

УДК 621.51

Крутиков Г.А.

**РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ПНЕВМОПРИВОДА  
С ТОРМОЖЕНИЕМ В КОНЦЕ ХОДА**

Сжатый воздух является одним из наиболее дорогих энергоносителей, используемых в промышленности. Один килоджоуль энергии, получаемый от заводской сети сжатого воздуха обходится в семь-десять раз дороже, чем килоджоуль энергии, используемой в электроприводе [8]. Это связано с тем, что само производство сжатого воздуха требует дорогостоящего компрессорного оборудования и системы кондиционирования, включающей, кроме всего прочего, и систему влагоотделения.

Тем не менее, удельный вес этого вида энергии в современных производствах достаточно велик. На производство сжатого воздуха в промышленно развитых странах приходится в среднем около 10% из общего энергетического баланса [8].

Несмотря на это, энергия сжатого воздуха в пневмоприводах (ПП) с традиционной схемой подключения используется довольно нераационально, в результате чего сжатый воздух, обладающий довольно большой потенциальной энергией, просто выбрасывается в атмосферу из выхлопной полости привода [8]. Кроме того, при инерционной нагрузке на привод там, где используются тормозные устройства, не делается попыток осуществить рекуперацию в сети энергии торможения.

В статье показан один из путей существования повышения эффективности использования работоспособности сжатого воздуха в ПП.

Как показала практика эксплуатации ПП, хорошо зарекомендовала себя в технике гидропривода дроссельное торможение практически непригодно для ПП, нагруженного значительными инерционными нагрузками. Намного более эффективно работают ПП с торможением путем изменения структуры коммутационных связей [3].

Одно из наиболее важных преимуществ таких способов торможения – это возможность рационального использования работоспособности сжатого воздуха, которая приводит к существенному улучшению энергетических характеристик ПП [7].

В работе [3] дана классификация и приведены все возможные схемные решения для пневмоприводов с торможением путем изменения структуры коммутационных связей.

По степени использования энергии сжатого воздуха все ПП с торможением путем изменения структуры коммутационных связей можно разбить на 5 групп:

1. ПП с полным заполнением рабочего объема без использования энергии сжатого воздуха в тормозной полости исполнительного механизма.
2. ПП с неполным заполнением рабочего объема без использования энергии сжатого воздуха в тормозной полости.
3. ПП с полным заполнением рабочего объема и с использованием энергии торможения (рекуперация в сеть).
4. ПП с неполным заполнением рабочего объема и с использованием энергии торможения (рекуперация в сеть).
5. ПП с неполным заполнением рабочего объема и с использованием энергии сжатого воздуха в тормозной полости для совершения рабочим органом обратного хода.

В первом и третьем случаях используется только часть энергии сжатого воздуха – удельная работа выталкивания (транзитная работоспособность). Во втором и четвертом случаях используется, кроме того, потенциальная энергия расширения (сжатия).

Энергия торможения может быть либо возвращена в сеть (второй и четвертый случай), либо использована при обратном ходе для разгона поршня (пятая группа), т.е. для реализации компрессионно-приводного режима работы [6].

Самая простая (базовая) схема пневмопривода, которая дает возможность, тем не менее, осуществлять радикальное торможение, представлена на рис. 1 (схема № 1). Эта схема требует минимума одновременных затрат и в работе [1] рекомендована для больших инерционных нагрузок. Однако, "платой" за простоту аппаратной реализации, когда у привода, имеющего три фазы движения вперед и три фазы движения назад, существует всего две коммутационные ситуации, являются большие непроизводительные энергозатраты.

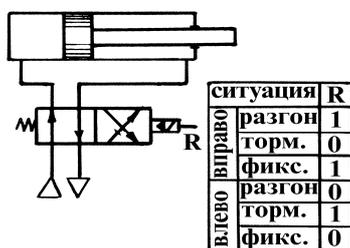


Рисунок 1

Расчёт внутренних переходных процессов в пневмоприводе произведен на ЭВМ по нелинейной математической модели пневмопривода в безразмерной форме. Целесообразность использования безразмерных параметров для исследования динамики пневмопривода изложена в работе [3]. Методика нормирования дифференциальных уравнений была подчинена принципу минимизации безразмерных комплексов [3]. При этом была достигнута наиболее простая форма записи уравнений, а оставшиеся после этого безразмерные комплексы независимых переменных были выделены как критерии динамического подобия.

Условия функционирования и конструктивные параметры привода в этом случае можно описать тремя основными критериями подобия: критерием инерционности  $B$ , критерием статической разгрузки  $\chi$  и относительной эффективной площадью выхлопного тракта  $\Omega$ . Причем базовая единица времени, минимизирующая количество критериев подобия, равна времени заполнения рабочего объема пневмопривода  $F_1 \cdot L$  несжимаемой рабочей средой, движущейся со скоростью звука  $\dot{a}_M$  через отверстие, равное эффективной площади впускного тракта  $f_1^y$

$$t_a = \frac{F_1 \cdot L}{f_1^y \cdot \dot{a}_M} = \frac{F_1 \cdot L}{f_1^y \cdot \sqrt{KRT_M}}, \quad (1)$$

где  $F_1$  – площадь поршня;  $L$  – полный ход поршня;  $T_M$  – температура воздуха в питающей магистрали;  $R$  – газовая постоянная.

Основной критерий динамического подобия  $B$  также имеет вполне ясный физический смысл: отношение максимальной (индикаторной) силы, развиваемой поршнем,  $F_1 \cdot P_M$  к силе инерции при базовом ускорении  $L/t_a^2$ .

$$B = \frac{P_M \cdot F_1}{L \cdot m} \cdot t_a^2; \quad \chi = \frac{P}{P_M \cdot F_1}; \quad \Omega = \frac{f_2^y}{f_1^y}, \quad (2)$$

где  $m$  – масса, приводимая в движение поршнем пневмопривода;  $P_M$  – давление сжатого воздуха в питающей магистрали;  $f_2^y$  – эффективная площадь выпускного тракта пневмопривода.

На рисунке 2 представлен переходный процесс при срабатывании пневмопривода, работающего по схеме № 1. Расчет произведен при следующих параметрах:  $B = 0,2$ ;  $\chi = 0,1$ ;  $\Omega = 1$ . Такие параметры можно расценить как большая инерционная нагрузка и сравнительно малая статическая нагрузка.

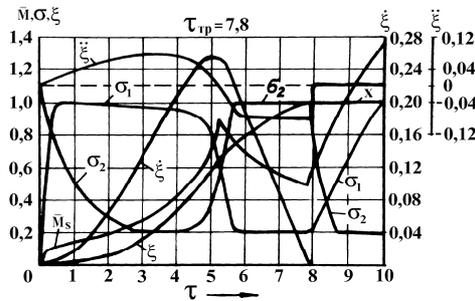


Рисунок 2

На графике выведены следующие безразмерные параметры:  $\tau = t/t_a$  – безразмерное время;  $\sigma_1 = P_1/P_M$ ;  $\sigma_2 = P_2/P_M$  – безразмерные давления в рабочей и выхлопной полостях;  $\xi = X/L$  – безразмерный путь;  $\xi = (X/L) \cdot t_a$  – безразмерная скорость;  $\xi = (X/L) \cdot t_a^2$  – безразмерное ускорение;  $\bar{M}_s = M_s / (\rho_M F_1 L)$  – относительное массовое количество сжатого воздуха, потребляемое из сети;  $\rho_M = P_M / (R \cdot T_M)$  – плотность воздуха в питающей привод сети.

Из графика видно, что привод с такой схемой торможения эффективно осуществляет торможение, обеспечивая достаточно высокое быстродействие и благоприятный равнозамедленный режим торможения. При реализации режима торможения (при  $\xi = \xi_{\text{от}} = 0,56$ ) сжатый воздух подается в выхлопную полость, давление в ней резко возрастает и при достижении давления магистрали происходит частичная рекуперация в сеть. Кривая потребления сжатого воздуха  $\bar{M}_s(\tau)$  в этот период падает вниз. Но затем при остановке исполнительного механизма пневмораспределитель переключается и вновь подает сжатый воздух в рабочую полость. Кривая потребления сжатого воздуха резко идет вверх и составляет 1,4.

Анализ переходного процесса показывает, что сжатый воздух, подаваемый в рабочую полость, работает без расширения, т.е. потенциальная энергия сжатия практически не используется. Этот воздух, обладающий еще большой работоспособностью в режиме торможения, просто выбрасывается в атмосферу. Для фиксации исполнитель-

ного механизма также используется избыточный перепад давления на поршне, что также приводит к перерасходу сжатого воздуха.

Принцип рационального проектирования энергосберегающей структуры пневмопривода заключается в том, что каждой фазе движения рабочего органа пневмопривода должны соответствовать наиболее оптимальные с точки зрения энергосбережения и максимального быстродействия коммутационные ситуации. В фазе фиксации поршня он должен удерживаться с помощью минимально необходимого перепада давления на поршне, причем меньшее давление должно соответствовать атмосферному, а воздух с более высоким давлением должен отбираться с выхода редуцированного клапана (давление  $P_K$ ). В фазе разгона рабочая полость, коммутируемая ранее с атмосферой, соединяется с магистралью питания (давление  $P_M$ ), и выхлопная полость соединяется с атмосферой. Малое противодействие в выхлопной полости (бывшей рабочей) в начальной фазе движения обеспечивает наиболее быстрый разгон поршня. В фазе торможения рабочая полость через предварительно закрытый обратный клапан должна присоединиться к источнику пониженного давления ( $P_K$ ), а выхлопная полость через предварительно закрытый обратный клапан присоединяется к магистральной линии питания ( $P_M$ ). Это обеспечивает намного более полное использование работоспособности сжатого воздуха в рабочей полости, рекуперацию энергии торможения в питающую магистраль и примерно постоянный перепад давления на поршне в заключительной фазе торможения (равнозамедленный режим торможения). После остановки следует режим фиксации, при котором рабочая полость коммутируется с источником пониженного давления ( $P_K$ ), а выхлопная полость коммутируется с атмосферой.

Аналогично описываются оптимальные связи и при обратном ходе поршня. Таким образом, для двух полостей цилиндра (II – поршневая, III – штоковая) необходимы четыре объекта коммутации полостей цилиндра: магистраль высокого давления; магистраль высокого давления через предварительно закрытый обратный клапан; магистраль пониженного давления и атмосфера.

Разнесенная схема [2], с помощью которой описываются все желаемые коммутационные ситуации для каждой фазы движения представлены на рис. 3.

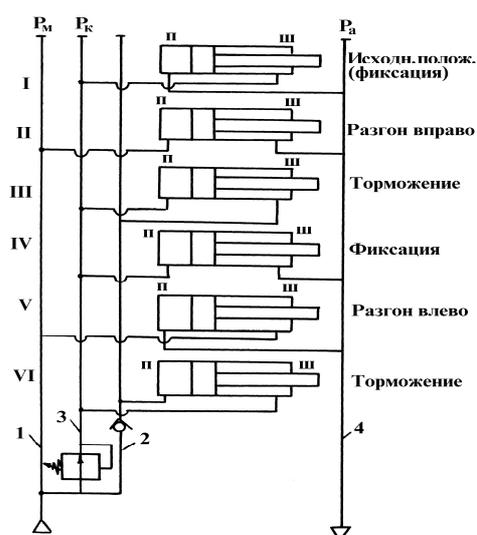


Рисунок 3

На основе разнесенной схемы разбивая граф ситуаций (рис. 4) на две макроситуации А и Б выбираем вариант оптимального соединения пневмоцилиндров с помощью четырёхлинейного двухпозиционного пневмораспределителя (рис. 5).

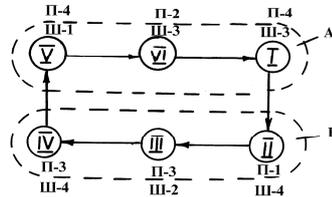


Рисунок 4

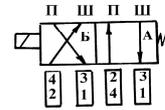


Рисунок 5

Этот вариант коммутаций окончательно реализуется путем введения двух дополнительных трехлинейных распределителей (рис. 6).

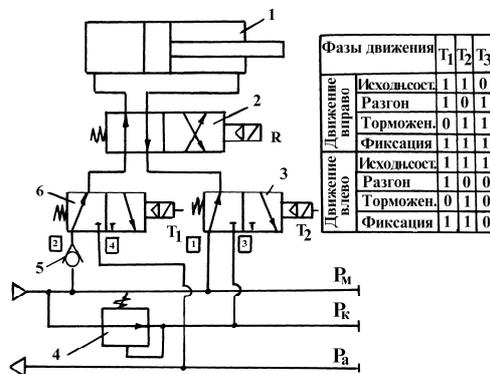


Рисунок 6

Таким образом, пневматическая схема № 2 на рис. 6 совместно с программой управления распределителями, данной на том же рисунке в виде таблицы, позволяет получить энергосберегающую структуру пневмопривода [9]. В этой схеме фиксации поршня в конечном положении используется не максимальный, а минимально необходимый перепад давления, который точно согласуется с действующей встречной нагрузкой  $\chi$ . Давление настройки редукционного клапана  $\sigma_{\epsilon} = p_{\epsilon}/p_i$  в этом случае выбирают из равенства

$$\sigma_{\epsilon} = \Pi_{21} \cdot \sigma_a + \chi, \tag{3}$$

где  $\Pi_{21} = F_2/F_1$  – отношение площадей поршня;  $\sigma_a = p_a/p_i$  – относительное атмосферное давление.

Представленный на рис. 7 переходный процесс данного привода свидетельствуют о существенном снижении энергозатрат привода при одновременном увеличении быстродействия. В отличие от базового привода (схема № 1) теперь значительно большая часть энергии потока сжатого воздуха, поданного в рабочую полость, расходуется на совершение внешней механической работы газа, поскольку кроме транзитной рабо-

тоспособности используется и потенциальная энергия расширения. Внешняя работа газа в рабочей полости, к тому же, существенно меньше, чем в базовой схеме, за счет уменьшения работы выталкивания из выхлопной полости из-за более низкого уровня противодействия в выхлопной полости при трогании поршня. Таким образом, снижение давления, используемого для фиксации, улучшает энергетику дискретного пневмопривода двояким образом.

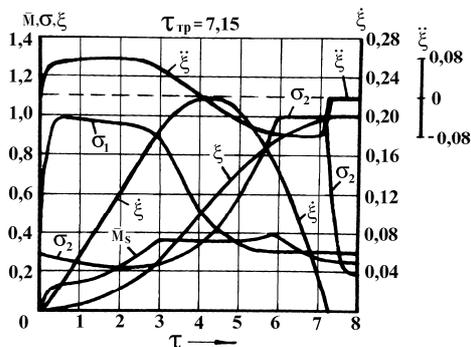


Рисунок 7

Особенности структуры и функционирования пневмопривода, работающего по схеме № 2, которые обеспечивают существенное снижение энергозатрат и повышение его быстродействия, следующие:

1. В фазе разгона из-за малого противодействия привод разгоняется быстрее, подготовительный период практически отсутствует. Поэтому, несмотря на увеличение сопротивлений линий, связанного с установкой дополнительных пневмоаппаратов, быстродействие привода увеличивается. Из-за уменьшения работы выталкивания из выхлопной полости уменьшается и внешняя механическая работа газа в рабочей полости. При этом возрастает необходимый тормозной путь, т.е. момент перекрытия подачи воздуха в рабочую полость наступает раньше, и потребленная масса сжатого воздуха уменьшится.

2. Если в фазе разгона используется в основном транзитная работоспособность сжатого воздуха (работа проталкивания), когда воздух выступает лишь как связующее кинематическое звено между компрессором и пневмоцилиндром, то в фазе торможения для совершения внешней механической работы используется потенциальная работа сжатия (расширения). Чем длиннее фаза торможения, тем полнее используется энергия расширения. Тормозной эффект создается за счет одновременного падения давления в рабочей полости и роста давления в тормозной полости. При достижении давления в тормозной полости давления магистрали происходит рекуперация сжатого воздуха в сеть. При падении давления в рабочей полости в фазе торможения ниже давления настройки редуционного клапана он открывается и поддерживает постоянное давление. Энергию сжатого воздуха, поданную через редуционный клапан, можно расценивать как энергозатраты на фиксацию поршня. Причем эти затраты значительно меньше, чем в предыдущем случае.

3. В фазе фиксации сжатый воздух удаляется из выхлопной (тормозной) полости, а состояние рабочей полости остается без изменений, т.е. потребления сжатого воздуха из сети нет.

Как видно из сравнения переходных процессов на рис. 2 и 7 несмотря на многократное снижение затрат сжатого воздуха с 1,41 до 0,24 в безразмерной форме динамики пневмопривода не только не ухудшилась, но и улучшилась (время срабатывания уменьшилось с 8,00 до 7,15).

Обобщенная диаграмма на рис. 8 свидетельствует, что переход от простых схем к схемам, построенным исходя из минимизации энергозатрат, даёт возможность существенно улучшить энергетические и динамические характеристики.

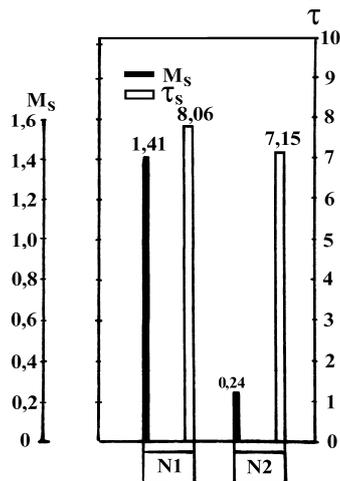


Рисунок 8

#### Выводы

Анализ энергопотерь в базовой схеме пневмопривода позволил сформулировать требования к выбору наиболее рациональной коммутационной ситуации для каждой фазы движения рабочего органа пневмопривода. Реализация этих требований с помощью формализованного синтеза позволил создать предельно простую схему и порядок включения распределителей, ориентированные на максимальное энергосбережение при работе привода с одновременным улучшением динамических характеристик. Причем, реализация предложенной структуры привода доступна для практического использования и не требует больших единовременных затрат.

Разработанный пневматический модуль можно с успехом использовать и для более сложных свободнопрограммируемых пневмоприводов с микропроцессорным управлением [5].

#### Литература

1. Зорин А.С., Пашков В.М., Солнцева К.С. Исследование торможения пневмопривода противодавлением // Пневматика и гидравлика. – М.: Машиностроение. – 1990. – Вып. 15. – С. 68–72.

2. Келлерман Ю.И. Проектирование пневматических систем методом разнесенных схем // Стандарты и качество. – 1982. – № 5. – С. 33–37.
3. Крутиков Г.А., Кудрявцев А.И., Пекарь Л.А. К вопросу выбора способа торможения пневмоприводов с большими присоединенными массами // Пневматика и гидравлика. – М.: Машиностроение. – 1987. – Вып. 13. – С. 51–58.
4. Крутиков Г.А. Определение степени энергетического совершенства пневмоприводов дискретного действия // Гидропривод и гидропневмоавтоматики. – Киев: Техніка. – 1985. – Вып. 32. – С. 38–43.
5. Крутиков Г.А. Оптимальная схема и алгоритм управления свободнопрограммируемого пневмопривода // Вісн. Нац. техн. ун-ту «Харк. політехн. ін-т». – Темат. вип.: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2005. – № 24. – С. 68–75.
6. Крутиков Г.А., Оробченко А.А., Пекарь Л.А. Об использовании компрессорно-приводного режима работы пневмопривода автоманипулятора для улучшения динамических и энергетических характеристик // Теория механизмов и машин. – 1986. – Вып. 41. – С. 31–40.
7. Крутиков Г.А., Томин П., Тот И. Улучшение энергетических характеристик дискретных пневмоприводов за счет выбора рациональной схемы торможения // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1988. – Вып. 11.
8. Снижение энергопотерь в пневмоприводах станков, автоматических манипуляторов и других машин // Методические рекомендации для отрасли. – М.: ВНИИ-ТЭМР, 1986. – 112 с.
9. А.С. № 1596142 СССР. Пневматический привод / Г.А. Крутиков, В.В. Седач. Оpubл. 2.08.89. Бюл. № 30, 1990. – 2 с.

Bibliography (transliterated)

1. Zorin A.S., Pashkov V.M., Solntseva K.S. Issledovanie tormozheniya pnevmoprivoda protivodavleniem Pnevmatika i gidravlika. - M.: Mashinostroenie. - 1990. - Vyip. 15. - p. 68–72.
2. Kellerman Yu.I. Proektirovanie pnevmaticheskikh sistem metodom raznesennykh shem Standartyi i kachestvo. - 1982. - # 5. - p. 33–37.
3. Krutikov G.A., Kudryavtsev A.I., Pekar L.A. K voprosu vyibora sposoba tormozheniya pnevmoprivodov s bolshimi prisoedinennyimi massami Pnevmatika i gidravlika. - M.: Mashinostroenie. - 1987. - Vyip. 13. - p. 51–58.
4. Krutikov G.A. Opredelenie stepeni energeticheskogo sovershenstva pnevmoprivodov diskretnogo deystviya Gidroprivod i gidropnevmoavtomatiki. - Kiev: Tehnika. – 1985. – Vyip. 32. – S. 38–43.
5. Krutikov G.A. Optimalnaya shema i algoritm upravleniya svobodnoprogrammiruemogo pnevmoprivoda Visn. Nats. tehn. un-tu «Hark. polItehn. In-t». - Temat. vip.: Tehnologiyi v mashinobuduvanni. – Harkiv: NTU «HPI». – 2005. – # 24. – p. 68–75.
6. Krutikov G.A., Orobchenko A.A., Pekar L.A. Ob ispolzovanii kompressornoprivodnogo rezhima raboty pnevmoprivoda avtomanipulyatora dlya uluchsheniya dinamicheskikh i energeticheskikh harakteristik Teoriya mehanizmov i mashin. – 1986. – Vyip. 41. – p. 31–40.

7. Krutikov G.A., Tomin P., Tot I. Uluchshenie energeticheskikh harakteristik diskretnykh pnevmoprivodov za schet vyibora ratsionalnoy shemy tormozheniya Izvestiya VUZov. Mashinostroenie. – 1988. – Vyip. 11.

8. Snizhenie energopoter v pnevmoprivodakh stankov, avtomaticheskikh manipulyatorov i drugih mashin Metodicheskie rekomendatsii dlya otrasli. – M.: VNIИ-TEMР, 1986. – 112 p.

9. A.S. # 1596142 SSSR. Pnevmaticheskiiy privod / G.A. Krutikov, V.V. Sedach. Opubl. 2.08.89. Vyul. # 30, 1990. – 2 p.

УДК 621.51

Крутиков Г.А.

### **РОЗРОБКА ЕНЕРГОЗБЕРЕГАЮЧОГО ПНЕВМОПРИВОДУ З ГАЛЬМУВАННЯМ У КІНЦІ ХОДУ**

Шляхом структурного синтезу спроектована схема пневмоприводу з гальмуванням, у якій за рахунок створення оптимальних комутаційних зв'язків удалося різко скоротити непродуктивні витрати стисненого повітря.

## ЦИВИЛИЗАЦИЯ БЕЗ НЕФТИ: БИОДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО В ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ КОМПЛЕКСЕ УКРАИНЫ

Украина относится к энергодефицитным странам, так как покрывает свои потребности в топливно-энергетических ресурсах лишь на 53 % (импортирует 75 % необходимого объема природного газа и 85 % сырой нефти и нефтепродуктов) [1]. Зависимость от импорта нефти рассматривается большинством развитых стран как вопрос национальной и энергетической безопасности, а использование нефтепродуктов как источников энергии несет в себе значительную экологическую опасность [2]. Таким образом, зависимость от импорта нефтепродуктов, цены на которые неумолимо растут, а также значительное ухудшение экологической ситуации стимулирует интенсивный поиск альтернативных источников энергии. Ситуация, в которой находится Украина, может сравниться с той, в какой оказалось мировое сообщество в 1973–1974 гг. Сегодня для Украины наступило время развивать собственные мощности для производства биодизельного топлива из возобновляемых сырьевых ресурсов [3,4,5].

Биодизельное топливо (биодизель, МЭРМ, РМЭ, RME, FAME, EMAG, бионафта и др.) – это экологически чистый вид биотоплива, получаемый из жиров растительного и животного происхождения и используемый для замены нефтяного дизельного топлива (ДТ). С химической точки зрения биодизельное топливо представляет собой смесь метиловых (этиловых) эфиров насыщенных и ненасыщенных жирных кислот. В процессе реакции переэтерификации масла жиры вступают в реакцию с метиловым (этиловым) спиртом в присутствии катализатора (щелочи), в результате чего образуются сложные эфиры, а также глицероловая фаза: 56 % глицерина, 4 % метанола, 13 % жирных кислот, 8 % воды, 9 % неорганических солей, 10 % эфиров. Материальный баланс реакции получения биодизельного топлива [6]: для получения 1000 кг (1136 л) биодизельного топлива необходимо 50 кВт тепловой энергии и 25 кВт электроэнергии, 1040 кг (1143 л) рапсового масла, 144 кг (114 л) 99,8 % метанола, 19 кг гидроксида калия (88 % КОН), 6 кг вспомогательного фильтрующего материала, 105 кг воды. При этом кроме биодизельного топлива получается, около 200 кг сырого глицерина и 117 кг воды после очистки биодизельного топлива. Биодизельное топливо может использоваться в любых дизельных двигателях (вихрекамерных и предкамерных, а также с непосредственным впрыском); как самостоятельно (в адаптированных двигателях), так и в смеси с дизельным топливом, без внесения изменения в конструкцию двигателя.

Рассмотрим составляющие сырьевой базы для производства биодизельного топлива в Украине, к которым можно отнести: масла, получаемые из семян маслосодержащих растений, «мультисырье» мясокомбинатов (жиры животных), фритюрный жир и др.

Принимая во внимание опыт европейских государств, производство биодизельного топлива в Украине можно организовать на следующих типах установок и заводов [7]: мелкотоннажные установки 300–3000 т/год (для фермеров), региональные (областные) заводы 10000–30000 т/год, промышленные заводы государственного значения 50000–100000 т/год.

