27]. Данный сервис является уже реализованным для использования в Интернете. Ограничениями DNS являются возможность использования только в сетях TCP/IP и низкая скорость работы в случае применения DNSSEC.

Служба каталога X.500 позволяет группе IDPS взаимодействовать с телекоммуникационными системами (ТКС) различного типа, управлять сертификатами открытого ключа и эффективно структурировать сетевые ресурсы. СК требует значительного количества системных ресурсов для его инсталляции, и его скорость работы является посредственной.

SNMP MIB является наименее ресурсоемким решением, однако масштабируемость базы данных SNMP является очень низкой. Также SNMP не позволяет одновременно использовать множество криптоалгоритмов для преобразования трафика.

Все системы (DNS, X.500 и SNMP) поддерживают анонсирование информационной базы в сети (фаза 3).

5. Реализация фаз этапа согласования параметров объединенной системы IDPS

Согласование форматов информации (фаза 4) предполагает выбор формата обмена информацией и способа преобразования информации (специальное кодирование и/или шифрование). Как было сказано ранее, для обмена сообщениями между разнотипными системами эффективным и хорошо зарекомендовавшим способом является использование протокола MIME и разметки данных на основе XML.

Эффективность XML объясняется тем, что модель данных в случае применения XML является управляемой содержимым данных – новые объекты вводятся с целью добавления новых уведомляющих данных и при этом отсутствуют семантические различия между уведомлениями. Это очень важная цель, поскольку задача классификации и именования уязвимостей ТКС является очень сложной и очень субъективной.

XML допускает слияние схем именования и описания объектов, что важно при согласовании метаданных (фаза 5), применяемых для записи сигнатур. Передача информации в случае представления функциональности IDPS в виде веб-сервисов (современный подход, когда функции защиты реализуются в виде сетевого сервиса) может реализовываться с применением протокола SOAP [23]. Такой же подход используется и для передачи данных, описывающих функции управления сетью (фаза 6).

Сходимость сети (фаза 7) должна обеспечиваться за счет посылки уведомлений сразу же после возникновения события (аналогично подходу в протоколе OSPF [30]).

6. Реализация фаз этапа обмена информацией

Обмен данными между IDPS (фаза 11, остальные фазы в данном этапе используются для обоснованного выбора пути следования данных) можно вести аналогично протоколу OSPF [30, 31]. Такой подход обеспечивает следующие возможности:

–ограничение распространения информации за счет использования многоадресных рассылок;

–построение системы IDPS и доставка данных согласно иерархическому принципу;

–посылка уведомлений сразу же после возникновения события (для обеспечения быстрой сходимости сети и точной оценки рисков ИБ);

–организация многоканальной системы управления множеством IDPS за счет применения многопутевой рассылки (ограничивает представление злоумышленника относительно действий системы защиты);

–быстрое распространение ключевой информации (за счет присвоения высшего приоритета трафику криптографических ключей).

Выбор пути следования информации должен осуществляться на основе определенной метрики. Метрика (например, аналогично [32]) должна отображать также состояние телекоммуникационной сети и учитывать риск передачи информации по определенному пути.

Для протокола возможно использование модификации метрики протокола EIGRP [33]. Базовый вид метрики следующий:

$$M_{EIGRP} = \left[\left(K_1 \cdot B + \frac{K_2 \cdot B}{256 - L} + K_3 \cdot D \right) \cdot \frac{K_5}{K_4 + R} \right] \cdot 256, \quad (1)$$

где $(K_1 - K_5)$ – переменные, которые определяются администратором сети для изменения приоритетов вычисления оценок (по умолчанию равны 1);

D – общая задержка передачи данных (с точностью до микросекунды);

B – минимальная пропускная способность (в кбит/с);

R – надежность (оценка от 1 до 255; 255 – наиболее надежно);

L – загрузка (оценка от 1 до 255; 255 – наиболее загружено).

EIGRP вычисляет пропускную способность и задержку как: $B = 10^7 /$ пропускная способность интерфейса, $D =$ задержка обработки данных. Чем лучше показатели интерфейса, тем меньше метрика.

Новая метрика должна учитывать два фактора: стойкость криптографической системы защиты информации и способность злоумышленника воздействовать на определенный сетевой канал или интерфейс.

Первый фактор $P_{\phi 1}$ требует определения вероятности как показателю, обратному времени (с точностью до микросекунды, как это определено в метрике EIGRP), необходимому злоумышленнику для подбора ключа, которое зависит от степени развития компьютеров, способных проводить параллельные вычисления. Как можно увидеть из табл. 1, справедливо положение уточненного закона Мура

[34], что мощность передовых компьютеров увеличивается в два раза каждый год. Чем дольше используется криптографический ключ, тем более вероятна компрометация системы защиты.

Таблица 1. Суммарная вычислительная мощность суперкомпьютеров (по материалам сайта top500.org)

Год	Мощность, GFlops	Год	Мощность, GFlops
1993	2402	2003	924554
1994	4196	2004	1879877
1995	6909	2005	2632133
1996	11230	2006	5213548
1997	24278	2007	10579153
1998	44260	2008	25986996
1999	77240	2009	41004288
2000	131930	2010	64746740
2001	198187	2011	85179949
2002	456268		

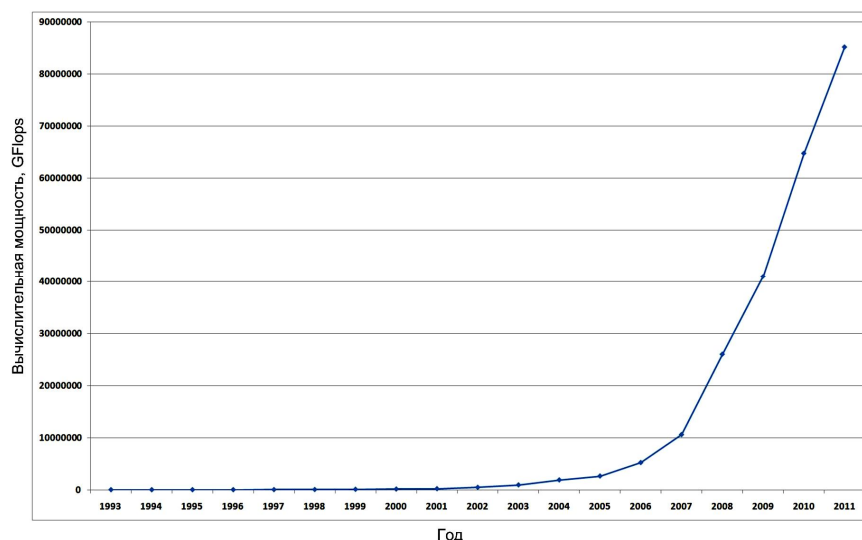


Рис. 2. Изменение суммарной вычислительной мощности суперкомпьютеров с течением времени

Поэтому вероятность компрометации системы за счет проведения экстенсивного криптоанализа P_{ϕ_1} в наиболее упрощенном виде можно определить как

$$P_{\phi_1} = 1 - \frac{1}{2^{t/T}}, \quad (2)$$

где t – время использования системы (в микросекундах, для соответствия размерности времени задержки D);

T – константа, показывающая количество микросекунд в году и равняется 31536000000000.

Предпочитаемым действием при приближении срока использования ключа является его смена, так как переход на увеличенную разрядность ключа может снизить стойкость системы к атакам, как в случае использования AES [35].

Таблица 2. Выбор показателя степени критичности

Номер, n	Описание типа уязвимости	Вероятность компрометации
1	Без выявленных уязвимостей	0.1
2	С уязвимостями, реализация которых требующими высоких ресурсных затрат	0.772
3	С уязвимостями, реализация которых требующими высоких интеллектуально-технологических затрат	0.988
4	С критическими уязвимостями, требующими определенной конфигурации системы	0.9964
5	С критическими уязвимостями, описание которых не опубликовано	0.9997
6	С критическими уязвимостями, описание которых опубликовано	0.99998

Второй фактор – вероятность компрометации канала (подсети) следования данных – P_{ϕ_2} определяется информацией об используемых аппаратной и программной платформах. Возможен следующий подход к определению показателя: градация уязвимостей по критичности с резким (например, степенным, табл. 2) увеличением уровня уязвимости и последующий выбор минимального уровня защищенности, свойственного самому ненадежному (в смысле ИБ) элементу ТКС. Даже системы без выявленных уязвимостей не могут считаться полностью защищенными, поскольку при определенных обстоятельствах уязвимости могут быть выявлены злоумышленником.

Поэтому вероятность компрометации системы, обусловленную уязвимостями используемых технологий P_{ϕ_2} , в наиболее упрощенном виде можно определить как

$$P_{\phi_2} = 1 - \frac{1}{K_6 \cdot n^n}, \quad (3)$$

где K_6 – коэффициент, учитывающий возможность компрометации потенциально защищенной на сегодняшний день системы (может быть рекомендовано использование $K_6 = 1.11$, что соответствует вероятности компрометации 0.1);

n – номер показателя степени критичности ($n = 1..6$ – табл. 2).

Поскольку первый и второй фактор, в принципе, могут считаться независимыми, вероятности компрометации системы злоумышленником, анализирующим и первый и второй фактор, должны перемножаться:

$$M_{\text{вероятн}} = M_{\text{EIGRP}} \cdot K_7 \cdot P_{\phi_1} \cdot P_{\phi_2}. \quad (4)$$

K_7 – коэффициент, определяющий вычислительную мощность суперкомпьютеров на момент выбора алгоритма и ключа.

7. Выводы

На сегодняшний день не существует официальных стандартов управления системами IDPS и передачи информации между системами IDPS. Кандидатом на

данную роль является IDXP, однако он имеет ряд рассмотренных ограничений. Именно поэтому возникает задача разработки протокола (стека протоколов), решающего вопросы: проведения обнаружения различных видов IDPS в сети, обмена сигнатурами атак между IDPS, согласования действий по управлению состоянием сети и эффективного обмена информацией в потенциально незащищенной сети с нерегулярной структурой. Протокол должен учитывать различия в схемах работы IDPS и способах фиксации информации о событиях в сети, возможностях проведения анализа состояния сети, а также функциональных способностях устройств, выступающих в роли аккумулирующих данные элементов.

При вычислении маршрута следования данных между IDPS в сети необходимо использовать модифицированную метрику, которая учитывает вероятность компрометации пути следования информации и самой информации, если она передается в зашифрованном виде. Предлагаемая в работе модифицированная метрика соответствует правилу метрики EIGRP:

–при увеличении вычислительной мощности суперкомпьютеров метрика увеличивается, т.е. уменьшается потенциальная защищенность пути следования информации;

–при увеличении вероятности компрометации пути следования за счет криптоанализа, значение метрики увеличивается, т.е. будет выбираться путь, вероятность компрометации которого минимальна;

–при увеличении вероятности компрометации пути следования за счет уязвимостей ТКС, значение метрики увеличивается, т.е. будет выбираться путь, где количество потенциальных уязвимостей минимально.

Следует заметить, что в данной работе предлагается лишь прототип протокола и исследуются основные положения, которым необходимо удовлетворять при разработке реального протокола. Поэтому дальнейшие работы в данном направлении должны раскрывать и обобщать положения прототипа протокола.

Список литературы: 1. *Schneir B.* Schneier on security [Текст] – Wiley, 2008 – 336 p. 2. *Поповский В.В.* Защита информации в телекоммуникационных системах. В 2-х т. [Текст] / В.В. Поповский, А.В. Персиков. - X.: СМИТ, 2006. 3. RFC 3552 Rescorla E. Guidelines for writing RFC text on security considerations. IETF Network working group, 2003 – 44 p. 4. Stallings W. Data and computer communications. 9 Edition [Текст] – Pearson College Div, 2010 – 853 p. 5. NIST 800-94 Guide to intrusion detection and prevention systems (IDPS). National institute of standards and technology, 2007 – 127 p. 6. RFC 4767 Feinstein B. The intrusion detection exchange protocol (IDXP). IETF Network working group, 2007 – 28 p. 7. RFC 4765 Debar H. The intrusion detection message exchange format (IDMEF). IETF Network working group. 2007 – 157 p. 8. RFC 4852 Bound J. IPv6 Enterprise Network Analysis - IP Layer 3 Focus. IETF Network working group, 2007. – 32 p. 9. RFC 4861 Narten T. Neighbor Discovery for IP version 6 (IPv6). IETF Network working group, 2007 – 97 p. 10. RFC 4862 Thomson S. IPv6 Stateless Address Autoconfiguration. IETF Network working group, 2007 – 30 p. 11. RFC 3748 Aboba B. Extensible authentication protocol (EAP). IETF Network working group, 2004 – 67 p. 12. RFC 6071 Frankel S. IP security (IPsec) and Internet key exchange (IKE) document roadmap, IETF. Network working group. 2011 – 63 p. 13. *Поповский В.В.* Основы криптографической защиты информации в телекоммуникационных системах. В 2-х т. [Текст] / В.В. Поповский, А.В. Персиков. - X.: СМИТ, 2010. 14. RFC 3080 Rose M. The blocks extensible exchange protocol core. IETF Network working group, 2001 – 58 p.

15. RFC 3081 Rose M. Mapping the BEEP core onto TCP IETF Network working group, 2001 – 8 p.
16. ISO (International Organization for Standardization). ISO 8879:1986(E). Information processing — Text and Office Systems — Standard Generalized Markup Language (SGML). First edition — 1986-10-15. [Geneva]: International Organization for Standardization, 1986. — 155 p.
17. RFC 2045 Freed N. Multipurpose internet mail extensions (MIME) part one: format of internet message bodies, IETF Network working group, 1996 – 31 p.
18. RFC 5751 Ramsdell B. Secure/Multipurpose Internet Mail Extensions (S/MIME) Version 3.2 Message Specification. IETF, 2010, 45 p.
19. Каео М. Methodology for benchmarking IPsec devices. IETF Benchmarking working group. 2009 – 42 p.
20. RFC 2616 Fielding R. Hypertext Transfer Protocol - HTTP/1.1. IETF Network working group. 1999 – 176 p.
21. Ахо А. Компиляторы: принципы, технологии и инструментарий, 2 издание. [Текст] – М.: Вильямс, 2008 – 1184 с.
22. RFC 3272 Awduche D. Overview and principles of Internet traffic engineering. IETF Network working group, 2002 – 71 p.
23. *Еременко А.С., Персииков А.В.* Проектирование итерационных многоканальных систем управления в сетях на основе обмена HTTP/XML-сообщениями // Праці УНДІРТ. – №4, Одесса. – 2004. – с.12-16.
24. Huang Q et all. Fast authenticated key establishment protocols for self-organizing sensor networks. [Текст] – Mitsubishi electric research laboratories, 2004 – 14 p.
25. Wireless LAN IEEE 802.15.4 Wireless Medium Access Control (MAC) and Physical Layer (PHY) Specifications for Low-Rate Wireless Personal Area Networks (WPANs) IEEE computer society LAN MAN Standards Committee., – 323 p.
26. RFC 1035 Mockapetris P. Domain names – implementation and specification. Network working group, 1987 – 55 p.
27. RFC 4035 Arends R. Protocol modifications for the DNS Security Extensions. Network working group, 2005 – 53 p.
28. X.500 (ISO/IEC 9594-1) The Directory: Overview of concepts, models and services. 2005 – 34 p.
29. RFC 3418 Presuhn R. Management Information Base (MIB) for the Simple Network Management Protocol (SNMP). IETF Network working group, 2002 – 26 p.
30. RFC 2328 Moy J. OSPF version 2. IETF network working group. 1998 – 244 p.
31. RFC 5340 Coltun R. OSPF for IPv6. IETF network working group. 2008 – 94 p.
32. D. De Couto, D. Aguayo, J. Bicket, R. Morris, A High Throughput Path Metric for Multi-Hop Wireless Routing ACM Mobicom Conference, 2003– 13 p.
33. *Albrightson B., Garcia-Luna-Aceves J.J, Boyle J.* EIGRP – A fast routing protocol based on distance vector Proc. Interop 94, 1994 – 13 p.
34. Moore G. No exponential is forever [Электронный ресурс] / Intel corporation. – Режим доступа: http://download.intel.com/research/silicon/Gordon_Moore_ISSCC_021003.pdf – 15.09.2011 г.
35. Advanced Encryption Standard (AES). Federal Information Processing Standard Publication №197, 2001 – 51 p.

Поступила в редколлегию 13.09.2011

УДК 005.7: 005.8

В.И. ЧИМШИР, канд. техн. наук, доц., зав. каф., Измаильский факультет Одесской национальной морской академии, Измаил

СЛОЖНОСТЬ КАК ГРАНИЦА УПРАВЛЯЕМОСТИ СЛОЖНОЙ СОЦИОТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ

Выдвинута гипотеза существования зависимости информации о границах управляемости социотехнической системы от эффективности ее управления. Определены уровни описания социотехнической системы и причины повышения ее сложности. Описана модель социотехнической системы с точки зрения совокупности структур реализующих цели, технологий, факторов влияющих на функционирование.

Ключевые слова: социотехническая система, сложность, управляемость, проект, системный эффект, процесс, организационная структура.

Висунуто гіпотезу існування залежності інформації про межі керованості соціотехнічної системи від ефективності її управління. Визначено рівні опису соціотехнічної системи та причини підвищення її складності. Описана модель соціотехнічної системи з точки зору

сукупності структур які реалізують мету, технологій, факторів, що впливають на функціонування.

Ключеві слова: соціотехнічна система, складність, керованість, проект, системний ефект, процес, організаційна структура.

The article deals with a hypothesis of the existence depending information about the boundaries of socio-technical system of control on the effectiveness of its control. The author defines the levels of describing of socio-technical system and describes the reasons for increasing its complexity. The model of socio-technical system is made from the point of complex of structures realizing aims, technologies, factors which influence on the operation.

Keywords: socio-technical system, complexity, controllability, project, system effect, process, organization structure.

Практически все рассуждения на тему систем и их организации носят глубоко философский характер. И это объяснимо, так как до сегодняшнего дня нет единого определения системы характеризующего все возможные стороны его применения.

Что касается социотехнических систем, а именно вопросов их проектирования, функционирования и управления можно отметить недостаточность внимания к явной специфике их структуры и организации. В связи с чем, для понимания процессов их функционирования используются фундаментальные исследования из смежных направлений. Одно из таких направлений, в советское время, было исследование человеко-машинных систем. В настоящее время определенные результаты можно увидеть в теории систем и системного анализа, теории активных систем, теории сложности, инженерной психологии.

Одним из важных вопросов поднимаемых авторами [1,2,6-8] вышеуказанных направлений, является определение границ системы, отделение ее от среды. По мнению [7] именно информация о границах системы позволяет говорить о эффективных моделях ее управления.

В связи с чем, *целью данного исследования является определение факторов влияющих на сложность социотехнической системы как границы ее управляемости.*

С точки зрения организационно-управленческих процессов и физической организации *социотехнической системы ее можно охарактеризовать как функционально определенное структурно упорядоченное с адаптивной реорганизацией множество элементов, в состав которых входит социальная группа связанная целевыми обязательствами и техническая система, по средствам которой достигаются общие цели.* Внешние и внутренние функции такой системы характеризуются соответствующими обменными потоками, а адаптивная организация и дезорганизация является определяющим для ее существования свойством.

Важной особенностью большинства сложных систем, является эмерджентность¹ не только свойств, а также элементов, не связанных особыми системообразующими связями [1].

¹ Эмерджентность (от англ. emergence — возникновение, появление нового) в теории систем — наличие у какой-либо системы особых свойств, не присущих её подсистемам и блокам, а также сумме

Именно наличие системного эффекта отличает рассматриваемый вид систем и дает то преимущество в достижении цели, ради которого элементы и объединяются в систему, т.е. достижение цели отдельными элементами вне системы вообще невозможно. Иначе говоря, социотехническая система за счет системного эффекта обеспечивает определенные преимущества при достижении цели, которые отсутствуют у ее частей, взятых самих по себе.

Чем в большей степени выражен системный эффект тем чаще приходится говорить о присущей сложности системы [2]. Действительно, для реализации проекта перевозки крупногабаритного груза необходимо объединение команды специалистов обладающие специальными знаниями в ряде областей и технической системы или систем задействованных в данном проекте. Зададим вопрос, можно ли в процессе реализации проекта произвести замену одной технической системы другой? Теоретически возможно, но в 99% случаев это будет закрытие одного проекта и инициация другого.

Эйнштейн утверждал, что должны существовать простые объяснения природных процессов, так как Бог не действует из каприза или по произволу. У человека нет такого утешения: сложность, с которой он должен справиться, лежит в самой природе системы [3].

Действительно в социотехнических системах сложность, в большей степени, определяется многогранностью процессов управления, прогнозирования и функционирования. Данные системы управляют или сами управляются событиями физического мира, для которых ресурсы времени, средств и качества ограничены; задачи поддержания целостности информации в системе при параллельном доступе внешних объектов к ней часто критичны; системы управления и контроля за реальными процессами (например, диспетчеризация водного, воздушного или железнодорожного транспорта) недостаточно формализованы. Системы подобного типа обычно имеют значительное время жизни, и большое количество пользователей, которые оказываются в зависимости от их нормального функционирования.

Существует черта управляемости сложной системы, т.е. уровень сложности, который характеризуется невозможностью охватить все аспекты такой системы одним или большим количеством людей. Грубо говоря, сложность системы превышает возможности человеческого интеллекта. Но сложность, о которой идет речь, по-видимому, присуща всем большим системам. В данном случае, эта сложность неизбежна: с ней можно теоретически справиться, но избавиться от нее нельзя.

Сложность таких систем не случайное свойство, и как показывает практика, вызывается четырьмя основными причинами:

- сложностью реальной предметной области, которую покрывает данная система;
- неудовлетворительными способами описания поведения совокупности социальной и технической систем;

элементов, не связанных особыми системообразующими связями; несводимость свойств системы к сумме свойств её компонентов; синоним — «системный эффект».

- необходимостью обеспечить достаточную гибкость управления на этапах проектирования системы;
- трудностью управления процессами функционирования системы.

Задачи, которые пытаются решить с помощью сложных социотехнических систем, часто неизбежно содержат сложные элементы, а к соответствующим системам предъявляется множество различных, порой взаимоисключающих требований, например, подробное описание системы управления автоматизированной энергетической установки судна или сотовой телефонной коммутаторной системы. Достаточно трудно понять, даже в общих чертах, как работает каждая такая система. Теперь прибавим к этому дополнительные требования, часто не формулируемые явно, такие как удобство, производительность, стоимость, выживаемость, надежность и станет очевидным, что сложность задачи и порождает сложность системы в целом.

В связи с этим, важной задачей является определение единой структуры организации таких систем, а также методологии управления, в результате применения которой будет достигнута максимальная адекватность системы.

