

**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"**

ISSN 2079-5459

Сборник научных трудов

10'2011

***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.наук, 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 экон. 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 экон. наук, проф.

Н.И. Погорелов, канд. экон. 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. - № 10 . - 148 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 № 4 від 08.04.2011

Національний технічний університет „ХПІ" 2011

УДК 62-73+628.16.06

Е.В. МОЧАЛИН, докт. техн. наук, доц., зав. кафедрой, Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск

И.Г. МОЧАЛИНА, ст. преп., Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СЕПАРАЦИИ ВЗВЕШЕННЫХ ПРИМЕСЕЙ ВРАЩАЮЩИМСЯ ФИЛЬТРОЭЛЕМЕНТОМ

Исследованы особенности развития вторичных течений снаружи вращающегося проницаемого цилиндра в ротационном фильтре очистки жидкостей. Обнаружены причины ограниченного проявления гидродинамического эффекта очистки. Указан путь повышения эффективности применения ротационных фильтров на основе определения границы центробежной устойчивости потока в зоне отделения примесей.

Ключевые слова: ротационный фильтр, устойчивость, численный анализ.

Досліджено особливості розцітку вторинних течій зовні обертового проникного циліндра в ротатійному фільтрі очищення рідин. Виявлено причини обмеженого прояву гідродинамічного ефекту очищення. Вказано шлях підвищення ефективності застосування ротатійних фільтрів на основі визначення межі відцентрової стійкості потоку в зоні відокремлення домішок.

Ключові слова: ротатійний фільтр, стійкість, чисельний аналіз.

The features of secondary flow development outside of rotating permeable cylinder in rotary filter for cleaning of liquids are investigated. The cause is found of limited nature of cleaning hydrodynamic effect. The way of efficiency increasing of rotary filter application is shown on the base of the flow centrifugal stability bound determination.

Key words: rotary filter, stability, numerical analysis.

1. Характеристика проблемы и задачи исследования

На предприятиях всех отраслей промышленности и в коммунальном хозяйстве очень остро стоят вопросы очистки жидкостей от механической примесей. Эта проблема усложняется с повышением требуемой тонкости очистки и объемов очищаемой жидкости. Достаточно сказать, что очень часто стоимость устройств очистки, необходимой для нормального функционирования различного оборудования, сравнима со стоимостью самого оборудования, что во многих случаях не позволяет организовывать очистку жидкостей на должном уровне.

Большие перспективы в плане относительно недорогой и достаточно тонкой очистки имеют гидродинамические полнопоточные самоочищающиеся фильтры с вращающимся фильтрующим цилиндром [1]. Такие фильтры еще называют ротационными фильтрами [2]. Упрощенная схема ротационного фильтра (РФ) представлена на рис. 1.

В РФ за счет вращения фильтрующего элемента (цилиндра с проницаемой боковой поверхностью) частицы примесей вблизи его поверхности имеют

касательную составляющую относительной скорости. Тем самым обеспечивается

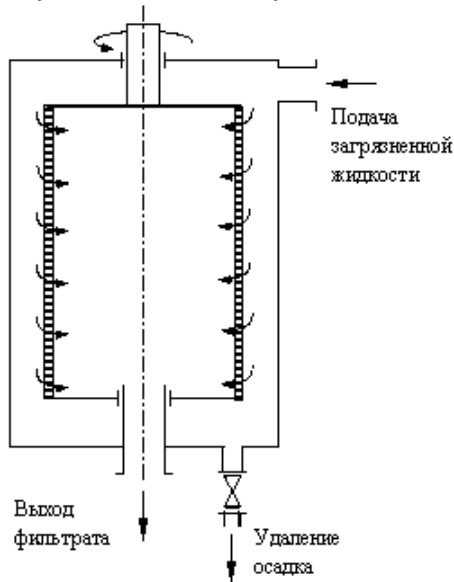


Рис. 1. Конструктивная схема роторного фильтра

постоянная самоочистка фильтрующей поверхности и появляется возможность сепарации частиц, размер которых меньше размера отверстий в фильтрующей перегородке. В совокупности это называют [1] гидродинамическим эффектом очистки. В первом приближении эффективность гидродинамической очистки или степень проявления гидродинамического эффекта в роторном фильтре можно оценить через отношение радиальной и окружной компонент скорости частицы относительно вращающегося цилиндра при

соприкосновении с его поверхностью:

$$k_{vp} = \left(\frac{V_{pr}}{W - V_{p\phi}} \right)_{r=R + \frac{d_p}{2}}, \quad (1)$$

где r – радиальная координата, R – наружный радиус вращающегося фильтрующего цилиндра, $W = \Omega R$ – окружная скорость фильтрующей поверхности, $d_p, V_{pr}, V_{p\phi}$ – эквивалентный диаметр и проекции скорости частицы.

Величина k_{vp} , определяемая выражением (1), названа в работе [3] коэффициентом эффективности гидродинамической очистки. Там же показано, что со средней погрешностью порядка 15% можно заменить k_{vp} аналогичным коэффициентом

$$k_v = \left(\frac{V_r}{W - V_\phi} \right)_{r=R + \frac{d_p}{2}}, \quad (2)$$

в определение которого вместо проекций скорости частицы входят проекции скорости несущей жидкости (V_r, V_ϕ) на расстоянии радиуса частицы от вращающейся поверхности.

Чем меньше абсолютное значение коэффициентов эффективности гидродинамической очистки k_{vp}, k_v , при их отрицательном знаке (с учетом знака радиальной скорости), тем большее значение тонкости очистки имеет место. Заметим, что положительный знак этих коэффициентов соответствует течению жидкости изнутри цилиндра наружу.

Расчеты, справедливые для устойчивого ламинарного течения жидкости вблизи фильтрующей поверхности, демонстрируют возможность при умеренных угловых скоростях (в частности, соответствующих $W \sim 10 \text{ м/с}$) получить увеличение тонкости очистки более, чем в 5 раз по сравнению с размером

отверстий в фильтрующей перегородке. Однако практика применения РФ и экспериментальные исследования [4] показывают, что с ростом угловой скорости эффективность очистки ограниченно возрастает и после некоторого предела начинает уменьшаться. В частности, фильтром с сетчатым цилиндром и размером ячейки сетки в 40 мкм не удастся обеспечить удаление более чем 80% частиц размером 25 мкм. Это говорит о том, что распределение компонент скорости жидкости вдоль всей поверхности вращающегося фильтрующего цилиндра, либо вдоль ее части, не соответствует устойчивому ламинарному течению.

Еще в работе [1] применительно к ротационным фильтрам указывается на возможность центробежной потери устойчивости потоком снаружи вращающегося цилиндра с образованием вихревых структур (макровихрей) по типу вихрей Тейлора. В работе [5] определена граница возникновения макровихрей в виде нейтральной кривой в плоскости Re_ϕ, v_o , где $Re_\phi = (WR)/\nu$ – окружное (вращательное) число Рейнольдса, а $v_o = |V_r(R)|/W$ – безразмерная скорость фильтрования (отсоса жидкости). В монографии [3] на основе этой нейтральной кривой получено аналитическое выражение для критической скорости фильтрования в зависимости от числа Re_ϕ :

$$(v_o)_{cr} = 0.26 Re_\phi^{-0.35} + 3.3 \cdot 10^{-4}. \quad (3)$$

При $v_o < (v_o)_{cr}$ в кольцевой области снаружи вращающегося проницаемого цилиндра возникают макровихревые структуры.

Целью настоящей работы является изучение особенностей макровихревого движения жидкости в зоне отделения примесей ротационного фильтра и эффективности гидродинамической очистки в этих условиях.

2. Основные результаты исследования

Выше было отмечено, что коэффициент k_v , определяемый на основе решения гидродинамической задачи о течении несущей жидкости, достаточно хорошо характеризует эффективность отделения частиц с размерами меньшими размера отверстий во вращающемся цилиндре. Одной из основных проблем при решении задачи о движении жидкости в окрестности вращающегося фильтрующего цилиндра является смена режимов течения – от устойчивого ламинарного до ламинарных и турбулентных макровихревых движений. В работе [6] получено численное решение этой задачи по методу конечных объемов. При этом обоснованы все основные схемные подходы и способы аппроксимации всех членов в разрешающих уравнениях. В основу моделирования положены полные уравнения Рейнольдса осредненного турбулентного течения несжимаемой жидкости, записанные во вращающейся вместе с цилиндром системе координат:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{V}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \mathbf{T}_e - \rho(\mathbf{W} \times \mathbf{V}), \quad (4)$$

где $\mathbf{V}, \mathbf{U}$ – векторы абсолютной и относительной осредненных скоростей жидкости; ρ, p – плотность и осредненное давление; $\mathbf{\Omega}$ – вектор угловой скорости подвижной системы координат (вращающегося цилиндра). Эффективный тензор сдвиговых напряжений определяется следующим образом:

$$\mathbf{T}_e = \mu_e \left(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T \right) - \frac{2}{3} \rho k \mathbf{I},$$

где k – удельная кинетическая энергия пульсационного движения (кинетическая энергия турбулентности); I – тензорная единица; $\mu_e = \mu + \mu_t$ – эффективный коэффициент динамической вязкости, равный сумме соответствующих коэффициентов молекулярной и турбулентной вязкости.

Уравнение (4) дополняется уравнением неразрывности

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0. \quad (5)$$

Для получения замкнутой системы необходимы также дополнительные соотношения, определяемые подходящей моделью турбулентности. В работе [7] показано, что для течений рассматриваемого типа применение модели переноса сдвиговых напряжений (SST $k-\omega$ модель) Ментера обеспечивает адекватный расчет осредненных гидродинамических характеристик во всем диапазоне возможных режимов течения. При этом показано, что численное решение с применением этой модели способно воспроизводить ламинарное течение при соответствующих условиях. Дифференциальные уравнения переноса кинетической энергии турбулентности k и удельной скорости ее диссипации ω , а также все алгебраические соотношения модели Ментера мы здесь приводить не будем в силу их громоздкости и специфичности этого вопроса. Достаточно подробное его изложение можно найти в монографии [3].

Численное моделирование течения жидкости в зоне отделения примесей ротационного фильтра проводилось в осесимметричной постановке на основе расчетной схемы, приведенной на рис. 2.

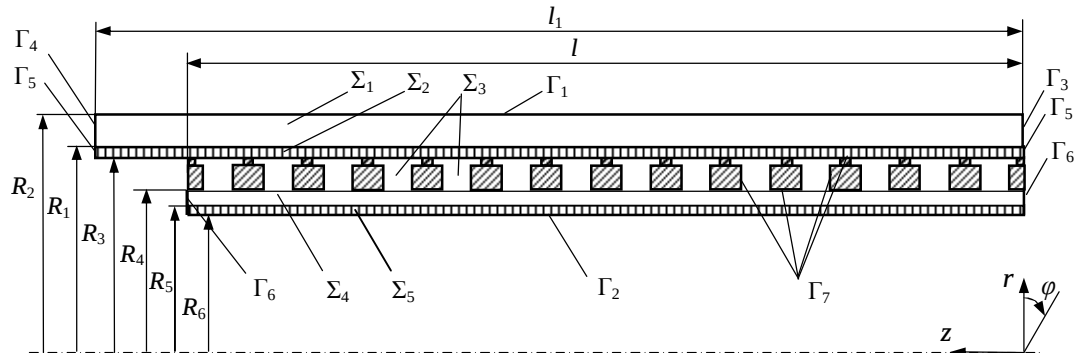


Рис. 2. Расчетная схема течения в окрестности вращающегося проницаемого цилиндра, состоящего из каркаса и фильтрующей перегородки

Для расчетного представления фильтрующей перегородки (область Σ_2) использована так называемая модель «пористой зоны», рассмотренная в [3]. В конструкции РФ, соответствующей схеме на рис. 2, внутри вращающегося фильтрующего элемента размещена неподвижная проницаемая в радиальном направлении вставка (область Σ_5), которая существенно снижает гидравлическое сопротивление фильтра. Для ее представления так же использована модель «пористой зоны».

Граничные условия для уравнений движения (4) и неразрывности (5) сформулируем в виде:

$$\Gamma_1, \Gamma_4, \Gamma_6: V_r = V_\phi = V_z = 0,$$

$$\Gamma_2: p = 0,$$

$$\Gamma_3: V_r = V_\varphi = 0, V_z = Q / (\pi(R_2^2 - R_1^2)) = v_o 2\Omega R_1^2 k_{sf} / (\pi(R_2^2 - R_1^2)),$$

$$\Gamma_5, \Gamma_7: V_r = V_z = 0, V_\varphi = \Omega r,$$

где Q – секундный объемный расход жидкости, k_{sf} – коэффициент живого сечения каркаса фильтрующего цилиндра, а безразмерная скорость фильтрации v_o определяется по всей поверхности фильтрующей перегородки, расположенной над отверстиями в каркасе.

Для уравнений переноса характеристик турбулентности (k, ω) использованы граничные условия

$$\Gamma_3: k = \frac{3}{2} \left(\frac{0.01Q}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \right)^2, \quad \omega = \frac{\sqrt{k}}{R_2 - R_1},$$

$$\Gamma_1, \Gamma_4, \Gamma_5, \Gamma_6, \Gamma_7: \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \quad \omega = 10 \frac{6\mu}{\rho \beta_{i,1} \Delta y^2},$$

где Δy – пристеночный шаг сетки, $\beta_{i,1} = 0.075$ – константа модели. Заметим, что последние условия на твердых стенках справедливы в том случае, когда Δy существенно меньше толщины ламинарного подслоя.

При обобщении результатов расчетного моделирования вместо размерных величин Q или $V_{z0} = Q / \pi(R_2^2 - R_1^2)$ рассматривалось осевое число Рейнольдса $Re_z = V_{z0}(R_2 - R_1) / \nu$. Особенности перехода к макровихревым движениям снаружи вращающегося фильтрующего цилиндра при осевой подаче жидкости в кольцевую область видны из представленных на рис. 3 линий тока относительного движения жидкости (во вращающейся вместе с цилиндром системе координат).

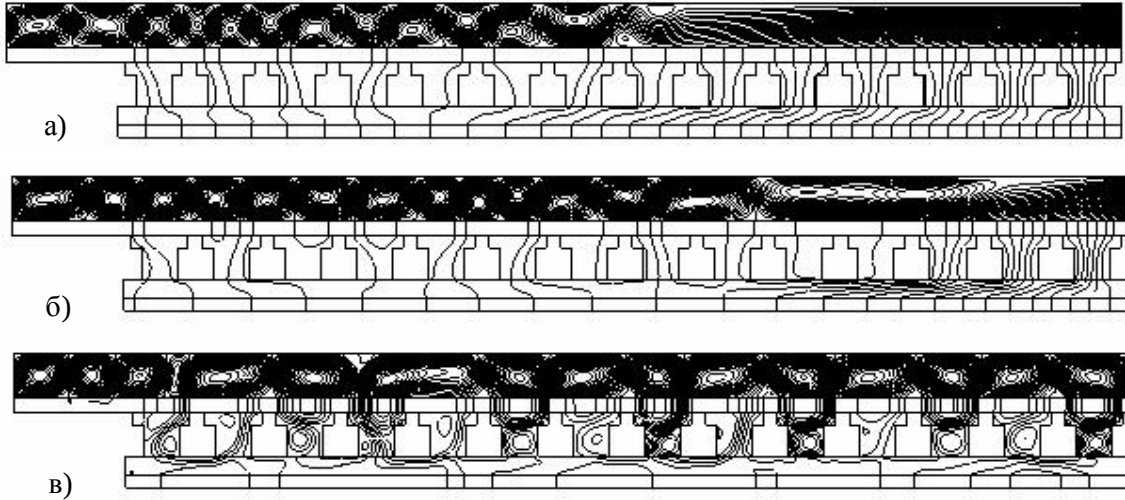


Рис. 3. Линии тока относительного движения жидкости при $Re_\varphi = 5 \cdot 10^4$, $v_o = 0.005$, $Re_z = 500$ (а), $Re_\varphi = 5 \cdot 10^4$, $v_o = 0.0023$, $Re_z = 225$ (б) и $Re_\varphi = 5 \cdot 10^5$, $v_o = 0.0005$, $Re_z = 500$ (в)

Сочетания Re_φ и $v_o = Q / (2\pi\Omega R_1^2 k_{sf})$, для которых получены приведенные результаты, соответствуют области неустойчивости первичного ламинарного течения в терминах нейтральной кривой (3). С увеличением угловой скорости и

уменьшением расхода жидкости интенсивность вторичных течений возрастает и макровихревые структуры занимают все большую часть кольцевой области, приближаясь ко входному сечению. В зоне вторичных течений поток перетекает через фильтрующую перегородку в обоих направлениях, а поступающая через входное сечение жидкость фильтруется через перегородку на том ее участке, который предшествует области макровихревого движения. Это особенно наглядно видно из представленных на рис.4 относительных траекторий жидких частиц, пересекающих входное сечение. При определенных условиях (рис. 4 в) из всей поверхности фильтрующего цилиндра работает только ее очень узкая кольцевая полоска вблизи входного сечения.

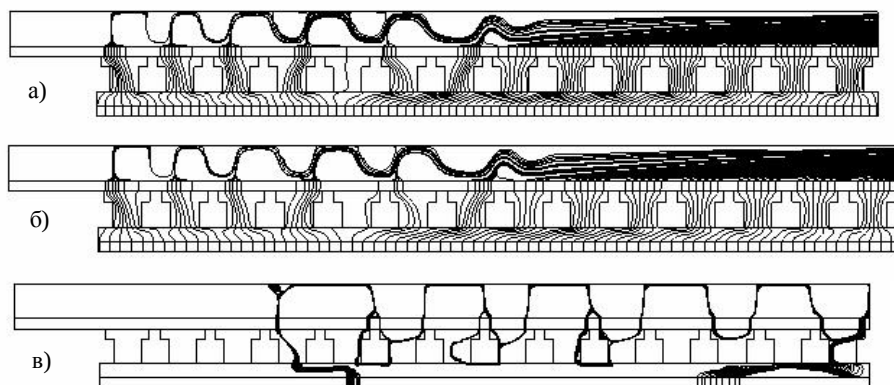


Рис. 4. Траектории жидких частиц, проходящих через входное сечение, для значений определяющих параметров: $Re_\phi = 5 \cdot 10^4$, $\nu_o = 0.005$, $Re_z = 500$ (а); $Re_\phi = 5 \cdot 10^4$, $\nu_o = 0.0023$, $Re_z = 225$ (б); $Re_\phi = 5 \cdot 10^5$, $\nu_o = 0.0005$, $Re_z = 500$ (в)

Следует ожидать, что локальные значения скорости фильтрации намного выше расчетного значения, а эффективность гидродинамической очистки намного меньше. Это подтверждается приведенным на рис. 5 распределением коэффициента эффективности гидродинамической очистки, определяемого выражением (2) при $d_p/2 = 0.002R_1$, вдоль поверхности цилиндра.

Для условий устойчивого ламинарного течения с равномерным распределением скорости фильтрации по всей поверхности фильтроэлемента $k_v = -0.005$.

Таким образом, в условиях макровихревого движения большая часть поверхности фильтроэлемента может быть исключена из работы с ухудшением почти в 100 раз коэффициента эффективности, характеризующего степень повышения тонкости очистки за счет гидродинамического эффекта.

3. Выводы

Показано, что переход к макровихревому движению в зоне отделения

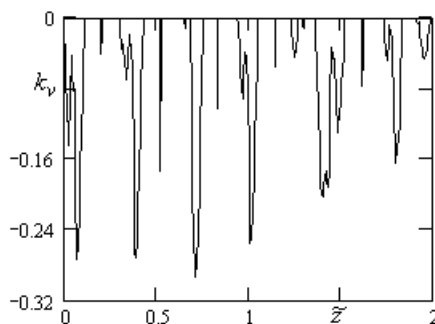


Рис. 5. Изменение коэффициента эффективности гидродинамической очистки вдоль поверхности цилиндра ($\tilde{r} = 1.002$, $Re_\phi = 5 \cdot 10^5$, $\nu_o = 0.0005$, $Re_z = 500$)

примесей ротационного фильтра в результате центробежной неустойчивости, исключает из работы значительную часть рабочей поверхности фильтроэлемента с увеличением фактической скорости фильтрования. Это объясняет наблюдаемый факт ограниченной эффективности гидродинамической очистки РФ. Повышения эффективности сепарации взвешенных частиц ротационными фильтрами можно добиться путем выбора расчетных режимов работы фильтра, определяемых сочетанием безразмерных параметров Re_{ϕ}, v_o , соответствующих отсутствию макровихревых структур у рабочей поверхности вращающегося фильтрующего цилиндра. При расчете требуемых значений указанных параметров в качестве первого приближения можно использовать аналитическое представление (3) нейтральной кривой устойчивости. Однако следует иметь в виду, что наличие непроницаемых участков поверхности вращающегося цилиндра (например, в местах контакта фильтрующей перегородки с каркасом) приводит к увеличению критических значений средней скорости фильтрования v_o . В работе [5] показано, что в этом случае при определении $(v_o)_{cr}$ достаточно использовать коэффициент запаса, зависящий от коэффициента живого сечения каркаса фильтрующего элемента. В частности, при значении $k_{sf} = 0.8$ значения $(v_o)_{cr}$, определяемые выражением (3) необходимо умножать на 6, а при $k_{sf} = 0.5$ – на 14.

Для дальнейших исследований в направлении повышения эффективности механической очистки жидкостей ротационными фильтрами большой интерес представляет определение более точной количественной характеристики степени повышения тонкости очистки за счет гидродинамического эффекта, способной отражать возможное влияние таких факторов, как геометрическая неоднородность фильтрующей поверхности и взаимодействие частиц между собой и с поверхностью.

Список литературы: 1. Финкельштейн З.Л. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин [Текст]/ З.Л. Финкельштейн.– М.: Недра, 1986.– 232 с. 2. Мочалин Е.В. Проблемы промышленной очистки жидкостей от механических загрязнений и применение ротационных фильтров / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов [Текст]// Промышленная теплотехника.– 2009.– Т. 31, №2.– С. 57 – 69. 3. Мочалин Е.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст]/ Е.В. Мочалин, А.А. Халатов.– Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2010.– Т.8: Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах.– 428 с. 4. Исследование эффективности тонкой очистки жидкостей ротационными фильтрами [Текст]/ Е.В. Мочалин, А.В. Петренко, П.Н. Кривошея, Е.О. Иванова //Сб. науч. трудов ДонГТУ.– Алчевск: ДонГТУ, 2006.– Вып. 20.– С. 292 – 304. 5. Мочалин Е.В. Гидродинамическая устойчивость в рабочей полости ротационного фильтра [Текст]/ Е.В. Мочалин // Промислова гідравліка і пневматика.– 2005.– №4(10).– С. 50 – 54. 6. Мочалин Е.В. Численное моделирование течений вязкой жидкости в рабочей полости ротационного фильтра [Текст]/ Е.В. Мочалин // Сб. науч. трудов ДонГТУ.– Алчевск: ДонГТУ, 2007.– Вып. 23.– С. 169 – 183. 7. Мочалин Е.В. Выбор модели турбулентности для анализа течения снаружи вращающегося проницаемого цилиндра [Текст]/ Е.В. Мочалин // Восточно-европейский журнал передовых технологий.– 2007.– № 2/6 (26).– С. 20 – 26.

Поступила в редколлегию 19.03.2011

УДК 678.08

Ю.Б. МИХАЙЛОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц.,

Хмельницький національний університет

В.В. ЗАЯЦЬ, асп., Хмельницький національний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ У РОТОРНИХ ДИСКОВИХ ПОДРІБНЮВАЧАХ

Розглянуто основні особливості, що найбільш впливають на процес подрібнення у роторному дисковому подрібнювачі. Проведені експериментальні дослідження основних параметрів системи, що найбільш суттєво впливають на процес подрібнення полімерних матеріалів у роторному дисковому подрібнювачі.

Ключові слова: подрібнювач, полімерні матеріали, робочий орган дисперсія.

Рассмотрены основные особенности, которые наиболее влияют на процесс измельчения в роторном дисковом измельчителе. Проведены экспериментальные исследования основных параметров системы, которые наиболее существенно влияют на процесс измельчения полимерных материалов в роторном дисковом измельчителе.

Ключевые слова: измельчитель, полимерные материалы, рабочий орган, дисперсия.

Basic features which most influence on the process of growing shallow in the rotor disk grinding down are considered. Experimental researches of basic parameters are conducted systems which most substantially influence on the process of growing of polymeric materials shallow in the rotor disk grinding down. Keywords: grinding down, polymeric materials, working organ, dispersion.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими практичними завданнями

Швидкий розвиток машинобудування обганяє розвиток теоретичної бази, і багато машин часто створюються без достатніх розрахунків, а іноді при їх відсутності. Так, використання гідравлічних, пневматичних, електричних пристроїв наражається на складності теоретичних розрахунків. В цих випадках приходить на допомогу експеримент, що дозволяє одержати дані для теоретичного або практичного вирішення задачі.

Для проведення експериментів часто потрібна методика з включенням комплексу зв'язаних між собою одночасних вимірювань. Це в свою чергу пред'являє підвищені вимоги до чутливості і точності вимірних приладів. З іншого боку, розвиток спеціальних областей фізики, електротехніки і електроніки, комп'ютерної техніки і технологій відкрило можливості, яких раніше не мала вимірювальна техніка. На зміну застарілим приладам приходять більш досконалі, придатні для вирішення складних експериментальних задач.

Такими приладами в багатьох випадках є електричні датчики, що перетворюють механічні величини, що вимірюються, в електричні. Цей метод вимірювання механічних параметрів одержав в даний час широкого розвитку.

Використання електричних методів надає електровимірювальній техніці нову якість. Датчики електричного методу вимірювання можуть бути практично безінерційними, вплив тертя практично відсутній. Задачі вимірювань над швидкоплинних процесів перестали бути важкими. Регістрація ведеться як осцилографами так і комп'ютерною технікою з наступним автоматизованим процесом обробки результатів вимірювання.

Одною з найбільш прогресивних областей вимірювальної техніки (технологій) є електричні вимірювання неелектричних величин. З іншого боку розвиток науки і техніки на сучасному етапі неможливий без використання електричних вимірювань неелектричних величин. Ці вимірювання потрібні при проведенні досліджень, розробці, експериментальній перевірці, контролі якості продукції і автоматизації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми

Вирішення великої кількості взаємопов'язаних аналітичних рівнянь може бути не зовсім точним або приводити до значної похибки, що обумовлена або можливостями самої чисельної методики або похибками, що накопичуються при округленні числових значень. Тому у сучасних системах МКЕ використовуються методики контролю точності отриманого рішення. Однак навіть такий підхід не дозволяє врахувати всі можливі ситуації в яких може виникати суттєва похибка вирішення. В більшості випадках похибка вирішення пов'язана з не вірною постановкою початкових, граничних умов моделі та простими похибками вводу даних параметрів моделі. Будь-яка інженерна розробка повинна задовольняти визначеним критеріям. Відповідність цим критеріям можлива тільки при комплексній оцінці впливу геометричних параметрів, властивостей використовуваних матеріалів і умов роботи виробу. Для вирішення таких задач використовуються чисельні методи, в основу яких покладена заміна розрахункової моделі з безперервним розподілом параметрів і нескінченним числом ступенів свободи дискретною моделлю, що має кінцеве число невідомих. Серед чисельних методів найбільш розповсюдженим є метод кінцевих елементів (МКЕ). Однак для перевірки отриманих математичних моделей також необхідно проводити експериментальні дослідження. Експериментальні дослідження дають можливість отримати підтвердження адекватності математичної моделі реальним процесам. В нашому випадку використовуючи метод кінцевих елементів (МКЕ) отримано дискретно аналітичну модель, що має велику кількість взаємопов'язаних рівнянь. Кількість рівнянь визначається ступенем дискретизації форми та кількістю факторів що враховуються у моделі. При збільшенні складності моделі кількість взаємопов'язаних аналітичних рівнянь значно зростає [1].

Вирішення великої кількості взаємопов'язаних аналітичних рівнянь пов'язано з необхідністю проводити великої кількості обчислень а також за рахунок використання різноманітних математичних рівнянь, неможливо вирішити аналітично. Для великої кількості взаємопов'язаних аналітичних рівнянь використовують чисельні методики явного та неявного способу вирішення.

Формулювання цілей статті (постановка завдання)

Дискретна аналітична модель процесу подрібнення дисковим подрібнювачем полімерних відходів у роторному дисковому подрібнювачі потребує перевірки на адекватність математичних моделей реальним процесам, що відбуваються в зоні подрібнення, необхідна експериментальна перевірка, яка дозволить також визначити ступінь впливу на процеси факторів, що не враховувались в аналітичних моделях.

Виклад основного матеріалу досліджень

Для проведення експериментальних досліджень було виготовлено експериментальне устаткування яке дозволяє реалізувати процес подрібнення з можливістю зміни факторів, що вивчаються, та реєструвати параметри, що досліджуються. При дослідженні процесу подрібнення використовувались полімерні матеріали, які застосовуються для виготовлення взуття шляхом розкрою листових заготовок та відходи після відливу. Для одержання функціональних та статистичних зв'язків між факторами, які впливають на процес подрібнення та вихідними параметрами, були проведені експериментальні дослідження. Дослідження процесу подрібнення полімерних відходів велося на експериментальній установці (рис.1), яка дозволяє моделювати процеси, що відбувається при подрібненні.

Пристрій для подрібнення полімерних матеріалів містить завантажувальний отвір 3, корпус 1, на якому закріплені контрножі 2 та втулки 7, решітку 6, яка розміщена внизу робочої камери, вал 5, на якому розміщені ножі 4 та втулки 8. Ножі 4 та контрножі 2 розміщені в шахматному порядку, за рахунок втулок 7 та 8 (на рис. не показано). Подрібнюючий пристрій приводиться в дію за допомогою приводу (на рис. не показано).

Конструкція механізму вибрана таким чином, щоб забезпечити дослідження основних параметрів процесу подрібнення.

Конструкція експериментальної установки дозволяє змінювати швидкість обертання валу ротора з дисками в межах від 1580 до 3200 об/хв, використовуючи різноманітні передаточні співвідношення шківів, що встановлюються на валу електродвигуна та валу дискового подрібнювача.

Експериментальна установка обладнана системою контролю і реєстрації параметрів процесу подрібнення (рис. 2), що приєднується до приводу і дозволяє контролювати та реєструвати його потужність під час роботи.

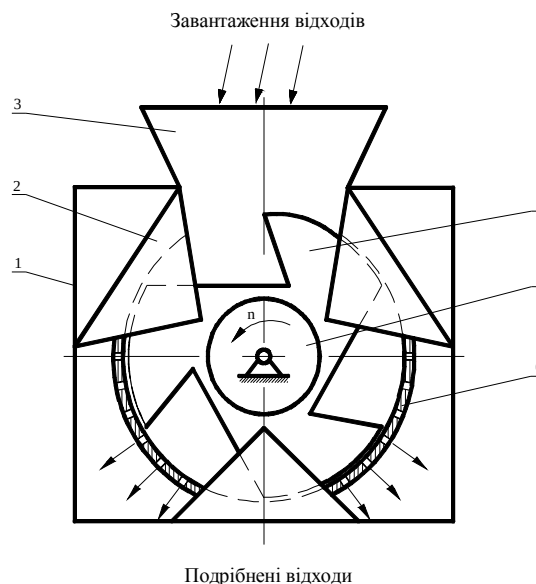


Рис. 1- Схема експериментальної установки.

1-корпус; 2-конт-ножі; 3-завантажувальний отвір; 4-ножі; 5-вал; 6-решітка; 7-втулки

Ця конструкція була розроблена на основі аналізу аналітичних залежностей. Технічна характеристика експериментальної установки наведена в таблиці 1. Конструкція установки дозволяє змінювати в доволі широких межах конструктивні і технологічні параметри і таким чином дозволяє досліджувати вплив цих параметрів на процес подрібнення, а також здійснювати необхідні вимірювання і записувати їх.

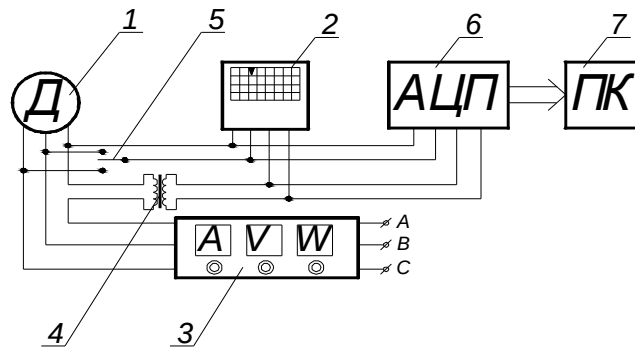


Рис. 2- Схема системи контролю і реєстрації параметрів процесу подрібнення: 1-двигун; 2-прилад самопишучий НЗ50; 3-прилад вимірювальний К50; 4-трансформатор току; 5-перемикач обмоток напруги; 6- аналогово-цифровий перетворювач (АЦП); 7- персональний комп'ютер

Таблиця 1 - Технічна характеристика експериментальної установки

Частота обертання ротора дискового подрібнювача, с^{-1}	2...10
Співвідношення довжини ріжучої кромки диска до довжини ротору	3,2...9,6
Кут заточування ріжучої кромки диска	$30^\circ \dots 90^\circ$
Частота обертання електродвигуна, об/хв	2990
Габаритні розміри, мм	
довжина	1250
ширина	800
висота	550

При проведенні експериментальних досліджень ефективність процесу подрібнення визначалась наступними показниками:

- вагова продуктивність експериментальної установки;
- енергетичні витрати на подрібнення;
- дисперсія, яке отримане після переробки;
- коефіцієнт співвідношення довжини ріжучої кромки диска до довжини ротору.

Вагова продуктивність Q визначалась шляхом зважування подрібненого полімеру, що отримано за деякий проміжок часу при сталому процесі подрібнення, і для отримання більш точних даних для кожного режиму визначалось середнє значення вагової продуктивності за формулою:

$$Q = \frac{\sum_{i=1}^k \frac{m_i}{t_i}}{k}, \quad (1)$$

де k - кількість зважувань;

m_i - вагова i -ї порції матеріалу;

t_i - проміжок часу в який отримана вага m_i .

Енергія, що витрачається на подрібнення полімерних матеріалів в експериментальній установці визначалась за допомогою системи вимірювань і запису.

Використовуючи дані експериментальних досліджень, енергію, що витрачається на подрібнення, можливо визначити з потужності, і розраховується вона як різниця загальної потужності та потужності холостого ходу. Для отримання більш точних даних для кожного режиму визначалось середнє значення енергії, яка витрачається на подрібнення матеріалу за формулою:

$$A = t \frac{\sum_{i=1}^k (W_i - W_{xx})}{k}, \quad (2)$$

де W_i - потужність загальна, яка відповідає i -му виміру;

W_{xx} - потужність, що витрачається на холостому ходу.

При проведенні експериментальних досліджень були використані полімерні відходи матеріалів, що використовуються у легкій промисловості. Дисперсію після подрібнення цих полімерних відходів після переробки для кожної групи може бути різна, і її необхідно визначати окремо для кожної групи, як середню згідно з формулою

$$L_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^k L_i}{k}, \quad (3)$$

де L_i - розмір i -го куска.

Коефіцієнт співвідношення довжини ріжучої кромки диска до довжини ротору:

$$K_p = \frac{L_p}{L_{pot}} = \frac{n_o L_{p.\partial.}}{L_{pot}} \quad (4)$$

де $L_p = n_o L_{p.\partial.}$ - сумарна довжина ріжучих кромок дисків;

L_{pot} - довжина ротора;

n_o - кількість дисків на роторі;

$L_{p.\partial.}$ - довжина ріжучих кромок на диску.

З метою визначення параметра оптимізації та вибору схеми планування експерименту був проведений аналіз апріорної інформації [2,7,8,9]. Такий аналіз дозволив встановити фактори, від яких залежить кількісні та якісні показники процесу подрібнення. На основі цього аналізу зроблені висновки, що при руйнуванні полімерних матеріалів в дискових подрібнювачах дисперсія після подрібнення та енерговитрати залежать від наступних факторів:

- швидкості деформування;
- температури;
- фізичних властивостей матеріалу;
- геометричних параметрів робочого ограну;
- швидкості подачі матеріалу.

В свою чергу деякі з цих факторів є похідними геометричних та технологічних параметрів пристрою для подрібнення, що дозволить проводити

дослідження, оперуючи останніми. Виходячи з цього, розділимо змінні параметри експериментальної установки на групи, згідно з їх зв'язками з факторами.

Величина швидкості деформування залежить від окружної швидкості робочого органу подрібнювача. Швидкість подачі матеріалу залежить від вагової продуктивності. Температуру можна рахувати незалежним фактором, так як вона практично не змінюється під час подрібнення і є сталою величиною і її можливо враховувати у властивостях матеріалу.

Ефективність процесу подрібнення відходів полімерних матеріалів оцінюється двома критеріями:

- витратами енергії на подрібнення деякої ваги матеріалу;
- дисперсія після подрібнення.

Проводячи експериментальні дослідження процесу подрібнення, були використані наступні фактори: окружна швидкість дискового ротора; співвідношення довжини ріжучої кромки диска до довжини ротору, кут заточування ріжучої кромки диска.

Параметрами оптимізації були прийняті енерговитрати на подрібнення віднесені до ваги та дисперсії після подрібнення. Ці параметри оптимізації повністю відповідають вимогам, що висувуються до параметрів оптимізації при плануванні експерименту [2,7,8,9].

Аналітичні дослідження процесу руйнування показали, що для отримання точної моделі (параметра оптимізації) необхідно використовувати алгебраїчний поліном другого порядку

$$y = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i < l \leq k} b_{il} x_i x_l + \sum_{1 \leq i \leq k} b_{ii} x_i^2, \quad (5)$$

де b_i, b_{il}, b_{ii} - коефіцієнт регресії;

x_i, x_l - змінні фактори.

В зв'язку з цим було прийняте рішення проводити експеримент, використовуючи некомпозиційне рототабельне планування другого порядку [2]. При дослідженні процесу з трьома факторами раціональним є не композиційний рото табельний план плану другого порядку.

Проводячи регресійний аналіз і перевіряючи адекватність моделі по критерію Фішера [9], було отримане рівняння регресії, що описує функцію залежності енерговитрат на подрібнення віднесену до ваги та дисперсії після подрібнення від: окружної швидкості ротора; співвідношення довжини ріжучої кромки диска до довжини ротору; кута заточування ріжучої кромки диска.

Отримано рівняння регресії:

$$\begin{aligned} y = & 0.4333 + 1.5 \times 10^{-4} \frac{X_1 - 2}{8} - 7.5 \times 10^{-5} \frac{X_2 - 3.2}{6.4} + 0.05247 \frac{X_3 - 30}{60} - \\ & - 4.2499 \times 10^{-4} \left(\frac{X_1 - 2}{8} \times \frac{X_2 - 3.2}{6.4} \right) - 1.2499 \times 10^{-4} \left(\frac{X_1 - 2}{8} \times \frac{X_3 - 30}{60} \right) - \\ & - 5.7499 \times 10^{-4} \left(\frac{X_2 - 3.2}{6.4} \times \frac{X_3 - 30}{60} \right) - 9.6249 \times 10^{-4} \left(\frac{X_1 - 2}{8} \right)^2 - \\ & - 0.0012 \left(\frac{X_2 - 3.2}{6.4} \right)^2 + 0.0095 \left(\frac{X_3 - 30}{60} \right)^2 \end{aligned} \quad (6)$$

Проводячи порівняльний аналіз (рис. 3) було встановлено, що дискретно аналітична модель та регресійна залежність (6) задовільно узгоджується

(відносне відхилення експериментальних значень від теоретичних не перевищує 15%), що підтверджує правомірність допущень, які були прийняті при обґрунтуванні аналітичної моделі процесу подрібнення.

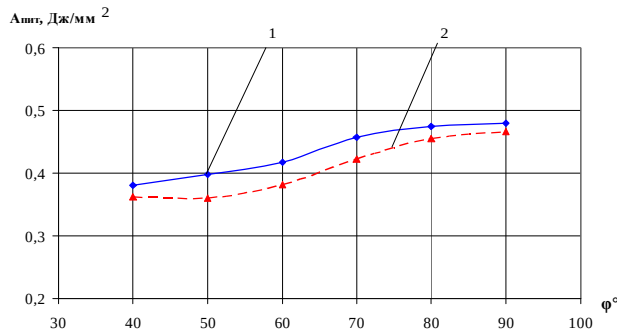


Рис. 3 Визначення питомої роботи руйнування в залежності від кута загострення. 1- теоретичний; 2- експериментальний

швидкості обертання робочого органу.

Аналізуючи графічні залежності об'ємної продуктивності від коефіцієнта довжини ріжучих кромок було встановлено, що збільшення величини даного коефіцієнта веде до зростання об'ємної продуктивності і ця залежність має не лінійний характер. Не лінійний характер даних залежностей обумовлений тим, що в процесі подрібнення при збільшенні дисперсності відбувається зменшення об'ємної продуктивності, внаслідок збільшення додаткових витрат на процес перемішування матеріалу в робочій камері, що підтверджується регресійною залежністю (6).

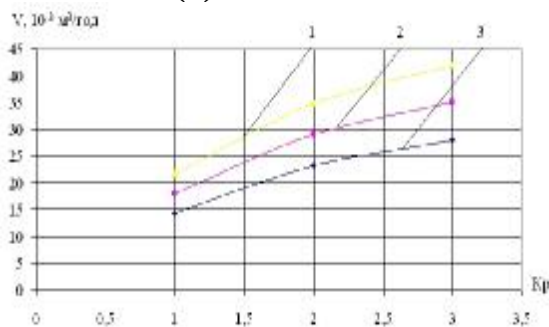


Рис. 4—Залежність об'ємної продуктивності подрібнення від довжини ріжучих кромок дисків на одиницю довжини при швидкості обертання: 1- 90 об/хв.; 2-60 об/хв.; 3-30 об/хв...

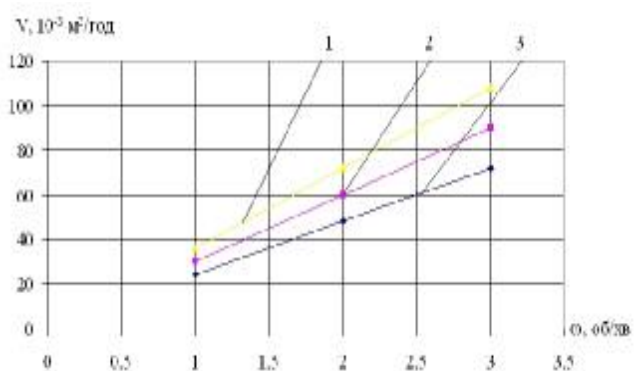


Рис.5—Залежність об'ємної продуктивності подрібнення від швидкості обертання дисків при коефіцієнту довжини ріжучих кромок: 1- 1,6; 2-0,8; 3-0,53.

Розбіжності математичної моделі і результатів дослідів обумовлені неминуною помилкою експерименту і неточністю рівнянь регресії, а також деякою невідповідністю математичної моделі, в наслідок прийнятих при аналітичному дослідженні положень для спрощення.

Висновки і перспективи подальшого розвитку даного напрямку

Отримана регресійна залежність підтверджують правомірність і відповідність дискретно аналітичної моделі реальним процесам, що відбуваються у роторному дисковому подрібнювачі відходів полімерних матеріалів. Відносна відхилення не перевищує аналітичних значень від експериментальних значень знаходиться у межах 15%. Розроблена аналітична модель та методика моделювання є адекватна реальним процесам та дозволяє визначити питому роботу подрібнення в залежності від конструктивних та технологічних параметрів. При цьому враховуються матеріал диска та його параметри, а також враховуються властивості матеріалу, що переробляється та ступінь його дисперсності. При проектуванні, за допомогою аналітичної моделі, можна буде визначити всі існуючі параметри і фактори взаємодії інструменту з матеріалом. В подальшому, представлена модель, може бути використана для загального проектування дискових роторних подрібнювачів .

Список літератури: 1. Скиба М.Є. Моделювання процесу подрібнення композиційних матеріалів з використанням методу скінчених елементів [Текст] /М.Є. Скиба, ., Ю.Б.Михайловський, Г.С.Головко // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2003. -№ 6. –С. 7-10. 2. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании и оптимизации технологических процессов [Текст]: Учеб./А.А. Спиридонов, Н.Г. Васильев. – Свердловск: изд. УПИ им. С. М. Кирова, 1975. – 140 с. 3. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента [Текст] /Ю.П. Адлер. - М.: Металлургия, 1969. -157 с. 4. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий[Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. - М.: Наука, 1971. - 282 с. 5. Бондарь Л.Г. Планирование эксперимента при оптимизации процессов химической технологии [Текст] /Л.Г. Бондарь, Г.Л. Статюха, И.Л. Потяженко. - К.: Вища школа, 1980. - 264 с. 6. Налимов В.В. Новые идеи в планировании эксперимента[Текст]/ В.В. Налимов. — М.:Наука, 1971, - 334 с. 7. Налимов В.В. Статистические методы планирования экспериментальных экспериментов [Текст]/ В.В. Налимов, Н.А. Чернова; - М.: Наука, 1965.- 252 с. 8. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов [Текст]/ А.А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981 -184 с. ил. 9. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента [Текст]/ А.А. Спиридонов, Н.Г. Васильев; - Свердловск, изд. УПИ им. С.М. Кирова, 1975. -152 с.

Поступила в редколлегию 21.02.2011

УДК 629.4.08

Д.Ю. ЗУБЕНКО, канд. техн. наук, доц., ХНАМГ, м. Харків

ОЦЕНКА ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МЕТАЛЛОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ НА ГОРОДСКОМ ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТЕ

Рассмотрены состояние и перспективы развития современных методов оценки физико-механических характеристик металлов применяемых на городском электротранспорте. Предложен новый подход для построения систем оценки технического состояния материалов и изделий.

Ключевые слова: подвижной состав, трамвай, метрополитен, техническое состояние.

Розглянуто стан та перспективи розвитку сучасних методів оцінки фізико-механічних характеристик металів що застосовуються на міському електротранспорті. Запропоновано новий підхід для побудови систем оцінки технічного стану матеріалів і виробів.

Ключові слова: рухомий склад, трамвай, метрополітен, технічний стан.

The state and prospects of the development of modern methods to assess physical and mechanical properties of metals used in the city electric have been examined. A new approach to constructing systems of technical condition assessment of materials and products has been suggested .

Key words: rolling stock, trams, subway, the technical condition.

Введение

Известно, что физические и механические свойства материалов в значительной степени определяют работоспособность изготовленных из этих материалов объектов. Фактическое техническое состояние любого объекта с точки зрения его технического диагностирования определяется соответствием его физико-механических и геометрических характеристик их нормативным значениям и отсутствием дефектов типа нарушения сплошности материала. Последние два параметра можно оценить средствами и методами толщинометрии и дефектоскопии соответственно. А вот определение физико-механических характеристик (ФМХ) является не настолько легко решаемой задачей. И вдобавок, для большого количества бездефектных объектов именно ФМХ определяют их фактическое техническое состояние.

Последние достижения

В свою очередь, вопрос оценки фактического технического состояния объектов разного назначения становится особенно актуальным в современных условиях, когда появилась острая необходимость продления срока эксплуатации объектов, отработавших свой нормативный ресурс. Все это усложняется неудовлетворительным финансовым положением подавляющего большинства предприятий, которые эксплуатируют большую часть металлоконструкции, выработавших свой нормативный ресурс.

В тоже время, улучшение экономического положения в Украине едва ли решит поставленную проблему — современные требования относительно энерго- и материалосбережения, а наоборот, заострят ее. Существует также мировая тенденция, на основании которой при выводе объектов или их отдельных узлов (агрегатов) из эксплуатации учитывают не только нормативный срок эксплуатации, но и их фактическое техническое (физическое) состояние.

Цель статьи

Рассмотреть состояние и перспективы развития современных методов оценки физико-механических характеристик металлов применяемых на городском электротранспорте. Рассмотреть новый подход для построения систем оценки технического состояния материалов и изделий.

Материал исследования

Рассмотрим два типа определения физико-механических параметров (ФМП):

1) непосредственные механические исследования, которые сопровождаются разрушениями образцов (или их частей);

2) косвенные методы определения физических. Механических характеристик через измерение других параметров (электрических, магнитных и т. д., которые часто не сопровождаются отношением объектов, и потому

эти методы общее название не разрушающих.

Для объектов, которые находятся в эксплуатации, применение первого типа методов недопустимо; тем более, что их реализация в эксплуатационных условиях может оказаться довольно затруднительной. Для таких задач необходимо использовать неразрушающие методы исследования материалов и изделий.

Нужно отметить, что в теории и практике неразрушающего контроля и технической диагностики сделан значительный шаг в направлении более точного и достоверного определения ФМГТ материалов в частности, металлов. Концентрация исследовательских усилий на металлах объясняется прежде всего широким их использованием при изготовлении и сооружении разнообразнейших объектов.

В данной работе автор пытается обобщить и подытожить наиболее общие направления в теории и практике определения ФМХ металлов неразрушающими методами.

Объект исследований

Необходимо отметить, что ФМХ одного и того же металла могут существенно отличаться благодаря влиянию условий эксплуатации и других факторов: температурного режима в ходе эксплуатации, наличия или отсутствия агрессивных сред, наличия перегрузок, возможных дефектов типа нарушения сплошности (их размеры, расположение и тип) и т.д.

Для того, чтобы судить о методах определения ФМХ металлов, нужно коротко ознакомиться с перечнем тех величин, которые входят во множество исследуемых:

- 1) механические: модуль упругости; модуль сдвига; коэффициент Пуассона; предел прочности, предел текучести; прочность при разрыве и пр.
- 2) физические: физическая плотность; анизотропия материала; кристалличность и разм. V кристаллов; удельное электрическое сопротивление; диэлектрическая проницаемость и др.

Очевидно, что для оценки фактического технического состояния объектов.

Большое влияние на ФМХ металлов и сплавов имеет режим их термообработки при изготовлении. Например, твердость стали Ст30 по ГОСТ-5657-69 зависит от прокаливаемости (режима термообработки); эта зависимость полагается и специальных полосах прокаливаемости [1].

Неразрушающие методы определения ФМХ. В теории неразрушающего контроля (НК) и исследования материалов различают следующие основные методы определения ФМХ металлов: акустические, электромагнитные (вихревые токи), радиационные, магнитные, электрические.

Принцип действия любого из этих методов базируется на измерении той или иной величины (акустической, магнитной или электрической, связанной с нужными ФМХ через теоретически или экспериментально установленные зависимости).

Хотя и в большинстве случаев эти зависимости носят сугубо эмпирический характер и были получены при соблюдении большого количества условий и

допусков, они могут быть успешно применены только для решения конкретных задач и редко имеют серьезное теоретическое обоснование.

Примером этому может послужить контроль прочностных характеристик акустическим методом [2].

Акустические колебания в металлах имеют небольшую амплитуду, т. е. они соответствуют как раз начальному участку кривой «напряжения-деформация». По параметрам акустических волн поведение кривой при больших напряжениях и деформациях аналитически [2], поэтому корреляционные акустических.

Уже на частотах в мегагерцовом диапазоне основная часть затухания ультразвука вызывается потерями энергии за счет рассеяния полны ни отдельных кристаллах. При этом раздельное влияние первичного и вторичного зерна на распространение акустических волн пока недостаточно изучено и к тому же рассеяние сильно зависит от размеров зерна. [3]

На примере акустического контроля ФМХ видим, как они сложно и часто не до конца понятно. Зависят от измеренных параметров. И это при том, что акустический контроль довольно хорошо теоретически проработан и реализован в большом количестве технических средств.

Рассмотрим последние разработки отечественных ученых в направлении магнитного метода контроля усталостного состояния и ресурса металлопродукции, представленный в работе [4]. Описанный метод, как и сам подход к задаче, интересны, хотя и не являются абсолютно новыми (метод магнитной памяти металла [5]). Метод базируется на том, что в каждом типе конструкции есть характерные места усталостного Неэффективного состояния материала и эти места могут быть выявлены с помощью измерения коэрцитивной силы вдоль объекта контроля.

Однако этот подход имеет ряд очевидных недостатков:

1) в нормативных документах на стали магнитные характеристики не нормируются (согласно ГОСТ на производство) - это объясняется и явлением остаточной и спонтанной намагниченности, гистерезисом, нелинейностью связей между ними, сложностью проведения измерений и т.д.;

2) характерные места пластической деформации это только места наиболее вероятной локальной пластической деформации (возможного разрушения как следствие), но они совсем не определяют в действительности места всех преддефектных участков и участков с существенным отклонением ФМХ;

3) коэрцитивная сила - магнитная характеристика материала, которая является анизотропной и зависит от многих других характеристик и указывается на наличие зависимости коэрцитивной силы стали мГ от температуры отпуска, которую косвенно можно определить по значениям твердости поверхностного слоя стали;

4) существует реальная возможность оценивать остаточный ресурс металлопродукции только определенного типа из конкретных марок сталей.[6]

Радиационные методы и основном используются для структурного анализа (рентгеноструктурный анализ), для определения ФМХ могут служить только в качестве вспомогательных.

Исследовательские приемы, основанные на применение электрических характеристик, игра областью применения самого метода контроля. Хотя с их помощью можно измерять удельное электртическое сопротивление (проводимость), диэлектрическую проницаемость диэлектрических материалов, коэффициент диэлектрических потерь и на их основании можно оценивать состав материалов и их структуру. Но для металлов и сплавов использование этих методов, скорее всего, не является перспективным по крайней мере на данном этапе. Существует также ряд технических средств для контроля ФМХ отдельных типов изделий, принцип действия которых — вихретоковый. Они хорошо себя зарекомендовали при определении предела текучести, хотя он часто не является определяющим параметром при оценке фактического технического состояния того ли иного вида металлопродукции [7]. Возможные пути решения задачи. Проанализировав сказанное выше, можно утверждать, что состояние развития ПК в мире не соответствует всевозрастающим проблемам при определении ФМХ металлопродукции. Наблюдается ситуация, когда повышается уровень технического оснащения, улучшается финансирование служб НК, повышается квалификация персонала, а общей или специальной методики определения ФМХ хотя бы для металлов нет. Исследования в этом направлении являются очень узкоспециализированными, а разрабатываемые устройства пригодны к использованию только при соблюдении многих условий и для определенных типов материалов и изделий. Автор видит два пути решения данной задачи, которые в дальнейшем могут объединиться в один:

- 1) комплексное измерение многих параметров разными методами при условии, что минимальное количество измерений даст максимум диагностической информации, которая будет использоваться при оценке работоспособности того ли иного объекта;

- 2) осуществление измерений дополнительных параметров согласно физическим законам, которые не принимались во внимание в ПК до настоящего времени.