В соответствии с «Программой развития производства биодизельного топлива на период до 2010 г.» Украина должна производить и потреблять в 2010 г. более 520 тыс. т биодизельного топлива, что потребует обеспечить валовый сбор семян рапса

около 1,7–1,8 млн. т. При урожайности рапса в среднем 20 ц/га необходимо засеять 0,85–0,9 млн. га пашни, что составляет около 3 % от общей площади (33,8 млн. га) пахотных земель Украины. Замена части дизельного топлива (1870 тыс. т/год), которое в настоящее время потребляет АПК Украины, на биодизельное, позволит обеспечить сельскохозяйственную технику бинарным биотопливом рационального состава: 30 % биодизельного + 70 % ДТ [8].

Рассмотрим требования, предъявляемые к исходным семенам рапса и рапсовому маслу [6], обеспечение которых позволит получить биодизельное топливо, соответствующее Европейскому стандарту EN 14214:2003. Очищенные семена рапса: масличность 40–44 %, влажность около 6–7 %; содержание *ffa* (свободных жирных кислот) < 3 % (6 мг КОН/г); температура семян 20–30 °С; загрязнение около 0,5 %. Холоднопрессованное, фильтрованное рапсовое масло: йодное число 110–115; влажность максимум 0,05 %; содержание *ffa* максимум 0,65 % (1,3 мг КОН/г); пероксидное число 1–2 (max 3); загрязнения нет; число омыления 187 – 191; фосфатиды в качестве фосфора максимум 20 мг/кг; температура мин. 20 °С. Образец рапсового масла, поступающего в установку для получения биодизельного топлива (жирно-кислотный состав): С14:0 – 0,1 %; С16:0 – 5,0 %; С16:1 – 0,7 %; С17:0 – 0,1 %; С17:1 – 0,2 %; С18:0 – 1,8 %; С18:1 – 57,9 %; С18:2 – 21,0 %; С18:3 – 10,3 %; С20:0 – 0,6 %; С20:1 – 1,4 %; С22:0 – 0,3 %; 22:1 – 0,6 %.

Рассмотрим, в каких областях Украины лучшие условия выращивания рапса [1]: озимого – Львовская, Ивано-Франковская, Тернопольская, Хмельницкая, Винницкая, Киевская, Ровненская и Волынская области; ярового – Кировоградская, Киевская, Черкасская, Одесская, Херсонская, Полтавская, Черниговская, Сумская, Харьковская области и Крым.

В странах Евросоюза производство биодизельного топлива имеет существенную государственную поддержку. В Германии биотопливо не облагается минеральными и экологическими налогами, существует система дотирования выращивания рапса, во Франции налоговая скидка составляет 0,35 евро/литр биодизельного топлива, в Испании автомобилистам, использующих биотопливо, разрешена бесплатная внутригородская парковка. В целом по Европе 1 литр биодизельного топлива на 0,10–0,15 евро дешевле, чем дизельного. В Украине по различным данным себестоимость 1 литра биодизельного топлива составляет от 2,2 до 3,0 грн. Стоимость биодизельного топлива зависит от ряда факторов [1]: урожайность рапса, эффективность использования соломы и шрота, стоимость химических ингредиентов (метанола и щелочи), глубина переработки глицериновой воды, качество технологического процесса получения биодизеля.

Исходя из того, что в первой части статьи удалось доказать необходимость производства биодизельного топлива в Украине, перейдем к рассмотрению его физико-химических показателей и эколого-эксплуатационных характеристик дизелей при их работе на биотопливе. В ряде зарубежных публикаций [9] содержится информация о том, что при проведении сравнительных испытаний дизелей на дизельном топливе и биодизельном не отмечено каких-либо существенных различий поведения двигателя при смене вида топлива, что можно объяснить хорошим качеством испытываемого биотоплива, которое обеспечивается жесткими требованиями к его химмотологическим показателям, заложенными в национальных стандартах на биодизельное топливо. Поэтому, как отмечалось выше, для успешного продвижения биодизеля в АПК Украины необходимо разработать и утвердить государственные стандарты на биодизель и его бинарные смеси с дизельным топливом. Первые шаги в этом направлении сделаны в НТУ «ХПИ» (г. Харьков) [10].

Таблица – Физико-химические показатели биодизельного и дизельного топлива

Показатели	Европейский стандарт на биодизель EN14214:2003			Стандарт Украины на топливо дизельное ДСТУ 3868-99		
	Размерность	пределы		Размерность	Значение для марок	
		min	max		Л	З
Содержание эфиров	% (м/м)	96,5			–	–
Плотность при температуре 15°C	кг/м <sup>3</sup>	860	900	при температуре 20°C, кг/м <sup>3</sup>	860	840
Кинематическая вязкость при температуре 40°C	мм <sup>2</sup> /с	3,50	5,0	при температуре 20°C, мм <sup>2</sup> /с	3,0–6,0	1,8–6,0
Температура вспышки	°C	120	–	°C	40–62	35–40
Содержание серы	мг/кг	–	10,0	%	0,05–0,20	0,05–0,20
Коксуемость 10% остатка	% (м/м)	–	0,30	%	0,30	0,30
Цетановое число		51,0			45	45
Зольность	% (м/м)	–	0,02	%	0,01	0,01
Содержание воды	мг/кг	–	500		Отсутствие	Отсутствие
Содержание механических примесей	мг/кг	–	24		— " —	— " —
Испытания на медной пластинке (3 часа при 50 °C)	оценка		класс 1		выдерживает	выдерживает
Окислительная стабильность, 110 °C	часов	6,0	–		–	–
Кислотное число	мг КОН/г		0,50	мг КОН на 100 см <sup>3</sup> топлива, не более	5	5
Йодное число	г J <sub>2</sub> /100 г		120	г йода на 100 г топлива, не более	6	6
Метилловые эфиры линоленовой кислоты	% (м/м)		12,0		–	–
Полиненасыщенные (>=4 двойных связи) метилловые эфиры	% (м/м)		1		–	–
Содержание метанола	% (м/м)		0,20	Показатели, размерность		
Содержание моноглицеридов	% (м/м)		0,80	Фракционный состав:		
Содержание диглицеридов	% (м/м)		0,20	50 % перегоняется при температуре, °C, не выше	280	280
Содержание триглицеридов	% (м/м)		0,20	96 % перегоняется при температуре, °C, не выше	370	370
Свободный глицерин	% (м/м)		0,02	Температура застывания, °C, не выше	-10	-25
1-а группа металлов (Na+K) 2- а группа металлов (Ca+Mg)	мг/кг		5,0	Массовая часть меркаптановой серы, %, не более	0,01	0,01
				Содержание сероводорода	отсут.	отсут.
				Концентрация фактических смол, мг на 100 см <sup>3</sup> топлива	40	30
Содержание фосфора	мг/кг		10,0	Коэффициент фильтруемости, не более	3	3
				Предельная температура фильтруемости, °C, не выше	-5	-15

В таблице приведены Европейские стандарты 14214:2003 на биодизель и ДСТУ 3868-99 на дизельное топливо. Как видно, 12 показателей EN 14214:2003 можно (на первом этапе разработки государственной нормативной документации на биодизельное топливо) определять методами испытаний, приведенными в ДСТУ 3868-99. Для определения остальных показателей используются стандарты EN и ISO, аппаратное обеспечение и методологическое содержание которых необходимо адаптировать к приборам и методикам, используемых в научно-исследовательских учреждениях Украины.

Вкратце рассмотрим влияние некоторых физико-химических показателей биодизельного топлива, определяемые стандартом EN 14214:2003, на параметры дизеля и его эколого-эксплуатационные характеристики. Повышение, по сравнению с дизельным топливом, плотность на 10 % и кинематическая вязкость в 1,5 раза способствуют некоторому увеличению (на 14 %) дальности топливного факела и диаметра капель распыленного топлива, что может привести к увеличенному попаданию биодизельного топлива на стенки камеры сгорания и гильзы цилиндра. Меньшие значения коэффициента сжимаемости биодизельного топлива приводит к увеличению действительного угла опережения впрыскивания топлива и максимального давления в форсунке. Высокое цетановое число биодизельного топлива 51 и более способствует сокращению периода задержки воспламенения и менее «жесткой» работе дизеля.

Повышенная, почти в 3 раза, температура вспышки биодизельного топлива в закрытом тигле 120 °С и более обеспечивает высокую пожаробезопасность. Кислород (~ 10 %) в молекуле метилового эфира действует по следующим направлениям. Наличие окислителя непосредственно в молекуле топлива позволяет интенсифицировать процесс сгорания и обеспечить более высокую температуру в цилиндре дизеля, что, с одной стороны, способствует повышению индикаторного и эффективного к.п.д. двигателя, а с другой – приводит к некоторому увеличению оксида азота  $\text{NO}_x$  в отработавших газах. Меньшая доля углерода (~ 77 %) в молекуле биодизельного топлива приводит к уменьшению его низшей теплоты сгорания на 13–15 % и увеличению часового и удельного эффективного расходов топлива. Для сохранения номинальных параметров двигателя при переводе на биодизельное топливо требуется перерегулировка топливной аппаратуры (упор рейки топливного насоса высокого давления переустанавливают на увеличение цикловой подачи топлива). Применение биодизельного топлива позволяет обеспечить снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Для дизельных двигателей с вихревой камерой (предкамерой) и непосредственным впрыском снижение соответственно составляет: СО – 12 (10) %,  $\text{C}_n\text{H}_m$  – 35 (10) %, РМ (твердые частицы) – 36 (24) %, сажа – 50 (52) % [11]. Некоторое увеличение выбросов  $\text{NO}_x$  можно компенсировать рядом мероприятий: уменьшением действительного угла опережения впрыскивания топлива, рециркуляция отработавших газов, подача воды на впуске.

При эксплуатации дизельных двигателей на биодизельном топливе необходимо обратить внимание на следующее. Перед началом эксплуатации двигателя на биодизельном топливе необходимо промыть фильтр грубой и тонкой очистки топлива. Из-за повышенной агрессивности такого топлива требуется смена топливных шлангов и прокладок на изготовленные из устойчивого к биотопливу материала, а также тщательное удаление биодизельного топлива, попавшего на лакокрасочные покрытия. В некоторых случаях требуется более частая смена моторного масла из-за возможного разжижения

попадающим в него биодизельным топливом. Возможно некоторое увеличение уровня шума и дымности при холодном пуске, при пониженных температурах требуется применение депрессорных присадок. Необходимо осуществлять контроль содержания воды в биодизельном топливе (из-за его большой гигроскопичности), чтобы избежать опасности развития микроорганизмов, образования перекисей и коррозионного воздействия воды, в том числе и на элементы топливной аппаратуры.

Таким образом, производство и применение биодизельного топлива в Украине позволит радикальным образом разрешить эколого-энергетические проблемы экономики нашего государства.

### Литература

1. Кобец Н. Перспективы производства и переработки семян рапса в Украине. Сборник докладов IV Международной конференции «Масложировая промышленность – 2005», 15–16 ноября 2005 г., г. Киев. – с. 46–52.
2. Ковальський В., Голодніков О., Григорак М., Косарев О., Кузьменко В. – Про підвищення рівня еколого-енергетичної безпеки України. // *Економіка України*. – 2000. – № 10. – с. 34–41.
3. Винтоняк В. Українська рапсодія // *Агроперспектива*. – 2000. – № 1. – с. 10–14.
4. Семенов В.Г., Кухта В.Г. Дизельное топливо из рапса // *Хранение и переработка зерна*. – 2000. – № 12. – с. 59–61.
5. Фукс И.Г., Евдокимов А.Ю., Джамалов А.А., Лукса А. Экологические аспекты использования топлив и смазочных материалов растительного и животного происхождения // *Химия и технология топлив и масел*. – 1992. № 6. – с. 36–40.
6. Инструкция по получению биодизеля. – Фирма Симбрия СКЕТ, Германия / *Масложировая промышленность*. – Научно-технический производственный журнал. – М.: Пищевая промышленность, № 5, 2005. – с. 17–18.
7. Біопалива (технології, машини і обладнання) / В.О. Дубровін, М.О. Корчемний, І.П. Масло, О. Шептицький, А. Рожковський, З. Пасторек, А. Гжибек, П. Євич, Т. Амон, В.В. Криворучко – К.: ЦТІ „Енергетика і електрофікація”, 2004. – 256 с.
8. Семенов В.Г., Марченко А.П., Семенова Д.У., Ліньков О.Ю. Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакової олії. – *Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету*. Збірник наук. праць. Випуск 101. – Харків: ХДПУ, 2000. – с. 159–163.
9. Семенов В.Г. Анализ показателей работы дизелей на нефтяных и альтернативных топливах растительного происхождения. – *Вісник Національного технічного університету „ХПІ”*: Збірник наукових праць. Харків: НТУ „ХПІ”. – 2002. № 3. – с. 177–197.
10. Семенов В.Г. Гармонізація національного стандарту на біодизельне паливо до європейського та американського стандартів. – *Матеріали I Міжнародної науково-технічної конференції „Проблеми хіммотології”*. 15–19 травня 2006 р. – К.: Книжкове вид-во НАУ, 2006. – с. 119–121.
11. Альтернативні палива та інші нетрадиційні джерела енергії: Монографія / О. Адаменко, В. Височанський, В. Льотко, М. Михайлів – Івано-Франківськ: ІМЕ. – 2001. – 432 с.

Bibliography (transliterated)

1. Kobets N. Perspektivyi proizvodstva i pererabotki semyan rapsa v Ukraine. Sbornik dokladov IV Mezhdunarodnoy konferentsii «Maslozhirovaya promyishlennost – 2005», 15–16 noyabrya 2005 g., g. Kiev. – p. 46–52.
2. Kovalskiy V., Golodnikov O., Grigorak M., Kosarev O., Kuzmenko V. – Pro pidvischennya rivnya ekologo-energetichnoyi bezpeki Ukrayini. Ekonomika Ukrainyi. – 2000. – # 10. – p. 34–41.
3. Vintonyak V. Ukrayinska rapsodiya Agroperspektiva. – 2000. – # 1. – p. 10–14.
4. Semenov V.G., Kuhta V.G. Dizelnoe toplivo iz rapsa Hranenie i pererabotka zerna. – 2000. – # 12. – p. 59–61.
5. Fuks I.G., Evdokimov A.Yu., Dzhamalov A.A., Luksa A. Ekologicheskie aspektyi ispolzovaniya topliv i smazochnyih materialov rastitel'nogo i zhivotnogo proishozhdeniya Himiya i tehnologiya topliv i masel. – 1992. # 6. – p. 36–40.
6. Instruksiya po polucheniyu biodizelya. – Firma Simbriya CKET, Germaniya Maslozhirovaya promyishlennost. – Nauchno-tehnicheskii proizvodstvennyi zhurnal. – M.: Pischevaya promyishlennost, # 5, 2005. – p. 17–18.
7. Biopaliva (tehnologiyi, mashini i obladnannya) V.O. Dubrovin, M.O. Korchemniy, I.P. Maslo, O. Sheptitskiy, A. Rozhkovskiy, Z. Pastorek, A. Gzhibek, P. Evich, T. Amon, V.V. Krivoruchko – K.: TsTI „Energetika i elektrofikatsiya”, 2004. – 256 p.
8. Semenov V.G., Marchenko A.P., Semenova D.U., Linkov O.Yu. Doslidzhennya fiziko-himichnih pokaznikov alternativnogo biopaliva na osnovi ripakovoyi oliyi. – Mashinobuduvannya: Visnik Harkivskogo derzhavnogo politehnichnogo universitetu. Zbirnik nauk. prats. Vipusk 101. – Harkiv: HDPU, 2000. – p. 159–163.
9. Semenov V.G. Analiz pokazateley raboty dizeley na neftyanyih i alternativnyih toplivah rastitel'nogo proishozhdeniya. – Visnik Natsionalnogo tehnichnogo universitetu „HPI”: Zbirnik naukovih prats. Harkiv: NTU „HPI”. – 2002. # 3. – p. 177–197.
10. Semenov V.G. Garmonizatsiya natsionalnogo standartu na biodizelne palivo do Evropeyskogo ta amerikanskogo standartiv. – Materiali i Mizhnarodnoyi naukovotehnichnoyi konferentsiyi „Problemi himmotologiyi”. 15–19 travnya 2006 r. – K.: Knizhkov vid-vo NAU, 2006. – p. 119–121.
11. Alternativni paliva ta inshi netraditsiyini dzherela energiyi: Monografiya O. Adamenko, V. Visochanskiy, V. Lotko, M. Mihayliv – Ivano-Frankivsk: IME. – 2001. – 432 p.

УДК 620.9: 657.471

Братута Э.Г., Шерстюк В.Г., Харлампиди Д.Х.

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА ЕЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ***Национальный технический университет «ХПИ»,  
АОЗП НПП «Холод», ИПМаш НАН Украины*

Несмотря на достаточно продолжительную предысторию научно-технических исследований и практического опыта эксплуатации холодильных машин (ХМ), влияние гидродинамики процессов в основных блоках контура и его соединительных элементах на эффективность холодильного цикла в имеющихся научных публикациях не получило достаточного отражения.

Вместе с тем, в зависимости от технологической функции холодильной машины и особенностей компоновки основного оборудования, потребляющего холод, влияние указанного фактора может быть достаточно весомым. Это обусловлено тем, что длина трубопровода, соединяющего с одной стороны испаритель с компрессором, а с другой – с дросселирующим устройством и конденсатором, может быть значительной. В связи с этим возникает задача, связанная с установлением влияния длины и диаметра каналов соединительных трубопроводов на холодильный коэффициент установки.

Помимо чисто термодинамической оценки влияния гидравлических сопротивлений испарителя, конденсатора и элементов трубной обвязки на эффективность цикла ХМ, возникает и другая задача. Речь идет о возможности оптимального выбора диаметра канала трубных элементов, т.к. наличие большого диаметра приводит к росту материальных затрат, а при уменьшении диаметра возникают дополнительные потери энергии, связанные с прокачкой хладагента, что, естественно, скажется на холодопроизводительности ХМ.

В одной из недавних работ [1], базировавшейся на более раннем исследовании [2] применительно к работе теплового насоса (ТН), исследовано влияние гидродинамики тракта его обвязки на тепловую эффективность. По известным соображениям ряд выводов, полученных в этих работах, с качественной точки зрения можно распространить и на оценку эффективности холодильной машины.

Вычислительный эксперимент, выполненный в [1], показал, что необратимые потери давления в соединительных трубопроводах оказывают влияние на эффективность работы ТН. В работе [1] даны два цикла для трубопроводов разной длины с диаметром 15 мм, соединяющих испаритель с компрессорно-конденсационным блоком. Показано, что параметры цикла с ростом длины трубопровода изменяются. Авторами особенно выделяется роль падения давления на входе в компрессор, так как это приводит к уменьшению плотности хладагента, а, соответственно, и массового расхода в контуре циркуляции. Для количественной оценки влияния потерь давления авторы [1] рассмотрели ТН с хладагентом R22 при использовании атмосферного воздуха со средней температурой 21 °С в качестве низкопотенциального источника теплоты. Температура хладагента на входе в испаритель принималась равной 10 °С, а температура конденсации после охлаждения пара составляла 50 °С. В расчетном исследовании диаметр соединительных трубопроводов  $d_T$  принимался равным 12, 16 и 20 мм. Показано, что при  $d_T = 15$  мм с увеличением длины трубопровода  $L_T$  с 2 до 15 м теплопроизводительность ТН соответ-

ственно уменьшается на 16,2 %. Кроме того, в этой же работе показано, что при увеличении длины соединительного трубопровода из-за роста потерь давления теплопроизводительность ТН уменьшается тем сильнее, чем меньше диаметр трубопровода. Так, при длине трубопровода 15 м и уменьшении его диаметра с 20 до 12 мм теплопроизводительность уменьшалась на 17,1 %.

На уменьшение холодопроизводительности ХМ и увеличение потребляемой ею энергии при росте потерь давления в соединительных трубопроводах указывается и в работе [3]. Здесь так же, как и в [1], отмечается, что особое влияние на холодопроизводительность оказывают потери давления в трубопроводах всасывания. Потери давления жидкостной магистрали можно рассматривать как незначительные. Авторы работы [3] потери давления оценивают по эквивалентному перепаду температур на фреоновой магистрали. При этом даются конкретные рекомендации для проектирования: снижение температуры насыщения, эквивалентное соответствующему падению давления, не должно превышать 1–2 К. Исходя из этого, в [3] даются рекомендации для оптимальных скоростей потока хладагента в трубопроводах холодильных машин для различных хладагентов: на линиях всасывания (от 5 до 40 м/с) и нагнетания (от 8 до 30 м/с). Последнее несколько противоречит правильному замечанию самих авторов [3] об особом влиянии потерь давления на линии всасывания.

Негативные последствия увеличения гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе рассматривались также в работе [4]. Здесь отмечается, что особо ощутимое воздействие на холодопроизводительность имеют потери давления в низкотемпературных одно- и многоступенчатых холодильных установках. Отмечается, что при расчете потерь давления в двухфазном потоке необходимо учитывать не только потерю давления, расходуемую на преодоление сил трения среды о стенку канала, но и дополнительные потери давления, связанные с рассеиванием энергии при взаимодействии фаз. По оценкам авторов [4] эта составляющая потеря давления колеблется от 10 до 20 % от общего его уровня.

В работе [5] дается физическая модель и количественные оценки влияния потерь давления на линии всасывания и нагнетания в холодильной машине. Показано, что, если, к примеру, потеря давления при всасывании хладагента в компрессор составляет 0,1 бар, то при температуре испарения порядка  $-15^{\circ}\text{C}$  потеря холодопроизводительности составит 9,2 %, а мощность на валу компрессора (при заданной холодопроизводительности) должна быть увеличенной почти на 7 %, что в основном обусловлено увеличением степени сжатия на 3,5 %.

Выполненный в [5] при тех же исходных данных расчет показал, что потеря давления в нагнетательной линии порядка 0,2 бар (при температуре конденсации  $30^{\circ}\text{C}$ ) приводит к потере холодопроизводительности на 1,3 % и увеличению требуемой мощности на валу компрессора на 2,8 % при увеличении степени сжатия на 1,66 %.

По поводу потерь давления в жидкостном трубопроводе (речь идет о потере давления в трубопроводе, соединяющем конденсатор с регулирующим вентилем) в [5] нет количественной оценки. Отмечается лишь отрицательный эффект снижения расхода через регулирующей вентиль из-за уменьшения давления на входе. Указанное снижение расхода может усиливаться благодаря возможному самопроизвольному парообразованию, возникающему при существенной потере давления.

О допустимых потерях давления в трубной обвязке ХМ упоминается и в работе [6]. Авторы считают, что, к примеру, для аммиачных и пропановых парокомпрессионных машин допустимая потеря давления во всасывающей магистрали не должна превышать величины, эквивалентной снижению температуры насыщения на  $1^{\circ}\text{C}$ , т.е. дей-

ствительному снижению холодопроизводительности на 4 %. В этой работе приводятся также рекомендации для допустимых скоростей движения хладагентов на стороне всасывания и нагнетания, уровень которых практически совпадает с рекомендуемым в работе [3].

В завершении этого обзора известных нам результатов следует сослаться на работу [7], в которой приведена зависимость изменения коэффициента преобразования энергии (КОП) ТН от падения давления  $\Delta P_{и}$  в испарителе. Из приведенных графиков, построенных для хладагентов R123 и R115, следует, что падение КОП линейно зависит от  $\Delta P_{и}$  и, к примеру, при увеличении  $\Delta P_{и}$  от 0 до 40 кПа КОП уменьшается более, чем на 20 %.

Из приведенного обзора можно сделать несколько выводов. Первый состоит в том, что гидравлические сопротивления в линии трубопроводной обвязки как холодильных машин, так и тепловых насосов оказывает существенное влияние на эффективность этих объектов теплоэнергетики.

Второй вывод состоит в том, что имеющиеся в литературе сведения по рассматриваемой задаче носят отрывочный характер и не отражают достаточную полноту решения задачи в ее комплексной и многопараметрической постановке.

Третий вывод, основанный на первых двух, определяет актуальность исследований, устанавливающих взаимосвязь эффективности холодильных машин и тепловых насосов и гидравлических сопротивлений в их трубопроводной сети, а также в трубных элементах конденсатора и испарителя.

Очевидно, что в рамках одной статьи не представляется возможным дать весь желаемый объем информации. Поэтому, используя разработанную нами математическую модель комплексной оценки работы ХМ и ТН, рассмотрим простейшую одноступенчатую схему холодильной машины с заданной холодопроизводительностью  $Q_0$ , температурами испарения  $t_{и}$ , конденсации  $t_{к}$  и степенью переохлаждения в конденсаторе  $\Delta t_{к}$ .

В указанной постановке, когда основным результатом анализа является определение изменения холодильного коэффициента в функции гидравлических сопротивлений трубной обвязки, возникает необходимость в привлечении, по сути, всего объема математического описания холодильной установки. При этом, кроме процессов в соединительных элементах, необходимо учитывать и реальные процессы в компрессоре, дросселе, испарителе и конденсаторе.

Рассматриваемая схема ХМ и ее теоретический цикл в T–S координатах показаны на рис. 1. При заданной холодопроизводительности  $Q_0$  расход хладагента

$$M = \frac{Q_0}{q_x}, \quad (1)$$

где  $q_x$  – удельная холодопроизводительность.

Одним из существенных и принципиальных недостатков как работ [1–7], так и других публикаций, посвященных анализу работы ХМ и ТН, является допущение о том, что теплота  $q_x$  при наличии падения давлений  $\Delta P_{и}$  в испарителе (в фактически неизобарном процессе) равна разности энтальпий. В соответствии с предложенной нами энтропийной методикой расчета [8]

$$q_x = (T_6 - 0,5\Delta T_6)(S'_7 - S'_6), \quad (2)$$

где  $T$  и  $S$  – абсолютная температура и энтропия в точке 6 цикла;  $\Delta T_и$  – уменьшение температуры сухого насыщенного пара в точке 7, эквивалентное падению давления  $\Delta P_и$ ;  $S'_7$  – энтропия сухого насыщенного пара при  $T'_7 = T_7 - \Delta T_и$ .