Необходимо отметить, что сложность системы, в большей степени вызвана отсутствием или недоступностью на момент управления информации. Таким образом, простота или сложность системы относительна и указывает на достаточность или недостаточность информации о системе в действующей модели этой системы. Это означает, что адекватность модели системы может периодически изменяться при количественном и качественном изменении моделируемого объекта, наличия информации об этих процессах и возможности ее использования для адаптации модели.

Важным фактом является то, что социотехническая система входит как подсистема в состав более крупной системы; в свою очередь подсистемы, могут представляться как системы младшей иерархической принадлежности. Также, каждая подсистема может быть представлена совокупностью решаемых ею задач. В основе представления такой структуры лежит понятие иерархии функций, которые решаются системой со своими объектами и критериями. Эта иерархия отображается в иерархии математических моделей с соответствующими ограничениями и иерархии технических средств.

Иерархические структуры управление имеют такие основные характеристики [5]:

- последовательное вертикальное расположение подсистем, которые составляют систему (вертикальная декомпозиция);
- приоритет действий или права подсистем верхнего уровня;
- зависимость действий подсистем верхнего уровня от фактического выполнения нижними уровнями своих функций.

Названные особенности нуждаются в специальных подходах к математическому описанию процесса функционирования сложной системы управления, на основе которой можно было бы проявить зависимости показателей эффективности от параметров системы и внешней среды, ее структуры и алгоритмов взаимодействия элементов. Действительно, создание адекватной математической модели предоставляет возможность решить

следующую, важную задачу - синтез оптимальной структуры. Это возможно лишь на основе многоуровневого иерархического описания с применением разных формальных языков, которое дает возможность подать исследуемую систему как элемент более широкой системы: рассматривать ее как единое целое; определить структуру с необходимой степенью детализации. Для возможности обеспечения нужной точности и удобства, учет многих характеристик системы можно использовать разные уровни описания.

Первый уровень отвечает информационному описанию, т.е. рассматриваются информационные связи системы с внешней средой и ее роль в получении и переработке информации. Второй уровень обнаруживает множество функциональных элементов и отношения между ними. Третий уровень - дает возможность определить техническую структуру системы с соответствующими средствами.

Расставляя акценты на результаты исследования отметим, эффективное функционирование социотехнической системы напрямую зависит от информации о границах ее управляемости и является одним из эффективных средств управления. Это в свою очередь требует рассмотрение системы в виде неотделяемой совокупности, в которой социотехническая система не расчленяется на элементы, т.е. не разрушается, что делается во многих исследованиях [4], а представляется как совокупность действий, правил, методологий, принципиально необходимых для существования и эффективного ее функционирования:

$$S \stackrel{def}{=} \langle Z, STR, TECH, FACT \rangle, \text{ где}$$

$Z = \{z\}$ – совокупность целей;

$STR = \{STR_{орг}, STR_{соц}, STR_{тех} \dots\}$ – совокупность структур, реализующих цели ($STR_{орг}$ – организационная, $STR_{соц}$ – социальная, $STR_{тех}$ – техническая);

$TECH = \{meth, means, \}$ – совокупность технологий ($meth$ – методы, $means$ – ресурсы, alg – алгоритмы);

$FACT = \{\varphi_{ex}, \varphi_{in}\}$ – факторы влияющие на функционирование (φ_{ex} – внешние, φ_{in} – внутренние).

Такой подход соответствует исследованию системы от целей, а не от элементов и пространства состояний, что открывает принципиально новые возможности использования методологии проектного менеджмента, который базируется на структуризации целей и функций, и основывается на концепции деятельности и результатах.

Список литературы: 1. Толстых, С.С. Метод структурного анализа больших систем / С.С.Толстых, А.Г. Чаузов. - М., 1985. - 36 с. - Деп. в ВИНТИ 09.09.1985. № 6581-85. 2. Меерович Г. А. Эффект больших систем. – М.: Знание, 1985. 3. Эйнштейн А., Инфельд Л. Эволюция физики. — М.: Наука, 1965. - С.241. 4. Теория систем и системный анализ в управлении организациями: ТЗЗ Справочник: Учеб. пособие/Под ред. В.Н. Волковой и А.А. Емельянова.- М.: Финансы и статистика, 2006. - 848 с: ил. 5. Меерович Г. А. Эффект больших систем. – М.: Знание, 1985. 6. Романов В.Н. Системный анализ для инженеров. – СПб: СЗГЗТУ – 2006. – 186 с. 7. Бурков В.Н., Новиков Д.А. Теория активных систем: состояние и перспективы. М.: СИНТЕГ, 1999. – 128 с. 8. Бушуева Н.С. Модели и методы проактивного управления программами организационного развития. – К.: Наук. світ, 2007. – 270с.

Поступила в редколлегию 14.10.2011

В.Я. КОПП, докт. техн. наук, проф., зав. каф., Севастопольский национальный технический университет

О.П. ЧУБ, канд. техн. наук, доц., Севастопольский национальный технический университет

С.Н. ФИСУН, канд. техн. наук, доц., Севастопольский национальный технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИИ ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМЫХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ СИСТЕМ ПРИ ОГРАНИЧЕННОЙ СУММЕ ВКЛАДЫВАЕМЫХ СРЕДСТВ

Розглядається оцінка ефективності методики оптимізації переналажуваних автоматизованих виробничих систем за критерієм максимальної продуктивності при обмеженій сумі вкладених коштів. Використання методики дозволяє отримати приріст продуктивності переналажуваних систем до 17%.

Ключові слова: автоматизована виробнича система, оптимізація.

Estimation of efficiency of readjusted automated production system's optimization mathematical model use in conditions of limited amount of invested funds is considered. Application of optimization mathematical model allows to increase system productivity up to 17%.

Key words: automated production system, optimization.

Рассматривается оценка эффективности методики оптимизации переналаживаемых автоматизированных производственных систем по критерию максимальной производительности при ограниченной сумме вложенных средств. Использование методики позволяет получить прирост производительности переналаживаемых систем до 17%.

Ключевые слова: автоматизированная производственная система, оптимизация.

Оценка, расчет и анализ производительности, гибкости и экономической эффективности (ГОСТ 4.368-85) переналаживаемых автоматизированных производственных систем (ПАПС) необходимы как на ранних, так и на завершающих стадиях их проектирования и эксплуатации. В первом случае, при анализе технического задания, возможных проектных решений, критерий ожидаемой производительности является одним из важнейших при выборе оптимального варианта. Во втором случае, когда уже определены технологический проект, компоновочная схема производственной системы, а также разработаны конструкции механизмов, необходимым является прогнозирование уточненных характеристик работы для сравнения их с заданными. На стадии запуска производственного процесса возникает необходимость оценить реальную способность системы обеспечивать выпуск продукции с требуемыми показателями качества и в необходимом количестве за определенный промежуток времени. В период эксплуатации основной становится задача оценки резервов повышения производительности.

В настоящее время все большее распространение для моделирования сложных систем получает аппарат полумарковских процессов, позволяющий

снять допущение об экспоненциальности случайных величин, входящих в модель, и использовать произвольные законы распределения, что значительно повышает точность расчетов. Разработанный в настоящее время математический аппарат теории массового обслуживания, марковских и полумарковских процессов достаточно эффективно описывает поведение АПС, что подтверждено обширными теоретическими исследованиями и практическими результатами. Но, во-первых, в большинстве существующих моделей не учитывается процесс переналадок АПС, поэтому их нельзя считать достаточно адекватными для описания работы переналаживаемых систем. Во-вторых, в ряде моделей используются итерационные процедуры, которые ограничивают возможности последующего анализа и совершенствования систем. Таким образом, вопросы создания высокоадекватных моделей АПС в настоящее время нельзя считать решенными в полном объеме и представляется перспективным направлением построение математических моделей функционирования данных систем с учетом отказов, восстановлений и переналадок с использованием аппарата полумарковских процессов, позволяющего использовать произвольные законы распределения случайных величин.

Методология построения математической модели переналаживаемой автоматизированной производственной системы [1] основывается на алгоритме последовательного выполнения операций разрежения потоков событий и последующей их суперпозиции. В случае определения функции распределения времени восстановления, перед применением данных операций было использовано преобразование ненадежного устройства в эквивалентное абсолютно надежное. При определении функции распределения времени переналадок, последовательность операций разрежения потоков событий и их суперпозиции применена дважды: при определении функции распределения суммарного потока переналадок по каждому виду продукции и при определении функции распределения суммарного потока переналадок по всем видам продукции. Процессы функционирования АПС можно представить как альтернирующий процесс восстановления с известными функциями распределения обслуживания заявок и переналадок [1]. Достоинство построенной модели - отказ от априорного предположения об экспоненциальности законов распределения случайных величин, возможность использования произвольных законов распределения случайных величин. Упростить дальнейшее использование на практике полученных теоретических результатов позволяет применение аналитических выражений для функций распределения и числовых характеристик случайных величин (СВ), полученных при аппроксимации реальных законов распределения известными, например, экспоненциальным, экспоненциальным со смещением, обобщенным Эрланга второго порядка, обобщенным Эрланга второго порядка со смещением [1].

Для ПАПС значительную долю длительности производственного цикла составляет не машинное время, а такие составляющие, как время восстановления подсистем и элементов после функциональных и параметрических отказов, суммарное время переналадок, ожидания заготовок, транспортирования и др. Мероприятия, направленные на повышение степени гибкости и надежности

системы, требуют определенного вложения средств, поэтому целесообразно на основе математического описания, учитывающего особенности условий работы производственной системы [1], заранее оценить эффективность их использования, а также, выявить резервы системы, которые бы позволили без дополнительного вложения средств повысить производительность, а, следовательно, и эффективность. Основными резервами повышения средней производительности и эффективности использования переналаживаемых автоматизированных производственных систем является минимизация времени переналадок и простоя по отказам с учетом случайного характера процессов, протекающих в системе [1, 2].

Постановка задачи

Провести решение задачи оптимизации переналаживаемой автоматизированной производственной системы (ПАПС) на примере резьбонарезного модуля при ограниченной сумме вкладываемых средств градиентным методом. В результате определить оптимальное распределение средств по таким направлениям, как сокращение простоев из-за отказов и переналадок с одних i -х на другие j -е виды продукции при различных суммарных значениях вкладываемых средств: 200; 100; 50; 30; 20; 15; 10; 5 усл. ед., позволяющих обеспечить максимальный уровень производительности системы. На основе полученных результатов оценить эффективность использования разработанной методики оптимизации, учитывающей особенности функционирования переналаживаемых систем в условиях мелкосерийного производства, а также возможность использования произвольных законов распределения случайных величин при аппроксимации реальных законов распределения. Оценку эффективности указанной методики провести при сравнении полученного уровня производительности автоматизированной системы при ее использовании с результатами расчетов при равномерном распределении средств по всем направлениям в системе, а также при выделении всех средств только на устранение отказов.

С использованием изложенной выше методики проведено решение задачи оптимизации по критерию максимальной производительности при использовании ограничения на сумму вкладываемых средств. Средства возможно направлять на сокращение простоев по отказам или переналадкам на различные виды продукции.

Решение производилось с использованием следующих соотношений.

Производительность – это количество годной продукции в единицу времени, равная:

$$P = \frac{1}{T_p + T_o(C_o) + T_n(C_n)},$$

где T_p – математическое ожидание времени обслуживания единицы продукции; $T_o(C_o)$, $T_n(C_n)$ – математические ожидания времен простоев системы соответственно из-за отказов и переналадок системы (приходящиеся на одну деталь), зависящие от количества вложенных средств C_o , C_n на мероприятия по их снижению.

T_p переналаживаемой системы по модели [1, 3], определяется следующим

образом. По известным математическим ожиданиям $M\alpha_{1i}$ времени обслуживания i -й партии продукции и вероятностях поступления продукции i -го вида $P_i = n_i / \sum_{i=1}^m n_i$ (n_i – размер партии i -го вида, $i = \overline{1, m}$) определяется:

$$T_p = \frac{\prod_{i=1}^m \left(\frac{M\alpha_{1i}}{P_i} \right)}{\sum_{p=1}^m \prod_{i=1, i \neq p}^m \left(\frac{M\alpha_{1i}^p}{P_i^p} \right)}. \quad (1)$$

$T_o(C_o)$ определяется как разность математического ожидания времени обслуживания единицы продукции с учетом простоев по отказам T_{po} и T_p

$$T_o(C_o) = T_{po} - T_p.$$

T_{po} в общем случае определяется как

$$T_{po} = \frac{\prod_{i=1}^m \left(\frac{M\alpha_{1i}(M\alpha_{2i} + M\beta_{2i})}{P_i \cdot M\alpha_{2i}} \right)}{\sum_{p=1}^m \prod_{i=1, i \neq p}^m \left(\frac{M\alpha_{1i}^p (M\alpha_{2i}^p + M\beta_{2i}^p)}{P_i^p M\alpha_{2i}^p} \right)}, \quad (2)$$

где $M\alpha_{2i}$ и $M\beta_{2i}$ – математические ожидания времен наработки на отказ и восстановления ПАПС при обслуживании различных видов продукции, $i = \overline{1, m}$.

Если времена наработки на отказ и восстановления не зависят от вида продукции, то (2) преобразуется к виду

$$T_{po} = \frac{(M\alpha_2 + M\beta_2)}{M\alpha_2} \cdot \frac{\prod_{i=1}^m \left(\frac{M\alpha_{1i}}{P_i} \right)}{\sum_{p=1}^m \prod_{i=1, i \neq p}^m \left(\frac{M\alpha_{1i}^p}{P_i^p} \right)}, \quad (3)$$

где $M\alpha_2$ и $M\beta_2$ – математические ожидания времен наработки на отказ и восстановления ПАПС.

Тогда получаем

$$T_o(C_o) = \left[\frac{(M\alpha_2 + M\beta_2)}{M\alpha_2} - 1 \right] \cdot \frac{\prod_{i=1}^m \left(\frac{M\alpha_{1i}}{P_i} \right)}{\sum_{p=1}^m \prod_{i=1, i \neq p}^m \left(\frac{M\alpha_{1i}^p}{P_i^p} \right)}. \quad (4)$$

Время $T_n(C_n)$ [1] при известных $M\alpha_{ij}$ – математических ожиданиях времен переналадок с i -й на j -ю партию, вероятностях $P_{ij} = 1/(m-1)$, $P_{\Sigma i} = 1/m$ (m – количество видов продукции) равно математическому ожиданию случайной величины времени переналадок

$$T_n(C_n) = \frac{\prod_{i=1}^m \left(\frac{1}{P_{\Sigma i}} \cdot \frac{\prod_{j=1, j \neq i}^m \left(\frac{M\alpha_{ij}}{P_{ij}} \right)}{\sum_{p=1}^m \prod_{j=1, j \neq i, j \neq p}^m \left(\frac{M\alpha_{ij}^p}{P_{ij}^p} \right)} \right)}{\sum_{f=1}^m \prod_{i=1, i \neq f}^m \left(\frac{1}{P_{\Sigma i}^f} \cdot \frac{\prod_{j=1, j \neq i}^m \left(\frac{M\alpha_{ij}^{pf}}{P_{ij}^{pf}} \right)}{\sum_{p=1}^m \prod_{j=1, j \neq i, j \neq p}^m \left(\frac{M\alpha_{ij}^{pf}}{P_{ij}^{pf}} \right)} \right)} \quad (5)$$

Обозначим выражение

$$\frac{\prod_{j=1, j \neq i}^m \left(\frac{M\alpha_{ij}}{P_{ij}^{pf}} \right)}{\sum_{p=1}^m \prod_{j=1, j \neq i, j \neq p}^m \left(\frac{M\alpha_{ij}^p}{P_{ij}^p} \right)} = M\alpha_i^f,$$

где $M\alpha_i$ – математическое ожидание времени переналадки с изделия i -го типа на другие из m . Тогда (5) преобразуется к виду

$$T_n(C_n) = \frac{\prod_{i=1}^m \left(\frac{1}{P_{\Sigma i}^f} \cdot M\alpha_i \right)}{\sum_{f=1}^m \prod_{i=1, i \neq f}^m \left(\frac{1}{P_{\Sigma i}^f} \cdot M\alpha_i^f \right)}$$

Пусть C_{ni} ($i = \overline{1, m}$) – размеры вкладываемых средств на сокращение потерь из-за переналадок при изготовлении m различных видов продукции, а C_0 – на сокращение потерь времени из-за отказов.

Известно, что при вложении средств с увеличением затрат скорость увеличения отдачи уменьшается, а начиная с некоторой величины, остается на прежнем уровне.

Для случая вложения средств на сокращение длительности простоев из-за отказов и переналадок системы данная закономерность иллюстрируется рис. 1.

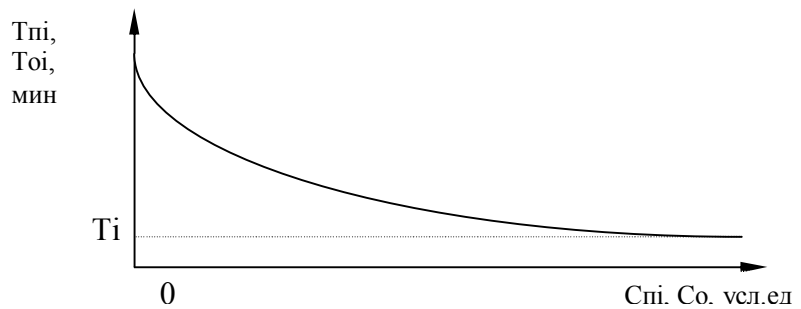


Рис. 1. Зависимость простоев системы из-за отказов T_0 и переналадок T_{ni} от количества вкладываемых средств C_{ni} , C_0

Приведенная зависимость строится следующим образом: на основе экспериментальных данных получают взаимосвязь приращения вкладываемых средств и соответствующего изменения времен потерь, последовательно увеличивая количество вложенных средств и фиксируя при этом значения времен простоев.

Исходя из этого, для аппроксимации реальной зависимости простоев из-за переналадок i -го вида продукции от вкладываемых средств, можно использовать экспоненциальную функцию следующего вида:

$$T_{ni}(C_{ni}) = a_{ni} + k_{ni} \cdot e^{-\lambda_{ni} C_{ni}}, \quad i = \overline{1, m}$$

Здесь $\lambda_{ni}, k_{ni}, a_{ni}$ – постоянные коэффициенты, определяемые при аппроксимации методом наименьших квадратов, а C_{ni} – средства, вкладываемые на сокращение простоев при переналадке.

Аналогично для зависимости времени восстановления системы от вкладываемых средств получаем

$$T_o(C_o) = a_o + k_o \cdot e^{-\lambda_o C_o},$$

где λ_o, k_o, a_o – постоянные коэффициенты, определяемые при аппроксимации, а C_o – средства, вкладываемые на сокращение времени восстановления.

Задача оптимизации была сформулирована следующим образом [2].

Необходимо найти максимальное значение производительности ПАПС

$$\Pi = \frac{1}{T_{po}(C_o) + T_n(C_n)} \rightarrow \max,$$

если накладываются ограничения на сумму средств, которые можно направить на сокращение времени переналадки или восстановления ПАПС

$$C = \sum_{i=1}^m C_{ni} + C_o$$

В таблице 1 приводятся исходные данные, которые использовались при решении поставленной задачи оптимизации при $m = 6$ (число видов изделий) для некоторых возможных случаев вложения предприятием ограниченных сумм средств (100; 50; 30; 20; 15; 10; 7; 5; 3; 2; 1 усл.ед.) на сокращение простоев ПАПС из-за переналадок и отказов. В начальной точке при решении задачи оптимизации величина производительности составляет 3,481 дет./ч для всех случаев вложения ограниченных сумм средств.

Таблица 1 – Исходные данные для задачи оптимизации

Зависимости времен восстановления и переналадок от вкладываемых средств	$M\alpha_{li}, \text{ч}$	Сумма выделенных средств (допустимых затрат), C , усл. ед.	P_i
$T_o(C_o) = 25 + 173,447 \cdot e^{-7,165 \cdot C_o}$	-	100; 50; 30; 20; 15; 10; 7; 5; 3; 2; 1	-
$T_{n1}(C_{n1}) = 20 + 154599 \cdot e^{-2,347 C_{n1}}$	30,20		$P_1 = 0,132$
$T_{n2}(C_{n2}) = 20 + 174,647 \cdot e^{-2,431 C_{n2}}$	50,10		$P_2 = 0,198$
$T_{n3}(C_{n3}) = 20 + 170\,836 \cdot e^{-2,438 C_{n3}}$	25,10		$P_3 = 0,165$
$T_{n4}(C_{n4}) = 21 + 244,647 \cdot e^{-2,722 C_{n4}}$	38,05		$P_4 = 0,176$
$T_{n5}(C_{n5}) = 23 + 331,151 \cdot e^{-3,043 C_{n5}}$	40,04		$P_5 = 0,154$
$T_{n6}(C_{n6}) = 23 + 309,766 \cdot e^{-2,939 C_{n6}}$	52,21		$P_6 = 0,176$

В таблице 2 приведены результаты расчетов максимальных значений производительности, а также размеров затрат по оцениваемым направлениям (на

устранение отказов и осуществление переналадок), необходимых для ее обеспечения. На рис. 2 представлена зависимость максимальной производительности от количества вкладываемых, оптимально распределенных средств между C_{ni} , C_o .

Таблица 2 Результаты решения задачи оптимизации

Сумма выделенных средств, C , усл. ед.	Максимальная производительность, P , дет./ч	Размеры вкладываемых средств, обеспечивающих максимальную производительность системы, C_o , C_{ni} , усл. ед.
100	3,7892	$C_0 = 7,862$; $C_{n1} = 16,494$; $C_{n2} = 16,212$; $C_{n3} = 16,142$; $C_{n4} = 15,108$; $C_{n5} = 13,931$ $C_{n6} = 14,250$
50	3,7870	$C_0 = 10,011$; $C_{n1} = 6,758$; $C_{n2} = 7,066$; $C_{n3} = 6,762$; $C_{n4} = 6,645$; $C_{n5} = 6,384$ $C_{n6} = 6,373$
30	3,7720	$C_0 = 5,013$; $C_{n1} = 4,485$; $C_{n2} = 4,421$; $C_{n3} = 4,486$; $C_{n4} = 4,108$; $C_{n5} = 3,715$; $C_{n6} = 3,772$
20	3,7300	$C_0 = 2,210$; $C_{n1} = 3,429$; $C_{n2} = 3,278$ $C_{n3} = 3,361$; $C_{n4} = 2,833$; $C_{n5} = 2,435$ $C_{n6} = 2,454$
15	3.728	$C_0 = 3.083$; $C_{n1} = 3.792$; $C_{n2} = 4.077$; $C_{n3} = 4.048$; $C_{n4} = 0$; $C_{n5} = 0$; $C_{n6} = 0$
10	3.647	$C_0 = 2.577$; $C_{n1} = 1.467$; $C_{n2} = 1.381$; $C_{n3} = 1.409$; $C_{n4} = 1.163$; $C_{n5} = 0.99$; $C_{n6} = 1.013$
7	3.645	$C_0 = 2.509$; $C_{n1} = 4.491$; $C_{n2} = 0$; $C_{n3} = 0$; $C_{n4} = 0$; $C_{n5} = 0$; $C_{n6} = 0$
5	3.588	$C_0 = 2.161$; $C_{n1} = 2.839$; $C_{n2} = 0$; $C_{n3} = 0$; $C_{n4} = 0$; $C_{n5} = 0$; $C_{n6} = 0$
3	3.500	$C_0 = 2.036$; $C_{n1} = 0.964$; $C_{n2} = 0$; $C_{n3} = 0$; $C_{n4} = 0$; $C_{n5} = 0$; $C_{n6} = 0$
2	3.457	$C_0 = 2$; $C_{n1} = 0$; $C_{n2} = 0$; $C_{n3} = 0$; $C_{n4} = 0$; $C_{n5} = 0$; $C_{n6} = 0$
1	3.314	$C_0 = 1$; $C_{n1} = 0$; $C_{n2} = 0$; $C_{n3} = 0$; $C_{n4} = 0$; $C_{n5} = 0$; $C_{n6} = 0$

Данные по относительному приросту производительности, возможному за счет оптимального перераспределения вкладываемых по различным направлениям средств, приводятся в таблице 3. Сравнение оптимального

вложения средств производилось с двумя из возможных вариантов. При варианте 1 сравнение производилось с равномерным распределением средств по всем направлениям, а при варианте 2 все средства вкладывались только в повышение качества восстановления оборудования после отказов (увеличивалось C_o).