Реализация первого пути может быть осуществлена с помощью современных способов решения многопараметрических задач [8]. Здесь целесообразно было бы использовать подход на базе нейронных сетей. Использование нейросетей даст возможность получить зависимости между входным комплексом параметров и исходными параметрами (ФМХ). Также возможно осуществлять отбор наиболее информативных входных параметров.

Относительно дополнительных параметров можно сказать, что здесь ситуация более неопределенная. Приведем некоторые возможные направления.

- 1) Использование эмпирического закона, гласящего, что отношение теплопроводности к электропроводности для большинства металлов пропорционально температуре причем коэффициент пропорциональности одинаков практически для всех металлов [9]. Очевидно, что аналогичная зависимость должна существовать и для сплавов металлов (стали) скорее всего, ее можно использовать для тех или иных еще не известных ФМХ сталей.

- 2) Известно, что при низких температурах все металлы (кроме гелия) становятся твердыми. Вместе с тем для того, чтобы тело было твердым, его

температура должна быть меньшей, чем энергия взаимодействия атомов. Отсюда, если уровень энергии взаимодействия атомов под действием тех или иных факторов падает, то тело постепенно перестает быть твердым. Сама же энергия взаимодействия атомов имеет много составляющих, и одной из основных есть сила взаимодействия электронов (как свободных, так и связанных), в металле. Оценить концентрацию электронов на поверхности можно с помощью эффекта Холла. Постоянная Холла указывает на концентрацию зарядов и на их знак (электроны это или дыры) [9,10,11].

3)Твердость довольно часто не учитывают при оценке фактического технического состояния, поскольку ее измерения справедливы только для поверхностного слоя металла. Но в этом и кроется скрытый плюс твердость, как и глубина упрочненного слоя металла, дает возможность довольно точно определить количественные и качественные показатели термообработки металла, которые в свою очередь в значительной мере определяют его ФМХ.

4)Представляет интерес использование закона Грюнайзена, который гласит, что отношение коэффициента температурного расширения к теплоемкости твердого тела не зависит от его температуры [9]. Т. е., очевидно, что при комплексной оценке многих параметров металлов нужно учесть влияние этих обоих параметров как независимых.

5)Если речь идет об измерении скорости распространения ультразвука, анализ изменений отношения скоростей продольной и поперечной волны может указывать на структурные изменения в материале — поперечные волны характерны только для твердых тел, и их изменение в меньшую сторону может свидетельствовать о разрушении кристаллической структуры металла.

Выводы

Современное состояние в области неразрушающего определения ФМХ металлов и сплавов является неудовлетворительным и требует разработки универсальных подходов.

Предлагается осуществлять комплексное измерение параметров (удельной электропроводности, теплопроводности, твердости) НК и применение методов нейронных сетей для построения систем интеллектуальной оценки фактического технического состояния.

Дополнить теоретическую базу новыми принципами и законами из теории физики твердого тела: законом Вндемана-Франца, Грюнанзена и т.д.

Список литературы: 1.Марочник сталей и сплавов / Под общ. ред. В. Г. Сорокина и др. / М.: Машиностроение , 1989.-640с. 2.Неразрушающий контроль / В5 кн. Кн. 2. Акустические методы контроля : Практ. Пособие под ред. В. В. Сухорукова – М.:Высш .шк., 1991-283с. 3.Бражников Н. И. Ультразвуковые методы (физические и физико-химические методы контроля состава и свойств вещества) / Под общ. ред. Н. Н. Шумиловского . – М. Л.: Энергия - 1965. -248с. 4. Безлюдько Г. Я. Эксплуатационный контроль усталостного состояния и ресурса металлопродукции неразрушающим магнитным коэрцитиметрическим методом // Техн. Диагностика и неразруш. Контроль – 2003. - №2.- С.20-26. 5.Дубов А. А. Диагностика котельных труб с использованием магнитной памяти металла. –М.: Энергоатомиздат, 1995.-420с. 6.Структура і фізичні властивості твердого : Лабораторний практикум : Навчю посібник / За ред. Л. С. Палатенка-Київ:Вища шк., 1992.-311с. 7.Криничний П. Я. , молодецький І. А. Прилад для контролю фізико –механічних характеристик труб нафтогазового сортаменту СІГМА-5Т // Методи и прилади контролю якості . -1998. №2. –С. 9-10. 8.Уоссермен Ф.

Нейрокомпьютерная техника : Теория и практика -М. : Мир, 1992.-348с. 9. Ашкрофт Н., Мермин Н. Физика твердого тела / В2т . Том 1. –М. Мир ,1979. – 420с. 10.Ландау Л. Д. , Лифшиц Э. М. Механика сплошных сред / в 10 т. Том7. Теория упругости . – М. ; Наука, 1986 - 248с. 11.Райтер П. М.;Карпаш М.О. нейроні мережі для вимірювання багатофазних потоків // Мат. Конф. „Фізичні методи і засоби контролю середовищ, матеріалів та виробів . – ЛЕОТЕСТ-2003”, Львов, 15-18 лютого 2003.

Поступила в редколлегию 21.02.2011

УДК 621.43

А.В. ІЛЬЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., ЖДТУ, м. Житомир
Ю.О. КУБРАК, канд. техн. наук, доц., ЖДТУ, м. Житомир
В.О. ЛОМАКІН, асист., ЖДТУ, м. Житомир

ПРИВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО- ШАТУННОГО МЕХАНІЗМА ОДНОЦИЛІНДРОВОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Запропонована математична модель для визначення приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового поршневого двигуна внутрішнього згоряння на основі теореми про зміну кінетичної енергії.

Ключові слова: кривошипно-шатунний механізм.

Предложена математическая модель для определения приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма поршневого одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания на основе теоремы про изменение кинетической энергии.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм.

This article is about mathematical model for determination reduced moment of inertia of single-cylinder internal combustion engine's crank mechanism. The model base on theorem of kinetic energy
Key words: crank mechanism.

1. Вступ

Окремі частини кривошипно-шатунного механізму (КШМ) здійснюють різні види руху. Для більш детального аналізу його роботи необхідно розглянути приведенний момент інерції (ПМІ) його головного вала. Для цього можна використати закон збереження енергії.

Теорема про зміну кінетичної енергії (ЗКЕ) механічної системи є частковим випадком загального закону збереження енергії. Частина кінетичної енергії (КЕ) перетворюється в інші форми енергії, та навпаки, частина енергії інших форм перетворюється в КЕ. Результатом перетвореної енергії є робота - такий фізичний зміст вказаної теореми.

2. Аналіз останніх досліджень і виділення невирішених раніше частин проблеми

Для будь-якої механічної системи теорема про ЗКЕ в інтегральній формі має вигляд:

$$T - T_0 = \sum A_k^e + \sum A_k^i, \quad (1)$$

де T_0 , T – КЕ системи при її переміщенні, відповідно, з початкового положення в кінцеве;

$\sum A_k^e, \sum A_k^i$ – сума робіт зовнішніх та внутрішніх сил, що діють на систему при тому ж її переміщенні.

У випадку застосування (1) до абсолютно твердого тіла або до незмінної механічної системи, математичний запис вказаної теореми буде мати вигляд:

$$T - T_0 = \sum A_k^e, \quad (2)$$

або у диференційній формі:

$$\frac{dT}{dt} = \sum N_k^e, \quad (3)$$

де $\sum N_k^e$ – сума потужностей зовнішніх сил, що прикладені до точок системи.

У вигляді (2, 3) теорема про ЗКЕ найбільш часто застосовується у випадку дослідження руху різних машин і механізмів, зокрема, до руху поршневих двигунів і компресорів. Для більшості інженерних завдань, пов'язаних з дослідженням обертання головних валів поршневих машин, названі механізми розглядаються як незмінні механічні системи з одним ступенем свободи. Деформації деталей машин у такій постановці не враховуються. Виключення становлять питання визначення вібрацій деталей, крутильних та згинальних коливань валів, ударних навантажень при наявності зазорів тощо.

За допомогою теореми про ЗКЕ визначають, застосовуючи інтегральну форму теореми:

- швидкості точок механічної системи в тих випадках, коли сили постійні або не залежать від переміщення;

- роботу якої-небудь сили з *діючих* на систему, знаючи *швидкості точок* механічної системи в її початковому й кінцевому положеннях.

Застосовуючи диференціальну форму теореми визначають:

- прискорення точок і кутові прискорення ланок в тих випадках, коли діючі сили не постійні, або залежать від переміщення системи;

- рівняння динаміки системи, використовуючи поняття "приведеної маси" або "ПМІ" одного з елементів механічної системи.

Слід помітити, що останні два пункти ефективніше реалізуються за допомогою інших, більш загальних методів аналітичної механіки. Однак у ряді задач для виводу рівнянь динаміки систем традиційно використовують приведення мас і моментів інерції (МІ) всіх ланок до одного елементу системи, рух якого досліджують. Прикладами можуть служити рівняння динаміки автомобіля, механічних регуляторів і систем автоматичного регулювання тощо.

Для полегшення розрахункових досліджень, пов'язаних із застосуванням теореми про ЗКЕ системи, необхідно вказати три класи сил, робота яких дорівнює нулю і які не потрібно враховувати в даній постановці завдання:

- реакції в'язів без тертя;
- внутрішні сили абсолютно твердих тіл, абсолютно гнучких і нерозтяжних ниток, що входять у систему;
- сили тертя (зчеплення), прикладені в точках контакту тіл, що перекочуються без ковзання по поверхні інших тіл.

4. Основний матеріал дослідження

Визначення ПМІ КШМ.

КЕ кривошипа, який здійснює обертальний рух, Дж:

$$T_k = I_k \frac{\omega^2}{2}, \quad (4)$$

де ω – частота обертання колінчастого вала (КВ), рад/с; I_k – МІ кривошипа відносно осі обертання КВ, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

КЕ шатуна, який здійснює плоско-паралельний рух, визначається за допомогою теореми Кенінга, Дж:

$$T_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} \frac{V_{\text{ш}}^C{}^2}{2} + I_{\text{ш}} \frac{\omega_{\text{ш}}^2}{2}, \quad (5)$$

де $V_{\text{ш}}^C$ – швидкість центра мас шатуна, м/с; $m_{\text{ш}}$ – маса шатуна, кг; $I_{\text{ш}}$ – центральний МІ шатуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

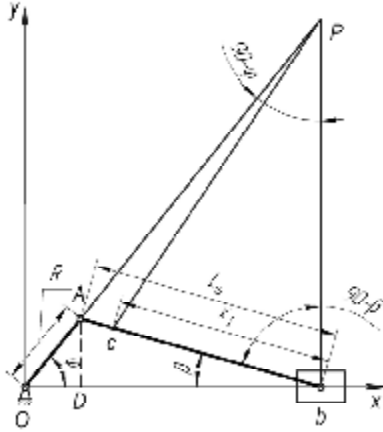


Рис. 1. Схема визначення КЕ елементів КШМ

Виразимо значення КЕ $T_{\text{ш}}$ в залежності від кута повороту КВ φ . Для цього визначимо положення миттєвого центра швидкостей шатуна (точка Р, рис. 1). Використаємо відомі з кінематики співвідношення, щодо швидкості центра мас шатуна (рис. 1), рад/с:

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{V_A}{|AP|}, \quad V_{\text{ш}}^C = \frac{\omega_{\text{ш}}}{|CP|}, \quad (6)$$

де $\omega_{\text{ш}}$ – частота обертання шатуна навколо миттєвого центра швидкостей.

Відоме співвідношення між кутами φ та β має вигляд:

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi. \quad (7)$$

Визначимо величину $|AP|$ з подібних трикутників ОАД та ОРВ:

$$|AP| = \frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \cos \beta = \frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}. \quad (8)$$

Величину $|CP|$ найбільш зручно визначити з трикутника АСР:

$$|CP| = \sqrt{AC^2 + AP^2 - 2 \cdot AC \cdot AP \cos(\varphi + \beta)} = \sqrt{(L - x_L)^2 + \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right)^2 - 2(L - x_L) \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \cos(\varphi + \beta)}. \quad (9)$$

Підставимо вирази (8), (9) в (6) та перетворимо:

$$\begin{aligned}
V_{\text{ш}}^c &= \frac{\frac{\omega R}{\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}}}{\sqrt{\left((L_{\text{ш}} - x_L)^2 + \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right)^2 - 2(L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \right.}} \\
&\quad \left. \sqrt{\left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \cdot (\cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \sin^2 \varphi)} \right)} \\
&= \frac{\omega R}{\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \sqrt{\frac{\left((L_{\text{ш}} - x_L)^2 + \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right)^2 - 2(L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \left(\frac{L_{\text{ш}}}{\cos \varphi} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \right)}{\left(\cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \sin^2 \varphi \right)}}} = \\
&\omega R \cdot \sqrt{\frac{\frac{(L_{\text{ш}} - x_L)^2 \cos^2 \varphi}{L_{\text{ш}}^2 (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)} + 1 - 2(L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \left(\frac{L_{\text{ш}}}{L_{\text{ш}}^2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right)}{\left(\cos^2 \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} - \lambda \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \right)}}.
\end{aligned} \tag{10}$$

Радикал $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$ при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ фактично дорівнює одиниці, тому їм можна знехтувати [1, 2]. Якщо прийняти певні спрощення: $\cos^2 \varphi - \lambda \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi \approx \cos^2 \varphi$, та $\cos^2 \varphi \approx \cos^4 \varphi$, вираз (10) можна переписати у вигляді:

$$\begin{aligned}
V_{\text{ш}}^c &\approx \omega R \sqrt{\frac{(L_{\text{ш}} - x_L)^2 \cos^4 \varphi}{L_{\text{ш}}^2} + 1 - 2 \cdot \left(\frac{(L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi}{L_{\text{ш}}} \right)} = \\
&\pm \omega R \left(\frac{(L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi}{L_{\text{ш}}} - 1 \right)
\end{aligned} \tag{11}$$

Неважко встановити, що максимальна відносна похибка радикала в (10) відносно запропонованого виразу (11) (без врахування добутку ωR) при всіх можливих МГП КШМ автомобільних ДВЗ складає 5,7%.

Отже, КЕ шатуна, Дж:

$$T_{\text{ш}} = \frac{\omega^2 \lambda^2}{2} \left(m_{\text{ш}} \left((L_{\text{ш}} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi - L_{\text{ш}} \right)^2 + I_{\text{ш}} \cos^2 \varphi \right). \tag{12}$$

КЕ поршня, який здійснює зворотно-поступальний рух, Дж :

$$T_{\text{п}} = m_{\text{п}} \frac{V_{\text{п}}^2}{2}, \tag{13}$$

де $V_{\text{п}}$ – швидкість поршня, м/с.

Для того, щоб виразити КЕ поршня через кут повороту КВ, найбільш доцільно використати теорему про проекції швидкостей точок плоскої фігури на пряму, що їх з'єднує. Для точок А та В (рис. 1):

$$V_A \cos(90 - (\varphi + \beta)) = V_B \cos \beta. \tag{14}$$

Останній вираз можна переписати у вигляді:

$$V_B = \omega R \frac{\sin \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \lambda \cos \varphi \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} = \omega R \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right). \tag{15}$$

Знехтувавши радикалом $\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$ [1, 2], вираз (14) можна представити:

$$V_B = \omega R \sin \varphi (1 + \lambda \cos \varphi). \quad (16)$$

Максимальна відносна похибка (15) від запропонованого (16) (без врахування добутку ωR), при всіх можливих МГП КШМ ДВЗ складає 0,67.

Отже, КЕ поршня, Дж:

$$T_n = m_n \frac{\omega^2 R^2 \sin^2 \varphi (1 + \lambda \cos \varphi)^2}{2}. \quad (17)$$

ПМІ всього механізму:

$$I_n \frac{\omega^2}{2} = T_{\Sigma}(\omega), \quad (18)$$

де I_n – ПМІ механічної системи, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, $T_{\Sigma}(\omega)$ – сумарна КЕ всіх ланок механізму,

Дж.

Враховуючи (4), (12), (17), ПМІ одного коліна КШМ, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$I_n = I_k + \lambda^2 \left(m_{ш} \left((L_{ш} - x_L) \cdot \cos^2 \varphi - L_{ш} \right)^2 + I_{ш} \cos^2 \varphi \right) + m_n R^2 \sin^2 \varphi (1 + \lambda \cos \varphi)^2. \quad (19)$$

Для подальшого аналізу (19) розглянемо більш детально МГП КШМ. Межі зміни більшості з них наведено в [1], тому зупинимося на зміні ЦМІ шатуна та коліна КВ.

Модель шатуна. Основні геометричні параметри шатуна наведені в табл. 1.

Таблиця 1 - Основні геометричні параметри шатунів автотракторних ДВЗ[3-6]

Назва	Позначення	Діапазон значень *
Внутрішній діаметр поршневої головки	d_n	$(0,22 \div 0,28) D_n$
Зовнішній діаметр головки	d_e	$(1,25 \div 1,65) d_n$
Довжина поршневої головки шатуна	$l_{ш}$	$(0,33 \div 0,45) D_n^{**}$
Мінімальна висота двотаврового перерізу	$h_{ш.мін}$	$(0,5 \div 0,55) d_e$
Висота двотаврового перерізу, що розташований в центрі ваги	$h_{ш}$	$(1,2 \div 1,4) h_{ш.мін}$
Товщина перерізу стержня шатуна, враховуючи полки двутавра	$b_{ш}$	$(0,5 \div 0,6) l_{ш}$
Мінімальна товщина перерізу стінки стержня, мм	$a_{ш} \gg t_{ш}$	$2,5 \div 4$
Діаметр шатунної шийки КВ	$d_{ш}$	$(0,5 \div 0,7) D_n$
Довжина кривошипної головки	l_k	$(0,4 \div 0,5) D_n$
Висота нижньої кришки шатуна	h_1	$(0,5 \div 0,6) d_{ш}$

Для спрощення приймемо наближення:

- поршнева та шатунні головки шатуна мають форму полого циліндра;
- впливом шатунних болтів знехтуємо;
- максимальне значення висоти двотаврового перерізу приймемо рівним $h_{ш}$;
- приймемо спрощену форму двотаврового перерізу стержня шатуна (рис.

2а)).

Примітки: D_n -діаметр поршня;

* для карбюраторного двигуна;

** для плаваючого пальця.

Відомо, що маса шатуна змінюється в межах $m_{ш}=(100\div 200) \pi D_n^2/4$ [1]. Враховуючи табл. 1, визначимо межі зміни ЦМІ шатуна ДВЗ. Для верхньої та нижньої головки шатуна [7], $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_{вг} = \frac{1}{2} \pi \rho l_{ш} \left(\left(\frac{d_r}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_n}{2} \right)^4 \right), \quad I_{нг} = \frac{1}{2} \pi \rho l_k \left((h_1)^4 - \left(\frac{d_{ш}}{2} \right)^4 \right), \quad (20)$$

де $I_{вг}$ – МІ верхньої головки шатуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $\rho=7800$ – густина матеріалу шатуна, $\text{кг}/\text{м}^3$; $I_{нг}$ – МІ нижньої головки шатуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

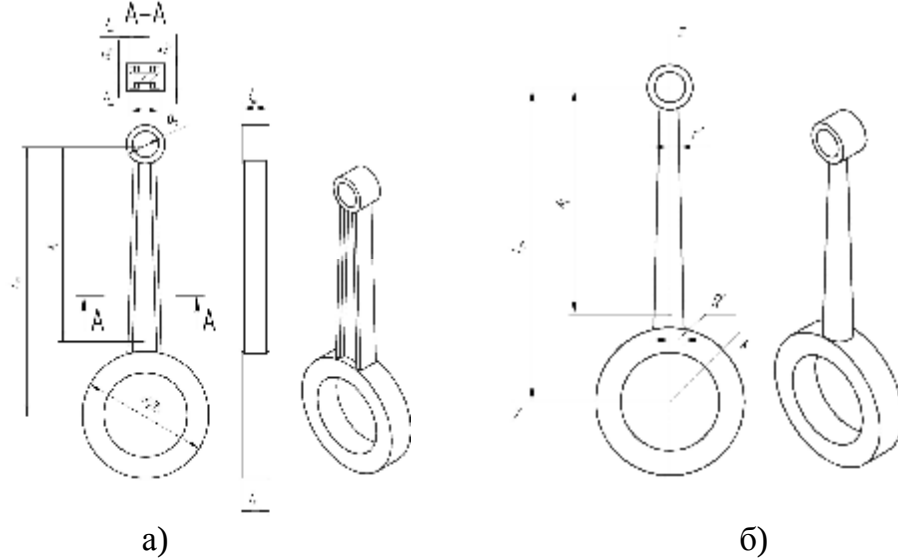


Рис. 2. Схема моделі шатуна.

Внаслідок того, що МІ стержня шатуна виразити аналітично досить важко, представимо його переріз у вигляді кола, еквівалентного за розподілом маси двотавровому перерізу (рис. 2б). Отже, в спрощеному варіанті стержень шатуна має вигляд усіченого конуса з максимальним та мінімальним радіусами основ, що змінюються в межах (табл. 1), м:

$$r' = \sqrt{(0.373 \div 1.011) D_n - (3.98 \div 10.19)}, \quad R' = \sqrt{(0.395 \div 1.141) D_n - (3.98 \div 10.19)} \quad (21)$$

Враховуючи прийняту концепцію форми стержня шатуна, виразимо його МІ відносно осі, що перпендикулярна до осі усіченого конуса та проходить через нижню його основу. Виріжемо уявно нескінченно короткий циліндр з висотою dz з масою dm (рис. 3а).

Висота такого усіченого конуса складає $l=L_{ш}-h_1-d_2/2$ (рис.2, а)). Для цього циліндра радіус залежить від координати z (рис. 3а), м:

$$r(z) = \frac{R' - r'}{l} (l - z). \quad (22)$$

Отже, для нескінченно короткого циліндра з висотою dz , МІ відносно осі z має вигляд, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$dI_z = \frac{1}{2} dm \cdot r(z)^2. \quad (23)$$

Для того, щоб знайти МІ відносно перпендикулярних осей, скористаємось теоремою про перпендикулярні осі, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$dI_z = dI_x + dI_y. \quad (24)$$

Оскільки МІ відносно осі x та y однакові, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$dI_x = \frac{1}{2} dI_z = \frac{1}{4} dm \cdot r(z)^2. \quad (25)$$

Для тонкого циліндра маємо, кг:

$$dm = \rho dV = \rho \cdot \pi r(z)^2 dz. \quad (26)$$

Для будь-якого тонкого циліндра, що знаходиться на відстані z від осі x , використовуючи теорему Штейнера, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$dI_x = \frac{1}{4} dm \cdot r(z)^2 + dm \cdot z^2. \quad (27)$$

Інтегруючи останній вираз по висоті циліндра, маємо, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$\begin{aligned} I_x &= \int_0^l dI_x = \frac{1}{4} \rho \cdot \pi \int_0^l r(z)^4 dz + \rho \cdot \pi \int_0^l r(z)^2 z^2 dz = \frac{1}{4} \rho \cdot \pi \cdot \\ &\int_0^l \left(R' - \frac{R' - r'}{l} z \right)^4 dz + \rho \cdot \pi \int_0^l \left(R' - \frac{R' - r'}{l} z \right)^2 z^2 dz \Rightarrow \\ \text{заміна } t &= \left(R' - \frac{R' - r'}{l} z \right) \Rightarrow dt = -\frac{R' - r'}{l} dz \\ &\Rightarrow \frac{1}{4} \rho \cdot \pi \cdot -\frac{1}{R' - r'} \int_0^l t^4 dt + \rho \cdot \pi \int_0^l \left(R' z^2 + \frac{(R' - r')^2 z^4}{l^2} - \frac{2R'(R' - r')z^3}{l} \right) dz = \\ &-\frac{1}{R' - r'} \cdot \frac{1}{4 \cdot 5} \rho \cdot \pi \cdot (r'^5 - R'^5) + \rho \cdot \pi \left(\frac{R'^5 l^3}{3} + \frac{(R' - r')^2 l^3}{5} - \frac{2R'(R' - r') l^3}{4} \right) = \quad (28) \\ &\frac{\rho \cdot \pi}{20} \cdot \frac{(R'^5 - r'^5) l}{R' - r'} + \frac{\rho \cdot \pi \cdot l^3}{30} (R'^2 + 6r'^2 + 3R'r') \end{aligned}$$

Центр ваги усіченого конуса лежить на осі симетрії з координатою, м:

$$\begin{aligned} z_c &= \frac{\iiint_V z dV}{\iiint_V dV} = \frac{\int_0^l z \pi r(z)^2 dz}{\int_0^l \pi r(z)^2 dz} = \frac{\int_0^l z \pi \left(R' - \frac{R' - r'}{l} z \right)^2 dz}{\int_0^l \pi \left(R' - \frac{R' - r'}{l} z \right)^2 dz} \Rightarrow \\ \text{заміна } t &= \left(R' - \frac{R' - r'}{l} z \right) \Rightarrow dt = -\frac{R' - r'}{l} dz \\ &\Rightarrow \frac{\int_0^l z \pi \left(R'^2 + \left(\frac{R' - r'}{l} \right)^2 z^2 - 2R' \frac{R' - r'}{l} z \right) dz}{-\pi \frac{1}{R' - r'} \int_0^l t^2 dt} = \\ &\frac{\pi \int_0^l \left[zR'^2 + \left(\frac{R' - r'}{l} \right)^2 z^3 - 2R' \frac{R' - r'}{l} z^2 \right] dz}{-\pi \frac{1}{R' - r'} \cdot \frac{t^3}{3}} = \\ &= \frac{\pi \frac{l^2}{12} (R'^2 + 3r'^2 + 2R'r')}{\pi \frac{1}{3(R' - r')} (R'^3 - r'^3)} = \frac{l(R'^2 + 3r'^2 + 2R'r')}{4(R'^2 + r'^2 + R'r')} \quad (29) \end{aligned}$$

Враховуючи те, що центри мас верхньої та нижньої головки шатуна лежать на їх осі симетрії та вираз (29), загальне положення центра мас (координата Z) моделі шатуна (рис. 2):

$$Z_c = \frac{\sum m_i z_{c_i}}{m_{ш}} = \frac{\left[m_{ст} \cdot \left(h_1 + \frac{l(R'^2 + 3r'^2 + 2R'r')}{4(R'^2 + r'^2 + R'r')} \right) + m_{вг} \cdot L_{ш} \right]}{m_{ш}} =$$

$$\frac{\left[\rho \pi \frac{1}{3} l (R'^2 + r'^2 + R'r') \cdot \left(h_1 + \frac{l(R'^2 + 3r'^2 + 2R'r')}{4(R'^2 + r'^2 + R'r')} \right) + \right.}{\left. \rho \pi l_{ш} \left(\left(\frac{d_r}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{ш}}{2} \right)^2 \right) \cdot L_{ш} \right]} =$$

$$\frac{\left[l_k \left((h_1)^2 - \left(\frac{d_{ш}}{2} \right)^2 \right) + \frac{1}{3} l (R'^2 + r'^2 + R'r') + \right.}{\left. \rho \pi \left(l_{ш} \left(\left(\frac{d_r}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{ш}}{2} \right)^2 \right) \right)} \right], \quad (30)$$

де $m_{нг}$ – маса нижньої головки шатуна, кг; $m_{ст}$ – маса стержня шатуна, кг; $m_{вг}$ – маса верхньої головки шатуна, кг.

ЦМІ моделі шатуна можна отримати, використавши теорему Штейнера, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$I_{ш} = I_{нг} + m_{нг} \cdot Z_c^2 + I_{вг} + m_{вг} \cdot (L_{ш} - Z_c)^2 + I_{ст} + m_{ст} \cdot |z_c - Z_c|^2. \quad (31)$$

Для проведення подальшого аналізу знайдемо ЦМІ коліна КВ. Основні геометричні параметри коліна КВ наведені в табл. 2.

Таблиця 2 - Основні геометричні параметри коліна КВ автотракторних ДВЗ [3-7]

Назва	Позначення	Діапазон значень *
Діаметр корінної шийки	d_k	$(0,6 \div 0,8) D_n$
Довжина корінної шийки з галтелями	$l_{кз}$	$(0,45 \div 0,7) D_n$
Товщина щоки	h	$(0,1 \div 0,25) D_n$
Ширина щоки	b	$(1,0 \div 1,25) D_n$

Примітка: * для карбюраторного двигуна;

Для спрощення прийемо декілька наближень: не будемо враховувати противаги КВ; знехтуємо отворами для мащення; прийемо спрощену форму коліна КВ (рис. 3б) [8].

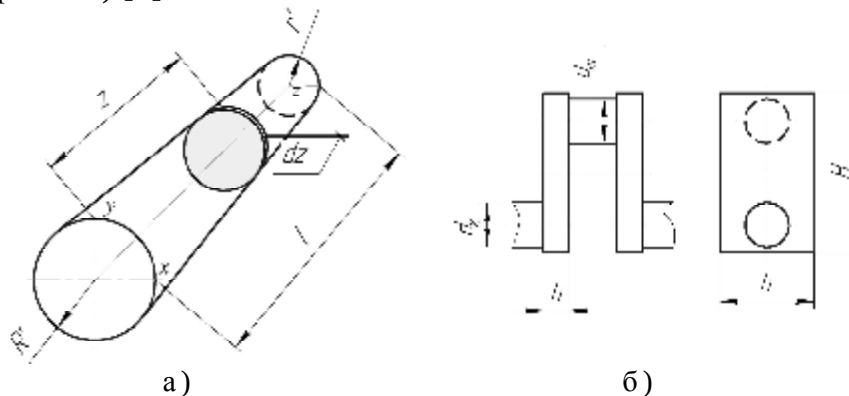


Рис. 3. а) схема визначення МІ усіченого конуса, б) схема коліна КВ [8]

Розділимо уявно коліно вала на частини: дві половинки корінних шийок, шатунна шийка та щоки. Визначимо моменти інерції цих частин відносно осі КВ. МІ двох половинок корінних шийок, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ [8]:

$$I_{кш} = \frac{\pi d_k^2}{32} I_{кг} \rho \cdot \quad (32)$$

МІ шатунної шийки відносно осі обертання КВ, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ [8]:

$$I_{шш} = \frac{\pi d_{ш}^2}{32} I_{к} \rho + \frac{\pi d_{ш}^2}{4} I_{к} \rho \cdot R^2, \quad (33)$$

де R – радіус кривошипа, м.

Щока в найпростішому варіанті може бути представлена у вигляді паралелепіпеда (рис. 3б). Тоді МІ її маси відносно осі обертання КВ, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_{щ} = \frac{Hb}{12} (H^2 + b^2) I_{к\rho} + Hbhp \cdot \frac{R^2}{4}, \quad (34)$$

де $H = R + \frac{d_{ш}}{2} + \frac{d_{к}}{2} + 10^{-2}$ – висота щоки, м.

МІ одного коліна КВ відносно осі обертання КВ, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_{к} = I_{кш} + I_{шш} + 2I_{щ}. \quad (35)$$

Враховуючи (21), (31), (35), дані табл. 1 та табл. 2 та інші МГП КШМ ДВЗ, проаналізуємо зміну ПМІ одного коліна КШМ (19) у всьому діапазоні можливих змін параметрів, без врахування маховика (рис. 4). В якості параметра, що характеризує зміни ПМІ одного коліна КШМ обираємо коефіцієнт зміни ПМІ δ_1 .

Проаналізувавши вираз (19) при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ, враховуючи модель шатуна (рис. 2), було встановлено, що коефіцієнт зміни ПМІ КШМ ДВЗ δ_1 приймає мінімальне значення 0,01 при максимально можливих значеннях: діаметра поршня $D_{п}$, відношення радіуса

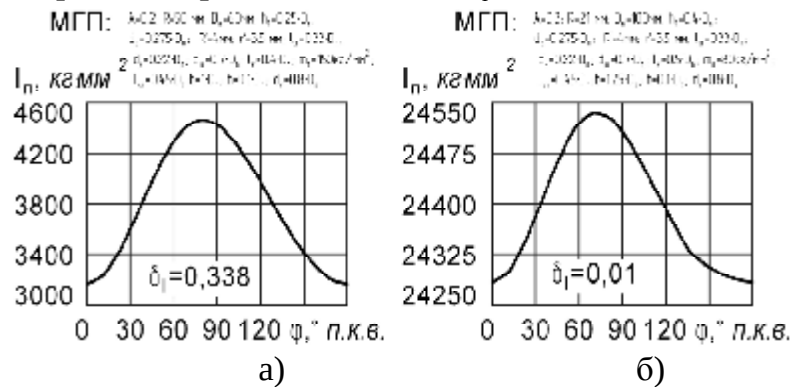


Рис. 4. Залежність ПМІ КШМ від МГП [1]

кривошипа до довжини шатуна λ , висоти нижньої кришки шатуна h_1 , діаметра шатунної шийки КВ $d_{ш}$, довжини кривошипної головки l_k , ширини щоки b , діаметра корінної шийки d_k ; мінімально можливих значеннях: радіуса кривошипа R , площі перерізу стержня шатуна (параметри $h_{ш}$, $h_{ш.мін}$, $b_{ш}$, $a_{ш}$, $t_{ш}$), питомої маси поршневої $m_{п}$. Також встановлено, що коефіцієнт зміни ПМІ КШМ ДВЗ, при зазначених вище параметрах, не залежить від зовнішнього діаметра головки шатуна d_g , довжини поршневої головки шатуна $l_{ш}$, внутрішнього діаметра поршневої головки d_n , довжини корінної шийки з галтелями $l_{кг}$, товщина щоки h (рис. 4).

Коефіцієнт зміни ПМІ КШМ ДВЗ δ_1 приймає максимальне значення 0,338 (без врахування маховика) при максимально можливих значеннях: питомої маси поршневої $m_{п}$, радіуса кривошипа R ; мінімально можливих значеннях: відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , діаметра поршня $D_{п}$, висоти нижньої кришки шатуна h_1 , площі перерізу стержня шатуна (параметри $h_{ш}$, $h_{ш.мін}$, $b_{ш}$, $a_{ш}$, $t_{ш}$), довжини кривошипної головки l_k , ширини щоки b , діаметра корінної шийки d_k , діаметра головки шатуна d_g . Було встановлено, що коефіцієнт

зміни ПМІ КШМ ДВЗ, при зазначених вище параметрах, не залежить від довжини поршневої головки шатуна $l_{ш}$, внутрішнього діаметра поршневої головки $d_{н}$, діаметра шатунної шийки КВ $d_{ш}$, довжини корінної шийки з галтелями $l_{кг}$, товщини щоки h (рис. 4).

5. Висновки

1. Отримано математичну модель приведенного моменту інерції для одноциліндрового кривошипно-шатунного механізму поршневого двигуна внутрішнього згоряння на основі теореми про зміну кінетичної енергії.

2. Встановлені межі зміни коефіцієнту зміни приведенного моменту інерції в залежності від масово-геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму двигуна. Вони складають 0,01 ... 0,338.

Список літератури: 1. І.Г. Грабар, А.В. Ільченко, В.О. Ломакін. Вплив масово геометричних параметрів кривошипно-шатунного механізму на крутний момент двигуна внутрішнього згоряння // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. №6(112)– 2007. – с. 52-56. 2. Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О. Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ № III (42), 2007 р. –с. 17-23. 3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с., ил. 4. Абрамчук Ф.І., Гугаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підр.-3-тє видання.–К.: Арістей, 2007.–476с. 5. Зейнетдинов Р.А., Дьяков И.Ф., Ярыгин С.В. Проектирование автотракторных двигателей. Учебное пособие Ульяновск: УлГТУ. 2004.–168с. 6. Ховах М.С., Маслов Г.С. Автомобильные двигатели. Изд. 2-е, пер. и доп. М., «Машиностроение», 1971, стр. 456. 7. Пастушенко С.М. Формули і закони загальної фізики: Довідник для студентів усіх спеціальностей. – К.: НАУ, 2000.–96с. 8. Попык К.Г., Динамика автомобильных и тракторных двигателей/ Г.К. Попык. - М.: Высшая школа, 1970. - 380 с.

Поступила в редколлегию 13.03.2011

УДК 661.7:519.25:539.3

В.О. СКАЧКОВ, канд. техн. наук, доц., ЗДІА, м. Запоріжжя

С.А. ВОДЕННИКОВ, докт. техн. наук, проф., ЗДІА, м. Запоріжжя

В.І. ІВАНОВ, ст. викл., ЗДІА, м. Запоріжжя

ПРО ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ХІМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ АЛЮМІНІЄВИХ ТРУБОК ПРЕЦИЗІЙНОЇ ТОЧНОСТІ

Разработан подход, основанный на статистическом описании прочностных и упругих характеристик алюминиевых трубок прецизионной точности после каждого технологического передела производства данных трубок с оценкой степени их деформационной анизотропии, для достижения заданного уровня указанных характеристик.

Ключевые слова: алюминиевые трубки, прецизионная точность, деформационная анизотропия, прочностные и упругие характеристики

Розроблено підхід, що засновано на статистичному описуванні міцнісних і пружних характеристик алюмінієвих трубок прецизійної точності після кожного технологічного переділу виробництва таких трубок з оцінкою ступеню їх деформаційної анізотропії, для досягнення заданого рівня зазначених характеристик.

Ключові слова: алюмінієві трубки, прецизійна точність, деформаційна анізотропія, характеристики міцності та пружності.

It is elaborated an approach, based on the statistical description of strength and elastic characteristics for aluminum tubes with precision exactnes safter every technological stage during tubes production with degree estimation of their deformation anisotropy, for providing of definite level for these characteristics

Keywords: aluminum tubes, precision exactnes, deformation anisotropy, strength and elastic characteristics.

1. Вступ

Сучасні конструктивно-технологічні вирішення припускають використання алюмінієвих трубок прецизійної точності (щодо товщини стінок та викривлення осрової лінії) з високими характеристиками міцності та пружності. Технологічні методи забезпечення заданих вимог є достатньо складними та базуються на статистичному описуванні характеристик, що реалізуються після кожного технологічного переділу виробництва трубок. У роботах [1-3] розглянуто процеси волочіння трубчастих заготовок, проте в них не ставиться та не вирішується завдання забезпечення геометричної точності готової продукції.

2. Постановка завдання

Для забезпечення пружних, міцністних і геометричних вимог алюмінієвих трубок необхідно є побудова статистичних характеристик початкових заготовок, після волочіння їх у безоправочному режимі, з використанням циліндрових (закріпленої та рухомої) оправок, а також оцінка ступеня деформаційної анізотропії характеристик пружності та міцності.

3. Головна частина досліджень

Однією з основних характеристик заготовок алюмінієвих трубок є товщина стінки, яка визначає однорідність жорсткості трубок та їх деформаційну поведінку під час волочіння.

Для оцінки статистичних характеристик товщини заготовок досліджували представницькі вибірки, як щодо довжини трубок, так і щодо їх кількості. Товщину стінок вимірювали з точністю до 0,001 мм за окружною координатою на кожній фіксованій довжині l_k . Проведені вимірювання дозволили встановити, що товщину трубок h можна подати у вигляді співвідношення

$$h(l) = h_p(l) + h_j(l), \quad (1)$$

де l - поточна координата за довжиною трубки; $h_p(l)$ - періодична функція; $h_j(l)$ - випадкова функція з нульовим середнім, що задовольняє умовам ергодичності.

Періодична компонента $h_p(l)$ є гармонійною та, в свою чергу, може бути поданою у вигляді

$$h_p(l) = A \cdot \cos(\omega \cdot l + \psi), \quad (2)$$

де A , ω , ψ – детермінована амплітуда, кругова частота та фаза коливань відповідно.

Кругова частота ω у рівнянні (2) задається співвідношенням:

$$\omega = \frac{2\pi}{T}, \quad (3)$$

де T – період коливань.

Випадкова компонента $h_j(\mathbf{l})$ характеризується кореляційною функцією

$$h_j(\mathbf{l}_i) = D_h \cdot \exp(-j^2 \cdot \mathbf{l}_i), \quad (4)$$

де D_h – дисперсія товщини стінки; $\mathbf{l}_i$ – відстань від точки i ; що розглядають; j – позитивна константа.

Статистична обробка результатів одержаних вимірювань для заготовок алюмінієвих трубок діаметром 8,0 мм із сплаву Д16Т дозволила встановити наступні значення параметрів функцій (2)-(4):

$$A = 0,041 \text{ мм}; T = 80 \text{ мм}; D_h = 0,2676 \cdot 10^{-3}; j = 2,839; \psi = 0. \quad (5)$$

В результаті безоправочного волочіння з витяжкою 1,1 на першому переході параметри функцій (2)-(4) змінюються до значень:

$$A = 0,121 \text{ мм}; T = 96 \text{ мм}; D_h = 0,5876 \cdot 10^{-3}; j = 1,193; \psi = 0. \quad (6)$$

Волочіння на циліндровій закріпленій оправці з витяжкою 1,05 на другому переході забезпечує виконання параметрів функцій (2)-(4) у вигляді:

$$A = 0,012 \text{ мм}; T = 104 \text{ мм}; D_h = 0,0066 \cdot 10^{-3}; j = 0,798; \psi = 0. \quad (7)$$

З наведених даних (5)-(7) витікає, що безоправочне волочіння збільшує різнотовщинність трубок, а оправне волочіння на запресованій оправці – знижує зазначений показник. Проте фактична стабілізація товщини стінки трубок призводить до викривлення осьової лінії, що обумовлене несиметричністю зони деформації у фільтрі [1].

Для відновлення прямолінійності осі трубки необхідною є її зворотна пластична деформація. База зворотної деформації повинна відповідати періоду $T = 104$ мм, а рівень деформації – співвідношенню:

$$\varepsilon_{обр} = \frac{1,05 (D_h)^{0,5}}{A}. \quad (8)$$

Під час волочіння формується деформаційна анізотропія структури матеріалу трубки, ступінь якої визначається методами, викладеними у роботі [4].

Дослідження характеристик пружності та міцності алюмінієвих трубок за умов утворення структурної анізотропії можливо із застосуванням методів, поданих у роботах [5,6].

Поверхнєве зміцнення та підвищення хімічної стійкості реалізують методами ематалірування в електроліті, що складається з органічних кислот [7]. Товщина покриття сягає 15 мкм і має ясно-молочний колір.

Висновок

Розглянуто аспекти забезпечення пружних, міцнісних і геометричних вимог до алюмінієвих трубок прецизійної точності.

Список літератури: 1. Перлин И.Л., Ерманок М.З. Теория волочения. – М.: Металлургия, 1971. – 449 с. 2. Тарновский И.Я., Поздеев А.А. Теория обработки металлов давлением. – М.: Металлургия, 1963. – 431 с. 3. Гун Г.Я. Пластическое формоизменение металлов. – М.: Металлургия, 1968. – 521 с. 4. Адамеску Р.А., Гельд П.В., Митюшов Е.А. Анизотропия физических свойств металлов. – М.: Металлургия, 1985. – 235 с. 5. Соколкин Ю.В., Скачков В.А., Танкеева М.Г., Леонтьев В.В. Исследование процессов деформирования и разрушения композитных материалов и конструкций при сложном напряженном состоянии / Механика конструкций из композиционных материалов. – Новосибирск, Наука, 1984. – С. 97-101. 6.

Скачков В.А. Деформационная анизотропия и накопление повреждений в композитах при сложном нагружении / Механика неоднородных структур. – Львов: ЛПИ, 1987. – С. 257. 7.
Гриликес С.Я. Оксидные и фосфатные покрытия металлов. – Л.: Машиностроение, 1985. – 95 с.
Поступила в редколлегию 19.03.2011

УДК 612.9 – 621.98

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

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЛУЖНЫХ ЛЕМЕХОВ

Произведен анализ технологий восстановления плужных лемехов с точки зрения долговечности работы.

Ключевые слова: лемех, наплавочное армирование, износ, долговечность, вибрационное упрочнение

Проведено аналіз технологій відновлення плужних лемешів з точки зору довговічності роботи.

Ключові слова: леміш, наплавочне армування, знос, довговічність, вібраційне зміцнення

The analysis of technology recovery plowshare in terms of longevity of work.

Keywords: blade, hard-facing armirivanie, wear, durability, vibration hardening

1. Введение

Увеличение ресурса плужных лемехов остается проблемой, требующей своего разрешения. Нарботка до отказа новых лемехов составляет всего 8-10 га. Добиться необходимой долговечности можно за счет применения износостойких материалов, упрочнения в процессе производства и при восстановлении изношенных деталей с использованием прогрессивных упрочняющих технологий.

2. Постановка проблемы

Технический уровень сельскохозяйственных машин определяется долговечностью рабочих органов. Известно, что наработка на отказ лемеха плуга не превышает в среднем 20 ч. [1].

Поэтому повышение долговечности рабочих органов сельскохозяйственных машин является важнейшим фактором повышения их технического уровня, а следовательно, и надежности в процессе эксплуатации. Одним из основных направлений повышения долговечности рабочих органов является применение упрочняющих технологий.

3. Анализ основных исследований и публикаций по данной проблеме

Рабочие органы сельскохозяйственных машин подвергаются абразивному изнашиванию при соприкосновении рабочих поверхностей деталей с частицами почвы в процессе работы. Величина и интенсивность изнашивания зависят от типа обрабатываемой почвы, её минералогического и механического состава, влажности, материала рабочих органов, применения упрочняющих обработок, режимов эксплуатации и других факторов.

Причиной агрессивного абразивного износа является взаимодействие рабочих органов с абразивными частицами, которые с большой скоростью перемещаются по поверхности детали и с определенной силой оказывают

царапающее действие на металл. При этом на поверхности металла детали образуется множество царапин, имеющих определенное направление.

Ресурс лемеха в первую очередь определяет технический уровень плуга. В горизонтальной плоскости в зоне лемеха наибольшие давления сосредоточены у носка, а на лезвийной части они меньше. В вертикальной плоскости максимальные давления сосредоточены вблизи режущей части лезвия лемеха.

Поэтому к лемеху предъявляются особые требования с точки зрения его, конструкции, режимов термообработки и вида упрочняющей технологии как при изготовлении, так и восстановлении. Применяемый материал должен быть износостойким, обладать высокой ударной вязкостью, поскольку лемех в процессе эксплуатации испытывает значительные динамические нагрузки со стороны абразивной среды.

Способами снижения интенсивности абразивного изнашивания являются различные виды наплавки и напыления, упрочнения диффузионными способами, применение твердосплавных пластин. В качестве наплавочных материалов для упрочнения лемехов применяют «Сормайт-1», ПГ-СР, смешивая их с флюсами.

Следует отметить трудоемкость данного способа и высокие затраты.

Для лемеха из стали Л-53 предусмотрена техническими условиями твердость HRC50 и ударная вязкость не более 10 Дж/см², что недостаточно даже при скорости вспашки 7 км/ч. При скорости вспашки 10 км/ч ударная вязкость должна возрасти до 122 Дж/см².

Весьма актуальным является применение упрочняющих технологий с целью повышения наработки на отказ до 30 га.

Известна технология повышения износостойкости лезвий рабочих органов машин науглероживанием поверхностного слоя угольным электродом. Сущность способа заключается в следующем. При контакте угольного электрода с деталью в результате искрового разряда углерод электрода переходит в основной материал, образуя на его поверхности слой цементита, твердость которого выше твердости основного материала.

Данный способ пока не нашел широкого применения в ремонтном производстве ввиду сложности технологического процесса.

В Брянской ГСХА на кафедре технологии материалов и ремонта машин разработан комплекс технологических приёмов, позволяющих увеличить наработку лемехов после их восстановления. За основной показатель, лимитирующий величину наработки, принимается предельная толщина носовой части лемеха, составляющая 1,5 – 2 мм.

Предложен метод сварочного армирования, заключающийся в наваривании валиков на рабочую поверхность лемеха малоуглеродистым углеродом.

Данный метод рекомендуется применять при изнашивающей способности почвы 250 – 300 г/га.

При данном методе валики следует наносить параллельно друг другу на расстоянии, которое определяется зоной термического влияния. Не соблюдение данной технологии нанесения валиков приводит к снижению упрочняющего эффекта [2].

На основании анализа данных литературных источников и изучения имеющегося опыта восстановления рабочих органов почвообрабатывающих машин поставлена цель: повысить долговечность плужных лемехов за счет применения метода вибрационного упрочнения их рабочей поверхности.

4. Результаты исследований

Качество восстановленной поверхности зависит от многочисленных факторов, исследование влияния каждого из которых имеет большое значение для разработки технологического процесса восстановления лемехов почвообрабатывающих машин.

Для экспериментального подтверждения рассмотренных теоретических предпосылок по целесообразности использования технологии вибрационного упрочнения лемехов были определены пять геометрических их параметров (рис. 1): ширина в плоскостях (h_1, h_2, h_3); потеря размеров носка (Δh); ширина (l_1, l_2, l_3); глубина (a_1, a_2, a_3) износа и изгиб (u). Статистическая обработка полученных экспериментальных данных осуществлялась с помощью программы Microsoft Excel.

Стендовые испытания проводились на 18 лемехах следующих вариантов: новые из стали Л-53; восстановленные наплавкой сормайтом; восстановленные наплавкой сормайтом и вибрационным упрочнением.

Полученные данные показали, что по параметрам ширины (h_1, h_2 и h_3) все исследуемые лемехи были пригодны к дальнейшему использованию. Для всех трех вариантов в плоскости h_1 вероятность p износа лемехов в интервале 115...118 мм составила 0,4; в плоскости h_2 в интервале 115,5...117 мм – 0,35; в плоскости h_3 в интервале 114...117 мм – 0,36.

Во всех случаях наибольшей вероятности соответствует ширина лемеха 114...118 мм.

Следовательно, можно считать, что данный параметр оказывает определенное влияние на работоспособность лемеха.

Исследованиями было установлено, что величина износа носка составила 35,5...42,4 мм, что составляет 55% исследуемых лемехов. Ввиду большой вероятности износов, превышающих допустимые (более 40%) параметр Δh можно считать критерием отказа.

Данные изменения параметра ширины (l_1, l_2 и l_3) показывают, что наиболее вероятная величина параметра l_1, l_2 и l_3 соответственно составила 25,4...35,2 мм; 26,2...36,6 мм; 23,4...38,8 мм.

Наиболее значимым геометрическим параметром, влияющим на ресурс лемеха, является глубина (a_1, a_2, a_3) износа, определяющая остаточную толщину Δa стенки лемеха:

$$\Delta a = 10 - a_i, \quad (1)$$

где 10 – толщина лемеха; a_i – величина износа.

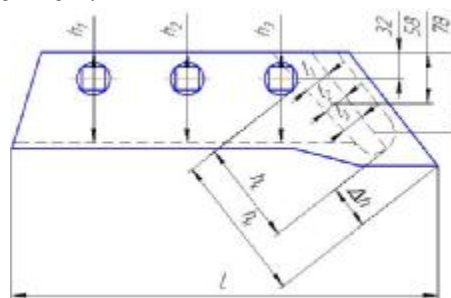


Рис. 1. Места измерения изнашиваемого лемеха

Проведенными исследованиями было установлено, что максимальная глубина износа 2,2...3,4 мм имеет место в верхней и средней областях лемеха. Износ по глубине зафиксирован у 87% лемехов. Глубину износа лемеха можно считать критерием отказа.

Изгиб (u) лемеха у исследуемых вариантов лемехов составил 0,42...0,73 мм. Этот параметр не будет вызывать отказ, поскольку устраняется стяжными болтами при установке лемеха.

Таким образом, критериями предельного состояния лемехов можно считать величину износа носка (Δh) и остаточную толщину (Δa) стенки лемеха.

Стендовыми испытаниями установлено, что величина износа носка (Δh) у лемехов, восстановленных наплавкой сормайтом и вибрационным упрочнением соответственно в 1,1 и 1,2 раза меньше, чем у лемехов, восстановленных наплавкой сормайтом, и новых.

Величина износа по толщине стенки (Δa) у лемехов, восстановленных наплавкой сормайтом и вибрационным упрочнением соответственно в 1,2 и 1,54 раза меньше по сравнению с износом лемехов, восстановленных наплавкой сормайтом, и новыми.

5. Выводы

1. Применяемые способы и приемы повышения долговечности плужных лемехов, обеспечивая некоторое повышение износостойкости, отличаются определенной сложностью и необходимостью использования дорогостоящего технологического оборудования.

2. Величина износа толщины лемехов, восстановленных наплавкой сормайтом и вибрационным упрочнением соответственно в 1,2 и 1,54 раза меньше по сравнению с износом лемехов, восстановленных наплавкой сормайтом, и новыми.

Список литературы: 1. Михальченков А. М. Новые способы упрочнения плужных лемехов / А. М. Михальченков, А. А. Тюрева, М. А. Михальченкова // Тракторы и с.-х. машины. – 2007. - №7. – С. 41 – 42. 2. Михальченков А. М. О критериях предельного состояния плужных лемехов, эксплуатируемых на почвах Юго – Западного района России / А. М. Михальченков, Н. Ю. Кожухова, С. И. Будко // Достижения науки и техники в АПК. – 2008, - №1. – С. 43 – 45

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 612.9-621.98

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

ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВ СОШНИКОВ ПРИ ИХ ВОССТАНОВЛЕНИИ

Рассмотрены вопросы изменения параметров дисков сошников при их восстановлении различными технологиями.

Ключевые слова: технологический процесс, восстановление, диски сошников, вид обработки, амплитуда колебания.

Розглянуті питання зміни параметрів дисків сошників при їх відновленні різними технологіями.

Ключові слова: технологічний процес, відновлення, диски сошників, вид обробки, амплітуда коливання.

The questions of change of parameters of disks of soshnik are considered at their renewal different technologies.

Keywords: technological process, renewal, disks of soshnik, type of treatment, amplitude of oscillation.

1. Введение

Качество поверхности диска сошника при восстановлении определяется целым рядом факторов, исследование которых имеет важное значение для разработки технологического процесса восстановления дисков сошников зерновых сеялок: метода восстановления; амплитуды и частоты обрабатывающего инструмента; времени упрочнения; используемого при восстановлении материала.

2. Постановка проблемы

Для экспериментального подтверждения рассмотренных теоретических предпосылок по целесообразности использования технологии упрочнения дисков сошников методом вибрационного деформирования они были подвергнуты такой обработке после восстановления приваркой сегментов из стали 45 и стали 65Г с последующей наплавкой сормайтотом.