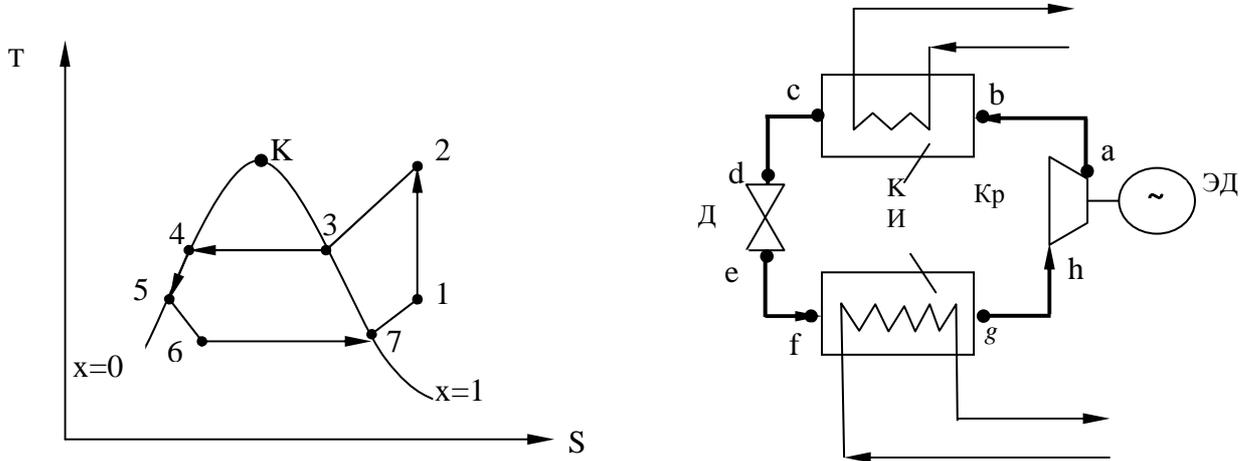


Рисунок 1 – Цикл и схема холодильной машины

К – конденсатор; Д – дроссель; И – испаритель; Кр – компрессор; ЭД – электродвигатель

При известных из теплового расчета испарителя длине  $L_и$  и диаметре  $d_и$  трубных элементов величина  $\Delta P_и$  определялась как сумма потерь на трение  $\Delta P_{ит}$ , местные сопротивления  $\Delta P_{им}$ , потерь на ускорение потока  $\Delta P_{иу}$  и потерь  $\Delta P_{ист}$ , определяемых влиянием статического напора столба жидкости.

В соответствии с [9]

$$\Delta P_{эд} = \xi n \frac{L_э (\rho v)^2}{d_э 2\rho''} \Psi_{эд}^2, \quad (3)$$

где  $\xi$  – коэффициент трения в однофазном потоке с массовой скоростью  $\rho v$ , определяемый по известным сопротивлениям в функции критерия Рейнольдса;  $n$  – число трубных элементов;  $\Psi_{тр}$  – коэффициент, учитывающий влияние паросодержания потока и определяемый по рекомендации работы [10].

В соответствии с [10]

$$\Delta \mathcal{E}_{эд} = \frac{(\rho v)^2}{2\rho''} \left\{ \left( \frac{\chi_7}{\phi_7} \right)^2 - \left( \frac{\chi_6}{\phi_6} \right)^2 + \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right) \left[ \left( \frac{1-\chi_7}{1-\phi_7} \right)^2 - \left( \frac{1-\chi_6}{1-\phi_6} \right)^2 \right] \right\}, \quad (4)$$

где  $\chi$  и  $\phi$  – массовое и объемное паросодержание в процессе 6–7, а

$$\Delta \mathcal{E}_{эд} = \dot{V}_э g [\rho'(1-\bar{\phi}) + \rho''\bar{\phi}], \quad (5)$$

где  $H_{и}$  – высота испарителя;  $\bar{\Phi}$  – среднее по поверхности объемное паросодержание.

Не останавливаясь на деталях, фактически аналогично ведется расчет суммарных потерь давления  $\Delta P_k$  в конденсаторе.

С учетом неизобарности процесса конденсации на участке 3–4 удельная теплота конденсации определяется как

$$q_{\dot{\epsilon}} = (T_3 - 0,5\Delta T_{\dot{\epsilon}})(S_3 - S'_4), \quad (6)$$

где  $\Delta T_k$  – уменьшение температуры кипения хладагента, эквивалентное величине  $\Delta P_k$ ;  $S'_4$  – энтропия кипящего хладагента, соответствующая температуре  $T'_4 = T_4 - \Delta T_k$ .

Индикаторная работа, затрачиваемая в компрессоре, определялась как

$$l_{\dot{\epsilon}p} = \eta_i (i_1 - i_2). \quad (7)$$

Обобщение результатов многочисленных экспериментальных исследований позволило авторам работы [11] получить для определения индикаторного КПД  $\eta_i$  соотношение вида

$$\eta_i = 0,7 + 0,0732\pi - 0,011\pi^2 + 4,21 \cdot 10^{-4} \pi^3, \quad (8)$$

где  $\pi = P_2/P_1$  – степень сжатия в компрессоре.

Холодильный коэффициент определяется из известного [6] выражения

$$\epsilon = \frac{q_{\dot{\epsilon}}}{l_{\dot{\epsilon}p}}. \quad (9)$$

В общем виде выражение для потерь давления в  $i$ -м элементе трубной обвязки на участках (см. схему на рис.1)  $ab$ ,  $cd$ , и  $gh$  с учетом потерь на трение, местных сопротивлений, ускорения потока и нивелирного напора, можно записать как

$$\Delta D_i = \frac{(\rho v^2)_i}{2} \left[ \xi_i C_i \frac{L_i}{d_i} + \xi_{i,i} + 2\rho_i \left( \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right)_i \right] + (\rho_1 - \rho_2)_i gh_i, \quad (10)$$

где  $\xi_i$  – коэффициент сопротивления трения;  $C_i$  – поправочный коэффициент на естественную шероховатость труб, значения которого принимались в соответствии с [1];  $\xi_{mi}$  – коэффициент местного сопротивления;  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – средние значения плотности хладагента на входе и выходе участка трубопровода;  $h_i$  – пьезометрическая высота участка;  $v$  – скорость потока, определяемая из уравнения неразрывности при среднем значении  $\rho$  на рассматриваемом участке.

При заданной температуре в испарителе сопротивление трубопроводной связи на участке  $ef$  (см. рис. 1) можно не рассматривать, так как оно входит в общий сброс давления в регулирующем органе. Кроме того, при расчете внешних характеристик ХМ принимается [12], что пропускная способность дроссельного устройства, обеспечивающего необходимый перепад давлений между конденсатором и испарителем, соответствует расходу хладагента через испаритель, что практически всегда обеспечивается

в условиях эксплуатации. Это позволяет исключить характеристику дросселирующего устройства из общей системы уравнений, описывающих работу ХМ.

Очевидно, что приведенные уравнения (1)–(10) дополняются известными соотношениями для коэффициентов  $\xi$  и  $\xi_m$ , соотношениями для плотности двухфазной среды, а также эмпирическими соотношениями для термодинамических свойств и теплофизических характеристик хладагентов [13, 14].

Не останавливаясь на технологии проведения численного эксперимента, включающего соответствующие итерационные процедуры, рассмотрим основные результаты анализа влияния неизобарности процессов в основных блоках и трубных связях ХМ на ее эффективность.

Анализ уравнений, образующих расчетную базу ХМ, показал, что можно выделить порядка двенадцати независимых факторов, взаимосвязанное влияние которых определяет эффективность общего процесса производства холода. В рамках настоящей статьи рассмотрим на первом этапе лишь влияние таких факторов, как длина и диаметр элементов трубной обвязки при использовании различных хладагентов. При этом заданными будем считать: холодопроизводительность  $Q_0 = 10$  кВт, температуру испарения  $t_{и} = -15^\circ\text{C}$ , температуру конденсации  $t_{к} = 30^\circ\text{C}$ . Анализ ограничим, во-первых, установлением зависимости потерь давления  $\Delta P_B$  во всасывающей,  $\Delta P_H$  нагнетательной и  $\Delta P_{ж}$  жидкостной линиях от диаметров  $d$  и длин  $L$  этих линий и, во-вторых – определением связи холодильного коэффициента  $\varepsilon$  с величинами  $\Delta P$ ,  $d$  и  $L$  в указанных трех линиях для различных хладагентов: R22, R134a, R717.

Ниже приведены графики, иллюстрирующие результаты расчетов.

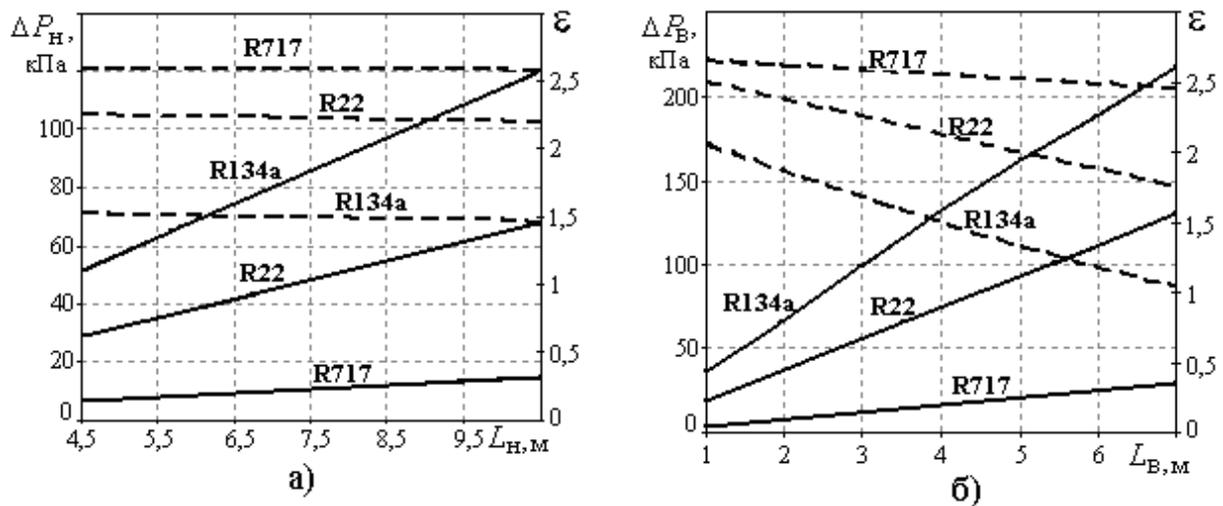


Рисунок 2 – Влияние длины соединительных линий на потери давления  $\Delta P$  и холодильный коэффициент  $\varepsilon$

а) линия нагнетания ( $d_H=0,015$  м;  $d_{ж}=0,012$  м;  $L_{ж}=6,8$  м;  $d_{вс}=0,012$  м;  $L_{вс}=3,0$  м;  $d_{и}=0,009$  м;  $L_{и}=7,0$  м); б) линия всасывания ( $d_{вс}=0,012$  м;  $d_{ж}=0,012$  м;  $L_{ж}=6,8$  м;  $d_{наг}=0,015$  м;  $L_{наг}=4,5$  м;  $d_{и}=0,009$  м;  $L_{и}=7,0$  м).

————— —  $\Delta P = f(L)$ ;      - - - - - —  $\varepsilon = f(L)$

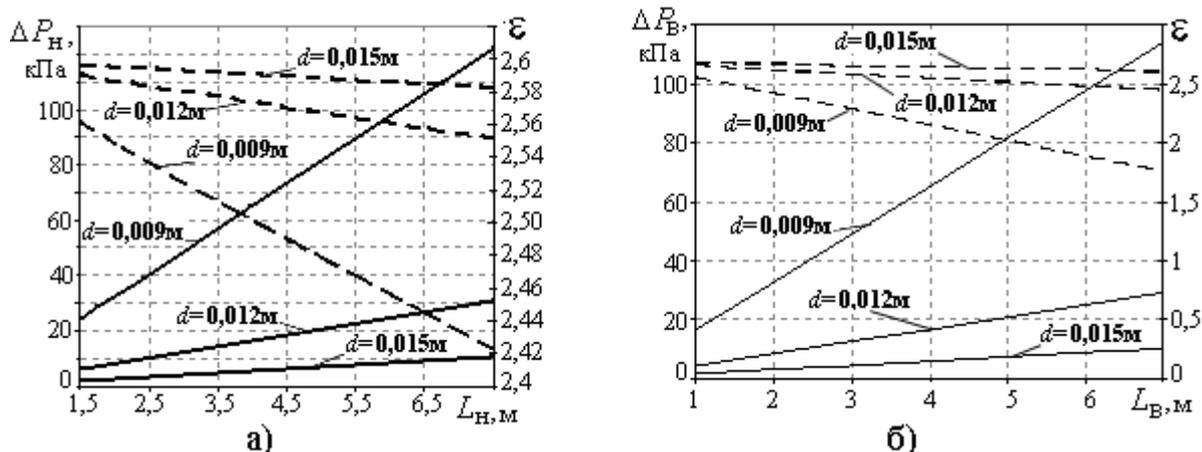


Рисунок 3 – Влияние диаметров соединительных линий на потери давления  $\Delta P$  и холодильный коэффициент  $\epsilon$  для хладагента R717

а) линия нагнетания ( $d_b=0,012$  м;  $L_b=3,0$  м;  $d_{ж}=0,012$  м;  $L_{ж}=6,8$  м;  $d_n=0,009$  м;  $L_n=7,0$  м); б) линия всасывания ( $d_n=0,015$  м;  $L_n=4,5$  м;  $d_{ж}=0,012$  м;  $L_{ж}=6,8$  м;  $d_b=0,009$  м;  $L_b=7,0$  м)

—————  $-\Delta P = f(L)$ ;      - - - - -  $-\epsilon = f(L)$

Расчет показал, что потери давления в жидкостной линии  $\Delta P_{ж}$  практически не оказывают влияния на эффективность ХМ. Поэтому на рис. 4 приводятся лишь величины  $\Delta P_{ж}$  в функции длины  $L_{ж}$  для различных хладагентов, а на рис. 5 даны зависимости от варьруемых диаметров  $d_{ж}$  этой линии для R717.

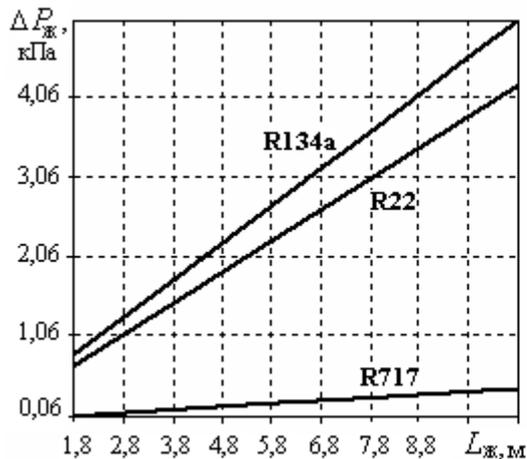


Рисунок 4 – Потери давления в жидкостной линии  $\Delta P_{ж} = f(L_{ж})$  при:  $d_{ж}=0,012$  м;  $d_b=0,012$  м;  $L_b=3,0$  м;  $d_n=0,015$  м;  $L_n=4,5$  м;  $d_n=0,009$  м;  $L_n=7,0$  м

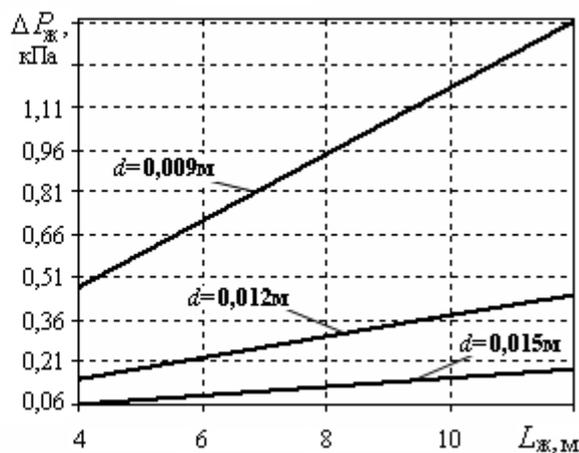


Рисунок 5 – Потери давления в жидкостной линии  $\Delta P_{жл} = f(L_{жл})$  для R717 при:  $d_n=0,015$  м;  $L_n=4,5$  м;  $d_b=0,012$  м;  $L_b=3,0$  м;  $d_n=0,009$  м;  $L_n=7,0$  м

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. Сформированная система уравнений, описывающая термодинамические и гидродинамические процессы в одноступенчатой парокомпрессионной установке, позволила впервые комплексно проанализировать влияние потерь давления в элементах трубной обвязки и неизобарности испарения и конденсации хладагента на эффектив-

ность ХМ.

2. Сравнительная количественная оценка степени влияния потерь давления в трубных элементах, связывающих основные блоки холодильной машины, показала, что указанное влияние существенно зависит от вида хладагента. Так, при прочих равных условиях потеря давления при использовании аммиака (R717) оказывается почти в 7 раз ниже, чем при использовании R134a. Соответственно, холодильный коэффициент для R717 в 1,7 раза выше, чем для R134a. Это обстоятельство еще раз подтверждает преимущество холодильных станций, на которых аммиак используется в качестве хладагента.

3. Для одного и того же хладагента, к примеру, для R717 зависимость потерь давления  $\Delta P$  и холодильного коэффициента  $\epsilon$ , найденных при прочих равных условиях для обвязки, выполненной из труб различного диаметра, имеет нелинейный характер. Так, на нагнетательной линии уменьшение диаметра трубы в 1,7 раза приводит к увеличению  $\Delta P$  в 12 раз, при этом холодильный коэффициент  $\epsilon$  уменьшается на 6%. Аналогичное изменение  $d$  на линии всасывания вызывает изменение  $\Delta P$  в 9 раз, в то время, как величина  $\epsilon$  уменьшается почти в 1,5 раза.

4. Разработанная методика расчета может без существенных изменений в структуре системы уравнений быть использованной при решении целого ряда оптимизационных задач, связанных с повышением эффективности как холодильных машин, так и теплонасосных установок.

#### Обозначения

$q_x$  – удельная холодопроизводительность, кДж/кг;  $\chi$  и  $\phi$  – массовое и объемное паросодержания;  $P$  – абсолютное давление, кПа;  $q_k$  – удельная теплота конденсации, кДж/кг;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  – скорость, м/с;  $d$  – диаметр, м;  $L$  – длина, м.

Индексы: и – испаритель; к – конденсатор; кр – компрессор; н – нагнетательная линия; в – всасывающая линия; ж – жидкостная линия.

#### Литература

1. Володин В.И., Здитовецкая С.В. Влияние гидродинамики тракта обвязки теплового насоса на его тепловую эффективность //Труды БГТУ. Сер.Ш. Химия и технология неорганических веществ. – 2005. – Вып. XIII. – С. 166–169.
2. Володин В.И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины // Холодильная техника. – 1998. – №2. – С. 8–10.
3. Нимич Г.В., Михайлов В.А., Бондарь Е.С. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха. – К.: Аванпост Прим, 2003. – 626 с.
4. Холодильные установки / Чумак И.Г., Чепурненко В.П., Чуклин С.Г. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 344 с.
5. Учебник по холодильной технике / В. Маяке, Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. – М.: Московский университет, 1998. – 1138 с.
6. Курьлев Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. – Л.: Машиностроение, 1970. – 672 с.
7. Domansk P.A., Didiou D.A. Performance of R22 alternative refrigerants in a system with cross-flow and counter-flow heat exchangers. NISTIR 5945, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 1997. – 32 p.
8. Братута Э.Г., Харлампиди Д.Х., Шерстюк В.Г. Влияние неизобарности про-

цессов конденсации и испарения на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов // Вестник НТУ «ХПИ». Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006.

9. Chwla J.M., Thaw E.A. // Kaltetechnik-Klinatisierung. – 1967. Bd.19. – №10. – pp.28–32.

10. Теплообменные аппараты холодильных установок / Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.

11. Ларкин Д.К., Проценко В.П. Применение ЭВМ для расчета коэффициента преобразования теплонасосных установок с поршневым компрессором // Промышленная энергетика. – 1988. – №7. – С. 39–41.

12. Быков А.В., Кальнин И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы. – М.: Агропромиздат, 1988. – 287 с.

13. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник. Холодильная техника / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Пищепром, 1980. – 232 с.

14. Перельштейн И.И. Термодинамические свойства важнейших рабочих веществ холодильных машин // Труды ВНИИХИ. – 1976. – 51 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Volodin V.I., Zditovetskaya S.V. Vliyanie gidrodinamiki trakta obvyazki teplovogo nasosa na ego teplovuyu effektivnost Trudyi BGTU. Ser.Sh. Himiya i tehnologiya neorganicheskikh veshchestv. - 2005. - Vyip. HSh. - p. 166-169.

2. Volodin V.I. Kompleksnyiy podhod k raschetu parametrov kompressionnoy holodilnoy mashinyi Holodilnaya tehnika. - 1998. - #2. - p. 8-10.

3. Nimich G.V., Mihaylov VA., Bondar E.S. Sovremennyye sistemyi ventilyatsii i konditsionirovaniya vozduha. - K.: Avanpost Prim, 2003. - 626 p.

4. Holodilnyie ustanovki Chumak I.G., Chepurnenko V.P., Chuklin S.G. - M.: Legkaya i pischevaya promyshlennost, 1981. - 344 p.

5. Uchebnik po holodilnoy tehnike V. Mayake, Yu. Ekkert, Zh.-L. Koshpen. - M.: Moskovskiy universitet, 1998. - 1138 p.

6. Kuryilev E.S., Gerasimov N.A. Holodilnyie ustanovki. - L.: Mashinostroenie, 1970. - 672 p.

7. Domansk P.A., Didiou D.A. Performance of R22 alternative refrigerants in a system with cross-flow and counter-flow heat exchangers. NISTIR 5945, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 1997. - 32 p.

8. Bratuta E.G., Harlampidi D.H., Sherstyuk V.G. Vliyanie neizobarnosti protsessov kondensatsii i ispareniya na energeticheskie pokazateli holodilnyih mashin i teplovyih nasosov Vestnik NTU «HPI». Novyye resheniya v sovremennyih tehnologiyah. - Harkov: NTU «HPI», 2006.

9. Chwla J.M., Thaw E.A. Kaltetechnik-Klinatisierung. - 1967. Bd.19. - #10. - pp.28-32.

10. Teploobmennyye apparatyi holodilnyih ustanovok Danilova G.N., Bogdanov S.N., Ivanov O.P. i dr. - L.: Mashinostroenie, 1986. - 303 p.

11. Larkin D.K., Protsenko V.P. Primenenie EVM dlya rascheta koeffitsienta preobrazovaniya teplonasosnyih ustanovok s porshnevyim kompressorom Promyshlennaya energetika. - 1988. - #7. - p. 39-41.

12. Byikov A.V., Kalnin I.M., Kruze A.S. Holodilnyie mashinyi i teplovyie nasosyi. - M.: Agropromizdat, 1988. - 287 p.

13. *Термодинамические основы получения искусственного холода: Справочник. Холодильная техника* Под ред. А.В. Быкова. - М.: Писчепром, 1980. - 232 п.

14. *Перелштын И.И. Термодинамические свойства важнейших рабочих веществ холодильных машин* Труды ВНИИ. - 1976. - 51 п.

УДК 620.9: 657.471

Братуга Е.Г., Шерстюк В.Г., Харлампиді Д.Х.

**АНАЛІЗ ВПЛИВУ ОПІРУ З'ЄДНУЮЧИХ ТРУБОПРОВІДІВ  
ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЇЇ ЕФЕКТИВНІСТЬ**

На підставі зформованої системи рівнянь, яка описує термодинамічні та гідродинамічні процеси в холодильній парокompресійній одноступеневій машині, виконано чисельний експеримент щодо впливу опіру трубопровідної об'язки на холодильний коефіцієнт при використанні хладагентів R22, R124a і R717.

УДК 696,41

Товажнянский Л.Л., Данилов Ю.Б., Перцев Л.П., Морозов А.Е.

## ТЕПЛОТДАЧА НЕСЖИМАЕМОЙ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ ПРИ ТЕЧЕНИИ В МЕЖПЛАСТИННОЙ ПОЛОСТИ СЕТЧАТО-ПОТОЧНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Обзор научно-технической литературы последних лет, касающейся проблем энергосбережения и интенсификации процессов теплообмена, показывает высокий исследовательский интерес к раскрытию механизма возникновения вихревых образований в сплошных средах, их взаимодействия с потенциальными потоками и влияния на формирование пограничных слоев на твердых непроницаемых поверхностях.

Представление о гидродинамической структуре потока (при вынужденной конвекции) позволяет выяснить влияние турбулизаторов и, следовательно, реальные соотношения затрат энергии на развитие турбулентного потока и теплоотдачу, а также определить области, в которых увеличение количества турбулентных пульсаций окажет наибольший эффект на процесс теплообмена.

Известно, что теплоотдачу к стенкам канала лимитирует в основном, тепловой пограничный слой. Турбулентная теплопроводность в нем по сравнению с ее значениями в ядре потока мала, а плотность теплового потока близка к максимальной. Поэтому представляется целесообразным увеличивать  $\lambda_r$  не во всем потоке, а лишь около теплопередающей стенки, что способствует существенному снижению удельных затрат кинетической энергии потока при передаче целевой тепловой энергии.

На рис.1, например, показана сравнительная теплоэнергетическая эффективность наиболее широко известных теплообменных аппаратов.

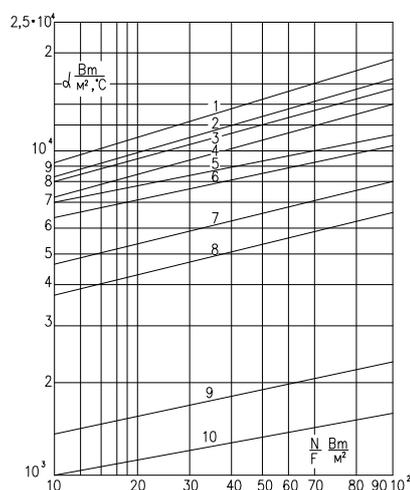


Рисунок 1 – Сравнительная теплоэнергетическая эффективность ряда типовых конструкций теплообменных аппаратов:

1 – пластинчатый теплообменник модели 0,5 "Елка"; 2 – пластинчатый теплообменник типа «Шевронный»; 3 – пластинчатый теплообменник 0,3 "Елка"; 4 – пластинчатый теплообменник со штампованными полусферами; 5 – пластинчатый теплообменник с широкими наклонными гофрами; 6 – пластинчатый теплообменник с горизонтальными гофрами; 7 – пластинчатый теплообменник с мелкими наклонными гофрами синусообразного сечения; 8 – спиральный теплообменник с цилиндрическими упорными штырями; 9 – теплообменник кожухотрубчатого типа ТН; 10 – теплообменник пластинчато-ребристый с прямыми ребрами

Сравнение коэффициентов теплоотдачи и удельных затрат энергии в различных конструкциях промышленных теплообменных аппаратов идентичного назначения проведено по опытам УКРХИММАШ'а и каталогам фирм. В качестве модельной жидкости использовалась вода при средней температуре потока 50 °С.