Выводы

Анализ данных таблиц 2, 3 позволяет сделать следующие выводы. Во-первых, существует оптимальное значение производительности в рассматриваемой постановке задачи оптимизации в области допустимых решений. Во-вторых, относительный прирост производительности зависит от суммы выделенных средств и имеет для конкретных условий производства определенный предел, к которому асимптотически стремится. В случае данного примера, начиная с $C = 50$ усл.ед. (см. рисунок 2), увеличение производительности является незначительным, следовательно, вкладывать средства более 50 усл.ед. в данных условиях производства на обслуживание ГПМ резьбообработки является нецелесообразным.

Таблица 3. Сравнение результатов расчета производительности системы при оптимизации, равномерном распределении по всем направления средств, выделения всех средств на устранение отказов

Сумма средств, усл.ед.	Равномерное распределение по всем направлениям средств			Все средства направляются на устранение отказов		Производительность при решении задачи оптимального распределения средств (максимальная), дет./ч.
	Производительность, дет./ч.	Распределение средств по каждому направлению, усл.ед.	Расхождение результата по отношению к значению максимальной производительности, %	Производительность, дет./ч.	Расхождение результата по отношению к значению максимальной производительности, %	
15	3.680	2.143	1.280	3.481	6.626	3.728
10	3.562	1.429	2.331	3.481	4.430	3.647
7	3.447	1.000	5.432	3.481	4.379	3.645
5	3.284	0.714	8.473	3.478	2.248	3.588
3	3.070	0.429	12.280	3.478	0.629	3.500
2	2.926	0.286	15.860	3.457	0	3.457
1	2.758	0.143	17.080	3.314	0	3.314

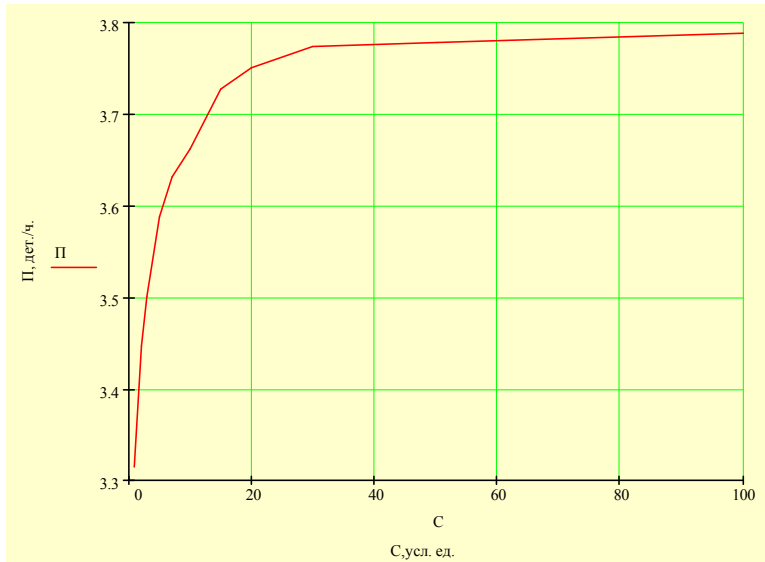


Рис. 2. Зависимость максимальной производительности от количества вкладываемых оптимально распределенных средств между C_{ni} , C_o

Максимальное значение производительности составило 3,7892 дет./ч. – соответствует асимптотическому пределу для технической системы в данных условиях. Наибольший прирост производительности при увеличении суммы средств происходит в интервале 0...15 усл. ед.

На основе полученных результатов, оценена эффективность использования разработанной методики оптимизации путем сравнения полученного оптимального уровня производительности с результатами расчетов при равномерном распределении средств по всем направлениям в системе, а также при выделении всех средств только на устранение отказов. Полученные результаты для интервала, где наблюдается наибольший рост производительности, сведены в таблицу 3.

Для рассматриваемой ПАПС резьбообработки использование оптимизации по сравнению с равномерным распределением средств позволило получить до 17% прирост производительности, а по сравнению с вариантом вложения всех средств на устранение отказов системы – до 6,626%. Проведенные исследования показывают, что использование разработанной методики моделирования и оптимизации переналаживаемых автоматизированных производственных систем для различных технологических процессов позволяет найти резервы системы и только за счет перераспределения имеющихся на производстве средств добиться значительного роста производительности, что особенно актуально в современной экономической ситуации на Украине.

Перспективы дальнейшего использования предлагаемого подхода состоят, во-первых, в возможности использования и исследовании эффективности применения других критериев оптимизации ПАПС, а также других или дополнительных направлений вложения средств (например, – на расширение диапазона технических возможностей оборудования). Во-вторых, может использоваться представление функционирования ПАПС как альтернирующего процесса восстановления [3] абсолютно надежной системы

Было определено оптимальное распределение средств по указанным ранее направлениям при различных суммарных значениях вкладываемых средств: 100; 50; 30; 20; 15; 10; 5; 3; 2; 1 усл. ед., позволяющих обеспечить максимальный уровень производительности системы. Построен график зависимости производительности от вкладываемых суммарных средств (см. рис. 2).

(когда времена отказа и восстановления учтены во времени обслуживания), эквивалентно заменяющей реальную, с известными функциями распределения времен обслуживания продукции и переналадок. Данный факт позволяет исследовать и совершенствовать многокомпонентные иерархически организованные системы любого уровня обобщения в структуре комплексной переналаживаемой автоматизированной производственной системы предприятия.

Список литературы: 1. *Konn В.Я.* Математическая модель оценки влияния переналадок и отказов на производительность ГПС мелкосерийного производства/ Копп В.Я., Чуб О.П., Обжерин Ю.Е.// Оптимизация производственных процессов: Сб. науч. тр. – Севастополь, 1999. - Вып.1.- С. 39-45. 2. *Чуб О.П.* Повышение производительности переналаживаемых автоматизированных производственных систем на основе оптимального распределения ресурсов/ Копп В.Я., Чуб О.П., Обжерин Ю.Е.// Сборник научных трудов СИЯЭиП: Сб. науч. тр. – Севастополь:– 2000. - Вып.3. – С. 36 – 44. 3. *Konn В.Я.* Моделирование переналаживаемых автоматизированных производственных систем./ В.Я. Копп, Ю.Е. Обжерин, А.И. Песчанский, О.П.Чуб // Монография. Севастополь, 2007г. – изд-во СевНТУ, 2007, 232с., ил.

Поступила в редколлегию 19.10.2011

УДК 05.11.16

Н.М. БЄЛОВА, асп., ХНАДУ, Харків

ОБГРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВЕЙВЛЕТ-АНАЛІЗУ В ОБРОБЦІ СИГНАЛІВ В ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІЙ ВИМІРЮВАЛЬНО-ІНФОРМАЦІЙНІЙ СИСТЕМІ

Вейвлет-аналіз є порівняно новим математичним апаратом і вже представляє собою найпотужніший на сьогодні інструмент дослідження структури нестационарних сигналів. В роботі запропонований алгоритм вейвлет-аналізу для використання в інтелектуальній вимірювально-інформаційній системі.

Ключові слова: вейвлет-перетворення, нестационарний сигнал, алгоритм вейвлет-аналізу.

Wavelet analysis is a relatively new mathematical tools and is a powerful tool for studying the structure nonstationary signals of today. An algorithm of wavelet analysis for use in measuring and intellectual information system proposed in this paper.

Key words: wavelet-transform, nonstationary signal, algorithm of wavelet analysis.

Вейвлет-анализ является сравнительно новым математическим аппаратом и уже представляет собой мощный на сегодня инструмент исследования структуры нестационарных сигналов. В работе предложен алгоритм вейвлет-анализа для использования в интеллектуальной измерительно-информационной системе.

Ключевые слова: вейвлет-преобразование, нестационарний сигнал, алгоритм вейвлет-преобразования.

Вступ

Алгоритми обробки нестационарних сигналів, які використовуються в сучасних вимірювально-інформаційних системах (ВІС), у більшості випадків базуються на перетворенні Фур'є. Існуючі підходи мають низку обмежень. З появою теорії вейвлет-перетворення такі обмеження частково знімаються. Дана

робота присвячена питанню використання вейвлет-перетворення в обробці сигналів, що надходять у вимірювально-інформаційну систему з об'єкту вимірювань.

Метою роботи є обґрунтування необхідності використання вейвлет-перетворення в обробці сигналів, що надходять у ВІС. Для цього потрібно проаналізувати переваги і недоліки вейвлет-перетворення і порівняти їх з Фур'є-перетворенням.

Викладення основного матеріалу

Класичний аналіз Фур'є заснований на можливості дослідження функцій в часовій ($t < \infty$) і частотній ($\omega < \infty$) областях за допомогою прямого і зворотного перетворень Фур'є:

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i2\pi\omega t} dt \quad (1)$$

$$f(t) = \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega)e^{i2\pi\omega t} d\omega \quad (2)$$

Наприклад, для функції

$$f(t) = A \cos(2\pi\omega_0 t) \quad (3)$$

Перетворення Фур'є має наступний вигляд:

$$F(\omega) = A\pi [\delta(\omega - \omega_0) + \delta(\omega + \omega_0)], \quad (4)$$

де $\delta(\omega)$ - дельта-функція

Цей приклад демонструє здатність перетворення Фур'є фокусувати в точку рознесену за часом інформацію про періодичність функції при переході з часової області в частотну. Досягається це за рахунок того, що ядро перетворення Фур'є, тобто функція $e^{-i2\pi\omega t}$ не локалізована в часі, але має граничну локалізацію в частотній області. Ця обставина і робить перетворення Фур'є прекрасним інструментом для вивчення процесів, властивості яких не змінюються з часом.

Проте саме така обставина робить перетворення Фур'є поганим методом для дослідження іррегулярних функцій, тобто функцій, характеристики яких еволюціонують у часі. Наприклад, перетворення Фур'є не відрізняє сигнал, що представляє собою суму двох синусоїд, від сигналу, що складається з тих же синусоїд, але включаються послідовно (рис.1).

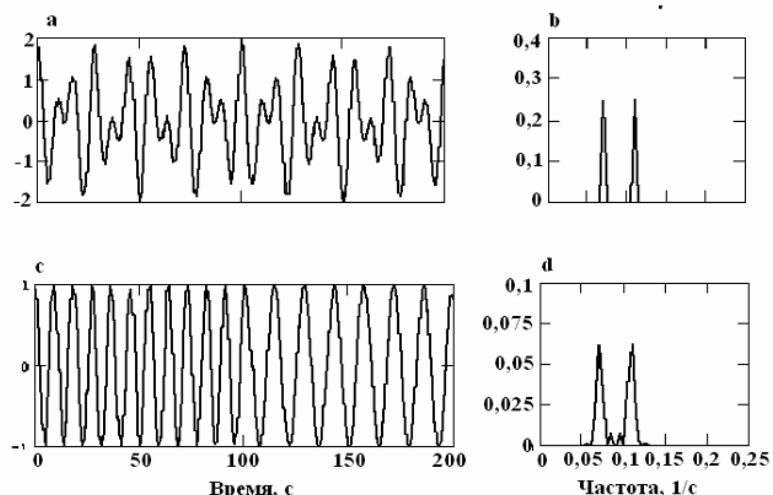


Рис. 1. Неоднозначність перетворення Фур'є: а - модельний ряд - сума двох синусоїд з частотами $\omega_1 = 0,062$ та $\omega_2 = 0,105$ Гц; б - періодограма суми цих синусоїд; с - ті ж синусоїди, що включаються послідовно; д - періодограма синусоїд, що включаються послідовно

Для усунення цього недоліку потрібно локалізувати перетворення Фур'є на проміжках кінцевої довжини. Таким прийомом користувалися багато авторів, обчислюючи оцінки спектру потужності не тільки по всій довжині часового ряду, а й за його різними частинами. Формалізація такого підходу може бути описана, наприклад, за допомогою віконного перетворення Гебора (1946):

$$GT(\omega, b, a) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-\frac{(t-b)^2}{a^2}} e^{-i2\pi\omega t} dt \quad (5)$$

Порівнюючи цей вираз з (1), ми бачимо, що введене під знак інтеграла часове вікно $e^{-\frac{(t-b)^2}{a^2}}$ виділяє лише невеликий відрізок вихідного часового ряду з центром у довільній точці b і, тим самим, дозволяє отримати еволюцію спектра в часі. Тут важливо підкреслити, що вікно перетворення Гебора має постійну ширину, яка визначається параметром a . Ефективна ширина вікна визначає довжину інтервалу ΔT , який дає головний внесок в значення інтеграла у виразі (5). Довжина ΔT є мірою часового розрізнення, в той час як ширина спектральної лінії $\Delta\omega$ визначає міру частотного розрізнення. Відомо, що обидві ці характеристики пов'язані між собою співвідношенням:

$$\Delta\omega \propto \frac{1}{\Delta T} \quad (6)$$

Звідси видно, що прагнення аналізу нерегулярних сигналів підвищити часове розрізнення завжди призводить до зменшення роздільної здатності в області частот. Також слід додати, що при використанні перетворення Гебора виникає проблема вибору ширини вікна в часовій області. Занадто широке вікно може забезпечити розумне уявлення низькочастотних компонентів ряду, але його ширина буде надлишковою для гармонік з високою частотою, оскільки всі цікаві нерегулярності в високочастотній області спектра згладяться. Навпаки, досить вузьке вікно дасть можливість вивчити варіації в часі високочастотних компонентів, але воно не буде адекватним для низькочастотних гармонік.

Таким чином виникла необхідність зробити віконну функцію залежною від частоти так, щоб для низьких частот вікно ставало широким, а для високих – вузьким, що реалізується за допомогою вейвлет-перетворення.

Можливості вейвлет-аналізу достатньо широкі. Він дозволяє визначити миттєву амплітуду, фазу і частоту ритмічних складових нестаціонарних процесів, не обмежуючись при цьому вузькосмуговими сигналами. Взаємозв'язок миттєвої фази за Гілбертом і миттєвої фази, що введена на основі вейвлетів, продемонстрований в роботі [2].

Вейвлет-перетворення сигналу $x(t)$ полягає в його розкладанні за деяким базисом, що збудований зі солітоноподібної функції ψ (вейвлету), за допомогою її перемасштабування і переносів вздовж шкали часу:

$$W_{\psi}(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt. \quad (7)$$

де $W_{\psi}(a, b)$ - коефіцієнти перетворення, a – масштаб спостереження, b – параметр зсуву вздовж шкали часу, символом «*» означена операція комплексного sprzęження. Базисна функція ψ має бути локалізована в часовій та частотній

областях і володіти такими властивостями як нульове середнє значення, обмеженість та автотодельність (останнє означає, що масштабні перетворення не змінюють кількість осциляцій) [1]. Вибір ψ визначається метою дослідження. Кожна функція ψ має свої особливості в часовій та частотній областях, тому за допомогою різних функцій можна краще виявити властивості досліджуваного процесу.

Алгоритм вейвлет-аналізу

Використовуючи результати проведених експериментальних досліджень параметрів вібрацій рами автогрейдера, був розроблений та апробований алгоритм вейвлет-аналізу вимірювальних часових вибірок.

Основними завданнями запропонованого алгоритму є:

- знаходження кореляційних зв'язків між вхідним вимірним часовим рядом вібрацій рами автогрейдера та вейвлетом Морле;
- проведення тотожності значимих спектральних ліній для заданого рівня значимості $q < 1$;
- виявлення сигналів вібрацій, які перевищують заданий поріг виявлення.

За результатами експериментів з вимірювання параметрів вібрацій рами автогрейдера були отримані рівномірні часові ряди

$$x_k = x(t_k), t_k = \Delta t \cdot k, k = 0, 1 \dots N-1, \quad (8)$$

де $\Delta t = 1c$ – дискретність часової вибірки, $N = 115256$ – число точок часового ряду.

Алгоритм спектрального аналізу складається з наступних етапів:

1. Графічне зображення вимірюваного часового ряду вібрації в часовій області.

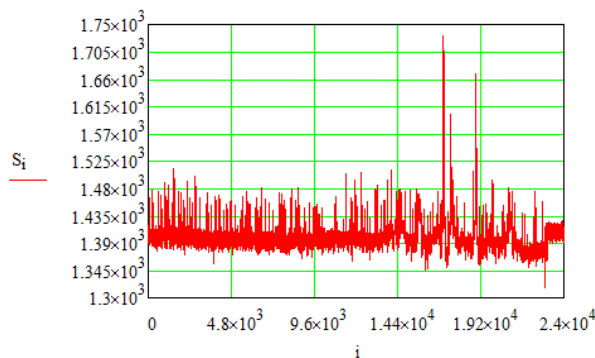


Рис.2. Вхідний часовий ряд вібрацій

2. Виключення тренда і центрування ряду.

$$m = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} x_k \quad (8)$$

центрований ряд отримуємо з вихідного наступним чином:

$$x_k^\circ = x_k - m, k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (9)$$

3. Графічне зображення центрованого вимірюваного ряду значень параметрів вібрацій.

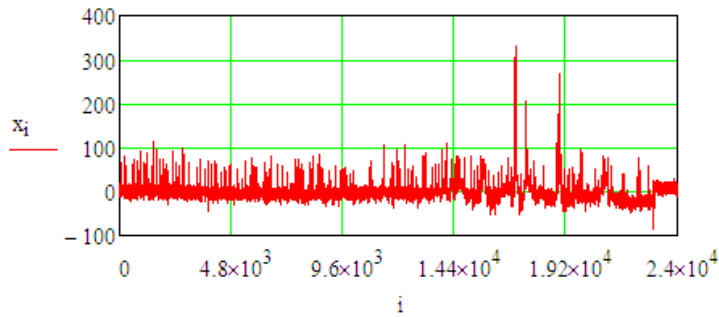


Рис. 3. Центрований часовий ряд вібрацій

4. Оцінка дисперсій центрованого ряду.

$$\sigma_0^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{k=0}^{N-1} (x_k^0)^2 \quad (10)$$

5. Обчислення періодограми.

Спочатку обчислюють дискретне перетворення Фур'є

$$X_j = \sum_{k=0}^{N-1} x_k e^{-i \frac{2\pi}{N} kj}, \quad j = 0, 1, \dots, N-1, \quad (11)$$

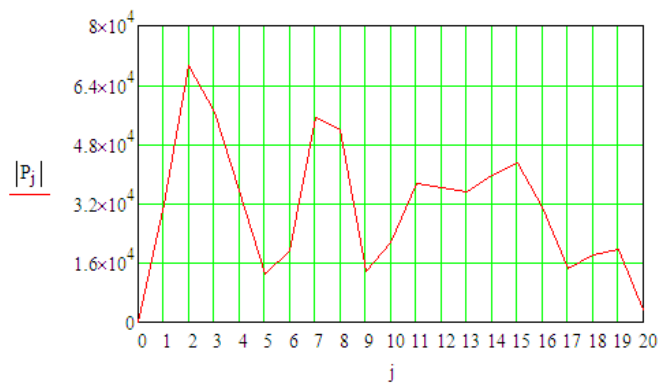


Рис. 4. Періодограма виміряного ряду після чого обчислюється періодограма

$$D_j = \frac{1}{N^2} \left[(\text{Re } X_j)^2 + (\text{Im } X_j)^2 \right] \quad (12)$$

де $\Delta \nu = \frac{1}{T \Delta t}, j = 0, 1, \dots, N/2$

6. Графічне зображення періодограми і порога виявлення сигналу вібрацій:

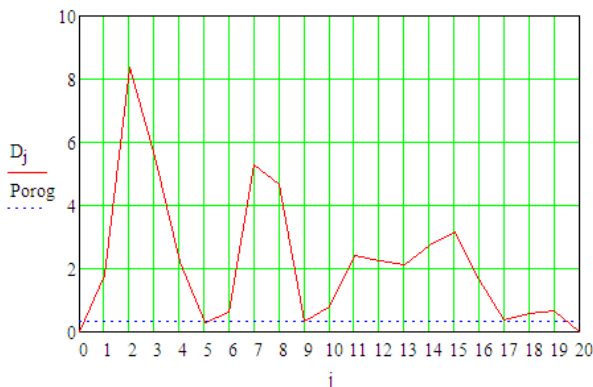


Рис. 5. Результати порогової обробки періодограми

Цей графік дозволяє порівняти значимі спектральні лінії. Для цього потрібно задати рівень значимості $q < 1$ і визначити відповідний йому поріг виявлення сигналу. Якщо періоди, присутні в даних, не відомі, тоді застосовується критерій, заснований на статистиці розподілу найбільшого відліку

періодограми «білого» шуму:

$$X_q = -\ln \left[1 - \sqrt[N-2]{(1-q)^2} \right] \quad (13)$$

Якщо, навпаки, частота гармонійного коливання нам відома, то

$$X_q = -\ln q \quad (14)$$

Всі піки періодограми, які перевищують критичний рівень $\frac{\sigma_q^2 X_q}{N}$, приймаються за значимі, тобто належать до термінованого компоненту ряду. Ймовірність такого твердження рівна $1 - q$.

7. Дискретизація аргументів.

Кожний вейвлет має свою форму і характерний розмір, який при фіксованому значенні масштабного коефіцієнту визначається величиною

$$d_a = 2\Delta_t a$$

де Δ_t - радіус вейвлета.

8. Обчислення вейвлет-перетворення.