3. Анализ основных исследований и публикаций по данной проблеме

Исследованию подвергали образцы-диски таких вариантов:

- новые из стали 65Г;
- восстановленные приваркой сегментов из стали 45 с наплавкой сормайтотом;
- восстановленные приваркой сегментов из стали 65Г;
- восстановленные приваркой сегментов из стали 65Г с наплавкой сормайтотом.

Вибрационную обработку дисков $\varnothing$ 350 мм проводили при амплитуде 0,25; 0,5 и 0,75 мм и частоте колебаний обрабатывающего инструмента в пределах 700...2100 мин⁻¹, что было теоретически обосновано выполненными исследованиями.

Таблица 1. Изменение параметров дисков сошников

Вариант диска	Время упрочнения, с	Увеличение диаметра диска, мм	Уменьшение толщины режущей кромки, мм
Вариант 1. Новые диски из стали 65Г	10	1,85	0,12
	20	1,98	0,13
	30	2,19	0,15
Вариант 2. Восстановленные приваркой сегментов из стали 45 с наплавкой сормайтотом	10	2,81	0,145
	20	3,08	0,16
	30	3,53	0,19
Вариант 3. Восстановленные приваркой сегментов из стали 65Г	10	1,91	0,15
	20	2,03	0,18
	30	2,29	0,25
Вариант 4. Восстановленные приваркой сегментов из стали 65Г с наплавкой сормайтотом	10	1,79	0,07
	20	1,92	0,09
	30	2,10	0,11

Повторность опытов и замеров параметров дисков сошников в размеченных точках была принята трехкратной. За величину значения исследуемого параметра принимали среднее арифметическое разностей повторных измерений до и после обработки (табл. 1).

4. Результаты исследований

Экспериментально установлено, что наибольшее увеличение диаметра диска сошника 3,53 мм имело место при их восстановлении приваркой сегментов из стали 45 с наплавкой сормайтом. Наибольшее уменьшение толщины режущей кромки 0,25 мм наблюдалось у дисков, восстановленных приваркой сегментов из стали 65Г.

Изменение диаметра ΔD и толщины лезвия Δa дисков указанных вариантов при амплитуде колебания обрабатывающего инструмента $A = 0,5$ мм и времени упрочнения $t = 30$ с представлено на рис.1. Интенсивность изменения диаметра дисков при вибрационном упрочнении представлена на рис. 2.

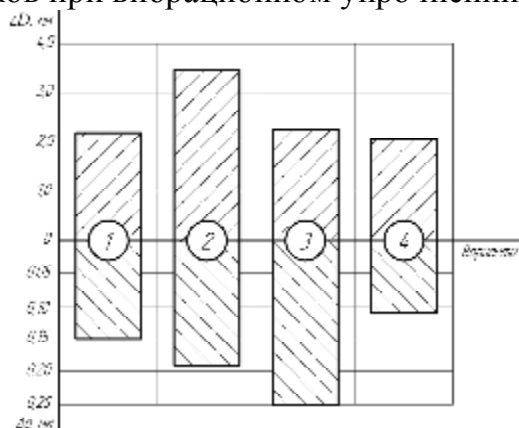


Рис. 1. Изменение диаметра ΔD и толщины лезвия Δa диска

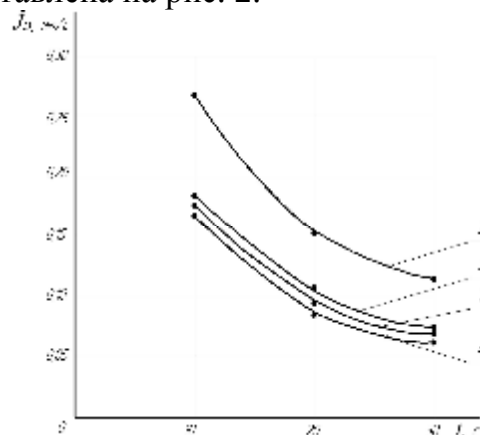


Рис. 2. Интенсивность приращения диаметра диска

Экспериментально установлен характер интенсивности уменьшения толщины лезвия дисков Δa для указанных вариантов дисков сошников (рис. 3).

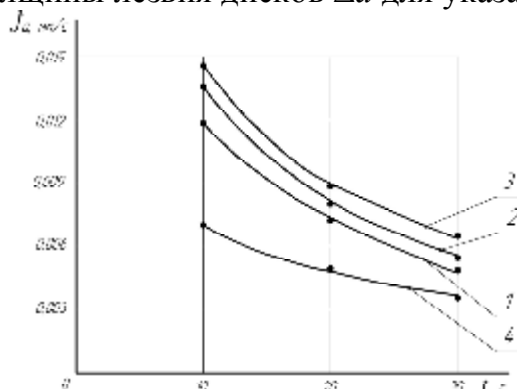


Рис. 3. Интенсивность уменьшения толщины лезвия диска

сегментов из стали 65Г с наплавкой сормайтом.

Наибольшую интенсивность уменьшения толщины лезвия 0,015 мм/с имели диски, восстановленные приваркой сегментов из стали 65Г, а наименьшую –

Экспериментально выявлена идентичность приращения диаметра диска и уменьшения его толщины лезвия при вибрационном упрочнении. Исследованиями установлено, что при времени упрочнения $t = 10$ с наибольшая интенсивность приращения диаметра 0,281 мм/с имела место у дисков, восстановленных приваркой сегментов из стали 45 с наплавкой сормайтом, а наименьшая – 0,179 мм/с – у дисков, восстановленных приваркой

0,070 мм/с – диски, восстановленные приваркой сегментов из стали 65Г с наплавкой сормайт.

5. Выводы

Полученные экспериментальные данные позволили установить следующее:

- оптимальным значением амплитуды обрабатываемого органа является $A = 0,5$ мм. Увеличение амплитуды приводит к неравномерности приращения диаметра дисков сошников по окружности, составляющей 0,38-0,92 мм, а при уменьшении – наблюдается снижение величины деформации в радиальном направлении в 0,47-0,62 раза;

- наибольшее значение равное 3,53 мм величины деформации в радиальном направлении имело место у дисков, восстановленных приваркой сегментов из стали 45 с наплавкой сормайт. Максимальное уменьшение толщины режущей кромки наблюдалось у дисков, восстановленных приваркой сегментов из стали 65Г.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 624.072.3

Ю.В. КИРИЧУК, канд. техн. наук, доц., НТУУ «КПІ», м. Київ

СИСТЕМА ВІБРО- І УДАРОЗАХИСТУ З СУХИМ ТЕРТЯМ

Розглядається одноосна система вібро- і ударозахисту з сухим тертям, яка обмежує на заданому рівні максимальне прискорення ізолюваного тіла при поодиначних ударах високого рівня та при вібраціях з відсутньою статичною зоною застою поблизу положення рівноваги.

Ключові слова: ударо- і віброзахист, демпфер, сухе тертя

Рассматривается одноосная система вібро- и ударозахисту с сухим трением, которая ограничивает на заданном уровне максимальное ускорение изолированного тела при поодиначних ударах высокого уровня и при вибрациях с отсутствующей статической зоной застою поблизости положения равновесия.

Ключевые слова: ударо- и виброзащита, демпфер, сухое трение

The monaxonic system of vibro- and udarozakhistu is examined with a dry friction, which limits at set level the maximal acceleration of the isolated body at the poodinochnikh shots of high level and at vibrations with the absent static area of stagnation near-by position of equilibrium.

Keywords: udaro- and vibrodefence, damper, dry friction

Аналіз останніх досліджень і публікацій

На сьогодні системи віброзахисту з демпферами сухого тертя широко застосовуються у машинобудуванні та приладобудуванні [1,2]. Їхня головна перевага в порівнянні з віброізоляторами на гумових пружнодемпфіруючих елементах полягає в можливості експлуатації у більшому діапазоні температур. Характерною особливістю систем віброзахисту з сухим тертям є те, що при наявності відносного руху між поверхнями, що труться, що вони не обмежують амплітуди коливань при резонансі. Тому силу сухого тертя слід вибирати таку, щоб при резонансі віброізолятор був “замкнутий”, тобто на резонансній частоті відносний рух повинен бути відсутній. Другою характерною рисою таких систем

є наявність зони застою, тобто невизначеність положення статичної рівноваги у межах деякої невеликої зони переміщень, де відновлююча сила менша за сили сухого тертя. В системах віброзахисту з декількома віброізоляторами це приводить до небажаних, а іноді і недопустимих, статичним кутовим перекосам віброізолюючого тіла. В цих випадках поблизу положення рівноваги сили сухого тертя повинні бути відсутні.

Ціль статті - проаналізувати одноосну систему віброзахисту з сухим тертям, з наступними вимогами:

- * повинно бути обмежене на заданому рівні максимальне прискорення ізолюваного тіла при поодиначних ударах досить високого рівня;
- * повинні бути обмежені на заданому рівні максимальні прискорення руху ізолюваного тіла при вібраціях;
- * повинна бути відсутня статична зона застою поблизу положення рівноваги.

Виклад основного матеріалу дослідження з обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Система вібро- і ударазахисту з обмежувачами сухого тертя зображена на рис.1 [4]. Тіло, що захищається, встановлене на пружині. Обмежувачі (демпфери) виконанні у вигляді плоских пружин, кінці яких ковзають в нерухомих опорах. Регулююча сила тертя в місці їх встановлення вибирається такою, щоб при вібрації тіло було “замкнуте”, тобто на резонансній частоті відносний рух повинен бути відсутній. При ударі відповідна пружина під дією тіла, що зміщується випрямляється, забезпечуючи можливість відносного зміщення тіла. Розрахункова модель наведена на рис.2.

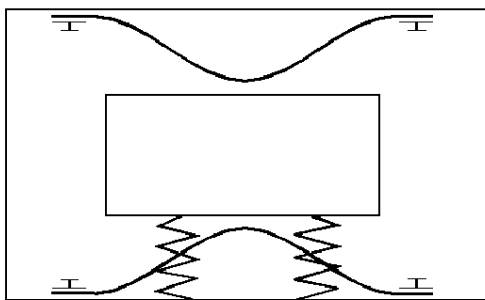


Рис.1. Система вібро- і ударазахисту з обмежувачами сухого тертя

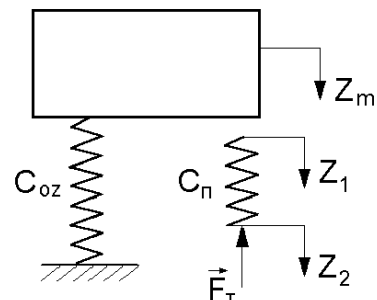


Рис.2. Розрахункова модель системи віброзахисту

Розглянемо ефективність підвіски як системи ударазахисту. Так, припустимо, що період власних коливань підвіски T значно більший тривалості удару t . В цьому випадку удар можна розглядати як короткий, а його дія зводиться до надання тілу початкової швидкості

$$V_o = \int_0^t W(t) dt.$$

Для визначення максимального відносного зміщення і максимального абсолютного прискорення при ударі використаємо теорему про зміну кінетичної енергії. Прирівнюючи початкове значення кінетичної енергії тіла і роботу сил пружності та сухого тертя, отримаємо співвідношення

$$\frac{mV_o^2}{2} = A_1 + A_2 + A_3, \quad (1)$$

де $A_1 = (C_{oz} Z_m^2)/2$ - робота сил пружності пружин, що виконують роль віброізоляторів; $A_2 = F_T z_2$ - робота сили сухого тертя кінців плоскої пружини; A_3 - робота внутрішніх сил плоскої пружини; Z_m - максимальне зміщення тіла; z_2 - переміщення кінців плоскої пружини; m - маса тіла.

Надалі опишемо вираз A_3 . Цей вираз має вигляд

$$A_3 = \int_0^{z_1} P_d(z_1) dz_1, \quad (2)$$

де $P_d(z_1)$ - функція зміни P_d сили, що давить на плоску пружину, від прогину цієї пружини z_1 . Ця сила виникає під час руху ізольованого тіла.

Має місце залежність:

$$z_1 = -l \left(x'' / \sqrt{\frac{P_d l}{C_n}} \right), \quad (3)$$

де l - довжина плоскої пружини; C_n - жорсткість обмежувача (плоскої пружини); x'' - числове значення координати в будь-якій точці періодичної кривої, яке залежить від форми плоскої пружини і береться із діаграм і таблиць пружних параметрів, складених для спрощення розрахунків методом пружних параметрів.

Формулу (3) можна подати у вигляді

$$P_d = -((x'')^2 l C_n / z_1^2). \quad (4)$$

Після підстановки у формулу (2) формулу (3) отримаємо

$$A_3 = \int_0^{z_1} \frac{(x'')^2 l C_n}{z_1^2} dz_1. \quad (5)$$

Кілька слів про вибір параметра x'' . Він залежить від форми пружини, точніше від кута підйому пружини. Для спрощення розрахунків цей параметр можна представити у вигляді лінійної функції $x''(z_1)$:

$$x''(z_1) = 0.05964 z_1 - 0.3671.$$

Підставивши цю формулу у формулу (5) отримаємо

$$A_3 = C_n l (0.00357 z_1 - 0.13476 (1/z_1)). \quad (6)$$

Переміщення кінців плоскої пружини z_2 можна виразити через прогин цієї пружини z_1 . Тобто

$$z_2 = L - D l(z_1),$$

де L - відстань між опорами плоскої пружини; $D l(z_1) = h''/x''(z_1 - H)$ - функція зміни довжини l плоскої пружини від зміни прогину z_1 ; H - висота ненавантаженої пружини; $h'' = 1 - 0.082 z_1$ - числове значення координати в будь-якій точці періодичної кривої, яке залежить від форми плоскої пружини і береться із діаграм і таблиць пружних параметрів.

Маємо

$$z_2 = L - \frac{1 - 0.082z_1}{0.05964z_1 - 0.3671}(z_1 - H), \quad (7)$$

Після підстановки у формулу (1) значень A_1 , A_2 , A_3 і формули (7) отримаємо

$$\frac{mV_o^2}{2} = \frac{C_{oz}Z_m^2}{2} + C_n l \left(0,00357z_1 - 0,13476 \frac{1}{z_1} \right) + F_T \left(L - \frac{1 - 0.082z_1}{0.05964z_1 - 0.3671}(z_1 - H) \right). \quad (8)$$

Зв'язок між параметрами системи ударозахисту і максимальним прискоренням руху тіла встановлює формула

$$z_1 = Z_m - D, \quad (9)$$

де D - зазор між тілом і демпфером сухого тертя (плоскою пружиною) - вибирається таким, щоб при відсутності ударів був відсутнім дотик демпферів і встановленого на віброізоляторах тіла.

Прийнявши, що $(n_{1z})^2 = C_{oz}/m$, $n_2^2 = C_n/m$, $k = F_T/mg$ отримаємо:

$$V_o^2 = (n_{1z})^2 Z_m^2 + 2n_2^2 l \left(0,00357(Z_m - D) - 0,13476 \frac{1}{Z_m - D} \right) + 2gk \left(L - \frac{1 - 0.082(Z_m - D)}{0.05964(Z_m - D) - 0.3671}((Z_m - D) - H) \right). \quad (10)$$

Наприклад, на рис.3 зображена залежність зміни робіт A_1 , A_2 і A_3 від зміни прискорення руху тіла при ударі. Цей рисунок побудований на основі значень: $C_n = 21,3$ кг/см; $C_{oz} = 213,294$ кг/см; $H = 11,5$ мм; $Z_m = 5$ мм; $F_T = 46$ Н; $W_m = 0...250g$; $D = 0,15$ мм; $l = 70$ мм; $L = 67,5$ мм, що були підставлені до перетворених формул знаходження робіт A_1 , A_2 і A_3 . По рисунку видно, що формула (10) справедлива при прискореннях до 30g. При прискореннях, що більші 30g роботами A_2 і A_3 , тобто впливом сили сухого тертя і жорсткістю плоскої пружини C_n , можна знехтувати, через їх малу величину. Враховуючи співвідношення $W_m \approx n^2 Z_m$ частота власних коливань системи віброзахисту

набуває вигляду $n_{1z} = \frac{gr_m}{V_o}$, де $r_m = \frac{W_m}{g}$ - максимальне перевантаження.

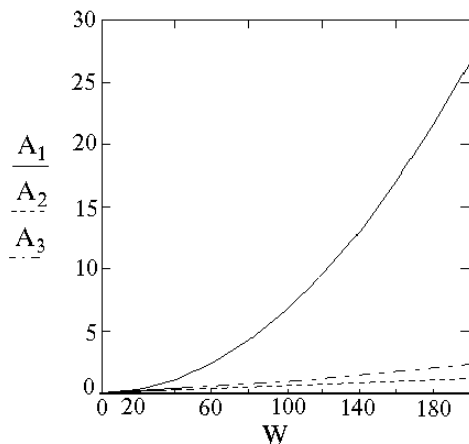


Рис.3. Залежність зміни робіт A_1 , A_2 і A_3 від зміни прискорення руху тіла при ударі

де $a = \frac{n^2}{n^2 - w^2}$ - амплітуда відносного зміщення, n - частота коливань тіла.

Максимальне зміщення при ударі дорівнює $Z_m = ((r_m - k)g)/n_{1z}^2$.

Розглянемо тепер вплив вібрації, припускаючи, що переміщення основи відбувається за законом $x = x_0 \sin wt$. Оскільки вібраційні коливання відбуваються в межах зазору Δ , то рівняння руху тіла можна записати у формі $x'' + n_{1z}^2 x = -W_{oc} = -x''$, де x'' - відносне зміщення.

Амплітуда прискорення руху тіла дорівнює

$$W_{ZTA} = (W_{oc} + x'') = (x_0 + a)w^2,$$

Так як $a \leq D$, то розглянемо найгірший випадок, коли $a = D$, тобто $W_{ZTA}^{\max} = (x_0 + D)w^2$. При цьому припускаємо, що взаємодія тіла і плоскої пружини в момент їх контакту є абсолютно не пружною, тобто відсутній відскік. Таким чином, при наявності обмежувального упору абсолютне прискорення тіла буде обмеженим навіть при резонансі. Відзначимо, що прискорення $W_{ZTA}^{\max}$ може бути записане виходячи із рівняння у формі $W_{ZTA}^{\max} = n_{1Z}^2 D$. Якісна залежність прискорення руху тіла від частоти представлена на рис.4.

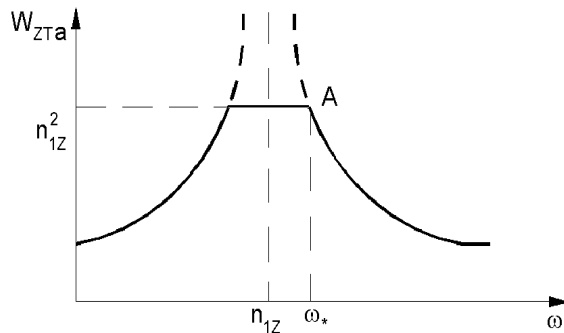


Рис.4. Залежність прискорення руху тіла від частоти

Максимальне значення коефіцієнта підсилювання дорівнює

$$r = \frac{W_{ZTA}}{W_{ZA}} = 1 + \frac{D}{x_0}.$$

В системах віброзахисту з сухим тертям ефект віброзахисту має місце на частотах, що перевищують в $\sqrt{2}$ рази частоту власних коливань системи віброзахисту. Тому зазор D доцільно вибирати таким чином, щоб виконувалася умова

$w_* = \sqrt{2}n_{1Z}$ (рис. 4). Збільшення D недоцільне, так як це веде до збільшення максимального віброприскорення руху тіла. Зменшення - також недоцільне, так як при цьому збільшується довжина ділянки, де постійне прискорення W_{ZTA} , а значить, розширюється зона, в якій відсутній ефект віброзахисту. Тому припускаючи, що $w_* = \sqrt{2}n_{1Z}$, із співвідношення $W_{ZA*} (n^2 / (n_{1Z}^2 - w_*^2)) = n^2 D_*$ знаходимо $D_* = W_{ZA} / n_{1Z}^2$, де W_{ZA*} - значення прискорення руху основи на частоті w_* .

Тобто Δ_* є теоретичний зазор між тілом і демпфером сухого тертя (плоскою пружиною). Приймаючи, що $w_{ZA} = 1,7g$; $n_{1Z} = 47,6 \approx 48$ Гц; $w_* = 80$ Гц, знаходимо $Z_m = 0,1$ мм. Отже, коливання дійсно мають місце у районі зазору $D = 0,15$ мм.

Висновки:

Створена система ударо- і віброзахисту дозволяє зменшувати ударні навантаження в 8 разів, а віброприскорення зменшує в 1,7 рази при цьому відсутня статична зона застою поблизу положення рівноваги так як коливання тіла відбувається в зазорі 0,1 мм.

Перспективи розвитку у даному напрямку: нову систему ударо- і віброзахисту доцільно використовувати в навігаційних комплексах літальних апаратів.

Список літератури: 1. Андреева Л.Е., Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов - М.: Машиностроение. 1980. - 326 с. 2. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. -М. "Наука". 1966. - 317 с. 3. Попов Е.П. Теория и расчет гибких упругих стержней. - М. "Наука". Гл.ред. физ.-мат. лит., 1986. - 385 с. 4. Безвесільна О.М., Киричук Ю.В., Рижков Л.М., Янкелевич Г.Є. Віброізолятор. Авторське свідоцтво на винахід №96104037 від 24.10.97. – 3 с. Іл.: Опубл. 30.06.98. Бюл. №3.

Поступила в редколлегию 21.02.2011

О.Г. КРИВОКОНЬ, канд. філ. наук, доц., НТУ «ХПІ»

ЗНАЧЕННЯ ДОРОБОК В.М. БОЛТИНСЬКОГО В АСПЕКТІ РОЗВИТКУ ВІТЧИЗНЯНОГО ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

У статті розглянуто монографію В.М. Болтинського «Робота тракторного двигуна при несталому навантаженні», проаналізовано основні ідеї, викладені в ній в аспекті використання для розвитку сучасного тракторобудування.

Ключові слова: тракторобудування, сільське господарство, робота тракторного двигуна, нестале навантаження, коливання.

В статье рассмотрено монографию В.Н. Болтинского «Работа тракторного двигателя при непостоянных нагрузках», проанализировано основные идеи, содержащиеся в ней в аспекте применимости для развития современного тракторостроения.

Ключевые слова: тракторостроение, сельское хозяйство, работа тракторного двигателя, непостоянная нагрузка, колебания.

The article considers monograph of V.N. Boltinskyi «The work of the tractor engine at the non-permanent loads», the main ideas contained in it are analyzed in the aspect of validity for the development of a modern tractor.

Key words: tractor industry, agriculture, operation of the tractor engine, non-permanent loads, vibrations.

1. Вступ

Зароджене ще на початку 20-го сторіччя тракторобудування в СРСР завжди лишалося одною з пріоритетних галузей економіки. Завдяки цьому багато науковців приділяли багато уваги дослідженням сільськогосподарської техніки. Одним з найвідоміших діячів цієї сфери можна вважати В.М. Болтинського, який перший підняв питання стосовно роботи тракторного двигуна при несталому навантаженні.

Це питання тривожить науковців і в наш час, тому основними завданнями статті можна визначити наступні:

1. проаналізувати доробки В.М. Болтинського,
2. вивчити методи покращення роботи тракторного двигуна
3. зробити висновки стосовно використання нових технологій у тракторобудуванні.

2. Теоретичний аналіз проблеми

Аналізом наукових праць В.М. Болтинського займалося багато вчених, насамперед, його учнів. Серед них такі відомі постаті як А. М. Гуревич, І. К. Кипшакбаев, А. Г. Сахаров, А. К. Юлдашев, В. С. Малащенко, А. К. Тургієв, Б. М. Беляєв, Ю. А. Тітов, Г.М. Кутьков та інші.

У результаті досліджень роботи тракторного двигуна в реальних умовах експлуатації В.М. Болтинський нагромадив великий обсяг матеріалу, який виклав у науковій монографії «Робота тракторного двигуна при несталому навантаженні» [1]. Ця робота стала продовженням і розвитком вчення В.П. Горячкіна про землеробську механіку й теорії трактора, розробленої Д.К.

Карельських і Е.Д. Львовим. Формування наукових поглядів В.М. Болтинського проходило під впливом саме цих чудових вчених, працюючи з якими пліч-о-пліч, він починав свою інженерну діяльність. Із вчення про землеробську механіку Василь Миколайович запозичив ідею про необхідність дослідження показників роботи двигуна в конкретних умовах його роботи, які характеризувалися змінним навантаженням. Класична теорія розглядає двигун внутрішнього згоряння як самостійну машину без обліку конкретних умов її роботи, зокрема, без обліку впливу коливань навантаження. Від Д. К. Карельських і Е. Д. Львова Василь Миколайович сприйняв розуміння того, що двигун — це органічний елемент трактора. Тому робота В. М. Болтинського є розвитком прикладної частини теорії ДВС. Саме в цьому полягають її пріоритет і значимість для науки й практики.

У вступі до монографії автор приводить конкретні положення із книги В. П. Горячкіна «Теорія маси й швидкостей сільськогосподарських машин і знарядь», якими він керувався:

«Основне завдання теорії маси сільськогосподарських машин і знарядь — визначити достатню і необхідну величину маси робочих органів знаряддя й двигуна з метою вмістити, можливо, більше механічної енергії в одиницю маси...»;

«... для сільськогосподарських машин і знарядь повинні існувати деякі граничні розміри по масі й швидкостям. Надлишок маси пошук або навіть шкідливий а, з іншого боку, недолік її також неприпустимий»;

«... необхідно зв'язати масу й швидкість робочих органів не тільки з характером роботи, але й з характеристикою двигуна».

Виходячи із цих положень засновника землеробської механіки, В. М. Болтинський ставить однією з основних задач встановлення зв'язків між умовами роботи (характером навантаження) і параметрами двигуна і МТА. Він робить спробу визначити залежність між характером динамічного навантаження в реальних умовах експлуатації і приведеним моментом інерції машинно-тракторного агрегату або моментом інерції маховика тракторного двигуна. Досліджує вплив параметрів регулятора швидкості мотора на показники роботи двигуна й знаходить зв'язок між приведеним моментом інерції МТА та ступенем нечутливості регулятора при роботі двигуна зі змінним навантаженням. У зв'язку з цим розглянув вплив регуляторної характеристики на показники роботи двигуна при несталому навантаженні.

Керуючись суворим методичним підходом, В. М. Болтинський поставив питання до основи дослідження про характер зміни навантаження на двигун при роботі трактора в складі МТА на виконанні сільськогосподарських операцій. У якості показника навантаження аналізується момент опору на валу двигуна, що включає в себе наступні складові моменти від сил:

- опору коливань МТА;
- тягового опору;
- опору підйому;
- інерції;
- тертя.

Внаслідок безперервної зміни перерахованих компонентів робота МТА супроводжується безперервною зміною моменту опору (рис 1). Аналізу причин зміни цих компонентів присвячений окремий розділ монографії. У ньому описані закономірності їх зміни, показники, що встановлюють кількісні характеристики змін моменту опору на валу двигуна. Із застереженням про деяку погрішність момент опору розглядається як ланцюг безперервно діючих одна за іншу синусоїд з різними амплітудою й частотою. Уперше запропонована зміна моменту опору двигуна кількісно оцінювати ступенем нерівномірності

$$d = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{cp}}$$

При цьому рекомендується враховувати також період коливань моменту опору, який може змінюватися в широких межах. Пропонується поняття середнього значення тимчасово зростаючого $M_{cp.з}$ та спостережуваного довгостроково $M_{cp.д.}$. Їхнє співвідношення:

$$v = M_{cp.з.}/M_{cp.д.}$$

В. М. Болтинський назвав коефіцієнтом можливого перевантаження двигуна.

У монографії наведена неймовірно велика кількість даних про моменти інерції основних обертових деталей двигуна, трансмісії, ходової системи окремо, двигуна, трактора, деяких сільськогосподарських машин і МТА в цілому, про передачі, про десять моделей тракторів. Обсяг виконаної роботи слід оцінити як дуже великий навіть для сучасних можливостей з використанням ЕОМ.

Аналізуючи співвідношення параметрів навантаження та режиму роботи МТА, В.М. Болтинський доходить висновку зокрема про те, що найбільш несприятливою для тракторного двигуна є робота на нижній передачі при високому тяговому навантаженні. Цьому режиму відповідає найменший приведений момент інерції МТА, а амплітуда й період коливань навантаження приймають максимальні значення.

Автор докладно аналізує регуляторну характеристику двигуна, висловлює обґрунтовані пропозиції по її поліпшенню. Однієї з найбільш важливих є рекомендації з характеру протікання її коректорної ділянки, яка зводиться до наступного.

Переростання регуляторної ділянки в коректорну повинне бути плавним і поступово переходити із крутого в полого протікання.

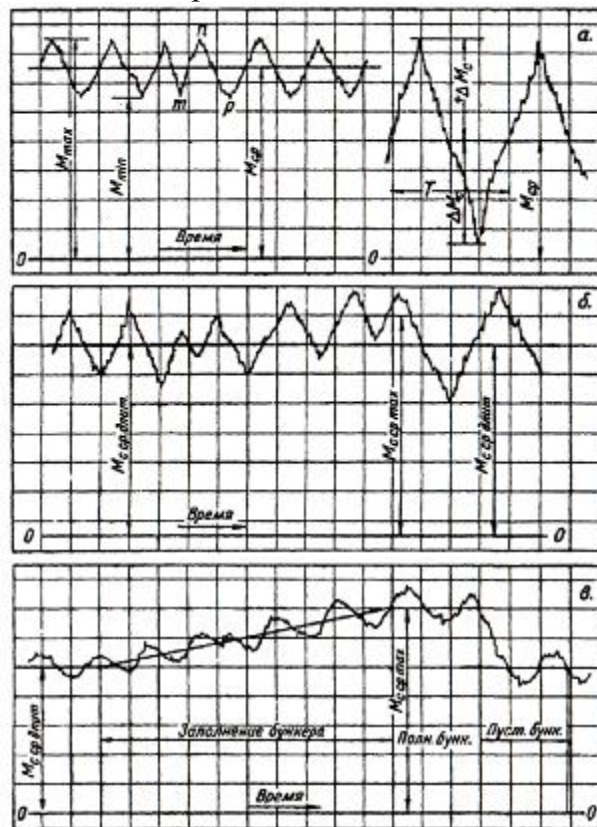


Рис.1. Характер зміни одного з компонентів моменту опору двигуна по В. М. Болтинському

При цьому співвідношення максимального та номінального крутячого моменту повинне бути достатнім для подолання короточасних підвищень навантаження.

Основна рекомендація з експлуатації полягає в тому, щоб при формуванні машинно-тракторного агрегату витримати певне співвідношення між середнім моментом опору, створюваним МТА, і номінальним крутящим моментом двигуна по регуляторній характеристиці. Знаряддя або сільгоспмашину слід підбирати таким чином, щоб створюваний нею момент опору був трохи менше номінального моменту двигуна. У цьому випадку показники МТА будуть знижуватися внаслідок змінного характеру навантаження менше в порівнянні з випадком, коли двигун завантажувався б моментом опору, рівним номінальному моменту двигуна. Виникаючи при цьому недовантаження двигуна В. М. Болтинський запропонував урахувати коефіцієнтом можливого завантаження тракторного двигуна, який був включений у нормативну документацію. На орних роботах найменше значення зниження навантаження тракторів передбачалося в розмірі 9%, на просапних — 7%. Так у нормативних документах розрахунків виробітки одержала офіційне визнання недосконалість тягово-динамічних властивостей тракторів.

Новим у роботі В. М. Болтинського є регуляторна характеристика при впливі на двигун змінного моменту опору, яка на нелінійній ділянці протікає інакше в порівнянні з характеристикою, одержуваної звичайними гальмовими випробуваннями (рис. 2). Згодом така регуляторна характеристика названа динамічною регуляторною характеристикою. Але першим її одержав В.М. Болтинський, і саме вона стала основою тягово-динамічної характеристики трактора.

Велику увагу В. М. Болтинський надавав ступеневі нечутливості регулятора й співвідношенню між цим його параметром, інтенсивністю коливань моменту опору і моментом інерції маховика двигуна.

Автор вважає, що з метою зниження впливу коливань навантаження на показники роботи двигуна необхідно, щоб амплітуда коливань кутової швидкості вала двигуна була б зменшена маховиком до значень, відповідних до порога нечутливості регулятора швидкості двигуна. Виходячи із цього, запропонована аналітична залежність для розрахунків моменту інерції маховика двигуна сільськогосподарського трактора:

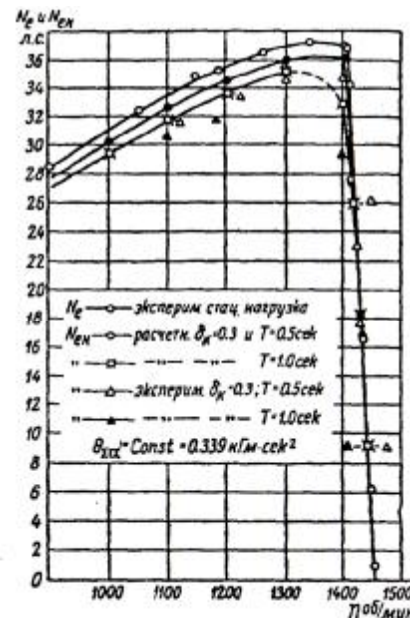


Рис.2. Характеристики дизеля Д-35 при роботі зі стаціонарним і несталим навантаженням, побудовані за експериментальними й розрахунковими даними В. М. Болтинського

$$\theta \Sigma a = \frac{2 M \sigma \delta k}{\epsilon \omega r m}$$

де $\theta \Sigma a$ — момент інерції МТА, приведений до вала двигуна;

δk — ступінь нерівномірності моменту опору;

ωr — кутова швидкість вала регулятора;

ϵr — ступінь нерівномірності регулятора;

m — величина, рівна $2\pi T/T$ (T — період зміни моменту опору двигуна).

Монографія В. М. Болтинського була опублікована напередодні бурхливого сплеску галузевої науки в 60-і роки, причиною якого був розвиток прикладних розділів фундаментальної науки й найбільшого економічного розквіту держави за весь період радянської влади.

У розглянутий період в науку про трактори стали впроваджуватися теорія ймовірностей і теорія випадкових функцій, з'явилися перші ЕОМ. З їхнім використанням коливання тягового опору сільгоспмашини, кістяка трактора, напрямку його руху стали вивчати як випадкові функції, а трактор — як динамічну систему, що складається з окремих ланок та оснащена регулятором швидкості. На основі комбінації теорії випадкових функцій і теорії регулювання одержали широкий розвиток і поширення методи математичного й електронного моделювання випадкових динамічних процесів для вивчення тягової динаміки, плавності ходу трактора й тракторних показників МТА.

У цей же час у практику досліджень увійшло тензометрування — вимірювання неелектричних величин електричним методом з реєстрацією миттєвих значень показників у функції часу на стрічці осцилографа. Стало можливим експериментально одержувати реалізації випадкових функцій та їх статистичні характеристики, перевіряти адекватність математичної моделі фізичною, вимірювати навантаження на окремих деталях при роботі трактора в реальних умовах експлуатації, що було зовсім не доступно колись.

Відкрилася можливість вимірювання миттєвих значень моменту й сили в різних місцях трансмісії: крутячого моменту на провідному й веденому валах муфти зчеплення, на півосях і причіпному спорядженні трактора. У комбінації з вимірюванням переміщення рейки паливного насоса це дозволило скласти повну картину енергетичного балансу та динаміки сталого і несталого руху трактора.

Дослідження В. М. Болтинського в комбінації з розвитком прикладних розділів кібернетики відкрили новий етап у розвитку науки про трактор. Були розроблені методи, за допомогою яких коливання, що неминуче супроводжують роботу трактора та розглядалися раніше як прикра перешкода при випробуваннях, стали вивчати з позицій шкідливого впливу їх на його експлуатаційні показники та розробляти заходи конструктивного і експлуатаційного характеру, що запобігають або знижують цей вплив. Розділ тягового й енергетичного балансу став розглядатися в теорії трактора на рівні динаміки.

З розвитком теорії ймовірностей гармонійний закон зміни навантаження на двигун замінили випадковою функцією, але це було вже розвитком вчення В.М. Болтинського. Описані вченим об'єктивні закономірності фізичних процесів, що

визначають коливання моменту опору, усі висновки й рекомендації з підвищення показників роботи двигуна при роботі зі змінним навантаженням зберігають свою актуальність і в цей час.

Розвиток ідей В. М. Болтинського з аналізом впливу коливань навантаження й інших параметрів на тягово-енергетичні показники трактора, узагальнення й систематизація відомостей про тягову динаміку трактора виконані в монографії [2]. Трактор уперше розглянутий як динамічна система, що полягає з окремих коливальних ланок, піддана впливу не тільки тягового навантаження, але й нерівностей рельєфу, а також керуючим впливом тракториста. У рівняння потужнісного балансу Е. Д. Львова включені нові члени, що відбивають втрати і недовикористання потужності двигуна, викликані змінним характером зовнішніх впливів. Встановлено, що їх частка може досягати половини всіх втрат, що враховуються тяговим ККД. У навчальний посібник [3] по теорії трактора для студентів вузів включений розділ «Тягова динаміка трактора», що має сувору методичну структуру, що й включає в себе наступні глави: аналіз коливальних процесів у тракторі; аналіз зовнішніх впливів на трактор як на динамічну систему; взаємозв'язок динамічних процесів у тракторі; вплив коливань навантаження на показники роботи трактора; розгін трактора; тягово-динамічні випробування трактора.

В основі цього нового розділу теорії трактора лежать дослідження В. М. Болтинського про вплив змінного навантаження на показники роботи тракторного двигуна.

3. Висновок

Таким чином, проаналізувавши монографію В.М. Болтинського «Робота тракторного двигуна при несталому навантаженні», ми дійшли до висновку, що проблеми, розкриті в ній, є досить актуальними у наш час. Сучасні розробки тракторобудування мають не тільки опиратися на досвід попередників, але й використовувати його задля модернізації машин.

Список літератури: 1. Болтинський, В. М. Робота тракторного двигуна при несталому навантаженні / В. М. Болтинський. - М.: Огиз-Сельхозгиз, 1949. - 216 с. 2. Кутьков, Г. М. Тягова динаміка трактора / Г. М. Кутьков. - М.: Машинобудування, 1980. - 216 с. 3. Кутьков Г. М. Теорія трактора й автомобіля / Г. М. Кутьков. - М.: Колосся, 1996.- 287 с.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 004.942, 57.087

Н. В. ВОЛОШИН, препод., цикловая комиссия программирования,
Черкасский государственный бизнес-колледж

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗРАЧКА В АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ИРИДОДИАГНОСТИКИ

В статье сформированы методы выявления зрачка глаза в автоматических системах иридодиагностики на основе метода AdaBoost с последующим уточнением внутренней границы ириса методом Daugman.

Ключевые слова: распознавания ириса, идентификация, AdaBoost, Daugman.

У статті сформовані методи виявлення зіниці ока в автоматичних системах іридодіагностики на основі методу AdaBoost з наступним уточненням внутрішнього кордону ірису методом Daugman

Ключові слова: розпізнавання ірису, ідентифікація, AdaBoost, Daugman.

Methods of identifying eye's pupil in automatic system of iris diagnostic which is based on AdaBoost with refinement of the inner boundary of iris by Daugman's method are formed in the article.

Keywords: iris recognition, identification, AdaBoost, Daugman.

1. Введение

Проанализировав существующие на рынке программы иридодиагностики, можно сделать вывод, что это обычные графические редакторы с ручными введением данных наблюдения в систему и с экспертной подсистемой. Это и неудивительно, так как эти системы начали свое существование еще в конце 90-х годов, а некоторые ещё раньше (ESID – 1989-91 гг.).

Потому сегодня создавать «графический редактор» с расширенными в сфере иридодиагностики функциями – нецелесообразно и невыгодно, так как такое ПО будет актуально на протяжении определенного периода времени и его использование будет ограниченным. Сложность создания экспертной системы состоит в реализации базы знаний, а точнее заполнение ее необходимыми знаниями.

2. Выделение проблемы и формулировка целей и задач

Сегодня целесообразным будет создание не просто «графического редактора» с несколько расширенными возможностями, а полноценного автоматизированного рабочего места иридолога, которое будет включать, помимо «стандартных» функций иридологического ПО, некоторые элементы позволяющие автоматизировать и улучшить работу данного специалиста.

Прежде чем работать с радужной оболочкой нужно ее выделить. Этапы определения радужной оболочки:

1. Найти зрачок (внутренняя часть радужки)
2. Найти границу радужки и белка (внешняя часть радужки)

3. Найти верхнее и нижнее веко.

После того как будут проделаны эти действия можно будет приступать к работе с изображением – искать иридопризнаки, определять конституцию человека, ставить диагноз и т.д.

3. Основное исследование

На сегодняшний момент существует достаточное количество методов, которые так или иначе идентифицируют ирис (в дальнейшем будет использоваться именно этот термин для обозначения радужной оболочки, так как именно этот термин широко используется в биометрии – “iris”). Определение или выделения зрачка наиболее часто используется для наблюдения за вертикальным или горизонтальным положением глаза. Большинство из начальных систем выделения зрачка используют слишком упрощающие предположения, что зрачок представляет собой круг и его центр можно рассчитывать как пересечение соответствующих горизонтали и вертикали. На практике, даже круглый зрачок принимает эллиптические отражение при нецентральном положении глаза. D.Zhu, S.T.Moore и T.Raphan предложили использовать криволинейные характеристики контура зрачка и уместить их в эллипс [1]. Большинство из предложенных на сегодняшний день методов определения зрачка глаз не предусматривают использование помехоустойчивых алгоритмов.

Некоторые методы, например Wildes, используют специальное оборудование для захвата изображения, чтобы полученное изображение глаза было высокого разрешения, с хорошей контрастностью, освещением (при этом человек, которого снимают, не должна испытывать дискомфорта от слишком яркой вспышки), и отцентрировано (радужка должна находиться в центре изображения). Кроме того, система камер должна быть неинвазивная, то есть не заставляя человека сесть в определенную позу на фиксированном расстоянии от камеры при специальном освещении. Для этого Wildes предлагает специальную систему камер.

Иногда, кроме снимка в видимом диапазоне, делается дополнительный снимок инфракрасной камерой.

Для того, чтобы отделить ирис от остальных деталей на изображении, в простейшем случае можно использовать выделение краев (путем анализа первой производной) и последующую аппроксимацию границ радужки простыми геометрическими объектами. Так, окружность зрачка и внешнюю границу радужки можно найти с помощью преобразования Хафа (Hough transform). Другие методы дополнительно определяют границу радужки и зрачка двумя параблами, как Wildes, или просто отрезают те части картинки, которые не относятся к радужке глаза, как Daugman, Ma.

Если для захвата изображения не было использовано специальную аппаратуру, может потребоваться предварительное подавление нежелательных эффектов, таких как отблеск внутри зрачка от вспышки или другого яркого источника света, если эти артефакты мешают корректной работе алгоритма выделения радужки.

Для определения зрачка предлагается использовать метод усиления простых классификаторов, который называется AdaBoost [2], [3]. Усиление простых классификаторов – подход к решению задачи классификации, путём

комбинирования примитивных «слабых» классификаторов в один «сильный». Под «силой» классификатора в данном случае понимают эффективность (качество) решения задачи классификации. Слабый классификатор имеет вид:

$$h(x, f, p, \Theta) = \begin{cases} 1, & pf(x) < p\Theta \\ 0, & \text{иначе} \end{cases}$$

где f – признак, p – полярность, которая указывает направление неровности, Θ – пороговое значение.

Финальный сильный классификатор можно записать в виде:

$$C(x) = \begin{cases} 1, & \sum_{t=1}^T a_t h_t(x) \geq \frac{1}{2} \sum_{t=1}^T a_t \\ 0, & \text{иначе} \end{cases}$$

Результаты применения этого алгоритма к изображению глаза показаны на рис. 1.

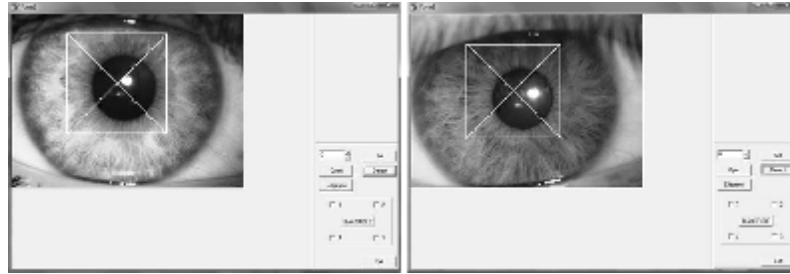


Рис. 1. Применение алгоритма AdaBoost к изображению глаза

Как видно из рис. 1 метод AdaBoost выдает координаты зрачка стабильно и безошибочно, но точность результатов невысокая. Это связано с тем, что данный метод преимущественно применяется для распознавания и описания плоских примитивов, анализа движения и отслеживание объектов, обнаружения объектов на изображении и т.д [2]. То есть применяется в тех случаях, когда необходима стабильная и быстрая работа, а к точности результатов требования не жёсткие [3]. Для повышения точности нахождения внутренней границы ириса предлагается уточнять края с помощью видеоизменённого (усовершенствованного варианта) метода Daugman [4]. В оригинальном методе Daugman локализация центра зрачка и радужки определяется по таким формулам:

$$X = \arg \max_x \left(\sum_y \min(I(x, y)) \right)$$

$$Y = \arg \max_y \left(\sum_x \min(I(x, y)) \right)$$

Данный метод не является достаточно точным, так как в качестве центра может быть ошибочно выбран шум. Потому для нахождения зрачка в работе использован метод AdaBoost [3]. При поиске границы, в оригинальном методе Daugman, ведется интегрирование по всему круговому контуру:

$$\max_{r, x_0, y_0} \left| \frac{\partial}{\partial r} G_s(r) * \oint_{r, x_0, y_0} \frac{I(x, y)}{2pr} ds \right|$$

В рассматриваемом примере интегрирование проводилось не по всему круговому контуру, а только по его части соответствующей боковым частям ириса. В итоге получаем изображение, которое представлено на рис. 2.

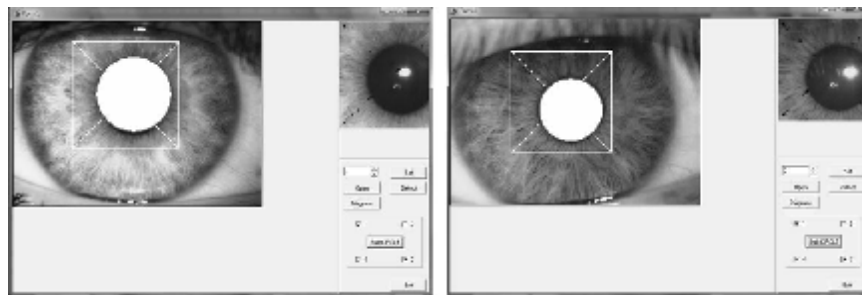


Рис. 2. Уточнение границы зрачка методом Daugman

4. Выводы

В данной работе приводится решение научной задачи компьютерной идентификации зрачка на основании анализа фронтального изображения глаза. Проведенный анализ состояния проблемы компьютерной идентификации радужки показал, что в настоящее время для решения задач автоматического обнаружения и распознавания не выработано единого и надежного подхода. Для дальнейшего развития и исследований избраны следующие методы решения поставленной задачи, которая разделяется на два последовательных этапа – предварительное обнаружения зрачка методом AdaBoost и уточнение границ методом Daugman. В дальнейшем для поиска внешней границы ириса и прикрывающего нижнего и верхнего века планируется использовать аналогичные алгоритмы.

Предложенные в работе методы реализованы в программном продукте, который осуществляет поиск зрачка на изображении глаза. Данный программный продукт является частью автоматического рабочего места иридолога.

Список литературы: 1. Zhu D., Moore S.T. and Raphan T. Robust pupil center detection using a curvature algorithm // Computer methods and programs in biomedicine. – 1999. – Vol. 59. – №3. – pp. 145–157. 2. Кузьмук В.В., Волошин М.В. Визначення впливу моделі опису об'єкта на достовірність його ідентифікації в системах комп'ютерного зору // МЕЕС'10 – 2010. – с. 69-72. 3. Волошин М.В. Моделі опису об'єкта та достовірність ідентифікації в системах комп'ютерного зору // ЕЕ JET. – 2010. – №4/7 (46) – с. 56-63. 4. John Daugman, High Confidence Visual Recognition of Persons by a Test of Statistical Independence // IEEE Transaction on Pattern Analysis and Machine Intelligence, vol. 15, no. 11, p. 1148–1161, November 1993.

Поступила в редколлегию 23.02.2011

УДК 621.3.078.3

В. С. СУЗДАЛЬ, докт. техн. наук, вед. науч. сотр., Институт
сцинтилляционных материалов НАН Украины, г. Харьков

Ю.М. ЕПИФАНОВ, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Институт
сцинтилляционных материалов НАН Украины, г. Харьков

МОДАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ВЫРАЩИВАНИЕМ КРУПНОГАБАРИТНЫХ МОНОКРИСТАЛЛОВ

Для кристалізації великогабаритних монокристалів проведений синтез системи модального керування з регулятором низького порядку, яка забезпечує робастну стійкість і необхідну якість керування.

Ключові слова: великогабаритний монокристал, метод Чохральського, синтез регулятора, модальне керування, робастна стійкість.

Для кристаллизации крупногабаритных монокристаллов проведен синтез системы модального управления с регулятором низкого порядка, которая обеспечивает робастную устойчивость и требуемое качество управления.

Ключевые слова: крупногабаритный монокристалл, метод Чохральского, синтез регулятора, модальное управление, робастная устойчивость.

The synthesis of modal control system with low-order controller for crystallization of large size single crystals, have been proposed. This system gives the robust stability and quality of control.

Key words: the large size, the single crystal, Czochralski method, the synthesis of controller, the robust stability.

1. Введение

Крупногабаритные щелочногалоидные монокристаллы (ЩГК) выращивают в промышленности методом Чохральского на установках типа «РОСТ», в которых для оценки диаметра растущего кристалла применяют метод измерения падения уровня расплава в результате быстрого дискретного подъема кристалла из расплава на малую величину [1]. Известно, что в процессе выращивания ЩГК, сопровождаемом заменой расплава кристаллизуемой средой и перераспределением масс расплава и кристалла в рабочем пространстве ростовой установки, изменяются все характеристики теплового поля – значения температур расплава и кристалла, параметры теплопереноса, положение фронта кристаллизации и величина градиента температуры в области фронта кристаллизации, т.е. процесс кристаллизации является нестационарным.

Исследования процесса кристаллизации крупногабаритных ЩГК показывают, что этот процесс можно условно разбить на несколько интервалов, в пределах которых его тепловые условия являются квазистационарными. В этом случае задачу управления нестационарным процессом можно свести к управлению объектом с неопределенностью. Проектируемая система управления должна обеспечивать приемлемое качество переходных процессов, необходимую точность и грубость (робастность) к неопределенности модели объекта управления (ОУ). Следовательно, решение задачи высококачественного управления процессом кристаллизации ЩГК следует искать, во-первых, в классе робастных систем управления и, во-вторых, в классе систем модального управления, которые на интервале выращивания обеспечат устойчивость и высокое качество управления. Решение этой задачи проведено на основе синтеза стабилизирующего регулятора H_{∞} -методом формирования контура [3].

2. Синтез робастного регулятора

Пусть передаточная функция замкнутой системы с объектом управления G и регулятором K_{∞} в обратной связи от всех внешних входов $w = [d_1^T, d_2^T]^T$ к выходам замкнутой системы $z = [y^T, u^T]^T$ определяется выражением

$$T_{wz}(G_s K_\infty) = \begin{bmatrix} (I - G_s K_\infty)^{-1} & (I - G_s K_\infty)^{-1} G_s \\ K_\infty (I - G_s K_\infty)^{-1} & K_\infty (I - G_s K_\infty)^{-1} G_s \end{bmatrix},$$

где y – выход объекта управления G , u – управление, которое формируется регулятором K_∞ , $G_s = W_2 G W_1$ – обобщенный объект управления с формирующими функциями W_1 и W_2 , которые используются в методе формирования контура для задания АЧХ разомкнутого контура.

Математическая постановка задачи синтеза регулятора $K(s)$ формулируется как задача H_∞ - оптимизации, т.е. для стандартного объекта управления и формирующих функций $W_1(s)$ и $W_2(s)$ необходимо синтезировать регулятор $K(s)$ в виде обратной связи по измеряемому выходу $u(s) = K(s)y(s)$, обеспечивающий минимально возможное значение g для H_∞ - нормы передаточной функции замкнутой системы T_{wz}

$$\|T_{wz}(G_s K_\infty)\|_\infty = g_{\min}.$$

Задача H_∞ - оптимизации решается для обобщенного объекта G_s , при этом определяется величина максимального запаса робастной устойчивости $e_{\max} = g_{\min}^{-1}$. Базисом для H_∞ - формирования контура является тот факт, что K_∞ не модифицирует желаемую форму контура существенным образом на низких и высоких частотах, если достигнутая $e_{\max}$ является достаточно малой величиной. Если величина максимального запаса робастной устойчивости $e_{\max} < 0.5$, то искомый регулятор определяется в виде $K(s) = W_1(s)K_\infty(s)W_2(s)$.

Неструктурная неопределенность возмущенного объекта с передаточной функцией $G(s)$ относительно номинального объекта $G_n(s)$ определялась в виде мультипликативной неопределенности

$$UNm_n(s) = (G(s) - G_n(s)) / G_n(s) \quad (1)$$

при $\|UNm(s)\|_\infty < \infty$. Для выбора интервала управления выращиванием ЦГК использовался робастный критерий устойчивости в виде

$$|UNm(s)| < \left| 1 + \frac{1}{K(s)G(s)} \right|. \quad (2)$$

Известно, что характер переходных процессов в системе определяется расположением корней s_i ее характеристического полинома. В работе [4] рассматривается задача синтеза H_∞ - оптимального регулятора с расположением полюсов замкнутой системы в ограниченной выпуклой области на комплексной плоскости s . Требования к расположению полюсов передаточной функции замкнутой системы в некоторой области на комплексной плоскости позволяют для систем управления кристаллизацией задавать: ограничения на быстродействие, которое может быть оценено по степени устойчивости (абсолютной величине действительной части ближайшего к мнимой оси корня);

запас устойчивости, который может быть оценен по колебательности (максимальному отношению мнимой части корня к его действительной части) или параметру затухания (коэффициенту демпфирования); максимальную

угловую частоту собственных колебаний системы (максимальную абсолютную величину мнимой части корня).