Анализ показал, что пластинчатые теплообменные аппараты с гофрированной поверхностью нагрева в виде прямолинейных наклонных каналов имеют значительно более высокую интенсивность теплоотдачи при тех же затратах энергии, чем трубчатые, спиральные и другие известные конструкции широкого промышленного назначения.

Особо следует отметить высокую эффективность и универсальность сетчатопоточных пластинчатых теплообменников представляющих собой, как известно, пакеты штампованных гофрированных пластин (иногда подобных печатным платам – при изготовлении электрохимическим способом), имеющих прямолинейные наклонные каналы. Этот вид теплообменников (в аналитическом плане) интересен еще тем, что в зависимости от значений конструктивных параметров он может представлять различные виды теплообменников.

Так, к примеру, при:  $\varphi_1 = 0$ ,  $\alpha_1 = \text{const}$  он представляет трубчатый (ламельный) теплообменник;

$\varphi_1 = \pi/2$ ,  $\alpha_1 = \text{const}$  – ленточно-поточный теплообменник;

$\varphi_1 = 0$ ,  $\alpha_1 = 0$  – щелевой теплообменник с гладкими пластинами;

$\varphi_1 \neq 0$ ,  $\varphi_1 \neq \pi/2$ ,  $\alpha_1 = \text{const}$  – сетчато-поточный теплообменник.

Здесь:  $\varphi_1$  – угол наклона гофры (канала) к продольной оси пластины;  $\alpha_1$  – угол наклона боковой стенки гофры к плоскости пластины.

В трубчатых и щелевых каналах поток характеризуется одномерным движением, в ленточно-поточных двумерным – (в виде извилистой плоской ленты), в сетчатопоточном трехмерным, при котором поток обтекает по винтовым извилистым линиям опорные точки соприкасающихся вершинами гофр двух пластин, изображенных на рис. 2.

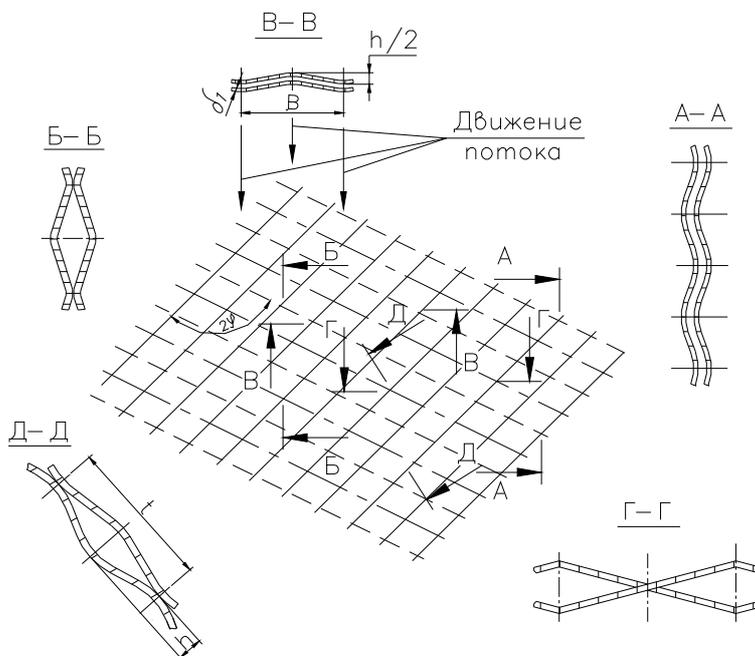


Рисунок 2 – Формы сечений межпластинных каналов сетчато-поточного типа

Экспериментальные исследования гидродинамики движения в межпластинных каналах опытных образцов и прозрачных моделей (с использованием скоростной киносъемки и лазерной фотохромной визуализации) позволили получить общую картину структуры потоков, поля распределения скоростей и локальных давлений. Модельные и натурные испытания образцов показали высокую конкурентоспособность конструкций [2,5].

Межпластинная полость образуется парой унифицированных пластин. Продольные ряды точек контакта вершин гофр образуют границы элементарных каналов, в пределах которых, по условиям симметрии, движется теплоноситель. Траектория движения теплоносителя в элементарных каналах представляет собой сжатые в плоскости две винтовые линии, характерными особенностями которых являются попеременные переходы теплоносителя (на продольных границах канала) с одной пластины на другую.

Таким образом, рассматривая движение потока на участке прямолинейного наклонного канала гофра одной из пластин в границах поступления на него теплоносителя с парной пластины, движение по гофру и схода на парную пластину у следующей границы симметрии потоков, можно представить его в виде потенциального плоского потока, определяемого взаимодействием с источником и стоком, расположенными у границ рассматриваемого участка гофра. Реальный поток в извилистом канале пластинчатого теплообменника можно представить структурно синтезированным в виде набора элементов его прямолинейных участков с плоскопараллельным движением, соединенных между собой в местах размещения источников и стоков таким образом, что сток одного элемента является источником для последующего, создавая условия многократного стока и нового формирования пограничного слоя (рис. 3).

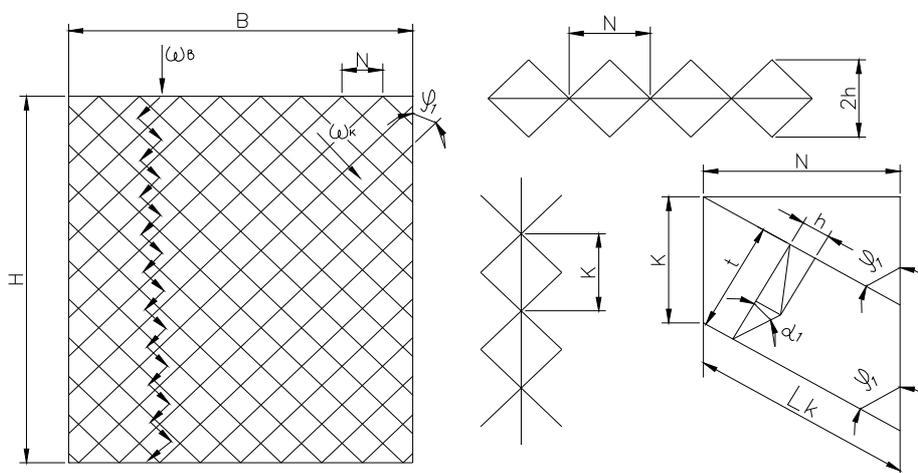


Рисунок 3 – Схема движения потока

$B$  – ширина пластины, м;  $H$  – высота гофрированного поля пластины, м;  $t$  – шаг гофрировки, м;  $h$  – высота гофра, м;  $\phi_1$  – угол наклона гофр к продольной оси пластины, град

Расчет теплоотдачи и трения для описанного плоскопараллельного течения несжимаемой жидкости сводится к решению следующих задач гидродинамики [3]:

– потенциального течения по ячейке (длиной  $L_k$ ) плоскопараллельного потока со скоростью  $W_k$ , наложенного на источник и сток по границам канала, в виде комплексной функции [1,3];

$$\varphi + i \cdot \psi = W_k \cdot \left\{ \delta + \frac{h}{4\pi} \ln \sqrt{\frac{(x+b/2)^2 + \delta^2}{(x-b/2)^2 + \delta^2}} + i \cdot \left( \delta + \frac{h}{4\pi} \left( \operatorname{arctg} \frac{\delta}{x + \frac{b}{2}} - \operatorname{arctg} \frac{\delta}{\delta - \frac{b}{2}} \right) \right) \right\}$$

где  $\varphi$  – потенциал скорости;  $\psi$  – функция тока,

$$W_k = \frac{d\omega}{dx},$$

– поперечной подкрутки потока, определяемой интенсивностью вихревого слоя, встраиваемого в место изменения скоростей потоков у ядра вихря;

По [5] составляющая скорости в направлении оси X представлена на рис. 4.

$$W_x = (W_k - W_n) \cdot \left( 1 + \frac{y - r_0}{\delta} \right) + W_n;$$

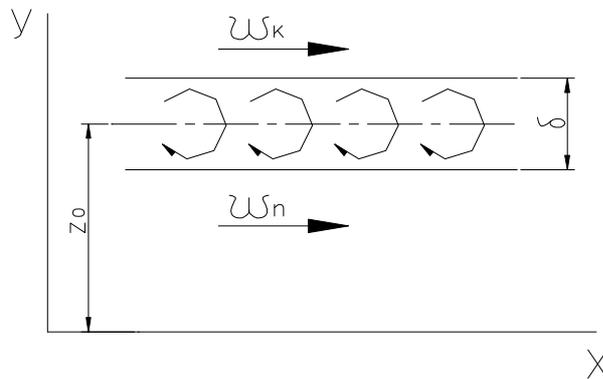


Рисунок 4 – Схема вихревого слоя

Тогда вихрь скорости, имеющий направление, перпендикулярное плоскости XOY, можно представить в виде

$$\operatorname{rot} W = \Omega_z = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial W_\delta}{\partial x} - \frac{\partial W_x}{\partial \delta} \right) = \frac{W_k - W_n}{\delta}.$$

Внутри слоя угловая скорость вращения частиц  $\Omega$  имеет постоянное значение, отличное от нуля, вне слоя  $\Omega = 0$ ; по теореме Стокса, циркуляция по замкнутому контуру равна удвоенной интенсивности вихря

$$\oint_{(L)} W_x \cdot dS = 2 \int_{(\sigma)} \Omega_z \cdot d\sigma.$$

Интегрирование позволяет получить значение скорости поперечной подкрутки потока в канале (рис. 5) [3,5]

$$W_n = W_k \cdot \sin 2\varphi \frac{1 + \sin 2\alpha}{1 + \sin 2\alpha + \pi/2 \cdot \cos \alpha}.$$

$$\sin(l\tilde{ds}) = \sin \Theta;$$

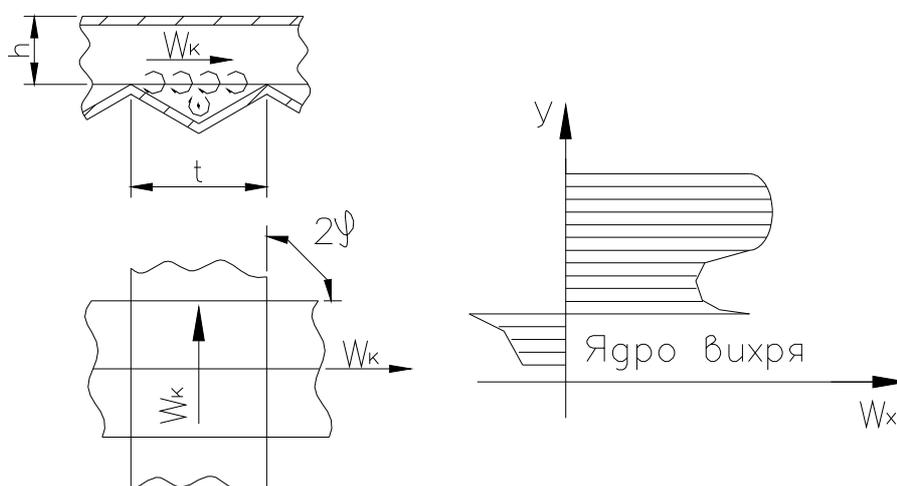


Рисунок 5 – Скорость поперечной подкрутки

– добавочная продольная скорость вдоль ячейки, индуцированная вихревым слоем (рис. 6) определяется зависимостью Био-Савара [3].

Как было показано выше, распределение скоростей в вихревом слое определяется зависимостью [3]

$$W_x = (W_k - W_{i\delta}) \left( 1 + \frac{y - r_0}{\delta} \right) + W_{i\delta}.$$

Здесь  $W_{пр}$  – проекция скорости  $W_k$  на направление движения среды в канале смежной пластины

$$W_{i\delta} = W_k \cdot \cos 2\varphi.$$

Вначале рассмотрим скорость, индуцированную вихревой нитью длиной, равной шагу гофра, в точке, расположенной на середине высоты канала, а затем учтем влияние всего вихревого слоя по длине ячейки  $L_k$ .

По Био-Савару, [3] дифференциальная форма индуцированной вихрем скорости

$$dW_u = \frac{\tilde{A}}{4\pi} \cdot \frac{\sin(l\tilde{ds})}{l^2},$$

где

$$l = \frac{h}{2 \sin \Theta};$$

$$ds = \frac{l d\Theta}{\sin(\Theta + d\Theta)} \approx \frac{hd\Theta}{\sin^2 \Theta}.$$

Подставляя значения геометрических параметров, получаем

$$dW_u = \frac{\tilde{A}}{4\pi} \cdot \frac{\sin \Theta d\Theta}{h}.$$

Поскольку

$$\tilde{A} = \int_{(\sigma)} \Omega d\sigma = L_k (W_k - W_{i\delta}),$$

дифференциал индуцированной скорости можно записать в виде

$$dW_u = \frac{W_k - W_{i\delta}}{8\pi^2} \cdot \sin \Theta d\Theta$$

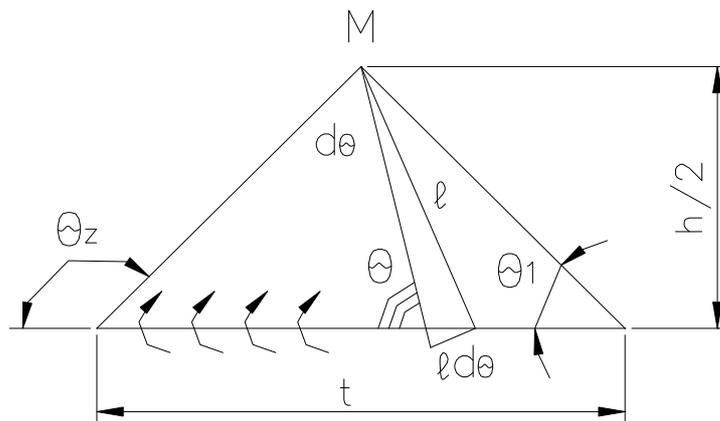


Рисунок 6 – Схема расчета скорости, индуцируемой вихревой нитью

Интегрируя от  $\Theta_1$  до  $\Theta_2$ , получаем скорость, индуцируемую в точке М отрезком вихря длиной t

$$W_u = \frac{W_k - W_{i\delta}}{8\pi^2} (\cos \Theta_1 - \cos \Theta_2).$$

Поскольку  $W_{пр} = W_k \cos 2\varphi$ ,  $\Theta_1 = \pi - \Theta_2 = \alpha_1$ ,  $\alpha_1 = \arctg(h/t)$ , то, окончательно, скорость, индуцируемая одной вихревой нитью в точке М, имеет вид

$$W_u = \frac{W_k}{2\pi^2} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha_1.$$

Определим влияние всего вихревого слоя ячейки на величину индуцируемой скорости в рассматриваемой точке.

Применяя теорему Стокса-Гельмгольца, увязывающую циркуляцию  $\Gamma$  по замкнутому контуру в канале (в плоскости, проходящей через вершину канала и перпендикулярной плоскости пластин) с интенсивностью вихря  $J$ , охватываемого контуром, и упрощая запись уравнений за счет исключения слабо влияющих величин, можно получить приближенное значение циркуляции в потоке на единичной длине канала

$$\tilde{A}_1 \approx \frac{h}{2\pi} (W_k - W_{i\delta}).$$

Определим суммарную индуцированную скорость в точке  $M$ , расположенной на середине высоты канала и середине длины ячейки (рис. 7).

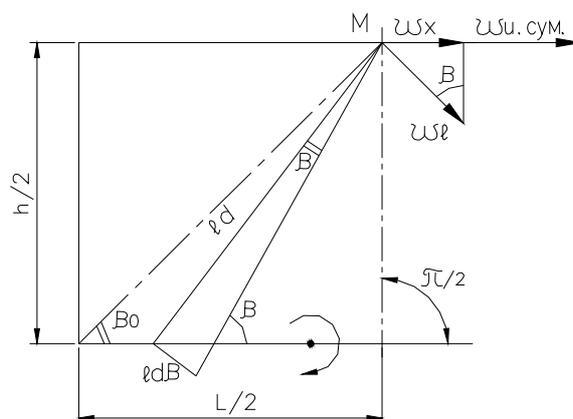


Рисунок 7 – Схема расчета суммарной индуцированной скорости в точке  $M$

Как было показано выше, скорость, индуцируемая вихревой нитью, имеет вид

$$W_u = \frac{W_k}{2\pi^2} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha_1.$$

Значение циркуляции в потоке на единичной длине канала (с учетом того, что  $W_{np} = W_k(1 - \cos 2\varphi)$ ) можно представить в виде

$$\tilde{A}_1 = \frac{W_k h}{2\pi} \sin^2 \varphi.$$

Учитывая, что  $\Gamma = W_u S$ , где  $W_u$  – индуцированная скорость, а  $S$  – путь циркуляции, который можно представить в виде

$$S = \frac{\tilde{A}_1}{W_u} = \frac{W_k \cdot h \cdot \sin^2 \varphi \cdot 2\pi^2}{\pi \cdot W_k \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha} = \frac{2\pi}{\cos \alpha} \cdot h.$$

Скорость, индуцируемая в точке  $M$ , –  $W_1$  в направлении, перпендикулярном  $l$

$$W_1 = \frac{\tilde{A}_1 \cdot \cos \alpha}{2\pi \cdot l} = \frac{W_k}{\pi^2} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1;$$

ее проекция на направление X

$$W_x = \frac{W_k}{\pi^2} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1 \sin \beta_1.$$

После преобразований получаем дифференциальную форму записи изменения индуцируемой элементарным участком вихревого слоя продольной скорости в точке М в функции  $d\beta$

$$dW_x = \frac{W_k \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha_1}{\pi^2} \cdot d\beta.$$

Проинтегрировав от  $\beta_0$  до  $\pi/2$ , получим суммарную индуцированную вихревым слоем ячейки продольную скорость в точке М

$$W_{u.н\ddot{o}i} = \frac{2}{\pi} \cdot W_k \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha_1 \left( \frac{1}{2} - \frac{\beta_0}{\pi} \right).$$

Исходя из предположения, что вдоль ячейки имеет место плоскопараллельный поток и, учитывая несжимаемость жидкости, можно, без существенной погрешности, принять, что все точки полного объема ячейки канала (за исключением пограничного и вихревого слоев) имеют такую же продольную скорость, что и в точке М. В действительности же, как известно, индуцированная скорость в вершине канала несколько ниже, а у основания – выше полученной.

Подставляя полученную суммарную продольную скорость вдоль элементарной ячейки в значение  $\alpha$ , – определяемое по [1] получаем

$$\alpha = Z \frac{[Re_k - XA + 36,9(XA)^{0,625}]^{0,8}}{Re_k^{0,5} \left\{ Re_k^{0,5} + [Re_k - XA + 36,9(XA)^{0,625}]^{0,4} \cdot P \right\}}, \hat{A}\delta/\hat{i}^2 \cdot \hat{E},$$

где

$$Z = 0,037 \cdot C \cdot \rho \cdot W_k;$$

$W_k$  – скорость потока в канале, м/с;  $V$  – объемный расход среды через один межпластинный канал, м<sup>3</sup>/с;  $\rho$  – плотность среды, кг/ м<sup>3</sup>;  $C$  – удельная теплоемкость среды, Дж/(кгК);

$$W_k = \frac{V}{B \cdot h \cdot \cos \varphi};$$

$$P = [(Pr-1) + \ln(0,83 \cdot Pr + 0,17)];$$

$Pr$  – критерий Прандтля;

$$Re_k = \frac{W_k \cdot t}{\nu \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi};$$

$$X = \frac{\sqrt{\frac{t^2}{4h^2} + \cos^2 \varphi}}{\sin \varphi \cdot \cos^2 \varphi};$$

$\nu$  – кинематическая вязкость среды,  $m^2/c$ ;  $X$  – коэффициент формы пластины;

$$\overline{Re}_k = \frac{t \cdot 2W_k \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \alpha_1 \left( \frac{1}{2} - \frac{\beta_p}{\pi} \right)}{\nu \cdot \pi \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}; \quad \operatorname{ctg} \alpha = \frac{t}{2h}; \quad \operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{t}{h}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{h \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi}{t}.$$

#### Литература

1. Товажнянский Л.Л., Павленко В.Ф., Перцев Л.П. Кинематическая модель плоского потенциального течения несжимаемой жидкости в межпластинном канале пластинчатого теплообменника. // Интегровані технології та енергозбереження. Харків НТУ "ХПІ", – 2002.–№2.–С. 65–70.
2. Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А. Применение методов интеграции процессов для энергосбережения в промышленности Украины. // Интегровані технології та енергозбереження. Харків НТУ "ХПІ", – 2002.–№3.–С. 5–7.
3. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика. М. изд. Наука, 1964.
4. Мигай В.К. Об интенсификации конвективного теплообмена в каналах путем изменения искусственной турбулизации потока. – Изв. АН СССР. Серия Энергетика и транспорт. 1965. №6.
5. Данилов Ю.Б. Вихревые течения в каналах сетчато-поточных пластинчатых теплообменников // Интегровані технології та енергозбереження. Харків НТУ "ХПІ", – 2006.–№1.–С. 10–15.

#### Bibliography (transliterated)

1. Tovazhnyanskiy L.L., Pavlenko V.F., Pertsev L.P. Kinematicheskaya model ploskogo potentsialnogo techeniya neszhimaemoy zhidkosti v mezhplastinnom kanale plastinchatogo teploobmennika. Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. Harkiv NTU "HPI", – 2002.–#2.–p. 65–70.
2. Tovazhnyanskiy L.L., Kapustenko P.A. Primenenie metodov integratsii protsessov dlya energosberezheniya v promyishlennosti Ukrainyi. Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. Harkiv NTU "HPI", – 2002.–#3.–p. 5–7.
3. Fabrikant N.Ya. Aerodinamika. M. izd. Nauka, 1964.
4. Migay V.K. Ob intensifikatsii konvektivnogo teploobmena v kanalah putem izmeneniya iskusstvennoy turbulizatsii potoka. – Izv. AN SSSR. Seriya Energetika i transport. 1965. #6.

5. Danilov Yu.B. Vihrevyie techeniya v kanalah setchato-potochnyih plastinchatyih teploobmennikov Integrovani tehnologiyi ta energozberezheniya. Harkiv NTU "HPI", – 2006.–#1.–p. 10–15.

УДК 696.41

Товажнянський Л.Л., Данилов Ю.Б., Перцев Л.П., Морозов О.Є.

**ТЕПЛОВІДДАЧА НЕСТИСЛИВОЇ В'ЯЗКОЇ РІДИНИ ПРИ ТЕЧІЇ  
У МІЖПЛАСТИНЧАСТОМУ ПРОСТОРІ СІТЧАСТО-ПОТОЧНОГО  
ПЛАСТИНЧАСТОГО ТЕПЛОБМІННИКА**

У статті на основі відомих рівнянь гідродинаміки потенційних та вихрових течій струму нестисливої в'язкої рідини побудовані математичні моделі швидкості течії, які дозволяють розрахувати тепловіддачу енергозберігаючого обладнання та підвищити інтенсивність процесу теплообміну.

УДК 546.33

Артемьев С.Р., Шапорев В.П., Дворецкий Д.С.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ РАСПЫЛЕННОГО НАТРИЯ  
В РЕАКТОРЕ (ЗАМКНУТОМ ОБЪЕМЕ)**

Применение технологий быстрого сгорания металлического натрия в промышленных масштабах связано с производством оксидных перекисных соединений натрия и уничтожения отходов производства металлического натрия. Эффективность процесса и качество получаемой продукции в значительной степени зависит от конструкции реакторных систем, способных работать в очень жестких условиях. Создание конструкций (моделей) подобных реакторов и систем в современных условиях является достаточно актуальной задачей.

Такие системы должны быть способны разогревать жидкий металл до нескольких тысяч градусов за секунды, после чего продукты в виде аэрозолей и тумана должны резко охлаждаться и выводиться из реактора. Вышеуказанные экстремальные условия требуют создания специальных реакторов. Реакторы пленочного типа, а также с псевдооживленным слоем для данного процесса не подходят. Считается, что наиболее эффективно процесс можно проводить при интенсивном распылении металла и факельном сжигании [1,2]. При этом для распыления металла используются турбулентно – вихревые форсунки, турбулентно – вихревые форсунки с возможностью вибрации сопла, системы, основанные на эффекте сталкивающихся струй, многоструйные камеры смешения и др. [3,5]. Основная цель применения этих устройств – получение в реакционной камере дисперсий металлов в виде капель размерами от 10 до 1500 мкм, которые легко взаимодействуют с кислородом. Для создания реакторной системы необходимо исследовать процесс горения распыленного металла в замкнутом объеме, то есть в реакторе.

Но, не смотря на то, что процессы горения распыленных металлов достаточно широко используются в промышленности, во многих работах, например, в [6], отмечается, что процесс горения металлов недостаточно изучен, отсутствуют модельные представления, которые адекватно описывают этот процесс. Поэтому экспериментальные исследования данного процесса являются достаточно актуальной задачей.

**Описание экспериментальной установки и методов исследования процесса**

Установка создана в Тамбовском Государственном Техническом Университете (ТГТУ) при поддержке научно-образовательного центра (НОЦ) «ТГТУ-Тамбов НИХИ» Исследования на установке проведены сотрудниками ТГТУ с участием аспиранта НТУ «ХПИ» на основании договоров о совместном сотрудничестве между ТГТУ, НОЦ «ТГТУ-Тамбов НИХИ» и НТУ «ХПИ» от 14.09.2006 г.

На рисунке 1 представлена принципиальная схема экспериментальной установки.

Ниже приведены некоторые характеристики оборудования, в частности: 8 – вертикальный сосуд высокого давления, изготовлен из углеродистой стали диаметром 1 м, высотой – 2 м, объем – 1,5 м<sup>3</sup>, 13 – сопло, которое установлено в днище резервуара, инжектирует натрий в виде направленного вверх конуса под углом 60°.

Термопары установлены в различных местах резервуара. Термопары Cr –Al, диаметр проволоки 0,16 мм, изолированы магниезией и вставлены в трубки из нержа-

веющей стали. Термопары установлены над распылительным соплом на расстояниях 200, 400, 550, 780 мм и по сечению резервуара на расстоянии от его стенки – 0; 100; 200; 300; 400 мм.