Дискретні значення амплітудної вейвлет-функції обчислюються по наступним виразам:

$$W_A(a_i, b_j) = \frac{1}{n(a_i, b_j)} \sum_{k=0}^{N-1} x_k^\circ \psi^* \left(\frac{t_k - b_j}{a_i} \right) \quad (15)$$

$$n(a_i, b_j) = \sum_{k=0}^{N-1} \exp \left(\frac{1}{B} \left(\frac{t_k - b_j}{a_i} \right) \right) \quad (16)$$

9. Обчислення скалограми. Значення скалограми для всіх прийнятих вузлів сітки проводиться за формулою

$$S(a_i, b_j) = |W_A(a_i, b_j)|^2 \quad (17)$$

10. Візуалізація скалограми.

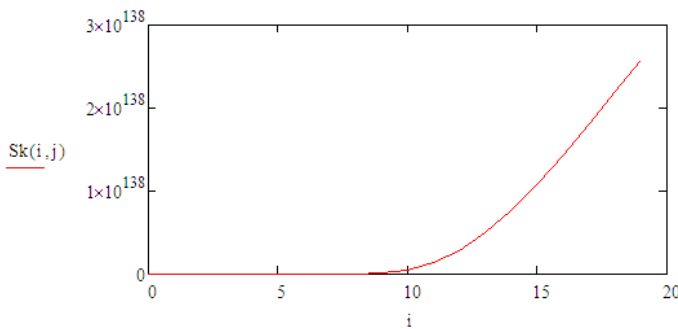


Рис. 6. Результати порогової обробки періодограми

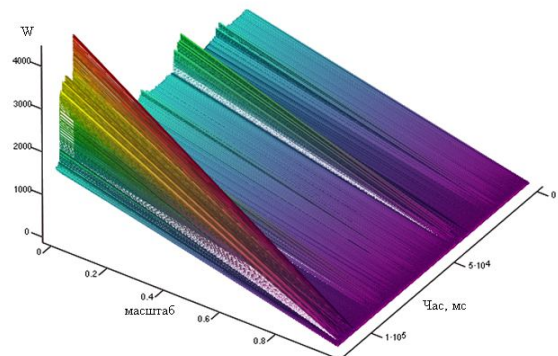


Рис. 7. 3D – зображення скалограми сигналу вібрацій

Даний алгоритм був апробований з використанням програми MathCAD.

Таким чином, отримані результати показують, що при наявності відношення сигнал/шум = 4 запропонований алгоритм дозволяє виявити сигнали вібрації з високою ймовірністю.

Переваги і недоліки вейвлет-перетворення

Порівняно з перетворення Фур'є, вейвлет-перетворення має наступні переваги:

- вейвлет-перетворення відкриває принципово нові можливості в обробці сигналів та зображень;

- деякі вейвлети простіші функції, ніж синусоїдальна функція, тому витрати часу на вейвлет-перетворення є значно меншими, ніж на перетворення Фур'є ;

- більшість вейвлетів представлено дійсними функціями, тому для їх обчислення не потрібно залучати апарати комплексних чисел, які ускладнюють обчислення;

- низка вейвлетів має швидкі алгоритми вейвлет-перетворення, що значно зменшує витрати часу.

Наряду з цим, більшість вейвлетів описуються ітераційними виразами, які, в цілому, складніші за синусоїду, проте легше обчислюються чисельними методами, реалізованими в комп'ютерних програмах.

Хочеться зауважити, що більшість дослідників акцентують увагу лише на перевагах вейвлет-перетворення над іншими підходами в обробці сигналів, і залишають поза увагою недоліки. Необхідно підкреслити, що як і будь-який інший підхід, вейвлети мають і переваги і недоліки. Відомо, наприклад, що вейвлети можуть не відрізнити ефекти амплітудної та частотної модуляції. Як показано в роботі [3], за наявності тільки амплітудної модуляції вейвлет-аналіз може показувати «хибні» ефекти частотної модуляції і навпаки. Такі «хибні» ефекти можна оцінити, і під час проведення чисельних досліджень є можливість сформулювати критерії достовірності отриманих результатів, але для цього необхідно вивчити не тільки переваги, але й обмеження методу.

Таким чином, на відміну від перетворення Фур'є, вейвлет-перетворення визначено неоднозначно: кожному вейвлету відповідає своє перетворення. В якості аналізуючих вейвлетів зазвичай обираються функції, добре локалізовані також і в просторово-часовій області.

Висновки

В роботі були розглянуті переваги й недоліки вейвлет-перетворення порівняно з перетворенням Фур'є. Враховуючи значну кількість переваг був запропонований алгоритм вейвлет-аналізу. В результаті аналізу, з урахуванням розробленого алгоритму показано, що є доцільним обробка сигналів за допомогою вейвлет-аналізу в інтелектуальних ВІС з використанням експертної бази даних.

Список літератури: 1. *Дремін І.М., Иванов О.В., Нечитайло В.А.* Вейвлеты и их применение // УФН.- 2001.- Т. 171, No. 5.- С. 465-501. 2. *Астафьева Н.М.* Вейвлет-анализ: основы теории и примеры применения // УФН 1996,- Т. 166, No. 4.- С. 145-170. 3. *Quiroga R.Q., Kraskov A., Kreuz T., Grassberger P.* Performance of different synchronization measures in real data: A case study on electroencephalographic signals. // Phys. Rev. E — 2002.

Поступила в редколлегию 13.10.2011

УДК 681. 523 (075. 8) : 681. 513. 3

Г.И. КАНЮК, докт. техн. наук, проф., декан, зав. каф., УИПА, Харьков
С.Ф. АРТЮХ, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПИ», Харьков
М.А. ПОПОВ, маг., УИПА, Харьков

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ
СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО
АГРЕГАТА**

Разработана конкретизированная уточненная математическая модель САР производительности турбокомпрессорного агрегата, которая может полезно использоваться для анализа динамических процессов в САР, проведения вычислительных экспериментов.

Ключевые слова: САР, турбокомпрессорный агрегат, паровая турбина, электрогидравлический исполнительный механизм.

Designed concretized refined mathematical model of the performance of ATS turbo unit, model can be useful for the analysis of dynamic processes in the CAP of the computational experiments.

Keywords: SAR, turbocompressor unit, steam turbine, an electro-actuator.

Розроблено конкретизована уточнена математична модель САР продуктивності турбокомпресорного агрегату, яка може корисно використовуватися для аналізу динамічних процесів в САР, проведення обчислювальних експериментів.

Ключові слова: САР, турбокомпресорний агрегат, парова турбіна, електрогідравлічний виконавчий механізм.

Введение

В работах [1 – 5] сформулированы основные направления решения научно-технической задачи повышения точности САР производительности турбокомпрессорных агрегатов доменных печей с целью повышения качества выплавляемого чугуна, снижения затрат энергии и топлива на выпуск продукции. Эти направления заключаются:

– в усовершенствовании конструкции электрогидравлического исполнительного механизма путем использования прецизионных электрогидравлических усилителей (сервоклапанов) с высокой полосой пропускания;

– в обеспечении непосредственной связи штока гидравлического сервомотора с системой регулирующих клапанов за счет повышения давления в гидросистеме;

– в синтезе прецизионных быстродействующих регуляторов на основе современных методов теории автоматического управления (мультипликативного и модального управления, обратных задач динамики, компенсации отрицательного влияния нелинейных характеристик исполнительного механизма на точность воспроизведения заданных режимов работы).

Принципиальная схема усовершенствованной конструкции электрогидравлического исполнительного механизма приведена на рис.1.

Для исследования статических и динамических характеристик САУ и синтеза эффективных законов управления необходима разработка математической модели, отражающей основные рабочие процессы и характеристики исполнительного механизма и объекта управления и удовлетворительно согласующейся с результатами экспериментальных исследований. Разработке такой модели посвящена настоящая работа.

Объектом управления рассматриваемой САУ является турбокомпрессорный агрегат, включающий центробежный компрессор и паровую турбину с системой регулирующих клапанов. Исполнительный механизм (см. рис.1) включает пропорциональный электрогидравлический усилитель (сервоклапан) и гидродвигатель (сервомотор), шток которого соединен с траверсой клапанной коробки. В соответствии с предложенной конструкцией строилась структура математической модели.

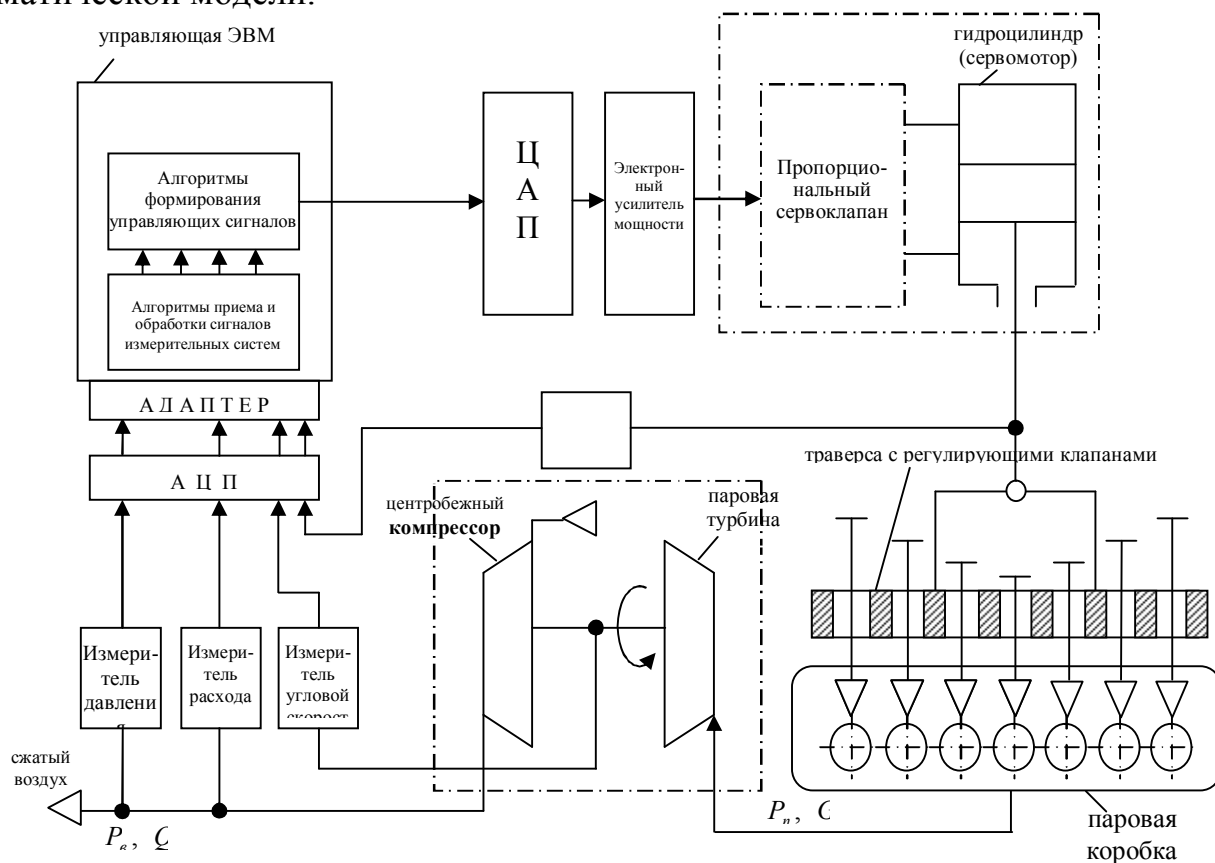


Рис. 1. Обобщенная принципиальная схема усовершенствованной ЭГСР производительности турбокомпрессорного агрегата

1. Центробежный компрессор

Мощность, потребляемая охлаждаемым компрессором, может быть определена по формуле [6].

$$N_e = \frac{GLuL_k}{\eta_{из.к}}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

где $G = \rho Q$ – массовый расход воздуха, нагнетаемого компрессором (массовая производительность компрессора), кг/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³; Q – объемный расход воздуха, нагнетаемого компрессором (объемная производительность компрессора), м³/с;

$$L_{изк} = C_p T_H \ln \frac{P_K}{P_H} + \frac{C_K^2 - C_H^2}{2} - \quad (2)$$

удельная изотермическая работа компрессора, Дж/кг; C_p – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К); T_H – температура воздуха на входе в компрессор, К; P_H и P_K – давления воздуха на входе и на выходе из компрессора, Па; C_H и C_K – скорости воздуха на входе и на выходе из компрессора, м/с.

Уравнение сплошности (неразрывности) потока воздуха, проходящего через компрессор, может быть представлено в формах:

$$\begin{aligned} G &= G_H = G_K; \\ \rho_H Q_H &= \rho_K Q_K; \\ \rho_H C_H S_H &= \rho_K C_K S_K; \end{aligned} \quad (3)$$

где $G_H, Q_H, \rho_H, S_H, G_K, Q_K, \rho_K, S_K$ – массовые и объемные расходы, плотности воздуха, площади сечений патрубков, соответственно, на входе и на выходе из компрессора.

Связь между термодинамическими параметрами состояния воздуха (плотности, давления, температуры) на входе и выходе из компрессора определяется уравнениями состояния

$$\begin{aligned} \rho_H &= P_H / (Z_H R T_H); \\ \rho_K &= P_K / (Z_K R T_K); \end{aligned} \quad (4)$$

С другой стороны мощность, потребляемая компрессором (1) может быть выражена через частоту вращения ω и крутящий момент $M_{кр}$ на его валу, определяемые режимом работы приводной турбины.

$$N_e = \omega M_{кр}; \quad (5)$$

Уравнения (1) – (4) представляют собой математическую модель центробежного компрессора, определяющую основные связи между рабочими параметрами компрессора и параметрами нагнетаемого воздуха.

Для решения задачи оптимизации системы управления из модели (1) – (4) необходимо получить функциональную зависимость между регулируемой величиной (объемным расходом воздуха на выходе из компрессора Q_K) и входными величинами (частотой вращения ротора ω и крутящим моментом $M_{кр}$). Представляя последовательно выражения (4) в (3), (3) – в (2), (2) и (5) – в (1), получаем

$$\omega M_{кр} = \frac{\rho_K}{\eta_{из}} \left\{ \left(C_p T_H \ln \frac{\rho_K}{\rho_H} \cdot \frac{Z_K}{Z_H} \cdot \frac{T_K}{T_H} \right) Q_K + 0,5 \left[\frac{1}{S_K^2} - \left(\frac{\rho_K}{\rho_H S_H} \right)^2 \right] Q_K^2 \right\} \quad (6)$$

В уравнении (6) начальные параметры воздуха T_H и P_H и геометрические параметры компрессора S_H , S_K известны; значения температуры T_K и давления P_K на выходе из компрессора, без учета гидравлических и тепловых потерь, могут считаться равными давлению и температуре воздуха в доменной печи, определяемым заданным режимом ее работы; значения плотности воздуха на входе и выходе из компрессора определяются уравнениями состояния (4); степень сжатия воздуха в компрессоре P_K / P_H и изотермический КПД $\eta_{из}$ могут быть представлены как функции объемной подачи компрессора Q_K и частоты вращения ротора ω путем аппроксимации экспериментальных характеристик компрессора

$$\begin{aligned} P_K / P_H &= f_1(Q_K, \omega); \\ \eta_{из} &= f_2(Q_K, \omega). \end{aligned} \quad (7)$$

Таким образом, функция (6) может быть представлена в виде

$$\omega M_{кр} = \frac{P_K}{Z_K R T_K f_2(Q_K, \omega)} \left\{ \left(C_p T_H \ln \frac{P_K}{P_H} \cdot \frac{Z_K}{Z_H} \cdot \frac{T_K}{T_H} \right) Q_K + 0,5 \left[\frac{1}{S_K^2} - \left(\frac{P_K}{P_H S_H} \right)^2 \right] Q_K^2 \right\} \quad (8)$$

2. Паровая турбина

Задачей математического моделирования паровой турбины является установление функциональной взаимосвязи между частотой вращения ротора турбокомпрессорного агрегата (ω), крутящим моментом на его валу ($M_{кр}$), определяющими функцию регулируемой величины – объемной производительности компрессора Q_K (8) и выходными параметрами электрогидравлической системы регулирования – перемещениями штока гидродвигателя и регулирующих клапанов, расходом, давлением и температурой пара на входе в турбину.

Уравнение вращательного движения ротора турбокомпрессорного агрегата может быть представлено в виде

$$J_{нр} \dot{\omega} + M_{тр} + M_{упр} = M_n \quad (9)$$

где $J_{нр}$ – приведенный момент инерции ротора, складывающийся из моментов инерции роторов турбины, компрессора и соединительной муфты, $кг \cdot м^2$; $M_{тр}$ – суммарный момент трения в опорах ротора, $Н \cdot м$; $M_{упр}$ – упругий момент, обусловленный упругой деформацией ротора и соединительной муфты, $Н \cdot м$; M_n – суммарный паровой момент, развиваемый в рабочих ступенях турбины.

Момент трения складывается из суммарных моментов сухого и жидкостного трения в опорах и может быть представлен в виде [7]

$$M_{тр} = M_{см} + M_{жст} = |M_{см}| \text{sign}\{\omega\} + k_{жст} \omega \quad (10)$$

где $M_{см}$ – абсолютное значение суммарного момента сухого трения, $Н \cdot м$; $k_{жст}$ – приведенное суммарное значение коэффициента жидкостного трения, $Н \cdot м / (рад/с)$.

Момент, обусловленный упругой деформацией ротора может быть определен выражением

$$M_{упр} = C_{св}(\varphi_k - \varphi_T) \quad (11)$$

где φ_k и φ_T - углы поворота вала компрессора и турбины, *рад*; (использование выражения (11) предполагает, что собственные угловые деформации валов компрессора и турбины незначительны, а упругий момент обусловлен, главным образом, упругими деформациями соединительной муфты).

Суммарный паровой момент на валу турбины, может быть представлен как сумма моментов, создаваемых в регулирующей ступени (M_n^{pez}) и в рабочих ступенях (M_n^{pab})

$$M_n = M_n^{pez} + M_n^{pab} \quad (12)$$

Момент, развиваемый в регулирующей ступени, определяются произведением газодинамической силы, создаваемой струей пара, выходящей из сопловой решетки $F_{2\partial}^{pez}$ на средний (корневой) диаметр регулирующей ступени (d_k^{pez}).

$$M_n^{pez} = F_{2\partial}^{pez} \cdot d_k^{pez} \quad (13)$$

Результирующая гидродинамическая сила, действующая со стороны потока пара, выходящего из сопловой решетки может быть определена по формуле [6]

$$F_{2\partial}^{pez} = 0,5C_{2\partial}\rho_n^{pez}S_\alpha V_n^{pez^2} \quad (14)$$

где $C_{2\partial}$ - коэффициент гидродинамической силы, определяемый экспериментально;

$$\rho_n^{pez} = P_n^{pez} / (Z_n P_n T_n^{pez^2}) - \quad (15)$$

плотность пара при соответствующих значениях его температуры T_n и давления P_n на выходе из сопловой решетки, *кг/м³* ;

R_n - газовая постоянная пара,

$$S_\alpha = S_\lambda \cos \alpha -$$

площадь проекций рабочей лопатки на плоскость, нормальную к направлению гидродинамической силы (к направлению оси сопловой решетки), *м²* ; α - угол между направлением оси сопловой решетки и касательной к поверхности лопатки в точке ее пересечения с направлением оси решетки, *рад*; V_n - скорость потока пара на выходе из сопловой решетки, *м/с*.

Скорость V_n выражается через массовый расход пара G_n , поступающего в регулируемую ступень

$$V_n^{pez} = G_n / \rho_n^{pez} S_{cp} , \quad (16)$$

где S_{cp} - площадь сечения выходных каналов сопловой решетки, *м²* , а также через скорость потока пара на входе в сопловую решетку [6]

$$V_n^{pez} = \varphi \left[2\Delta h_0 (1 - \theta) + V_{no}^2 \right]^{0,5} , \quad (17)$$

где φ – коэффициент скорости, вычисляемый по соотношению [6]

$$\varphi = (1 - \xi)^{0,5},$$

ξ – коэффициент потерь сопловой решетки, вычисляемый по рекомендациям, приведенным в [6];

Δh_0 – изоэнтропный теплоперепад ступени, m^2/c^2

$$\theta = \Delta h_{cp} / \Delta h_0 -$$

степень реактивности по среднему диаметру;

Δh_0 – располагаемый теплоперепад рабочей решетки на среднем диаметре, m^2/c^2 ;

$$V_{no} = G_n / \rho_{no} S_{cp}^0 - \quad (18)$$

скорость потока пара на входе в сопловую решетку, m/c ;

Соответственно,

$$\rho_{no} = P_{no} / (Z_{no} R_n T_{no}) - \quad (19)$$

и S_{cp}^0 – плотность потока пара и площадь сечения каналов на входе в сопловую решетку.

Паровой момент, развиваемый в рабочих ступенях, определяется произведением давления пара в рабочих ступенях $P_n^{раб}$ на их суммарную эффективную площадь $S_{раб}^{эф}$

$$M_n^{раб} = P_n^{раб} + S_{раб}^{эф} \quad (20)$$

Давление пара в рабочих ступенях $P_n^{раб}$ может быть определено из условия равенства полных удельных энергий (напоров) пара при условии полного торможения его потока при переходе из регулирующей ступени в рабочую

$$\frac{P_n^{рег}}{\rho_n^{рег} g} + \frac{V_n^{рег}{}^2}{2g} = \frac{P_n^{раб}}{\rho_n^{раб} g};$$

$$P_n^{рег} = P_n^{рег} \frac{\rho_n^{раб}}{\rho_n^{рег}} + 0,5 \rho_n^{раб} V_n^{рег}{}^2. \quad (21)$$

Давление пара в регулирующей ступени равно разности давления пара P_{n0} на входе в регулирующую ступень (в сопловую решетку) и потерь давления в сопловой решетке ΔP_{cp}

$$P_n^{рег} = P_{n0} - \Delta P_{cp}, \quad (22)$$

где

$$\Delta P_{cp} = \zeta_{cp} \frac{\rho_{no}}{2} V_{no}^2 = 0,5 \zeta_{cp} G_n^2 / S_{cp}^0{}^2, \quad (23)$$

ζ_{cp} – суммарный коэффициент гидравлических потерь сопловой решетки.