Для систем управления выращиванием крупногабаритных монокристаллов в качестве области расположения полюсов замкнутой системы на комплексной плоскости был выбран конический сектор с углом j наклона его ребра к действительной оси $Re\ z$ и с вершиной на расстоянии h от мнимой оси $Im\ z$. Размещение полюсов передаточной функции замкнутой системы в этой области гарантирует затухание колебаний переходных процессов не менее h , коэффициент демпфирования – не менее $\chi = \cos j$ (или колебательность – не более $tg j$). Практический опыт выращивания крупногабаритных монокристаллов CsI(Tl) показывает, что система управления должна обеспечивать точность стабилизации диаметра ЩГК до 2%, длительность переходного процесса менее 120 сек, перерегулирование до 15%.

Для интервала выращивания монокристалла CsI(Tl) диаметром 500 мм передаточные функции канала «температура донного нагревателя – диаметр растущего монокристалла» как объекта управления [2]:

$$G_1(s) = (6.868s^2 + 0.06868s)/(s^2 + 0.02819s + 4.404e - 005),$$

$$G_2(s) = (6.464s^3 + 0.1301s^2 + 0.0006628s + 8.17e - 008)/(s^3 + 0.0473s^2 + 0.0006113s + 4.664e - 007),$$

$$G_3(s) = (1.938s^3 + 0.04961s^2 + 0.0004109s + 1.085e - 006)/(s^3 + 0.1056s^2 + 0.001047s - 2.103e - 006).$$

На рис. 1 приведены АЧХ этих ОУ.

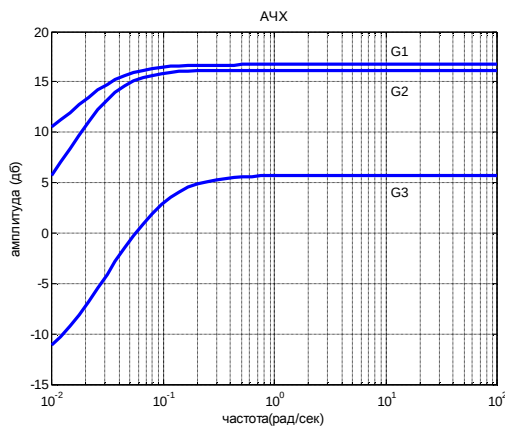


Рис. 1. АЧХ канала «температура донного нагревателя – диаметр монокристалла» для интервала выращивания

Результаты синтеза характеризуют удовлетворительную оценку совместимости требований между качеством переходных процессов и робастной устойчивостью замкнутой системы, а также близость АЧХ обобщенного объекта и разомкнутой системы с синтезированным регулятором полного порядка. На рис. 2 приведены результаты анализа условия робастной устойчивости на

Синтез робастного стабилизирующего регулятора проводился с использованием команд `hinfmix` и `lmiregion` среды MATLAB. Параметры синтеза: префильтр $W_1 = 0.16/(9.1s + 0.01)$, постфильтр $W_2 = 19$, $h = -0.000002$, $j = 50^\circ$. Номинальный объект управления $G_1(s)$.

В результате синтеза получен регулятор $K_\infty(s)$ 3-го порядка при $e_{\max} = 0.1$. Регулятор $K(s)$ 4-го порядка. Замкнутая система управления 6-го порядка.

интервале выращивания, согласно выражению (2), для синтезированного регулятора $K(s)$ 4-го порядка, из которого видно, что возмущенный ОУ $G_2(s)$, $G_3(s)$

(мультипликативная неопределенность UNm_2 , UNm_3 , согласно выражению (1)) близко подходит к границе устойчивости (красная кривая). Поэтому, для дальнейшего управления процессом кристаллизации необходим переход на следующий интервал выращивания и синтез регулятора для нового интервала.

На рис. 3 приведены функции дополнительной чувствительности $T(j\omega)$ системы и функции чувствительности $S(j\omega)$ с регулятором K и номинальным ОУ.

Из рис. 3 следует, что АЧХ функции чувствительности имеют наклон примерно 20 дБ/дек на низких частотах и остаются меньше 0 дБ для частот меньших, чем 10^1 рад/сек без подъема функции чувствительности на более высоких частотах, что характеризует удовлетворительное подавление возмущений на низких частотах и низкую колебательность замкнутой системы. Это очень важно, так как в рассматриваемой системе основное возмущение на низких частотах – это колебания уровня расплава с частотой 1.0-5.0 рад/сек. Анализ $T(j\omega)$ показывает аналогичные результаты: в системе будет обеспечено подавление высокочастотных внешних возмущений, в частности, шумов измерений, высокое демпфирование замкнутой системы.

На рис. 4 приведены переходные характеристики замкнутой системы управления с синтезированным регулятором $K(s)$ 4-го порядка и объектами управления: номинальным $G_1(s)$ и возмущенным $G_3(s)$ (нижняя кривая). Из рис. 4 следует, что на выбранном интервале выращивания длительность переходного процесса изменяется от 5 сек до 100 сек. Это вполне допустимо для управления выращиванием ЦГК.

Синтезированная система управления редуцировалась методом приближения по ганкелевой норме. Использовались функции `sysbal` и `hankmr`. Функция `sysbal` строит сбалансированную реализацию для заданной системы, которая связана с граммианами управляемости и наблюдаемости. Функцией `hankmr` систему

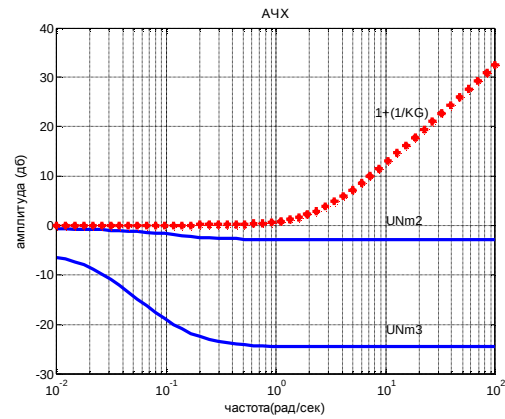


Рис. 2. Анализ условия робастной устойчивости на интервале выращивания для регулятора $K(s)$ 4-го порядка

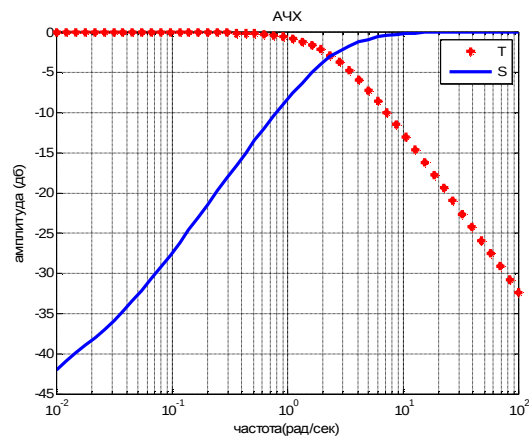


Рис. 3. АЧХ функции дополнительной чувствительности T и функции чувствительности S

полного порядка можно редуцировать до системы, являющейся оптимальным приближением ганкелевой нормы желаемого порядка k . Входным аргументом функции `hankmr` является сбалансированная реализация исходной системы, а также ее ганкелевы сингулярные значения, предварительно найденные с помощью функции `sysbal`. Точность редукции оценивалась максимальным ганкелевым сингулярным числом $s_{\max}$ для разности исходной и редуцированной систем.

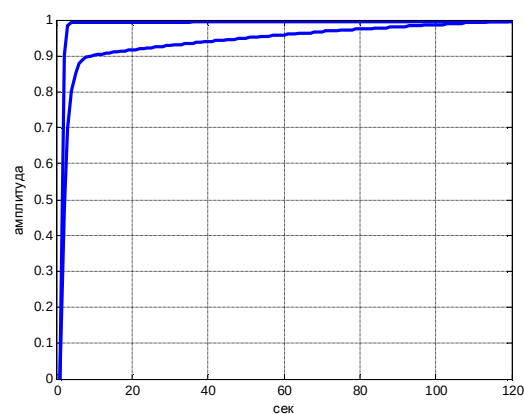


Рис. 4. Переходные характеристики замкнутой системы

Редукция проводилась по функции $T(s)$ и по редуцированной системе восстанавливалась модель регулятора $K(s)$ при условии, что модель ОУ не изменилась. Редуцированная замкнутая система управления 5-го порядка при $s_{\max} = 1.4921e-006$. Ее полюса представлены в таблице.

Таблица
Полюса редуцированной замкнутой системы управления

Real	imagina ry	frequen cy	dampin g
- 3.7464e+004	0.0000e +000	3.7464e +004	1.0000e +000
- 2.4044e+000	0.0000e +000	2.4044e +000	1.0000e +000
- 1.1313e-002	0.0000e +000	1.1313e -002	1.0000e +000
- 5.1535e-003	0.0000e +000	5.1535e -003	1.0000e +000
- 1.4588e-006	0.0000e +000	1.4588e -006	1.0000e +000

Редуцированный регулятор $K(s)$ 3-го порядка

$$K_r = \frac{2.173e - 007s^3 + 0.6643s^2 + 1.302e004s + 84.93}{s^3 + 3.746e004s^2 + 225.8s + 0.2071}.$$

Исследования устойчивости и качества системы управления 5-го порядка с редуцированным регулятором показывают, что временные и частотные характеристики этой системы практически совпадают с характеристиками системы полного порядка.

3. Выводы

Для кристаллизации крупногабаритных монокристаллов проведен синтез системы модального управления с регулятором низкого порядка, которая обеспечивает робастную устойчивость и требуемое качество процесса управления на интервале выращивания.

Список литературы: 1. Суздаль В.С.. Сцинтилляционные монокристаллы: автоматизированное выращивание. / Суздаль В.С., Стадник П.Е., Герасимчук Л. И., Епифанов Ю.М. // Сер. Состояние и перспективы развития функцион. матер. для науки и техники. – Харьков: ИСМА, 2009.– 260 с. 2. Суздаль В.С. Параметрическая идентификация VARMAX моделей процесса кристаллизации крупногабаритных монокристаллов / В. С. Суздаль, Ю. М. Епифанов, А. В. Соболев, И. И. Тавровский // Нові технології. Науковий вісник Кременчуцького університету економіки, інформаційних технологій і управління. – 2009. – № 4 (26). – С. 23–29. 3. Mcfarlane D.C. Loop Shaping Design Procedure Using H_∞ Synthesis / Mcfarlane D.C., Glover K. // IEEE Transactions on Automatic Control. – 1992. – Vol. 37. – № 6. – PP. 759–769. 4. Chilalin M., Gahinet P. H_∞ Design with Pole Placement Constraints: An LMI Approach // IEEE Transactions on Automatic Control. – 1996. – Vol. 41. – № 3. – PP. 358–367.

Поступила в редколлегию 23.02.2011

УДК 519.178, 004.942, 57.087

Е. А. ТАРАНЕНКО, директор ООО «Алтимед», академик
Международной академии информатизации (МАИ), г. Киев
В. В. КУЗЬМУК, докт. техн. наук, проф., академик Международной
академии информатизации (МАИ), г. Киев
А. С. КОВАЛЕНКО, докт. мед. наук, проф., Международный
научно-учебный центр информационных технологий и
систем НАН Украины, г. Киев
Е.Г. ФИЛЮНОВА, врач ООО «Алтимед»
Б. М. ЄРЕМЕЄВ, асп., Институт проблем моделирования в энергетике
им. Г.Е. Пухова НАНУ, г. Киев
А. В. КУЗЬМУК, асп., Институт проблем моделирования в энергетике
им. Г.Е. Пухова НАНУ, г. Киев

АЛГОРИТМИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В АППАРАТЕ «LANTA ZM»

В статье представлен анализ и моделирование параллельного алгоритма работы аппарата «Lanta-Zm» с помощью Управляющих сетей Петри. Также были выявлены структурные элементы и функциональные связи, введение которых позволяет значительно повысить надежность медицинского прибора.

Ключевые слова: частотно-резонансная диагностика и терапия, Управляющие сетей Петри, параллельные процессы и параллельные, взаимосвязанные алгоритмы.

У статті представлено аналіз та моделювання паралельного алгоритму роботи приладу «Lanta-Zm» за допомогою Керуючих мереж Петрі. Також було виявлено структурні елементи і функціональні зв'язки, при використанні яких є можливість значно підвищити надійність медичного апарату.

Ключові слова: частотно-резонансна діагностика і терапія, Керуючі мереж Петрі, паралельні процеси, паралельні, взаємопов'язані паралельні алгоритми.

The article presents the analysis and modeling of parallel algorithm apparatus «Lanta-Zm» by means of Petri nets. Also it was assigned structural and functional relationships, using them we can improve the reliability of medical apparatus.

Keywords: resonant frequency diagnosis and therapy, administering Petri nets, parallel processes.

Введение

Борьба с инфекционными заболеваниями остается важнейшей проблемой современного здравоохранения в мире. Возможно, во многом именно благодаря достижениям цивилизации происходит повышение вирулентности условно-патогенных и оппортунистических возбудителей. Из-за бесконтрольного использования населением химических средств (бытовой химии и лекарственных препаратов) меняется чувствительность микрофлоры к лечебным и дезинфицирующим средствам. Длительная персистенция микроорганизма или латентное течение инфекционно-зависимого процесса запускают каскад иммунных, аутоиммунных либо аллергических тканевых реакций, которые впоследствии уже не ассоциируются с классическими клиническими проявлениями инфекционных заболеваний. В настоящее время доказана инфекционная природа многих «соматических» патологий. Вирусы простого герпеса I и II типа являются этиологическими факторами возникновения дисплазии шейки матки, вирусы гепатитов В и С – первичной карциномы печени, энтеровирусы Коксаке – миокардитов и миокардиопатий [1-5].

Высказана гипотеза о роли хламидий в провоцировании ишемической болезни сердца и инфаркта миокарда [6] установлена инфекционная природа различных видов гастроэнтерологической патологии [1-7].

Вопрос резистентности многих микроорганизмов к химическим методам лечения и современный уровень развития физики и информационно-электронных технологий сделали возможность реализации принципиально нового направления в терапии инфекционных болезней.

Методы исследования

Результатом многолетних исследований и практического опыта стали методы немедикаментозного лечения патологических состояний, которые разработаны в центре «Алтимед», в виде приборов серии АТМ [8-9] для частотно-резонансной (волновой) терапии. Они позволяют эффективно и безопасно корректировать инфекционные и иммунно-токсические нарушения.

Прибор «Lanta-Zm» [10-13] – аппарат для частотно-резонансного воздействия, оказывающий инактивирующее действие на патогенные микроорганизмы и их токсины. Аппарат предназначен для проведения антипаразитарной, антипротозойной, противогрибковой, антибактериальной и противовирусной терапии методом подачи активного сигнала, с которым патогенный микроорганизм входит в физический резонанс.

В основу работы аппарата положен принцип избирательного воздействия структурированными электромагнитными колебаниями определенной частоты, формы и амплитуды на разные виды возбудителей. Рабочий диапазон аппарата соответствует частотным характеристикам всего спектра патогенной флоры и разбит на 5 режимов воздействия, что позволяет, в зависимости от показаний, целенаправленно воздействовать на тот или иной тип возбудителя или их сочетание. Под действием электромагнитных резонансных частот осуществляется инаktivация патогенных микроорганизмов за счет изменений биохимических процессов в их цитоплазматической мембране. На ней

устанавливается запирающий трансмембранный потенциал, снижающий активность биохимических процессов в микробной клетке и ослабляющий ее защитные функции.

Микропроцессорное (электронное) управление процессом выбора и подачи лечебного сигнала (частотой, формой и амплитудой терапевтического импульса) позволяет с максимальной точностью и целенаправленностью выбрать диапазон противоинфекционного воздействия. В процессе стандартного лечебного сеанса, продолжительностью трижды по 7 минут с двумя 20-ти минутными перерывами, аппарат формирует пакет модулированных электромагнитных колебаний в зависимости от выбранного режима. В результате биорезонансного воздействия ослабляются защитные механизмы патогенных микроорганизмов, уменьшается количество вырабатываемых ими токсинов. Одной из основных особенностей аппарата «Lanta-Zm», является возможность избирательной или комбинированной терапии заболеваний инфекционной природы на разных стадиях протекания процесса. Данная особенность обуславливается возможностью выбора режима воздействия или комбинации режимов в зависимости от результатов диагностики.

При этом все этапы его работы отображаются в виде звуковых сигналов или соответствующих показателей видеоиндикаторов.

С целью проверки адекватности процесса моделирования функционирования данного прибора обобщенная и подробная алгоритмическая схемы работы прибора была представлена в виде модифицированных сетей Петри [15-18] – Управляющих сетей (Steuernetze SN). Применение этого метода позволяет описать работу синхронных, асинхронных и многоуровневых параллельных процессов. Для решения данной задачи была выбрана управляющая сеть Петри, которая использует вспомогательные дуги [15,17].

Схемы, изображенные на рис.1 и 2 с целью максимальной простоты и наглядности выполнены с использованием вершины макроперехода Φ , который в данном случае используется по той причине, что использование вершин простых переходов t_i значительно усложнит схему. В данном случае мы исходим из того, что параллельный алгоритм работы аппарата «Lanta-Zm» является формой представления модели его функционирования.

Результаты исследования

Рассматривая работу прибора можно выделить три процесса, взаимосвязанных причинно-следственными связями. Процесс лечения, который является основным процессом, а звуковая и видеоиндикация – поддерживающими (вспомогательными) процессами.

На рис. 1 представлен общий функциональный алгоритм работы аппарата, который описывает параллельные процессы, отвечающие за терапевтическое воздействие(лечение), звуковое и индикаторное сопровождение. Они запускаются одновременно после включения прибора - в представленной модели, в момент помещения в начальную вершину P_0 метки и срабатывания перехода $t_{\text{старт}}$. Каждый процесс описывается множеством определенных действий и состояний. Вершины места $P_{3.1} \dots P_{3.n}$ – описывают частичные состояния процесса звукового(голосового) сопровождения; $P_{л.1} \dots P_{л.n}$ – частичные

состояния процесса лечения, $P_{и.1} \dots P_{и.n}$ – частичные состояния процесса видеоиндикации. От каждой вершины в управляемый переход $\phi_{\text{выкл}}$ входят вспомогательные дуги, которые выполняют функцию удаления меток с данных вершин в момент внепланового выключения аппарата. Множества переходов $t_{3.1} \dots t_{3.n}$, $t_{л.1} \dots t_{л.1}$ и $t_{и.1} \dots t_{и.n}$ принадлежат разным процессам, и моделируют действия (описываемые переходами), которые могут выполняться параллельно или одновременно.

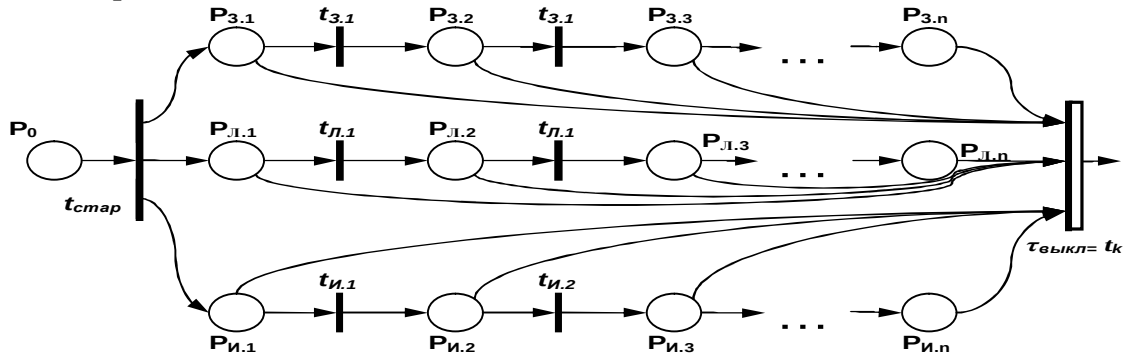


Рис.1. Общий функциональный алгоритм работы прибора Lanta-Zm, представленный управляющей сетью (SN)

Таким образом, представленный на рис. 1 алгоритм, в общих чертах, без подробностей и детализации отображает принцип работы трех параллельных процессов в рассматриваемом аппарате.

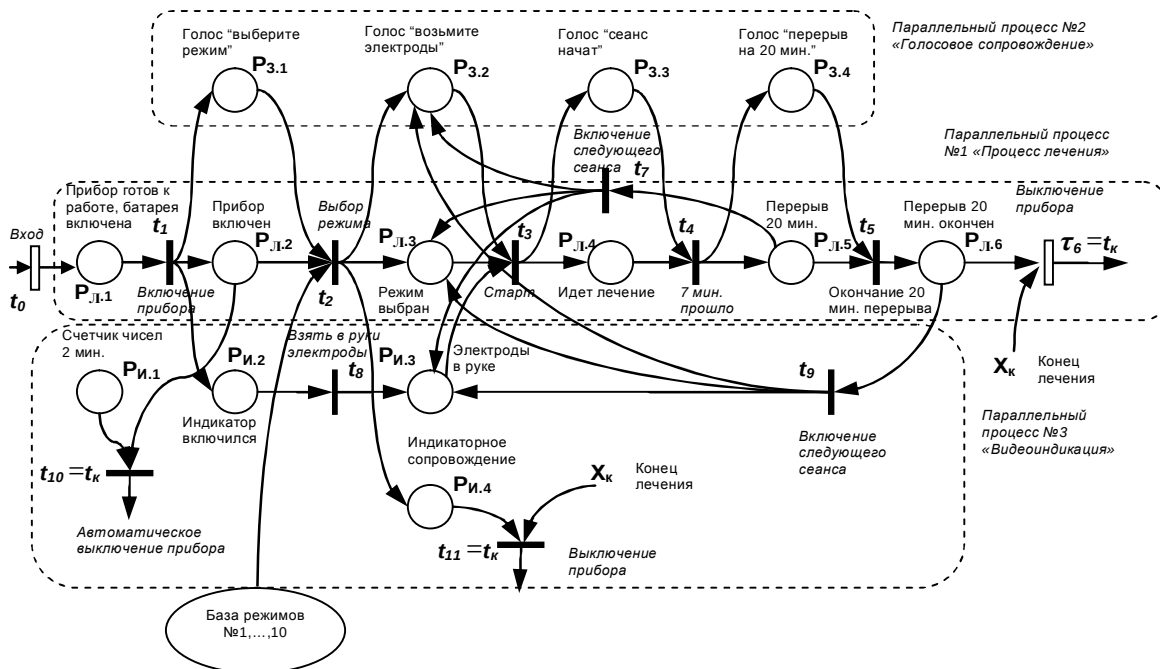


Рис. 2. Подробный функциональный алгоритм работы аппарата «Lanta-Zm», представленный управляющей сетью (SN)

Чтобы понять, как взаимодействуют параллельные процессы, рассмотрим подробный функциональный алгоритм, представленный на рис 2.

Работа модели аппарата начинается с помещения метки в вершину $P_{л.1}$,

которая сигнализирует что прибор готов к работе. Далее происходит срабатывание перехода t_1 - включение прибора. Это происходит в основном процессе. После включения запускаются два вспомогательных процесса – звукового и индикаторного сопровождения, которые выполняются параллельно. Вершина $P_{3.1}$ сигнализирует о выдаче звукового сообщения «выберите режим», в то же время метка в вершине $P_{И.2}$ сигнализирует о загорании индикатора. Выбор режима соответствует действию t_2 , после выполнения которого метки одновременно переходят в вершины $P_{3.2}$, $P_{Л.3}$ и $P_{И.4}$. В этом месте происходит синхронизация трех процессов: устанавливается нужный режим лечения, выдается голосовое сообщение «возьмите электроды» и происходит отображение номера выбранного режима на индикаторе. Действие «взять в руки электроды» описывает переход t_8 , после чего в вершине $P_{И.3}$ появляется метка(загорается вспомогательный индикатор номера режима). Далее срабатывает переход t_3 – стартует сеанс лечения о котором информирует метка в вершине $P_{Л.4}$ и одновременно происходит голосовое сообщение «сеанс начат» - $P_{3.3}$. Переход t_4 описывает действие выполнение сеанса лечения, по истечении которого в вершинах $P_{3.4}$ и $P_{Л.5}$ появляются метки, происходит голосовое сообщение о 20-ти минутном перерыве, что соответствует окончанию очередного сеанса лечения длительностью 7 мин. После окончания перерыва срабатывает переход t_5 , активизируется вершина $P_{Л.6}$. Если необходимо провести следующий сеанс терапии, включается переход t_9 , происходит синхронизация параллельных процессов, после чего запускается сеанс терапии. Аналогично действует переход t_7 с той особенностью, что он активизируется при отмене перерыва описанного вершиной $P_{Л.5}$.

Завершение работы происходит после окончания воздействия. Активируются управляемые переходы t_6 и t_{11} , отвечающие за выключение аппарата и являющиеся аналогами перехода t_k , соответствующего окончанию работы (событие –«конец») [15,18]. X_K – управляющий сигнал завершения работы.

В модели также описана функция автоматического выключения прибора переходом t_{10} при бездействии в течении 2 минут. Счетчиком времени служит вершина $P_{И.1}$

Рассмотренная на рис. 2 схема наглядно представляет работу аппарата, что позволяет отследить параллельную работу и взаимодействия основного и сопровождающих процессов.

Выводы

Анализ параллельного алгоритма работы аппарата «Lanta-Zm» указывает на адекватность модели и на необходимость дополнительного введения индикатора необходимых режимов лечения.

Моделирование функционирования аппарата «Lanta-Zm» позволило выделить структурные элементы и функциональные связи, при дополнительном введении которых будет значительно облегчено его практическое применение.

В алгоритме работы аппарата наглядно представлен параллелизм происходящих процессов, описано их взаимодействие на разных этапах работы.

Применение параллельных алгоритмов при проектировании и изготовлении

медицинских приборов позволяет значительно повысить надежность их функционирования.

Список литература: 1. Поздеев О.К. Медицинская микробиология [Текст]. / О.К. Поздеев под редакцией академика РАМН В.И. Покровского. – М.: ГЭОТАР-МЕД, 2002.– 765 с. 2. Schumacher P. Biophysikalische Therapie der Allergien: erweiterte Bioresonanztherapie. - Stuttgart: Sonntag Verlag, 1994. - 305 p. 3. Медицинская микробиология, вирусология и иммунология [Текст]. / под ред. академика РАМН А.А. Воробьева. – М.: Медицинское информационное агентство, 2004.– 690 с. 4. Крупнова Л.К. Профилактика и восстановительное лечение больных с хронической патологией методами биофизической и натуропатической медицины [Текст]. / Л.К. Крупнова, Е.В. Фазлеева.– Казань: Изд-во. Печатный двор, 2006. 5. Майер К.-П. Гепатит и последствия гепатита [Текст] : пер. с нем. – 2 -е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский дом ГЭОТАР-МЕД, 2004. – 717с. 6. Патологическая физиология. [Текст]. / Под ред. проф.Н.Н. Зайко и проф. Ю.В.Быця – М.: МЕДпресс-информ, 2006. 7. Филунова Е.Г., АТМ Express: Биорезонансная диагностика и терапия (ПБРТ) [Текст]. Методические рекомендации. / Е.Г. Филунова, Е.И. Сирыковская, И.В. Демьянцева; Под ред. Е.А. Тараненко, В.В. Кузьмук – К.: Алтимед, 2006. – 25 с. 8. Тараненко Е.А. Активная биорезонансная терапия в борьбе с паразитами. (краткая аннотация и опыт применения прибора для активной (экзогенной) биорезонансной терапии АТМ™ – Lanta-Z) [Текст]. // Тезисы и доклады Международной конференции «Интегративная медицина» – К.: Алтимед, 2005. – с.78-79. 9. Филунова Е.Г., Lanta-Zm [Текст]. Методические рекомендации. / Е.Г. Филунова., Под ред. Е.А.Тараненко. – К.: Алтимед, 2009. – 152с. 10. А.с. № 64234. Lanta-Z. Свідоцтво на знак для товарів та послуг [Текст]. / Тараненко О.А, від 17.07.2006. 11. Спосіб лікування патологічних станів, викликаних патогенними організмами, та пристрій для його здійснення [Текст] : пат. на винахід № 84917 / Тараненко О.А., зареєстровано 10.12.2008. 12. Пристрій «Lanta-Z» для лікування патологічних станів, викликаних патогенними організмами [Текст] : пат. на корисну модель № 25718 / Тараненко О.А., зареєстровано 27.07.2007. 13. Тараненко Е.А. Активная биорезонансная терапия аппаратом Lanta-Z в лечении вирусных заболеваний. Преимущества и недостатки [Текст]. // Тезисы и доклады Международной конференции «Интегративная медицина» – К.: Алтимед, 2007. – с.16-19. 14. Kuzmuk V.V. Beitrag zum Entwurf von Ablaufsteuerungen. TH Karl-Marx-Stadt, Dissrtationschrift, Dr.-Ing., 1980. – 103S. 15. Кузьмук В.В. Методика алгоритмического описания и моделирования параллельных процессов управления [Текст]. / В.В. Кузьмук.– К.: Наукова думка, 1981. – 56 с. 16. Кузьмук В.В. Сети Петри, параллельные алгоритмы и модели мультипроцессорных систем [Текст]. / В.В. Кузьмук, В.В. Васильев. – К: Наукова думка, 1990 – 216 с. 17. Кузьмук В.В. Модифицированные сети Петри и устройства моделирования параллельных процессов [Текст]. Монография. / В.В. Кузьмук, О.А. Супруненко. – К.: Маклауг, 2010. – 252с.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 681.5

П. М. ЛИСИЦЯ, асист., Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

КОМПЕНСАЦІЯ ЗАПІЗНЮВАННЯ ПРИ КЕРУВАННІ ПРОЦЕСОМ ФОРМУВАННЯ ТРУБОК ІЗ КВАРЦОВОГО БЛОКА

Для компенсації запізнювання, що виникає у процесі виготовлення трубки із кварцового блока, запропоновано зменшити похибку прогнозу значень діаметра шляхом коригування цих значень додатково прогнозованою та згладженою похибкою.

Ключові слова: кварцовий блок, трубка, експоненціальне згладжування, компенсація запізнювання.

Для компенсации запаздывания, что возникает в процессе изготовления трубки из кварцевого блока, предложено уменьшить погрешность прогноза значений диаметра путем коррекции этих значений дополнительно прогнозируемой и сглаженной погрешностью.

Ключевые слова: кварцевый блок, трубка, экспоненциальное сглаживание, компенсация запаздывания.

In the tube making process of quartz block, the delay arises. For its compensation it is offered to decrease the forecast error of diameter values by correction these values by the additionally forecast and smoothed error.

The keywords: quartz block, tube, exponential smoothing, delay compensation.

Постановка проблеми. При технологічному процесі формування трубок із кварцевого блока у каналі вимірювання присутнє запізнювання, яке для відстані 6 см, необхідної для нормальних температурних умов функціонування обладнання, складає від 4 до 2 с. При фіксованих швидкостях витягування трубки 0,9 м/хв. та 1,8 м/хв. запізнювання становить 4 с та 2 с відповідно. При наявності такого запізнювання, без його компенсації у контурі керування, система не забезпечує стійкого режиму роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При витягуванні трубки неконтрольовані збурення хімічного та фізичного характеру викликають зміну її діаметра. Ці зміни характеризуються повільністю і гладкістю їх часової залежності. За таких умов стає можливим компенсувати запізнювання, яке присутнє при вимірюванні діаметра трубки. Серед багатьох методів прогнозування [1, 2] можна виділити метод прогнозу на основі експоненціального згладжування, який характеризується кращими показниками [2] згладжування ніж метод ковзного середнього. За таким методом функція прогнозу при апроксимації поліномом 2-го степеня має вигляд:

$$f(a, T, t) = a_0(t) + a_1(t) \cdot T + a_2(t) \cdot T^2, \quad (1)$$

де T – час прогнозу.

Коефіцієнти $a_0(t)$, $a_1(t)$ та $a_2(t)$ замінюються відповідними оцінками цих коефіцієнтів і визначаються за формулами:

$$d_0(t) = 3 \cdot (S_1(t) - S_2(t)) + S_3(t), \quad (2)$$

$$d_1(t) = \frac{\alpha}{2 \cdot \beta^2} \cdot [(6 - 5 \cdot \alpha) \cdot S_1(t) - 2 \cdot (5 - 4 \cdot \alpha) \cdot S_2(t) + (4 - 3 \cdot \alpha) \cdot S_3(t)], \quad (3)$$

$$d_2(t) = \frac{\alpha^2}{\beta^2} \cdot [S_1(t) - 2 \cdot S_2(t) + S_3(t)]. \quad (4)$$

Значення функцій згладжування S_1 , S_2 , S_3 обчислюються за рекурентними формулами з початковими умовами $S_1(0) = S_2(0) = S_3(0) = y(0)$.

Рекурентні співвідношення для кожного моменту дискретного часу t мають вигляд:

$$S_1(t) = \alpha \cdot y(t) + (1 - \alpha) \cdot S_1(t - 1), \quad (5)$$

$$S_2(t) = \alpha \cdot S_1(t) + (1 - \alpha) \cdot S_2(t - 1), \quad (6)$$

$$S_3(t) = \alpha \cdot S_2(t) + (1 - \alpha) \cdot S_3(t - 1). \quad (7)$$

Побудований за таким принципом сигнал прогнозу все одно має суттєве запізнювання по відношенню до прогнозованого часу T .

Мета статті: створення та дослідження високоефективного прогнозуючого пристрою.

Викладення основного матеріалу та результати досліджень.

Для синтезу прогнозуючого пристрою з якісними показниками запропоновано компенсувати запізнювання за допомогою прогнозу похибки $e'(t)$ з подальшим її згладжуванням. При цьому алгоритм компенсації можна реалізувати наступним чином. Позначивши прогнозоване та згладжене значення сигналу через $f(t)$, а згладжену похибку, що виникає у результаті обчислення та згладжування прогнозу величини $y(t)$, через $\delta_y(t)$, яка значно менша від значення $y(t)$, та подавши похибку у вигляді зображення в площині z із часом дискретизації $1s$, отримаємо

$$f_T(z) = y'(z) = (y(z) + d_y(z)) \cdot z^k, \quad (8)$$

$$e(z) = y(z) - f_T(z) \cdot z^{-k} = y(z) - (y(z) + d_y(z)) \cdot z^k \cdot z^{-k} = -d_y(z). \quad (9)$$

Прогнозоване та згладжене значення похибки $e'(z)$ можна подати через початкове згладжене значення похибки $e(z)$ і її похибку $d_e(z)$ при

$|Z^{-1}\{d_e(z)\}| \ll |Z^{-1}\{e(z)\}|$ формулою

$$e'(z) = (e(z) + d_e(z)) \cdot z^k. \quad (10)$$

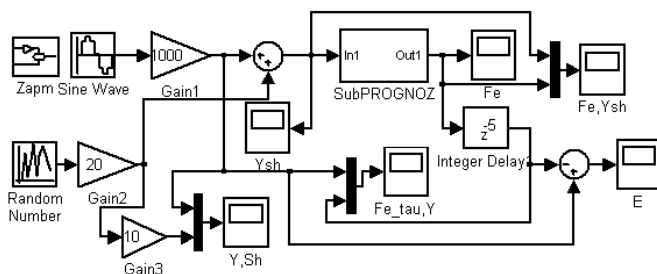
Таким чином, кориговане значення прогнозованого сигналу $F_e(z)$ можна подати наступним виразом

$$F_T(z) = f_T(z) + e'(z) = (y(z) + d_y(z)) \cdot z^k + (e(z) + d_e(z)) \cdot z^k = y(z) \cdot z^k + d_e(z) \cdot z^k, \quad (11)$$

де $|Z^{-1}\{d_e(z)\}| \ll |Z^{-1}\{d_y(z)\}|$. (12)

Для дослідження прогнозатора запропоновано схему (рис. 1, а). Тестовий сигнал синусоїдальної дії з додаванням шумового сигналу $S_h = 20 \cdot S_{h1}$ (рис. 2) з подвійним значенням середньоквадратичного відхилення ± 40 мкм, яке відповідає випадковій похибці вимірювального пристрою з заданою ймовірністю 0,95, має вигляд

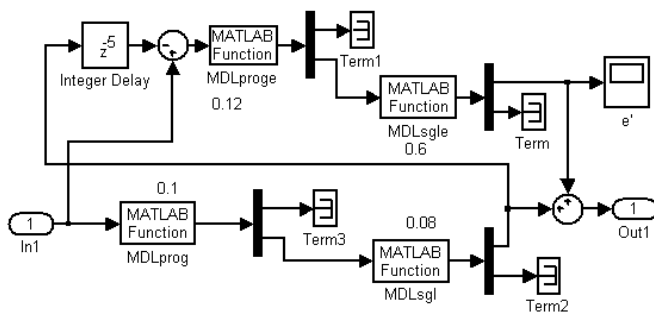
$$y(t) = 1000 \cdot \sin(0,04 \cdot t) + 20 \cdot S_{h1}. \quad (13)$$



а)

Записаний алгоритм реалізовано в MATLAB за допомогою схеми, поданої на рис. 1, б.

У вказаній структурній схемі за допомогою власно створених функцій MDLprog і MDLsgl реалізовано відповідно прогнозування і подальше згладжування вхідного сигналу $y(t)$ і, таким чином, отримано сигнал $f(t)$. Похибка сигналу прогнозується і згладжується відповідно процедурами



б)

Рис. 1 – а) схема дослідження; б) прогнозуєчий пристрій SubPROGNOZ

Результати досліджень пристрою при дії приведенного вище тестового сигналу подано на рис. 3 та на рис. 4.

На рис. 3 на одному графіку приведено вихідний сигнал прогнозуєчого пристрою Fe , вхідний тестовий сигнал y_{sh} та прогнозоване згладжене значення похибки e' , що вказує на її значну величину. Для порівняння вихідного сигналу прогнозатора Fe з вхідним незашумленим сигналом y їх приведено на одному графіку (рис. 4.), де коригований сигнал зміщений в сторону затримки на час $T=5$ с. Приведено також результуючу похибку між зсунутим вихідним сигналом прогнозуєчого пристрою і синусоїдальним незашумленим сигналом, де помітно, що похибка не перевищує ± 55 мкм в усталеному режимі прогнозу.

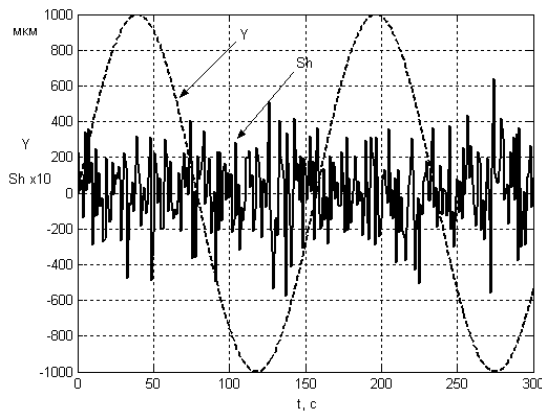


Рис. 2 – Вхідний тестовий сигнал Y , шумовий сигнал Sh з середньоквадратичним відхиленням 20 мкм

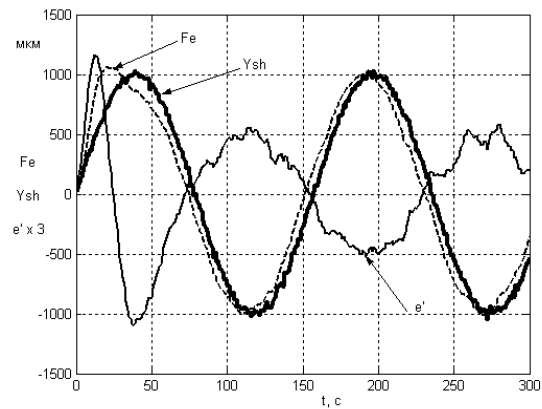


Рис. 3 – Вхідний зашумлений сигнал Y_{sh} , вихідний сигнал прогнозуєчого пристрою Fe та прогнозована згладжена похибка e'

Слід зауважити, що введення негладкості в сигнал призводить до локального перехідного процесу в прогнозованому сигналі, збільшуючого похибку прогнозування на етапі перехідного процесу.

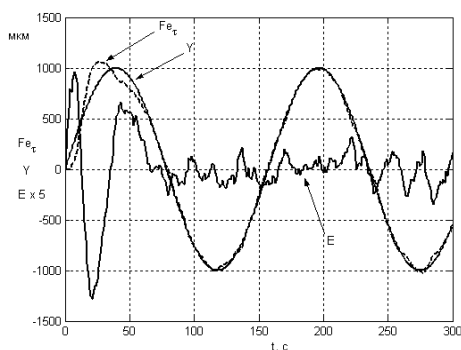


Рис. 4 – Вхідний сигнал Y , вихідний коригований за похибкою сигнал прогнозуючого пристрою Fe , зсунутий вправо на величину запізнювання $\tau = T$, та результуюча похибка E

Приведена похибка повністю задовольняє вимогам до вказаного технологічного процесу.

Висновки

Для компенсації запізнювання, що виникає при вимірюванні діаметра сформованої трубки в результаті витягування її з кварцового блока, беручи за основу метод експоненціального згладжування, запропоновано зменшити похибку прогнозу виміряних значень діаметра шляхом коригування цих значень додатково прогнозованою та згладженою похибкою. Комп'ютерним моделюванням встановлено, що при початковому випадковому подвійному середньоквадратичному відхиленні сигналу ± 40 мкм після прогнозу на час 5 с результуюче подвійне середньоквадратичне відхилення не перевищує ± 55 мкм. Отримане значення похибки повністю задовольняє вимогам до вказаного технологічного процесу.

Список літератури: 1. Бідюк, П.І. Часові ряди: моделювання та прогнозування / П.І. Бідюк, О.І. Савенков, І.В. Баклан. – Київ: ЕКМО, 2004. – 144 с. 2. Зеленський, К.Х. Комп'ютерні методи прикладної математики / К.Х. Зеленський, В.М. Ігнатенко, О.П. Коц. – К: Академперіодика, 2002. – 480 с.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 514.12 : 621.396.93

И.В. СТРЕЛКОВСКАЯ, докт. техн. наук, декан факультету «Інформаційні мережі», Одеська національна академія зв'язку ім. О. С. Попова

Э.А. СУКАЧЕВ, докт. техн. наук, проф., Одеська національна академія зв'язку ім. О. С. Попова

А.О. МАКОГАНЮК, асп., Одеська національна академія зв'язку ім. О. С. Попова

**НЕКОТОРЫЕ МАТЕМАТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В
СОТОВЫХ СЕТЯХ РАДИОСВЯЗИ**

Получен ряд выражений, позволяющих описывать в пространстве изменение передвижения мобильной станции относительно базовой станции в пределах соты. Приведенные соотношения позволяют оценить энергетический потенциал системы мобильной связи и установить зависимость отношения сигнал/шум от местонахождения мобильной станции. Ключевые слова: нормированная декартова система координат, мобильная станция, сота.

Отримано ряд виразів, що дозволяють описувати в просторі зміни пересування мобільної станції відносно базової станції в межах соти. Наведені співвідношення дозволяють оцінити енергетичний потенціал системи мобільного зв'язку і встановити залежність ставлення сигнал/шум від місцезнаходження мобільної станції. Ключові слова: нормована декартова система координат, мобільна станція, стільник.

A number of expressions allowing to describe in space the change of mobile station transportation towards base station within cell is received. Given mathematics allow to consider power potential of mobile communication system and to set dependence of signal to interference ration on mobile station location. Key words: standardized Cartesian coordinates system, mobile station, cell.

Известно, что для повышения эффективности использования частотного ресурса в сотовых сетях вся территория обслуживания разделяется на шестиугольные соты радиуса R , из которых, в свою очередь, формируются кластеры. Совокупность всех сот в зоне обслуживания образуют плоскую регулярную гексагональную решетку [1], [2].

Использование в качестве основного элемента подобной топологии шестиугольной ячейки накладывает определенные ограничения с одной стороны, и открывает дополнительные возможности, с другой. В самом деле, сотовая топология делает уместным введение декартовой системы координат с углом между осями 60° , что упрощает ряд вычислительных процедур. В то же время, использование программных ресурсов среды MATLAB отдает предпочтение прямоугольной декартовой системе координат. Вследствие этого, возникает потребность в многократных взаимобратных преобразованиях этих систем.

Цель статьи – введение нормированной декартовой системы координат, адаптированной к сотовым сетям, и вывод расчетных формул, позволяющих описать изменение расстояния между антеннами базовой станции и мобильной станции (наклонной дальности).

Предположим, что мобильная станция движется в пределах соты по прямой AB , где A находится в вершине соты, а точка B – посередине соседней стороны соты (рис.1).

Трехмерная декартова система координат

Рассмотрим одну из сот радиуса R , в центре которой поместим точку O (рис.1) – проекция точки S , изображающая базовую станцию на плоскость, содержащую рассматриваемую соту G .

Введем декартову систему координат следующим образом. Проведем через точки O и B ось абсцисс OX . Ось ординат OY проведем под углом 60° (ось OX поворачиваем на 60° против часовой стрелки). Ось аппликат – ось OZ (на которой закреплена антенна базовой станции), перпендикулярно плоскости HOY . Рассмотрим вектора $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3$, которые направлены соответственно по осям OX, OY, OZ . Они образуют базис в пространстве.

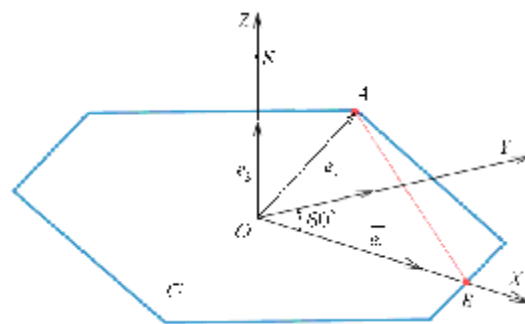


Рис.1. Взаимное положение мобильной и базовой станций

Обозначим через x_A, y_A, z_A – координаты точки A , x_B, y_B, z_B – координаты точки B , т. е. $A(x_A, y_A, z_A)$, $B(x_B, y_B, z_B)$. Компоненты радиус-векторов $\vec{OA}$ и $\vec{OB}$ равны (x_A, y_A, z_A) , (x_B, y_B, z_B) по определению координат [3]. Согласно одному из свойств линейных операций над векторами, а именно, свойству сложения векторов следует, что $\vec{AB}$ имеет компоненты $(x_B - x_A, y_B - y_A, z_B - z_A)$. Так как рассматриваемые точки A и B принадлежат плоскости HOY , содержащую рассматриваемую соту G , то $A(x_A, y_A, 0)$, $B(x_B, y_B, 0)$. Тогда $\vec{AB}(x_B - x_A, y_B - y_A, 0)$.

Нахождение модуля вектора $\vec{AB}$ в декартовой системе координат

Рассмотрим $\vec{AB}$ на плоскости HOY (рис.2).

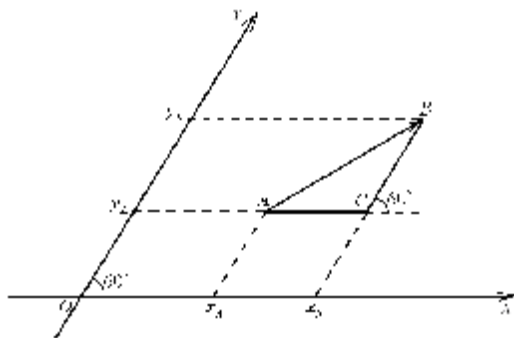


Рис. 2. – Нахождение модуля вектора $\vec{AB}$

По теореме косинусов

$$|AB|^2 = |AC|^2 + |BC|^2 - 2|AC| \cdot |BC| \cos \angle ACB.$$

Учитывая, что $|AC| = x_B - x_A$, $|BC| = y_B - y_A$,

$\angle ACB = 120^\circ$, имеем

$$|AB|^2 = (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 - 2(x_B - x_A) \cdot (y_B - y_A) \cos 120^\circ$$

или

$$|AB|^2 = (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 + (x_B - x_A) \cdot (y_B - y_A). \quad (1)$$

Таким образом, модуль вектора $\vec{AB}$ в декартовой системе координат имеет вид

$$|\vec{AB}| = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 + (x_B - x_A) \cdot (y_B - y_A)}.$$

Уравнение прямой AB в декартовой системе координат

Рассмотрим текущую точку $M(x, y, 0)$ на прямой AB (рис.3).

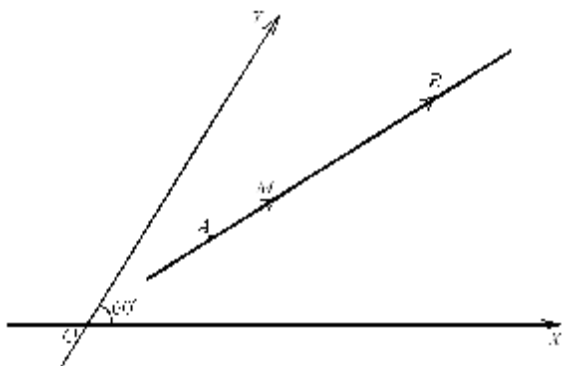


Рис.3. Уравнение линии AB в декартовой системе координат

Таким образом, окончательно имеем $y = kx + b$,
где

$$k = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A}; \quad b = y_A - \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \cdot x_A.$$

Нормированная декартова система координат

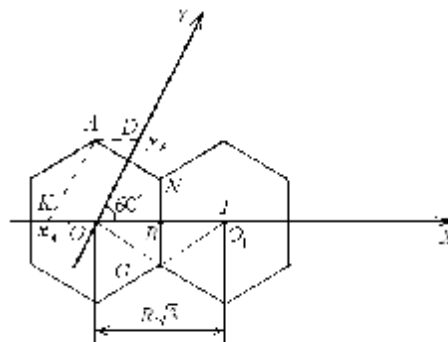
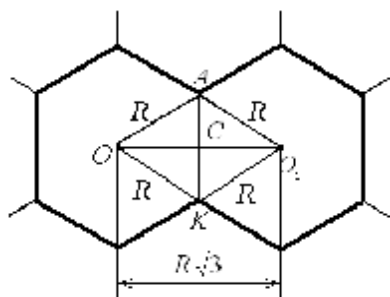
Вся территория обслуживания разделена на шестиугольные соты радиуса R . Образовавшуюся, вследствие такого структурирования, плоскую регулярную гексагональную решетку удобно исследовать, введя декартову систему координат, где угол между осями составляет 60° . В качестве единицы измерения осей примем расстояние между центрами ячеек, которое равно $\sqrt{3}R$ (рис. 4).

Действительно, рассмотрим $\triangle ACO$. Так как $\triangle ACO$ – прямоугольный $\angle CAO = 60^\circ$, $|OA| = R$, то из соотношения $\frac{|OC|}{|OA|} = \sin \angle CAO$, получаем, что $|OC| = \frac{R\sqrt{3}}{2}$. Так как $|OO_1| = 2|OC|$, то $|OO_1| = R\sqrt{3}$.

Введем плоскую нормированную декартову систему координат. Для этого в качестве оси ox рассмотрим ось, проходящую через OO_1 , а ось oy проведем через точку O под углом 60° (ось ox поворачиваем на 60° против часовой стрелки).

Разделив все расстояния на $R\sqrt{3}$, получим нормированную декартову систему координат, которую удобно использовать для исследования процессов в сотовых системах связи.

Найдем координаты точек A и B в нормированной декартовой плоской системе координат. Для этого рассмотрим соту G (рис. 5).



$$\overrightarrow{AM}(x - x_A, y - y_A, 0), \quad \overrightarrow{AB}(x_B - x_A, y_B - y_A, 0).$$

Так векторы $\overrightarrow{AM}$ и $\overrightarrow{AB}$ коллинеарны, то используя свойство коллинеарности векторов [4], имеем

$$\frac{x - x_A}{x_B - x_A} = \frac{y - y_A}{y_B - y_A}, \quad (2)$$

или

$$y - y_A = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \cdot (x - x_A),$$

или

$$y = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \cdot x + y_A - \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \cdot x_A.$$

Рис. 4. Фрагмент плоской регулярной гексагональной решетки

Так как $|OO_1|=1$ и $B \in OX$, то $|OB|=\frac{1}{2}$. Значит, $B\left(\frac{1}{2};0\right)$.

Найдем координаты точки $A(x_A, y_A)$.

Абсцисса $x_A = -|OK|$, $y_A = |OD|$.

В рассматриваемой нормированной декартовой системе координат

$$|AN|=|OA|=\frac{R}{R\sqrt{3}}=\frac{1}{\sqrt{3}}; |AC|=\frac{1}{2\sqrt{3}}; OC=\frac{1}{2}.$$

Из прямоугольного треугольника $\triangle ACD$: $\frac{|AC|}{|AD|} = \sin \angle CDA$.

Учитывая, что $|AC|=\frac{1}{2\sqrt{3}}$ и $\angle CDA=60^\circ$, имеем $|AD|=\frac{|AC|}{\sin \angle CDA}$ или $|AD|=\frac{1}{3}$.

Следовательно, $x_A = -\frac{1}{3}$.

Ордината точки A находится по формуле:

$$y_A = |OD| = |OC| + |CD|. \quad (3)$$

Из прямоугольного треугольника $\triangle ACD$: $\frac{|CD|}{|AC|} = \operatorname{ctg} \angle CDA$.

Учитывая, что $|AC|=\frac{1}{2\sqrt{3}}$ и $\angle CDA=60^\circ$, имеем $|CD|=|AC|\operatorname{ctg} \angle CDA$ или $|CD|=\frac{1}{6}$.

Используя (3) и то, что $|OC|=\frac{1}{2}$, получим $y_A = \frac{2}{3}$.

Таким образом, нашли координаты точек A и B , т.е. $A\left(-\frac{1}{3}, \frac{2}{3}\right), B\left(\frac{1}{2}, 0\right)$.

Уравнение прямой AB в нормированной декартовой плоской системе координат согласно формуле (2) имеет вид:

$$\frac{x+\frac{1}{3}}{\frac{1}{2}+\frac{1}{3}} = \frac{y-\frac{2}{3}}{0-\frac{2}{3}} \quad \text{или} \quad y = -\frac{4}{5}x + \frac{2}{5}. \quad (4)$$

Нахождение расстояния от базовой до мобильной станции в нормированной декартовой системе координат

Найдем расстояние между базовой станцией и мобильной станцией (рис. 6).