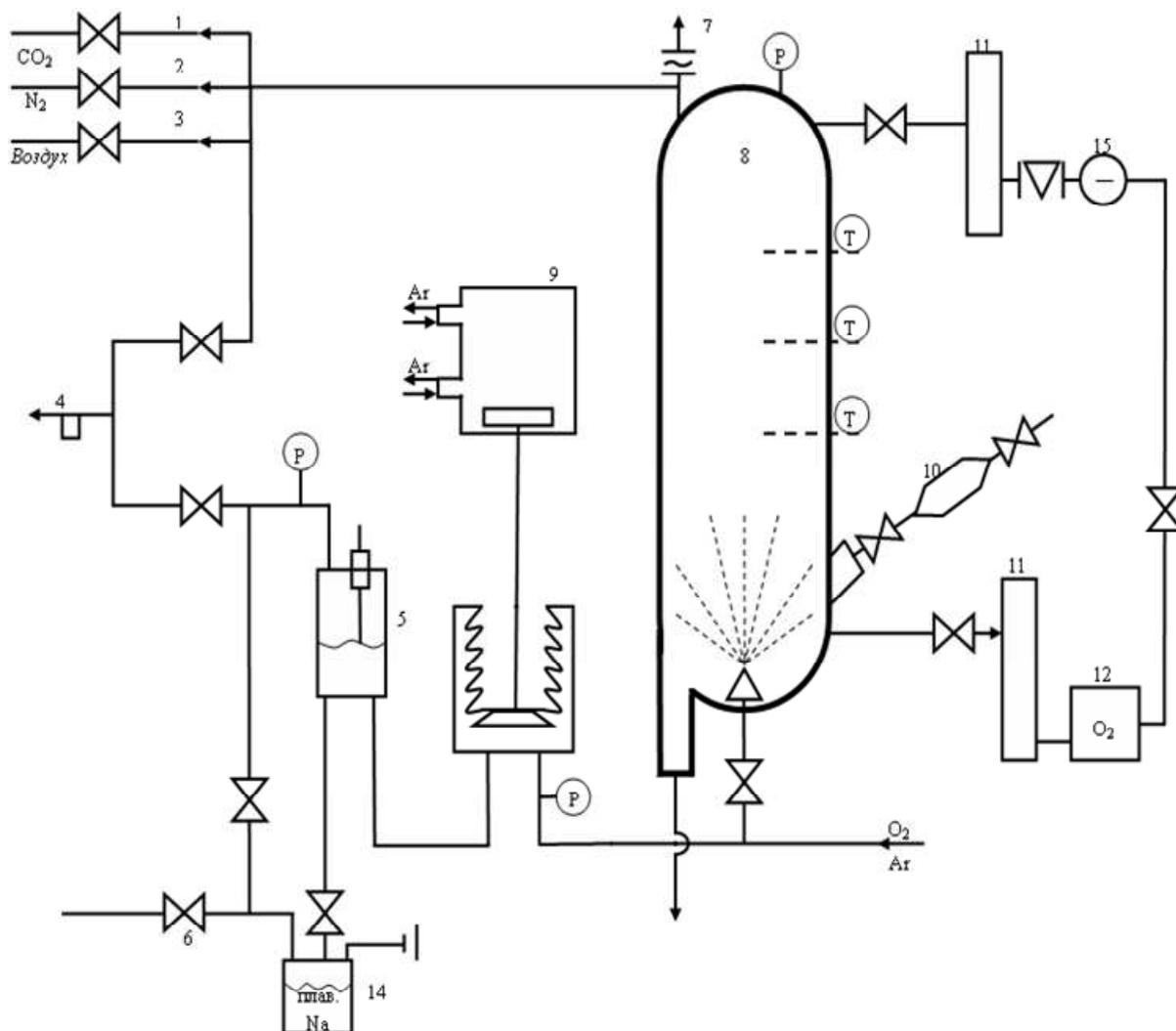


Рисунок 1 – Принципиальная схема экспериментальной установки  
 1, 2, 3 – линии подачи газа, 4 – вакуум – насос, 5 – мерный бак,  
 6 – вентиль для подачи жидкого натрия, 7 – взрывной клапан,  
 8 – корпус реактора (резервуара), 9 – гидроприводной поршневой насос,  
 10 – пробоотборники, 11 – фильтры, 12 – сигнализатор O<sub>2</sub>, 13 – сопло,  
 14 – бак жидкого натрия, 15 – насос для циркуляции O<sub>2</sub>,

В качестве датчиков давления использованы тензодатчики, способные реагировать на быстрые изменения давления от 0 до 1 МПа. Воздух в реактор подавался с расходом 500 см<sup>3</sup>/мин, концентрация O<sub>2</sub> измерялась электрохимическим газоанализатором кислорода, влажность воздуха определялась влагомером по точке росы. Газ, содержащий аэрозоли Na<sub>2</sub>O и Na<sub>2</sub>O<sub>2</sub> отбирался вакууммированным пробоотборником 10 через 1, 10, 100 мин. после распыления Na. Пробы растворяли в чистой обессоленной воде и анализировали с помощью атомно-адсорбционного спектрометра.

Подготовка реактора к работе заключалась в следующем: резервуар 8 вакууммировали посредством 4 до давления 1 мм ртутного столба ( $7,5024 \cdot 10^{-3}$  Па) и заполняли

сухим воздухом. В расходном баке 14 температура расплавленного натрия составляла 160–200 °С.

Для анализа полученных результатов экспериментов необходимо рассмотреть математическую модель процесса горения Na и образования продуктов реакции. Ниже представлены основные положения модели.

**Математическая модель процесса горения Na и образования продуктов реакции**

Согласно теоретическим представлениям [6,7], металлический натрий испаряется с поверхности капли и реакция между парами Na и O<sub>2</sub> воздуха протекает мгновенно, при этом капля (частица) радиусом R расходуется за счет испарения и уменьшается.

На рисунке 2 представлены модель горения единичной капли (частицы), а модель горения распыленной струи в резервуаре представлена на рисунке 3.

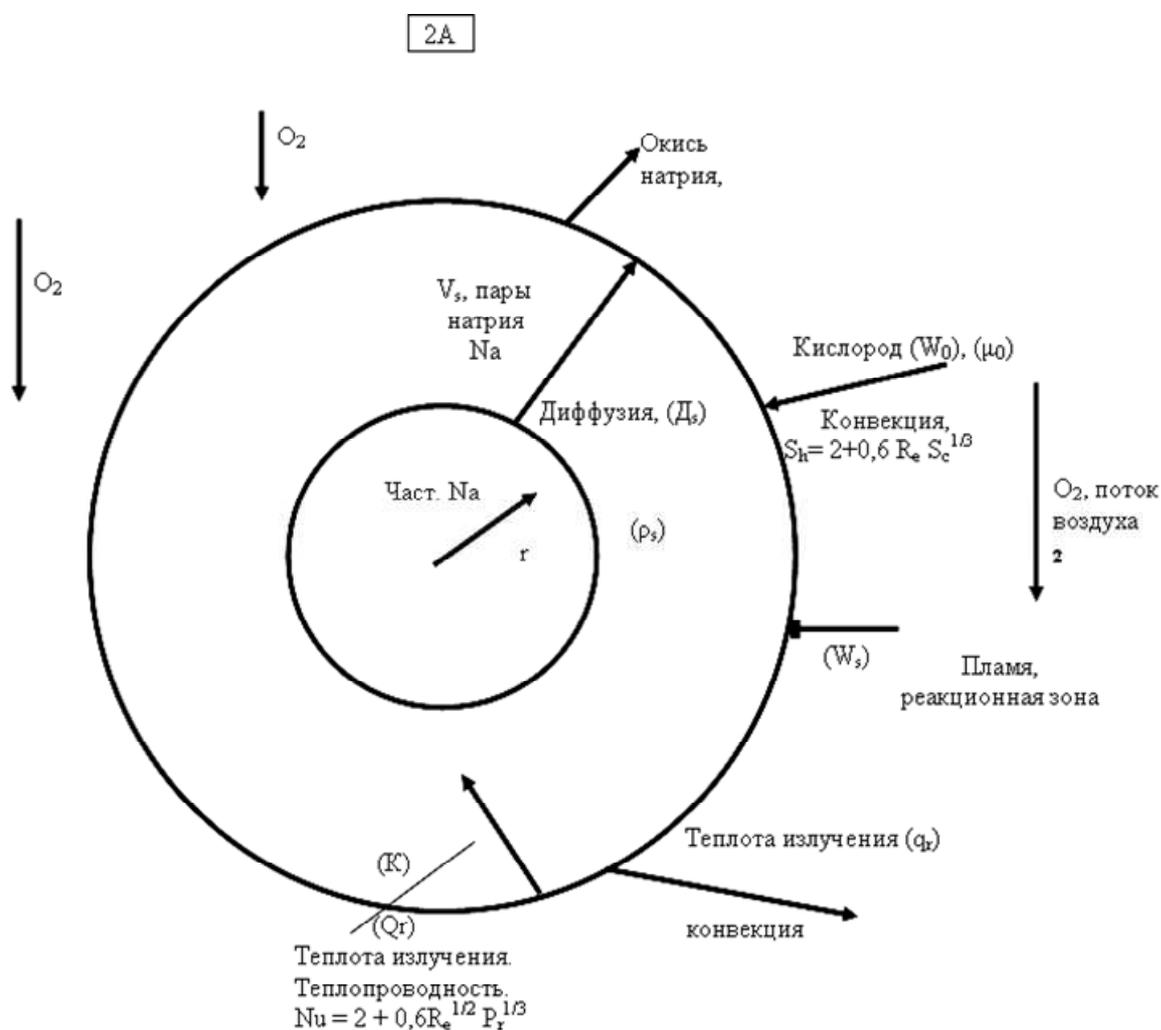


Рисунок 2 – Модель горения единичной частицы

Условные обозначения на рисунке 2 имеют следующие значения: индекс S относится к парам Na,  $\rho_s$  – плотность паров Na,  $V_s$  – массовый поток паров Na от частицы в пламя (реакционную зону),  $W_s$  – скорость горения,  $K$  – удельная теплопроводность,

$qr$  – тепловой поток за счет излучения,  $Wo$  – поток кислорода, поступающий в пламя,  $Mo$  – молекулярный вес кислорода,  $Re$  – критерий Рейнольдса,  $Sc$  – критерий Шмидта,  $Sh$  – критерий Шервуда,  $Pr$  – критерий Прандтля.

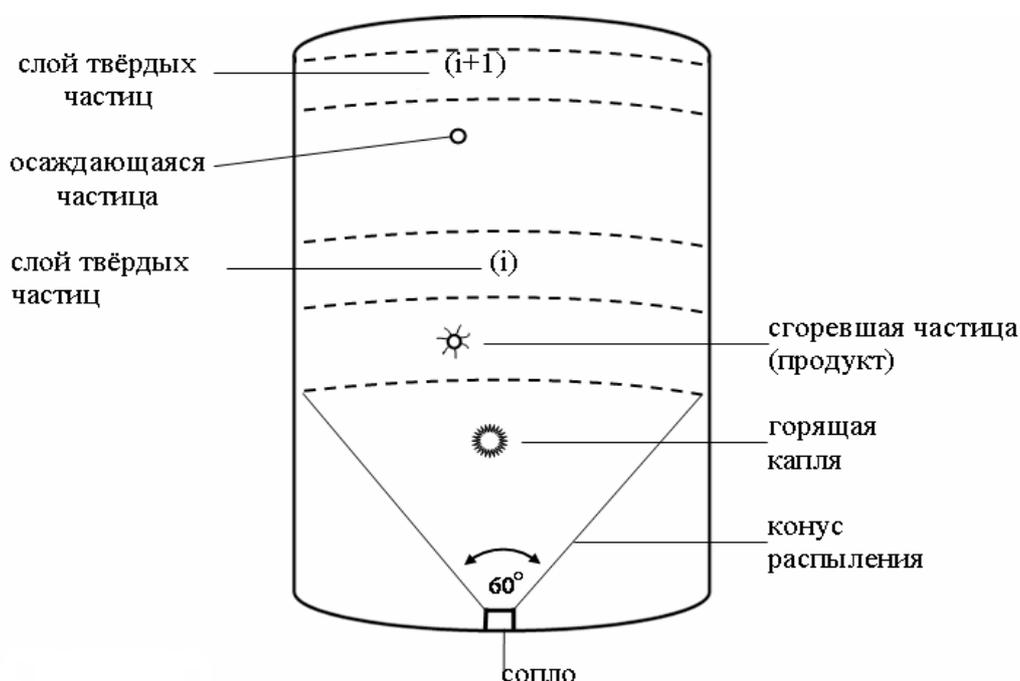


Рисунок 3 – Модель горения распыленной струи в резервуаре

Согласно рисунку 2 тепло – массоперенос внутри пламени описывается уравнением:

$$\frac{d}{dr} r^2 [\rho_s v_s] = \frac{d}{dr} r^2 \left[ \rho_s v_s \gamma_s - \rho_s D_s \frac{d\gamma_s}{dr} \right] = 0. \quad (1)$$

Массовая скорость  $V_s$  связана со скоростью горения частицы  $W_s$  уравнением:

$$W_s = 4\pi r^2 \rho_s V_s. \quad (2)$$

Введем переменную величину:

$$\zeta = \frac{W_s}{4\pi r \rho_s D_s}. \quad (3)$$

Тогда правая часть уравнения (1) будет иметь вид:

$$\frac{d^2}{d\zeta^2} V_s + \frac{d}{d\zeta} V_s = 0. \quad (4)$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$V_s = A_1 + A_2 \exp(-\zeta), \text{ где } A_1 \text{ и } A_2 - \text{const.} \quad (5)$$

Теплопередача за счет теплопроводности от пламени к частице  $N_a$  может быть выражена в виде:

$$\frac{d}{dr} r^2 \rho_s V_s C_{\delta s} T - \frac{d}{dr} r^2 K \frac{dT}{dr} = 0. \quad (6)$$

Введя переменную  $\eta = \frac{W_s C_{\delta s}}{4\pi r K}$  уравнение (6) принимает вид по типу (4) и имеет решение:  $T = B_1 + B_2 \exp^{-\eta}$ , где  $B_1$  и  $B_2$  – const.

Теплопередача за счет излучения представляется уравнением:

$$q_r = 4\pi r_e^2 \varepsilon_1 \sigma_s (T_f^4 - T_1^4), \quad (7)$$

где  $\sigma_s$  – постоянная Стефана – Больцмана,  $\varepsilon_1$  – относительная излучательная способность, индексы  $l$  – жидкая фаза,  $f$  – пламя.

Теплопередача снаружи пламени за счет ускоренной конвекции вокруг сферы может быть описано уравнением Шервурда [8], как функция числа Рейнольдса и числа Шмидта:

$$S_{hr} = 2 + 0,6 Re_c^{1/2} Sc_c^{1/3}. \quad (8)$$

Поток кислорода, поступающий в пламя из потока воздуха, рассчитывается из соотношения:

$$\frac{W_0}{M_0} = 2\pi r_f Sh D_0 N_0 V_0, \quad (9)$$

где  $N_0$  и  $M_0$  – соответственно, молярная концентрация и молярная масса кислорода,  $D_0$  – коэффициент диффузии.

Часть тепла, выделяемая в пламени, передается в окружающий газ в соответствии с соотношением  $N_i$  являясь функцией  $Re_c$  и  $Pr_r$ . [8]:

$$N_i = 2 + 0,6 Re_c^{1/2} Pr_r^{1/3}. \quad (10)$$

Тогда тепловой поток за счет ускоренной конвекции становится равным:

$$Q_c = 2\pi R_f^2 N_i K (T_f - T_g), \quad (11)$$

а поток за счет излучения в окружающий газ:

$$Q_r = 4 \pi R_f^2 \varepsilon_2 \sigma_s (T_f^4 - T_g^4), \quad (12)$$

где  $\varepsilon_2$  – относительная излучательная способность, индекс  $q$  – окружающий газ.

Тепловой и массовый поток в пламени будет описываться на основе химического уравнения:



где  $X$  – доля перекиси.

Массовый поток запишется:

$$\frac{W_s}{M_s} = \frac{1}{4} (1+X) \frac{W_0}{M_0}. \quad (14)$$

Если допустить, что горение натрия происходит почти мгновенно, то это приводит к нулевым концентрациям паров Na и газообразного кислорода:  $V_s = 0$ ;  $V_0 = 0$ .

Тогда теплота сгорания определяется из уравнения:

$$Q_c = 1/2 [(1-x)\Delta H_{\text{Na}_2\text{O}} + X_{\text{Na}_2\text{O}_2}] \frac{W_s}{M_s}. \quad (15)$$

Эта теплота частично расходуется на испарение Na и нагрев паров Na до температуры пламени  $T_f$ , а остальное передается в окружающий газ за счет конвекции и излучения в газообразный кислород, поступающий в пламя.

В результате уравнение теплового баланса можно записать в виде:

$$Q_L - W_s L - W_s C_{ps} (T_f - T_l) = Q_L + Q_r + W_0 C_{po} (T_f - T_q), \quad (16)$$

где  $L$  – удельная теплота парообразования.

### Определение неизвестных параметров

Если известны  $r$  – радиус капли,  $V_p$  – скорость полета капли Na,  $V_0$  – мольная доля  $\text{O}_2$ ,  $T_q$  – температура окружающего газа, то неизвестны:  $W_s$  – скорость горения,  $A_1$ ,  $A_2, B_1, B_2$ , температура частицы Na –  $T_l$ , температура пламени –  $T_f$ . Эти величины вычисляются по уравнениям (1–16) при определенных граничных условиях:

–  $W_s$  определяется при подстановке предположительного значения  $r_f$  в уравнение:

$$\frac{r+x}{4} \frac{W_s}{M_s} = 2\pi r_l f \text{Sh} D_0 N_0 V_0$$

– постоянная  $A$  становится конкретным числом при:

$$W_s = W_s(V_s)_l - 4\pi r_l D_s \left[ \frac{dV_s}{dr} \right]_l.$$

Тогда  $1 + A_2 \exp(-\zeta_f) = 0$  и вычисляется  $A_2$ :

– температура  $T_l$  получается из уравнения  $1 + A_2 \exp(-\zeta_f) = \frac{P_s}{P_g}$ , где  $P_s$  – функция

$T_l, P_g$  – давление газа.

– температура  $T_f$  рассчитывается из уравнения:

$$Q_L - W_s [L + C_{ps}(T_f - T_L)] = [2\pi r_f N_u K + \frac{1+x}{4} M_o C_{po}] (T_f - T_q) + 4 \pi r_f^2 \varepsilon_2 \sigma_s (T_f^4 - T_q^4);$$

– постоянные  $B_1$  и  $B_2$  определяются из уравнений с применением краевых условий:

$$\begin{aligned} B_1 + B_2 \exp(-\eta_l) &= T_l; \\ B_1 + B_2 \exp(-\eta_f) &= T_f. \end{aligned}$$

Проверка предположительного значения  $r_f$  производится по уравнению:

$$W_{sr} = W_s C_{ps}^{-n_l} + 4\pi r_f^2 \varepsilon_1 \sigma_s (T_f^4 - T_q^4),$$

которое выражает теплопередачу к частице  $Na$ , необходимую для испарения жидкой капли.

При расчете горения в резервуаре постулируется, что движение газа между слоями происходит за счет конвекции, а не благодаря расширению газа. Теплопередача от газа к стенке резервуара рассчитывается для каждого слоя. После окончания распыления  $Na$  понижение температуры и давления газа определяется при условии, что все пространство, занятое газом, представляет один слой. Предполагается, что движение частиц натрия, инжектированных из распылительного устройства с начальной скоростью  $V_i$ , подчиняется закону свободного падения. Таким образом, когда высота слоя над устройством составляет величину от  $Z$  до  $\Delta Z$ , то получится:

$$\Delta\tau = \frac{1}{g} \left[ \sqrt{V_i^2 + 2gz} - \sqrt{V_i^2 + 2g(z + \Delta z)} \right]$$

для частицы  $Na$ , проходящей через слой.

Если при горении скорость уменьшения квадрата радиуса капли считать постоянной, то уменьшение размеров частицы  $\Delta r_1$  за время  $\Delta\tau$  приблизительно можно определить по уравнению [9]:

$$\Delta r_e = r_e - \sqrt{r_1^2 - \left( \frac{dr_1^2}{d\tau} \right) \Delta\tau}. \quad (17)$$

Таким образом, частицы меньшего размера выгорают в процессе полета, частицы большего размера не выгорают до столкновения со стенкой резервуара и осаждаются на ней в зоне конуса. Осажденный  $Na$  будет гореть со скоростью, пропорциональной концентрации кислорода в окружающем газе.

В этом случае скорость горения определяется как [9]:

$$W_\alpha = \alpha V_0 W_w, \quad (18)$$

где  $\alpha$  – const,  $W_w$  – скорость осаждения капли  $Na$ .

### Результаты экспериментов и их обсуждение

На рисунке 4 представлены результаты по определению гранулометрии распыленных частиц натрия. Эти результаты получены при изменении концентрации кислорода от 5 до 21 %, при температуре окружающего газа 1000 °С и скорости частиц 2 м/с.

Как видно из рисунка средний размер частиц изменяется в диапазоне от 10 до 600 мкм.

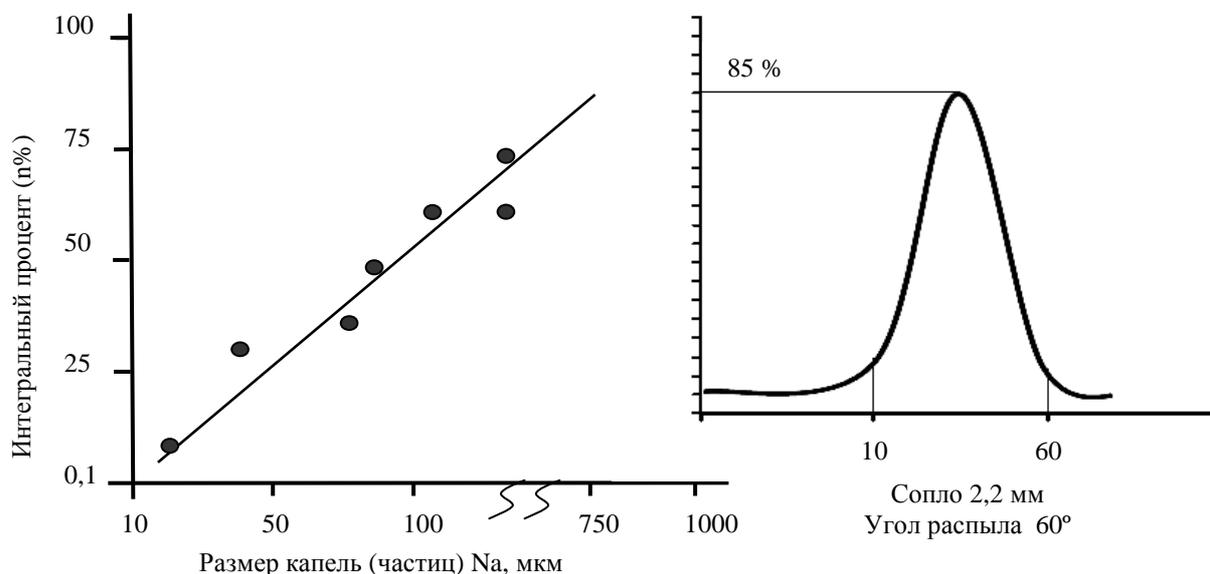


Рисунок 4 – Гранулометрическое распределение распыленного натрия

На рисунке 5 приведены данные по скорости уменьшения квадрата радиуса частицы.

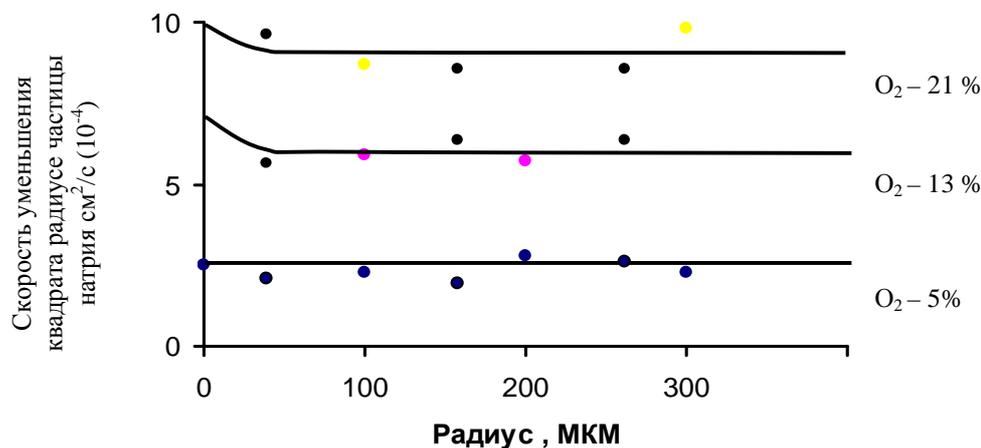


Рисунок 5 – Влияние концентрации кислорода на скорость уменьшения квадрата радиуса частицы

Анализ данных, приведенных на рисунках 4,5, показывает, что производная квадрата радиуса частицы Na во времени не зависит от размеров частицы. Эту связь можно выразить соотношением:

$$\frac{d}{d\tau} r_1^2 \approx k. \quad (19)$$

Величина  $k$  для частиц Na равна примерно  $10^{-4}$  см<sup>2</sup>/с. Следует отметить, что аналогичные взаимосвязи наблюдаются при сжигании распыленной топливной нефти [10], для которой  $k$  равно  $10^{-3}$  см<sup>2</sup>/с.

Различия в величинах  $k$  связано с тем, что Na имеет большую удельную поверхность и теплоту парообразования, чем у нефти, но меньшее давление паров. Учитывая (19), получим, что скорость горения частицы равна:

$$W_s = \frac{d}{d\tau} (4/3\pi r_1^3 \rho_1) = 2\pi r_1 \rho_1 k. \quad (20)$$

Таким образом, скорость горения на единицу площади равна:

$$\frac{W_s}{4\pi r_1^2} = \frac{\rho_1}{r_1} k, \quad (21)$$

а скорость на единицу массы:

$$\frac{W_s}{4/3\pi r_1^3 \rho_1} = 3/2 \frac{k}{r_1^2}. \quad (22)$$

Уравнения (21,22) показывают, что скорость горения пропорциональна размеру частиц, на рисунке 4 наблюдаем примерно линейное изменение скорости горения в зависимости от концентрации O<sub>2</sub> в воздухе и ее независимость от размера частицы.