Подставляя последовательно выражения (19) - (14) в (13) и (23) - (21) в (20), получим следующие формулы для паровых моментов

$$M_n^{pez} = 0,5 C_{20} d_K^{pez} \frac{S_\alpha}{S_{cp} \rho_n^{pez}} G_n^2 = K_{mn}^{pez} G_n^2 / \rho_n^{pez}, \quad (24)$$

где $K_{mn}^{pez} = 0,5 C_{20} d_K^{pez} \frac{S_\alpha}{S_{cp}};$ (24)

$$\begin{aligned} M_n^{pab} &= \left\{ \frac{\rho_n^{pab}}{\rho_n^{pez}} (P_{no} - 0,5 \zeta_{cp} G_n^2 / S_{cp}^2) + 0,5 \frac{\rho_n^{pab}}{\rho_n^{pez2}} G_n^2 \right\} d_K^{pez} = \\ &= \frac{\rho_n^{pab}}{\rho_n^{pez}} d_K^{pez} P_{no} + \left(0,5 \frac{\rho_n^{pab}}{\rho_n^{pez} S_{cp}^2} - 0,5 \frac{\zeta_{cp}}{S_{cp}^2} \right) d_K^{pez} G_n^2 = \\ &= K_{mnp}^{pab} P_{no} + K_{mnG}^{pab} G_n^2, \end{aligned} \quad (25)$$

где

$$K_{mnp}^{pab} = \rho_n^{pab} d_K^{pez} / \rho_n^{pez};$$

$$K_{mnG}^{pab} = 0,5 \left(\rho_n^{pab} / \rho_n^{pez} S_{cp}^2 - \zeta_{cp} / S_{cp}^2 \right).$$

$$M_n = K_{mn}^{pab} P_{no} + (K_{mnG}^{pab} + K_{mn}^{pez} / \rho_n^{pez}) G_n^2 = K_{mn}^{pab} P_{no} + K_{mn\Sigma} G_n^2, \quad (26)$$

где

$$K_{mn\Sigma} = K_{mnG}^{pab} + K_{mn}^{pez} / \rho_n^{pez}.$$

С учетом выражений (10), (11) и (26) уравнение динамики ротора турбокомпрессора (9) запишется в виде

$$J_{np} \ddot{\phi}_k + |M_{cm}| \text{sign}\{\dot{\phi}_k\} + k_{эсм} \dot{\phi}_k + C_{св} (\phi_k - \phi_T) = K_{mnp}^{pab} P_{no} + K_{mn\Sigma} G_n^2. \quad (27)$$

3. Электрогидравлический исполнительный механизм системы автоматического регулирования

Модели электрогидравлического усилителя.

В работе [1] показано, что для всех типов гидродвигателей, используемых в быстродействующих прецизионных ЭГСР, целесообразно использовать пропорциональные электрогидравлические усилители (сервоклапаны), в частности – выпускаемые научно-производственным предприятием «Теплоавтомат» (г.Харьков), с полосой пропускания до 120 – 200 Гц.

В работе [7] разработаны детальные математические модели сервоклапанов, но при этом отмечается, что математическое описание динамики сервоклапанов целесообразно представлять в виде структурных моделей, составленных из комбинаций типовых динамических звеньев САР.

В результате исследований установлено, что экспериментальные частотные характеристики электромеханических преобразователей сервоклапанов УЭГ.С во всем диапазоне рабочих частот удовлетворительно описываются передаточной функцией последовательно соединенных апериодического и колебательного звеньев

$$W_{эмн}(S) = \frac{X_э(S)}{U_y(S)} = \frac{K_{эмн}}{(T_э S + 1)(T_M^2 S^2 + 2\xi_M T_M S + 1)}, \quad (28)$$

где $K_{эмп} = \frac{X_3^{\max}}{U_y^{\max}}$, м/В – статистический коэффициент передачи ЭМП; $X_3, м$

– перемещение золотника сервоклапана; $U_y, В$ – управляющее напряжение на входе в ЭМП; $T_э$ и $T_м$ – электрическая постоянная времени ЭМП и механическая постоянная времени золотника, с; $\xi_м$ – коэффициент относительного демпфирования золотника.

На рис. 2, 3 и 4 приведены результаты экспериментальных исследований (эксперименты проводились на стендах предприятия разработчика – НПП «Теплоавтомат») и вычислительных экспериментов (расчеты АФЧХ, соответствующих передаточной функции (28)) при различных значениях параметров.

Из результатов исследований следует, что в диапазоне частот до 30-40 Гц удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных характеристик обеспечивается при представлении модели ЭМП апериодическим звеном с диапазоном значений $T_э = (0,39-1,4) \cdot 10^{-3} с$ (в зависимости от типоразмера сервоклапана):

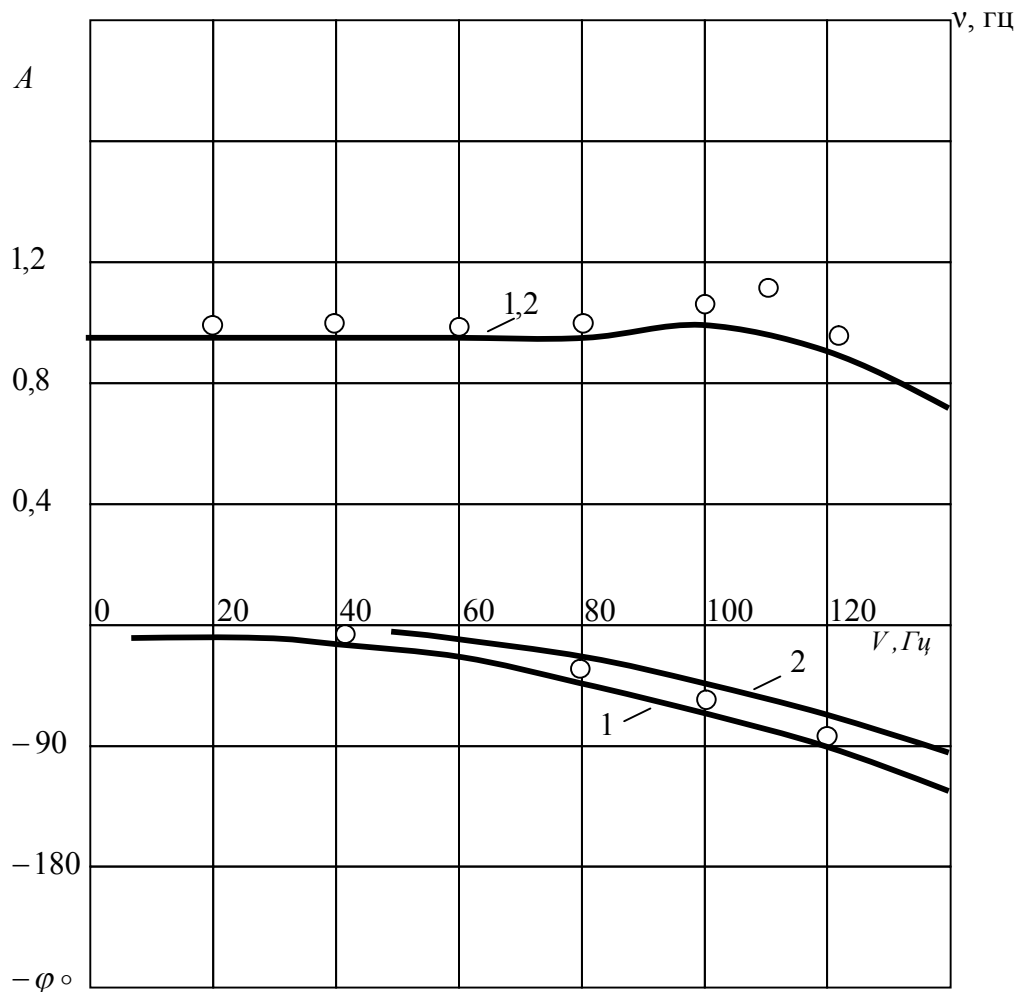


Рис. 2. Частотные характеристики сервоклапана УЭГ.С-63:

о – эксперимент: 1 – $T_э = 3,9 \cdot 10^{-4} с$; $T_м = 1,33 \cdot 10^{-3} с$; $\xi_м = 0,5$, расчет

2 – $T_э = 0$; $T_м = 1,33 \cdot 10^{-3} с$; $\xi_м = 0,5$, расчет

$$T_3 \dot{X}_3 + X_3 = K_{эмн} U_y, \quad (29)$$

В диапазоне частот от 40 до 100 Гц частотные характеристики ЭМП удовлетворительно описываются моделью колебательного звена

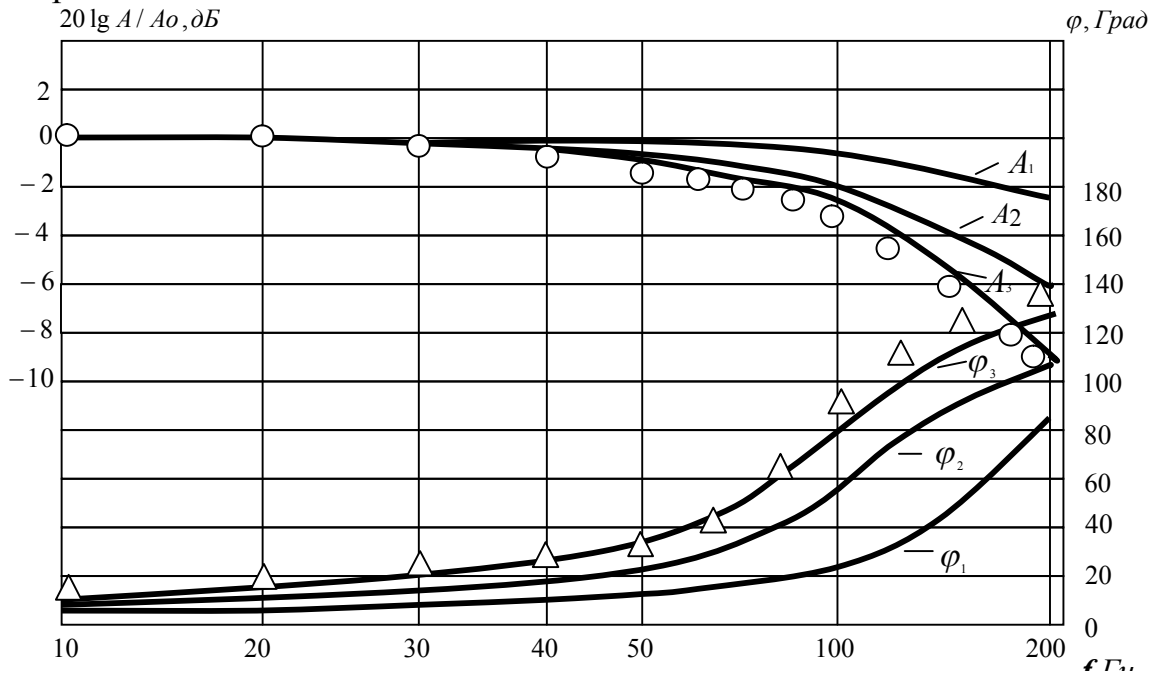


Рис.3. Представление математической модели сервоклапана УЭГ.СВ-100 типовыми динамическими звеньями

о – АЧХ, эксперимент; Δ – ФЧХ, эксперимент

А – АЧХ, расчет; φ – ФЧХ, расчет: 1 – аperiodическое звено, $T_a=4,2 \cdot 10^{-3}$ с, 2 – колебательное звено, $T_k=6,2 \cdot 10^{-3}$ с, $\xi_k=1$; 3 – последовательное соединение аperiodического ($T_a=2 \cdot 10^{-3}$ с) и колебательного ($T_k=6 \cdot 10^{-3}$ с, $\xi_k=1$) звеньев.

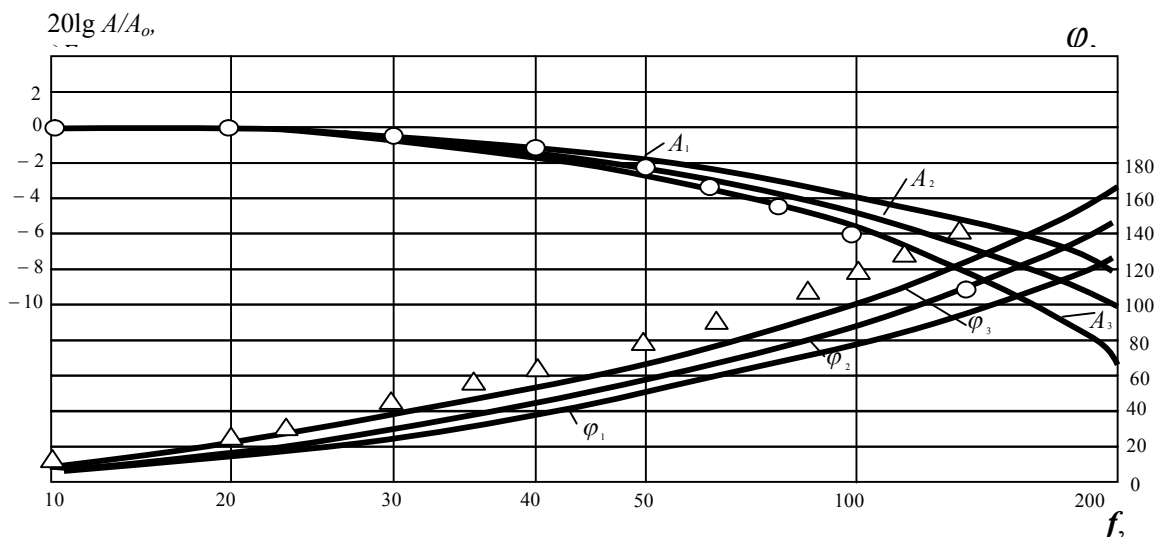


Рис. 4. Представление математической модели сервоклапана

УЭГ.СВ-200 типовыми динамическими звеньями: о – АЧХ, эксперимент; Δ – ФЧХ, эксперимент: А – АЧХ, расчет; φ – ФЧХ, расчет: 1-аperiodическое звено, $T_a=14 \cdot 10^{-3}$ с, 2 – колебательное звено, $T_k=7 \cdot 10^{-3}$ с, $\xi_k=1,2$; 3 – последовательное соединение аperiodического ($T_a=2 \cdot 10^{-3}$ с) и колебательного ($T_k=7 \cdot 10^{-3}$ с, $\xi_k=1,2$) звеньев.

$$T_M^2 \ddot{X}_3 + 2\xi_M T_M \dot{X}_3 + X_3 = K_{эмп} U_y, \quad (30)$$

при значениях $T_M = (1,33 - 7) \cdot 10^{-3}$ с. и $\xi_M = 1$

При более высоких частотах необходимо использовать модель (28), образованную последовательным соединением аperiodического и колебательного звеньев.

Модели гидродвигателя.

В работе [7] разработан и представлен иерархический ряд обобщенных математических моделей гидродвигателей всех типов, предназначенных для различных этапов и задач исследований.

Исходная модель гидродвигателя поступательного движения (гидроцилиндра), расчетная гидравлическая схема которого [7] приведена на рис.

5, включает уравнения баланса расходов через полости гидродвигателя

$$\begin{cases} Q_{з\partial 1} = S_n \frac{dX_n}{d\tau} + C_{з\partial y} P_{з\partial 1} + C_{з\partial n} (P_{з\partial 1} - P_{з\partial 2}) + \left(\frac{V_{з\partial 1}}{\chi} + \frac{F_n^2}{C_{он}} \right) \frac{dP_{з\partial 1}}{d\tau}, \\ Q_{з\partial 2} = (S_n - S_{шт}) \frac{dX_n}{d\tau} + C_{з\partial y} P_{з\partial 2} + C_{з\partial n} (P_{з\partial 1} - P_{з\partial 2}) + \\ + \left(\frac{V_{з\partial 2}}{\chi} + \frac{F_{шт}^2}{C_{он}} \right) \frac{dP_{з\partial 2}}{d\tau}, \end{cases} \quad (31)$$

и уравнения движения выходного звена (поршня) с приведенной к нему нагрузкой

$$\begin{aligned} S_n P_{з\partial 1} - S_{шт} P_{з\partial 2} = & (m_{з\partial}^{np} + m_{оп}^{np}) \frac{d^2 X_n}{d\tau^2} + (K_{mp}^{з\partial} + K_{mp}^{оп}) \frac{dX_n}{d\tau} + \\ & + |(F_{см}^{з\partial} + F_{см}^{оп})| \operatorname{sign} \left\{ \frac{dX_n}{d\tau} \right\} + C_{оп}^{np} X_n + F_{в}^{оп}. \end{aligned} \quad (32)$$

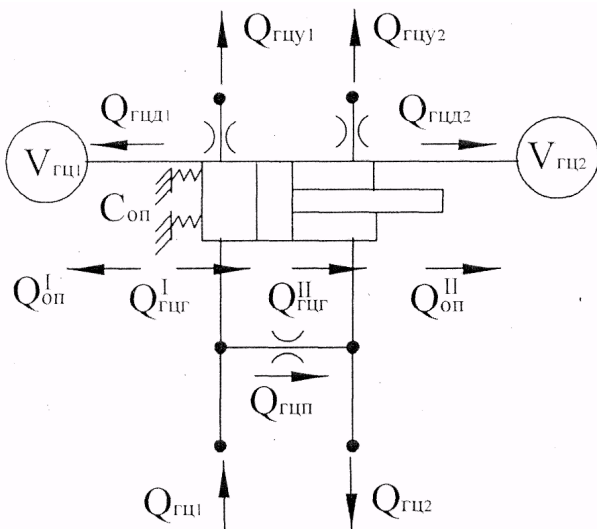


Рис.5. Расчетная гидравлическая схема гидродвигателя

В уравнениях (31) и (32) $Q_{з\partial 1}$ и $Q_{з\partial 2}$ – расходы рабочей жидкости через полости гидродвигателя, $м^3/с$; X_n – перемещение поршня, $м$; $P_{з\partial 1}$ и $P_{з\partial 2}$ – давления в рабочих полостях, $Па$; $V_{з\partial 1}$, $V_{з\partial 2}$, S_n , $S_{шт}$ – объемы и эффективные площади поршневой и штоковой полостей гидродвигателя, соответственно, $м^3$ и $м^2$; C_n и $C_{он}$ – приведенные значения жесткостей опор гидродвигателя и объекта регулирования, $Н/м$; $m_{з\partial}^{np}$ и $m_{оп}^{np}$ – приведенные массы выходного звена

гидродвигателя и объекта регулирования, k_2 ; $F_{ст}^{2\partial}$ и $F_{ст}^{op}$ – силы сухого трения в опорах гидродвигателя и объекта регулирования, H ; χ – адиабатический модуль упругости рабочей жидкости, $Па$; τ – время, $с$; F_{∂}^{op} – внешняя нагрузка, действующая на выходное звено гидродвигателя со стороны объекта регулирования, H .

Остальные параметры в уравнениях (31) и (32) представляют собой полуэмпирические коэффициенты (трения, утечек, перетечек), практические рекомендации по определению которых приведены в [7].

В работе [7] выполнены оценки влияния различных составляющих уравнений (31, 32) на динамические характеристики гидродвигателей, и на основе этой оценки построены упрощенные математические модели различных уровней, необходимые для структурно-параметрического синтеза алгоритмов управления. В частности, уравнения движения рабочего органа гидродвигателя, корпуса, установленного на упругих опорах и нагрузки (объекта управления) представлены в виде

$$I_n \ddot{X}_{\partial} + k_{жст\partial} \dot{X}_{\partial} + C_{св} X_{\partial} = (P_{2\partial_1} \Pi_{2\partial_1} - P_{2\partial_2} \Pi_{2\partial_2}) + C_{св} X_n \quad (33)$$

$$I_n \ddot{X}_n + k_{жстn} \dot{X}_n + (C_{св} + C_n) X_n = C_{св} X_{\partial} \quad (34)$$

$$I_n \ddot{X}_k + k_{жстк} \dot{X}_k + C_{оп} X_k = P_{2\partial_2} \Pi_{2\partial_2} - P_{2\partial_1} \Pi_{2\partial_1} \quad (35)$$

где $X_{\partial}, \dot{X}_{\partial}, \ddot{X}_{\partial}; X_n, \dot{X}_n, \ddot{X}_n; X_k, \dot{X}_k, \ddot{X}_k$ – выходные координаты (перемещения), скорости и ускорения рабочего органа гидродвигателя, нагрузки и корпуса (соответственно, линейные для гидродвигателей поступательного движения и угловые для гидродвигателей вращательного движения); I_{∂}, I_n, I_k – приведенные инерционные характеристики рабочего органа гидродвигателя, нагрузки и корпуса (соответственно, массы при поступательном движении и моменты инерции при вращательном движении); $k_{жст\partial}, k_{жстn}, k_{жстк}$ – коэффициенты жидкостного трения в опорах гидродвигателя, нагрузки и корпуса; $C_n, C_{св}, C_{оп}$ – приведенные жесткости нагрузки, связи гидродвигателя с нагрузкой и опор корпуса гидродвигателя (соответственно линейные и крутильные); $P_{2\partial_1}, P_{2\partial_2}$ – давления в напорной и сливной полостях гидродвигателя; $\Pi_{2\partial_1}, \Pi_{2\partial_2}$ – характерные параметры (эффективные площади или характерные объёмы) напорной и сливной полостей гидродвигателя;

Уравнения (33) - (35) в типовой динамической форме представляются в виде

$$T_{\partial}^2 \ddot{X}_{\partial} + 2\xi_{\partial} T_{\partial} \dot{X}_{\partial} + X_{\partial} = (K_{p_1}^{x\partial} P_{2\partial_1} - K_{p_2}^{x\partial} P_{2\partial_2}) + X_n, \quad (36)$$

$$T_n^2 \ddot{X}_n + 2\xi_n T_n \dot{X}_n + X_n = K_{x\partial}^{xn} X_{\partial}, \quad (37)$$

$$T_k^2 \ddot{X}_k + 2\xi_k T_k \dot{X}_k + X_k = K_{p_2}^{xk} P_{2\partial_2} - K_{p_1}^{xk} P_{2\partial_1}, \quad (38)$$

В уравнениях (36) - (38)

$$T_{\partial} = \sqrt{\frac{I_{\partial}}{C_{св}}}; T_H = \sqrt{\frac{I_H}{C_{св} + C_H}}; T_{\kappa} = \sqrt{\frac{I_{\kappa}}{C_{он}}};$$

$$\xi_{\partial} = \frac{k_{жст\partial}}{2T_{\partial}C_{св}}; \xi_H = \frac{k_{жст\partial}}{2T_H(C_{св} + C_H)}; \xi_{\kappa} = \frac{k_{жст\partial}}{2T_{\partial}C_{он}};$$

$$K_{p_1}^{x\partial} = \Pi_{2\partial_1}/C_{св}; K_{p_2}^{x\partial} = \Pi_{2\partial_2}/C_{св}; K_{x\partial}^{xH} = C_{св}/(C_H + C_{св});$$

$$K_{p_1}^{x\kappa} = \Pi_{2\partial_1}/C_{он}; K_{p_2}^{x\kappa} = \Pi_{2\partial_2}/C_{он};$$

– соответственно, постоянные времени, коэффициенты относительного демпфирования и статические коэффициенты передачи гидродвигателя, нагрузки и корпуса.

Уравнения (32) – (35), или (36) – (38) представляют собой исходную математическую модель для оценочных расчетов гидродвигателя (упрощенная модель первого уровня).