Обозначим через S – точку в пространстве, где установлена антенна базовой станции, высоту установки антенны – через h_B , т.е. $|OS|=h_B$.

Учитывая, что $S(0;0;h_B)$, $M(x,y,0)$,

расстояние между базовой и мобильной станцией $|SM|$ вычисляется по теореме

Пифагора

$$|SM| = \sqrt{|OM|^2 + |OS|^2}. \quad (5)$$

Рис.5 Нормированная декартова плоская система координат

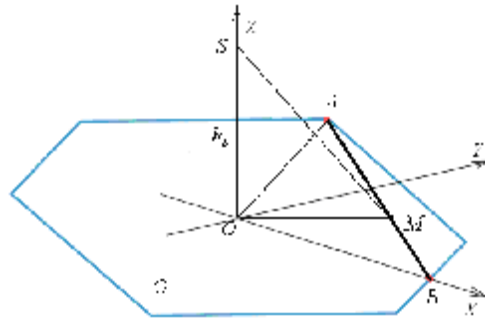


Рис.6. – К определению наклонной дальности

Согласно формуле (1), имеем

$$|OM|^2 = x^2 + xy + y^2. \quad (6)$$

Тогда, учитывая, что $|OS| = h_A$ и (6), получим

$$|SM|^2 = x^2 + y^2 + xy + h_B^2.$$

Согласно (4) уравнение прямой AB имеет вид $y = -\frac{4}{5}x + \frac{2}{5}$. Тогда

$$|SM|^2 = x^2 + \left(-\frac{4}{5}x + \frac{2}{5}\right)^2 + x\left(-\frac{4}{5}x + \frac{2}{5}\right) + h_B^2$$

или после несложных преобразований имеем

$$|SM|^2 = \frac{21}{25}x^2 + \frac{6}{25}x + \frac{4}{25} + h_B^2.$$

Выводы

Получен ряд выражений, позволяющих описывать в пространстве изменение передвижения мобильной станции относительно базовой станции в пределах соты. Приведенные соотношения позволяют оценить энергетический потенциал системы мобильной связи и установить зависимость отношения сигнал/шум от местонахождения мобильной станции. Эти соотношения позволяют исследовать изменение энергетического потенциала нисходящей линии при движении абонентской станции в пределах соты. Но это уже тема отдельной статьи.

Список литературы: 1. Сукачев Э.А. Экстремальные свойства селективных сигналов при интерполяции их спектров кубическими сплайнами / Э.А. Сукачев, И.В. Стрелковская // Известия ВУЗ Радиоэлектроника. – 2004. – Т.47. – №1. – С.32-37. 2. Маковеева М. М. Системы связи с подвижными объектами / М.М. Маковеева, Ю.С. Шинаков. – М.: Радио и связь, 2002. – 440 с. 3. Беклемишев Д.В. Курс аналитической геометрии и линейной алгебры [Учебник. – Изд. 5-е, переработ.] / Д.В. Беклемишев. – М.: Наука, 1984. – 320 с. 4. Стрелковська І.В. Вища математика для фахівців в галузі зв'язку: [підруч. для студ. вищ. навч. закл.] / І.В. Стрелковська, А.Г.Буслаєв, В.М.Паскаленко; за ред. П.П. Воробієнка. – Одеса, 2010. – 620 с.

Поступила в редколлегию 19.03.2011

УДК 004.853+004.832+51.001.57+004.65

В.В. ЛИТВИН, канд. техн. наук, доц., Національний університет
«Львівська політехніка»

Д.І. УГРИН, канд. техн. наук, доц., Буковинський університет, м.Чернівці

МЕТОД АВТОМАТИЧНОЇ РОЗБУДОВИ АДАПТИВНОЇ ОНТОЛОГІЇ

Розглядається метод автоматичної розбудови адаптивної онтології. Залежно від типу задачі наведено дві процедури визначення ваг важливості концептів та відношень онтології.

Ключові слова: адаптивна онтологія, ваги важливості концептів та відношень, база знань, інтелектуальна система.

Рассматривается метод автоматической перестройки адаптивной онтологии. В зависимости от типа задачи приведены две процедуры определения веса важности концептов и отношений онтологии.

Ключевые слова: адаптивная онтология, весы важности концептов и отношений, база знаний, интеллектуальная система.

The method of the automatic re-erecting of adaptive ontology is examined. Depending on as a task two procedures of determination of vag importance of konceptiv and relations of ontology are resulted.

Keywords: adaptive ontology, scales of importance of konceptiv and relations, base of knowledges, intellectual system.

1. Постановка проблеми у загальному вигляді

Ефективність адаптації онтології бази знань до особливостей предметної області (ПО) визначають закладені в її структуру елементи та механізми її адаптації шляхом самонавчання під час експлуатації. Одним з підходів до реалізації таких механізмів є автоматичне зважування понять бази знань (БЗ) та семантичних зв'язків між ними під час самонавчання. Цю роль беруть на себе коефіцієнти важливості концептів та зв'язків. Коефіцієнт важливості концепту (зв'язку) – це чисельна міра, котра характеризує значущість певного концепту (зв'язку) у конкретній ПО і динамічно змінюється за певними правилами у процесі експлуатації системи. Визначену таким чином онтологію ми назвали адаптивною. Вона адаптується до ПО за рахунок модифікації понять та коефіцієнтів важливості цих понять і зв'язків між ними.

Використання адаптивних онтологій в складі інтелектуальних систем підтримки прийняття рішень (ІСППР) показало ефективність таких систем на практиці [1]. Така онтологія визначається кортежем з п'яти елементів: $O = \langle C, R, F, W, L \rangle$, де C – концепт (поняття), R – відношення між поняттями, F – інтерпретація понять та відношень (аксіоми), W – важливість понять C , L – важливість відношень R . Аксіоми встановлюють семантичні обмеження для системи понять та відношень. Введення двох останніх скалярних величин дозволяє будувати метрику на таких онтологіях. Така метрика успішно використовується в прикладних ІСППР, описаних нами в [2, 3].

Для того, щоб вручну побудувати повну зв'язану онтологію для певної ПО необхідно затратити достатньо багато часу та ресурсів. Причина таких затрат полягає в тому, що такі онтології повинні містити десятки тисяч елементів, щоб бути придатними для розв'язування широкого кола прикладних задач, які виникають у цих ПО. Тому ручна побудова онтології людиною-оператором – це рутинний процес, який вимагає ґрунтовних знань ПО та розуміння принципів побудови онтологій. Отже необхідно розробити методи та алгоритми автоматичної побудови онтології [4].

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

Сфера автоматизації побудови онтологій представляє дуже великий інтерес, тому не дивно, що у світі існує багато напрацювань у цьому напрямку. Розглянемо декілька існуючих.

«Ontosophie» – напівавтоматична система для створення онтологій з текстів, розроблена David Celjaska та Maria Vargas-Vera з Knowledge Media Institute (Великобританія). Система дозволяє будувати онтологію із неструктурованого тексту, самонавчаючись в процесі побудови онтології і використовувати отримані знання для аналізу нових текстів.

«On-To-Knowledge» – керована контентом система керування знаннями на основі онтологій. Ця система призначена для аналізу і керування вмістом великих інформаційних мереж рівня корпорацій.

В IBM T.J. Watson Research Center (Нью-Йорк, США) розробляється метод побудови онтологій на основі наукових запитів із використанням технологій аналізу тексту. Цей метод формує онтологічні концепти і зв'язки на основі аналізу результатів пошуку текстів предметної області у мережі Інтернет.

Наша ідея, що лежить в основі автоматичної побудови онтологій, полягає в тому, що опрацьовані тексти із знаннями предметної області використовуються для отримання даних для доповнення існуючої онтології. У той же самий час проміжна онтологія використовується для опрацювання текстів ПО. У результаті отримуємо рекурсивний процес, який можна вважати самонавчанням системи.

Формування цілей: розробити математичне забезпечення розвитку адаптивної онтології на основі базової онтології предметної області та алгоритми автоматичного наповнення цієї онтології новими поняттями та зв'язками, та коефіцієнтами їх важливості на основі аналізу тестових ресурсів, що описують відповідну предметну область.

3. Основний матеріал

Розглянемо процес автоматичної розбудови деякої базової адаптивної онтології $O_{base} = \langle C_b, R_b, F_b, W_b, L_b \rangle$. Вважаємо, що базові терміни та відношення між ними повинні бути введені людиною-експертом в онтологію вручну. Для задання початкових ваг важливості термінів цієї онтології використовується один із двох методів: статистичний або на основі інтелектуального аналізу даних. Детально ці методи нами розглянуті у [5, 6]. Отже процес автоматичної розбудови онтології починається з моменту, коли в ній вже є якісь дані. Такий процес позначитимо:

$$c : O_{base} \rightarrow O \quad (1)$$

Онтологія – це мова науки. Мова науки, як структуроване наукове знання, задає собою багат шарове ієрархічне утворення, в якому виділяються блоки: терміносистема; номенклатура; засоби та правила формування понятійного апарату і термінів.

Отже з точки зору процесу побудови онтології необхідно побудувати її терміносистему O_T та номенклатуру O_N . В нашому підході базова онтологія повинна точно включати в себе частину терміносистеми (див. рис. 1), тобто $O_b \cap O_T \neq \emptyset$.

Енциклопедії, термінологічні та толкові словники, на основі яких будується терміносистема ПО мають чітку структуру і складаються із словникових статей. Тому необхідно дослідити можливі їх структури з метою розпізнавання понять і відношень між ними. Побудова номенклатури складніше. Якщо в словниках терміни

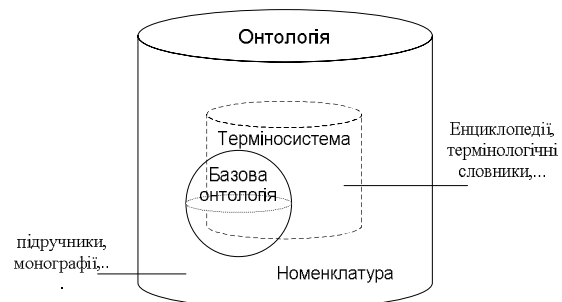


Рис. 1. Архітектура онтології

деяким чином вже виділені, то в наукових текстах (підручники, монографії і т.д.) їх необхідно виділяти, здійснити пошук властивостей понять і відношень між поняттями. Отже потрібна технологія природньо-мовного опрацювання наукового тексту.

Позначимо множину властивостей концептів $V=\{v_1, v_2, \dots, v_s\}$. Тоді поняття відношення можна записати як відображення із C в C , зважене V : $R:C \xrightarrow{V} C$. Тоді відношення r_i представляє собою триплет:

$$r_i = \langle C_{i_1}, v_{i_j}, C_{i_2} \rangle, \quad (2)$$

Терміни визначимо як клас

$$C = \langle N, R^x, R^y, S, D, A, Ob \rangle, \quad (3)$$

де N – ім'я терміну, R^x – множина відношень в яких клас C є доменом (областю визначення), R^y – множина відношень в яких клас C є множиною значень, S – суперкласи C , D – підкласи C , A – аксіоми визначення C , Ob – екземпляри C .

Отже в процесі розвитку базової онтології O_{base} необхідно будувати триплети r_i та нові поняття C , які задаються сімкою величин. У структуру концепту (3) входить набір аксіом A , однак автоматично побудувати такий набір аксіом дуже складно (принаймі автори не знають жодної такої спроби).

Тому наразі такий процес необхідно проводити вручну. Відношення ієрархії IS-A та PART-OF будемо називати вертикальними відношеннями і позначатимемо їх R^V .

Всі інші відношення називаються горизонтальними і позначатимемо їх R^H . Очевидно $R^V \cup R^H = R$, $R^V \cap R^H = \emptyset$.

Зважений концептуальний граф, ізоморфний адаптивній онтології є орієнтованим (див. рис. 2) [7].

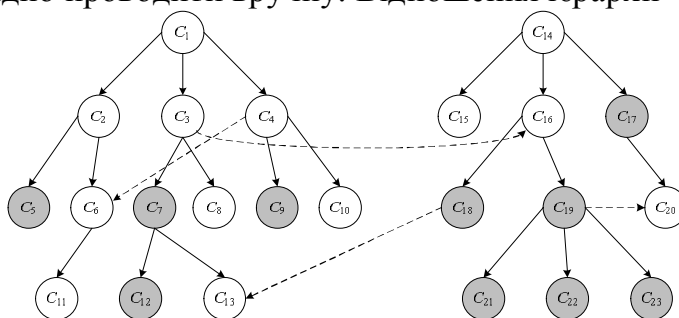


Рис. 2. Концептуальний граф онтології

Суцільними лініями наведені вертикальні зв'язки, пунктирними – горизонтальні. Визначеним класам відповідають темні вершини.

Для опрацювання природомовних текстів з метою розбудови онтології нами використано готові парсери [8]. Також нами розроблено шаблони відношень, на основі яких шукаються відповідні відношення у тексті. У залежності від типу задачі ваги відношень та методи обчислення цих ваг відрізняються. Розроблені нами шаблони, а також їх значущість для різних задач наведені у табл. 1. Групи відношень взяті із [10].

Табл. 1. Групи та ваги важливості відношень

Група відношень	Відношення	Шаблон (предикат)	Множина значень першого аргумента	Вага важливості L (семан./озн. задачі)
Ієрархія	Рід $\leftrightarrow$ вид	PHier(a,x,y)	{Class, Kind}	0,9 (1,2)
	Ознака $\leftrightarrow$ значення ознаки		{Category, Value}	0,9 (1,2)
	Інваріант $\leftrightarrow$ варіант		{Invariant,	0,9 (1,2)

			Variant}	
Агрегація	Ціле $\leftrightarrow$ частина	PAggr(a,x,y)	{Whole, Part}	0,9 (1,2)
	Об'єкт $\leftrightarrow$ простір реалізації (локалізації) об'єкта	PExist(a,x,y,z)	{Being, Location, Position, Order}	0,4 (1,2)
	Об'єкт $\leftrightarrow$ властивість/ ознака	PProp(a,x,y)	{Property, Indication, Character, Parameter, Factor, Criterion}	0,4 (1,2)
	рівень $\leftrightarrow$ одиниця рівня	PAggr(a,x,y)	{Level, UnitLevel}	0,4 (1,2)
Функціо- нальні	Об'єкт дії $\leftrightarrow$ дія $\leftrightarrow$ суб'єкт дії	PFun(a,x,y,z)	{Function, Causal, Condition, Event, ActState, ObjectState, Tool, Data, Quantity}	0,3 (1)
	причина $\leftrightarrow$ наслідок			0,3 (0,9)
	умова $\leftrightarrow$ дія			0,3 (0,9)
	явище $\leftrightarrow$ дія			0,3 (0,9)
	стан $\leftrightarrow$ дія			0,3 (0,9)
	явище $\leftrightarrow$ стан			0,3 (0,9)
	інструмент $\leftrightarrow$ дія			0,3 (0,9)
	дані $\leftrightarrow$ дія			0,3 (0,9)
	дані $\leftrightarrow$ величини			0,3 (0,9)
Семіотичні	Термін $\leftrightarrow$ спосіб вираження	PForm(a,x,y,z)	{Expression, Representation, MetaSign}	0,2 (0,2)
	Термін $\leftrightarrow$ спосіб подання			0,2 (0,2)
	Термін $\leftrightarrow$ метазнак терміну			0,2 (0,2)
Тотожності	Термін $\leftrightarrow$ синонім терміну	PEquiv(a,x,y)	{Synonym, Quasisynonym}	1 (-)
Кореляції	Термін $\leftrightarrow$ корелят терміну	PCor(a,x,y)	{Correlate, Oppose}	1 (-)

Для визначення правил обчислення ваг ми пропонуємо користуватись такою евристикою: для семантичних задач вага верхнього терміну ієрархії не може бути меншою за вагу свого нащадка. І навпаки, для ознакових задач, вага нащадка не може бути меншою за вагу свого батьківського поняття. Дійсно така евристика має сенс. Так для семантичних задач очевидно, що якщо мова у тексті йде про інтелектуальні системи, то й значить про штучний інтелект. А для ознакових задач краще мати значення найнижчих за ієрархією понять. Тому, виходячи з цього, перерахунок ваг для семантичних задач будемо здійснювати знизу до верху, а для ознакових навпаки – зверху до низу. Виходячи з таких міркувань нами визначено відповідні ваги відношень. Відношення тотожності та кореляції в ознакових задачах не використовуються, оскільки синонімія та королювання ніяк не впливають на значення ознак. Відразу вважається, що це одна і та ж ознака.

Розглянемо тепер методи задання початкових ваг (коефіцієнтів важливості) понять. Існують такі методи:

- за рахунок експертних оцінок;
- присвоєння випадковим чином;

за рахунок аналізу (статистичного, інтелектуального) інформаційних джерел, які описують ПО в якій функціонує ІА.

Окрім того ці ваги можуть мати обмеження на величину, наприклад їх значення знаходяться у відрізку $[0,1]$ (ймовірнісні методи) або без обмежень на величину (нагромаджувальні методи). Оскільки онтологія формує собою таксономію понять, то використовуючи мову об'єктно-орієнтованого підходу, кожне поняття являє собою клас.

Для семантичних задач нами запропоновано такий метод обчислення ваг понять (класів):

1. Повна вага W_j^i класу онтології дорівнює сумі власної ваги Wo_j^i , ваги підкласів Ws_j^i та ваги суміжних класів Wn_j^i (класів, зв'язаних з даним класом не IS-A зв'язком):

$$W_j^i = Wo_j^i + Ws_j^i + Wn_j^i, \quad (4)$$

де $Ws_j^i = \sum_k Wc_k^{i+1} \cdot L_{j,k}$ – вага k підкласів j -го класу i -го рівня, причому для кореневого класу рівень $i = 0$; $Wc_k^{i+1} = Wo_k^{i+1} + Ws_k^{i+1}$ – вага класу C_k^{i+1} ; $L_{j,k}$ – вага зв'язку між класами C_j^i та C_k^{i+1} .

Перерахунок окремих компонент повної ваги класу відображено на схемі (рис. 3).

2. У момент внесення на $i+1$ -й рівень нового підкласу йому присвоюється власна вага Wo_j^{i+1} , рівна половині власної ваги класу, вищого i -го рівня:

$$Wo_j^{i+1} = \frac{1}{2} Wo_j^i \quad (5)$$

Вага класу Wc_j^i та усіх батьківських класів аж до кореневого збільшується на величину ваги новоствореного підкласу:

$$Wc_j^m = Wc_j^m + Wo_j^{i+1}, \forall m \leq i \quad (6)$$

3. Під час встановлення зв'язку між поняттями k_1 та k_2 між відповідними вершинами графа онтології з'являється ребро, а до ваги суміжних класів Wn_1 додається вага Wc_2 і навпаки – до Wn_2 додається вага нового суміжного до нього класу Wc_1 так, що:

$$Wn_j = \sum_k Wc_k \cdot L_{j,k} \quad (7)$$

Повторне встановлення зв'язків призводить до появи кратних ребер у графі.

4. Кратність ребер відображає частоту зустрічання U пари семантично пов'язаних понять $L_{i+1} = U \cdot L_i$. Кратні ребра після перерахунку не збільшують валентність вершини.

5. Вага екземпляра БЗ дорівнює повній вазі його класу.

Таким чином визначена модель онтології БЗ дає змогу розраховувати вагові коефіцієнти своїх компонентів у процесі їх додавання, вилучення і використання

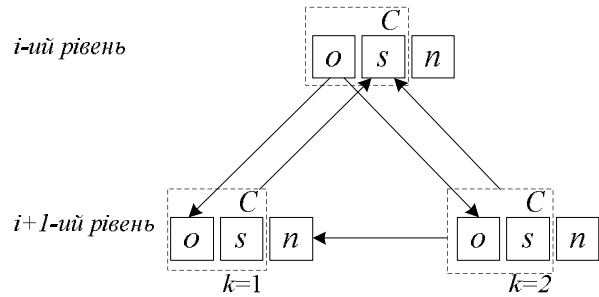


Рис. 3. Схема перерахунку окремих компонент повної ваги класу.

під час експлуатації системи, завдяки чому реалізує механізм адаптації до заданої користувачем ПО.

Розглянемо визначення ваг понять для ознакових задач на основі інтелектуального аналізу даних, а саме на основі побудови дерева рішень (ДР). Як відомо ознакові задачі дозволяють для пошуку релевантних прецедентів будувати ДР. Однак ДР не є панацеєю, оскільки згадувані ознаки, що лежать на відповідній гілці, що задає прецедент, не гарантують врахування повної множини ознак, які необхідно врахувати для знаходження релевантного прецедента. Нами пропонується використовувати ДР для визначення ваг базових термінів, які задають деякий прецедент, а потім на основі онтології ПО розвинути отримані ваги на всю онтологію для відповідного прецедента. Тоді для пошуку релевантного прецедента використовувати значення тих n понять, які для відповідного прецедента мають найбільші ваги.

Розглянемо гілку дерева рішень. Вершини (ознаки) цієї гілки знаходяться на k рівнях. Очевидно, що чим вищий рівень, тим значуща ознака, яка на цьому рівні знаходиться. Ця евристична думка має бути відображена в значеннях ваг цих ознак. Крім того пропонується ці ваги нормувати, тобто щоб їх сума для кожного прецедента (гілки) була рівна 1.

Розглянемо два способи визначення ваг базових ознак, які задовольняють вищі описані два припущення.

1 спосіб. Арифметичні ваги. Визначаються як відношення різниці $(k+1)$ рівня дерева та рівня на якому знаходиться ознака до суми всіх рівнів гілки, тобто базуються на сумі арифметичної прогресії:

$$w_i = \frac{k+1-i}{\sum_{j=1}^k j} = \frac{k+1-i}{\frac{(1+k)k}{2}} \quad (8)$$

2 спосіб. Геометричні ваги. Базуються на сумі геометричної прогресії:

$$w_i = \frac{2^{k-i}}{2^k - 1}. \quad (9)$$

Отримані ваги назвемо вагами базових понять і позначимо таку множину ваг W_B . Тепер необхідно їх розвинути на всю онтологію ПО, використовуючи таксономію понять онтології, відношення між поняттями та їх інтерпретацію. Математично (формально) цей процес запишемо у вигляді:

$$W_B \xrightarrow{o} W. \quad (10)$$

Розмноження ваг на всю онтологію залежить від визначення (аксіоматизації) класів, їх ієрархії (вертикальний зв'язок) та горизонтальних зв'язків.

Для ознакових задач нами пропонується такий метод розповсюдження ваг. Спочатку ваги всіх ознак рівні 0. Для ознак, які приймають участь у ДР для відповідного прецедента до нуля додаємо вагу, отриману на основі ДР. Потім розглядаємо функціональні та семіотичні зв'язки, якщо вони визначені в онтології. Функціональні відношення діляться на симетричні R_s та несиметричні R_n . Очевидно, що елементи, які приймають участь у симетричних зв'язках є рівносильними. Тому ваги L симетричних відношень рівні 1. Всі інші функціональні зв'язки мають вагу 0,9. Отже, якщо відома вага w_i терміну C_i і цей термін має симетричний зв'язок із терміном C_j , вага якого невідома, то $w_j = L \cdot w_i$.

Для несиметричних зв'язків $C_i \rightarrow C_j$ отримаємо аналогічне співвідношення, якщо відомо вагу C_i і $W_i = \frac{W_j}{L}$, якщо відомо вагу C_j .

Висновки

У роботі наведено базові положення математичного забезпечення автоматичної розбудови базової адаптивної онтології. Це забезпечення служить для пошуку відношень згідно визначених шаблонів та перерахунку ваг важливості концептів. Нами формально визначено поняття концепта в онтології та відношення між концептами, що дозволяє ефективно розбудовувати існуючу онтологію, уникаючи протиріч. Робота в більшій мірі спрямована на опис методів перерахунку ваг онтології залежно від типу задачі. Зазначимо, що розроблений метод стосується лише таксономії концептів та відношень між ними, однак не дозволяє автоматично будувати аксіоми, тобто визначати концепти. Ця задача є предметом наших подальших досліджень.

Список літератури: 1. В.В.Пасічник Інтелектуальні системи, базовані на онтологіях // Д.Г.Досин, В.В.Литвин, Ю.В.Нікольський, В.В.Пасічник – Львів: „Цивілізація”, 2009. – 414с. 2. Литвин В.В. Мультиагентні системи підтримки прийняття рішень, що базуються на прецедентах та використовують адаптивні онтології / В.В.Литвин // Радіoeлектроніка, Інформатика, Управління. – Запоріжжя, 2009. – №2(21). – С. 120–126. 3. Крайовський В.Я. Використання адаптивних онтологій в інтелектуальних системах прийняття рішень / В.Я.Крайовський, В.В.Литвин, Н.Б.Шаховська // Східноєвропейський журнал передових технологій. – №4/3(40) – Харків, 2009. – С.7-12. 4. Литвин В.В. Автоматизація процесу розвитку базової онтології на основі аналізу текстових ресурсів / В.В.Литвин // Комп'ютерна та математична лінгвістика. Вісник НУ “Львівська політехніка” № 673, 2010. – С. 319-325. 5. Даревич Р.Р. Оцінка подібності текстових документів на основі визначення інформаційної ваги елементів бази знань / Р.Р.Даревич, Д.Г.Досин, В.В.Литвин, З.Т.Назарчук // Искусственный интеллект. – Донецк. – 2006. – № 3. – С. 500–509. 6. Даревич Р.Р. Метод автоматичного визначення інформаційної ваги понять в онтології бази знань / Р.Р. Даревич, Д.Г. Досин, В.В. Литвин // Відбір та обробка інформації. – 2005. – Вип. 22(98). – С. 105–111. 7. Литвин В.В. Проектування інтелектуальних агентів прийняття рішень в просторі ознак з використанням онтологічного підходу / В.В.Литвин, Р.Р.Даревич, Д.Г.Досин, Н.В.Шкутяк // Штучний інтелект. – Донецьк-Кацивелі. – 2010. – т.2. – С. 100-104. 8. Литвин В.В. Проектування інтелектуальних агентів на основі адаптивних онтологій / В.В.Литвин, Н.Б.Шаховська, А.С.Мельник, О.Ю.Пшеничний, Ю.В.Ришковець // Міжнародна наукова конференція „Інтелектуальні системи прийняття рішень і проблеми обчислювального інтелекту” ISDMCI'2010. – Євпаторія. – Т.2. – С.401-404. 10. Найханова Л.В. Технология создания методов автоматического построения онтологий с применением генетического и автоматного программирования / Л.В.Найханова. – Улан-Удэ: Издательство БНЦ СО РАН, 2008. – 244с.

Поступила в редколлегию 19.03.2011

УДК 664:519.8

О.І. ТОРЯНИК, докт. хім. наук, проф., ХДУХТ, м. Харків

О.Г. ДЬЯКОВ, канд. техн. наук, доц., ХДУХТ, м. Харків

Ж.В. ВОРОНЦОВА, канд. пед. наук, доц., ХДУХТ, м. Харків

ВИЗНАЧЕННЯ ТОЧОК ЕКСПЕРИМЕНТУ ПРИ НЕЛІНІЙНИХ МОДЕЛЯХ

Розглянуті питання визначення точок проведення експерименту коли модель нелінійна. Показано, що оптимальні точки проведення досліджень залежать від значень коефіцієнтів моделі та її структури

Ключевые слова:

Рассмотрены вопросы определения точек проведения эксперимента, когда модель нелинейная. Показано, что оптимальные точки проведения эксперимента зависят от значений коэффициентов модели и её структуры.

The questions of determination point realization experiment for nonlinear model are considered. It is shown, that optimal value realization experiment depend from defined value and structure of model.

Постановка проблеми у загальному вигляді

При проведенні досліджень харчових продуктів, у зв'язку з ускладненням речовин для дослідження, все більше використання набувають моделі які є суттєво нелінійними, тобто такі моделі, які не можуть бути спрощені шляхом розкладання у відповідні ряди чи шляхом використання спеціальних перетворень [1,2]. Тому питання побудови планів експерименту та подальшого знаходження коефіцієнтів моделі з відповідною точністю є на даний час актуальними. Принципова складність визначення плану експерименту для нелінійної моделі полягає у тому, що для визначення оптимального плану (плану, який дає можливість визначити коефіцієнти моделі з мінімальними похибками) треба мати відповідну уяву про значення істинних коефіцієнтів моделі. На перший погляд це виглядає повним протиріччям, але є цілком природним. Для ефективного планування експерименту необхідно добре знати його поведінку об'єкта в області планування. Тому у більшості випадків спочатку проводиться та обробляється невелика кількість дослідів з метою знаходження початкових оцінок параметрів, які необхідні для подальшого ефективного планування експерименту. У якості прикладу, де доцільно проводити планування точок експерименту, можна навести дослідження з використанням спектрометра ядерного магнітного резонансу (ЯМР).

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Визначення точок експерименту для нелінійних моделей це процес значно складніший ніж для лінійних моделей. Це обумовлено тим, що для точного визначення точок експерименту необхідно знати коефіцієнти моделі. Але, в свою чергу, щоб знайти ці коефіцієнти з найкращою точністю, треба знати точки проведення досліджень. Це протиріччя можна подолати шляхом використання ітераційних підходів, які дають можливість за декілька ітерацій визначити як точки проведення експерименту, так і необхідні коефіцієнти моделі [1].

Теорія планування експерименту для нелінійних моделей безперервно розвивається і можна виділити два основних підходи для знаходження планів експерименту: прямий та непрямий підходи. Прямий підхід являє собою обчислювальний процес, який дає можливість безпосередньо обчислити у деякому сенсі найкращі точки проведення досліджень. За допомогою такого підходу можна обчислити час проведення вимірювань, фізичні координати для проведення вимірювань тощо. Але цей підхід потребує відносно великого обсягу

обчислення і може бути реалізований тільки з використанням обчислювальної техніки.

Використання непрямого підходу потребує активної участі дослідника у плануванні та проведенні експерименту. При цьому дослідник може використовувати свій досвід та наукову інтуїцію. Можливо використання підходів, що застосовуються у теорії нечітких множин [3]. Однак ці результати планування можна розглядати як рекомендації для проведення досліджень. Остаточний висновок можна зробити тільки після проведення експериментів та їх статистичної обробки.

Мета та завдання статті

Метою статті є приклад побудови плану експерименту для одного виду нелінійної моделі на основі використання пакету MathCAD [4]. Будемо вважати, що модель можна записати у вигляді

$$y^i = f(x_j^i, \mathbf{K} x_m^i, a_1, \mathbf{K} a_p), \quad (1)$$

де x_j^i – m незалежних змінних ($j=1, m; i=1, N$); y^i – значення залежної змінної у точці x_j^i ($i=1, N$); a_i ($i=1, p$) – невідомі параметри моделі.

У практичних задачах значення змінних не відомо, але за допомогою методу найменших квадратів можна знайти їх оцінки $\hat{y}, \hat{x}, \hat{a}$ – розрахункові значення, які відповідають істинним значенням $\bar{y}, \bar{x}, \bar{a}$. Вважають, що при проведенні експерименту не виникає систематичних похибок, та із значень $\hat{y}, \hat{x}, \hat{a}$, що знайдені за результатами N спостережень, можна знайти значення $\bar{y}, \bar{x}, \bar{a}$, якщо N наближається до нескінченності. У якості критерію адекватності використовують наступний критерій

$$S = \sum_{i=1}^N \left[\frac{1}{s^2} (\tilde{y}^i - f(\tilde{x}^i, a)) \right]^2, \quad (2)$$

де $\tilde{y}^i, \tilde{x}_j^i$ – результати вимірювання y^i, x_j^i ; s^2 – середньоквадратична похибка вимірювання y .

Подальше планування експерименту на основі прямого підходу базується на методі найменших квадратів і пов'язано з мінімізацією виразу(2).

Виклад основного матеріалу

У відповідності з прямим підходом умови проведення експерименту є оптимальні, коли визначник інформаційної матриці проведення експерименту $|C|$ має найбільше значення. Однак, щоб побудувати цю матрицю необхідно знати оцінки коефіцієнтів майбутньої моделі. Ці оцінки можуть бути визначені як з теоретичних міркувань, шляхом опитування експертів, або з використанням спрощених виразів.

Згідно з теорією визначення коефіцієнтів нелінійних моделей [1] для знаходження інформаційної матриці треба попередньо визначити часткові похідні $\frac{\partial}{\partial a_i} f(x, a)$ в які необхідно підставити наближенні значення коефіцієнтів моделі які були попередньо визначені.

Розглянемо приклад визначення плану експерименту для нелінійної моделі виду

$$f(x, a) = \frac{a_1}{a_1 - a_2} [\exp(-a_2 t) - \exp(-a_1 t)]. \quad (3)$$

Початкові значення для a_1, a_2 відомі і дорівнюють $\hat{a}_1 = 0,7, \hat{a}_2 = 0,2$. Необхідно провести два вимірювання: одне в точці $t_1 = x^1$, друге – в точці $t_2 = x^2$. Ці точки треба знайти таким чином, щоб коефіцієнти моделі можна було знайти з можливо більшою точністю. Цей приклад було взято з [1, 2], де необхідні значення були знайдені з використанням спеціалізованої програми. За заданим видом функції (3) знайдемо часткові похідні за коефіцієнтами нелінійної моделі які мають вигляд

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial a_1} f(t, a_1, a_2) &= \frac{1}{(a_1 - a_2)} [\exp(-a_2 t) - \exp(-a_1 t)] - \\ &\quad \frac{a_1}{(a_1 - a_2)^2} [\exp(-a_2 t) - \exp(-a_1 t)] + \frac{a_1}{(a_1 - a_2)} t \exp(-a_1 t), \\ \frac{\partial}{\partial a_2} f(t, a_1, a_2) &= \frac{a_1}{(a_1 - a_2)^2} [\exp(-a_2 t) - \exp(-a_1 t)] - \frac{a_1}{(a_1 - a_2)} t \exp(-a_2 t). \end{aligned}$$

Побудуємо матрицю елементами якої є відповідні часткові похідні в які підставлені невідомі значення t_1 та t_2 . Матриця має вигляд

$$C = \begin{bmatrix} C_1^1 & C_2^1 \\ C_1^2 & C_2^2 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

де C_j^i – відповідні часткові похідні; $i=1,2$ – точки проведення експерименту, які необхідно визначити; j – індекс коефіцієнта, по якому була взята часткова похідна.

З урахуванням визначених часткових похідних матриця C буде мати вигляд

$$C = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial a_1} f(t_1, a_1, a_2) & \frac{\partial}{\partial a_2} f(t_1, a_1, a_2) \\ \frac{\partial}{\partial a_1} f(t_2, a_1, a_2) & \frac{\partial}{\partial a_2} f(t_2, a_1, a_2) \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Для знаходження точок проведення експерименту необхідно дослідити визначник матриці C з метою знаходження таких значень t_1 та t_2 , які відповідають умові

$$|C(t_1, t_2)| \Rightarrow \max_{t_1, t_2 \in t},$$

де t – множина значень точок проведення вимірювання.

Знаходження максимального значення визначника $|C(t_1, t_2)|$ було здійснено за допомогою стандартної функції Maximize пакету MathCAD. В результаті обчислення було знайдено наступні значення $t_1=1,3$ $t_2=6,85$. Ці значення збігаються із значеннями які наведені у [1] при використанні програми, яка спеціально призначена для розв'язання подібних задач.

Характер залежності точок експерименту від максимального значення визначника $|C(t_1, t_2)|$ можна проілюструвати шляхом побудови поверхні, що ілюструє цю залежність.

На рис. наведено залежність величини визначника матриці від точок проведення експерименту. З рисунку видно, що ця залежність має складний характер і визначення

потрібних точок проведення експерименту можливо тільки шляхом обчислень.

Висновки

Наведено підхід щодо визначення точок проведення експерименту нелінійної моделі на основі використання пакету MathCAD. Всі необхідні перетворення щодо знаходження відповідних часткових похідних було виконано у символьному виді. Визначення точок експерименту шляхом знаходження максимального значення визначника матриці експерименту було проведено з використанням стандартної програми MathCAD. Знайдені значення збігаються із значеннями, які було визначено з використанням спеціалізованої програми, що підтверджує доцільність використання такого підходу.

Подальшим розвитком цього підходу є його використання для проведення експериментів пов'язаних з проведенням досліджень на спектрометрі ЯМР.

Список литературы: 1. Дрейпер Н.Р. Прикладной регрессионный анализ [Текст]/ 3- вид.: Н.Р. Дрейпер, Г Смит. Пер. с англ. – М. : Вильямс, 2007. – 912 с. 2. Хартман К., Лецкий Э. И др. Планирование экспериментов в исследовании технологических процессов. Пер. с нем. – М.: «Мир», 1977. – 552 с. 3. Методы исследований и организация экспериментов./под. ред. проф. К.П. Власова. Харьков, Издательство «Гуманитарный Центр», 2002. – 256 с. 4. Плис А.И. Mathcad: математический практикум для экономистов и инженеров [Текст] : учеб. пособие / А.И. Плис, Н.А. Сливина.– М.: Финансы и статистика, 1999. – 656 с.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК: 004.413, 004.75

И.А. ЖИРЯКОВА, канд. техн. наук, доц., Черкасский филиал Европейского университета

FLEX ТЕХНОЛОГИЯ РАЗРАБОТКИ ИНТЕРАКТИВНЫХ WEB-ПРИЛОЖЕНИЙ

Статья посвящена вопросам разработки web-приложений нового поколения базирующихся на концепции RIA, приведены наиболее известные технологии ее реализации, а также подробно рассмотрена наиболее перспективная из них – технология Adobe Flex.

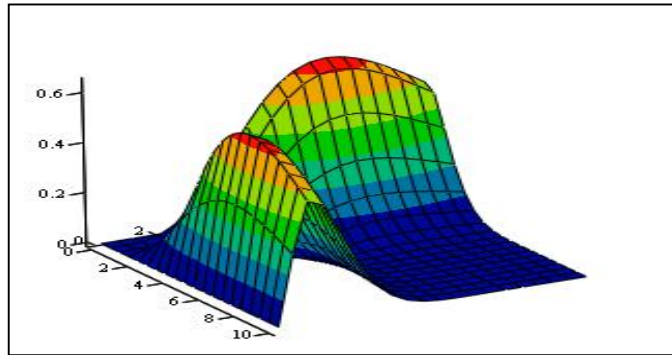


Рис.1. Залежність визначника матриці С від точок проведення експерименту

Ключевые слова: разработка web-приложений, концепция RIA, технология Adobe Flex.

Стаття присвячена питанням розробки web-додатків нового покоління, які базуються на концепції RIA, наведені найбільш відомі технології її реалізації, а також детально розглянута найбільш перспективна з них – технологія Adobe Flex.

Ключові слова: розробка web-додатків, концепція RIA, технологія Adobe Flex.

The article is devoted of the questions to the development of web-applications from new generation based on the RIA concept, described the most well-known technology implementation, and discussed in detail the most perspective of them – the Adobe Flex technology.

Keywords: development of web-applications, RIA concept, Adobe Flex technology.

Введение

Концепции и технологии, используемые при разработке web-приложений, постоянно развиваются и совершенствуются. Оптимизируется использование ресурсов и времени, улучшаются возможности по отображению предоставляемой информации, динамичность и интерактивность web-приложений. На сегодняшний день одним из наиболее перспективных подходов к обеспечению всего вышеперечисленного является концепция Rich Internet Application (в дальнейшем RIA), для реализации которой многими IT-компаниями предлагаются различные технологии. Наиболее известными из них являются Flash, Flex (в дальнейшем Flex) и AIR фирмы Adobe; ActiveX, WPF и Silverlight корпорации Microsoft; Java FX и Java Applets компании Sun Microsystems [1-3].

Постановка проблемы

Альтернативой традиционным web-приложениям с клиент-серверной архитектурой, в которых клиент используется лишь для отображения статического контента, стала концепция RIA. Но выбор технологии для ее реализации достаточно широк, что подтверждает актуальность исследования по выявлению наиболее прогрессивной, простой в освоении, эффективной и надежной платформы.

Анализ исследований и публикаций. Вопросам реализации web-приложений, основанных на RIA концепции, посвящено множество работ [1-3], но большинство из них лишь описывают существующие технологии для ее реализации, оставляя за читателем право выбора наиболее подходящей. В данной работе акцент ставится на описании технологии с открытым исходным кодом фирмы Adobe – Flex.

Результаты исследований

Для начала рассмотрим архитектурные особенности построения web-приложений базирующихся на RIA концепции. Для этого сравним принцип работы традиционного web-приложения и RIA-приложения (рис. 1).

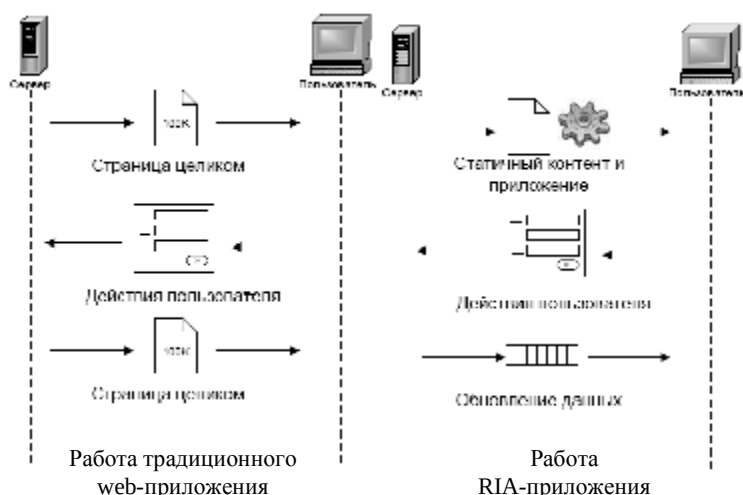


Рис. 1. Принципы работы традиционного web-приложения и RIA-приложения

Работа традиционных web-приложений сконцентрирована вокруг клиент-серверной архитектуры с тонким клиентом. Такой клиент переносит все задачи по обработке информации на сервер, а сам используется в основном для отображения статического контента. Основным недостатком этого подхода в том, что все взаимодействие с приложением должно

обрабатываться сервером, что требует постоянной отправки данных на сервер, ожидания ответа сервера, и загрузки страницы обратно в браузер. В отличие от традиционного web-приложения в RIA значительная часть функционала выполняется на стороне клиента, поэтому появляется возможность отправлять и получать данные с сервера только по мере необходимости. Если подключение нестабильно клиентская часть RIA-приложения обладает возможностями кэширования данных и работы без подключения к сети в режиме offline.

В результате сравнения можно выделить следующие преимущества RIA-приложений для пользователя:

- уменьшение сетевого трафика и нагрузки на сервер, так как обмен данными с сервером не обновляет страницу целиком;
- ускорение отклика сервера, в результате чего приложение более интерактивное;
- асинхронная передача данных;
- повышение отказоустойчивости;
- возможность работы в двух режимах online и offline.

При всём разнообразии подходов технологии поддерживающие RIA концепцию имеют некоторые общие черты:

- использование концепции «песочницы», которая позволяет выполнять RIA-приложение в локальной изолированной среде, что защищает компьютер пользователя от сбоев (повреждений информации и системных файлов);
- асинхронная передача данных между сервером и RIA-приложением, которая позволяет не прерывать работу пользователя для получения ответа;
- богатый пользовательский интерфейс;
- минимальные требования к компьютерам-клиентам.

Но для полноценного использования всех преимуществ концепции RIA, автором предлагается использовать технологию Flex, которая является наиболее эффективной средой разработки с открытым кодом для создания и обслуживания web-приложений, совместимой со всеми распространенными браузерами, платформами персональных компьютеров и версиями операционных систем и имеющей максимальную поддержку со стороны разработчиков (рис. 2, табл. 1) [4-6].

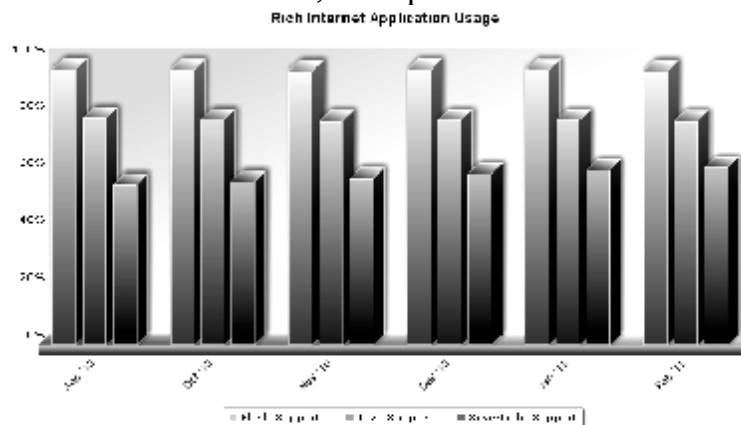


Рис. 2. Степень поддержки платформ для разработки RIA-приложений

Таблица 1.

Технологии	Степень поддержки (%)					
	сентябрь 2010 (Sep '10)	октябрь 2010 (Oct '10)	ноябрь 2010 (Nov '10)	декабрь 2010 (Dec '10)	январь 2011 (Jan '11)	февраль 2011 (Feb '11)
Фирма Adobe (Flash Support)	96,48	96,28	95,89	96,30	96,17	95,82
Корпорация Microsoft (Java Support)	79,38	78,91	78,38	78,52	78,54	78,26
Компании Sun Microsystems (SilverLight Support)	56,08	57,21	58,23	59,80	61,19	62,07

Flex – это основанная на Flash технология, предназначенная для ускорения и упрощения разработки RIA-приложений. На схеме (рис. 3) представлена концепция Flex технологии.

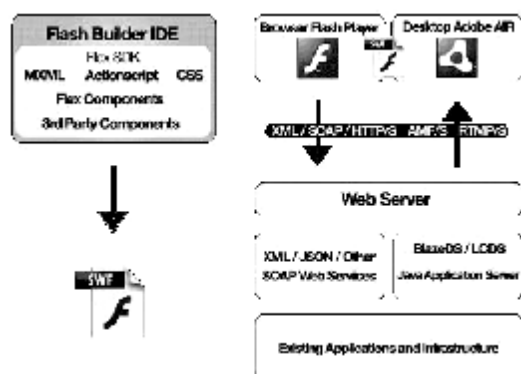


Рис. 3. Структура и принцип работы Flex технологии

Технология Flex – это большой набор классов, расширяющих базовые возможности Flash, позволяя описывать интерфейс web-приложения на MXML – декларативном языке описания и настройки свойств визуальных элементов интерфейса, основанном на XML. Логика web-приложения пишется на ActionScript – полноценном объектно-ориентированном языке программирования, который является одним из диалектов ECMAScript.

Результатом компиляции является файл SWF, предназначенный для выполнения в браузере (на платформе Flash Player, которая существует в виде плагина к браузеру) или как самостоятельное приложение (на платформе AIR).

Вся разработка во Flex ориентирована на применение готового набора расширяемых компонентов, внешний вид которых позволяет гибко настраивать CSS, что облегчает задачу разработчика.

Flex SDK является бесплатным набором инструментария с июня 2007 года с открытым исходным кодом, распространяемым на условиях Mozilla Public License. Для работы с процедурами и классами этого фреймворка (написание кода, отладка, компиляция) можно использовать как бесплатные (Eclipse WTP IDE, FlashDevelop IDE) так и платные (Flex Builder IDE, IntelliJ IDEA IDE, Aptana Studio IDE, PowerFlasher FDT IDE) среды разработки.

Выводы.

В качестве вывода можно привести основные преимущества Flex технологии по сравнению с существующими аналогами: быстрый цикл освоения и разработки; web-сервисы могут использоваться для связи с сервером при частом обращении к данным при небольшой полезной нагрузке; интеграция с дизайнерскими инструментами от Adobe и мультимедийными возможностями платформы Flash (потокковое видео, звук, бинарные сокет и другие); возможность open-source разработки, хотя на порядок меньше чем в Java; много учебных материалов и технической документации, а также достаточно большое сообщество разработчиков; надежность, простота и эффективность платформы.

Список литературы: 1. Симакович Е.А. Обзор современных технологий создания RIA-приложений [Электронный ресурс] / Е. А. Симакович, Д. В. Гарайс, А. В. Ямшанов // Проект SWorld – международные научно-практические Интернет-конференции. – 2010. – Режим доступа к статье: <http://www.sworld.com.ua/index.php/en/technical-sciences/informatics-computer-science-and-automation/2174-simakovich-ea-garais-lw-yamshanov-ab> 2. Сравнение современных технологий для создания насыщенных Интернет приложений (RIA) [Электронный ресурс] // Блог Константина Ковалёва. – Режим доступа: <http://riapriority.com/blogs/constantiner.php> 3. Новиков И. RIA: все богатства Web [Электронный ресурс] / И. Новиков // PC Magazine. – 2008. – Режим доступа к журналу: <http://pcmag.ru/solutions/detail.php?ID=15318>. 4. Adobe Flex [Electronic resource] : Documentation set. – Adobe Systems Inc. – MA Internet: <http://www.adobe.com/devnet/flex.html?navID=fig>. 5. Fain Y. Enterprise Development with Flex [Electronic resource] / Y. Fain, V. Rasputnis, A. Tartakovsky. – Sebastopol: O'Reilly Media Inc., 2010. – 688 p. – MA Internet: <http://oreilly.com>. 6. RIA Market Penetration and Global Usage [Electronic resource] : Comprehensive Aggregate Internet Usage Statistics. – StatOwl.com. – MA Internet: http://www.statowl.com/custom_ria_market_penetration.php

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 656.222:629.4.083

Т. О. КОСТИРКИНА, асп., УкрДАЗТ, м. Харків

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ФАКТОРІВ НА ПРОЦЕС ПРОПУСКУ ТРАНЗИТНИХ ПОЇЗДІВ
ПІДВИЩЕНОЇ ВАГИ**

В статті проведено дослідження впливу технічних та технологічних факторів на пропуск поїздів за «жорсткими» нитками графіку. Запропоновано методику розрахунку чисельності штату працівників ПТО, що враховує подовжені плечі оборту локомотивів та локомотивних бригад, а також пропуск поїздів підвищеної ваги.

Ключові слова: «жорсткі» нитки графіку

В статье проведено исследование влияния технических и технологических факторов на пропуск поездов по «жесткими» нитями графику. Предложена методика расчета численности штата работников ПТО, учитывающий удлиненные плечи оборота локомотивов и локомотивных бригад, а также пропуск поездов повышенного веса.

Ключевые слова: «жесткие» нити графику

The paper analyzed the influence of technical and technological factors on the trains pass by "rigid" schedule threads. Methods of calculating the number of VET staff, which takes into account extended shoulders turn locomotives and locomotive crews and trains pass high weight.

Key words: "tough" schedule threads

Вступ

При впровадженні логістичних технологій на залізничному транспорті, головну роль відіграє гарантія часу надходження поїзда на станцію призначення – тобто просування поїзда за «жорсткими» нитками графіку руху. При виділенні таких ниток для транзитного вагонопотоку можна не зважати на головний недолік системи організації руху поїздів за «жорстким» графіком руху – виникнення непродуктивного часу простою вагонів під накопиченням, особливо при формуванні поїздів підвищеної ваги. Пропуск таких поїздів повинен виконуватись з наданням пріоритету, через що стає актуальним виділення «жорсткої» нитки графіку для пропуску спеціалізованих поїздів.

Аналіз останніх досліджень

Згідно до досліджень, технологію пропуску транзитних поїздів підвищеної ваги розглядали лише у контексті пропуску сформованих поїздів з урахуванням часу на накопичення. При цьому, до уваги бралися або економічні критерії мінімізації приведених сумарних витрат на освоєння обсягів перевезень [1], або техніко-економічні розрахунки, які враховували різнохарактерні витрати на накопичення поїздів, а також оплату локомотивних бригад [2]. Аналіз довів, що детально не було розглянуто чинники, що впливають на пропуск поїздів за «жорсткими» нитками графіку.

Постановка задачі у загальному вигляді

Наслідком технології пропуску поїздів за «жорсткими» нитками графіку є чітке дотримання технології пропуску транзитних спеціалізованих поїздів на всьому напрямку. Таким чином, постає задача аналізу та оцінки впливу технічних та технологічних чинників на фактичний час руху поїздів по напрямку.

Виклад основного матеріалу дослідження

Однією із основних умов пропуску транзитних поїздів є стабільність фактичного дотримування нормативних «жорстких» ниток, що ув'язані по всій протяжності маршруту слідування. В умовах напрямку Куп'янськ - Сорт – Одеса - Пересип було проведено дослідження пропуску транзитних поїздів підвищеної ваги.

На рисунку 1 наведено розподіл часу руху 36 поїздів за маршрутом Куп'янськ - Сорт – Одеса - Пересип за місяць максимальних перевезень (листопад 2009 року). Слід відзначити, що час руху поїзда, який відокремлений від основної групи поїздів, є нестандартною умовою слідування транзитного поїзду і не повинен прийматися до розрахунків. Пунктирною лінією прокладено нормативний час прослідування транзитного поїзда при умові лише двох зупинок на технічних станціях Полтава-Південна та Знам'янка-Сортувальна.

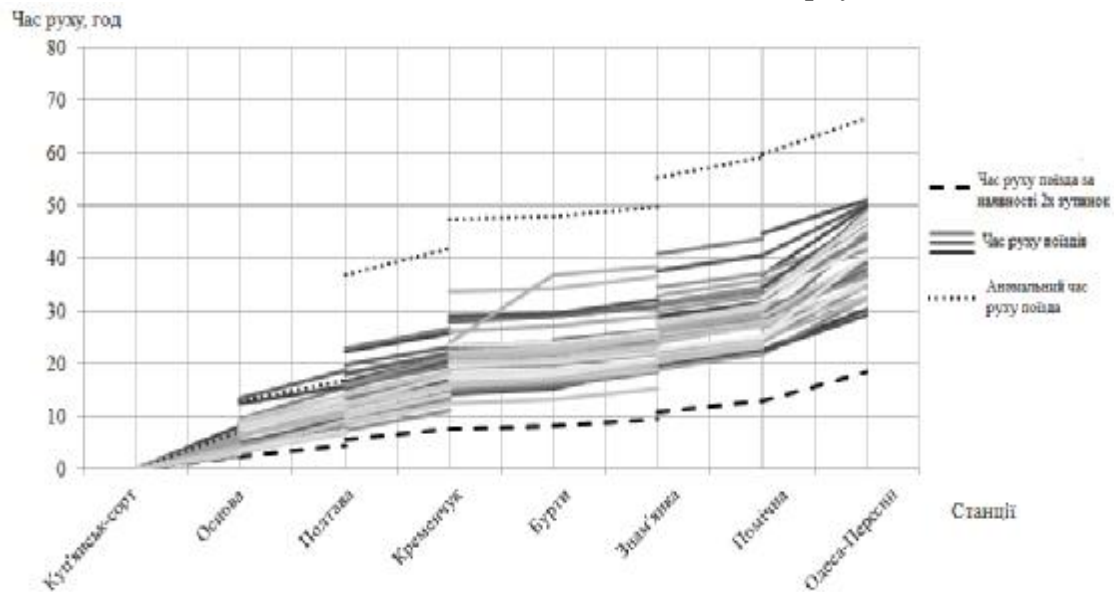


Рис.1 – Розподіл часу руху поїздів за маршрутом Куп'янськ-Сорт – Одеса-Пересип

Доведено, що час знаходження у русі транзитних поїздів до прибуття на кожну станцію напрямку Куп'янськ-Сорт – Одеса-Пересип є випадковою величиною, що підпорядковується нормальному закону розподілу. Так нормальний закон розподілу часу руху від станції Куп'янськ-Сорт до станції Полтава-Південна має параметри: математичне очікування $M(x)=10,21 год$, та середньоквадратичне відхилення $s = 3,2 год$ (рис. 2). Коефіцієнт варіації складає 31,3%, що вказує на значне варіювання часу руху поїзда на даній ділянці, а на всьому напрямку знаходиться у межах від 21 до 33%.