Этот факт, как следует из рисунка 5, связан с изменением температуры факела и окружающего газа и, очевидно, скорости испарения Na. Благодаря скорости увеличения испарения Na, увеличения скорости конвекции, возрастает скорость потребления O<sub>2</sub>.

Приведенные на рисунке 6 результаты подтверждают вышеуказанный факт. Например, эксперименты показали, что при T<sub>g</sub> = 1000 °С, T<sub>f</sub> = 1500 °С, длина пламени 230 мм, коэффициент потребления достигает 80–85 % при C<sub>O2</sub> = 20 %, скорость потребления кислорода V<sub>пот.О2</sub> = 0,625 г/с. При T<sub>g</sub> = 750° С, T<sub>f</sub> = 1200 °С, длина пламени 190 мм при C<sub>O2</sub> = 20 %, скорость потребления кислорода V<sub>пот.О2</sub> = 0,06 г/с при коэффициенте потребления 50–55 %. В первом случае тепло передается к стенке реактора со скоростью конвекции 30,2 кДж/м<sup>2</sup>ч °С при относительной излучательной способности ~ 0,2. Во втором случае тепло передается стенке резервуара со скоростью ~ 12 кДж/м<sup>2</sup>ч °С.

Изменение температуры факела T<sub>f</sub> в зависимости от соотношения Na/O<sub>2</sub> приведено на рисунке 7.

Кривые, приведенные на рисунке 6 коррелируются с кривыми для T<sub>g</sub>. При этом расхождения между расчетным значением и экспериментальным значением T<sub>f</sub> при мгновенном сгорании колеблется в пределах 10–12 %. Экспериментальные значения T<sub>f</sub> выше расчетных на эту величину. Характер изменения давления в сосуде после распыления струи зависит от соотношения R = Na/O<sub>2</sub> и начальной концентрации C<sub>O2</sub> и согласно вышеприведенной модели влияет на температуру жидкого натрия в капле T<sub>1</sub> за

счет интенсификации процесса диффузии  $O_2$  из окружающего газа к капле и, соответственно, увеличения  $D_{O_2}$ .

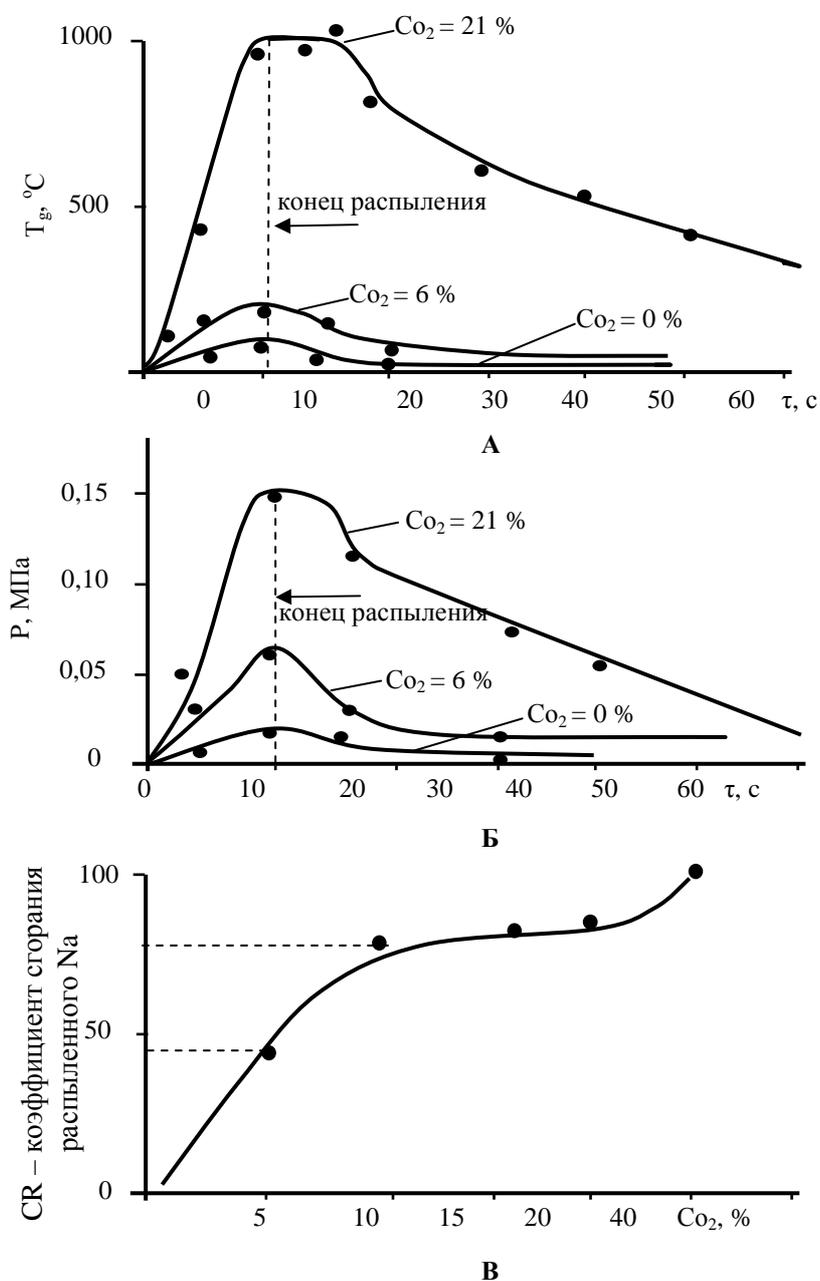
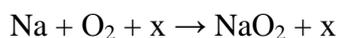


Рисунок 6 – Изменение температуры окружающего газа и коэффициента CR при сжигании Na при различных  $C_{O_2}$ :

А – зависимость  $T_g$ ; Б – зависимость давления на срезе сопла;

В – зависимость коэффициента сгорания Na (CR); CR – отношение фактического потребления кислорода к потреблению, ожидаемому при полном сгорании

От характера изменения давления в реакторе по его высоте согласно модели рисунка 2б зависят толщины (i) слоев и, соответственно, зоны образования продукта согласно химическим уравнениям:



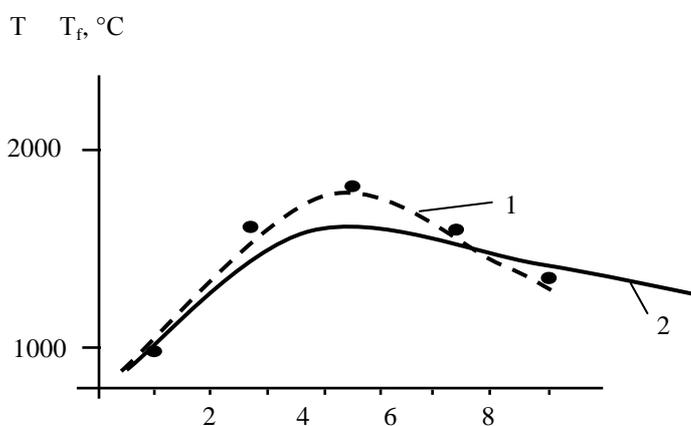
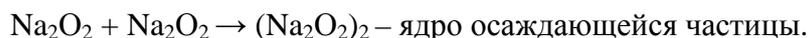


Рисунок 7 – Зависимость  $T_f$  от соотношения  $\text{Na}/\text{O}_2 = R$   
1 – экспериментальная кривая; 2 – расчетная кривая

На рисунке 8 приведены данные по характеру изменения давления после распыления в реакторе.

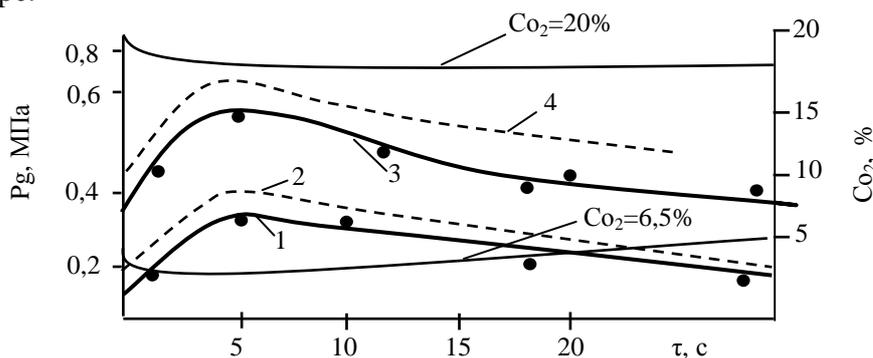


Рисунок 8 – Изменение давления газа ( $P_g$ ) в реакционном сосуде при различных  $C_{\text{O}_2}$   
где 1, 2  $C_{\text{O}_2} = 6.5\%$ ; 1 – эксперимент; 2 – расчет по модели; 3, 4  $C_{\text{O}_2} = 20\%$ ;  
3 – эксперимент; 4 – расчет по модели

Как видно из приведенных данных на рисунке 8 максимальное расчетное давление на 10–20 % выше экспериментально установленного. Поскольку величины  $T_g$ ,  $T_f$ ,  $P_g$  являются определяющими в модели горения натрия, то при отклонении на 10–20 % экспериментально определяемых величин от расчетных дает основание считать об адекватности модельных представлений о процессе горения натрия (уравнения 1–23).

### Выводы

1. Разработана математическая модель процесса горения жидкого металлического натрия диспергируемого в виде капель размером 10–600 мкм в реакционном сосуде. Математическая модель базируется на уравнениях теплового и материального балансов, которые представлены для отдельной частицы, факела и реакционного сосуда. Определены граничные условия модели, даны методы расчета неизвестных параметров модели.

2. Проведено исследование процесса горения распыленного жидкого натрия на демонстрационной установке, определены экспериментальные зависимости изменения основных параметров тепловой модели  $T_g, T_f, P_g$ , показано, что расхождение между экс-

периментальными значениями величин и расчетными данными не превышает 10-20 %. Это свидетельствует об адекватности математической модели и возможности ее использования для расчета реактора.

Литература

1. Обладнання хімічних виробництв. Част. 2. Обладнання для поділу неорганічних систем і реактори хімічних виробництв. За редакцією Г.А. Ткача. Розд. 8. Реактори хімічної промисловості. Автор – Шапоров В.П., Київ, інститут системних досліджень освіти України, 1993 – с. 197–276.
2. Spособ výroby kyslienjka zinoenateho u zariadenie najeho prevadzanie. Rybieka Jozef, Fahini Milan, Tomek Svorad, Rapant Ivan, Mlyncar Milan. A.C. 193107 Zatv. 13.09.1973 №6337 – 73, опубл. 30.12.1981 р. МКІ, с. 0109/02.
3. В.А. Бородуля, А.К. Гребеньков, В.И. Рубежанский, И.В. Ходак. Исследование гидродинамики и дисперсной структуры факела распыления форсунки методами лазерной диагностики // Инженерно – физический журнал – 1984, т. XXVII, №6, с. 936–940.
4. Berd D.A., Briens C.L, Berdondnon M.A. Reactor development for the ultrapyrolysis process // Can. J. Chem. End. – 1989 – 67, №2 – с. 96–101.
5. А.Л. Моссэ Плазменные смесители // Химия и жизнь – 1992, №10, с. 31–33.; Luzzatto K., Temira A., Elperian I. A new two – impinging – streams heterogeneous reactor. // AIChE Journal, 1984, №4, p.600–608.
6. Sagava. N. Energy release from sodium spray combustion IAEA – IWGFR Specialists Meeting On Sodium Fires and Prevention, Codarache France, November, 1978, 42 pp.
7. I. Charpenel. Sodium Spray fires. – Special – Lists meeting on Sodium fires, Codarache France, 1978, 24 pp.
8. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена, изд. «Наука». Сиб. отд., Новосибирск, 1970 – 659 с.
9. F.A. Williams. Combustion Theory. The Fundamental Theory of Chemical Reacting Flow Sustem, Addition – Wispy Publishing Company Ins. 1965 – 100 pp.
10. Билсборо Р., Кэн Л.Д., Ньюман Р.Н. An Overview of Sodium – fires Related studies in the UK IAFA Specialists. Meeting on Sodium Fires and Prevention, November, 20–24, 1978, Cadarache, France, 44 pp.

Bibliography (transliterated)

1. Obladnannya himichnih virobnitstv. Chast. 2. Obladnannya dlya podilu neorganichnih sistem i reaktori himichnih virobnitstv. Za redaktsieyu G.A. Tkacha. Rozd. 8. Reaktori himichnoyi promislovosti. Avtor – Shaporev V.P., Kiyiv, institut sistemnih doslidzhen osviti Ukrayini, 1993 – p. 197–276.
2. Spособ výroby kyslienjka zinoenateho u zariadenie najeho prevadzanie. Rybieka Jozef, Fahini Milan, Tomek Svorad, Rapant Ivan, Mlyncar Milan. A.C. 193107 Zatv. 13.09.1973 #6337 – 73, opubl. 30.12.1981 r. MKI, p. 0109/02.
3. V.A. Borodulya, A.K. Grebenkov, V.I. Rubezhanskiy, I.V. Hodak. Issledovanie gidrodinamiki i dispersnoy strukturyi fakela raspyleniya forsunki metodami lazernoy diagnostiki Inzhenerno – fizichesiky zhurnal – 1984, t. XXVII, #6, p. 936–940.
4. Berd D.A., Briens C.L, Berdondnon M.A. Reactor development for the ultrapyrolysis process Can. J. Chem. End. – 1989 – 67, #2 – p. 96–101.

5. A.L. Mosse Plazmennyye smesiteli Himiya i zhizn – 1992, #10, s. 31–33.; Luzzatto K., Temira A., Elperian I. A new two – impinging – streams heterogeneous reactor. AIChE Journal, 1984, #4, r.600–608.

6. Sagava. N. Energy release from sodium spray combustion IAEA – IWGFR Specialists Meeting On Sodium Fires and Prevention, Cadarache France, November, 1978, 42 pp.

7. I. Charpenel. Sodium Spray fires. – Special – Lists meeting on Sodium fires, Cadarache France, 1978, 24 pp.

8. Kutateladze S.S. Osnovy teorii teploobmena, izd. «Nauka». Sib. otd., Novosibirsk, 1970 – 659 p.

9. F.A. Williams. Combustion Theory. The Fundamental Theory of Chemical Reacting Flow System, Addition – Wispy Publishing Company Ins. 1965 – 100 pp.

10. Bilsboro R., Ken L.D., Nyuman R.N. An Overview of Sodium – fires Related studies in the UK IAFA Specialists. Meeting on Sodium Fires and Prevention, November, 20–24, 1978, Cadarache, France, 44 pp.

УДК 546.33

Артем'єв С.Р., Шапорєв В.П., Дворецький Д.С.

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ГОРІННЯ РОЗПИЛЕНОГО НАТРІЮ В РЕАКТОРІ (ЗАМКНеноМУ ОБ'ЄМІ)**

В статті узагальнені результати теоретичних та експериментальних досліджень процесу горіння рідинного металевого натрію, диспергованого у вигляді краплин розмірами 10–600 мкм до реакційного посуду. Розроблений математичний опис процесу, проведені експериментальні дослідження на демонстраційній установці, до складу якої входить реакційний посуд обсягом в 1,5 м<sup>3</sup>. Проведений аналіз теоретичних та експериментальних досліджень, висновки якого дозволяють стверджувати про адекватність математичного опису проведення процесу.

УДК 621.45.015

Анипко О.Б., Логинов В.В.

**ИНТЕГРАЦИЯ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ И ПЛАНЕРА КАК КОМПЛЕКСНАЯ ПРОБЛЕМА СИНТЕЗА ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА***Харьковский университет Воздушных Сил им. Ивана Кожедуба*

Современный летательный аппарат (ЛА) представляет собой сложную техническую систему, которую можно разделить на две подсистемы по сложности физических процессов, происходящих в полете: силовая установка (СУ) и планер ЛА. На современном этапе развития авиационной техники проектирование, изготовление и последующую модернизацию ЛА необходимо разделять как по технической интеграции узлов и агрегатов ЛА и СУ, так и по сложности физических процессов подсистем в рамках одной конструкции.

Целью данной статьи является анализ подходов и этапов интеграции СУ и планера ЛА.

Из анализа работ видно, что понятие "интеграция" авторы понимают в зависимости от решения своих специальных задач. Например, в работах [1] проблема интеграции самолета и двигателя решается с точки зрения определения облика двигателя в системе "самолет-двигатель" с помощью прямых и обратных задач. В работе [2] авторы описывают интеграцию силовой установки как параметрическое согласование режимов работы силовой установки. Авторы работ [3,4] решают задачу интеграции ЛА и СУ с помощью методик выбора параметров двигателя под заданные требования к ЛА. В работах [5] раскрыты вопросы конструктивной и технологической интеграции элементов планера ЛА и мотогондолы двигателя. Авторы работ [6-8] исследуют вопросы интеграции как влияние отдельных параметров рабочего процесса двигателя или планера ЛА на его летно-технические характеристики.

Необходимо подчеркнуть, что в большинстве работ под термином "согласование" понимается, в основном, процедура выбора, в то время как "интеграция" предполагает более глубокое сочетание, причем такое, которое обеспечивает новые интегративные свойства ЛА. Анализ существующих подходов показывает, что решение проблемы интеграции летательного аппарата и силовой установки построено, в основном, на уровне согласования или оптимизации их характеристик, что не всегда позволяет получить требуемые характеристики в эксплуатации. В результате этого повышаются материальные затраты как проектных, так и производственных организаций на доводку изделий.

Рассматривая ЛА как сложную техническую систему можно выделить следующие этапы интеграции планера и СУ (рис. 1):

- параметрическая, когда на этапе выбора отдельных характеристик и показателей определяется облик создаваемого ЛА;
- критериальная, когда на основе расчетных значений комплексных показателей и критериев оценивается общая степень соответствия планера ЛА и его СУ, и могут быть спрогнозированы ожидаемые интегративные свойства;
- конструктивная, система конструктивно-компоновочных решений, обеспечивающая наибольшее соответствие характеристик ЛА определенных на этапе параметрической и критериальной интеграции действительным ЛТХ;

– технологическая, система технологических процессов обеспечивающая адекватность изготавливаемых изделий принятым конструктивно-компоновочным решениям.



Рисунок 1 – Этапы интеграции планера ЛА и силовой установки

Таким образом, интеграция планера и силовой установки как комплексная проблема синтеза летательного аппарата включает в себя параметрический, критериальный, конструктивный и технологический этапы. Из рассмотренных составляющих интеграции ЛА и СУ большой интерес представляет параметрическая интеграция, поскольку она оказывает наибольшее влияние на летно-технические характеристики ЛА как сложной технической системы.

Для решения комплексной проблемы синтеза летательного аппарата авторами статьи разработан иерархический структурированный набор параметров, характеристик и комплексных показателей силовой установки и планера ЛА [9]. С помощью такого подхода производится оценка степени влияния различных параметров или характеристик на комплексные показатели и критерии ЛА как сложной технической системы.

Однако, для определения условий рассогласования характеристик СУ и элементов планера ЛА на разных режимах работы двигателя и полета ЛА необходимо провести параметрические исследования на уровне рабочих процессов этих двух подсистем.

Сложность физических процессов, происходящих в силовой установке в полете, а также при обтекании воздухом элементов планера ЛА, позволяют судить о неоднозначном решении задач моделирования работы сложных технических систем. Если отдельные системы, например двигатель и планер ЛА, оптимально спроектированы с точки зрения своего назначения, то это не значит, что они обеспечивают оптимальную систему более высокого уровня. При синтезе объектов в единую систему появляются новые интегративные свойства этой системы. Поэтому для возможности прогнозирования новых интегративных свойств целесообразно исследовать конструктивную интеграцию с точки зрения физических процессов, протекающих в двух подсистемах на уровне рабочих процессов [10].

Одним из основных процессов, происходящих в полете, есть процесс смешения газа, выходящего из сопла выходного устройства силовой установки с потоком воздуха, обтекающего элементы планера ЛА.

Задача о численном моделировании течения газа в смесительно-выходном устройстве ТРДД и ТРДДФ связана с проблемой совершенствования рабочего процесса современных авиационных двигателей. Эффективность процесса смешения разнотем-

пературных потоков во многом определяется знанием распределения параметров газа на выходе из сопла и возможностью прогнозировать влияние изменения режима работы двигателя на это распределение [11,12].

Анализ особенностей течения вязкого газа позволяет сделать несколько важных, с точки зрения выбора физической модели течения, выводов. Во-первых, на распределение параметров газа на срезе сопла, в частности – статического давления, оказывают существенное влияние вязкие свойства газа. Во-вторых, основную долю потерь полного давления составляют потери, связанные с образованием вихрей. И, в-третьих, геометрия выходного устройства должна обеспечить безотрывное течение газа, что полностью определяется свойствами пограничного слоя на стенках. Данные выводы свидетельствуют о необходимости учета диффузионных членов в уравнении переноса импульса газового потока, т.е. кинематической вязкости газа, а также турбулентного переноса, как импульса, так и тепла [12]. Последнее, особенно важно для адекватности физической модели смешения разнотемпературных газовых потоков за срезом сопла, так как сильные градиенты скорости и температуры на срезе являются мощными генераторами турбулентных вихрей, что в свою очередь влияет на донное сопротивление.

Состояние параметров трехмерного, вязкого, нестационарного турбулентного потока описывается в декартовой прямоугольной системе координат уравнениями [12]:

- сохранения массы:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho u_i = 0; \quad (1)$$

- количества движения:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j + p \delta_{ij}) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i}; \quad (2)$$

- энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \rho E + \rho \frac{u_i u_i}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho E + \rho \frac{u_j u_j}{2} \right) u_i + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( u_j \sigma_{ij} + D \frac{\partial T}{\partial x_i} \right); \quad (3)$$

- состояния:

$$p = (k - 1) \rho E, \quad (4)$$

где  $\rho$  – плотность газа;  $t$  – время;  $x_i$  – координата;  $u_i$  – скорость газа;  $\delta_{ij}$  – символ Кронекера;  $\sigma_{ij} = (\mu + \mu_\delta) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $p$  – давление;  $E$  – удельная внутренняя энергия;  $D = \frac{\mu_\delta}{Pr_\delta}$  – коэффициент турбулентного переноса ( $Pr_T = 0,7 \dots 0,8$ );  $\mu_\delta$  – турбулентная вязкость.

В данной математической модели используется модель турбулентности  $\mu_0 = \text{const}$ . Однако, особенности течения газа в сопле двигателя и смешение его с потоком воздуха, обтекающего элементы планера ЛА, наиболее полно могут быть учтены с использованием модели турбулентности, позволяющей связать моменты второго порядка для тензора турбулентных напряжений с осредненными параметрами течения. Таким образом, становится актуальной задача о выборе модели турбулентности, которая позволила бы достаточно точно численно моделировать течение и смешение разнотемпературных потоков газа и воздуха [13–19].

Среди моделей турбулентности, используемых в настоящее время в расчетах внутренних течений газа и жидкости, можно выделить следующие группы [20–30]:

- алгебраические модели;
- дифференциальные модели, использующие один, два и более параметров;
- модели, использующие функции плотности распределения вероятностей скоростей течения, и концентраций или функций для рассеивания параметров при турбулентном переносе.

Все модели указанных групп используют определенный набор констант, полученных при обобщении экспериментальных данных, поэтому являются полуэмпирическими.

Для данного исследования выбрана трехпараметрическая дифференциальная модель турбулентности [17], в которой уточняется представление рейнольдсовых напряжений за счет описания двух масштабов турбулентной энергии, соответствующих верхнему и нижнему участкам энергетического спектра турбулентных пульсаций. При этом верхний участок соответствует энергосодержащим вихрям с наименьшими пустотами, движение которых имеет слабую зависимость от вязкости. А вихревые движения из нижней части спектра содержат основную часть завихренности, изотропны и быстро диссипируют. В модели постулируется определение тензора рейнольдсовых напряжений:

$$\tau_{ij}^T = \rho T_{ij} - \frac{2}{3} \rho e \delta_{ij}, \quad (5)$$

где  $\rho T_{ij}$  – вклад верхней части спектра;  $\rho e$  – энергия вихрей из нижней части спектра.

В этом случае кинетическая энергия турбулентности связана соотношением:

$$k = e - \frac{1}{2} T_{mm}. \quad (6)$$

Уравнения модели турбулентности имеют вид:

- уравнение средней энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ u_i \tau_{ij} + (\mu + \sigma^* \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} - q_j \right]; \quad (7)$$

- уравнение для кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \tau_{ij}^T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma^* \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \quad (8)$$

– уравнение для удельной энергии турбулентности:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \left( \frac{\gamma \omega}{k} \right) \tau_{ij}^T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 - \xi \beta \rho \omega \sqrt{2 \Omega_{mn} \Omega_{nm}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]; \quad (9)$$

– уравнение для тензора напряжений для верхней части спектра:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k T_{ij}) = -P_{ij} + E_{ij}, \quad (10)$$

где  $\mu$  – молекулярная вязкость;  $\mu_T = \frac{\rho k}{\omega}$  – турбулентная вязкость;  $T = h + k + \frac{u_j u_j}{2}$  –

полная энергия;  $H = h + k + \frac{u_i u_i}{2}$  – полная энтальпия;  $E$  – внутренняя энергия;

$h = E + \frac{P}{\rho}$  – внутренняя энтальпия;  $q_j = - \left( \frac{\mu}{P_2} + \frac{\mu}{P_{2T}} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j}$  – тепловой поток;  $P_2, P_{2T}$  – чис-

ла Прандтля для молекулярного и турбулентного переноса, соответственно.