При достаточно больших значениях жесткостей опор гидродвигателей и в связи с нагрузкой и допущении о симметричности полостей гидродвигателя можно использовать, в зависимости от требований к динамическим характеристикам следующие упрощенные уравнения движения гидродвигателя

$$T_{\partial}^2 \ddot{X}_{\partial} + 2\xi_{\partial} T_{\partial} \dot{X}_{\partial} + X_{\partial} = K_p^{x\partial} \Delta P + X_H; \quad (39)$$

$$T_H^2 \ddot{X}_H + 2\xi_H T_H \dot{X}_H + X_H = K_{x\partial}^{xH} X_{\partial}; \quad (40)$$

$$T_{\kappa}^2 \ddot{X}_{\kappa} + 2\xi_{\kappa} T_{\kappa} \dot{X}_{\kappa} + X_{\kappa} = K_p^{x\kappa} \Delta P; \quad (41)$$

где

$$K_p^{x\partial} = K_{p_1}^{x\partial} = K_{p_2}^{x\partial} = \frac{\Pi_{2\partial_1}}{C_{св}}; K_p^{x\kappa} = K_{p_1}^{x\kappa} = K_{p_2}^{x\kappa} = \frac{\Pi_{2\partial_2}}{C_{он}}$$

или

$$T_{np}^2 \ddot{X}_H + 2\xi_{np} T_{np} \dot{X}_H + X_H = K_{p_{np}}^{xH} \Delta P \quad (42)$$

$$T_{\kappa}^2 \ddot{X}_{\kappa} + 2\xi_{\kappa} T_{\kappa} \dot{X}_{\kappa} + X_{\kappa} = K_p^{x\kappa} \Delta P \quad (43)$$

или

$$T_{np}^2 \ddot{X}_H + 2\xi_{np} T_{np} \dot{X}_H + X_H = K_{p_{np}}^{xH} \Delta P \quad (44)$$

где

$$\xi_{\partial} = \frac{k_{жст}^{np}}{2T_{np}C_H}; K_{p_{np}}^{xH} = \Pi_{2\partial}/C_H; \Delta P = P_{2\partial_1} - P_{2\partial_2}$$

4. Система регулирующих клапанов

Траверса с регулируемыми клапанами, находясь под воздействием давления пара, создает внешнюю нагрузку на шток гидравлического сервомотора. В исходном состоянии, когда фактическое значение расхода воздуха соответствует заданному (при отсутствии сигнала рассогласования на входе регулятора), шток

сервомотора неподвижен и клапаны прижаты к гнездам давлением пара, находящегося в паровой коробке (это давление равно давлению пара в паропроводе). При отклонении фактического значения расхода от заданного, шток сервомотора движется в соответствии с управляющим воздействием, вырабатываемым регулятором, и перемещает с собой траверсу. При этом траверса, поочередно поднимает тарелки клапанов, имеющие разную высоту расположения, и открывает каналы, обеспечивающие поступление пара из паровой коробки в сопла регулирующей ступени турбины. При этом на клапаны со стороны потока пара действует неуравновешенная газодинамическая сила, создающая соответствующую нагрузку на шток сервомотора. Конструктивная схема клапана приведена на рис. 6. При этом уравнение течения пара в проходных каналах клапана, гидродинамическая сила, действующая на затвор клапана и функция площади проходного сечения могут быть представлены выражениями [7]

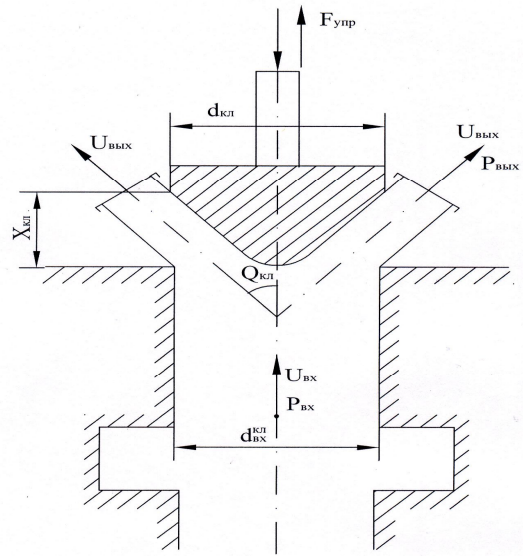


Рис. 6. Принципиальная схема клапана

$$F_{\text{зД}}^{\text{кл}} = (P_{\text{вх}}^{\text{кл}} - P_{\text{вых}}^{\text{кл}}) S_{\text{вх}} K_{\text{кл}},$$

где

$$K_{\text{кл}} = 1 - 8 \frac{\mu_{\text{кл}}^2 X_{\text{кл}}}{\mu_{\text{кл}} d_{\text{кл}}} \sin \theta_{\text{кл}} \cos \theta_{\text{кл}} + 32 \mu_{\text{кл}}^2 \frac{X_{\text{кл}}}{d_{\text{кл}}^2} \sin^2 \theta_{\text{кл}}.$$

Площадь поперечного сечения входного канала клапана $S_{\text{вх}}^{\text{кл}} = 0,25\pi d_{\text{вх}}^2$.

Площадь проходного сечения клапана $S_{\text{кл}}(X_{\text{кл}})$, в общем случае являющаяся функцией геометрических характеристик клапана, может быть определена при приближенной зависимости [8]:

$$S_{\text{кл}}(X_{\text{кл}}) = \pi d_{\text{вх}} X_{\text{кл}} \sin \theta_{\text{кл}}.$$

Эти выражения могут быть приведены к виду

$$F_{\text{зД}}^{\text{кл}} = (P_{\text{вх}}^{\text{кл}} - P_{\text{вых}}^{\text{кл}}) S_{\text{вх}} K_{\text{кл}}, \quad (45)$$

$$F_{\text{зД}}^{\text{кл}} = (P_{\text{вх}}^{\text{кл}} - P_{\text{вых}}^{\text{кл}}) \left(S_{\text{вх}} - K_1^{\text{кл}} X_{\text{кл}} + K_2^{\text{кл}} X_{\text{кл}}^2 \right), \quad (46)$$

где

$$K_{\text{QS}}^{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} \pi d_{\text{вх}} \sin \theta_{\text{кл}},$$

$$K_1^{\text{кл}} = 8 \frac{\mu_{\text{кл}}}{d_{\text{кл}}} \sin \theta_{\text{кл}} \cos \theta_{\text{кл}} S_{\text{вх}},$$

$$K_2^{\text{кл}} = 32 \mu_{\text{кл}}^2 \sin^2 \theta_{\text{кл}} \cos \theta_{\text{кл}} S_{\text{вх}} / d_{\text{кл}}^2,$$

Здесь $X_{кл}$ – перемещение регулирующего элемента клапана (величина смещения от исходного положения); $P_{вх}^{кл}$ и $P_{вых}^{кл}$ – давление пара в сечениях до и после регулирующего элемента клапана; $\mu_{кл}$ – коэффициент расхода клапана; $S_{вх} = 0,25\pi d_{вх}^2$ – площадь сечения канала перед входом в клапан.

С учетом последовательного срабатывания регулирующих клапанов (по мере поочередного поднятия их тарелок движущейся траверсой) интегральная функция расхода пара через клапаны может быть представлена в виде

$$Q_{кл} = \begin{cases} K_{QS}^{кл} X_{см} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} & \text{при } 0 \leq X_{см} \leq X_{кл_1}^{\max} \\ K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} (X_{кл_1}^{\max} - X_{см}) & \text{при } X_{кл_1}^{\max} \leq X_{см} \leq X_{кл_2}^{\max} \\ \dots \\ K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} (X_{кл_1}^{\max} + \dots + X_{см}) & \text{при } X_{кл_{n-1}}^{\max} \leq X_{см} \leq X_{кл_n}^{\max} \end{cases} \quad (47)$$

В рассматриваемой конкретной системе, при наличии семи регулирующих клапанов, (см. рис. 1) из которых первый работает автономно, а остальные – последовательно – попарно (2-й – 3-й, 4-й – 5-й, 6-й – 7-й) функция расхода пара (47) примет вид

$$Q_{кл} = \begin{cases} K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} X_{см} & \text{при } 0 \leq X_{см} \leq X_{кл_1}^{\max} \\ K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} (X_{кл_1}^{\max} + 2X_{см}) & \text{при } X_{кл_1}^{\max} \leq X_{см} \leq X_{кл_{2,3}}^{\max} \\ K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} (X_{кл_1}^{\max} + 2X_{кл_{2,3}}^{\max} + 2X_{см}) & \text{при } X_{кл_{2,3}}^{\max} \leq X_{см} \leq X_{кл_{4,5}}^{\max} \\ K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} (X_{кл_1}^{\max} + 2X_{кл_{2,3}}^{\max} + 2X_{кл_{4,5}}^{\max} + X_{см}) & \text{при } X_{кл_{4,5}}^{\max} \leq X_{см} \leq X_{кл_{6,7}}^{\max} \end{cases} \quad (48)$$

В линеаризованной в окрестности малых отклонений параметров математической модели САР, которая будет использоваться для структурно-параметрического синтеза регулятора, функция расхода пара может быть ограничена составляющей первого клапана, т.е.

$$Q_{кл} = K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} X_{см}, \quad (49)$$

$$F_{\partial}^{кл} = (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл}) (S_{вх} - K_1^{кл} X_{кл} + K_2^{кл} X_{кл}^2), \quad (50)$$

Соответственно, значение массового расхода пара, входящее в уравнение вращательного движения ротора турбины (27), составит

$$G_n = \rho_n Q_{кл}, \quad (51)$$

где плотность пара определяется уравнением его термодинамического состояния

$$\rho_n = \rho_n(P_n, T_n) \quad (52)$$

В качестве уравнения состояния (52) для водяного пара может использоваться уравнение Ван-дер-Ваальса

$$\left(P_n + a\rho_n^2\right)\left(\frac{1}{\rho_n} - b\right) = R_n T_n \quad (53)$$

где P_n, R_n, T_n – осредненные (взяты по сечениям на входе и на выходе из клапана) значения давления, температуры и газовой постоянной пара; a и b – константы Ван-дер-Ваальса.

Выражения (50), (51) и (53) являются замыкающими соотношениями для уравнения динамики ротора турбокомпрессора (27) и поршня гидравлического сервомотора (32).

Выводы

1. Разработана конкретизированная уточненная математическая модель САР производительности турбокомпрессорного агрегата, включающая модели центробежного компрессора, паровой турбины, блока регулирующих клапанов, гидравлического сервомотора, управляющего сервоклапана. Модель включает нелинейные функции процесса изотермического сжатия воздуха в компрессоре, уравнение вращательного движения ротора турбокомпрессора с учетом сил и моментов сухого и жидкостного трения, уравнения динамики гидродвигателя и золотника сервоклапана, нелинейные функции расхода пара через регулирующие клапаны.

2. На основе сравнения расчетных и экспериментальных частотных характеристик показано, что математическая модель электромеханического преобразователя сервоклапана в задачах данного класса может быть удовлетворительно представлена в виде последовательных комбинаций типовых динамических звеньев (пропорционального, апериодического, колебательного) с соответствующими значениями постоянных времени, коэффициентов передачи и демпфирования.

3. Показано, что для замыкания разработанной математической модели достаточно аппроксимации линейными или квадратичными функциями двух типовых экспериментальных характеристик компрессора - степени сжатия и изотермического КПД в зависимости от объемной производительности и частоты вращения ротора.

4. Разработанная модель может полезно использоваться для анализа динамических процессов в САР, проведения вычислительных экспериментов, а также для обоснованного построения упрощенных математических моделей, необходимых для структурно-параметрического синтеза регуляторов.

Список литературы: 1. *Канюк Г.И., Попов М. А., Кириченко Н.К.* Основные направления повышения показателей качества электрогидравлических систем автоматического регулирования производительности турбокомпрессорных агрегатов доменных печей // Вісник національного технічного університету „ХПІ”. Збірник наукових праць – Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ „ХПІ” – 2010. – №46. – с.70-74. 2. *Канюк Г.И., Попов М. А.* Проблемы повышения точности систем автоматического регулирования турбокомпрессорных агрегатов, используемых в доменном производстве // Матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конф., 16-17 вересня 2010 р. «Наука в інформаційному просторі» Т.1: Наукові праці у галузях: біологія, медицина, геологія та географія, техніка.

Дніпропетровськ.: Біла К.О., 2010. – С.71-76. 3. *Канюк Г.И., Попов М. А.* Проблемы повышения точности систем автоматического регулирования турбокомпрессорных агрегатов // Сборник тезисов II-международной научно-технической конференции «Качество технологий – качество жизни». Украина. Судак. 15-19 сентября 2010 г.- С.81-82. 4. *Канюк Г.И., Попов М. А.* Основные направления повышения показателей качества электрогидравлических систем автоматического регулирования производительности турбокомпрессорных агрегатов доменных печей // Материалы XI научно-технической конференции молодых специалистов ПАО «АМК». – Алчевск. – 25 мая 2011. – с.57. 5. *Канюк Г.И., Попов М.А., Пугачева Т.Н., Кириченко И.К., Мисько А.Р.* Экспериментальные исследования систем автоматического регулирования производительности турбокомпрессорного агрегата доменной печи // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков. – 2011. – Вып.2/8 (50) . – с.20 – 25. 6. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник/ Под общ. ред. Григорьева В.А. и Зорина В.М. // Теплоэнергетика и теплотехника – М.: Энергоиздат, 1982. – 624 с., ил. 7. *Канюк Г.И.* Модели и методы структурного и параметрического синтеза прецизионных электрогидравлических следящих систем автоматизированных испытательных стендов / Рукопись/ Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.13.07 – автоматизация процессов управления / Г.И. Канюк // Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков, 2009. 8. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.

Поступила в редколлегию 13.09.2011

УДК 629.7.035.03-036.34

І.О. ЛАСТІВКА, канд. техн. наук, зав. каф., НАУ, Київ
К.В. ДОРОШЕНКО, асист., НАУ, Київ

ЧИСЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ПОТОКУ В РЕШІТЦІ АЕРОДИНАМІЧНИХ ПРОФІЛІВ З ГАЗОДИНАМІЧНИМ УПРАВЛІННЯМ ОБТІКАННЯМ

Представлено результати чисельного розрахунку параметрів потоку в компресорній решітці з газодинамічним управлінням обтіканням та проведено порівняльний аналіз отриманих результатів з результатами експериментальних досліджень.

Ключові слова: чисельний розрахунок, компресорна решітка, газодинамічне управління.

Представлены результаты численного расчета параметров потока в компрессорной решетке с газодинамическим управлением обтеканием и проведен сравнительный анализ полученных результатов с результатами экспериментальных исследований.

Ключевые слова: численный расчет, компрессорная решетка, газодинамическое управление.

The results of numerical calculation of the flow parameters in the compressor grating with gas-dynamic flow control are given in the article. Results of numerical simulation and physical experiment are compared.

Key words: numerical calculation, compressor grating, gas-dynamic control

1. Вступ

Метод активного енергетичного впливу на потік повітря в компресорних решітках газотурбінних двигунів шляхом управління примежовим шаром на поверхнях аеродинамічних профілів і управління їх кромковими слідами є дієвим засобом вдосконалення характеристик компресорів. Усунення чи суттєве

зниженням колової нерівномірності потоку перед компресором забезпечує стійку його роботу в широкому діапазоні експлуатаційних режимів, що в свою чергу знижує рівень небезпечних механічних напружень лопаткових вінців і цим самим підвищує надійність роботи і технічний ресурс газотурбінного двигуна в цілому.

2. Постановка задачі

На сьогоднішній день одним із ефективних і перспективних методів вивчення течії в лопаткових вінцях компресорів газотурбінних двигунів є чисельний експеримент, який дозволяє дослідити поведінку явища в різних експлуатаційних умовах. В даній статті ставиться задача дослідження чисельним методом газодинамічного впливу на структуру потоку в аеродинамічних слідах за елементами статора з подальшим порівнянням отриманих результатів чисельного експерименту з результатами експериментальних досліджень.

3. Розв'язання задачі і аналіз досліджень

Задачам щодо оцінки колової нерівномірності потоку в компресорах газотурбінних двигунів, формування аеродинамічних слідів за лопатками вхідного направлено апарату та ефективної дії на характер течії газодинамічного управління потоком повітря в компресорних решітках присвячено ряд робіт [1-7] і ін.

В даному дослідженні щодо розрахунку параметрів потоку в компресорній решітці з газодинамічним управлінням течією у якості об'єкта досліджень була вибрана решітка з чотирьох порожнистих симетричних профілів лопаток НАСА-12 вхідного направляючого апарату (рис. 1). Газодинамічне управління течією і вплив на аеродинамічні сліди за вихідними кромками досліджуваних профілів здійснювалось шляхом видування через щілини профілів в напрямі основного потоку по дотичній до обтічної поверхні додаткової маси повітря в пристінний примежовий шар.

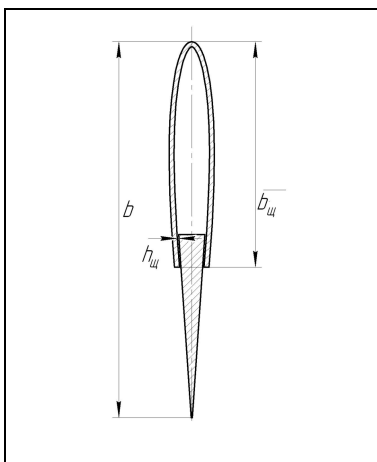


Рис.1. Профіль лопатки

Для характеристики рівня нерівномірності потоку було застосовано коефіцієнт α як модуль відношення швидкостей [3, 8, 9, 10]:

$$\alpha = \left| \frac{c_0 - c_K}{c_0} \right|,$$

де c_0 – абсолютна швидкість ядра основного потоку; c_K – абсолютна швидкість потоку в ядрі сліду. Інтенсивність газодинамічного управління структурою слідів за профілями вхідного направляючого апарату характеризувалася в дослідженні безрозмірним коефіцієнтом імпульсу видуву c_μ , запропонованим в роботах [7, 11, 12]:

$$c_\mu = K \frac{\rho_e c_e^2 b}{\rho_0 c_0^2 t} \frac{\bar{h}_u}{\sin \gamma_1},$$

де: γ_1 – кут між фронтом решітки і вектором швидкості основного потоку c_0 , для досліджуваної решітки кут $\gamma_1 = 90^\circ$; $\bar{h}_u = \frac{h_u}{b}$ – відносна висота щілини; b/t –

густота решітки на середньому радіусі; ρ_6 , c_6 – густина і швидкість повітря, що видувається з щілини; K – коефіцієнт пропорційності; ρ_0 , c_0 – густина і швидкість основного потоку повітря.

При докритичних режимах витікання повітря з щілини на її виході повинна виконуватись умова рівності густини в потоці повітря, що видувається з щілини, і густини основного потоку, тобто $\rho_6 = \rho_0$, тому

$$c_\mu = K \frac{c_6^2}{c_0^2} \frac{b}{t} \frac{\bar{h}_{щ}}{\sin \gamma_1}.$$

Нижче розглянуто вирішення задачі розрахунку параметрів потоку з управлінням аеродинамічними слідами з подальшою верифікацією результатів розрахунків з експериментальними даними.

В якості робочого тіла вибрано стискуване повітря за нормальних атмосферних умов. Для розрахунку були взяті вихідні дані із експерименту [12]:

профіль НАСА-12; положення щілини по хорді лопатки $\bar{b}_{щ} = \frac{b_{щ}}{b}$: 60%, 70%, 85%;

$h_{щ} = 0,5$ мм; $\bar{h}_{щ} = 0,5/115 = 0,00455$; $b = 115$ мм; $b/t = 115/280 = 0,41$; абсолютна швидкість повітря на вході профілю $c_0 = 164$ м/с; абсолютна швидкість повітря на виході з профілю $c_l = 200$ м/с; витрата повітря, що видувається, в межах 0–0,5 кг/с. Для досліджуваних профілів $c_\mu = 0–0,0046$.

При розрахунку використовувалась модель турбулентної в'язкості SST Ментера. Для забезпечення можливості коректної поставки умови періодичності розрахункова область обмежена боковими поверхнями, проведеними по середніх лініях току в сусідніх міжлопаткових каналах. Було побудовано розрахункові нерегулярні сітки з призматичним шаром однакової топології і розмірності, які склалися з близько 1млн. вузлів.

На рис.2,3 представлено для порівняння картину зміни характеру течії без управління і з управлінням аеродинамічними слідами.

На рис.2 графічно зображено миттєве поле швидкостей без застосування управління аеродинамічними слідами.

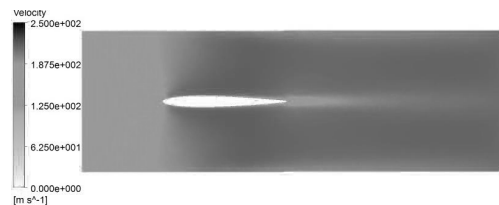


Рис.2 Миттєве поле швидкостей при обтіканні профіля НАСА-12

На рис.3 представлено миттєве поле швидкостей для лопаткового вінця із застосуванням газодинамічного впливу на течію з положенням щілини $\bar{b}_{щ} = 60\%$ при різних значеннях коефіцієнту імпульсу видуву.

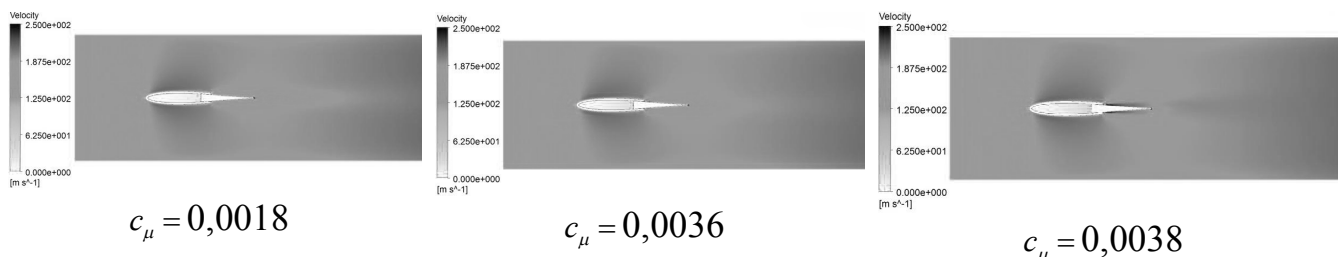


Рис.3 Миттєве поле швидкостей для лопаткового вінця з $\bar{b}_{щ} = 60\%$

Як видно з рисунків, за лопаткою утворюється аеродинамічний слід, але при застосуванні газодинамічного управління характер сліду і профіль швидкості суттєво змінюється. При оптимальному значенні коефіцієнта імпульсу видуву нерівномірність потоку за лопатковим вінцем наближається до нуля.

При інших двох положеннях щілини по хорді лопатки $\bar{b}_{щ}=70\%$ і $\bar{b}_{щ}=85\%$ якісна картина поля швидкостей практично зберігається.