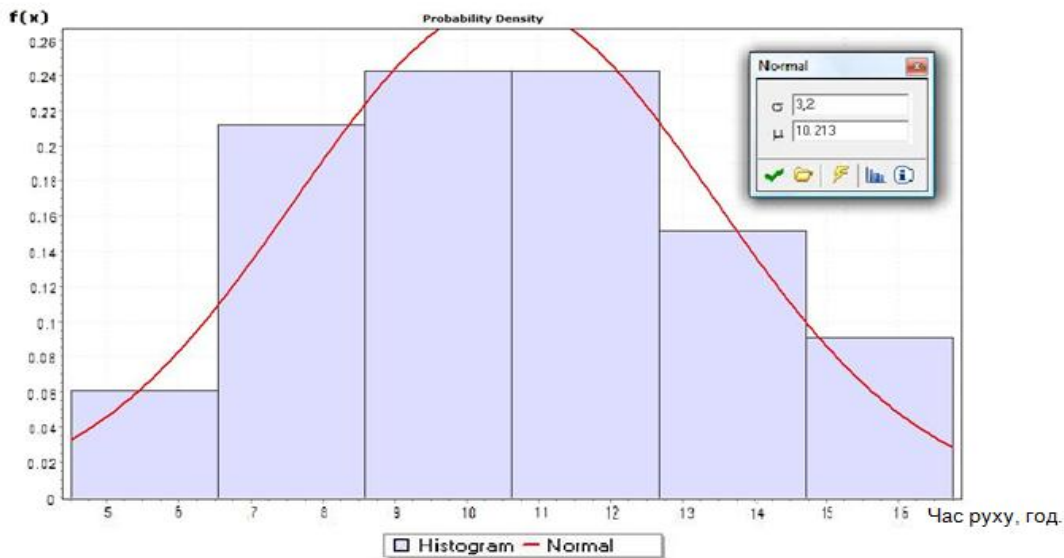


Рис.2 – Щільність розподілу часу руху поїздів призначенням Одеса-Пересип, від станції відправлення до прибуття на станцію Полтава-Південна.

Як довів аналіз, значна кількість відхилень часу руху поїзда від нормативного, відбувається через простой на технічних станціях. Так, простій в умовах станції Основа, на якій за наявною технологією пропуску може відбуватися зміна локомотивної бригади (норма часу складає 52 хв.), знаходиться у межах від 0 до 525 хв. (рисунок 3), та підпорядковується експоненційному закону розподілу з параметром $\lambda=0,53$. Це свідчить про наявність недоліків в технології обробки транзитних поїздів, що обумовлюються наступними причинами:

- недостатня кількість бригад ПТО та ПКО в парках приймання або транзиту;
- наявність технічно-несправних вагонів в складі поїзда;
- неузгодженість в роботі маневрового диспетчера, чергового по станції (ДСП), поїзного диспетчера (ДНЦ) та локомотивного диспетчера;
- помилка планування - при неузгодженості підводу транзитних та пасажирських поїздів;

видача попереджень виконується тільки на перегін, на якому діє попередження.

Розглянемо більш детально вплив кожного з чинників.

Найбільша частка затримок транзитних поїздів на технічних станціях – це виявлені технічно-несправні вагони. Вона складає близько 35% від усіх затримок. У більшості випадків такі вагони знаходяться у групі, яка слідує за одним пакетом перевізних документів, через що стає неможливим відкинути цей вагон для ремонту.

Через те, що на ділянці обертаються різні категорії вантажних поїздів, а час на технічне обслуговування без відчеплення вагонів, встановлено однаковим для всіх категорій, стає необхідним розрахувати штат працівників ПТО, що буде враховувати:

- наявність довгосоставних поїздів;

- подовжені плечі обертання локомотивів та локомотивних бригад, що у свою чергу призводить до подовження гарантійних плечей прослідування вагонів;
- нерівномірність прибуття поїздів на станцію.

Штат працівників визначається виходячи з потрібної кількості бригад ПТО за добу та кількості працівників у кожній бригаді. Причому, для виконання вище наведених умов, кількість працівників у бригадах може відрізнятись.

Для транзитних поїздів підвищеної ваги, що обертаються за подовженими плечима роботи локомотивів та локомотивних бригад [3], актуальним є питання забезпечення гарантійних плечей прослідування вагонів. Кількість робітників у бригаді, що буде обслуговувати такі поїзди, можна розрахувати спираючись на задану імовірність безвідмовного проходження поїзда по гарантійній дільниці. Вона розраховується за формулою [4]

$$P(l) = e^{-w_{\Sigma} \cdot N \cdot l}, \quad (1)$$

де N – число вагонів;

l – довжина дільниці, км;

w_{Σ} – параметр потоку відмов вагонів, обчислюється по формулі

$$w_{\Sigma} = w_0 \cdot (1 - V), \quad (2)$$

де w_0 – параметр потоку відмов вагонів, що прямують в поїздах, у середньому по залізниці;

V – імовірність відновлення працездатності вагонів при технічному обслуговуванні без відчеплення вагонів.

Беручи до уваги, що відновлення працездатності вагонів у поїздах підвищеної ваги, що прямують за подовженими плечима, потребує більш трудомісткого огляду, ніж для поїздів зі звичайними, стає необхідним збільшити кількість працівників в одній бригаді ПТО. Імовірність відновлення працездатності вагонів при технічному обслуговуванні без відчеплення, визначається за формулою

$$V = 1 - \left(1 + \frac{2 \cdot R \cdot t_{обр}}{H_{mp}} \right) \cdot e^{\frac{-2 \cdot R \cdot t_{обр}}{H_{mp}}}, \quad (3)$$

де R – число працівників ремонтно-оглядової бригади, що беруть участь у підготовці поїзда в рейс;

$t_{обр}$ – нормативна тривалість простою поїздів під обробкою, год.;

H_{mp} – середні витрати праці, необхідні для усунення виявлених несправностей і виконання профілактичних операцій при підготовці поїздів у рейс, людино-год.

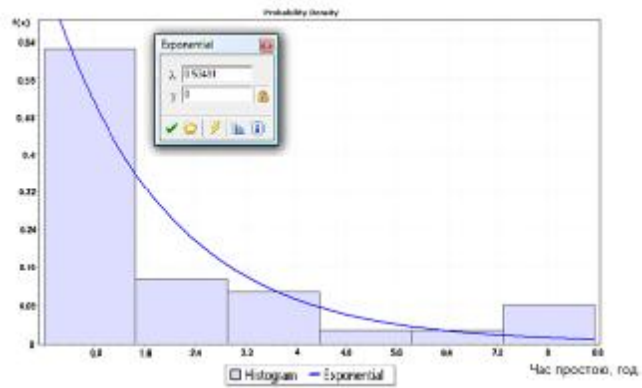


Рис.3 – Щільність розподілу часу простою на станції Основа, год.

$$H_{mp} = m \cdot \sum_{j=1}^r a_j \cdot h_{oj}, \quad (4)$$

m – кількість вагонів у складі поїзда;

a_j – частка кількості вагонів j -го типу;

h_{oj} – середні витрати праці, що приходяться на 1 вагон j -го типу, людино-год.;

При заданій імовірності відновлення працездатності вагонів при технічному обслуговуванні без відчеплення, можна, за допомогою чисельних методів у програмному середовищі MatLab, визначити кількість працівників ремонтно-оглядової бригади.

Було розраховано, що при складі поїзда $m = 65$ ваг. (маса брутто поїзда 6000т), нормативній тривалості простою транзитного поїзда при технічному обслуговуванні без відчеплення вагонів $t_{обр} = 0,5$ год., та середніх витратах праці $H_{mp} = 18,85$ люд – год., для забезпечення імовірності відновлення працездатності вагонів при технічному обслуговуванні без відчеплення вагонів $V = 90\%$, кількість працівників ремонтно-оглядової бригади складе $R_1 = 70$ чоловік (рисунок 4).

Приймаючи довжину гарантійної ділянки $l = 400$ км, параметр потоку відмов вагонів $w_0 = 12 \cdot 10^{-6}$ отримуємо, що імовірність безвідмовного проходження поїзда по гарантійній ділянці складе $P(l) = 96\%$.

Таким же чином розраховуємо необхідну кількість працівників ремонтно-оглядової бригади при складі поїзда $m = 50$ ваг. Кількість працівників ремонтно-оглядової бригади складе $R_2 = 55$ чоловік.

Приймаючи систему «вагони – оглядачі вагонів» як багатовимірну систему масового обслуговування без відмови, в якій каналами обслуговування є працівники бригади ПТО, а заявками – вагони (поїзди), необхідну загальну кількість бригад ПТО з урахуванням нерівномірності прибуття поїздів на станцію за добу, але без урахування різномірності довжини поїздів, можна розрахувати за формулою

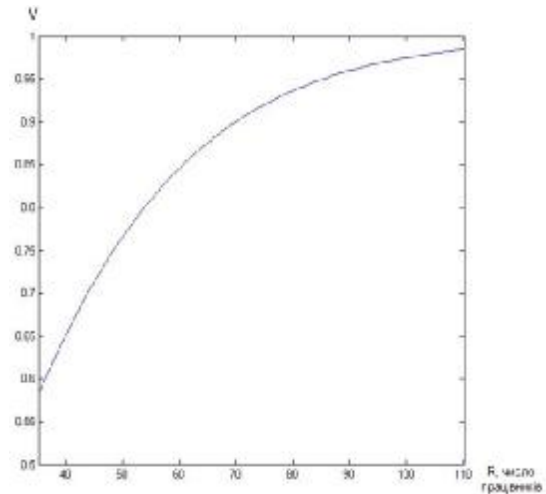


Рисунок 4 – Залежність імовірності відновлення працездатності вагонів при безвідчипному ремонті від кількості працівників в бригаді ПТО для поїзда підвищеної довжини.

$$n = \frac{l \cdot t_{обр} \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \frac{4}{l \cdot t_{обр}}} \right]}{2}, \quad (5)$$

де l – інтенсивність прибуття поїздів на станцію

$$l = \frac{N_{\max} \cdot k_n}{T} \quad (6)$$

де $N_{\max}$ – максимальна кількість поїздів, що прибуває на станцію за добу;

T – тривалість зміни бригади ПТО, год.;

k_n – коефіцієнт добової нерівномірності прибуття поїздів на станцію, розраховується за формулою

$$k_n = \frac{N_{\text{пик}} \cdot 24}{N_{\max} \cdot \Delta t_{\text{пик}}}, \quad (7)$$

де $N_{\text{пик}}$ – кількість поїздів, що прибули у години «пик»;

$\Delta t_{\text{пик}}$ – тривалість «пікового» періоду, год.

Для урахування різномірності поїздопотоку за довжиною составу, визначимо відсоток поїздів підвищеної ваги від загальної їх кількості g .

$$g = \frac{N_{\text{спец}}}{N_{\max}}, \quad (8)$$

де $N_{\text{спец}}$ – кількість транзитних поїздів підвищеної ваги, що прибувають за добу.

Тоді, штат працівників ПТО $S_{\text{ПТО}}$ визначається за формулою

$$S_{\text{ПТО}} = n \cdot g \cdot R_1 + n \cdot (1 - g) \cdot R_2, \quad (9)$$

де R_1 – кількість працівників ремонтно-оглядової бригади для технічного обслуговування поїздів підвищеної ваги, чол.;

R_2 – кількість працівників ремонтно-оглядової бригади для технічного обслуговування поїздів звичайної ваги, чол.

Загальні витрати на утримання штату працівників ПТО на всьому напрямку прямування поїзда складуть

$$E_{\text{ПТО}} = \sum_{P_{\text{ст}}} S_{\text{ПТО}} \cdot e_{\text{мбр}}, \quad (10)$$

де $e_{\text{мбр}}$ – ставка, що витрачається на 1 люд.-год. роботи працівників ремонтно-оглядової бригади;

$P_{\text{ст}}$ – кількість технічних станцій на напрямку;

$S_{\text{ПТО}}$ – штат працівників ПТО.

Так як збільшення кількості бригад ПТО або кількості працівників у бригаді, підвищує експлуатаційні витрати за рахунок збільшення заробітної плати на утримання штату працівників ПТО, стає необхідним завчасно планувати підвід поїздів на технічну станцію, на якій передбачена зупинка, не допускаючи або максимально згладжуючи «пікові» періоди ще на етапі розробки графіку руху поїздів по дільниці. При неможливості такого згладжування, можна передбачити підвіз працівників ПТО з іншої, менш завантаженої на цей період, станції вузла. Ще одним з перспективних напрямків зменшення експлуатаційних витрат є створення механізованих пунктів технічного обслуговування вантажних вагонів (МПТО). На МПТО основну увагу приділяють автоматизованим комплексам, що дозволяють діагностувати параметри вантажних вагонів на ходу поїзду, максимальній механізації ремонту вагонів в транзитних поїздах, що практично

виключає їх відчеплення. Впровадження МПТО дозволяє, разом із забезпеченням безпеки руху, кардинально зменшити експлуатаційні витрати на технічне обслуговування вантажних вагонів, підвищити пропускну і перевізну спроможність залізниць.

За наявною технологією пропуску великовагових поїздів на технічній станції може відбуватися зміна локомотива та/або локомотивної бригади. Виявлено, що реальний час зміни відхиляється від нормативного у середньому на 5-10%, що пов'язано з непогодженістю в роботі маневрового диспетчера, ДСП, ДНЦ та локомотивного диспетчера. Пропуск транзитних поїздів за «жорсткими» нитками графіку, при якому зупинки спеціалізованих поїздів передбачаються лише на технічних станціях, що обмежують гарантійні дільниці, дозволяє завчасно планувати роботу бригад та підвід локомотивів, зводячи до мінімуму затримки через зміну.

Крім того, прямування поїздів за «жорсткими» нитками, виключають можливість помилок планування, при яких не узгоджено підвід вантажних та пасажирських поїздів. Через що, великовагові поїзди необхідно затримувати на станції в очікуванні пропуску пасажирських поїздів. З цієї ж причини транзитні поїзди зупиняють на проміжних станціях. Додаткова затримка транзитного поїзда на технічній станції для пропуску пасажирських поїздів, на якій він має зупинку за графіком, та зупинки поїзда на шляху прямування на проміжних станціях для цієї ж цілі, за часом можуть бути однакові, але у другому випадку значно зростають витрати на розгін та уповільнення, а також збільшується час руху поїзда по перегону. Такі витрати раніш не приймалися до уваги, акцент було зроблено на витратах через діючі попередження на шляху прямування.

Експлуатаційні витрати $E_{зуп}$ на один поїзд через зупинку поїзда на станції, складаються з часових витрат у грошовому еквіваленті E_1 та енергетичних у грошовому еквіваленті E_2 [5].

$$E_{зуп} = E_1 + E_2, \quad (11)$$

Часові витрати у грошовому еквіваленті E_1 – це витрати через зниження швидкості руху поїздів на дільниці для забезпечення зупинки на станції та тривалості самої зупинки

$$E_1 = e_{n-год} \cdot t_n, \quad (12)$$

$e_{n-год}$ - вартість 1 поїздо-години, грн.;

t_n - час затримки одного поїзда, що включає час стоянки та час, на який збільшується час руху поїзда по перегону через зниження швидкості, год.

Вартість 1 поїздо-години затримки поїзда на проміжній станції або на перегоні розраховується за формулою:

$$e_{n-год} = \frac{Q}{p+q} \cdot e_{nn} + e_{mn} + e_{мн} + B_{yn}^{cm} \cdot (e_{yn} + Ц_{yn}), \quad (13)$$

де Q – маса брутто вантажного поїзда, т.;

$p+q$ – середнє навантаження на вісь вантажного вагона, кН;

e_{nn} – видаткова ставка за 1 вісь-год вагона, грн.;

e_{mn} – видаткова ставка за 1 бригадо-год поїзних бригад, грн.;

e_{mn} – видаткова ставка за 1 лок-год., грн.;

$B_{yn}^{ст}$ – витрата умовного палива локомотивом під час стоянки, кг/год, кВт/год;

e_{yn} – видаткова норма на 1 кг умовного палива або 1 кВт*год електроенергії, що враховує відповідні витрати на ремонт локомотива;

C_{yn} – вартість 1 кг умовного палива або 1 кВт*год електроенергії, грн.

Енергетичні витрати у грошовому еквіваленті, що приходяться на 1 поїзд, - це витрати на розгін та уповільнення поїзда, а також на зрушення його з місця після зупинки на станції, визначаються за формулою:

$$E_2 = 3,8 \cdot j \cdot (P + Q) \cdot (v_x^2 - v_{np}^2) \cdot 10^{-6}, \quad (14)$$

j – витратна ставка на 1 т*км механічної роботи локомотива, грн.;

P, Q – маса відповідно локомотива та поїзда, т.;

v_x – ходова швидкість (графікова), км/год.;

v_{np} – реальна швидкість руху по дільниці, км/год.

Таким чином, у більшості випадків, доцільніше зупиняти поїзди на більш довгий проміжок часу на технічних станціях, для пропуску пасажирських, ніж декілька разів зупиняти поїзд на проміжних станціях.

Ще однією вагомою часткою (приблизно 38%) в затримці транзитних поїздів на технічних станціях є неавтоматизована система видачі попереджень на поїзди, що призводить до їх зупинки від 2 до 20 хвилин. Такі зупинки необхідно усувати за допомогою впровадження автоматизованої системи видачі попереджень на станції формування на весь напрям до станції призначення. Або встановленням на локомотивах пристроїв, які в автоматичному режимі будуть відображати діючі попередження відповідно на кожному перегоні.

Висновки

Було виявлено, що відхилення часу руху транзитного поїзда від нормативного, головним чином відбувається через надлишкові простой на технічних станціях, що обумовлені множиною причин. Найбільш вагомі з них – це виявлення технічно-несправних вагонів (приблизно 35%) та неавтоматизована система видачі попереджень (біля 38%). Через те, що час знаходження транзитних поїздів у русі між технічними станціями, є практично постійною величиною, і запізнення через простой на станції не можуть бути компенсовані за час руху по маршруту, для дотримання транзитними спеціалізованими поїздами «жорсткої» нитки графіка, необхідно жорстко витримувати технологічний час обробки поїзда на кожній технічній станції, на якій передбачена зупинка. Для цього було розроблено методику розрахунку штату працівників ПТО для при технічному обслуговуванні без відчеплення вагонів від транзитних поїздів, що враховує нерівномірність прибуття поїздів на станцію, неоднорідність їх по довжині, різну довжину гарантійних плечей вагонів через подовжені плечі обертую локомотивів та локомотивних бригад, з забезпеченням імовірності безвідмовного проходження поїзда по гарантійній дільниці $P(l) = 96\%$. Пропонується зниження чисельності штату працівників за рахунок впровадження МПТО, робота яких ґрунтується на використанні сучасних автоматизованих систем неруйнівного

контролю технічного стану вантажних вагонів і спеціалізованих колій ТО вагонів з повною механізацією всіх робіт.

Також запропоновано методику розрахунку експлуатаційних витрат, що пов'язані з зупинками транзитного поїзда на проміжній станції для обгону чи схрещення з іншими поїздами. Доведено, що з економічної точки зору, зупинки на технічних станціях для пропуску пасажирських поїздів більш доцільні, ніж на проміжних станціях.

Таким чином виникає задача створення універсальної моделі технології пропуску транзитних поїздів, в якій будуть враховані усі експлуатаційні витрати на пропуск вантажного спеціалізованого поїзда при подовженні пліч обертання локомотивів та локомотивних бригад, а також вплив інших, ще детально не розглянутих факторів, за рахунок обліку витрат, через непродуктивні простой.

Список літератури: 1 Тихонов К.К. Выбор оптимальных параметров эксплуатации железных дорог. М.: Транспорт, 1974. 192 с. 2 Макарович А.М., Дьяков Ю.В. Использование и развитие пропускной способности железных дорог. М.: Транспорт, 1981. 287 с. 3 Бутко, Т.В., Прохорченко, А.В., Костиркіна, Т.О. Обґрунтування доцільності впровадження подовжених пліч обертання локомотивів та локомотивних бригад при пропуску поїздів за «жорсткими» нитками графіка. // Зб. наук. праць УкрДАЗТ: Випуск 119. – Харків, 2010. – с. 25-28. 4 Гридюшко В.И., Бугаев В.П., Криворучко Н.З. Вагонное хозяйство: Учеб. пособие для вузов – 2-е изд., перер. и доп. – М.: Транспорт, 1988. – 295 с. 5 Экономика путевого хозяйства: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / В.Я. Шульга, В.И. Ангелейко, А.А. Комаров и др. Под ред. В. Я. Шульги. – М.: Транспорт, 1988. – 303 с.

Поступила в редколлегию 19.03.2011

УДК 536.24:533.6.011

Е.Н. ПИСЬМЕННЫЙ, докт. техн. наук, проф., зав. кафедрой,
НТУУ «КПИ», г. Киев

А.М. ТЕРЕХ, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., НТУУ «КПИ», г. Киев

А.В. СЕМЕНЯКО, ассист., НТУУ «КПИ», г. Киев

А.И. РУДЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУУ «КПИ», г. Киев

В.Д. БУРЛЕЙ, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., НТУУ «КПИ», г. Киев

ТЕПЛООБМЕН И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ШАХМАТНЫХ ПАКЕТОВ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТРУБ С КОНФУЗОРНОЙ ПОДГИБКОЙ ПОПЕРЕЧНЫХ РЕБЕР

Приведены результаты экспериментального исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных пакетов биметаллических труб с конфузорной подгибкой ребер. Подгибка ребер приводит к увеличению интенсивности теплообмена на 22-25% и росту аэродинамического сопротивления на 30-35%.

Ключевые слова: труба, ребро, пакет, конфузор, подгибка, теплообмен, сопротивление

Приведені результати експериментального дослідження теплообміну і аеродинамічного опору шахових пакетів біметалічних труб з конфузорно підігнутими ребрами. Підгинання ребер приводить до збільшення інтенсивності теплообміну на 22-25% і зростанню аеродинамічного опору на 30-35%.

Ключові слова: труба, ребро, пакет, конфузор, підгинання, теплообмін, опір

An experimental study of heat transfer and aerodynamic resistance staggered bundles of bimetallic tubes with contractor overcast of fins are given. Overcasting of fins leads to an increase in the intensity of heat transfer by 22-25% and increase aerodynamic resistance on 30-35%.

Key words: tube, fin, bundle, contractor, overcast, heat transfer, resistance

Введение

Одной из важных задач энергомашиностроения является снижение габаритов и металлоемкости теплообменных аппаратов разного назначения. Широкое использование поперечно-оребрених труб в качестве элементов такого оборудования выводит проблему интенсификации теплообмена в них в ряд наиболее актуальных. В условиях отечественного производства ставятся жесткие требования к повышению тепловой эффективности теплообменных поверхностей без существенного изменения технологии их изготовления. К таким поверхностям можно отнести разработанные в НТУУ „КПИ” трубы с кофузорной подгибкой ребер [1], которые имеют существенные преимущества по сравнению с поверхностями из оребренных труб, использующиеся в настоящее время в промышленности.

Во многих отраслях промышленности в качестве поверхностей теплообмена используются не стальные трубы с приваренными ребрами, а биметаллические с

накатанным алюминиевым оребрением. Такие трубы обладают высокой коррозионной стойкостью, имеют небольшую массу и высокую степень развития поверхности. Чаще всего такие трубы применяются в аппаратах воздушного охлаждения технологических продуктов. В этой связи в НТУУ „КПИ” проведены экспериментальные исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных пакетов биметаллических труб с конфузорной подгибкой ребер, изготовленных из алюминиевого сплава, результаты которых представлены в данной статье.

Цель исследований: определить количественное увеличение интенсивности теплообмена и роста сопротивления, а также получить зависимости для определения приведенных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления для пакетов биметаллических труб с конфузорно подгибкой поперечных накатанных ребер.

Выявленные в результате исследований течения и теплообмена [1] закономерности процессов в пучках поперечно-оребрённых цилиндров и сформированными требованиями к разрабатываемым типам поперечно-оребрённых поверхностей [1] позволили предложить новый вид интенсифицированной оребренной поверхности, теплоаэродинамические и массогабаритные характеристики которой выше использующихся в настоящее время аналогов. Интенсификация теплообмена в такой поверхности происходит за счет включения в интенсивный теплообмен плохо "работающие" участки поверхности ребристой трубы при помощи конфузорной подгибки поперечных ребер. Ее целесообразно применять тогда, когда в теплообменных устройствах используются оребренные трубы круглого поперечного сечения. Метод интенсификации теплообмена посредством конфузорной подгибки ребер является развитием идеи параллельной подгибки оребрения, используемой на Подольском машиностроительном заводе (ЗиО) [2,3] с целью уменьшения поперечных шагов труб в пакетах и повышения компактности теплообменных устройств в целом.

В монографии [1] приведены результаты масштабных экспериментальных исследований теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных пучков натуральных стальных труб с конфузорной подгибкой поперечных ребер. Показано, что на интенсивность теплообмена и сопротивление влияет угол конфузорности γ подогнутых ребер, степень подгибки ребер l_n/h , а также шаговые характеристики пучка. Наибольшие значения интенсивности характерны для компоновок с большими поперечными и относительно малыми продольными шагами ($S_1/S_2 > 2$), когда при использовании обычных ребристых труб создаются неблагоприятные условия омывания их кормовых и лобовых частей. В пакетах с относительно малыми поперечными и продольными шагами ($S_1/S_2 < 1.3$) увеличение интенсивности теплообмена не превышало 15-17%.

Конфузорная подгибка ребер, как показано в [1] приводит к заметному росту аэродинамического сопротивления по сравнению с пучками труб без подгибки. Наибольший рост аэродинамического сопротивления (до 70...80%) наблюдается при максимальном значении угла γ ($\gamma = 20^\circ$). Увеличение относительного продольного шага σ_2 и соответствующее уменьшение параметра размещения S_1/S_2

при всех значениях угла γ приводит к снижению аэродинамического сопротивления.

Столь обширные экспериментальные данные и анализ влияния на теплообмен и аэродинамическое сопротивление параметров подгибки ребер, а также шаговых характеристик пучков, позволили существенно сократить количество исследованных пучков биметаллических труб с конфузорной подгибкой накатанных ребер.

1. Методика исследований

Исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления поперечно-омываемых шахматных пакетов труб (рис.1) с конфузорно подогнутыми ребрами проводились с использованием стендового оборудования и методики, подробно описанной в работе [1]. К наиболее важным особенностям использованной методики относится: полное тепловое моделирование, осуществлявшееся за счет электрообогрева всех труб пучка.

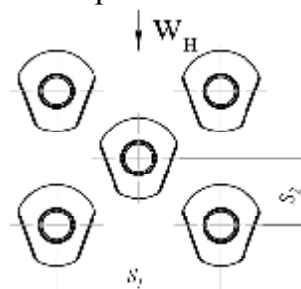


Рис.1. Шахматный пакет труб с конфузорно подогнутыми ребрами

Геометрические характеристики оребренных труб и пакетов

В экспериментах использовались натурные стальные трубы с приварным спирально-ленточным оребрением, геометрические характеристики которых представлены в таблице 1. Исследования проведены для труб, имевших две степени подгибки ребер.

Таблица 1. Геометрические характеристики оребренных труб

Наименование величины	Обозн.	Значения величины
Диаметр основной трубы	d , мм	28.0
Высота ребер	h , мм	13.5
Шаг ребер	t , мм	3.0
Толщина ребер средняя	δ , мм	0.6
Коэффициент оребрения	ψ	14.5
Угол подгибки ребер	β°	20.0
Степень подгибки	$\frac{l_n}{h}$	0.50-0.75
Поверхность одного погонного метра трубы	H_{1nm} , м ²	1.275
Маса одного метра трубы	G_{1nm} , кг	2.5

Труба-калориметр состояла из двух частей, которые плотно соединялись между собой с помощью специального клея. Калориметр пучка предназначался для измерения температурного поля вокруг стенки трубы. Для этого в стенку несущей трубы верхней половины трубы-калориметра зачеканивались свинцом шесть медь-константановых термопар (рис. 2). Провода термопар выводились к торцу несущей трубы и подсоединялись к штекерного разъему.

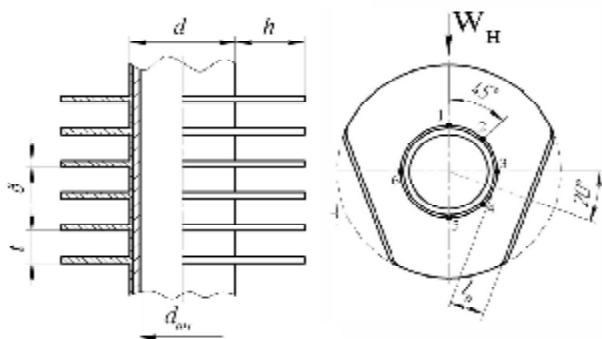


Рис.2 Биметаллическая труба с конфузорной подгибкой ребер 1-6 номера термопар у корня ребра

Монтаж термопар осуществлялся на предварительно подогнутых ребрах, в специально изготовленном устройстве – «фильере». Конструкция «фильеры» позволяла регулировать степень подгибки ребер за счет изменения расстояния между подгибающими ребра стенками. После монтажа термопар обе половинки трубы соединялись и собранный таким образом калориметр пропусклся через

«фильеру» для подгибки оставшихся не подогнутыми ребер.

Геометрические характеристики исследованных пакетов труб с конфузорно подогнутыми ребрами представлены в таблице 2. Эксперименты проводились для 4 шахматных пакетов труб.

Таблица 2. Геометрические характеристики пакетов труб и опытные значения m и C_q в формуле (4) и n , C_s в зависимости (8)

Номер размещ.	S_1 , мм	S_2 , мм	S_1/S_2	l_n/h	m	C_q	n	C_s
1	86.0	41.0	2.100	0.75	0.715	0.0868	0.265	3.570
2	60.5	52.0	1.163	0.75	0.720	0.0813	0.255	3.124
3	86.0	41.0	2.100	0.50	0.730	0.0821	0.255	3.522
4	60.5	52.0	1.163	0.50	0.720	0.0813	0.260	3.598

Методика измерений и обработки опытных данных по теплообмену

Задача исследования теплообмена сводилась к установлению зависимости чисел Нуссельта, рассчитанных по приведенным коэффициентам теплоотдачи, от чисел Рейнольдса для глубинных рядов шахматных пакетов оребренных труб.

Труба-калориметр устанавливалась в пятых рядах шестирядных пакетов. Приведенные коэффициенты теплоотдачи определялись непосредственно по результатам измерений температуры стенки трубы у корня ребра по формуле

$$\alpha_{np} = \frac{Q}{H_{\kappa} (\bar{T}_{cm} - \bar{T}_n)}, \quad (1)$$

где $\bar{T}_{cm}$ - средняя температура трубы-калориметра; $\bar{T}_n$ - средняя температура потока воздуха в исследуемом ряду, определявшаяся балансовым методом.

В качестве расчетной скорости принималась скорость в наиболее узком сечении пучка, площадь которого определялась в соответствии с [4].

За определяющий размер в числах Нуссельта и Рейнольдса принят диаметр трубы, несущей оребрение d . Физические константы: теплопроводность воздуха, кинематическая вязкость воздуха, входящие в выражения для Nu и Re_d относились к среднебалансовой температуре воздуха в ряду, где размещался калориметр.

Оценка погрешности измерений проведена в соответствии с основными положениями и рекомендациями [4,5]. Принятая методика измерений и

измерительная аппаратура позволяет определять числа Нуссельта с точностью $\pm 4\text{-}5\%$, числа Рейнольдса - $\pm 5\text{-}6\%$.

Методика измерений и обработки опытных данных по аэродинамическому сопротивлению

Аэродинамическое сопротивление исследованных пучков оребренных труб изучалось в условиях изотермического течения при температуре воздуха $T_{\text{вх}} = 290\text{ К}$ 300 К . Потери давления определялись по разнице статических давлений до и после пакета с учетом потерь на трение и местных сопротивлений в проточной части стенда

$$\Delta P = \Delta P_{\text{см}} - \left(\frac{\lambda_{\text{мп}} \cdot L_p}{d_e} \right) \cdot \frac{\rho \cdot W_T^2}{2} - \zeta_M \cdot \frac{\rho \cdot W_T^2}{2}, \quad (2)$$

где $\Delta P_{\text{см}}$ - измеренный при помощи микроманометра перепад статических давлений; L_p - длина участка между точками отбора давления; d_e - эквивалентный гидравлический диаметр прямого канала проточной части; W_T - скорость воздуха в не загроможденном канале; $\lambda_{\text{мп}}$ - коэффициент сопротивления трения; ζ_M - коэффициент местных сопротивлений канала.

По значениям ΔP определялись числа Эйлера отнесенные к одному поперечному ряду пакета ($z_2 = 1$).

$$\text{Eu}_0 = \frac{\Delta P}{\rho \cdot W^2 \cdot z_2} \quad (3)$$

Результаты экспериментов описывались зависимостями вида $\lg(\text{Eu}_0) = f(\lg(\text{Re}_e))$, где числа Рейнольдса рассчитывались по эквивалентному диаметру d_e . Расчетная скорость потока, входящая в выражения чисел Eu и Re определялась в поперечном проходном сечении пакета.

Принятая методика измерений аэродинамического сопротивления и измерительная аппаратура позволяет определять числа Эйлера с точностью не хуже $\pm 7\text{-}10\%$.

2. Теплообмен пакетов труб

Исследования среднего теплообмена глубинных рядов пучков труб с конфузorno подогнутыми ребрами выполнялись в интервале чисел Рейнольдса $\text{Re} = 5 \cdot 10^3 \dots 6 \cdot 10^4$. Экспериментальные данные, представленные на рис. 3, 4 аппроксимировались степенными зависимостями вида (4).

$$\text{Nu}_{\text{np}} = C_q \cdot \text{Re}^m. \quad (4)$$

В таблице 2 приведены значения опытных постоянных – показателя степени при числе Рейнольдса m и коэффициента C_q выражения (4) для двух пар исследованных пучков, отличавшихся шаговыми характеристиками труб S_1/S_2 и степенью подгибки ребер l_n/h при постоянном угле подгибки $\gamma = 20^\circ$.

На рис. 3, 4 нанесены также в виде сплошных линий зависимости для теплоотдачи соответствующих пакетов с обычными не подогнутыми ребрами, определенные по формулам [4, 5], которые использовались как базовые данные для оценки эффекта интенсификации теплообмена.

Анализ результатов показал, что интенсификация теплообмена вследствие конфузорной подгибки ребер имеет место для всех рассмотренных пучков, а ее уровень, определяемый отношением чисел Нуссельта для исследуемого и базового пакетов Nu/Nu_B при $Re = const$, зависит от шаговых характеристик пучка и в незначительной степени от параметра подгибки ребра l_n/h составляет 20 - 27%. Интенсивность теплообмена для пучка № 3 с $S_1/S_2 = 2.1$ на 10-12% выше чем для пучка № 4 $S_1/S_2 = 1.163$.

Увеличение степени подгибки ребер l_n/h не привело к существенному увеличению интенсивности теплообмена. Ее увеличение наблюдалось только в пучке № 3 и составило 4-5% (рис.3), что согласуется с полученными результатами в [1].

Анализ и сравнение полученных результатов показал, что относительное увеличение интенсивности теплообмена за счет применения конфузорной подгибки ребер для пучков с большими и малыми S_1/S_2 практически одинаковое и составляет 20-27%, что не совсем согласуется с результатами, полученными в [1]. Максимальный прирост интенсивности для стальных труб с конфузорной подгибкой достигается при значениях $S_1/S_2 = 2-2.5$ и составляет 45-60%, а при малых $S_1/S_2 < 1.5$ не превышает 15-17%.

По видимому, такой результат связан с еще одним влияющим на интенсивность параметром – консольность ребра, которая представляет собой отношение шага ребер к высоте ребра h/t . Для стальных труб этот параметр составляет 1.88, а для биметаллических – 4.35. Увеличение консольности ребра, судя по результатам, нивелирует зависимость интенсивности теплообмена от параметра размещения труб S_1/S_2 .

Приведенный коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании исследованных пучков биметаллических труб с конфузорной подгибкой накатанных поперечных алюминиевых ребер, отнесенный к полной внешней поверхности оребренной трубы с учетом зависимости (4), вычисляется по формуле

$$\alpha_{np} = 1.13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot \frac{\lambda_c}{d} \cdot Re_d^m \cdot Pr^{0.33} \quad (5)$$

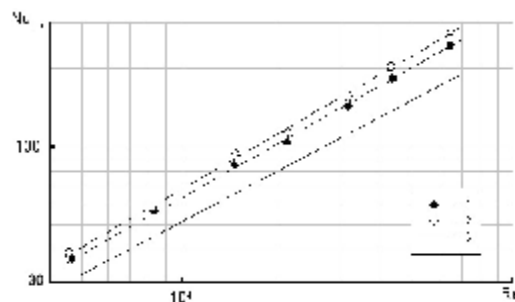


Рис.3 Теплообмен пучков №1, 3 с конфузорной подгибкой ребер (табл.2)

1 – $l_n/h = 0.75$; 2 – $l_n/h = 0.5$; 3 – расчет по [4, 5], прямые ребра

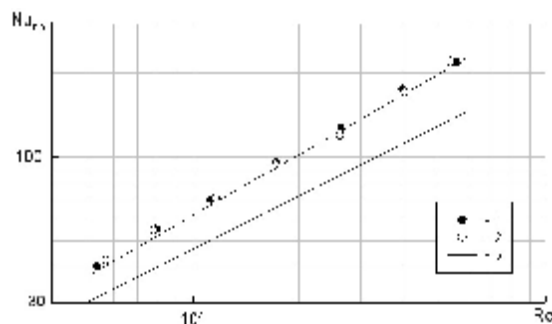


Рис. 4 Теплообмен пучков №2, 4 с конфузорной подгибкой ребер (табл.2)

1 – $l_n/h = 0.75$; 2 – $l_n/h = 0.5$; 3 – расчет по [4, 5], прямые ребра

Постоянные m , Cq определяются по таблице 2. Коэффициент C_z , учитывающий влияние на теплоотдачу числа поперечных рядов труб в пучке z_2 , для шахматных пучков, имеющих $S_1/S_2 > 2$ и $z_2 < 8$ определяется из выражения [1,4,5]

$$C_z = 3.5z_2^{0.03} - 2.72, \quad (6)$$

для шахматных пучков при $S_1/S_2 < 2$ и $z_2 < 8$ из выражения

$$C_z = 3.15z_2^{0.05} - 2.50, \quad (7)$$

при $z_2 \geq 8$ $C_z = 1.0$

3. Аэродинамическое сопротивление пучков труб

Результаты исследования аэродинамического сопротивления пакетов биметаллических труб с конфуззорной подгибкой ребер показаны на рис. 5, 6. Из рисунков следует, что в интервале чисел Рейнольдса $Re_e = 2 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^4$, в котором проводились исследования, опытные данные хорошо аппроксимируются степенными зависимостями вида (8). В таблице 2 приведены значения опытных постоянных n и C_s выражения (8) для исследованных пучков. На рис. 5, 6 нанесены также в виде сплошных линий зависимости для аэродинамического сопротивления пакетов труб с не подогнутыми ребрами, определенные по формулам [1, 4, 5] и служащие в качестве базовых данных для оценки изменения сопротивления вследствие конфуззорной подгибки ребер.

$$Eu_0 = C_s \cdot Re_e^{-n} \quad (8)$$

Анализ результатов показал, что конфуззорная подгибка ребер приводит к заметному росту аэродинамического сопротивления по сравнению с сопротивлениями базовых пакетов при рассмотренных вариантах шаговых характеристик и значения угла $\gamma = 20^\circ$. Приращение сопротивления можно охарактеризовать отношением чисел Эйлера для исследованного и базового пакетов Eu_0 / Eu_B при $Re_e = \text{const}$.

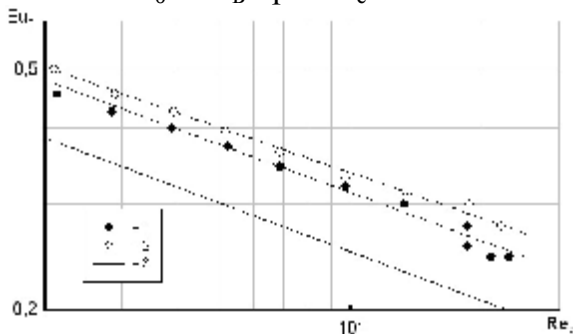


Рис. 5 Аэродинамического сопротивления пучков №1, 3 труб с конфуззорной подгибкой ребер (табл.2)
1 – $l_n/h = 0.75$; 2 – $l_n/h = 0.5$; 3 – расчет по [4, 5], прямые ребра

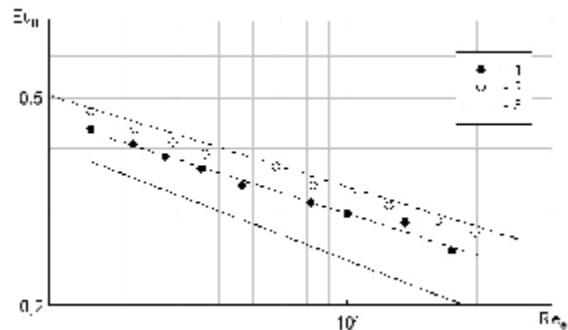


Рис. 6 Аэродинамического сопротивления пучков №2, 4 труб с конфуззорной подгибкой ребер (табл.2)
1 – $l_n/h = 0.75$; 2 – $l_n/h = 0.5$; 3 – расчет по [4, 5], прямые ребра

Значения аэродинамического сопротивления для двух размещений с $S_1/S_2 = 2.1$ и $S_1/S_2 = 1.163$ практически совпадают при степени подгибки $l_n/h = 0.5$. Приращение сопротивления составляет для степени подгибки $l_n/h = 0.5$ 33-35%, а для $l_n/h = 0.75$ пучка № 1 – 23-25%, пучка №3 – 18-20%. Увеличение степени

подгибки алюминиевого ребра приводит к возрастанию аэродинамического сопротивления на 8-10% для пучка с $S_1/S_2 = 2.1$ и на 10-11% для пучка $S_1/S_2 = 1.163$.

Придание течению в межреберных промежутках конфузторного характера является одной из причин роста аэродинамического сопротивления пучков труб при подгибке ребер. Другая причина заключается в том, что подгибка ребер вообще, в том числе при $\gamma = 0^\circ$ [3,], приводит к трансформации полуоткрытых межреберных промежутков в узкие закрытые искривленные каналы клиновидного поперечного сечения, движение среды по которым связано со значительными потерями энергии, в частности, вследствие того, что поток испытывает тормозящее воздействие стенок по всему периметру его поперечного сечения (рис.7).

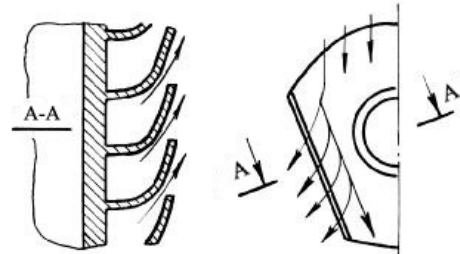


Рис.7 Вдув потока в межтрубное пространство через щели стенок конфузора [1]

Аэродинамическое сопротивление при поперечном обтекании исследованных пучков биметаллических труб с кофузорной подгибкой накатанных поперечных алюминиевых ребер с учетом зависимости (8), вычисляется по формулам

$$\Delta P = k_c \cdot Eu_0 \cdot \rho_e \cdot W_e^2 \cdot z_2 \quad (9)$$

$$Eu_0 = C'_z \cdot C_s \cdot Re_e^{-n}, \quad (10)$$

$k_c = 1.1$ - поправочный коэффициент, учитывающий реальные условия эксплуатации теплообменной поверхности [4, 5].

C'_z - поправочный коэффициент на малорядность шахматного пучка при $z_2 < 6$

$$C'_z = \exp \left[0.1 \cdot \left(\frac{6}{z_2} - 1 \right) \right], \quad (11)$$

при $z_2 \geq 6$ $C'_z = 1$ [1, 4, 5].

Выводы

Исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления в пакетах из биметаллических труб с конфузторной подгибкой ребер показали, что увеличение подгибки слабо влияет на увеличение интенсивности теплоотдачи при этом рост сопротивления достигает 8-11%. Конфузорная подгибка позволяет интенсифицировать теплообмен в исследуемых пакетах на 20-27% при возрастании потерь давления на 33-35%. Большая консольность ребра выравнивает интенсивность теплообмена при малых и больших значениях параметра размещения S_1/S_2 . Применение труб с конфузторной подгибкой ребер дает возможность не менее, чем на 15-20% снизить металлоемкость и габариты теплообменного оборудования.

Список литературы: 1. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-ребренных труб [Текст]/ Е.Н. Письменный. – Киев: Альтерпрес, 2004. – 244 с. 2. Фомина В.Н. Экспериментальное исследование новой поверхности нагрева из труб со спиральными подогнутыми ребрами [Текст]/ В.Н. Фомина, Т.В. Абрамова, Е.Я. Титова // Теплоэнергетика. – 1990. – № 9. – С. 53-56. 3. Письменный Е.Н. Конвективный теплообмен пакетов труб с параллельной подгибкой поперечных ребер [Текст]/ Е.Н. Письменный, А.М. Терех, А.И.

Руденко // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т.32. – С. 31-41. 4. РТМ 108.030.140-87. Расчет и рекомендации по проектированию поперечно-оребрённых конвективных поверхностей нагрева стационарных котлов [Текст]. – Л.: Минэнергомаш, 1988. – 30 с. 5. Письменный Е.Н. Расчет конвективных поперечно-оребрённых поверхностей нагрева [Текст]/Е.Н. Письменный. – Киев: Альтерпрес. – 2003. – 184 с.

Поступила в редколлегию 23.02.2011

УДК 629.7.036(075.8)

І.Ф. КІНАЩУК, канд. техн. наук, ст. наук. співр., НАУ, м. Київ

УЗГОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОГЕНЕРАТОРА І ТУРБОВЕНТИЛЯТОРНОЇ ПРИСТАВКИ ТРДД

У статті розглянуто особливості розрахунку ТРДД з заднім розташуванням вентиляторної приставки. Розглянуто узгодження параметрів газогенератора і турбовентиляторної приставки, засноване на розподілі вільної енергії між контурами, що забезпечує оптимальне співвідношення швидкостей на виході з сопла першого і другого контурів.

Ключові слова: турбовентиляторна приставка, турбіна, газогенератор

В статье рассмотрены особенности расчета ТРДД с задним расположением вентиляторной приставки. Рассмотрено согласование параметров газогенератора и турбовентиляторной приставки, основанное на распределении свободной энергии между контурами, обеспечивающее оптимальное соотношение скоростей на выходе из сопел первого и второго контуров.

Ключевые слова: вентилятор турбовентиляторная приставка, турбина, газогенератор

The article describes the features of calculation turbojet with rear fan attachment. We consider the harmonization of the gas generator and the turbopan-top boxes, based on the distribution of free energy between the circuits, providing optimal speed ratio at the exit of the nozzles first and second circuits.

Key word: fan, turbopan-top boxes, turbine, gas generator

1. Вступ

Основні шляхи вдосконалення двоконтурних турбореактивних двигунів спрямовані на збільшення економічності, підвищення питомої тяги, і як наслідок, зниження питомої маси.

Ці завдання вирішуються шляхом вибору оптимальних параметрів двигуна і конфігурації проточної частини з умов задоволення вимогам до силової установки у всьому діапазоні режимів польоту і з умов задоволення вимогам, що пред'являються до літальному апарату.

Мета цієї роботи - дослідження можливостей поліпшення параметрів двоконтурного двигуна з вентиляторної приставкою за рахунок оптимізації геометрії вентиляторної приставки.

Турбовентиляторна приставка складається з двох елементів: внутрішньої частини, працюючої в турбінному режимі, і зовнішньої частини, що працює в режимі гвинтовентилятора. Газовий потік, що виходить з турбіни низького тиску газогенератора, є робочим тілом для турбіни турбовентиляторної приставки. Потужність, що розвивається турбіною вентиляторної приставки, практично без втрат передається в зовнішній контур для підвищення ефективності енергії повітря, що проходить через зовнішній контур.

2. Узгодження параметрів газогенератора і турбовентиляторної приставки ТРДД

Термодинамічний розрахунок ТРДД з заднім розташуванням турбовентиляторної приставки складається з термодинамічної розрахунку базового газогенератора і розрахунку оптимальних параметрів турбовентиляторної приставки.

Для отримання оптимальних параметрів ТРДД з роздільним виходом потоків необхідно розподілити корисну роботу циклу між контурами так, щоб забезпечувалося оптимальне співвідношення швидкостей на виході з сопла першого сІ і другого сІІ контурів.

Оптимізація параметрів двоконтурності здійснюється зазвичай для конкретних розрахункових умов польоту літального апарату з урахуванням різних варіантів конструктивно-компонувальних схем двигуна.

Лопатки турбовентиляторної приставки мають складну конструкцію. Внутрішня частина лопатки працює в турбінному режимі і тому має відповідне профілювання. Зовнішня частина лопатки працює в компресорному режимі і має, відповідно, параметри лопатки компресора або вентилятора.

Внутрішня (турбінна) частина лопаточного вінця турбовентиляторної приставки характеризується ступенем розширення $\pi_{т.Вл} = p_{т.к.} / p_{с.}$ і роботою розширення, яка витрачається для стиснення повітря, що проходить через зовнішній контур приставки. Зовнішня (вентиляторна) частина приставки характеризується ступенем підвищення тиску і роботою стиснення.

Існує оптимальний розподіл вільної енергії газового потоку за турбіною газогенератора (оптимальні значення параметрів турбінної і вентиляторної частин турбовентиляторної приставки), при якому забезпечується мінімальна питома витрата палива в заданих умовах польоту.

Вихідними даними для визначення оптимальних параметрів турбовентиляторної приставки є результати термодинамічного розрахунку газогенераторної частини двигуна і розрахункові умови польоту.

За даними термодинамічного розрахунку газогенератора визначаються значення корисної роботи циклу L_i і параметри газового потоку за турбіною газогенератора.

Робота циклу газогенератора розраховується у припущенні, що ККД процесів стиску і розширення (η_c та η_p) приблизно рівні ККД компресора (η_k^*) і турбіни (η_t^*) газогенератора, тобто

$$\eta_c \approx \eta_k^* ; \eta_p \approx \eta_t^* .$$

Для виконання попередніх оптимізаційних розрахунків таке припущення є досить коректним.

Розрахункові умови польоту характеризуються розрахунковою висотою і швидкістю польоту V_p (або числом Маха $M_{н.р.}$), і, відповідно, розрахунковими значеннями температури і тиску повітря на вході в двигун і в вентиляторну приставку $-T_{н}^*$ і $p_{н}^*$.

На основі статистичних даних для повітряних гвинтів і гвинтовентиляторів задаються значенням ККД вентиляторної приставки на розрахунковому режимі.

Для діапазону чисел $M_H = 0,5 \dots 0,7$ ККД вентиляторної приставки беруть $\eta_{вЛ,р} = 0,8 \dots 0,85$

Умови оптимізації

Турбогвинтові (ТВД) або турбогвинтовентиляторні (ТгВД) двигуни можна умовно розглядати як двоконтурні двигуни з великим ступенем двоконтурності (> 10). Для таких двигунів умова оптимального розподілу роботи циклу між гвинтом і прямою реакцією (між зовнішнім і внутрішнім контурами) записується у вигляді

$$\left(\frac{c_c}{V_p} \right)_{opt} = \frac{1}{\eta_b}.$$

Застосовуючи цей принцип для розрахунку параметрів вентиляторної приставки, визначається значення швидкості газу на виході з сопла внутрішнього контуру

$$c_{cIIopt} = \frac{V_p}{\eta_b}.$$

При цьому значенні швидкості забезпечується оптимальний розподіл вільної енергії між зовнішнім і внутрішнім контурами турбовентиляторної приставки, що характеризується мінімальним питомою витратою палива.

ТРДД з заднім розташуванням турбовентиляторної приставки за принципом створення сили тяги є двоконтурним двигуном з роздільним виходом потоків. Для ТРДД з роздільним виходом потоків умовою оптимального розподілу роботи циклу внутрішнього контуру L_i в ідеальному випадку є рівність швидкостей потоків на виході з внутрішнього та зовнішнього контурів $c_{cI} = c_{cII}$.