Тензоры системы уравнений (7) – (10) записываются следующим образом:

– полный тензор вязких напряжений:

$$\bar{\tau}_{ij} = 2\mu \left[ S_{ij} - \frac{1}{3} \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] + \tau_{ij}^T;$$

– тензор средних скоростей деформаций:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right);$$

– тензор средней завихренности:

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right);$$

– тензор обмена энергии между осредненным и турбулентным движениями:

$$E_{ij} = -c_1 \beta \omega \left( \tau_{ij}^T + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right) + \hat{\alpha} P_{ij} + \hat{\beta} D_{ij} + \hat{\gamma} \rho k \left( S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) + \frac{2}{3} \rho \omega k \left( 1 - \frac{e}{k} \right)^{\frac{3}{2}} \delta_{ij};$$

– тензоры генерации:

$$P_{ij} = \tau_{im}^T \frac{\partial u_j}{\partial x_m} + \tau_{jm}^T \frac{\partial u_i}{\partial x_m},$$

$$D_{ij} = \tau_{im}^T \frac{\partial u_m}{\partial x_i} + \tau_{jm}^T \frac{\partial u_m}{\partial x_j}.$$

Принимаются следующие значения коэффициентов модели:  $\hat{\alpha} = \frac{42}{55}$ ,  $\hat{\beta} = \frac{6}{55}$ ,

$$\hat{\gamma} = \frac{1}{4}, \beta = \frac{3}{40}, \gamma = \frac{4}{5}, \sigma = \frac{1}{2}, \beta^* = \frac{9}{100}, \xi = 1, \sigma^* = \frac{1}{2}, c_1 = 1 + 4 \left( 1 - \frac{e}{k} \right)^{\frac{3}{2}}.$$

Таким образом, с помощью представленной математической модели течения и смешения газа и воздуха можно исследовать течения с неоднородной турбулентностью, с учетом вязкого подслоя, пограничных слоев несжимаемой жидкости и сжимаемого газа, нестационарных пограничных слоев с периодическими отрывами потока.

#### Выводы

Усовершенствованная математическая модель позволит провести параметрические исследования течения газа и воздуха в области расположения СУ с целью выявления закономерностей влияния параметров течения на ЛТХ ЛА, определить условия рассогласования характеристик СУ и элементов планера ЛА на разных режимах работы двигателя и полета самолета.

#### Литература

1. Югов О.К., Селиванов О.Д. Основы интеграции самолета и двигателя. М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
2. Терещенко Ю.М., Волянская Л.Г., Кулик Н.С., Панин В.В. Теория авиационных газотурбинных двигателей. – Киев, НАУ. -2005. – 500 с.
3. Иродов Р.Д., Башкиров И.Г. Методологические основы выбора параметров реактивного двигателя под заданные требования к маневренному самолету // Сборник тезисов 2-ой международной научно-технической конференции “Авиадвигатели XXI века”, т.1. М.: ЦИАМ. – 2005. – С. 228–230.
4. Губанов А.А. Особенности формирования интегральных аэродинамических компоновок высокоскоростных летательных аппаратов с ВРД //Сборник тезисов 2-ой международной научно-технической конференции “Авиадвигатели XXI века”, т.1. М.: ЦИАМ. – 2005. – С. 253–254.
5. Гребеников А.Г. Методология интегрированного проектирования и моделирования сборных конструкций. –Харьков: Нац. аэрокосмич. университет "ХАИ", 2006. – 532 с.

6. Петров А.В. Интеграция силовой установки и планера транспортных самолетов короткого взлета и посадки // Сборник тезисов 2-ой международной научно-технической конференции “Авиадвигатели XXI века”, т.1. М.: ЦИАМ. – 2005. – С. 260–261.
7. Дулепов Н.П., Прудников А.Г., Северинова В.В. К вопросам о технической и физической интеграции авиакосмических ЛА //Сборник тезисов 2-ой международной научно-технической конференции “Авиадвигатели XXI века”, т.1. М.: ЦИАМ. – 2005. – С. 255–256.
8. Дулепов Н.П., Прудников А.Г., Северинова В.В. Интеграция физических процессов комбинированных силовых установок ЛА больших скоростей и высот полета // Сборник тезисов 2-ой международной научно-технической конференции “Авиадвигатели XXI века”, т.1. М.: ЦИАМ. – 2005. – С. 256–257.
9. Флоров И.Ф. Методы оценки эффективности применения двигателей в авиации. // Труды ЦИАМ № 1099. 1985. – 260 с.
10. Анипко О.Б., Логинов В.В. Интеграция характеристик силовой установки и планера летательного аппарата: проблемы и пути их решения. / Збірник наукових праць НАКУ ім. М.Є. Жуковського "ХАІ" "Авіаційно-космічна техніка та технологія", вип. №2(28). –Харьков, 2006. – С. 59–65.
11. Кислов О.В., Коткин В.В., Логинов В.В. Методика расчёта трёхмерных вязких потоков // Вестник Харьковского Государственного политехнического университета. – №12. – 1998. – С. 139–142.
12. Кислов О.В., Логинов В.В. Уточненная полунеявная лагранжево-эйлерова схема расчета нестационарных трехмерных течений // Научно-методические материалы по теории авиационных двигателей. – Выпуск 10. – Харьков: ХИЛ. – 1997. –С. 59–66.
13. Yap C. Turbulent Heat and Momentum Transfer in Recirculating and Impinging Flows – “Ph. D. Thesis”, Faculty of Tekcnology . University of Manchester, United Kingdom, 1987.
14. Чжень Х.К., Пейтел В.К. модель турбулентности для сложных пристеночных течений с отрывом. – Аэрокосмическая техника 1989. №4. с. 41–51.
15. Прудников А.Г. Определение параметров структуры свободного сдвигового слоя с помощью модели постоянной завихренности.– Труды ЦИАМ.1987. №1190– 94 с.
16. Булев Н.И. Пространственная модель турбулентного. – М.: Наука, Гл. ред. физ. – мат. лит., 1989. – 344 с.
17. Уилкоккс Д.С. Многомасштабная модель турбулентных течений. – Аэрокосмическая техника. 1989. №11. с. 347–360.
18. Rumsey Christopher L., Gatski Thomas B., Morrison Joseph H. Turbulence model predictions of strongly curved flow in a U-duct. /AIAA Journal, 2000, №8. V. 38, – p. 1394–1402.
19. Kim Chang Sung, Kim Chongam, Rho Oh Hyun. Parallel computations of high-lift airfoil flows using two-equation turbulence models. /AIAA Journal, 2000. V. 38, №8, - p. 1360–1368.
20. Hwang C.B., Lin C.A. Improved low-Reynolds-number ( $k-\bar{\epsilon}$ )-model based on direct numerical simulation data. / AIAA Journal, 1998. V. 36, №1. – p. 38–43.
21. Abe K., Kondoh T., Nagano Y., “A New Turbulence Model for Prediction Fluid Flow and Heat Transfer in Separating and Reattaching Flows-I.Flow Field calculations” / International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, No.1, 1994, pp. 139–151.

22. Lin C.A., Leschziner M.A., "Three-Dimensional Computation of Transient Interaction Between Radially Injected Jet and Swirling Cross-Flow Using Second-Moment Closure", Computational Fluid Dynamics Journal, Vol.1, No4, 1993, pp. 423–432.
23. Baldwin, B., Lomax, H., "Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows," AIAA Paper 78-257, Jan. 1978.
24. Johnson, D.A., King L.S., "A Mathematically Simple Turbulence Closure Model for Attached and Separated Turbulent Boundary Layers," AIAA Journal, Vol. 23, No. 11, 1985, pp. 1684–1692.
25. Baldwin, B.S., Barth, T.J., "A One-Equation Turbulence Transport Model for High Reynolds Number Wall-Bounded Flows," NASA TM 102847, Aug. 1990.
26. Spalart, P.R., Allmaras, S.R., "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows," AIAA Paper 92-0439, Jan. 1992.
27. Rogers, S.E., Menter, F.R., Durbin, P.A., and Mansour, N.N., "A Comparison of Turbulence Models in Computing Multi-Element Airfoil Flows," AIAA Paper 94-0291, Jan. 1994.
28. Menter, F. R., "Zonal Two-Equation ( $k - \omega$ ) Models for Aerodynamic Flows," AIAA Paper 93-2906, July 1993.
29. Menter, F. R., Rumsey, C. L., "Assessment of Two-Equation Turbulence Models for Transonic Flows," AIAA Paper 94-2343, July 1994.
30. Nelson, T. E., Zingg, D. W., Johnston, G. W., "Compressible Navier-Stokes Computations of Multielement Airfoil Flows Using Multiblock Grids," AIAA Journal, Vol. 32, No. 3, 1984, pp. 506–511.

Bibliography (transliterated)

1. Yugov O.K., Selivanov O.D. Osnovyi integratsii samoleta i dvigatelya. M.: Mashinostroenie, 1989. – 304 p.
2. Tereschenko Yu.M., Volyanskaya L.G., Kulik N.S., Panin V.V. Teoriya aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley. – Kiev, NAU. -2005. – 500 p.
3. Irodov R.D., Bashkirov I.G. Metodologicheskie osnovyi vyibora parametrov reaktivnogo dvigatelya pod zadannyye trebovaniya k manevrennomu samoletu Sbornik tezisov 2-oy mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii "Aviadvigateli XXI veka", t.1. M.: TsIAM. – 2005. – p. 228–230.
4. Gubanov A.A. Osobennosti formirovaniya integralnykh aerodinamicheskikh komponovok vyisokoskorostnykh letatelnykh apparatov s VRD Sbornik tezisov 2-oy mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii "Aviadvigateli XXI veka", t.1. M.: TsIAM. – 2005. – p. 253–254.
5. Grebenikov A.G. Metodologiya integrirovannogo proektirovaniya i modelirovaniya sbornyykh konstruktsiy. –Harkov: Nats. aerokosmich. universitet "HAI", 2006. – 532 p.
6. Petrov A.V. Integratsiya silovoy ustanovki i planera transportnykh samoletov korotkogo vzleta i posadki Sbornik tezisov 2-oy mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii "Aviadvigateli XXI veka", t.1. M.: TsIAM. – 2005. – p. 260–261.
7. Dulepov N.P., Prudnikov A.G., Severinova V.V. K voprosam o tehnicheskoy i fizicheskoy integratsii aviakosmicheskikh LA Sbornik tezisov 2-oy mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii "Aviadvigateli XXI veka", t.1. M.: TsIAM. – 2005. – p. 255–256.
8. Dulepov N.P., Prudnikov A.G., Severinova V.V. Integratsiya fizicheskikh protsessov kombinirovannykh silovykh ustanovok LA bolshih skorostey i vyisot poleta Sbornik tezisov

2-oy mezhduнародnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii “Aviadvigateli XXI veka”, t.1. M.: TsIAM. – 2005. – p. 256–257.

9. Florov I.F. Metodyi otsenki effektivnosti primeneniya dvigateley v aviatsii. Trudy TsIAM # 1099. 1985. – 260 p.

10. Anipko O.B., Loginov V.V. Integratsiya harakteristik silovoy ustanovki i planera letatel'nogo apparata: problemy i puti ih resheniya. Zbirnik naukovih prats NAKU im. M.E. Zhukovskogo "HAI" "Aviatsiyno-kosmichna tehnika ta tehnologiya", vip. #2(28). –Harkov, 2006. – p. 59–65.

11. Kislov O.V., Kotkin V.V., Loginov V.V. Metodika raschyota tryohmernih vyazkih potokov Vestnik Harkovskogo Gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta. – #12. – 1998. – p. 139–142.

12. Kislov O.V., Loginov V.V. Utochnennaya poluneyavnaya lagranzhevo-eylerova shema rascheta nestatsionarnykh trehmernih techeniy Nauchno-metodicheskie materialy po teorii aviatsionnykh dvigateley. – Vyipusk 10. – Harkov: HIL. – 1997. –p. 59–66.

13. Yap C. Turbulent Heat and Momentum Transfer in Recirculating and Impinging Flows – “Ph. D. Thesis”, Faculty of Teknology . University of Manchester, United Kingdom, 1987.

14. Chzhen H.K., Peytel V.K. model turbulentnosti dlya slozhnykh pristenochnykh techeniy s otrivom. – Aerokosmicheskaya tehnika 1989. #4. p. 41–51.

15. Prudnikov A.G. Opredelenie parametrov strukturyi svobodnogo sdvigovogo sloya s pomoschyu modeli postoyannoy zavihrennosti.– Trudy TsIAM.1987. #1190– 94 p.

16. Bulev N.I. Prostranstvennaya model turbulentnogo. – M.: Nauka, Gl. red. fiz. – mat. lit., 1989. – 344 p.

17. Uilkoks D.S. Mnogomasshtabnaya model turbulentnykh techeniy. – Aerokosmicheskaya tehnika. 1989. #11. p. 347–360.

18. Rumsey Christopher L., Gatski Thomas B., Morrison Joseph H. Turbulence model predictions of strongly curved flow in a U-duct. AIAA Journal, 2000, #8. V. 38, – p. 1394–1402.

19. Kim Chang Sung, Kim Chongam, Rho Oh Hyun. Parallel computations of high-lift airfoil flows using two-equation turbulence models. AIAA Journal, 2000. V. 38, #8, - p. 1360–1368.

20. Hwang C.B., Lin C.A. Improved low-Reynolds-number -model based on direct numerical simulation data. AIAA Journal, 1998. V. 36, #1. – p. 38–43.

21. Abe K., Kondoh T., Nagano Y., “A New Turbulence Model for Prediction Fluid Flow and Heat Transfer in Separating and Reattaching Flows-I.Flow Field calculations” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, No.1, 1994, pp. 139–151.

22. Lin C.A., Leschziner M.A., “Three-Dimensional Computation of Transient Interaction Between Radially Injected Jet and Swirling Cross-Flow Using Second-Moment Closure”, Computational Fluid Dynamics Journal, Vol.1, No4, 1993, pp. 423–432.

23. Baldwin, B., Lomax, H., “Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows,” AIAA Paper 78-257, Jan. 1978.

24. Johnson, D.A., King L.S., “A Mathematically Simple Turbulence Closure Model for Attached and Separated Turbulent Boundary Layers,” AIAA Journal, Vol. 23, No. 11, 1985, pp. 1684–1692.

25. Baldwin, B.S., Barth, T.J., “A One-Equation Turbulence Transport Model for High Reynolds Number Wall-Bounded Flows,” NASA TM 102847, Aug. 1990.

26. Spalart, P.R., Allmaras, S.R., “A One-Equation Turbulence Model for Aerodynam-ic Flows,” AIAA Paper 92-0439, Jan. 1992.

27. Rogers, S.E., Menter, F.R., Durbin, P.A., and Mansour, N.N., "A Comparison of Turbulence Models in Computing Multi-Element Airfoil Flows," AIAA Paper 94-0291, Jan. 1994.

28. Menter, F. R., "Zonal Two-Equation Models for Aerodynamic Flows," AIAA Paper 93-2906, July 1993.

29. Menter, F. R., Rumsey, C. L., "Assessment of Two-Equation Turbulence Models for Transonic Flows," AIAA Paper 94-2343, July 1994.

30. Nelson, T. E., Zingg, D. W., Johnston, G. W., "Compressible Navier-Stokes Computations of Multielement Airfoil Flows Using Multiblock Grids," AIAA Journal, Vol. 32, No. 3, 1984, pp. 506–511.

УДК 621.45.015

Аніпко О.Б., Логінов В.В.

### **ІНТЕГРАЦІЯ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ І ПЛАНЕРА ЯК КОМПЛЕКСНА ПРОБЛЕМА СИНТЕЗУ ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТУ**

Розглядається проблема інтеграції силової установки і планеру літального апарату. Пропонується підхід для вирішення цієї проблеми на рівні робочих процесів, які протікають в польоті.

УДК 624.07

Ковальский Б.С., Раковская Н.Х.

### **ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА КОЛЕС БЕЗБАЛАНСИРНЫХ МНОГООСНЫХ АГРЕГАТОВ**

Для многоосных многоярусных железнодорожных агрегатов установлено, что после достижения предельного числа ярусов балансиров увеличение массы полезной нагрузки становится невозможным.

В качестве альтернативного пути увеличения массы полезного груза автором в ряде работ были предложены безбалансирные многоосные агрегаты [1,2,3].

Установлено, что при отсутствии неровностей и просадки рельсового пути такие конструкции обеспечивают равномерную нагрузку на все колеса многоосного железнодорожного агрегата.

В тех случаях, когда имеют место неровности или просадка рельсового пути, целесообразно использовать активную подвеску колес, при которой во всех случаях обеспечивается равномерная нагрузка на колеса многоосного железнодорожного агрегата даже при применении упругой подвески колес.

В тех случаях, когда имеют место неровности или просадка рельсового пути, необходимо использовать активную подвеску колес, при использовании которой во всех случаях обеспечивается равномерная нагрузка на колеса многоосного железнодорожного агрегата.

В работе проводится анализ и устанавливается эффективность применения активной подвески колес, основанной на применении гидроприводов.

В литературе, посвященной многоосным агрегатам с многоярусной системой балансиров и передвигающимся по рельсовому пути, в основном содержатся вопросы совершенствования существующих агрегатов в плане снижения их массы и упрощения их эксплуатации. Типичным примером работ этого направления может служить [5].

Для тяжелых многоосных специальных агрегатов с многоярусными системами балансиров литература весьма ограничена [1–4], хотя совершенствование тяжелых агрегатов представляется весьма актуальным.

В связи с имеющимися место ограничениями несущей способности полезных грузов для тяжелых многоосных многоярусных балансирных железнодорожных агрегатов возникает задача разработки безбалансирных многоосных агрегатов, обладающих большой несущей способностью транспортировки полезных грузов [3,4].

Как показали расчеты и проведенный анализ, при создании безбалансирных агрегатов возникает проблема создания такой подвески колес, при которой обеспечивалась бы равномерная нагрузка на колеса даже при наличии неровностей или просадки рельсовых путей.

В ряде работ автора [1–5] было показано, что расчет безбалансирной грузовой тележки (рис. 1), взаимодействующей с рельсовым полотном на упругом винклеровом основании, может быть осуществлен в результате решения следующей системы дифференциальных уравнений (1):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2}{dx^2} \left[ EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} \right] &= \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x-x_i) - P_0 \delta \left( x - \frac{L}{2} \right); \\ EF_2(x_i) \frac{dU_2(x_i, y)}{dy} &= -R_{12}^i; \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ EI_3(x) \frac{d^4 U_3(x)}{dx^4} &= \sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x-x_i) - \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x-x_i); \\ EF_4(x_i) \frac{dU_4(x_i, y)}{dy} &= -R_{34}^i(x_i); \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ EI_5 \frac{d^4 U_5(x)}{dx^4} + K_6 U_5(x) &= -\sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x-x_i). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Прежде чем приступить к решению системы дифференциальных уравнений (1), следует учесть, что конечной целью разработки многоосного безбалансирного агрегата является обеспечение одинаковой нагрузки на колеса, а это означает, что входящие в уравнения нагрузки на колесо, а также на рельсовый путь должны быть одинаковыми и равными

$$R_{34} = R_0 = \frac{P_0}{N}. \quad (2)$$

Но из третьего уравнения системы (1) для обеспечения равенством  $R_{34} = R_0$  необходимо, чтобы выполнялось

$$R_{12} = R_{34} = R_0 = \frac{P_0}{N}. \quad (3)$$

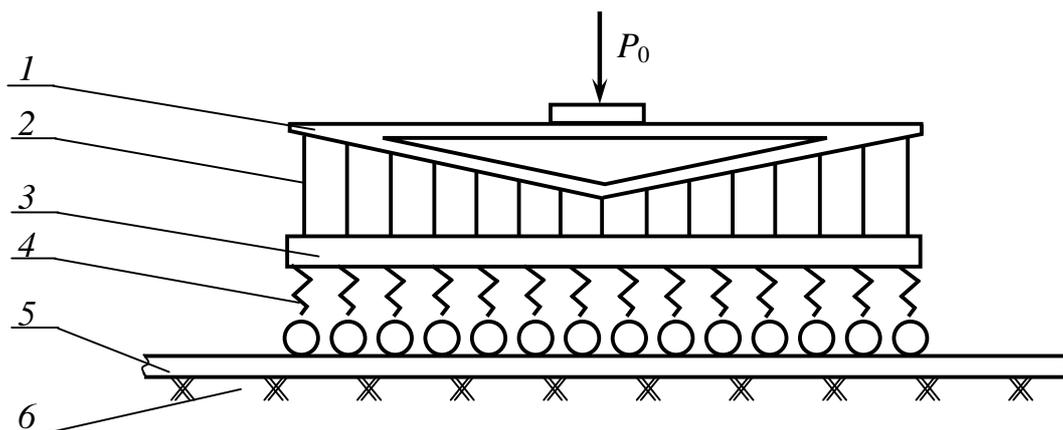


Рисунок 1 – Схема модели многоосной безбалансирной грузовой тележки:

- 1 – грузовая балка; 2 – система вертикальных упругих элементов;
- 3 – силовая балка; 4 – упругая подвеска колес; 5 – рельсовое полотно;
- 6 – упругое основание рельсового пути

При выполнении условий (3) система уравнений распадается на  $(2N + 3)$  независимых уравнений, правые части которых оказываются уже известными:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dx^2} \left[ EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} \right] &= R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i) - P_0 \delta \left( x - \frac{\ell}{2} \right); \\ EF_2(x_i) \frac{dU_2(x_i, y)}{dy} &= -R_0; \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ EI_3(x) \frac{d^4 U_3(x)}{dx^4} &= R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i) - R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i); \\ EF_4(x_i) \frac{dU_4(x_i, y)}{dy} &= -R_0; \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ EI_5 \frac{d^4 U_5(x)}{dx^4} + K_6 U_5(x) &= -R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где  $\ell$  – длина грузовой тележки.

Для решения уравнений (4) необходимо учитывать (наряду с удовлетворением граничных условий) условия совместимости перемещений, которые в рассматриваемом случае могут быть записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} U_1(x_i) &= U_2(x_i); \\ U_2(x_i) &= U_3(x_i); \\ U_3(x_i) &= U_4(x_i); \\ U_4(x_i) &= U_5(x_i), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $(i = 1, 2, \dots, N)$ .

С практической точки зрения обеспечение одинакового нагружения колес можно достичь, если потребовать, чтобы

$$U_3(x_i) = \text{const}, \quad (i = 1, 2, \dots, N). \quad (6)$$

В этом случае можем записать для расположенного выше силовой балки (3) многоосного агрегата (рис. 1)

$$U_2(x_i) = U_1(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N). \quad (7)$$

Аналогично для расположенного ниже силовой балки (3) многоосного агрегата (рис. 1), имеем

$$\Delta U_4(x_i) = U_5(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (8)$$

где  $\Delta U_4(x_i)$  – дополнительное (к  $U_4^0$ , рис. 2, а) перемещение подвески колес, вызван-

ное неровностями и просадкой рельсового пути  $U_5(x_i)$ .

Из второго уравнений (4), следует после интегрирования

$$U_2(x_i) = \frac{R_0 \ell / 2}{EF_2(x_i)}, \quad (i = 1, 2, \dots, N). \quad (9)$$

Неизвестная величина  $F_2(x_i)$ , входящая в выражение безразмерной жесткости вертикальных силовых элементов (2), (рис. 1) на основании (9) и (7) приводится к виду

$$\frac{EF_2(x_i)}{R_0 \ell / 2} = \frac{1}{U_2(x_i)} \quad \text{или} \quad \frac{EF_2(x_i)}{R_0 \ell / 2} = \frac{1}{U_1(x_i)}, \quad (10)$$

где  $(i = 1, 2, \dots, N)$ .

Таким образом, если известны перемещения грузовой балки (1), (рис. 1), то по второй формуле (10) можно определить безразмерные (или размерные) жесткости вертикальных силовых элементов (2), (рис. 1), обеспечивающие равномерную нагрузку  $R_0$  на силовую балку (3), (рис. 1).

Отметим, что условие (6) позволяет допускать поступательное перемещение силовой балки. Только в этом случае со стороны подвески колес на силовую балку будут действовать постоянные по величине силы  $R_0$ , не вызывая в ней изгиба, что необходимо для необходимого взаимодействия: грузовая балка (1), вертикальные силовые элементы (2) и силовая балка (3), рис. 1.

В то же время, анализируя перемещения силовой балки, начиная с неровной просадки рельсового пути, можно записать следующее соотношение (рис. 2):

$$U_3(x_i) + U_4(x_i) = U_5(x_i) \equiv \Delta U_0(x_i), \quad (11)$$

$(i = 1, 2, \dots, N)$

где  $U_3(x_i)$  – перемещение силовой балки в точках  $x_i$ ;  $U_4(x_i)$  – дополнительное перемещение железнодорожных колес, вызванное неровностями и просадкой рельсового пути;  $U_5(x_i)$  – перемещения рельсового пути, вызванные их неровностями и просадкой.

В данном контексте  $U_5(x_i)$  следует рассматривать, как величину заданную (или определяемую при известной нагрузке, действующей на рельс).

Если потребовать, чтобы силовая балка не изгибалась, а перемещалась лишь поступательно, то в этом случае соотношение (11) можно записать в виде

$$U_4(x_i) - U_5(x_i) = U_3^0(x_i), \quad (12)$$

$(i = 1, 2, \dots, N),$

где  $U_3^0(x_i)$  – поступательное смещение грузовой балки (рис. 2, а).

Но перемещение  $U_4(x)$  можно представить в виде суммы

$$U_4(x_i) = U_4^0(x_i) + \Delta U_4^0(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N), \quad (13)$$

где  $U_4^0(x_i)$  – перемещение подвески при отсутствии неровностей и просадки рельсового пути.