На основі чисельного експерименту і порівняльного аналізу з експериментальними даними роботи [12] було побудовано графічну функціональну залежність рівня нерівномірності потоку α від коефіцієнта імпульсу видуву c_μ (рис. 4). Аналіз графіків функцій $\alpha = f(c_\mu)$, отриманих чисельним методом і експериментальним шляхом, вказує на хорошу збіжність результатів досліджень.

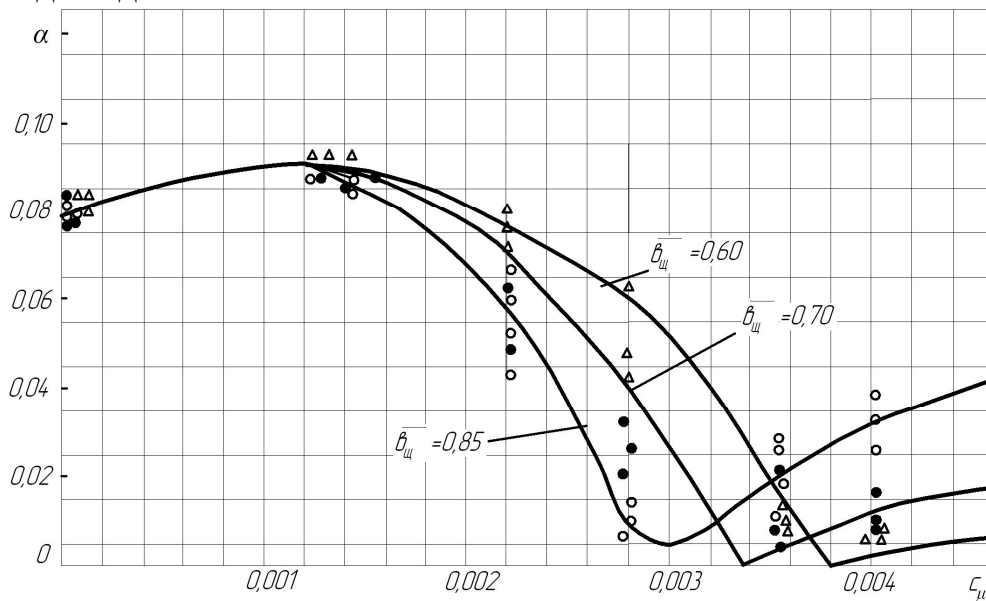


Рис. 4 Залежність рівня нерівномірності потоку від коефіцієнта імпульсу видуву: \circ , \bullet , Δ - фізичний експеримент; — - чисельний експеримент

При дослідженні даного профілю з $\bar{b}_{щ} = 60\%$, $\bar{b}_{щ} = 70\%$ видно, що характер протікання кривих $\alpha = f(c_\mu)$ особливих змін не зазнає, проте ефективність газодинамічного управління структурою потоку в аеродинамічному сліді при $\bar{b}_{щ} = 70\%$ підвищується, тобто досягнення значень $\alpha = 0$ відбувається при менших значеннях витрати повітря, що видувається (менших за $c_{\mu \text{ опт}}$). Для $\bar{b}_{щ} = 70\%$ $c_{\mu \text{ опт}} = 0,0033$ замість $c_{\mu \text{ опт}} = 0,0037$ при $\bar{b}_{щ} = 60\%$. При збільшенні $\bar{b}_{щ}$ до значення $\bar{b}_{щ} = 85\%$ також відбувається зменшення значення c_μ , при якому α має мінімальне значення. Проте з аналізу залежності для $\bar{b}_{щ} = 85\%$ коефіцієнт α вже не досягає нульового значення. Пояснюється це тим, що, при певному значенні коефіцієнта c_μ в ядрі сліду $c_k > c_0$, а по краях аеродинамічного сліду $c_k < c_0$, Отже,

вирівнювання швидкостей $c_k = c_0$ по ширині сліду відбувається при різних значеннях витрати повітря, що видувається.

4. Висновок

Результати чисельного розрахунку потоку в решітці аеродинамічних профілів з газодинамічним управлінням обтіканням добре узгоджуються з експериментальними даними, що свідчить про коректність використання даного методу для вивчення характеру течії при значеннях числа Рейнольдса $Re = (1,0 - 1,3) \cdot 10^6$ і при значеннях числа Маха $M = 0,5 - 0,6$.

Список літератури: 1. *Гинзбург С.И.* Исследование неравномерного по окружности течения перед осевой компрессорной ступенью [Текст] / С.И. Гинзбург, А.А. Сусленников // Сб. «Лопаточные машины и струйные аппараты». – М.: Машиностроение, 1971. 2. *Казанчан П.П.* Влияние неравномерности потока на характеристики и границу срывной работы осевой ступени [Текст] / П.П. Казанчан // Труды ЦИАМ, 1962, № 403. 3. *Терещенко Ю.М.* О влиянии некоторых аэродинамических факторов на возбуждение колебаний лопаток турбомашин [Текст] / Ю.М. Терещенко // Журнал «Проблемы прочности» АН УССР, 1975. – №3. 4. *Ластівка І.О.* Оцінка колової нерівномірності потоку в компресорах газотурбінних двигунів [Текст] / І.О. Ластівка // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №10. – С.130–134. 5. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя [Текст] / Г.Шлихтинг – М.: «Наука», 1969. – 742с. 6. *Чжен П.* Управления отрывом потока [Текст] / П.Чжен – М.: Мир, 1979. – 365с. 7. *Терещенко Ю.М.* Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров [Текст] / Ю.М. Терещенко – М.: Машиностроение, 1987. – 168с. 8. *Терещенко Ю.М.* Вплив інтенсивності управління обтіканням на вібронапруження лопаток компресора газотурбінного двигуна [Текст] / Ю.М. Терещенко, І.О. Ластівка // Вісник Національного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – № 23. – С. 144–151. 9. *Преображенский В.П.* Теплотехнические измерения и приборы [Текст] / В.П. Преображенский – М.: Энергия, 1978. – 704с. 10. *Филиппов Г.В.* Влияние поперечного градиента давления на параметры турбулентного пограничного слоя [Текст] / Г.В. Филиппов, В.Г.Шахов. – ИВУЗ, "Авиационная техника", 1969. – № 3. 11. *Ластівка І.О.* Розрахунок параметрів аеродинамічного сліду за лопаткою компресорної решітки [Текст] / І.О. Ластівка // Восточно-Европейский журнал передовых технологий // Научный журнал. – Харьков: Технологический центр, 2011. – № 4/7 (52). – С.47–50. 12. *Ластівка І.О.* Теоретичні і експериментальні дослідження газодинамічного впливу на аеродинамічні сліди за лопатками компресорних решіток [Текст] / І.О. Ластівка // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №33 – С 137-145.

Поступила в редколлегию 09.09.2011

УДК 629.7.036.001

Б.Ш. МАМЕДОВ, канд. техн. наук, доц., ЗНТУ, Запорожье

**ГЛАВА 5. ОСНОВЫ ЕДИНОЙ ТЕОРИИ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА
НЕПРЕРЫВНЫХ ПОТОКАХ. РАЗРАБОТКА НОВОГО
НАПРАВЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГРЕССА В ОБЛАСТИ
ТЕОРИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВОЗДУШНЫХ ВИНТОВ,
СВЯЗАННОЕ С ВНЕДРЕНИЕМ В ЗОНЕ Н-В₂
СИНУСОИДАЛЬНОГО ХАРАКТЕРА ИЗМЕНЕНИЯ ОСЕВЫХ
СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ ГАЗОВОГО ПОТОКА**

Розглядається новий напрямок технічного прогресу у галузі теорії та проектування повітряних гвинтів узгодженого обертання по патенту України №26883, [2], який дозволяє збільшити C_a , U , КПД, P_k^* у зоні В₂-К, $P_{нсп}^*$ у зоні К-С, тягу при суттєвому зниженні децибелної характеристики та витрати палива.

Ключові слова: повітряні гвинти узгодженого обертання, кінематичний аналіз, гвинтова тяга.

Рассматривается новое направление технического прогресса в области теории и проектирования спутновращающихся воздушных винтов по патенту Украины №26883, [2], позволяющему увеличить C_a , U , КПД, P_k^* в зоне В₂-К, $P_{нсп}^*$ в зоне К-С, тягу при существенном снижении децибелной характеристики и расхода топлива

Ключевые слова: воздушные винты спутного вращения, кинематический анализ, винтовая тяга

Is looked through the new direction of technical progress in the branch of theory and air screw designing according to patent of Ukraine №26883, [2], which allows to increase C_a , U , CUA, P_k^* in zone В₂-К, thrust, flying altitude, to lower decibell characteristic and fuel consumption.

Keywords: air screws revolving in one direction, kinematical analyse, screws thrust.

1. Введение, постановка проблемы

Известно, что на больших скоростях полета КПД воздушного винта уменьшается в связи с появлением волнового сопротивления на концах лопастей при обтекании их околосзвуковым потоком, [1], с.7, 351, поэтому на современном уровне развития теории и технологии изготовления двигательльно-двигательных комплексов (мотор-винт) невозможно с помощью однорядного воздушного винта достичь скорости полета, превышающей 763 км/час (Dornier Do 335 Ф-1 с тянущим и толкающим винтами, с двигателями ДВ-603-Е-1, Германия, 1943 г.), а с помощью двухрядных воздушных винтов противоположного вращения невозможно достичь скорости полета, превышающей 894 км/час (ТУ-114 с турбовентиляторными двигателями НК-12 МВ, СССР, 1958 г.).

Такое увеличение скорости полета (763→894) км/час стало возможным благодаря тому, что тяга двухрядных воздушных винтов противоположного вращения на 5-8% превышает аналогичную однорядных воздушных винтов.

Современная теория воздушно-реактивных двигателей считает, что при больших скоростях полета $V_{\pi}=850-950$ км/час однорядные воздушные винты и двухрядные воздушные винты противоположного вращения неприемлемы, поскольку они уже исчерпали себя и предпочтение для таких скоростей полета необходимо отдавать турбореактивным и двухконтурным двигателям (ТРДД), [1], с.351.

С позиции уже созданной единой теории движителей на непрерывных потоках такое мнение считается ошибочным, поскольку в основу современной теории ВРД заложены ошибочные формулы тяги, полетного (тягового) КПД и такая же ошибочная теорема о подъемной силе продуваемого профиля, что не дает возможности специалистам правильно оценить скрытые потенциальные возможности увеличения тяги двухрядными воздушными винтами.

Поэтому созданная единая теория движителей на непрерывных потоках ставит проблему: уже разработанными принципиально новыми двухрядными воздушными винтами спутного вращения, тяга которых, при одинаковом диаметре воздушных винтов, на 80% превышает тягу винтовентилятора двигателей НК-12МВ, или Д-27, полностью заменить ТРДД на больших скоростях полета, $V_{\pi}=850-1100$ км/час, [2].

2. Критика однорядных воздушных винтов

Из теории воздушно-реактивных двигателей известно, что тяга воздушных винтов рассчитывается по формуле, [1], с.355:

$$R = P_b = N_b \cdot \tau, \quad (1)$$

где $R = P_b$, – тяга винта, N_b – винтовая мощность, τ – эмпирический параметр, а полетная (тяговая) мощность рассчитывается по формуле (11.3), [1], с.355:

$$N_{\pi} = R \cdot V_{\pi} = N_b \cdot \tau \cdot V_{\pi}, \quad (2)$$

где V_{π} – скорость полета (переносная скорость).

Основным недостатком формулы (1) и др. формул для расчета тяги является неточное отражение процесса генерирования тяги на лопастях воздушных винтов.

Основным недостатком формулы (2) является то, что умножение на V_{π} дает очень завышенную полетную (тяговую) мощность, что приводит к завышенным значениям КПД.

Вторым недостатком формулы (2) является то, что эта формула не отражает тяговую мощность воздушного винта при $V_{\pi}=0$, поэтому формулы (1), (2) являются неточными, поскольку известно, что первичным является изменение движущих сил от изменения статического давления газового потока, вторичным является изменение скорости газового потока, которая генерирует динамические (инерционные) силы, поэтому формулу тяги воздушных винтов необходимо выводить только из первичного явления – изменения движущих сил от изменения статического давления газового потока:

$$R = \left(P_{H_{cp}}^* F_{H_{cp}} - P_c F_c \right) \cdot n, \text{ при } V_{\pi} = 0, \quad (3)$$

$$R' = \left(P_{H_{cp}}^{*'} F_{H_{cp}}' - P_c' F_c' \right) \cdot n, \text{ при } V_{\pi} > 0, [2], \text{ с.7.} \quad (4)$$

Анализ формул тяги (3), (4) показывает, что основным направлением увеличения тяги лопастей однорядного воздушного винта является увеличение

$P_{Нср}^*$ – статического давления в среднем сечении газодинамического тракта зоны К-С, приведенное к зоне невозмущенного потока Н, при этом величина этого давления напрямую зависит от степени сжатия p_k^* газового потока в зоне В-К, [2], с.19, фиг.1а, а степень сжатия p_k^* , в свою очередь, напрямую зависит от оборотов лопастей однорядного воздушного винта. Однако нужно согласиться с современной теорией воздушно-реактивных двигателей, что однорядные воздушные винты на сегодняшний день полностью исчерпали себя, поскольку они доведены и по профилю и по оборотам, малейшее изменение которых в сторону увеличения мгновенно приводит к потере КПД винта за счет появления отрывных течений по стенкам лопастей однорядных воздушных винтов, поскольку входная кромка лопастей, сечение В, является кинематической зоной жесткого (упругого) удара, генерирующей мощные ударные волны в колебательном режиме, регламентирующие высокую децибельную характеристику и максимальные обороты однорядного воздушного винта. Для исследования газодинамических характеристик воздушных винтов единая теория двигателей на непрерывных потоках применяет неизвестный в современной теории воздушно-реактивных двигателей метод кинематического анализа характера изменения осевых скоростей, статического давления, ускорений (динамических – инерционных сил), первичных движущих сил от изменения статического давления газового потока в пределах контрольного контура Н-Н₁. Кинематический анализ выявляет основные конструктивные недостатки однорядных воздушных винтов, к которым относятся:

1. Наличие крутой характеристики изменения осевых скоростей газового потока в зоне Н-В, [2], с.19, фиг.1а, генерирующей наихудший характер движения частиц газового потока – движение с нарастающим ускорением.

2. Наличие на входной кромке лопастей, сечение В, кинематической зоны жесткого (упругого) удара, генерирующей мощные ударные волны в колебательном режиме, распространяющиеся одинаково во всех направлениях, [2], с.19, фиг.1б. Эта кинематическая зона жесткого (упругого) удара лимитирует аэродинамическую нагруженность на лопатки воздушного винта, максимальные обороты (максимальную окружную скорость U), максимальную осевую скорость входа газового потока C_a , максимальное p_k^* газового потока в зоне В-К.

3. Высокая децибельная характеристика, источником которой является кинематическая зона жесткого (упругого) удара в сечении В.

4. Закрутка газового потока на выходе из лопастей однорядного воздушного винта.

5. Работа лопастей однорядного воздушного винта на дозвуковых скоростях по U .

6. Несовпадение вектора тяги, генерируемого лопастью однорядного воздушного винта, с его осью, рисунок 1, глава 2, рисунок 1, что существенно снижает КПД однорядного воздушного винта.

Последний недостаток, связанный с несовпадением вектора тяги, генерируемой лопастью однорядного воздушного винта, с его осью, открывает скрытую потенциальную возможность увеличения тяги воздушных винтов на 5-19% при условии совпадения вектора тяги с осью винта, что стало очевидным в

результате правильного вывода теоремы о подъемной силе продуваемого профиля, как движителя, глава 2.

3. Критика контрвращающихся воздушных винтов двигателей НК-12МВ (ТУ-114), Д-27 (АН-70)

Эти двигатели имеют два воздушных винта, гидравлические углы β_1 которых расположены в противоположных направлениях, а сами воздушные винты жестко связаны с первым и вторым ротором биротативной турбины противоположного направления вращения со снижением оборотов воздушных винтов по ходу потока (НК-12МВ). Контрвращающиеся воздушные винты двигателя Д-27 имеют привод от турбины через редуктор.

Главным конструктивным недостатком существующих контрвращающихся винтов является наличие на входной кромке лопастей первого воздушного винта кинематической зоны жесткого (упругого) удара, наличие двух крутых колен изменения осевой скорости газового потока (закрутка потока после первого воздушного винта и раскрутка потока на втором контрвращающемся воздушном винте), очень сложный нетехнологический привод воздушных винтов через две биротативные турбины газодинамической связи, что не позволяет получить расчетные обороты воздушных винтов на переходных режимах работы (НК-12МВ), снижение оборотов контрвращающихся воздушных винтов по ходу потока, дозвуковой режим работы воздушных винтов по окружной скорости U , повышенная децибелльная характеристика, низкие технико-экономические показатели (удельная тяга, удельная масса, удельный расход топлива). Все отрицательные последствия от действия мощных ударных волн в колебательном режиме, которые генерируются в кинематической зоне жесткого (упругого) удара на входной кромке лопастей первого воздушного винта, сечение В, такие же самые, как и для одинарных воздушных винтов.

Необходимо отметить, что оба воздушных винта являются тянущими, т.е. создающими тягу, однако вектор тяги ни на первом, ни на втором контрвращающемся винте никогда не совпадает с осью винтов, глава 2, рисунок 1, а существующее мнение, что раскрутка газового потока до осевого направления после второго контрвращающегося винта дает максимальный КПД винта, является ошибочным, поскольку в современной теории воздушно-реактивных двигателей полностью отсутствует правильный вывод теоремы о подъемной силе продуваемого профиля, как движителя, глава 2, рисунок 1.

На лопастях первого воздушного винта двигателей НК-12МВ, Д-27 получить совпадение вектора тяги с осью винта невозможно, на лопастях второго воздушного винта этих двигателей получить совпадение вектора тяги с осью винта возможно, если докрутить газовый поток в сторону вращения так, чтобы средний вектор осевой скорости потока C_m совпадал бы с осью винта.

Анализ конструктивных ошибок однорядных и контрвращающихся воздушных винтов показывает, что центральным звеном, регламентирующим все недостатки этих винтов, является наличие в зоне Н-В наихудшего характера движения частиц газового потока – движение с нарастающим ускорением, генерирующим кинематическую зону жесткого (упругого) удара в сечении В,

которая, в свою очередь, генерирует мощные ударные волны в колебательном режиме и вносит жесткие ограничения по C_m , U воздушных винтов.

Поэтому единая теория движителей на непрерывных потоках ставит своей целью разработать новое направление технического прогресса в области теории и практики воздушных винтов, связанное с внедрением в зоне Н-В₂ синусоидального характера изменения осевых скоростей и ускорений газового потока, что обеспечит безударный вход газового потока во входные кромки лопастей второго спутновращающегося воздушного винта, что, в свою очередь, позволит увеличить C_m , U , КПД, π_k^* в зоне В₂-К, P_{Hcp}^* в зоне К-С, тягу воздушного винта при существенном снижении децибельной характеристики и расхода топлива.

4. Повышение экологических и технико-экономических показателей винтовентиляторных двигателей с двумя воздушными винтами спутного вращения по патенту Украины №26883, "Турбогвинтовентиляторный движун", [2]

4.1. Принцип работы воздушных винтов спутного вращения, основанный на внедрении в зоне Н-В₂ синусоидального характера изменения осевых скоростей и ускорений газового потока, что полностью устраняет кинематическую зону жесткого (упругого) удара в сечении В₂

Патент Украины №26883, "Турбогвинтовентиляторный движун", [2], разработан на основе патента Российской Федерации №2027902, "Способ создания тяги", [3], и патенте Украины №46407, "Спосіб підвищення газодинамічної стійкості роботі повітря-реактивних двигунів", [4].

Кинематическая схема винто-вентиляторного двигателя со спутно вращающимися воздушными винтами приведена в [2], с.20, фиг.2.

Рассмотрим динамику спутновращающихся воздушных винтов при $v_n = 0$, [2], фиг.4. Воздушные винты 1, 2 приводятся во вращение от ротора турбины через редуктор, передаточные отношения зубчатых колес которого обеспечивают увеличение оборотов воздушных винтов 1, 2 по ходу потока, при этом производительность второго воздушного винта больше производительности первого воздушного винта, что обеспечивает инжектирование газового потока через первый воздушный винт, увеличивая

при этом относительную скорость газового потока на входе и выходе в лопастях первого воздушного винта W_1 и W_2 . Увеличение W_1 при постоянно окружной скорости U_1 ведет к закрутке газового потока в зоне Н-В₁ перед первым воздушным винтом против спутного вращения воздушных винтов 1, 2, рис.1.

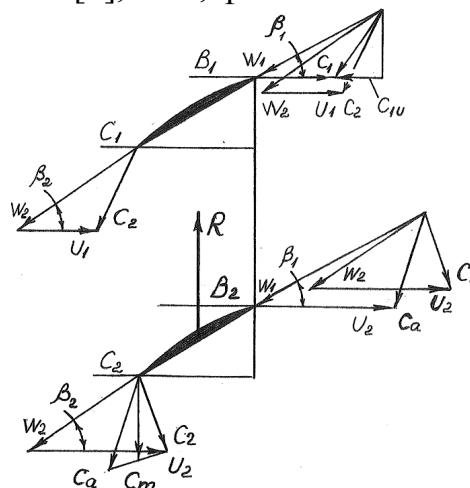


Рис.1. План скоростей газового потока на лопастях спутновращающихся воздушных винтов

На рис. 1 изображен план скоростей газового потока на лопастях первого и второго воздушных винтов, где C_{1U} – максимальная закрутка газового потока в сечении B_1 первого воздушного винта.

Таким образом, первый воздушный винт не сжимает газовый поток, а служит только вращающимся направляющим аппаратом с заданным законом вращения, что приводит к плавной нарастающей закрутке газового потока в зоне $H-B_1$ и существенно отличает спутновращающиеся винты от всех существующих, у которых в зоне $H-B$, [2], с.19, фиг.1, имеет место осевой поток. При этом зона $H-B_2$ существенно удлиняется по сравнению с зоной $H-B$ существующих винтов, что приводит к более плавному нарастанию осевых скоростей и ускорений газового потока. От зоны H газовый поток постепенно закручивается и достигает максимальной закрутки в сечении B_1 перед первым воздушным винтом, рисунок 1. Под действием центробежных сил, которые максимальны в сечении B_1 , генерируется градиент статических давлений, $grad P_{Vmax} = \Delta P_{Vmax}$, рис. 2, направленный к центру сечения B_1 . Этот градиент статических давлений стягивает газовый поток в жгут до и после сечения B_1 .