З розглянутих умов отримуємо, що оптимальним параметрам турбовентиляторної приставки, зовнішній контур якої характеризується ККД гвинта (або ККД вентилятора) $\eta_{вЛ}$, для розрахункового значення швидкості польоту V_p відповідають швидкості на виході з сопла внутрішнього і зовнішнього контурів

$$c_{cI} = c_{cII} = \frac{V_p}{\eta_{вЛ}}.$$

3. Визначення параметрів турбовентиляторної приставки

1. Корисна робота циклу газогенератора, яка розглядається як вільна енергія, визначається за вихідними параметрами робочого процесу з термодинамічної розрахунку газогенератора

$$L_i = \frac{k}{k-1} R T_H \frac{e-1}{\eta_c} \left(\frac{\bar{m} \Delta \eta_c \eta_p}{e} - 1 \right),$$

$$\text{де } e = \pi_{\kappa \Sigma}^{\frac{k-1}{k}}; \Delta = \frac{T_r^*}{T_H}; \eta_c \approx \eta_{\kappa}^*; \eta_p \approx \eta_T^*; \bar{m} = 1,04.$$

2. Зовнішня робота, яка передається турбіною вентиляторної приставки в зовнішній контур, визначається за формулою

$$L_e = L_i - \frac{c_{cII}^2 - V_p^2}{2}, \quad (1)$$

або з урахуванням, того, що, $c_{cl} = c_{cl} = \frac{V_p}{\eta_{Вл}}$, одержуємо оптимальне значення зовнішньої роботи при заданій швидкості польоту і заданому ККД вентилятора

$$L_e = L_i - \frac{V_p^2}{2} \left(\frac{1 - \eta_{Вл,р}^2}{\eta_{Вл,р}^2} \right).$$

3. Зовнішня робота L_e перетворюється у зміну кінетичної енергії повітряного потоку, який проходить через зовнішній контур, з урахуванням ступеня двоконтурності турбовентиляторної приставки m

$$\frac{\eta_{Вл,р}}{m} L_e = \frac{c_{cl}^2 - V_p^2}{2}.$$

З урахуванням оптимального співвідношення швидкості польоту і швидкості на виході з внутрішнього та зовнішнього контурів турбовентиляторної приставки отримуємо

$$L_e = \frac{m \left(V^2 \frac{1}{\eta_{Вл,р}^2} - V^2 \right)}{2\eta_{Вл,р}} = V^2 \frac{m}{2} \left(\frac{1 - \eta_{Вл,р}^2}{\eta_{Вл,р}^3} \right). \quad (2)$$

4. На основі співвідношень п. 2 і п. 3 отримуємо

$$V^2 \frac{m}{2} \left(\frac{1 - \eta_{Вл,р}^2}{\eta_{Вл,р}^3} \right) = L_i - \frac{V^2}{2} \left(\frac{1 - \eta_{Вл,р}^2}{\eta_{Вл,р}^2} \right),$$

звідки отримуємо формулу для визначення оптимального значення ступеня двоконтурності при заданих умовах польоту і заданому значенні ККД вентилятора:

$$m_{opt} = \frac{L_i - \frac{V^2}{2} \left(\frac{1 - \eta_{Вл,р}^2}{\eta_{Вл,р}^2} \right)}{\frac{V^2}{2} \left(\frac{1 - \eta_{Вл,р}^2}{\eta_{Вл,р}^3} \right)}.$$

5. Розрахункове значення ступеня підвищення тиску в вентиляторі $p_{ВлПорт}^*$ розраховується відповідно отриманому оптимальному значенню ступеня двоконтурності за формулою:

$$p_{Вл.орт}^* = \left(\frac{L_e \frac{h_{Вл,р}}{m_{opt}}}{\frac{k}{k-1} RT_b^*} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

де $L_e \frac{\eta_{Вл,р}}{m_{opt}}$ визначається за формулами (2).

Значення $p_{ВлПорт}^*$ дозволяє визначити параметри потоку на виході з сопла зовнішнього контуру. Подальший розрахунок турбовентиляторної приставки визначається умовами проектування двигуна в цілому.

Після визначення оптимальних значень ступеня двоконтурності і ступеня підвищення ефективності тиску в вентиляторі, необхідно, узгодити параметри турбіни і вентилятора приставки. Для вирішення цієї проблеми не представляється можливим застосовувати комплексний параметр, запропонований в роботі [1]

$$\Pi = \frac{u_k^2 \bar{G}_k m_g}{s MFP(M_g)}, \quad (3)$$

де u_k - окружна швидкість ротора компресора,
 $\bar{G}_k$ - коефіцієнт витрати повітря для вентилятора,
 $m_g = 0.0396$,
 s - розтягувальна напружка,
 $MFP(M_g)$ - параметр витрати газу через турбіну

Неможливість застосування комплексного параметра пояснюється тим, що рівняння (3) було отримано коли напруження розтягу в лопатках турбіни визначалися за рівнянням (4) і залежали тільки від вихідній площі турбіни при постійних обертах ротора. У лопатках турбіни приставки розтягувальної напруги залежать не тільки від параметрів, що входять в рівняння (4), а і від відцентрових сил лопаток компресора.

$$s = 2r \frac{\rho}{3600} N^2 A_\Phi, \quad (4)$$

де r = щільність матеріалу лопатки,
 N = частота обертання ротора,
 A_Φ = вихідна площа турбіни,
 Φ = коефіцієнт форми лопаток турбіни.

Вплив лопаток компресора і вплив зміни форми лопаток турбіни на напруги в них можна врахувати деяким коефіцієнтом Φ_0 в рівнянні (4) і, замінюючи вихідну площа турбіни через витрату і середні параметри газу, записати його у вигляді:

$$\Pi = \frac{m \sin a s_b p_k^* \sqrt{T_H^*}}{\Phi_0 K_G f p_T^* \sqrt{T_T^*}} 2,32 \cdot 10^{-4}, \quad (5)$$

де a = кут виходу з потоку соплового апарату першого ступеня турбіни,
 $K_G = 0,93 \div 0,95$,

f - відносна витрата палива,
 p_k^* - ступінь підвищення тиску в компресорі,
 T_H^* - температура загальмованого потоку,
 p_T^* - ступінь зниження тиску в турбіні,
 T_T^* - температура загальмованого потоку за турбіною,
 σ_b - коефіцієнт втрат повного тиску в камері згоряння,

Φ_0 - емпіричний коефіцієнт. Через складності визначення Φ_0 пропонується використовувати замість рівняння (5) наступне:

$$\frac{u_k^* \bar{G}_k}{u_T^2 \bar{G}_T} = 0,98 \frac{m}{K_G f} s_b \frac{p_{Bл}^*}{p_T^*} \sqrt{\frac{T_H^*}{T_T^*}}, \quad (6)$$

де $p_{Bл}^*$ - ступінь підвищення тиску в вентиляторі.

Ставлення окружних швидкостей компресора і турбіни можна замінити відношенням зовнішніх діаметрів $\left(\frac{u_k}{u_T} = \frac{D_k}{D_T} \right)$.

З іншого боку, ставлення діаметрів можна виразити через відносний внутрішній діаметр вентилятора

$$\bar{d}_k = \frac{D_k}{D_T}(1 + \Delta).$$

де Δ - відносна радіальна протяжність замку лопатки вентилятора. Знаючи оптимальні величини ступеня двоконтурності і ступеня підвищення тиску в вентиляторі і задаючи $\bar{d}_k$ і $\bar{G}_k$, визначають коефіцієнт витрати для турбіни приставки $\bar{G}_T$ з рівняння (7)

$$\frac{\bar{G}_k}{\bar{G}_T} = 0,98 \frac{m}{K_G f(1 + \Delta)^2} s_b \frac{p_{\text{Вл.опт}}^*}{p_T^*} \sqrt{\frac{T_H^*}{T_T^*}} \quad (7)$$

Потім визначають діаметри турбіни і компресора з подальшою перевіркою напруження в лопатках турбіни

Якщо турбовентиляторна приставка компонується з серійним газогенератором, який має певну витрату повітря на розрахунковому режимі, то в цьому випадку послідовно розраховуються витрата повітря через зовнішній контур, тяга двигуна і питома витрата палива, відповідно, за формулами:

$$G_{\text{вп}} = m G_{\text{вг}};$$

$$R_{\Sigma} = G_{\text{вг}}(1 + m) R_G;$$

$$C_R = \frac{3600 g_{\text{п}} c_{\text{п}} (T_{\text{г}}^* - T_{\text{к}}^*)}{\eta_{\text{г}} H_u \cdot R_G (1 + m)}.$$

Якщо задана тяга двигуна на розрахунковому режимі R_{Σ} , то проектування двигуна передбачає визначення витрат повітря через внутрішній і зовнішній контури двигуна.

4. Висновки

Метод, викладений у статті, може бути використаний при визначенні геометричних параметрів вентиляторної приставки.

Список літератури: 1. Холщевников К.В. Согласование параметров компрессора и турбины в авиационных газотурбинных двигателях. – М.: Машиностроение, 1965.- 200 с. 2. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1970.- 603 с. 3. Терещенко Ю.М., Волянская Л.Г., Кулик Н.С., Панин В.В. та ін. Теория авиационных газотурбинных двигателей. – Киев: Книжное издательство НАУ, 2005. – 500 с.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 628.4.02

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

РЕСУРСО- ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В КОНТЕКСТІ СТАЛОГО РОЗВИТКУ УКРАЇНИ

Стаття посвящена процессу формирования устойчивого развития Украины через ресурсо- и энергосбережение. Особенное внимание уделено проектированию системы организации и управления использования вторичных материальных ресурсов в регионе.

Ключевые слова: природные ресурсы, ресурсо- и энергосберегающие технологии, устойчивое развитие, отходы, вторичные материальные ресурсы.

Стаття присвячена процесу формування сталого розвитку України через ресурсо- та енергозбереження. Особлива увага приділяється проектуванню системи організації та управління використання вторинних матеріальних ресурсів в регіоні.

Ключові слова: природні ресурси, ресурсо- та енергозберігаючі технології, сталий розвиток, відходи, вторинні матеріальні ресурси.

The article is devoted to the process of the Ukraine constant development through the resource and power saving. Particular attention is paid to the protecting of the system of the recycled material resources arrangement and management system in the region.

Key words: natural resources; power and power saving technologies; constant development; waste; recycled material resources.

Вступ

Досить актуальною для сьогодення є проблематика ресурсо- та енергозбереження в Україні, що стало правилом гарного тону, і це можна лише вітати. В той же час, реальних кроків у цьому напрямі за 19 років незалежності зроблено надзвичайно мало. Не розроблена і не втілена в життя відповідна державна програма, яка б мала пріоритетне значення.

Водночас спроба діючого нині уряду реформувати економіку та реанімувати індустріальний розвиток за рахунок імпорту енергоносіїв наразі є безперспективною і не може забезпечити Україні задекларований вихід на рівень провідних держав світу. Слід зазначити, що знову замість диверсифікації джерел енергогенерування та енергопостачання, надзвичайно жорсткою економією енергоресурсів за рахунок інтенсивного впровадження інноваційних ресурсо- та енергозберігаючих технологій, пропонуються та робляться активні спроби отримувати імпортні вуглеводневі носії за зниженими цінами.

Відомо, що проблема сталого використання ресурсів багатогранна та виключно важлива для сталого розвитку суспільства. У цьому контексті слід привести швидкість використання ресурсів у відповідність з природно-ресурсним потенціалом держави, а також необхідно заміщати непоновлювальні ресурси поновлювальними. Враховуючи, що значна частина ресурсів служить задоволенню різноманітних (далеко не завжди екологічних) потреб людства, необхідно прагнути до їх екологізації. Але за низьких цін на енергоресурси впровадження заощаджуючих технологій при високій вартості останніх є економічно невигідним. Саме це, а також спротив основних гравців на енергетичному ринку України широкому впровадженню альтернативної енергетики, є основною причиною низької ефективності спроб знизити енергоємність нашої економіки. Очевидно, що така політика недалекоглядна, оскільки енерговитрати є основним компонентом собівартості продукції, що впливає на її конкурентоспроможність на світовому ринку. На окрему увагу заслуговують відходи суспільного виробництва, які і є об'єктом дослідження.

Постановка проблеми

Марнотратне споживання природних ресурсів на всіх стадіях їх отримання та використання є серйозною проблемою нашого суспільства.

Ситуація ускладнюється тим, що темпи використання ресурсів і виробництво відходів не обґрунтовані їх запасами та можливостями природи. Тому для підвищення ефективності функціонування галузей і всього господарського комплексу регіонів необхідно розглядати і планувати утворення та використання відходів суспільного виробництва нарівні з первинними ресурсами, а для підприємств – нарівні з основними функціями та результатами виробництва; необхідно планувати галузям і окремим виробництвам споживання первинних природних ресурсів лише після вичерпання можливості використання вторинних ресурсів.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Намагаючись включитися в економічне змагання країн з метою знайти своє місце в глобальному світі, ми забуваємо, що людство реально наблизилось до своєї критичної межі, за якою – деградація і колапс [1]. Слід згадати широко відомі результати прогнозування розвитку людства, опубліковані Д. Медоузом та його колегами в монографіях і «Межі зростання», «Поза межами» та «Межі зростання – 30 років тому» [2 – 4]. Фактично ці наукові праці заклали підґрунтя сучасної концепції «сталого (екологічного та соціально-збалансованого) розвитку», яка базується на двох принципових тезах:

1. Якщо існуючі світові тенденції зростання чисельності населення, обсягів виробництва, виснаження ресурсів та забруднення довкілля залишаться незмінними, то впродовж наступних декількох десятиріч буде досягнута фізична мета зростання на планеті з подальшим стрімким і неконтрольованим зменшенням чисельності населення та економічним занепадом.

2. Наразі ще існує можливість змінити ці тенденції фізичного зростання до стану економічної, соціальної та екологічної стабільності України, що є перспективою на майбутнє [1]. На погляд автора, розвиток, на відміну від зростання, повинен передбачати не кількісне збільшення обсягів випуску продукції, а її, перш за все, покращення або зміну якості.

Зупинимось на аналізі градації природних ресурсів, яку автор приводить на рис.1 [5].

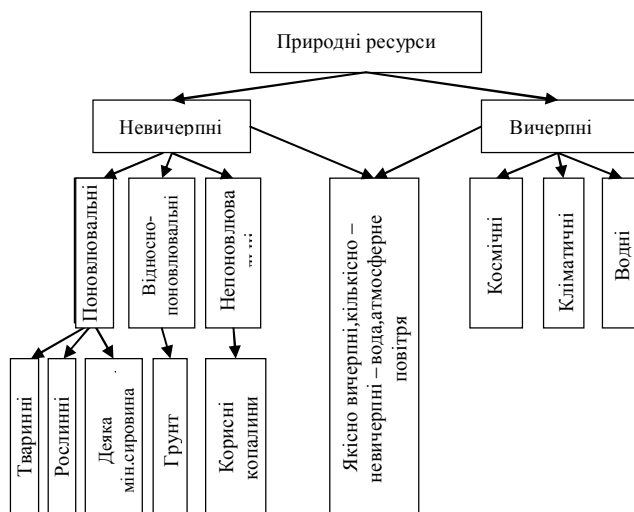


Рис.1. Принципіальна градація природних ресурсів

Слід зазначити, що людство використовує у вигляді кінцевих продуктів свого споживання лише дуже малу частину видобувних ресурсів (2-5%), все інше перетворюється у відходи при отриманні ресурсу, обробці сировини, виготовленні та використанні готових матеріалів і виробів. Шкода такої технології двійна: ресурси споживаються зі значно більшою швидкістю, чим це дійсно необхідно, а

природне середовище, яке оточує людину, інтенсивно забруднюється елементами та сполученнями, не характерними для нього. В результаті всі забруднення поступають в живу речовину, в тому числі і в організм людини, що є причиною різних захворювань.

Виходячи з реальної ситуації, та на підставі порівняння прогнозу з реальним станом речей на початку нового тисячоліття, автор дійшов висновку, що ще в першій половині 21 століття існуючі соціально – економічні та політичні тенденції призведуть до руйнування основ індустріального суспільства, якщо не будуть здійснені принципові світоглядні ноосферні зміни в системі людство – довкілля. Негативні наслідки глобальних проблем змін клімату, виснаження ресурсів нафти, деградація сільськогосподарських земель, дефіцит прісної води позначаються на навколишньому середовищі вже сьогодні, або позначаться впродовж найближчих часів.

На погляд автора, ще не пізно перейти на шлях сталого розвитку. Однак багато важливих можливостей за останні 40 років було втрачено. В[6] зазначається, що формування сталого розвитку можливо при умові практичної реалізації основних принципів збалансованого (сталого) розвитку, основними з них є: розвиток виробництва при умові зменшення природних ресурсів та завдяки повсюдному запровадженню енерго- та ресурсозбереження, енергоефективності, вторинної переробки й технологічних удосконалень; зниження темпів зростання населення Землі; більш справедливий перерозподіл ресурсів між багатими і бідними.

Тому шлях до стійкого споживання матеріальних і енергетичних ресурсів, підкреслює цю тезу автор в роботі [5], необхідно започаткувати з екологізації мислення та продовжити її у важливо складному напрямі створення нових екологічно чистих технологій і об'єктів техніки, цикли виробництва та поглинання відходів у яких подібні біосферним циклам.

Слід зазначити, що в більш віддаленому майбутньому прийдеться переходити від ентропійної техніки і технологій до неентропійних техніки та технологій, які природним чином подібні біосферним технологіям і об'єктам живої природи.

Необхідно враховувати, що темпи споживання ресурсів і виробництво відходів не обґрунтовані запасами ресурсів і можливостями природи. У людства, можливо, залишилось тільки в 2-4 рази більше того, що вже використано. Але ці темпи при впровадженні нової техніки, нової системи розподілу, нового законодавства можуть бути зменшені без зниження і навіть при підвищенні якості життя.

Спеціалісти розрізняють три категорії країн, враховуючи склад їх відходів. Перед країнами відповідних категорій стоять різні завдання відносно побутових відходів. Якщо у слаборозвинутих країнах з ними пов'язана, перш за все, санітарно-гігієнічна проблема (велика маса органіки сприяє розповсюдженню небезпечних хвороб), то перед розвинутими країнами виникають більш складні питання: втрата природних ресурсів, хімічне забруднення і таке інше.

В так званих перехідних країнах (до яких, у відповідності з цією класифікацією, відносяться східноєвропейські країни та країни колишнього

СРСР, в тому числі Україна, а також ряд південно-американських, і східно-азіатських країн) можна розглядати проблему твердих побутових відходів (ТПВ) як суму обох вищеназаних проблем. Для погодження багаточисельних питань, пов'язаних з утворенням величезних об'єктів відходів споживання, в розвинутих країнах створено цілу господарську галузь, яка одержала назву «Waste management» (управління відходами)[5].

ТПВ заслуговують на окрему увагу, і по відношенню до них, на погляд автора, сьогодні реально можна проводити політику «Zero Waste» (нуль відходів) [7]. Сучасні методи піролізу та газифікації надають можливість повної переробки органомісних відходів без викидів (або з незначними викидами) шкідливих речовин у довкілля. Слід підкреслити, що при цьому генерується високоенергетичний синтез - газ, який можна спалювати та отримувати теплову чи електричну енергію або використовувати його як сировину для синтезування спиртів чи високооктанового бензину [1].

Виходячи з того, що в Україні щороку утворюється близько 16 млн т ТПВ, за підрахунками автора з них можна отримати 5 млн л бензину або 16 млн л метамолу, що дозволить відмовитися від імпорту приблизно 10 млн т нафти на рік [5,6]. Це дозволить забезпечити суттєве покриття енерго - ресурсного дефіциту та досягти значного еколого-економічного ефекту за рахунок відсутності складування ТПВ на полігонах з усіма витікаючими звідси позитивними наслідками. Відомо, що твердий залишок після пролізу та газифікації є водорозчинним, і тому його можна використовувати в дорожньому будівництві чи у якості інертного поновлювача при виробництві бетону.

Мета дослідження

Визначення напрямків і перспектив вирішення регіональних проблем у сфері поводження з відходами, які розглядаються як вторинні матеріальні ресурси, в контексті сталого розвитку регіонів.

Результати досліджень

Проблему найбільш повного та ефективного залучення відходів в господарський оберт можна віднести до числа найбільш важливих завдань, які стоять перед Україною. Адже прискорення вирішення цієї проблеми призведе до значного покращення стану довкілля та забезпечить збалансоване ресурсозбереження [6].

Кризові регіональні проблеми поводження з відходами виробництва та споживання відображають загальні тенденції, які склалися в цій сфері в Україні. Але для кожного регіону ці проблеми трансформуються з урахуванням рівня розвитку господарського комплексу та соціально-економічних умов.

Сучасний стан поводження з ТПВ в Харківській області автор характеризує такими показниками:

- відсутністю чіткої управлінської системи;
- критичним станом діючих полігонів ТПВ і необхідністю пошуку нових місць для складування твердих відходів;
- недосконалістю структури санітарної очистки;
- утворенням величезної кількості несанкціонованих звалищ;

- незадовільними темпами впровадження роздільного збору відходів, які можна використати як вторинні ресурси;
- невирішеністю питань будівництва підприємств з переробки та утилізації корисних компонентів ТПВ і відходів споживання;
- незадовільним станом контейнерного господарства;
- недостатньою інформаційною, просвітницькою та виховною роботою з населенням в контексті необхідності мінімізації об'єктів відходів, у тому числі за допомогою створення системи роздільного збору та переробки відходів [5,6].

Слід урахувати, що використання відходів виробничого та побутового споживання є самостійним, складним по наявним проблемам і багатоплановим на практиці технологічним процесом.

Автор вважає, що для підвищення ефективності функціонування окремих галузей і всього народногосподарського комплексу регіонів необхідно розглядати та планувати утворення та використання відходів на рівні з первинними ресурсами, а для підприємств – на рівні з основними функціями та результатами виробництва. Окрім того, планування споживання первинних природних ресурсів необхідно здійснювати лише після вичерпання можливостей використання вторинних ресурсів.

Спроба вирішити в комплексі екологічні, економічні, соціальні та технологічні проблеми, пов'язані з ТПВ і відходами споживання, які є вторинною сировиною, обумовили розробку автором даної статті науково-методологічних основ поводження з відходами [6]. Але слід зазначити, що це досить складне та об'ємне питання, тому в цій статті розглядаються лише аспекти, що стосуються вдосконалення методології управління використання вторинних матеріальних ресурсів в регіоні.

Вивченню цієї проблеми присвячені наукові роботи як вітчизняних, так і зарубіжних дослідників. На особливу увагу заслуговують роботи Горлицького Б.О., Касімова О.М., Міщенка В.С., Метлової Л.П., Назаренка А.В., Гаврилова К.Г. та інших відомих вчених. [5,8 – 11].

З врахуванням вітчизняного та зарубіжного досвіду щодо управління використання вторинними матеріальними ресурсами, автор на рис. 2 показує вдосконалену методологію (алгоритм) управління використання вторинних матеріальних ресурсів в Харківському регіоні. Запропонована методологія поводження з вторинними матеріальними ресурсами в регіоні передбачає комплексне та системне реформування системи поводження з відходами. На погляд автора, наявність ефективної системи поводження з відходами є не тільки необхідним, але і неминучим, оскільки майбутнє функціонування людства, світової господарської системи неодмінно буде орієнтуватись на принцип автотрофності (по В.І. Вернадському), тобто замкнутості, кругообігу в використанні матеріальних ресурсів у суспільному відтворено-виробничому процесі.

Аналіз стану системи поводження з відходами в Україні підтверджує необхідність підсилення державного регулювання в сфері збору, переробки та використання відходів з урахуванням ринкової спрямованості реформ

господарського механізму, які проводяться Урядом, положень концепції сталого розвитку, а також досягнень вітчизняного та зарубіжного досвіду.

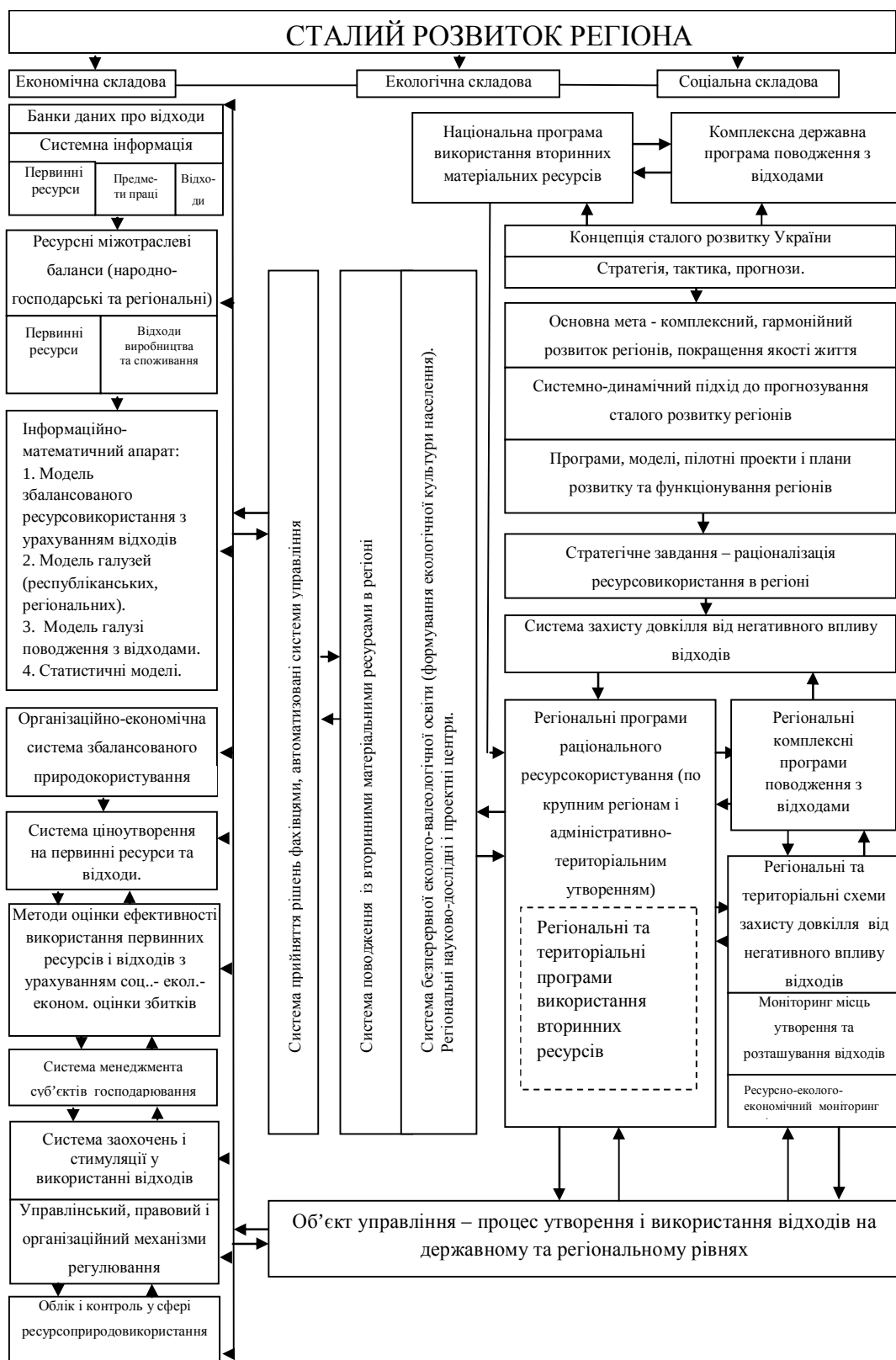


Рис. 2. Методологія (алгоритм) управління використання вторинних потенціальних ресурсів в Харківському регіоні

Таким чином, підводячи підсумок, необхідно зазначити, що використання відходів – це необхідна міра, яка націлена на свідоме скорочення постійного зростаючого об'єму відходів. Слід підкреслити, що техніка збору та переробки відходів ще далека від досконалості та потребує нових ідей, нових технологій, нового обладнання. Індустрія по збору і переробці відходів в Україні повинна бути невід'ємним фактором економіки та охорони навколишнього середовища в кожному регіоні, в цілому по країні, оскільки це вирішальний фактор для збереження життя і здоров'я кожної людини, забезпечення національної безпеки країни.

Висновки

1. У статті зроблено спробу одночасного вивчення процесів, які досить часто розглядаються окремо: управління вторинними матеріальними ресурсами, ресурсо- та енергозбереження, екологічна безпека, сталий розвиток України.

2. В ній наведено новий підхід і методологію щодо системи організації та управління використання вторинних матеріальних ресурсів в регіоні

3. Показано, що поводження з відходами в контексті сталого розвитку – це її «матеріалізація», як превентивне забезпечення рівня необхідної стійкості компонентів еколого - економічної та соціально-економічної безпеки в складі інтегрованої безпеки еколого - економічної системи.

3. Доведено, що переробка відходів у сировину і енергію може стати каталізатором економічних перетворень в Україні на шляху до сталого розвитку.

Список літератури: 1. Дрозд І. П. Через ресурсо- та енергозбереження до сталого розвитку суспільства / І. П. Дрозд, А. В. Гулий // Екологія, енерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей среды и здоровье человека, утилизация отходов: XVIII междунар. науч. - конф., 7 – 11 июля 2010г.: тезисы докл. – Щелкино, АР Крым, 2010. – С.389 – 395. 2. Meadows, Donella H.; Meadows, Dennis L.; Randers, Jorgen; Behrens, William W. The Limits to growth. A report for the Club of Rome's project on the predicament for mankind. Universe Books. New York, NY, USA. 1972. – 205 p. 3. Donella H. Meadows, Dennis L. Meadows, and Jorgen Randers Beyond the Limits (post Mills, VT: Chelsea Green Publishing Company, 1992). 4. Donella H. Meadows, Jorgen Randers, and Dennis L. Meadows: Limits to Growth: The 30-Year Update. Chelsea Green Publishing, 2004. 5. Твёрдые бытовые отходы. Технологии и оборудование. Проблемы и решения: [учеб. пособ. для студ. высш. учеб. завед. Украины] / А. М. Касимов, А. М. Коваленко, В.Т. Семёнов, А.Н. Александров. – Харьков: ХНАГХ, 2006. – 301 с. 6. Коваленко А. М. Методология обращения с отходами в контексте устойчивого развития: [монограф]. / Коваленко А. М. – Харьков: Підручник НТУ «ХПІ», 2010. – 207 с. 7. Мюррей Р. Цель – Zero Waste (Перев. с англ. Горницкого В. О.). – М.: ОМННО «Совет Гринпис», 2004. – 232 с. 8. Горлицкий Б. А. Основополагающие принципы обращения с отходами. Опыт Европейского союза / Б. А. Горлицкий, Л. А. Албаева // Экология, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей среды и здоровье человека. Утилизация отходов: XVIII междунар. науч. - практич. конф., 7 – 11 июня 2010 г.: тезисы докл. – Щелкино, АР Крым, 2010. – С. 377 –381. 9. Мищенко В. С. Організаційно-економічний механізм поводження з відходами та шляхи його вдосконалення / В. С. Мищенко, Г. П. Виговська. – К. : Наукова думка, 2009. – 295 с. 10. Метлова Л. П. Теорія і практика поводження з відходами [монограф.] / Метлова Л. П. – НАН України. Ін-т економіки пром-ті. : Донецьк, 2004. – 168 с. 11. Назаренко А. В. Проектирование системы организации и управления использования вторичных материальных ресурсов в регионе / А. В. Назаренко, К. Г. Гаврилов // Пятый междунар. конгресс по управлению отходами и природоохранным технологиям ВэйсТэк – 2007, 29 мая – 1 июня 2007 г.: тезисы докл. – М., 2007. – С. 50 – 52.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

В.П. КРАВЧЕНКО, докт. техн. наук, доц., ОНПУ, г. Одесса

Е.В.КОРЧОМНЫЙ, магистр, ОНПУ, г. Одесса

А.Р.АБДУЛ ХУСЕЙН, асп., ОНПУ, г. Одесса

В.К.КРАВЧЕНКО, мл. науч.сотр., ОНПУ, г. Одесса

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДОБЫЧИ НЕФТИ В УКРАИНЕ

Одним из методов повышения нефтеотдачи месторождений является использование термических методов: закачка в скважины горячей воды или пара. Для получения теплоносителя рассматривается использование судовой ядерной энергетической установки (ЯЭУ). Показана высокая экономическая эффективность использования ЯЭУ.

Ключевые слова: нефтеотдача, атомная теплоэлектроцентраль, затраты на строительство и эксплуатацию

Одним з методів підвищення нафтовіддачі родовищ є використання термічних засобів: закачування у свердловини гарячої води чи пари. Для отримання теплоносія розглянуто використання судової ядерної енергетичної установки (ЯЕУ). Показана висока економічна ефективність використання ЯЕУ.

Ключові слова: нафтовіддача, атомна теплоелектроцентраль, витрати на будівництво та експлуатацію

One of methods of oilfield extraction coefficient increase is the use of thermal methods: beginning to swing in the mining holes of hot water or steam. For preparation of hot water the use of ship nuclear power plant is examined (NPP). High economic efficiency of the use of NPP is showed.

Keywords: coefficient of extraction of oil, nuclear cogeneration plant, expenses on building and exploitation

1. Введение

В Украине сегодня добыча нефти не удовлетворяет внутренним потребностям. Нефтяные месторождения используются неэффективно. Так по проекту разработки открытого в 1976 г. Довбушанско-Быстрицкого месторождения из него будет добыто всего 8,8 % балансовых запасов нефти. Отсюда вытекает вывод о необходимости развивать технологии эффективной добычи. К таким технологиям относится использование теплоносителей: горячей воды и пара. Проведенные в Украине исследования доказали, что это повышает добычу больше чем в три раза (до 25 % от балансовых запасов). Сегодня для этих целей устанавливаются парогенераторы непосредственно возле скважин (США [1]), котельные, обеспечивающие теплоносителем целое месторождение (Татарстан [2]), либо строится атомная электростанция для обеспечения теплоносителем добычу высоковязких углеводородов (Канада [3]).

Обеспечение теплоносителя для технологических целей месторождения является задачей обычной теплоэлектроцентрали, применение которой экономически выгоднее раздельного производства теплоты и электроэнергии [4]. В аналитическом обзоре перспектив развития энергетики [5] автор отметил, что

поскольку энергетика является основой экономического развития любого государства, приоритетные задачи инновационного развития Украины состоят, в том числе во внедрении новых технологий добычи углеводородного сырья, расширении использования атомной энергии. Поэтому совершенно ясно, что подготовка теплоносителей для нефтяного месторождения должна осуществляться на атомной теплоэлектроцентрали (АТЭЦ).

2. Определение параметров теплоносителя для месторождения

В Украине над проблемой максимального извлечения нефти с помощью термических методов начали работать в начале 50-х годов. Сначала был проведен большой объем теоретических и экспериментальных исследований по использованию теплоносителей (горячей воды и пара), а затем были опытно-промышленные исследования на объектах НГДУ «Бориславнафтогаз» и «Черниговнафтогаз». В результате была разработана и предложена новая технология повышения нефтеотдачи с помощью теплоносителей в сочетании с заводнением. Этими исследованиями было доказано, что воздействуя таким образом на систему пласта, можно извлечь до 25 % нефти от начальных балансовых запасов из старых энергетически истощенных месторождений. На участке Бориславского месторождения на площади 15 гектаров, где раньше применялись все традиционные методы, за время применения предложенной технологии было извлечено более 5 тыс. т дополнительной нефти, а коэффициент нефтеотдачи увеличился до 0,23. Во второй раз этот метод был испытан на месторождении на площади 17 гектаров (участок Мириам) с более сложным геологическим строением, похожим на менилитовые отложения. За период проведения работ было извлечено почти 70 тыс. т дополнительной нефти, которая составила ~20 % от начальных балансовых запасов.

Если стоимость дополнительно полученной нефти больше стоимости строительства и эксплуатации энергоустановки за весь срок эксплуатации месторождения, тогда создание и использование такой энергоустановки будет целесообразным. При технико-экономическом анализе необходимо учесть также затраты на транспорт теплоносителя от АТЭЦ к скважинам и подготовку сырой воды.

Тип энергоустановки определяется требуемыми параметрами, а ее мощность – расходом теплоносителя. От параметров теплоносителя зависит принципиальная схема энергоустановки и тип ядерного реактора для АТЭЦ. Наиболее приемлемым является водо-водяной реактор, эксплуатация которого имеет достаточный опыт, но этот реактор позволяет получить пар с максимальной температурой 280 °С.

Давление теплоносителя должно обеспечить возможность его закачки. То есть, давление должно быть равно или больше пластового давления. Глубины скважин в Украине достигают 1600-3500 м. Следовательно, минимальное давление должно быть как минимум 8 МПа. Такие параметры пара реактор на тепловых нейтронах обеспечить не может. Следовательно, возможно использование только горячей воды. В этом случае давление производимого теплоносителя вообще не имеет значения, т.к. столб воды сам обеспечивает

необходимое давление. Параметры закачиваемой в пласт горячей воды лежат в диапазоне 80-250 °С. Если принять достаточной температуру воды 150 °С, то для этого подойдет обычная теплофикационная установка электростанции.

2. Определение характеристик ядерной энергетической установки

Предварительно, не привязываясь к конкретному месторождению, можно предположить, что для поставленной цели подойдет установка относительно небольшой мощности. В «большой» энергетике минимальная мощность блока АЭС – 440 МВт, что представляется достаточно большой величиной. Весьма привлекательно рассмотрение судовой ядерной энергетической установки (ЯЭУ), имеющей относительно малую мощность. В открытой печати [6] имеются данные по современной судовой ЯЭУ типа КН-3, рассматриваемой также для использования в качестве подземной АТЭЦ. Подземное размещение ЯЭУ имеет целый ряд преимуществ с точки зрения безопасности, к тому же судовые установки имеют большой опыт эксплуатации и высокие показатели надежности. Подземное расположение снимает ограничения по размещению АТЭЦ: по существующим нормам наземная АЭС не может близко располагаться от крупных населенных пунктов. К подземной АЭС требования не такие жесткие. Это позволит оптимизировать расположение: вблизи города и транспорт технологического теплоносителя к месторождению и распределение там по нагнетательным скважинам или в центре месторождения и транспорт сетевой воды в город.

АТЭЦ комплектуется двумя реакторами тепловой мощностью 230 МВт каждый и паровой конденсационной турбиной К-150-3,4/50 с нерегулируемыми отборами пара. Мощность теплофикационной установки 25 Гкал/ч.

Несмотря на низкие начальные параметры пара, паротурбинная установка обладает высокими показателями экономичности и удельными массогабаритными показателями: при температуре охлаждающей воды +15 °С и номинальной тепловой мощности турбина развивает мощность 150 МВт при удельном расходе теплоты 2551 ккал/кВт·ч.

Как показали расчеты, при отпуске 25 Гкал/ч теплоты электрическая мощность составляет 132,86 МВт (собственные нужды оцениваются в 5,1 %).

Согласно данным [6] при работе 8000 ч в году 760 ч приходится на ППР.

3. Определение технико-экономических показателей использования АТЭЦ для повышения нефтеотдачи

Для определения дополнительного количества нефти были использованы данные, представленные на рис. 1, 2 [7].

В результате обработки этих данных были получены значения, которые представлены в табл. 1, в том числе количество нефти по годам, которая может быть получена при отпуске горячей воды в количестве 51,15 кг/с. Принято, что использование горячей воды позволяет повысить добычу в три раза.

Анализируется период эксплуатации 22 года, из которых 20 лет добавляется холодная вода. Для расчета тридцатилетнего периода эксплуатации ЯЭУ принято постепенное снижение добычи при сохранении количества закачиваемой воды.

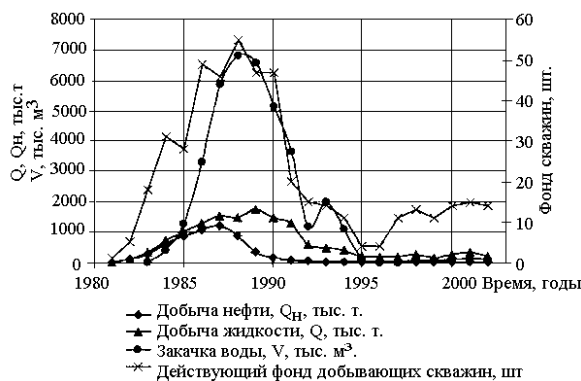


Рис.1. Зависимость добычи нефти и количества закачанной воды от срока эксплуатации месторождения

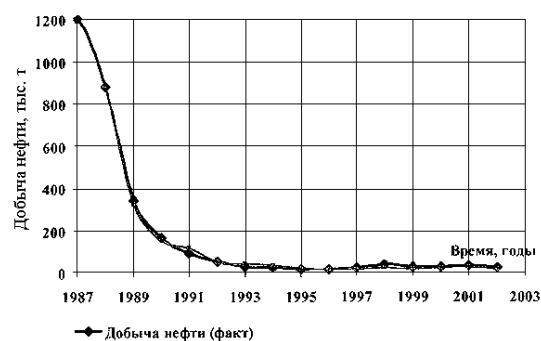


Рис. 2. Производительность месторождения со временем эксплуатации

Таблица 1. Зависимость количества добытой нефти от количества закачиваемой воды

Год	$V_{\text{воды}}, \text{ тыс. м}^3$	$Q_{\text{н}}, \text{ тыс. т.}$	$Q_{\text{н}}/V$	$Q_{\text{н}}/V_{\text{г}}$	$Q_{\text{н1}}, \text{ тыс. т}$
1983	25	300	12	36	51839,1
1984	500	850	1,7	5,1	7343,9
1985	1250	950	0,76	2,28	3283,1
1986	3250	1050	0,323	0,969	1395,7
1987	5900	1200	0,203	0,610	878,6
1988	6850	890	0,130	0,390	561,3
1989	6550	350	0,0534	0,160	230,8
1990	5100	190	0,0373	0,112	160,9
1991	3800	83,3	0,0219	0,0658	94,7
1992	1100	50	0,0455	0,136	196,4
1993	2000	33,3	0,0166	0,05	71,9
1994	1050	33,3	0,0317	0,0951	137,0
1995	20	16,7	0,835	2,505	3607,1
1996	20	16,7	0,835	2,505	3607,1
1997	25	20	0,8	2,4	3455,9
1998	35	33,3	0,951	2,854	4110,1
1999	25	20,3	0,812	2,436	3507,8
2000	30	25	0,833	2,5	3600,0
2001	35	33,3	0,951	2,854	4110,1
2002	20	16,7	0,835	2,505	3607,1
2003	35	33,3	0,951	2,854	4110,1
2004	20	16,7	0,835	2,505	3607,1
2005	27	25	0,926	2,778	4000,0
2006	25	16,7	0,668	2,004	2885,7
2007	25	8,4	0,336	1,008	1451,5
2008	25	5	0,2	0,6	864,0
2009	25	4	0,16	0,48	691,2
2010	25	3	0,12	0,36	518,4
2011	25	2	0,08	0,24	345,6
2012	25	1,5	0,06	0,18	259,2
Итого за 30 лет					$114,36 \cdot 10^3$

где $V_{\text{воды}}$ – количество закачиваемой воды; $Q_{\text{н}}$ – количество добытой нефти, $Q_{\text{н}}/V$ – соотношение добытой нефти к объему закачанной холодной воды; $Q_{\text{н}}/V_{\text{г}}$ – соотношение добытой нефти к объему закачанной горячей воды; $Q_{\text{н1}}$ – количество добытой нефти при расходе горячей воды $G_{\text{св}} = 51,15 \text{ кг/с} = 51,15 \cdot 3,6 \cdot 7820 = 1,44 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{г}$. $Q_{\text{н}}/V_{\text{г}} = Q_{\text{н}}/V \cdot 3$, так как при закачивании горячей воды, нефтеотдача увеличивается как минимум в 3 раза.

Экономический расчет выполняется по действующим в Украине нормам [9].

Общее количество добытой нефти за 30 лет: $\Sigma Q = 114,36 \cdot 10^6 \text{ т}$.

Количество дополнительно добытой нефти при использовании горячей воды:

$$\Sigma Q_{\text{доп}} = \Sigma Q \cdot 2/3 = 114,36 \cdot 10^6 \cdot 2/3 = 76,24 \cdot 10^6 \text{ т}.$$

Стоимость дополнительно добытой нефти за 30 лет:

$$D_{\text{нефти}} = C_{\text{нефти}} \cdot \Sigma Q_{\text{доп}} = 3011,74 \cdot 76,24 \cdot 10^6 = 229,61 \cdot 10^9 \text{ грн},$$

где $C_{\text{нефти}}$ – тариф на нефть, грн/т. При цене на нефть 579,18 дол./т (на ноябрь 2010 г.) и соотношении между тарифом и ценой 0,65: $C_{\text{нефти}} = 579,8 \cdot 0,65 = 3011,74 \text{ грн/т}$.

Отпуск электроэнергии за 30 лет с учетом собственных нужд:

$$W_{\text{отп}} = N_{\text{отп}} \cdot \tau \cdot t = 132,86 \cdot 1000 \cdot 7820 \cdot 30 = 31,169 \cdot 10^9 \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где $N_{\text{отп}}$ – отпускаемая электрическая мощность АТЭЦ, МВт;

τ – время работы АТЭЦ в течение года, ч;

t – период эксплуатации месторождения, лет.

Доходы, которые станция будет получать за отпущенную электроэнергию:

$$D_{\text{эл}} = C_{\text{тар}} \cdot W_{\text{отп}} = 0,1583 \cdot 31,169 \cdot 10^9 = 4,934 \cdot 10^9 \text{ грн},$$

где $C_{\text{тар}}$ – тариф на электрическую энергию. Принято $C_{\text{тар}} = 0,1583 \text{ грн/(кВт ч)}$.

Суммарные доходы от дополнительно добытой нефти и отпущенной электроэнергии:

$$D = D_{\text{нефти}} + D_{\text{эл}} = (229,61 + 4,934) \cdot 10^9 = 234,544 \cdot 10^9 \text{ грн}.$$

Капиталовложение на строительство АТЭЦ с учетом трехкратного повышения цены относительно 1995 г. [6]:

$$K_{\text{АТЭЦ}} = 110,6 \cdot 10^6 \$ = 110,6 \cdot 10^6 \cdot 8 = 884,8 \cdot 10^6 \text{ грн}.$$

Капиталовложения на оборудование:

$$K_{\text{об}} = K_{\text{АТЭЦ}} \cdot 0,6 = 530,88 \cdot 10^6 \text{ грн}.$$

Капиталовложения на здания и сооружения:

$$K_{\text{зс}} = K_{\text{АТЭЦ}} \cdot 0,4 = 884,8 \cdot 10^6 \cdot 0,4 = 353,92 \cdot 10^6 \text{ грн}.$$

Согласно данным [6] при непрерывной работе 8000 ч и коэффициенте использования мощности 0,95 на планово-предупредительный ремонт (ППР) приходится 438 ч = 18,25 сут. С учетом длительности топливной кампании 27500 ч и длительности перегрузки 450 ч (принято) цикл от перегрузки до перегрузки составит 29264 ч. Тогда за 30 лет работы АТЭЦ будет иметь место $30 \cdot 8760 / 29264 = 9$ перегрузок (включая первую загрузку). Стоимость одной загрузки равна с учетом трехкратного подорожания $25,78 \cdot 3 = 77,34 \text{ млн. \$}$ [6]. Топливная составляющая за весь период работы $3_{\text{топ}} = 77,34 \cdot 9 = 696,06 \text{ млн. \$} = 696,06 \cdot 8 = 5568,48 \text{ млн. грн}$.

Затраты на амортизацию:

- с привлечением отечественных инвестиций

$$B_a = \frac{n_a^{зс}}{100} \cdot K_{зс} + \frac{n_a^{об}}{100} \cdot K_{об} = 0,05 \cdot 353,92 \cdot 10^6 + 0,15 \cdot 530,88 \cdot 10^6 = 97,328 \cdot 10^6 \text{ грн/год},$$

где $n_a^{зс}, n_a^{об}$ – нормы амортизационных отчислений соответственно для зданий, сооружений и оборудования;

Заработная плата персонала:

$$B_{зп} = R_e \cdot \Phi = 246 \cdot 63000 = 15,498 \cdot 10^6 \text{ грн},$$

где R_e – численность эксплуатационного персонала. Принят штатный коэффициент 1,64 чел./МВт;

Φ – среднегодовой фонд заработной платы на одного работающего с начислениями, грн.

Общестанционные и другие затраты:

$$B_{общ} = \alpha_{общ} \cdot (B_{зп} + B_a) = 0,13 \cdot (15,498 \cdot 10^6 + 97,328 \cdot 10^6) = 14,667 \cdot 10^6 \text{ грн/год}$$

где $\alpha_{общ} = 13\%$ – часть общестанционных и других затрат.

Затраты на подготовку воды для нефтедобычи за 30 лет:

$$Z_b = G_{св} \cdot C_b = 1,44 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{г} \cdot 30 \text{ лет} \cdot 11,11 \text{ грн/м}^3 = 15,998 \cdot 10^6 \text{ грн},$$

где $G_{св}$ – расход сетевой воды для закачивания в скважину;

C_b – стоимость подготовки воды для подогрева в теплофикационной установке и закачки в скважину.

Суммарные затраты за срок эксплуатации:

$$Z = K_{АТЭЦ} + Z_{топ} + 30 \cdot B_a + 30 \cdot B_{зп} + 30 \cdot B_{общ} + Z_b = (884,8 + 5568,48 + 30 \cdot 97,328 + 30 \cdot 14,667 + 30 \cdot 15,488 + 15,998) \cdot 10^6 = 9853,76 \cdot 10^6 \text{ грн}.$$

Общая прибыль:

$$Pr = D - Z = 234,544 \cdot 10^9 - 9,853 \cdot 10^9 = 224,69 \cdot 10^9 \text{ грн}.$$

Текущая годовая прибыль:

$$Pr_{год} = Pr/30 = 7,49 \cdot 10^9 \text{ грн}.$$

Рентабельность инвестиций

$$R = Pr_{год}/K_{АТЭЦ} = 7,49 \cdot 10^9 / 0,884 \cdot 10^9 = 8,472 = 847\%.$$

Срок окупаемости инвестиций

$$T_{ок} = 1/R = 1/8,472 = 0,118 \text{ года}.$$

Эти предварительные показатели в действительности будут несколько ниже, поскольку не учтены затраты на транспорт горячей воды от АТЭЦ до скважин, а также то, что при увеличении добычи возрастут и эксплуатационные расходы, неучтенные в данной работе.

Выводы

Учитывая глубины скважин в Украине (1,6-3 км), можно сделать вывод, что использование пара для закачки в пласт с помощью ЯЭУ невозможно. Роль теплоносителя может выполнять только горячая вода. Подготовка теплоносителя целесообразно осуществлять на АТЭЦ. Температура горячей воды на практике изменяется в диапазоне 60-250 °С. Такие параметры могут быть обеспечены обычной теплофикационной установкой АТЭЦ. Мощность АТЭЦ определяется производительностью месторождения.

В качестве АТЭЦ для подготовки технологического теплоносителя рассмотрена судовая ЯЭУ типа КН-3 (производства России). При отпуске тепловой энергии в количестве 25 Гкал/ч отпускаяемая электрическая мощность

составляет 132,86 МВт. При принятой стоимости АТЭЦ 110,6 млн. \$, учете затрат на топливо, персонал, амортизацию, подготовку воды получено, что рентабельность использования такой энергоустановки равна 847 %, т.е. срок окупаемости равен 0,118 года.

Прибыль предприятия складывается из двух составляющих: продажи дополнительного количества нефти и электроэнергии. Доля нефти в структуре прибыли составляет 98 %.

При принятой стоимости АТЭЦ (низкая стоимость объясняется заводским изготовлением), ядерного топлива и электроэнергии автономная работа такой установки, как источника электроэнергии, оказывается нерентабельной.

Список литературы: 1. Никитина Л.А. Увеличение нефтеотдачи пластов с помощью термических методов. – М.: ВНИИОЭНГ, 1967. – 131 с. 2. Мухорямов М.М. Инновационные подходы к применению термических методов повышения нефтеотдачи пластов. – В матер. научно-практической конференции «Высоковязкие нефти, природные битумы и остаточные нефти разрабатываемых месторождений», 7-10 сентября 2009 г., г. Казань. 3. Попов Л. Водяной реактор достанет из песка ядерную нефть. -[www.solar.org.ua/index.php?id=1169016427&r=\(15](http://www.solar.org.ua/index.php?id=1169016427&r=(15) января 2007). 4. Верхивкер Г.П., Кравченко В.П., Дубковский В.А. Теплоснабжение от атомных электростанций. Учебник. – Одесса: ВМВ, 2010. – 486 с. 5. Бобров Е. Перспективы развития энергетики //Нефть и газ. – 2010. - №10. – С. 24-29. 6. Широков С.В. Ядерные энергетические реакторы. – К.: НТУУ «КПІ», 1997. – 280 с. 7. Вадецкий Ю.В Бурение нефтяных и газовых скважин. – М.: Издательский центр Академия, 2003. – 352 с. 8. Методичні вказівки з техніко-економічного обґрунтування інвестиційних проектів електричних станцій / Уклад.: Є.Г. Скловська, К.Г. Тодорович. – К.: ІВЦ Видавництво «Політехніка», 2002. – 24 с.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 66.023.2

Л. І. РУЖИНСЬКА, канд. техн. наук, проф., НТУУ «КПІ», м. Київ

К. В. КУЗЬМЕНКО, маг., НТУУ «КПІ», м. Київ

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ПЕРЕМІШУВАННІ МІШАЛКАМИ З МАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

В хімічній та фармацевтичній промисловості широко використовуються апарати з мішалками з магнітним приводом. Авторами приводиться математична модель теплообміну при перемішуванні рідини в таких апаратах.

Ключові слова: математична модель, перемішування, теплообмін, магнітний привод.

В химической и фармацевтической промышленности широко используются аппараты с мешалками с магнитным приводом. Авторами предлагается математическая модель теплообмена при перемешивании жидкости в таких аппаратах.

Ключевые слова: математическая модель, перемешивание, теплообмен, магнитный привод.

Apparatus with mixers with magnetic drives are widely used in chemical and pharmaceutical industry. The authors present mathematical model of heat transfer processes in the time of liquid mixing in such apparatus.

Key words: mathematical model, heat transfer, magnetic drive.

В хімічній та фармацевтичній промисловості широко використовуються процеси перемішування. Для перемішування в апаратах використовують

механічні перемішуючі пристрої різних конструкцій. В той же час, при виготовленні більшості фармацевтичної продукції, наприклад, води для ін'єкцій, корвалолу, нафтизину та ін., необхідно зберегти стерильні умови в апаратах. Тому на сучасних підприємствах галузі застосовують перемішуючі пристрої, в яких передача руху до мішалки здійснюється безконтактно. До числа таких перемішуючих пристроїв відносяться мішалки з магнітним приводом. В той же час більшість процесів розчинення, ферментації, культивування та ін. протікають одночасно з нагріванням або охолодженням середовища в апараті.