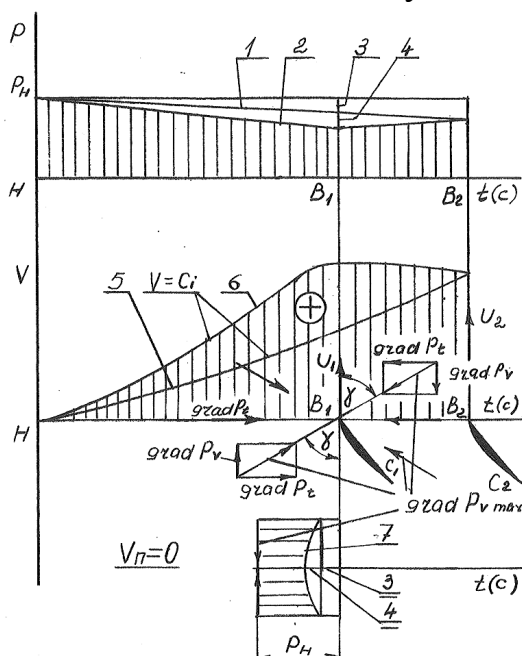


Рис.2. Динамика процесса генерирования синусоидального характера изменения осевых скоростей газового потока в зоне $H-B_2$ спутновращающихся воздушных винтов по патенту Украины №26883, [2]

изменения осевых скоростей газового потока при условии закрутки потока; 6 – характер изменения осевых скоростей газового потока при наличии закрутки потока в зоне $H-B_1$ и его раскрутки в зоне B_1-C_2 ; 7 – характер распределения и генерирования дополнительного градиента статических давлений ($grad P_{Vmax} = \Delta P_{Vmax}$ по оси ординат) от максимальной закрутки газового потока в сечении B_1 .

Таким образом, постепенное нарастание закрутки газового потока в зоне $H-B_1$ способствует дополнительному ускорению газового потока в этой зоне, осевая

На рис. 2 показана динамика процесса генерирования синусоидального характера изменения осевых скоростей газового потока в зоне $H-B_2$, обеспечивающий безударный вход газового потока во входные кромки лопастей второго воздушного винта, который сжимает поток и создает тягу, где: 1 – характер изменения основного градиента статических давлений газового потока в зоне $H-B_2$ при условии отсутствия закрутки потока; 2 – характер изменения дополнительного градиента статических давлений в зоне $H-B_2$ при наличии закрутки газового потока в зоне B_1-C_2 ; 3 – основной градиент статических давлений газового потока в сечении B_1 ; 4 – дополнительный градиент статических давлений от максимальной закрутки газового потока в сечении B_1 ; 5 – характер

скорость газового потока плавно достигает в сечении V_1 существенно большего значения, рисунок 2, поз.6, по сравнению с аналогичной при условии отсутствия закрутки потока, рисунок 2, поз.5. После сечения V_1 дополнительный градиент статических давлений по оси ординат, $\text{grad } P_{V_{\max}} = \Delta P_{V_{\max}}$, отклоняясь на угол γ от плоскости сечения V_1 , раскладывается на две составляющие: $\text{grad } P_t$ – по оси абсцисс, $\text{grad } P_v$ – по оси ординат.

$\text{Grad } P_t$ в зоне $H-V_1$ способствует дополнительному ускорению газового потока, рисунок 2, кривые поз.5, поз.6, а в зоне V_1C_2 способствует торможению того же самого потока. Характер распределения статических давлений в сечении V_1 показывает, рисунок 2, поз.7, что максимальная скорость газового потока имеет место по оси винта и эта осевая скорость газового потока уменьшается по мере приближения к периферии газового потока. При этом, тормозящая поток сила в зоне V_1C_2 от $\text{grad } P_t$ тоже увеличивается от периферии к центру воздушного винта, поэтому в зоне V_1-V_2 имеет место принудительная стабилизация осевых скоростей газового потока и газовый поток достигает входных кромок лопастей второго воздушного винта, от комля к периферии, со 100% стабилизацией осевых скоростей газового потока, выполняя при этом основную функцию современных воздухозаборников, что очень выгодно отличает спутновращающиеся воздушные винты по патенту Украины №26883, "Турбогвинтовентиляторный двигун", [2], от всех современных одинарных и контрвращающихся воздушных винтов.

$\text{Grad } P_t$ в зоне V_1-V_2 тормозит газовый поток с одновременным увеличением статического давления (но меньше P_H) и уменьшением осевых скоростей газового потока, обеспечивая при этом синусоидальный характер изменения осевых скоростей и безударный вход газового потока во входные кромки лопастей второго воздушного винта, который сжимает газовый поток и генерирует тягу при полном устранении зонный жесткого (упругого) удара в сечении V существующих воздушных винтов любой модификации.

$\text{Grad } P_v$ стягивает поток в жгут до и после сечения V_1 , дополнительно способствуя плавному обтеканию газовым потоком лопастей спутновращающихся воздушных винтов.

Раскрутка газового потока начинается уже на лопастях первого воздушного винта – вращающегося направляющего аппарата и заканчивается на лопастях второго воздушного винта, на выходе из которого поток имеет уже закрутку в направлении вращения, при этом для обеспечения максимального КПД необходимо, чтобы средний вектор абсолютной скорости газового потока C_m совпадал с осью спутновращающихся воздушных винтов, рисунок 1.

Необходимо отметить, что количество лопастей на первом и втором спутновращающемся винте должно быть максимальное из условия соседства, регламентируемого узлом флюгирования, необходимо отметить также, что потребляемая винтовая мощность на первом воздушном винте существенно меньше аналогичной на втором спутновращающемся воздушном винте, необходимо отметить также, что сверхзвуковая скорость по W_1 и W_2 на лопастях первого воздушного винта – вращающегося направляющего аппарата не лимитирована, поскольку в зоне V_1-V_2 имеет место повышение статического давления газового потока.

4.2. Пути повышения экологических и технико-экономических показателей воздушных винтов спутного вращения по патенту Украины №26883, [2]

Полное устранение кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении B_2 спутновращающихся винтов по патенту Украины №26883, [2], позволяет повысить безопасность полетов, увеличить $C_a(U)$ до 260 м/с, вместо 130-140 м/с для существующих воздушных винтов, перевести второй спутновращающийся воздушный винт в сверхзвуковой режим работы, поскольку известно, что винт, который преодолел звуковой барьер, способен на 300-400% увеличить тягу, [5], с.18-21, позволяет увеличить расход газового потока через спутновращающиеся воздушные винты, КНД, Π_k^* в зоне В-К, $P_{н\text{ср}}^*$ в зоне К-С, тягу второго воздушного винта на 80% по сравнению с контрвращающимися винтами, высоту полета до 30-40 км, снизить существенно децибельную характеристику и расход топлива, позволяет увеличить крейсерскую скорость полета до 950-1100 км/час и полностью заменить ТРДД, поскольку последние обладают существенно низкими экологическими и технико-экономическими показателями.

5. Общие выводы, перспективы дальнейших разработок

Таким образом, применение неизвестного в теории воздушно-реактивных двигателей и теории воздушных винтов метода кинематического анализа характера изменения осевых скоростей, статического давления, ускорений потока, первичных движущих сил от изменения статического давления газового потока позволяет не только правильно вывести формулы тяги, полетного (тягового) КПД воздушных винтов, что существенно улучшает наше представление о процессе генерирования тяги, но и выявить все недостатки современных одинарных и контрвращающихся воздушных винтов при $V_n \geq 0$, связанных с наличием кинематической зоны жесткого (упругого) удара на входных кромках лопастей воздушных винтов, показывает, что устранить этот очень опасный недостаток можно только заменив характер движения частиц газового потока с нарастающим ускорением, что имеет место в современных одинарных и контрвращающихся воздушных винтах в зоне Н-В, на характер движения частиц газового потока в зоне Н-В₂ с уменьшающимся ускорением газового потока в спутновращающихся винтов по патенту Украины №26883, [2], что дает возможность полностью устранить кинематическую зону жесткого (упругого) удара и на этой основе повысить безопасность полетов, обороты второго воздушного винта до сверхзвукового режима работы, повысить $C_a(U)$, расход газового потока, КПД, Π_k^* , $P_{н\text{ср}}^* = P_r^*$, тягу, высоту полета, снизить децибельную характеристику и расход топлива, повысить крейсерскую скорость полета до 950-1100 км/час, что позволяет спутновращающимся винтам по патенту Украины №26883, [2], полностью заменить любые ТРДД и наметить широкую перспективу дальнейших разработок, связанную, например, с выводом формулы тяги, полетного (тягового) КПД, подъемной силы продуваемого профиля крыла самолета, планера, как движителей.

Список литературы: 1. Шляхтенко С.М. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / С.М. Шляхтенко, М.: Машиностроение, 1987, –568с. 2. Патент 26883, Украина, МПК₆ В64С 11/00, В64С 27/00, В64D 35/00, F04К 3/00. Турбогвинтовентиляторный движун / Б.Ш.Мамедов,

– №U200705886, заявл. 29.05.2007, опубл. 10.10.2007, Бюл.№16, –22с. 3. Патент 2027902, Российская Федерация, МПК₇ F03H 5/00, F04D 19/00. Способ создания тяги Б.Ш.Мамедов (Украина), №4652005/23, заявл. 24.12.1988, опубл. 27.01.95, Бюл.№3, –4с. 4. Патент 46407, Украина, МПК F04D 27/00, F02K 1/00, F02K 3/00, F02C 7/00. Спосіб підвищення газодинамічної стійкості роботи повітря-реактивних двигунів. Б.Ш.Мамедов, –№U200905152, заявл. 25.05.2009; опубл. 25.12.2009, Бюл.№24, –26с. 5. Привалов Л. Винт преодолел звуковой барьер /Техника молодежи, М, 2005, –№2, – С.18-21.

Поступила в редколлегию 17.09.2011

УДК 669:162.24.001.57

Ю.М. ПАЗЮК, канд. техн. наук, доц., ЗДІА, Запоріжжя

ПРО МОДЕЛЮВАННЯ ОСНОВНИХ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ СТАЦІОНАРНОГО ШАРУ ПОЛІДИСПЕРСНОГО МАТЕРІАЛУ

Розглянуті загальні питання формування структури шару полідисперсного сипкого матеріалу при його взаємодії з технологічним обладнанням. Встановлено, що моделювання розподілу фракцій зазначеного матеріалу щодо зон шару є можливим на основі інформації про середній діаметр частинок матеріалу в кожній зоні шару та фракційний склад матеріалу.

Ключові слова: полідисперсний сипкий матеріал, структура шару, фракційний склад, моделювання.

Рассмотрены общие вопросы формирования структуры слоя полидисперсного сыпучего материала при его взаимодействии с технологическим оборудованием. Установлено, что моделирование распределения фракций указанного материала по зонам слоя возможно на основе информации о среднем диаметре частиц материала в каждой зоне слоя и фракционном составе материала.

Ключевые слова: полидисперсный сыпучий материал, структура слоя, фракционный состав, моделирование.

There are considered the general questions of forming for structure of layer polydisperse friable material at his co-operating with a technological equipment. It is set that modelling of distributing of fractions of this material on areas layer possibly on the basis of information about the middle diameter of particles of material in every area of layer and fractious composition of material.

Keywords: polydisperse friable material, structure of layer, fractions composition, modelling.

1. Вступ

Взаємодія сипких полідисперсних матеріалів із різним технологічним обладнанням супроводжується появою об'ємних неоднорідностей, обумовлених переміщенням локальних масивів. Відомо три основні види неоднорідностей, що впливають на умови формування властивостей сипкої маси: структурна, яка полягає в неоднорідному розподілі фракцій в різних об'ємах матеріалу; хімічна, що спричинена різним речовинним складом гранул і неоднорідність матеріалу щодо щільності, яка обумовлена закономірностями формування структури сипкого матеріалу [1].

2. Постановка задачі

Виникнення структурої неоднорідності в шару матеріалу впливає на протікання технологічних процесів. Тому виникає завдання теоретичного дослідження процесів формування структури шару полідисперсного матеріалу.

3. Розробка моделі

Вважаючи, що у процесі завантаження фракційний склад сипкого матеріалу не змінюється, перерозподіл фракцій усередині маси матеріалу, який спостерігається під час надходження її на спікальні візки, може характеризуватися системою рівнянь:

$$\Phi_{11} + \Phi_{21} + \dots + \Phi_{k1} = \Phi_{1\Sigma}; \quad (1)$$

$$\Phi_{12} + \Phi_{22} + \dots + \Phi_{k2} = \Phi_{2\Sigma}; \quad (2)$$

$$\Phi_{1n} + \Phi_{2n} + \dots + \Phi_{kn} = \Phi_{n\Sigma} \quad (3)$$

де $\Phi_{j\Sigma}$, Φ_{ij} – відповідно загальна кількість матеріалу та кількість матеріалу i -ої фракції, що знаходяться у j -ій зоні шару, % від загальної маси матеріалу; n - кількість зон у шарі; k - кількість фракцій.

Для окремо взятої фракції дотримується умова

$$\Phi_{11} + \Phi_{12} + \dots + \Phi_{1n} = \Phi_1; \quad (4)$$

$$\Phi_{21} + \Phi_{22} + \dots + \Phi_{2n} = \Phi_2; \quad (5)$$

$$\Phi_{k1} + \Phi_{k2} + \dots + \Phi_{kn} = \Phi_k \quad (6)$$

Відповідно до початкових умов, можна записати

$$\Phi_{1\Sigma} + \Phi_{2\Sigma} + \dots + \Phi_{n\Sigma} = 100 \%; \quad (7)$$

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \dots + \Phi_k = 100 \%; \quad (8)$$

У разі, коли відомі середні діаметри частинок матеріалу в кожній зоні, залежність між ними та фракційним складом може бути подана системою рівнянь:

$$d_1 \cdot \Phi_{11} + d_2 \cdot \Phi_{21} + \dots + d_k \cdot \Phi_{k1} = d_{1,cep} \cdot \Phi_{1\Sigma}; \quad (9)$$

$$d_1 \cdot \Phi_{12} + d_2 \cdot \Phi_{22} + \dots + d_k \cdot \Phi_{k2} = d_{2,cep} \cdot \Phi_{2\Sigma}; \quad (10)$$

$$d_1 \cdot \Phi_{1n} + d_2 \cdot \Phi_{2n} + \dots + d_k \cdot \Phi_{kn} = d_{n,cep} \cdot \Phi_{n\Sigma} \quad (11)$$

де d_i - середній діаметр i -ої фракції, мм; $d_{j,cep}$ - середній діаметр частинок шихти в j -ій зоні шару, мм.

Залежність між $d_{j,cep}$ і середнім діаметром частинок (d_{cep}) має вигляд:

$$d_{cep} = \frac{1}{k} \cdot \sum_{j=1}^k d_{j,cep} \cdot \quad (12)$$

Під час досліджень і розрахунків визначають $d_{j,cep} = f(\Phi_{ij})$, оскільки вирішення зворотної задачі у загальному вигляді не дозволяє одержати однозначний результат. В той же час для моделювання роботи технологічного обладнання необхідним є визначення залежності виду $\Phi_{ij} = f(d_{j,cep})$.

Для вирішення даного завдання розглядають процес сегрегації двохфракційної сипкої суміші у шарі, що складається з n зон. Розподіл фракцій щодо зон шару характеризується системою рівнянь (1)-(8), а також нижченаведеними рівняннями

$$\Phi_1 + \Phi_2 = 100 \%; \quad (13)$$

$$\Phi_{1\Sigma} + \Phi_{2\Sigma} + \dots + \Phi_{n\Sigma} = 100 \%; \quad (14)$$

Розглядають рівняння, що відносяться до однойменних зон шару:

$$\Phi_{1j} + \Phi_{2j} = \Phi_{j\Sigma} \quad (15)$$

$$d_1 \cdot \Phi_{1j} + d_2 \cdot \Phi_{2j} = d_{j,cep} \cdot \Phi_{j\Sigma} \quad (16)$$

Вирішуючи систему рівнянь (15)-(16) методом підставлення, одержують:

$$\Phi_{1j} = \Phi_{j\Sigma} \cdot \left(1 - \frac{d_{j,cep} - d_1}{d_2 - d_1} \right); \quad (17)$$

$$\Phi_{2j} = \Phi_{j\Sigma} \cdot \frac{d_{j,cep} - d_1}{d_2 - d_1}. \quad (18)$$

Знайдене вирішення є справедливим для кожної зони шару.

З наведених вище формул виходить, що співвідношення фракцій, що містяться у кожній зоні шару, можуть бути аналітично визначеними, якщо середні діаметри частинок шихти в кожній зоні шару є відомими. Тому, знаючи вміст однієї з фракцій у всіх зонах шару (в наведеному вище прикладі фракції Φ_1), можна знайти і вміст решти фракцій для кожної зони шару.

Під час визначення вмісту фракції Φ_1 необхідно враховувати обмеження, що вводять умови вирішуваного завдання. Зокрема, для фракції Φ_1 (і для решти всіх фракцій) повинна дотримуватися умова (4)-(6).

Окрім перерахованих обмежень, для визначення вмісту фракцій у різних зонах шару можна використовувати наступне припущення. Згідно з результатами експериментальних досліджень [1,2], коефіцієнт тертя частинок сипкого матеріалу монотонно зменшується обернено пропорційно до зростання їх розмірів. Виходячи з цього, за інших рівних умов руху завантажувальним вузлом, повинен дотримуватися відповідний розподіл частинок різного розміру щодо висоти шару. Дрібна фракція, частинки якої мають максимальне тертя, розміщуватиметься переважно у верхній половині шару, її концентрація монотонно знижуватиметься у напрямку до його нижніх горизонтів. Крупна фракція переміщується, в основному, до нижніх зон шару. Розподіл проміжної фракції визначається умовами роботи завантажувального вузла та станом рухомої сипкої маси. Тому, закономірність розподілу проміжної фракції за висотою шару змінюватиметься, що обумовлює непостійність структури та газодинамічних характеристик сипкої маси.

Вважаючи, що найдрібнішою фракцією є Φ_1 , а найбільшою – Φ_k , можна сформулювати наступне обмеження на співвідношення дрібних і крупних фракцій у шарі n -ої зони (номери зон надають зверху вниз):

$$\Phi_{11} > \Phi_{12} > \Phi_{13} > \dots > \Phi_{1n}; \quad \Phi_{k1} < \Phi_{k2} < \Phi_{k3} < \dots < \Phi_{kn}. \quad (19)$$

Використовуючи наведені вище обмеження, можна визначити вміст фракції Φ_1 для всіх зон шару з деякою мірою достовірності. Потім, знаючи середні діаметри частинок шихти у кожній зоні шару, можна визначити розподіл фракцій щодо його зон.

4. Висновок

Запропонований метод розрахунку дозволяє з достатньою мірою достовірності визначити фракційний склад сипкого матеріалу в кожній з зон шару.

Список літератури: 1. Гранковский В.И. Особенности формирования слоя полидисперсных сыпучих материалов [Текст] / В.И. Гранковский, М.Ю. Пазюк, Г.В. Туровцев // Известия Вузов. Черная металлургия. – 1983. – № 10. – С. 13-16. 2. Гранковский В.И. Исследование физико-механических свойств агломерационной шихты [Текст] / В.И. Гранковский, М.Ю. Пазюк, А.Н. Николаенко // Известия Вузов. Черная металлургия. – 1980. – № 10. – С. 15-17.

Поступила в редколлегию 13.10.2011

СОДЕРЖАНИЕ

М.Т. Малафасєв, Ж.В. Воронцова Кластери у воді	3
М.І. Погожих, А.О. Пак, М.А. Чеканов, М.В. Жеребкін, Математична модель кінетики температури сировини під час зтп- сушіння	7
Л.І. Шевчук, І.С. Афтаназів, О.І. Строган Обладнання для активації води пневмо-магнітною кавітаційною обробкою	12
А. М. Коваленко Комплекс сортировки и прессования твёрдых бытовых отходов	19
И.А. Назаренко К вопросу о технологических и теплофизических свойствах пека	25
Т.О. Шаблій, В.В. Рисухін, М.Д. Гомеля Очищення мінералізованих стічних вод від сульфатів та їх пом'якшення	31
Ю. А. Быков, В. И. Гнесин Влияние температурной неравномерности на аэротермоупругие колебания турбинной лопатки	39
И.А. Дудников, В.В. Дудник, А.В. Канивец К вопросу расчета усилий деформирования при обработке давлением	44
А.М. Мильцын, В.И. Олевский Моделирование несущей способности оболочек на основе подобия в технологическом смысле	47
А.И. Павлов, С.В. Андриенко Эволютная зубчатая передача	57
Маамри Рашид, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, Дубе Ив, Тюбаль Лотфикоджо Агбоссу Результаты исследования газового двигателя, работающего с постоянной добавкой водорода в топливе	61
А.П. Слесаренко, Н.А. Сафонов, А.А. Верхуша Управляемая многоступенчатая термообработка в неразрушающих технологиях очистки поверхности рельсового полотна	69
А. І. Бондаренко Математична модель процесу гальмування колісного трактора	78
Н.У. Гюлев Уточнение модели влияния транспортного затора на функциональное состояние водителя	84
О.В. Гофайзен, Мохаммед Хасан Хессейн Алі, В.В. Пилявський Параметри сигналів частоти полів для контролю характеристик відеотрактів цифрового телебачення	88
А.В. Персиков, А.С. Еременко Прототип улучшенного протокола обмена данными между системами обнаружения и противодействия атакам	91

В.И. Чимшир	101
Сложность как граница управляемости сложной социотехнической системой	
В.Я. Копп, О.П. Чуб, С.Н. Фисун	106
Определение эффективности использования методики оптимизации переналаживаемых автоматизированных производственных систем при ограниченной сумме вкладываемых средств	
Н.М. Белова	115
Обґрунтування необхідності використання вейвлет-аналізу в обробці сигналів в інтелектуальній вимірювально-інформаційній системі	
Г.И. Канюк, С.Ф. Артюх, М.А. Попов	122
Математическая модель электрогидравлической системы автоматического регулирования производительности турбокомпрессорного агрегата	
І.О. Ластівка, К.В. Дорошенко	137
Чисельний розрахунок потоку в решітці аеродинамічних профілів з газодинамічним управлінням обтіканням	
Б.Ш. Мамедов	142
Глава 5. Основы единой теории движителей на непрерывных потоках. Разработка нового направления технического прогресса в области теории и проектирования воздушных винтов, связанное с внедрением в зоне Н-В ₂ синусоидального характера изменения осевых скоростей и ускорений газового потока	
Ю.М. Пазюк	150
Про моделювання основних закономірностей формування структури стаціонарного шару полідисперсного матеріалу	

Наукове видання

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ "ХПІ"**

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

"Нові рішення в сучасних технологіях"

Випуск №43

Науковий редактор докт. техн. наук, проф. Є. І. Сокол

Технічний редактор Т.Л. Коворотний

Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

Обл.-вид. №150-11

Підписано до друку 04.11.2011. Формат 60x84/16. Надруковано на різнографі

Gestetner 6123CP. Ум.-друк. арк. 9,4. Облік.вид.арк. 10,0.

Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. №43. Ціна договірна

Видавничий центр НТУ «ХПІ»

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК33657 від 24.12.2009р.

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Типографія "Технологічний центр"

вул. Новгородська, 3а, м. Харків, 61145