Процеси фармацевтичного виробництва протікають в складних фізико-хімічних системах, які мають двоїсту детерміновано-стохастичну природу, змінні у часі та просторі. Такі системи характеризуються надзвичайно складною взаємодією фаз та компонентів, внаслідок чого вивчення їх з позицій класичних детермінованих законів переносу та збереження стає неможливим [1].

Процеси теплообміну при перемішуванні з використанням традиційних перемішуючих пристроїв в літературі описані достатньо повно. В той же час, нажаль, практично відсутні відомості щодо протікання процесів теплопередачі в апаратах при перемішуванні мішалками з магнітним приводом. Поширеність саме таких перемішуючих пристроїв на сучасних підприємствах, обумовлює необхідність проведення досліджень теплообміну при перемішуванні в апаратах з мішалками з магнітним приводом.

Ключ до вирішення цієї проблеми дає метод математичного моделювання, який базується на стратегії системного аналізу.

Математичне моделювання включає три взаємопов'язаних етапи:

- складання математичного опису об'єкта, що вивчається;
- вибір методу розв'язку системи рівнянь математичного опису та реалізація його;
- встановлення відповідності (адекватності) моделі об'єкту.

Формулювання математичної моделі. Для математичного описання процесів, які відбуваються в ємності з рідиною, що нагрівається та перемішується за допомогою мішалки з магнітним приводом, розглянемо математичну модель конвективного теплообміну.

Для складання математичного опису процесу застосуємо ряд припущень.

Рідина на відстані від мішалки приймається такою, що знаходиться в спокої. Внаслідок тертя шар рідини, який безпосередньо прилягає до мішалки, залучається останньою та під дією відцентрової сили відкидається назовні від мішалки. Замість відкинутої рідини до диска притікає в осьовому напрямі нова рідина, яка також захоплюється мішалкою та знову відкидається назовні. Відповідно, в даному випадку ми маємо повністю тривимірний простір. Ізометричне зображення цієї течії показане на рис. 1. Швидкість має три складові: в радіальному напрямі r , в коловому напрямі j та в осьовому напрямі z [2].

Експериментальні дослідження процесу перемішування в посудині циліндричної форми з мішалкою з магнітним приводом показують, що рух рідини майже симетричний відносно осі посудини. Отже, рівняння Нав'є-Стокса

та рівняння нерозривності в циліндричних координатах спрощуються. Гідродинамічну обстановку в ємності математично описують рівняння [3]:

$$\left. \begin{aligned} w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} - \frac{w_j^2}{r} + w_z \frac{\partial w_r}{\partial z} &= -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + n \left[\frac{\partial^2 w_r}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{w_r}{r} \right) + \frac{\partial^2 w_r}{\partial z^2} \right], \\ w_r \frac{\partial w_j}{\partial r} + \frac{w_r w_j}{r} + w_z \frac{\partial w_j}{\partial z} &= n \left[\frac{\partial^2 w_j}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{w_j}{r} \right) + \frac{\partial^2 w_j}{\partial z^2} \right], \\ w_r \frac{\partial w}{\partial r} + w_z \frac{\partial w}{\partial z} &= -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial z} + n \left[\frac{\partial^2 w_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right], \\ \frac{\partial w_r}{\partial r} + \frac{w_r}{r} + \frac{\partial w}{\partial z} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де w_r , w_j , w_z – швидкість руху рідини в радіальному, коловому та осьовому напрямках відповідно, м/с; r – густина рідини, що перемішується, кг/м³; n – кінематична в'язкість рідини, що перемішується, м²/с.

Граничні умови, які визначаються умовою прилипання до поверхні, яка обертається, мають вид [3]:

$$\left. \begin{aligned} w_r &= 0, \quad w_j = rw, \quad w_z = 0 \quad \text{при } z = 0; \\ w_r &= 0, \quad w_j = 0 \quad \text{при } z = \infty. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для повного описання процесів теплопереносу, які відбуваються в посудині з рідиною, що перемішується, наведену систему рівнянь (1) необхідно доповнити рівнянням енергії [3]:

$$\frac{\partial t}{\partial t} + w_r \frac{\partial t}{\partial r} + w_j \frac{\partial t}{\partial j} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right),$$

де t – температура рідини, °С; t – час перемішування, с.

У зв'язку з низьким коефіцієнтом теплопровідності рідини, приймаємо, що складова теплового потоку за рахунок теплопровідності набагато менша за конвективну складову теплового потоку.

В разі відсутності хімічних перетворень приймаємо $q_v = 0$. Задача осесиметрична, тобто вважаємо, що $w_j = 0$. Тоді рівняння енергії запишеться у вигляді:

$$\frac{\partial t}{\partial t} + w_r \frac{\partial t}{\partial r} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = 0.$$

Граничні умови для описаного випадку мають вид:

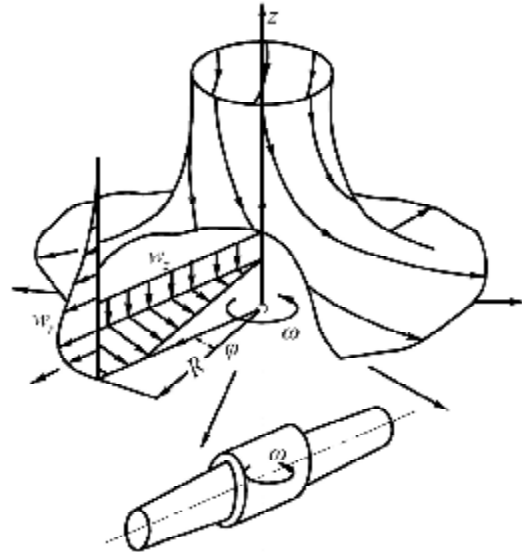


Рис.1. Схема руху рідини в шарах, близьких до мішалки, що обертається

$$\left. \begin{aligned} l \frac{\partial t}{\partial z} &= q_{нагр} \quad \text{при } z = 0; \\ \frac{\partial t}{\partial r} &= 0 \quad \text{при } r = 0, \end{aligned} \right\}$$

де l – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/м·с; $q_{нагр}$ – питома потужність електричного нагрівального пристрою, Вт/м².

Таким чином, математична модель, яка описує процеси, що протікають в ємності з рідиною, яка нагрівається та перемішується за допомогою мішалки з магнітним приводом, набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} - \frac{w_j^2}{r} + w_z \frac{\partial w_r}{\partial z} &= -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + n \left[\frac{\partial^2 w_r}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{w_r}{r} \right) + \frac{\partial^2 w_r}{\partial z^2} \right], \\ w_r \frac{\partial w_j}{\partial r} + \frac{w_r w_j}{r} + w_z \frac{\partial w_j}{\partial z} &= n \left[\frac{\partial^2 w_j}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{w_j}{r} \right) + \frac{\partial^2 w_j}{\partial z^2} \right], \\ w_r \frac{\partial w}{\partial r} + w_z \frac{\partial w}{\partial z} &= -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial z} + n \left[\frac{\partial^2 w_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right], \\ \frac{\partial w_r}{\partial r} + \frac{w_r}{r} + \frac{\partial w}{\partial r} &= 0; \\ \frac{\partial t}{\partial t} + w_r \frac{\partial t}{\partial r} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Методика розв'язання рівнянь.

Схема розв'язку системи рівнянь (1) наступна: спочатку з рівняння нерозривності та двох рівнянь руху для напрямків, паралельних стінці, визначається поле швидкостей, а потім з третього рівняння руху для напрямку, перпендикулярного до стінки, обчислюється розподіл руху [2]. В результаті розрахунку отримані значення швидкості руху рідини [2]. Графічно отримані результати показані на рис. 2.

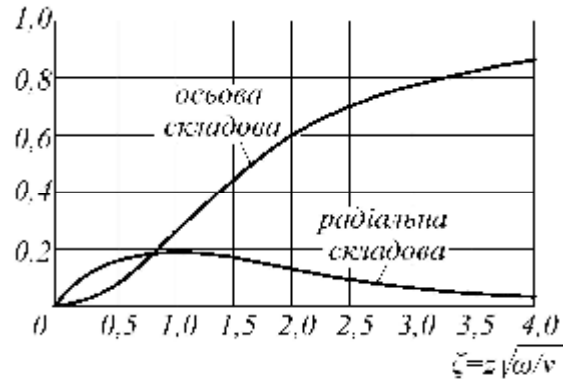


Рис.2. Розподіл швидкостей поблизу мішалки, яка обертається в рідині

Для отримання загального розв'язку системи (4), необхідно розв'язати рівняння енергії (3) сумісно з розглянутою системою (1). Розв'язати таку систему рівнянь традиційними математичними методами для диференціальних рівнянь дуже складно.

Аналітичний розв'язок цього рівняння дозволить описати процеси теплообміну, які протікають в ємності з рідиною, яка нагрівається і перемішується мішалкою з магнітним приводом. Це є дуже важливим для ведення процесів у фармацевтичній та мікробіологічній промисловості.

Список літератури: 1. Кафаров В. В. Математическое моделирование основных процессов химических производств [Текст]: учеб. пособие для вузов / В. В. Кафаров, М. Б. Глебов. – М.: Высш. шк., 1991. – 400 с. 2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя (перев. с немецкого) [Текст] / Г. Шлихтинг; Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука». – М.: «Наука», 1969. – 742 с. 3. Математическое моделирование процессов теплообмена на основе уравнений Навье–Стокса [Текст] / В. И. Полежаев, А. В. Бунэ, Н. А. Вerezуб и др. – М.: Наука, 1987. – 272 с.

Поступила в редколлегию 11.03.2011

УДК 629.7.035.03-036.34

І. О. ЛАСТИВКА, канд. техн. наук, доц., НАУ, м. Київ

ОЦІНКА КОЛОВОЇ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОТОКУ В КОМПРЕСОРАХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Проведено аналіз показників оцінки періодичної колової нерівномірності потоку, викладено деякі результати її впливу на характеристики лопаткових вінців компресорів газотурбінних двигунів

Ключові слова: колова нерівномірність потоку, ступінь компресора, лопатки робочого колеса

Проведен анализ показателей оценки периодической окружной неравномерности потока, изложены результаты ее влияния на характеристики лопаточных венцов компрессоров газотурбинных двигателей

Ключевые слова: окружная неравномерность потока, ступень компрессора, лопатки рабочего колеса

Analysis of estimate index of flow circumferential non-uniformity is given in the article. Results of flow circumferential non-uniformity effect on the gas turbine engine compressor blade row performance are stated on paper

Key words: flow circumferential non-uniformity, compressor stage, blades

1. Вступ

Одним із чинників, що негативно впливає на ефективність, експлуатаційну надійність і стійкість газотурбінного двигуна (ГТД) в широкому діапазоні режимів його роботи, є нерівномірність і пульсації в потоці повітря на вході в компресор. Причинами появи різних видів нерівномірності потоку і його пульсацій на вході в компресор є наявність збурень, що вносяться до потоку криволінійними каналами повітрязабірників, наростання товщини примежового шару на його стінках і відрив його, складна система стрибків ущільнення (на надзвукових швидкостях), наявність в повітропідвідному каналі перед компресором різних поганообтічних тіл, стійок, лопаток вхідного направляючого апарату (ВНА) і направляючих апаратів (НА).

2. Постановка завдання

Вирішення загальної проблеми підвищення ефективності ГТД в значній мірі залежить від вдосконалення аеродинамічних характеристик компресорів ГТД. Як на розрахунковому, так і на нерозрахунковому режимах, ефективність роботи компресорів визначається рівнем гідравлічних втрат в проточній частині, а, отже, найбільш досконалі характеристики компресор мав би за відсутності гідравлічних втрат при беззривному обтіканні лопаткових вінців.

Одне з основних завдань аеродинамічного вдосконалення компресорів ГТД полягає в зниженні рівня втрат, обумовлених наявністю вихорів і зривних зон у лопаткових вінцях, а також усуненні колової і радіальної нерівномірностей потоку, які в свою чергу обумовлені аеродинамічними слідами за елементами статора, компресора і двигуна в цілому. Проблему зниження рівня гідравлічних втрат і врівноваження поля швидкостей і тиску за вихідними кромками обтічних поверхонь можна в деякій мірі вирішити шляхом газодинамічної дії на потік.

3. Вирішення завдання і аналіз досліджень

Різні форми нерівномірності поля швидкостей c_1 і повних тисків p_1^* на вході в компресор умовно ділять на дві групи:

- радіальну нерівномірність потоку, при якій потік зберігає осьову симетрію, але повний напір і швидкість повітря істотно змінюються вздовж радіуса;
- колову нерівномірність потоку, при якій параметри потоку не змінюються вздовж радіуса (поза примежовим шаром), але порушується осьова симетрія потоку (рис. 1).

Враховуючи, що при звичайних значеннях швидкості повітря перед компресором відносні відхилення осьової складової абсолютної швидкості c_{1a} і повного тиску p_1^* від середніх значень мають майже один і той же порядок (при постійному статичному тиску і коефіцієнту швидкості $l_c = \frac{c_{1a}}{a_{кр}} = 0,5 - 0,6$, зміні швидкості на 1% відповідає зміна p_1^*

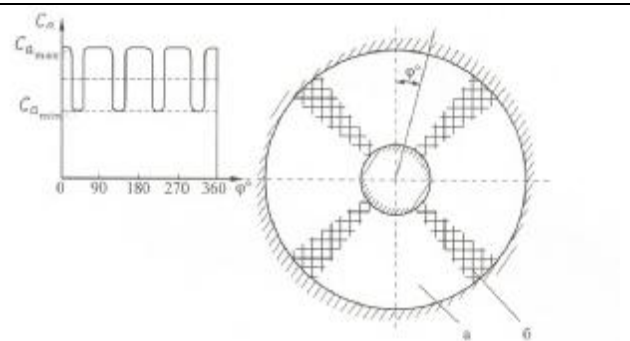


Рис. 1. Колова нерівномірність потоку перед компресором: а – зона підвищених і б – зона знижених значень повного напору і швидкості

на 0,3–0,45%), замість ступеня нерівномірності поля швидкостей часто розглядають ступінь нерівномірності поля тиску [1, 2, 3]. Окрім цього, як показують експерименти, нерівномірності осьової складової абсолютної швидкості повітря на вході в компресор c_{1a} і повного тиску p_1^* , тісно пов'язані один із одним, причому в зонах із зниженими значеннями c_{1a} одночасно виявляється зниженим і повний напір повітряного потоку p_1^* .

Радіальна нерівномірність призводить до перерозподілу кутів атаки на робочих і нерухомих лопатках, до зміни сумарних характеристик лопаткового вінця, до зменшення запасу стійкості ΔK_y через зсув межі стійкої роботи в зону більших витрат повітря і навіть переходу ступенів в область зривних режимів роботи.

Колова нерівномірність потоку на вході в компресор викликається наявністю у вхідному каналі поганообтічних тіл, різних стійок, лопаток ВНА і НА. Механізм дії періодичної колової нерівномірності потоку на роботу ступеня і компресора в цілому складніший, оскільки в цих випадках порушується осьова симетрія потоку, а обтікання лопаток робочих коліс набуває істотно нестационарного характеру через періодичне попадання їх в зони підвищених і

знижених значень c_{1a} і p_1^* . Наявність таких зон надає істотний вплив на параметри компресора – на сумарну ступінь підвищення тиску p_K^* , коефіцієнт корисної дії h_K^* , запас газодинамічної стійкості ΔK_y .

Колова нерівномірність потоку в осьових компресорах, викликана коловою нерівномірністю потоку на вході в компресор, зумовлює зривне обтікання лопаток робочих коліс. Окрім цього, перед компресором за елементами статора ВНА і НА виникають аеродинамічні (кромочні) сліди, фізична основа виникнення яких полягає в тому, що внаслідок в'язкості повітря за елементами статора утворюються зони знижених значень швидкостей c_{1a} і тисків p_1^* (рис. 2), інтенсивність яких може бути визначена на основі теорії примежового шару [4].

При обертанні ротора двигуна лопатки робочого колеса компресора проходять зони слідів, що призводить до періодичної зміни характеру обтікання лопаток і величини повної аеродинамічної сили, що діє на них (рис. 3).

Як відзначається авторами в роботах [2, 5], зміна p_1^* внаслідок таких поздовжніх пульсацій може бути вельми істотною, досягаючи при числах Маха $M = 0,8-0,95$ значень $p_K^*, p_0^* = 0,7-0,75$.

Аналізуючи картину навантаження робочих лопаток через вплив аеродинамічних слідів, автори в роботі [6] відзначають, що зменшення швидкості потоку, в якому знаходиться профіль робочої лопатки, викликане аеродинамічними слідами

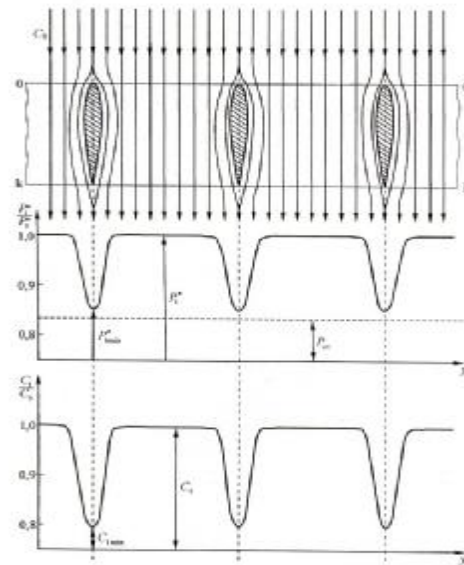


Рис. 2. Зміна повного тиску і швидкості повітря за елементами статора

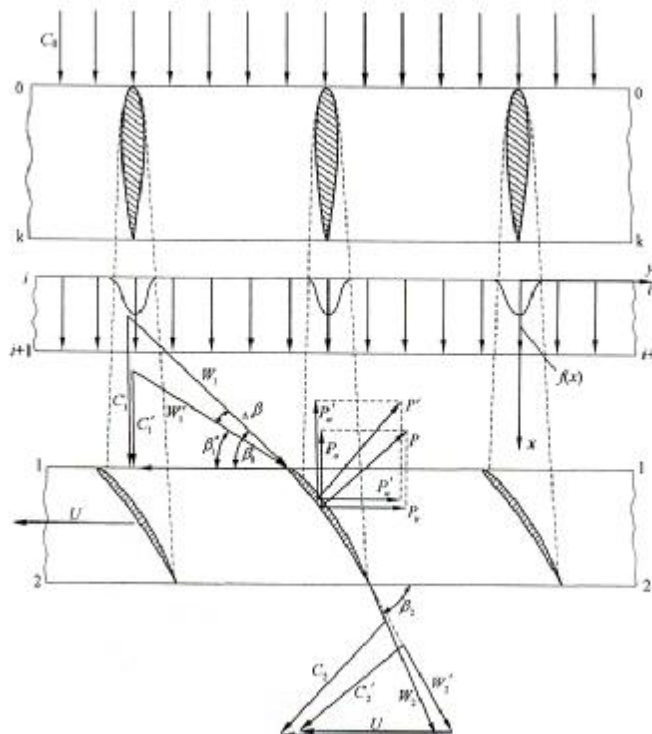


Рис. 3. Зміна обтікання робочих лопаток і повної аеродинамічної сили, що діє на них, за наявності періодичної колової нерівномірності потоку

від попереднього вінця лопатки ВНА, призведе як до зменшення відносної швидкості повітря в робочих колесах W_1 , так і до збільшення кута атаки профілю α .

Ці два фактори чинять взаємно протилежний вплив на підймальну силу профілю P , оскільки перший прагне зменшити P , а другий збільшити P . Можна підібрати таку геометрію профілю, щоб два цих ефекти взаємно зрівноважувались і, в результаті, величина підймальної сили залишалась би сталою. Математичне формулювання цієї умови таке:

$$\frac{dP}{d\Phi} = 0,$$

де P – підймальна сила; $\Phi = \frac{C_{1a}}{u}$ – коефіцієнт витрати по осьовій швидкості, причому колова швидкість і геометрія лопатки вважаються постійними; u – колова швидкість.

На рис. 4, 5 представлені результати експериментальних досліджень структури аеродинамічних слідів за лопатками компресорної решітки.

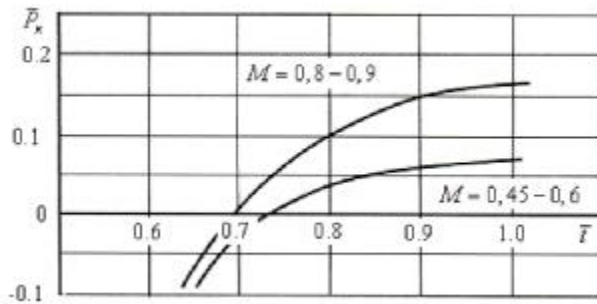


Рис. 4. Розподіл тиску за задньою кромкою профілю за кроком решіток при різних числах M

$\bar{t} = \frac{t}{b}$ (t – відстань між кромками сусідніх профілів, b – хорда профілю) [1, 3].

Видно, що зі збільшенням товщини вихідної кромки при незмінному кроці і куті установки профілю зростає коефіцієнт втрат кромок.

Результати експериментального дослідження поля течії за решітками профілів при навіолозвукових швидкостях приведені на рис. 6.

Вони показують залежності розподілу тиску загальмованого потоку по кроку решіток, а саме, із збільшенням $\bar{t}$ нерівномірність потоку зростає. Характерним також є збільшення глибини слідів при переході до навіолозвукових швидкостей.

Локальна нерівномірність потоку в

Істотний вплив кроку на втрати у закомочному сліді підтверджується результатами досліджень, зображеними на графіках рис. 5, де значення κ дані залежно від відношення товщини вихідної кромки Δ до ширини вузького перетину решіток Q_2 для різних кроків

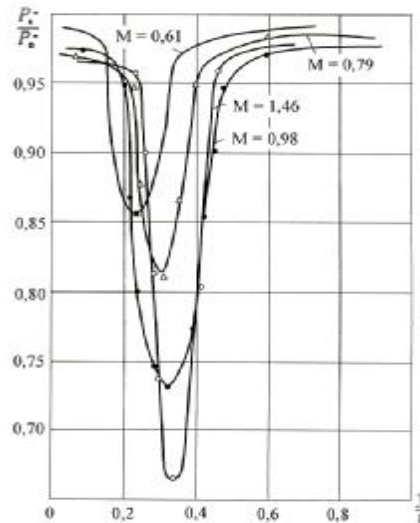


Рис. 6. Розподіл втрат повного тиску по кроку направляючої решітки

цій зоні істотно залежить від форми вихідної кромки, причому досліди показують [5], що закруглена кромка обумовлює велику нерівномірність потоку за решітками. Для кількісної оцінки глибини зон нерівномірності потоку в роботах [1, 3, 7] застосовуються наступні показники:

– ступінь нерівномірності поля швидкостей, що визначається за різницею найбільшого і найменшого значень швидкостей (рис. 2)

$$\Delta c_a = \frac{c_{1a \max} - c_{1a \min}}{c_{1a \text{cp}}},$$

– ступінь нерівномірності поля тиску, що також визначається за різницею найбільшого і найменшого значень повного тиску (рис. 2).

$$\Delta p_1^* = \frac{p_{1 \max}^* - p_{1 \min}^*}{p_{1 \text{cp}}^*}.$$

Вплив нерівномірності визначається не тільки цими співвідношеннями, але і протяжністю зони знижених швидкостей і повного тиску. Для цього пропонуються критерії:

$$\Delta c_a = \frac{1}{F_B} \int_{F_B} \left(1 - \frac{c_{1a}}{c_{1a \text{cp}}} \right) dF,$$

$$\Delta p_1^* = \frac{1}{F_B} \int_{F_B} \left(1 - \frac{p_1^*}{p_{1 \text{cp}}^*} \right) dF,$$

де інтегрування ведеться лише по тій частині перерізу входу F_B , яка зайнята зоною знижених швидкостей

Висновки

Розгляд питання показує, що під час вирішення задач покращення аеродинамічних та аеропружних характеристик лопаткових вінців за рахунок зменшення до необхідних меж колової нерівномірності потоку на вході в компресор газотурбінного двигуна можуть бути застосовані розглянуті показники нерівномірності полів швидкостей та тисків потоку.

Список літератури: 1. Терещенко Ю.М.ф О влиянии некоторых аэродинамических факторов на возбуждение колебаний лопаток турбомашин. Журнал «Проблемы прочности» АН УССР, № 3, 1975. 2. Казанчан П.П. Влияние неравномерности потока на характеристики и границу срывной работы осевой ступени. Труды ЦИАМ, 1962, № 403. 3. Гинзбург С.И., Сусленников А.А. Исследование неравномерного по окружности течения перед осевой компрессорной ступенью. Сб. «Лопаточные машины и струйные аппараты», сб. «Машиностроение», 1971. 4. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М., «Наука», 1975. 5. Дейч М.Е., Самойлович Г.С. Основы аэродинамики осевых турбомашин. М., «Машгиз», 1959. 6. Journal of the RAS, № 628. 7. Садиков И.Н. Влияние искажения поля скоростей перед компрессором на его работу (обзор иностранной литературы). ЦИАМ, М., 1959.

Поступила в редколлегию 24.02.2011

УДК 539.2: 621. 315. 542

Я.С.БУДЖАК, докт. фіз.-мат. наук, проф., Національний
університет «Львівська політехніка»

О.В.ЗУБ, асп., Національний університет «Львівська політехніка»

ДО ПИТАННЯ ПРО ПРОГНОЗУВАННЯ НАПІВПРОВІДНИКІВ ІЗ ЗАДАНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

В даній роботі розглядаються проблеми розрахунків домішкових параметрів кристала, які сильно впливають на кінетичні та інші важливі властивості напівпровідникових кристалів.

Ключові слова: хімічний потенціал, енергія активації, домішкові атоми.

В данной работе рассматриваются проблемы расчетов примесных параметров кристалла, которые сильно влияют на кинетические и другие важные свойства полупроводниковых кристаллов.

Ключевые слова: химический потенциал, энергия активации, примесные атомы.

In this paper considers the problems of payments extrinsic parameters of the crystal, which strongly affect the kinetic and other important properties of semiconductor crystals.

Key words: chemical potential, activation energy, impurity atoms.

1. Вступ

Діагностика напівпровідникових кристалів та прогнозування їх заданих властивостей – це важливі прагматичні технічні задачі сучасної твердотілої електроніки. В даному випадку під словом «діагностика» розуміють комплекс розрахунково-технічних методів за допомогою яких можна визначити концентрації домішкових донорних N_d та акцепторних N_a атомів в кристалі та їх енергій активації E_d, E_a . Це дуже важливі домішкові параметри кристала, бо вони впливають на цілу низку його властивостей.

Проблеми діагностики кристалів сильно залежать від проблем експериментальних визначень приведенного хімічного потенціалу ($m^* = \frac{m}{kT}$) та його теоретичних розрахунків.

2. Елементи теорії.

Теоретичні розрахунки приведенного хімічного потенціалу для приведених кристалів із статистичної теорії кінетичних властивостей можна виконувати за допомогою класичного рівняння нейтральності.

Домішкові параметри кристала в класичному рівнянні нейтральності відіграють роль його певних коефіцієнтів, а приведенний хімічний потенціал m^* вважається його алгебричним коренем. Тому, в загальному випадку таке рівняння можна описати такою загальною функцією:

$$f(N_d, N_a, E_d, E_a, m^*, T) = 0 \quad (1)$$

Це рівняння для домішкових напівпровідникових кристалів, у відсутності власних переходів або якщо ними можна знехтувати, має таку форму:

$$f(Nd, Na, Ed, Ea, m^*, T) = n(m^*, T) \cdot \Phi(Nd - Na) - Na^{(+)} - p(m^*, T) \cdot \Phi(Na - Nd) + Nd^{(-)} = 0 \quad (2)$$

В цьому рівнянні $\Phi(x)$ - відома функція Хевісайда, яка має такі властивості: $\Phi(x) = 0$ якщо $x < 0$, $\Phi(x) = 1$ якщо $x \geq 0$; $n(m^*, T), p(m_p^*, T)$ - відповідно концентрації електронів і дірок в кристалі, $Nd^{(+)}, Na^{(-)}$ - концентрації іонізованих донорів та акцепторів в кристалі. Ці концентрації описуються такими формулами:

$$n(m^*, T) = \int_0^\infty G_n(e) \left(-\frac{df_0}{de} \right) de \quad (3)$$

$$p(m_p^*, T) = \int_0^\infty G_p(e) \left(-\frac{df_{0p}}{de} \right) de \quad (4)$$

$$Nd^{(-)} = \frac{Na^{(+)}}{1 + 2 \exp\left(\frac{Ed}{kT} + m^*\right)} \quad (5)$$

$$Na^{(+)} = \frac{Nd^{(-)}}{1 + 0.5 \exp\left(\frac{Ed}{kT} + m_p^*\right)}, \quad (6)$$

де $f_0 = f_0\left(\frac{e - m^*}{kT}\right)$, $f_{0p} = f_0\left(\frac{e + E_G + m^*}{kT}\right)$, f_0 - відома функція Фермі-Дірака ,

E_G - ширина забороненої зони, k - постійна Больцмана, T - температура кристала,

$G_{n,p}(e) = \int_0^e g_{n,p}(e) de$; $g_{n,p}(e)$ - густина енергетичних рівнів електронів і дірок у

відповідних своїх зонах енергії.

Для домішкових кристалів n -типу провідності $Nd > Na$, а для кристалів p -типу провідності $Na > Nd$. Тоді згідно з рівнянням (2) легко можна показати, що відповідно для кристалів n - і p -типу провідності маємо такі два рівняння нейтральності :

$$f_n(Nd, Na, Ed, m^*, T) = n(m^*, T) + Na - \frac{Nd}{1 + 2 \exp\left(\frac{Ed}{kT} + m^*\right)} = 0 \quad (7)$$

$$f_p(Nd, Na, Ea, m_p^*, T) = p(m_p^*, T) + Nd - \frac{Na}{1 + 0.5 \exp\left(\frac{Ea}{kT} + m_p^*\right)} = 0 \quad (8)$$

В цьому рівнянні $m_p^* = \left(-\frac{E_G}{kT} - m^*\right)$ - хімічний потенціал дірок.

Рівняння нейтральності (7) і (8) мають такі аналітичні властивості : якщо за допомогою цих рівнянь визначити відповідні хімічні потенціали , то при деякій температурі T_e хімічний потенціал має екстремальне (максимальне) значення m_e^* . Значення T_e і m_e^* можна визначити із такої системи рівнянь :

$$\begin{cases} f_n(m^*, T) = 0 \\ \frac{df_n(m^*, T)}{dT} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Аналіз цієї системи рівнянь засвідчує, що вона завжди має розв'язок. Такий розв'язок має фізичний зміст – він засвідчує те, що в кристалі існують домішкові електронні переходи.

Аналіз рівнянь (7) і (8) свідчать, що в загальному випадку воно є трансцендентним щодо приведенного хімічного потенціалу m^* . Через це воно не має загального розв'язку в аналітичній формі і для знаходження таких розв'язків необхідно використовувати наближені чи комп'ютерні методи. В роботі [1] показано, що для кристалів з невиродженими або слабко виродженими носіями струму рівняння (7) і (8) мають аналітичні розв'язки. Ці розв'язки адекватно описують статистичні властивості кристалів, якщо хімічні потенціали їх носіїв струму відповідають такій умові:

$$-\infty \leq m^*, m_p^* \leq 1.2.$$

Рівняння нейтральності (7) або (8) при наявності експериментального масиву значень хімічного потенціалу m_i^* для температурного масиву T_i дає можливість визначити всі важливі домішкові параметри кристала. Такий масив значень T_i і m_i^* можна одержати, визначаючи експериментально хімічні потенціали за допомогою ефекту Холла або ефекту Зеебека.

Використаємо тепер цей масив для визначення домішкових параметрів Nd, Na, Ed в кристалі n -типу провідності. З цією метою використаємо рівняння (7) і розпишемо його для трьох різних температур $T_1 < T_2 < T_3$, при яких хімічний потенціал має такі значення m_1^*, m_2^*, m_3^* :

$$\begin{aligned} f_n(Nd, Na, Ed, m_1^*, T_1) &= 0 \\ f_n(Nd, Na, Ed, m_2^*, T_2) &= 0 \\ f_n(Nd, Na, Ed, m_3^*, T_3) &= 0 \end{aligned} \tag{10}$$

Отже, для визначення трьох невідомих Nd, Na, Ed ми маємо систему трьох нелінійних рівнянь, для якої наші невідомі є її коренями.

Така система рівнянь в комп'ютерному пакеті MathCAD ефективно розв'язується за допомогою вичислювальних блоків Given/Find або Given/Minerr, за допомогою яких система рівнянь (10) розв'язується з великою точністю,

Проте, при цьому необхідно відмітити, що класичні рівняння нейтральності (7) і (8) мають досить обмежене застосування до кристалів різного ступеня легування (з різною концентрацією легуючих домішків). Легко можна показати, що вони не допускають виродження чи сильного виродження носіїв струму при будь-якому фізично допустимому сильному легуванні кристалів.

Детальний аналіз цих рівнянь показує, що вони дають адекватні висновки лише для кристалів із не виродженими або слабко виродженими носіями струму. Але для таких умов в цитованій роботі [1] для рівнянь (7) і (8) обґрунтовані аналітичні розв'язки.

В роботах [2-4] показано, що в кристалах кулонівські потенціали іонізованих домішкових атомів екрануються виродженими носіями струму. Внаслідок цього потенціали іонізованих домішкових атомів стають екранованими. В цьому випадку, як показано в цитованих роботах, рівняння нейтральності (7) набуває такого вигляду:

$$n(m^*, T) + Na - \frac{Nd}{1 + 2\Phi(y-2) \exp\left(\frac{Ed \cdot F(y)}{kT} + m^*\right)} = 0 \quad (11)$$

В цьому рівнянні $\Phi(y-2)$ - функція Хевісайда , $y = \frac{2r_0}{a^*}$ - параметр екранування , де r_0 - радіус екранування , a^* - відомий радіус валентного електрона домішкового атома в кристалі, $F(y)$ - функція екранування .

Функція екранування $F(y)$ залежить від кореня такого кубічного рівняння:

$$x^3 - yx^2 - yx + 2y = 0 \quad (12)$$

Це кубічне рівняння три алгебричні корені, проте лише один із них має фізичний зміст і описується такою формулою :

$$x(y) = \frac{y}{3} \cdot \left(1 + 2\sqrt{1 + \frac{3}{y}} \cdot \cos\left(\frac{j}{3}\right) \right), \quad (13)$$

$$\text{де } \cos(j) = \frac{\left(1 + \frac{9}{2} \cdot \frac{1}{y} - \frac{27}{y^2} \right)}{\left(1 + \frac{3}{y} \right)^{3/2}}.$$

Функція екранування для цього кореня має таке значення:

$$F(y) = F(x, y) = \left[2 \frac{(x(y)-1)^3}{yx(y)^2} - \frac{(x(y)-1)^2}{y^2} \right] \quad (14)$$

Вона має фізичний зміст лише для значень $y \geq 0$ і має такі властивості : $F(y) = 0$ для $y=2$; $F(y) \rightarrow 1$ для $y \rightarrow \infty$.

Параметр екранування y , який входить у рівняння (12), описується такою загальною формулою:

$$y = y(m^*, T) = \frac{2r_0}{a^*} = \sqrt{\frac{c \cdot kT}{p(a^*e)^2 \cdot \int_0^\infty g(e) \left(-\frac{\partial f_0}{\partial e}\right) de}}, \quad (15)$$

де c - діелектрична постійна кристала, e - величина заряду електрона.

Формула (15) показує, що параметр екранування $y = y(m^*, T)$ залежить від типу провідності кристала через посередництво відносної ефективної маси електрона m_n^* або дірки m_p^* , а також через посередництво їх хімічних потенціалів m^* або m_p^* . Враховуючи цю залежність, можемо тепер записати рівняння нейтральності (8) для домішкового кристала p – типу провідності при наявності в ньому процесів екранування:

$$p(m_p^*, T) + Nd - \frac{Na}{1 + 0.5\Phi(y-2) \exp\left(\frac{Ea \cdot F(y)}{kT} + m_p^*\right)} = 0 \quad (16)$$

3. Висновки

Аналіз рівнянь нейтральності (11) і (16) показує, що коли параметр екранування $y < 2$, то ці рівняння набувають таких форм:

$$n(m^*, T) = (Nd - Na) \quad (17)$$

$$p(m_p^*, T) = (Na - Nd) \quad (18)$$

Отже, в цьому випадку концентрації електронів або дірок в кристалі мають постійні значення і відповідно дорівнюють концентраціям некомпенсованим донорів або акцепторів.

Фізично це означає, що в результаті екранування кулонівські потенціали домішкових атомів перетворюються на екрановані короткодійні зі сферою дії r_0 . Зв'язані із домішковими атомами валентні електрони завжди знаходяться від них на віддалі a^* . Але, як тільки вони віддаляються за сферу дії r_0 своїх атомів, що відображається умовою $y = \frac{2r_0}{a^*} \leq 2$, вони делокалізуються оскільки потенціали притягання в цій області уже не діють. Тому при цій умові енергія іонізації домішкових некомпенсованих атомів дорівнюють нулю і всі вони іонізовані. Ця умова і описується рівняннями (17) і (18), і як показано в цитованих роботах [2-4] ця умова в типових напівпровідниках реалізується тоді, коли для домішкових кристалів має місце такий критерій:

$$|Nd - Na| = \left(\frac{3}{2p(a^*)^3} \right) \cdot \Gamma\left(\frac{4}{3}\right)^3 \quad (19)$$

Для типових напівпровідникових кристалів цей критерій призводить до такого значення $|Nd - Na| \sim 10^{19} \text{ см}^{-3}$.

Якщо для даного кристала домішкові параметри Nd, Na, Ed розраховані описаними вище методами або вони визначені іншими методами, то тоді хімічний потенціал цих кристалів можна розрахувати в комп'ютерному пакеті MathCAD за такою формулою:

$$m^*(T) = \text{root}(f(N_D, N_A, E_D, E_A, m^*, T), m^*, m_a^*, m_b^*) \quad (20)$$

В цій формулі $f(N_D, N_A, E_D, E_A, m^*, T)$ - це рівняння нейтральності, m_a^*, m_b^* - границі інтервалу значень хімічного потенціалу, в якому знаходяться корені рівняння нейтральності для всього досліджуваного масиву температури T_i , $\text{root}(f(F(x), x, x_a, x_b))$ - вписана в комп'ютерний пакет *root* - функція.

Масиви значень m_i^* для масиву T_i описуються в цьому пакеті такою формулою:

$$m_i^* = m(T_i) \quad (21)$$

Список літератури: 1. Буджак Я. С., Зуб О.В. Хімічний потенціал як важлива характеристика в аналізах кінетичних властивостей напівпровідникових кристалів. Вісник Національного університету "Львівська політехніка": "Електроніка". – 2009. – №646. – С. 110–113. 2. Я.С.Буджак. Екранування домішкових атомів носіями струму та його вплив на властивості кристалів // Фізика і хімія твердого тіла. Т.5. №1 (2004). С.77-81. 3. Я.С.Буджак. Ефекти екранування в легованих кристалах // Вісник Національного університету «Львівська політехніка» - «Електроніка». - 2004. - №513, С.112-117. 4. Я.С.Буджак. Коефіцієнт ефекту Зеебека та хімічний потенціал в PbSe в мовах екранування домішків // Вісник Національного університету «Львівська політехніка» - «Елементи теорії та прилади твердотілої електроніки». - 2005. - №542, С.35-39.

Поступила в редколлегию 23.02.2011

УДК 656.13

Н.У. ГЮЛЕВ, канд. техн. наук, доц., ХНАГХ, г. Харьков

ОЦЕНКА ЗНАЧИМОСТИ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ФУНКЦИОНАЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ВОДИТЕЛЯ

Описано значение функционального состояния в деятельности водителя. Изложена взаимосвязь между функциональным состоянием, работоспособностью и утомлением. Приведены результаты анкетных обследований водителей по оценке значимости факторов, влияющих на их функциональное состояние.

Ключевые слова: функциональное состояние, транспортный затор, безопасность движения, утомление, анкетное обследование.

Вказано значення функціонального стану в діяльності водія. Викладений взаємозв'язок між функціональним станом, працездатністю і стомленням. Приведені результати анкетних обстежень водіїв за оцінкою значущості чинників, що впливають на їх функціональний стан.

Ключові слова: функціональний стан, транспортний затор, безпека руху, стомлення, анкетне обстеження.

The value of the functional state is indicated in activity of driver. Intercommunication is expounded between the functional state, capacity and fatigue. Results over of questionnaire inspections of drivers are brought as evaluated by meaningfulness of factors influencing on their functional state.

Keywords: the functional state, transport congestion, safety of motion, fatigue, questionnaire inspection.

1. Введение

Надежность работы системы «водитель – автомобиль – дорога - среда» зависит от бесперебойной, качественной работы всех ее составных частей и элементов. В более чем в 70% случаях, сбои и отказы в этой системе происходят по вине водителя. Поэтому при организации дорожного движения особое внимание должно быть уделено водителю и изменению его функционального состояния.

2. Постановка проблемы

Функциональное состояние – это комплекс наличных характеристик тех функций и качеств человека, которые прямо или косвенно обуславливают выполнение трудовой деятельности [1].

Изменение функционального состояния водителя влияет на степень его утомления и, в конечном итоге, на безопасность движения (БД)[2].

Утомление – это физиологическое состояние организма, сопровождающее длительную и интенсивную работу, выражающееся во временном расстройстве функций нервных клеток коры головного мозга, распространяющееся и на другие системы организма [3].

Существует определённая взаимосвязь между функциональным состоянием человека, утомлением, работоспособностью и производительностью труда (рис. 1) [3].



Рис.1. Схема взаимосвязи производительности и утомления

3. Анализ последних исследований и публикаций

Исследования по оценке психофизиологических характеристик и функционального состояния человека проводились авторами работ [3-7].

В работе [3] приведены результаты исследований влияния различных параметров на функциональное состояние пассажиров при поездке на маршрутном транспорте. Авторы работы [4] рассматривали психофизиологические особенности деятельности водителя. В работах [5,6] проведены исследования по оценке состояния напряжения человека и предложена методика оценки функционального состояния. В работе [7] приведены результаты исследований изменения функционального состояния водителей на участках дорожной сети и на остановочных пунктах маршрутного транспорта.

Однако в этих работах не в полной мере рассмотрена проблема определения значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителя.

4. Цель исследования

В соответствии с поставленной проблемой целью исследования является определение значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителя.

5. Основной материал

Для оценки значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителя, было отобрано их количество в соответствии с рекомендациями [8]. При этом придерживались следующих правил:

1) перечень охватываемых изучением факторов необходимо обосновать теоретически;

2) перечень должен включать в себя важнейшие факторы, оказывающие наиболее существенное влияние на изменение объекта;

перечень не следует делать слишком обширным, но должен описывать функцию по возможности во всех аспектах;

факторы не должны находиться между собой в функциональной связи, так как существование функциональной и близких к ней связей между факторами, показывают, что они характеризуют одну и ту же сторону изучаемого явления. Включать в модель из двух связанных нужно тот фактор, который оказывает в уравнение регрессии наибольший вклад;

5) требуется установить области определения факторов;

6) необходимо учитывать условия изменения **факторов** во времени.

Отобранные для оценки значимости факторы были занесены в специально разработанную анкету, с помощью которой был проведен опрос водителей немаршрутизированного транспорта.

Анкета

для определения значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителя

Какие из перечисленных факторов вызывают у вас рост нервно-эмоционального напряжения? Укажите значимости факторов в порядке убывания.

№	Фактор	Значимость (ранг)
1	Длительность поездки	
2	Состояние дорожного покрытия	
3	Интенсивность движения	
4	Наличие транспортных заторов	
5	Число перекрестков	
6	Время суток (сумерки, вечер)	
7	Погодные условия (туман, дождь)	
8	Комфортабельность автомобиля	
9	Число пешеходных переходов	

Баллы:

«1» - наиболее значимый фактор

«9» - наименее значимый фактор

Рис.2. Анкета опроса водителей (экспертов) для определения факторов, влияющих на функциональное состояние водителя

Количество анкет определялось в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [9], согласно которых для величины с вероятностью равной 0,95 и допустимой ошибкой 0,05 размер выборки равен 384.

В ходе обследования было опрошено 400 водителей.

Для определения значимости факторов при обработке данных применялся метод ранговой корреляции [10]. Была построена гистограмма значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителя (рис.3).

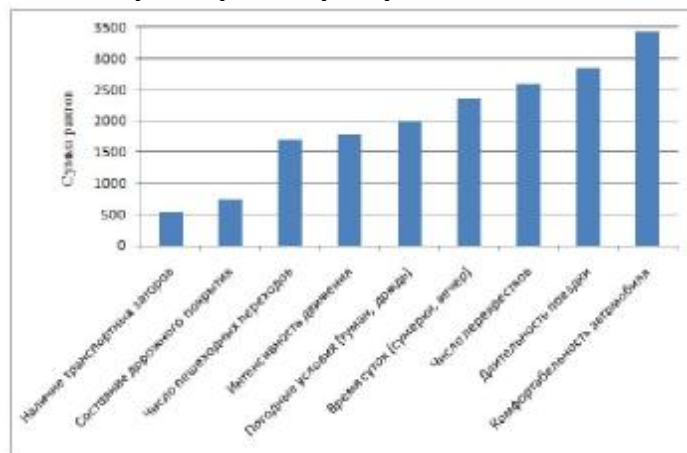


Рис.3. Гистограмма значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителей

Так как факторы 8 и 9 по сумме рангов значительно отличаются от остальных, они могут быть исключены из дальнейшего исследования [11]. Оценка степени согласованности мнений экспертов была проведена с использованием коэффициента конкордации Кендела [10]:

$$W = \frac{12S}{m^2(n^3 - n)}, \quad (1)$$

где W – коэффициент конкордации Кендела; m – количество экспертов; n – количество факторов; S – сумма квадратов отклонений.

$$S = \sum_{j=1}^n (X_j - X_{cp})^2, \quad (2)$$

где X_j – сумма рангов по j -му фактору; X_{cp} – средняя сумма рангов.

С помощью формул 1, 2 был рассчитан коэффициент конкордации, который равен 0,75, что указывает на согласованность мнений экспертов.

Для проверки статистического веса коэффициента конкордации рассчитали эмпирическое значение критерия λ^2 Пирсона по формуле [11, 12]:

$$l^2 = \frac{12S}{mn(n+1)} \quad (3)$$

Расчетное значение критерия λ^2 сравнивается с критическим, которое находится с помощью таблиц [13] или рассчитывается с учетом степеней свободы $df = n - 1$ и заданного уровня доверительной вероятности, равной 0,95. Гипотеза о согласованности мнений экспертов принимается, если эмпирическое значение критерия больше табличного. Значение критерия, рассчитанное по формуле (3), равно 2391, что больше табличного. Отсюда можно сделать вывод, что мнения экспертов не случайны.

Из рисунка 3 видно, что наиболее значимым фактором оказался - наличие транспортных заторов. Высокая значимость этого фактора объясняется его отрицательным воздействием на психоэмоциональное состояние водителя, увеличением времени поездки. Вторым по значимости оказался - состояние дорожного покрытия. Отрицательное воздействие этого фактора на состояние водителя очевидно: плохое состояние дороги приводит к снижению скорости и увеличению времени поездки. Следующий по значимости фактор – число пешеходных переходов, так как водитель при их пересечении находится в постоянном психическом напряжении. Четвертым по значимости оказался фактор, отражающий интенсивность движения. При движении в плотном транспортном потоке водитель постоянно должен соблюдать безопасную дистанцию движения. Это способствует росту его психоэмоционального напряжения. Такие факторы, как погодные условия, время суток и число перекрестков оказались по значимости на 5, 6 и 7 местах соответственно. Наименее значимыми факторами оказались: комфортабельность автомобиля и длительность поездки

6. Выводы и перспективы дальнейших исследований

Проведенные исследования позволили выявить количество факторов, влияющих на функциональное состояние водителя. С помощью анкетного опроса и обработки данных, было проведено ранжирование факторов по степени значимости. Проведенная оценка мнений экспертов показала, что они имеют высокую степень согласованности. Наиболее значимыми факторами, влияющими на функциональное состояние водителей, оказались: наличие транспортных заторов, состояние дорожного покрытия, число пешеходных переходов и интенсивность дорожного движения.

Дальнейшие исследования могут быть направлены на оценку влияния этих факторов на состояние водителя и БД.

Список литературы: 1. Введение в эргономику. Под ред. В.П. Зинченко. – М.: Советское радио, 1974. – 352 с. 2. Системологія на транспорті./Під заг. ред. Дмитриченка М. Ф.– кн. V: Ергономіка/ Е.В.Гаврилов, М.Ф. Дмитриченко, В. К. Доля та ін. - К.: Знання України, 2008 р.- 256 с. 3. Гюлев Н.У. Выбор рационального количества автобусов на маршрутах города с учетом влияния человеческого фактора: Дисс... канд. техн. наук: 05.21.01. – Х.: ХАДИ, 1993. – 139 с. 4. Мишуринов В. М., Романов А. Н., Игнатов Н. А. Психофизиологические основы труда водителей автомобилей.– М.: МАДИ, 1982. - 254 с. 5. Баевский Р.М. Прогнозирование состояний на грани нормы и патологии. – М.: Медицина, 1979. – 296 с. 6. Баевский Р.М., Кириллов О.Н., Клецкин С.З. Математический анализ изменений сердечного ритма при стрессе.- М.: Наука, 1984. – 222 с. 7. Давидіч Ю.О. Проектування автотранспортних технологічних процесів з урахуванням психофізіології водія. – Харків: ХНАДУ, 2006. – 292 с. 8. Френкель А.А. Многофакторные корреляционные модели производительности труда.– М.: Экономика, 1966. – 96 с. 9. Митропольский А.К. Техника статистических вычислений. – М.: Наука, 1971. – 576 с. 10. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. – М.: Металлургия, 1968. – 155 с. 11. Системологія на транспорті./Під заг. ред. Дмитриченка М. Ф.– кн. III: Дослідження операцій у транспортних системах/ Е.В.Гаврилов, М.Ф. Дмитриченко, В. К. Доля та ін. - К.: Знання України, 2009 р.- 375 с. 12. Мот Ж. Статистические предвидения и решения на предприятии. Пер. с фр. – М.: Прогресс, 1966. – 512 с. 13. Галушко В.Г. Вероятностно - статистические методы на автотранспорте. – К.: Вища шк., 1976. – 232 с.

Поступила в редколлегию 24.02.2011

СОДЕРЖАНИЕ

Е.В. Мочалин, И.Г. Мочалина Эффективность сепарации взвешенных примесей вращающимся фильтроэлементом	3
Ю.Б. Михайловський, В.В. Заяць Експериментальні дослідження процесу подрібнення полімерних матеріалів у роторних дискових подрібнювачах	10
Д.Ю. Зубенко Оценка физико-механических свойств металлов применяемых на городском электротранспорте	17
А.В. Ільченко, Ю.О. Кубрак, В.О. Ломакін Приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізма одноциліндрового поршневого двигуна внутрішнього згоряння	23
В.О. Скачков, С.А. Воденніков, В.І. Іванов Про підвищення міцності та хімічної стійкості алюмінієвих трубок прецизійної точності	32
В. В. Дудник Повышение долговечности плужных лемехов	35
А.В. Канивец Изменение параметров дисков сошников при их восстановлении	38
Ю.В. Киричук Система вібро- і ударозахисту з сухим тертям	41
О.Г. Кривоконь Значення доробок В.М. Болтинського в аспекті розвитку вітчизняного тракторобудування	46
Н. В. Волошин Метод определения зрачка в автоматических системах иридодиагностики	52
В. С. Суздаль, Ю.М. Епифанов Модальное управление выращиванием крупногабаритных монокристаллов	55

Е. А. Тараненко, В. В. Кузьмук, А. С. Коваленко, Е.Г. Филюнова, Б. М. Єремєєв, А. В. Кузьмук	61
Алгоритмическое описание и моделирование взаимодействия параллельных процессов в аппарате «LANTA ZM»	
П. М. Лисиця	66
Компенсація запізнювання при керуванні процесом формування трубок із кварцового блока	
И.В. Стрелковская, Э.А. Сукачев, А.О. Макоганюк	70
Некоторые математические соотношения в сотовых сетях радиосвязи	
В.В. Литвин, Д.І. Угрин	75
Метод автоматичної розбудови адаптивної онтології	
О.І. Торяник, О.Г. Дьяков, Ж.В. Воронцова	82
Визначення точок експерименту при нелінійних моделях	
И.А. Жирякова	86
FLEX технология разработки интерактивных web-приложений	
Т. О. Костиркіна	90
Дослідження впливу технічних та технологічних факторів на процес пропуску транзитних поїздів підвищеної ваги	
Е.Н. Письменный, А.М. Терех, А.В. Семеняко, А.И. Руденко В.Д. Бурлей	99
Теплообмен и аэродинамическое сопротивление шахматных пакетов биметаллических труб с конфузорной подгибкой поперечных ребер	
І.Ф. Кінащук	107
Узгодження параметрів газогенератора і турбовентиляторної приставки ТРДД	
О.М.Коваленко	112
Ресурсо- та енергозбереження в контексті сталого розвитку України	
В.П. Кравченко, Е.В.Корчомный, А.Р.Абдул Хусейн, В.К.Кравченко	120
Экономическая оценка использования ядерной энергетической установки для повышения эффективности добычи нефти в Украине	
Л. І. Ружинська, К. В. Кузьменко	126
Математична модель теплообміну при перемішуванні мішалками з магнітним приводом	

І. О. Ластівка	130
Оцінка колової нерівномірності потоку в компресорах газотурбінних двигунів	
Я.С.Буджак, О.В.Зуб	135
До питання про прогнозування напівпровідників із заданими властивостями	
Н.У. Гюлев	140
Оценка значимости факторов, влияющих на функциональное состояние водителя	

Наукове видання

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ "ХПІ"**

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

"Нові рішення в сучасних технологіях"

Випуск №

Науковий редактор докт. техн. наук, проф. Є. І. Сокол

Технічний редактор Т.Л. Коворотний

Відповідальний за випуск В.М. Луньова

Обл.-вид. № 56-11

Підписано до друку 19.04.2011 . Формат 60x84/16 Папір офсетний.
Друк різнографічний. Ум.-друк. арк. 8. Зам. № 10

Надруковано у видавництві "Технологічний центр"
вул. Новгородська, 3а, м. Харків, 61145
Тел./факс (057) 750-89-90