При этом, очевидно, имеет место (12) и (13). Тогда получаем

$$U_4^0 + \Delta U_4(x_i) - U_5(x_i) = U_3^0,$$

или

$$\Delta U_4(x_i) = U_5(x_i) = \Delta U_0(x_i). \quad (14)$$

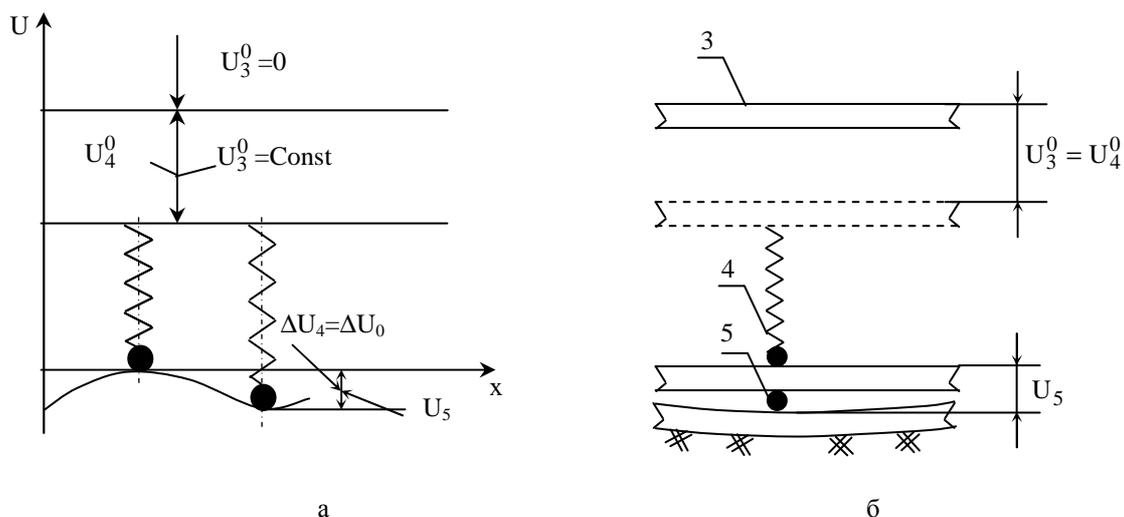


Рисунок 2 – Связи перемещений силовой балки (3, б), подвески колес (4, б) и неровностей и просадки рельсового пути (5, б):  
 а – схема перемещений фрагмента железнодорожного безбалансирного агрегата (в зоне: силовая балка – рельсовый путь); б – фрагмент железнодорожного безбалансирного агрегата (в зоне: силовая балка – рельсовый путь);

$U_3^0 = 0$  – перемещение силовой балки при жесткой подвеске колес и отсутствии неровностей и просадки рельсового пути;  $U_3^0 = U_4^0 = \text{const}$  – перемещение силовой балки при активной подвеске колес и отсутствии неровностей и просадки рельсового пути;  $U_5 = \Delta U_4 = \Delta U_0$  – дополнительное перемещение подвески колес  $\Delta U_4$ , вызванное неровностями и просадкой рельсового пути  $U_5$

Таким образом, на основе (14) приходим к выводу, что нагрузка на колеса будет обеспечиваться постоянной и равной  $R_0$ , если будет выполняться условие

$$\Delta U_4(x_i) = \Delta U_0(x_i), \quad (15)$$

т.е. когда будет обеспечиваться дополнительное изменение длины подвески колес  $\Delta U_4(x_i)$ , равное неровности и просадке рельсового пути:

$$\Delta U_0(x_i) = U_5(x_i). \quad (16)$$

Следует отметить, что условие (16) может быть реализовано при использовании простой механической (мягкой) подвески колес (4), рис. 1.

Однако, для тяжелых многоосных железнодорожных агрегатов применение мягкой подвески может снизить ее статическую устойчивость.

В связи с этим в данной статье рассматривается упругая подвеска колес, основанная на использовании гидравлической подвески, содержащей автоматическую систему регулирования давления в силовых гидроцилиндрах (4), рис. 3.

Следует отметить, что применение силовых цилиндров в системе подвески колес является весьма эффективным, как с точки зрения сравнительно малых габаритов, малой массы и надежного поддержания номинальной нагрузки на колеса.

На рис. 4 приводится зависимость потребного давления в цилиндре (обеспечивающего нагрузку на колеса  $R_0 = 10^5$  Н) от размеров диаметра гидроцилиндра.

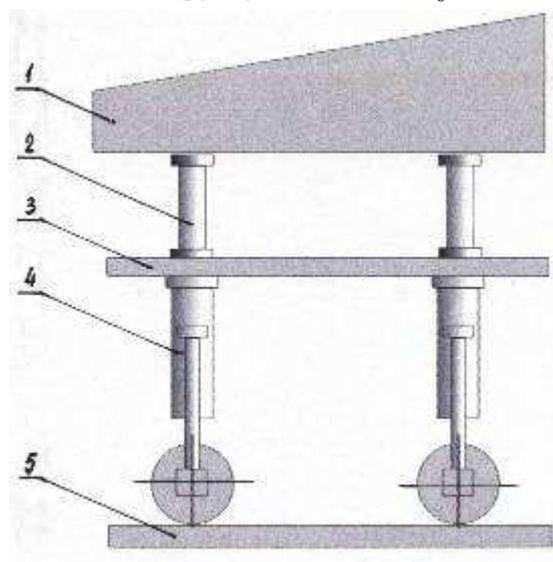


Рисунок 3 – Фрагмент многоосной безбалансирной грузовой тележки с гидравлической подвеской колес: 1 – грузовая балка; 2 – вертикальные силовые элементы; 3 – силовая балка; 4 – гидроцилиндры с системой регулирования; 5 – рельсовый путь

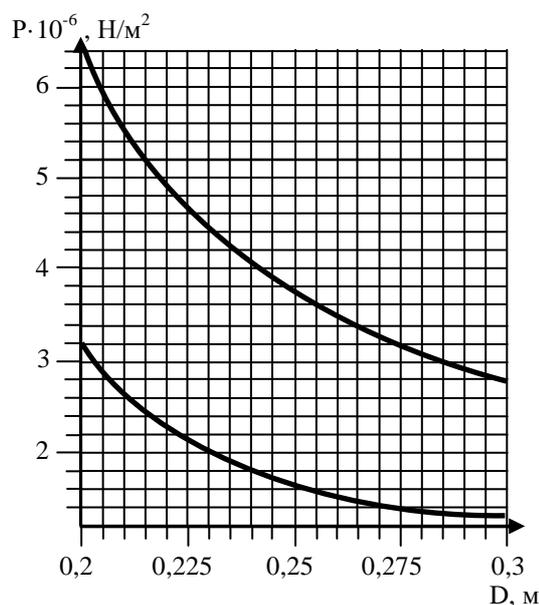


Рисунок 4 – Зависимость потребного давления в цилиндре от его диаметра

Как следует из графика (рис. 4) значение диаметра цилиндра, обеспечивающего создание суммарной силы, равной  $R_0 = 10^5$  Н, составляет всего 0,2 м при  $P = 3,1 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.

Отметим, что гидроцилиндры, кроме расчета на прочность их стенок, должны проходить проверку и на устойчивость.

Наличие неровностей, а также просадки рельсового пути приводит к изменению нагрузок на колеса многоосной грузовой тележки. Для обеспечения поддержания нагрузки на колеса, близкой к постоянной, должна (наряду с силовым цилиндром) использоваться система автоматического регулирования давления в цилиндре.

На рис. 5 приводятся основные элементы одного из возможных вариантов системы автоматического регулирования давления в гидроцилиндрах с обозначениями используемых элементов.

Работа системы автоматического регулирования заключается в следующем. При снижении давления, например, в верхней от поршня полости цилиндра, срабатывает датчик давления (ДД2) (рис. 5) и замыкает электрическую цепь, по которой подводится электрическое напряжение к электромагниту (Э2). В результате чего трехпозиционный кран ТпК перемещается таким образом, что от насоса (Н) давление жидкости через обратный клапан (Ок2) поступает в верхнюю полость цилиндра, восстанавливая потребное в ней давление.

Закон управления трехпозиционным краном (ТпК) приводится на рис. 5.

Аналогичным образом работает система автоматического регулирования и в том случае, если происходит снижение давления в полости цилиндра, расположенной ниже поршня.

В зависимости от направления перемещения поршня происходит слив жидкости через дроссели (Др1, Др2) и трехпозиционный кран (ТпК) в бак слива (БС).

Работа системы регулирования давления в полостях цилиндра (входящего в систему подвески колес многоосной безбалансирной грузовой тележки) может быть описана следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M^\Sigma \frac{d^2 U_4(x_i, t)}{dt^2} &= F_1 P_1(x_i, t) - F_2 P_2(x_i, t) - \\ &- F_{\delta\delta} \operatorname{sign} \left( \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} \right) - R(x_i, t); \\ Q_1(x_i, t) &= F_1 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} + Q_{\text{нае}1}(x_i, t); \\ Q_2(x_i, t) &= F_2 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} - Q_{\text{нае}2}(x_i, t); \\ Q_1(x_i, t) &= \mu \max_i \sqrt{\frac{(P_0(x_i, t) - P_1(x_i, t))}{\rho}}; \\ Q_2(x_i, t) &= \mu \max_i \sqrt{\frac{(P_2(x_i, t) - P_c(x_i, t))}{\rho}}; \\ \frac{V_1(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_1(x_i, t)}{dt} &= Q_{\text{нае}1}(x_i, t); \\ \frac{V_2(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_2(x_i, t)}{dt} &= Q_{\text{нае}2}(x_i, t), \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

где  $M^\Sigma$  – суммарная масса колеса, поршня и истока;  $U_4(x_i, t)$ , м – перемещение подвески в месте контакта опорой колеса ОМ подвески с координатой  $x_i$ ;  $P_1(x_i, t), P_2(x_i, t)$ , Н/м<sup>2</sup> – давление в верхнем и нижнем отсеках цилиндра;  $F_1, F_2$ , м<sup>2</sup> – рабочая площадь поперечных сечений в верхнем и нижнем отсеках цилиндра;  $Q_{\text{нае}1}(x_i, t), Q_{\text{нае}2}(x_i, t)$ , м<sup>3</sup>/с – сжимаемость жидкости в верхнем и нижнем отсеках цилиндра;  $V_1(x_i, t), V_2(x_i, t)$ , м<sup>3</sup> – объем верхнего и нижнего отсеков цилиндра;  $G$ , н/м<sup>2</sup> – объемный модуль упругости жидкости;  $Q_1(x_i, t), Q_2(x_i, t)$ , м<sup>3</sup>/с – объемный секундный расход жидкости через верхнюю и нижнюю полость цилиндра;  $F_{\delta\delta}, H$  – сила трения

поршня при движении его в цилиндре;  $\mu$  – приведенный коэффициент расхода;  $a \cdot x(x_i)$  – площади проходных сечений;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

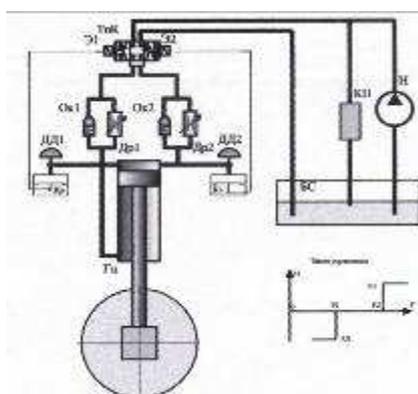


Рисунок 5 – Принципиальная схема автоматического регулирования давления в гидроцилиндре, входящем в систему активной подвески железнодорожных колес: ТрК – трехпозиционный кран; Э1, Э2 – электромагниты; ОК1, ОК2 – обратные клапаны; ДД1, ДД2 – датчики давления в полостях гидроцилиндра; Др1, Др2 – дроссели; Кр, Кз – нормально разомкнутые и нормально замкнутые контакты; Гц – гидроцилиндр; БС – блок слива; КП – клапан предохранительный; Н – насос

Система уравнений (17) может быть упрощена путем исключения  $Q_{\text{гнв}1}(x_i, t), Q_{\text{гнв}2}(x_i, t)$ , а также  $Q_1(x_i, t), Q_2(x_i, t)$ . В результате приходим к следующей системе:

$$\left. \begin{aligned} M^{\Sigma} \frac{d^2 U_4(x_i, t)}{dt^2} &= F_1 P_1(x_i, t) - F_2 P_2(x_i, t) - \\ &- F_{\delta\delta} \text{sign} \left( \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} \right) - R(x_i, t); \\ \mu \max \sqrt{\frac{P_0 - P_1(x_i, t)}{\rho}} &= F_1 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} + \\ &+ \frac{V_1(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_1(x_i, t)}{dt}; \\ \mu \max \sqrt{\frac{P_2(x_i, t) - P_c}{\rho}} &= F_2 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} - \\ &- \frac{V_2(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_2(x_i, t)}{dt}, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

где  $P_0, P_c, H$  – давление на входе и выходе из гидроцилиндра;  $R(x_i, t)$  – нагрузка на колеса в процессе работы системы регулирования.

Три уравнения системы (18) содержат три функциональные неизвестные  $U_4(x_i, t), P_1(x_i, t), P_2(x_i, t)$ . Решение этих уравнение (при заданных начальных условиях) позволяет установить зависимости  $U_4(x_i, t), P_1(x_i, t), P_2(x_i, t)$  от времени (для каждого цилиндра, входящего в состав многоосного агрегата), требуя поддержания нагрузки на колеса  $R_0$  с заданной точностью.

Поскольку системы автоматического регулирования давления в гидроприводах разработаны достаточно основательно, то можно считать, что для рассматриваемого типа гидроцилиндров, входящих в состав гидравлических подвесок колес, гарантированно можно подобрать такую систему, которая бы при различных режимах эксплуатации грузовой тележки обеспечивала бы поддержание нагрузки на колеса в допустимых пределах.

В статье рассматривается и проводится анализ алгоритма расчета и проектирования безбалансирных многоосных железнодорожных грузовых тележек.

Приводятся системы уравнений, позволяющие определить перемещения и направления во всех силовых элементах конструкции модели грузовой тележки.

В работе предложено использовать гидропривод в сочетании с системой поддержания заданного давления в гидроцилиндрах, входящих в состав подвески колес.

Рассмотренная в работе система подвески отличается компактностью и эффективностью поддержания потребного давления в полости силового цилиндра. В связи с отмеченными выше свойствами гидравлическая система подвески может рассматриваться как весьма перспективная составная часть конструкции многоосных безбалансирных железнодорожных грузовых тележек, способных транспортировать сверхтяжелые полезные грузы.

### Литература

1. Раковская Н.Х. Математические модели безбалансирных сверхтяжелых специальных агрегатов (Сопряженные задачи в расчетах и проектировании). – Министерство обороны Украины, 2003. – 1. – 36 с.
2. Раковский Х.В., Раковская-Башмакова Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых агрегатов – рельсы-основания путей. – Х.: МСУ, 1988. – 84 с.
3. Раковский Н.Х., Раковский Х.В. Контактное взаимодействие "колесо-рельс" безбалансирных многоосных тяжелых агрегатов: Монография. – Х.: ХУПС им. И. Кожедуба, 2006. – 327 с.
4. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств, – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.
5. Новый 16-осный транспортер. – М.: Железные дороги мира, 1993. – № 8. – С. 9–14.

### Bibliography (transliterated)

1. Rakovskaya N.H. Matematicheskie modeli bezbalansirnykh sverhtyazhelykh spetsialnykh agregatov (Sopryazhennyye zadachi v raschetah i proektirovaniy). – Ministerstvo oborony Ukrainy, 2003. – 1. – 36 p.
2. Rakovskiy H.V., Rakovskaya-Bashmakova N.H. Hodovaya chast sverhtyazhelykh ag-regatov – relsyi-osnovaniya putey. – H.: MSU, 1988. – 84 p.
3. Rakovskiy N.H., Rakovskiy H.V. Kontaktnoe vzaimodeystvie "koleso-rels" bezbalansirnykh mnogoosnykh tyazhelykh agregatov: Monografiya. – H.: HUPS im. I. Kozheduba, 2006. – 327 p.
4. Gordeev V.A. Relsovyie puti tyazhelykh transportnykh ustroystv, – M.: Trans-port, 1981. – 160 p.
5. Novyyiy 16-osnyiy transporter. – M.: Zheleznyie dorogi mira, 1993. – # 8. – p. 9–14.

УДК 624.07

Ковальський Б.С., Раковська Н.Х.

**ГІДРАВЛІЧНА ПІДВІСКА КОЛІС БЕЗБАЛАНСІРНИХ  
БАГАТОВІСНИХ АГРЕГАТІВ**

У роботі наводиться аналіз роботи безбалансирних багатовісних агрегатів. Наголошується, що за відсутності нерівностей і просідання рейкових шляхів рівномірне навантаження на колеса забезпечується за допомогою простих пружних систем підвіски коліс. Проте, у разі нерівностей або просідання рейкових шляхів забезпечення рівномірного навантаження на колеса безбалансирних багатовісних агрегатів може бути досягнуте при використанні активної підвіски коліс. Наводиться приклад гідравлічної системи підвіски коліс, що забезпечує рівномірне навантаження на всі колеса безбалансирного багатовісного агрегату.

УДК 621.926.5

Іванов А.М., Чудний О.Ю.

### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ПНЕВМОПОДАЧІ КРУПКИ ПІСЛЯ СЕПАРАТОРУ У ТРУБНІ МЛИНИ

Відомо, що завдяки ряду переваг замкнутий цикл роботи трубних млинів у всіх країнах знаходить все більше розповсюдження ніж відкритий цикл [1,2]. У роботах [3,4] показана доцільність подачі крупки після сепаратора в кульову камеру на те місце, де відповідно до діаграми помелу перебуває максимальна кількість часток матеріалу такого ж середнього розміру, як і крупка із сепаратора.

Простіше всього це зробити за допомогою пневмоподачі крупки, а не за рахунок подачі її через вікна в корпусі й складну систему ущільнень у місці подачі крупки, як це робили раніше в сепараторних млинах старих конструкцій [5].

Однак реалізація цього способу представляє певні труднощі. Проблема в тому, що подача крупки на задані ділянки кульової камери реально можлива тільки через вільний простір  $S$ , обмежений між параболою  $AM$  траєкторії руху завантаження у водоспадному режимі й корпусом млина (рисунок 1), причому точка відриву  $A$  (початок параболи) залежить від кута відриву  $\alpha$ . Але при існуючих кутах відриву  $\alpha$  на початку барабана млина контур завантаження, обмежений параболою  $AM$ , перекриває повністю або частково поперечний переріз транспортуючого матеріалу трубошнека радіусом  $r$ , що робить іноді неможливою подачу крупки при горизонтальному й паралельному осі труби пневмотранспорту, крім як відповідних вигинів труби, що не раціонально, оскільки різко збільшує гідравлічний опір  $i$ , відповідно, енергоємність пневмотранспортування крупки.

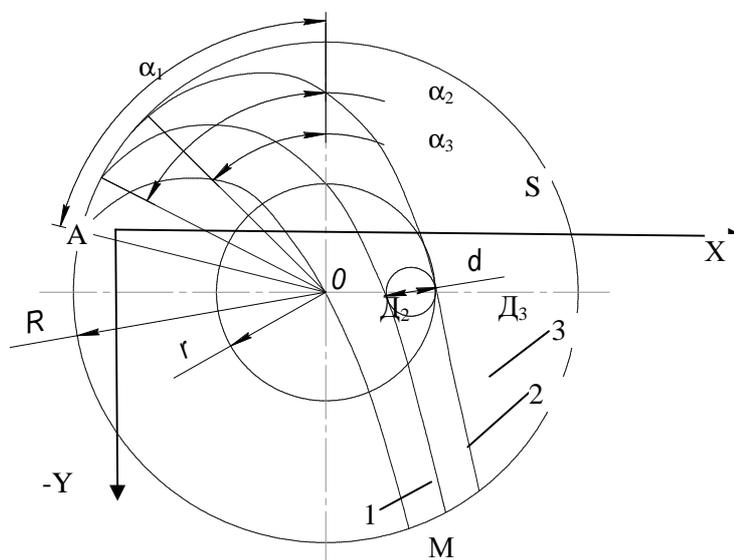


Рисунок 1 – Схема роботи куль у водоспадному режимі

Метою даної роботи є розробка способу подачі крупки на задані ділянки кульової камери з мінімальними втратами енергії на пневмоподачу крупки.

Ця мета досягається шляхом призначення раціональних параметрів і режимів роботи завантаження й пневмофорсунки, а також за рахунок конструктивних особливостей завантажувальної частини млина.

Завдання полягає в:

1. Визначенні максимального значення кута відриву, при якому можливо горизонтальне ексцентричне розміщення труби пневмоподачі крупки для подачі її на задану відстань у кульовій камері;

2. Визначенні максимального кута відриву, при якому ще можлива пневмоподача за рахунок зміни кута нахилу струменя вильоту крупки із сопла пневмофорсунки відповідно до законів балістики.

Тому що завантаження падає в поперечному перерізі млина по параболі, а крупка летить у поздовжньому перетині на задану відстань також по параболі, то для реалізації польоту крупки у вільному від завантаження просторі необхідно, щоб траєкторія руху крупки проходила над траєкторією падіння завантаження, тобто парабола крупки обгинула параболу завантаження. Для реалізації цієї умови виконаємо наступні розрахунки для парабол падіння завантаження (обумовлених кутом його відриву) при різних режимах його роботи (також обумовлених кутом відриву). Побудуємо параболи падіння завантаження для різних типорозмірів млинів різного радіуса  $R$  при фактичних кутах їхнього відриву  $\alpha$ , для чого використаємо паспортні значення частоти обертання  $n$ . Як відомо

$$\cos \alpha = \frac{\omega^2 R}{g} = \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{R}{g}, \text{ звідки } \alpha = \arccos \cdot R \cdot 10^{-3} \cdot n^2. \quad (1)$$

Підставляючи фактичні паспортні значення  $n$  для млинів різних  $R$  знаходимо теоретичні значення кута відриву  $\alpha$  і зносимо їх у таблицю 1.

Таблиця 1 – Координати характерних точок параболи

$R, \text{ м}$	$n, \text{ об/хв}$	$\alpha^\circ$	$X_D$	$r$	$X_{D3}$
0.5	32	59	0.4	0.13	0.53
1	21	63	0.8	0.25	1.05
1.5	18.5	59	1.2	0.35	1.55
2	16.1	59	1.68	0.5	2.1

По наведеним у таблиці 1 значенням  $\alpha$  можна побудувати параболу. Якщо початок координат сполучити із точкою відриву  $A$ , то рівняння параболи запишеться так:

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{x^2}{2R \cos^2 \alpha}. \quad (2)$$

Як видно з таблиці 1 для 3-х типорозмірів млина кут відриву  $\alpha$  однаковий. Теоретично цей кут повинний бути однаковий для будь-яких типорозмірів млинів, тому що значення  $\cos \alpha$  представляє критерій Фруда – критерій подоби режиму роботи завантаження з (1). Тому що формула (1) не враховує коефіцієнт зчеплення з футерівкою, а на практиці в початку млина ставлять футерівку з високим коефіцієнтом зчеплення, то фактичний кут відриву може досягати 35–40°, тоді як теоретичний оптимальний кут відриву без врахування коефіцієнта зчеплення дорівнює 54°40'.

Тепер розглянемо взаємозв'язок траєкторії падіння завантаження й окружності трубошнека, у якому повинний бути розташований пневмопровід транспортування крупки. Для цього розглянемо положення абсциси контрольної точки  $X_D$ , рівної [6]:

$$X_D = R \cos^2 \alpha \left( \sin \alpha + \sqrt{3 - \cos \alpha} \right). \quad (3)$$

Обчислимо значення  $X_D$  для млинів різних типорозмірів при  $\alpha = 54^\circ$  і результати занесемо в таблицю 1. Горизонтальна ексцентрична установка труби пневмоподачі крупки можлива якщо  $X_{D3} - X_{D2} = d$ , де  $X_{D3}$  абсциса точки перетинання окружності шнека в „світу” і  $d$  діаметр труби пневмоподачі.

Для аналізу можливості пневмоподачі крупки на задані ділянки кульової камери за допомогою горизонтальної, ексцентрично розташованої труби, знайдемо кути відриву для координат наступних характерних точок  $X_D$ .

1. Парабола проходить через центральну вісь трубошнека й млина, тобто

$$X_D = R \sin \alpha, \quad (4)$$

або після підстановки  $X_D$  із (3) маємо:

$$\cos^2 \alpha \left( \sin \alpha + \sqrt{3 - \cos \alpha} \right) = \sin \alpha. \quad (5)$$

Вирішуючи це рівняння чисельним методом знаходимо  $\alpha = 54^\circ$ , тобто при теоретичному розрахунковому куті відриву, при якому кулі забезпечується в точці падіння її  $M$  найбільша енергія, парабола 1 проходить через центр окружності шнека й млинів будь-якого радіуса. У такому випадку, як видно з рисунку 1, у трубошнеку досить місця для розміщення горизонтального пневмопровода крупки.

2. Парабола 2 проходить через точку перетинання окружності трубошнека з віссю  $x$ , тобто в крапці  $D_3$  (рисунк.1), коли контур падаючого завантаження повністю перекриває перетин трубошнека й розміщення горизонтально та ексцентрично труби неможливо.

З рисунку 1 видно, що ця умова виконується при

$$X_{D3} = R \sin \alpha_3 + r; \quad (6)$$

після підстановки  $X_D$  і спрощень маємо

$$\cos^2 \alpha_3 \left( \sin \alpha_3 + \sqrt{3 - \cos \alpha_3} \right) = \sin \alpha_3 + \frac{r}{R}. \quad (7)$$

Вирішуючи це рівняння чисельним методом, визначаємо  $\alpha_3$  для різних типорозмірів млинів і результати заносимо в таблицю 2.

З таблиці 2 видно, що середнє значення кута  $\alpha_3$  становить  $48,6^\circ$ . Всі кути, які рівні або менше цього значення, будуть повністю перекривати поперечний переріз трубошнека. Однак варто мати на увазі, що ці дані отримані для радіуса барабана  $R$  і що до барабана примикає конічна завантажувальна кришка, завдяки чому радіус зменшується до радіуса шнека  $r$ . У зв'язку із цим при постійній кутовій швидкості кут відриву заван-

таження буде збільшуватися, що буде збільшувати й вільний простір млина. Докладніше цей взаємозв'язок розглянутий далі.

Таблиця 2 – Значення кутів відриву  $\alpha_3$  для млинів різних типорозмірів

R, м	2	1.5	1	0.5
r, м	0.5	0.35	0.25	0.13
r/R	0.25	0.23	0.25	0.26
$\alpha_3$	48.5	49	48.5	48.3

3. Визначимо кут відриву  $\alpha_2$ , при якому в поперечному перерізі трубошнека можна ексцентрично розмістити горизонтальну трубу пневмоподачі крупки в кульовий млин.

З рисунку 1 видно, що

$$X_{д2} = R \sin \alpha_2 + r - d \quad (8)$$

Підставляючи значення  $X_{д}$  із (3) одержуємо:

$$\cos^2 \alpha_2 \left( \sin \alpha_2 + \sqrt{3 - \cos \alpha_2} \right) - \sin \alpha_2 = \frac{r - d}{R} \quad (9)$$

Вирішуючи це рівняння чисельним методом, знаходимо значення  $\alpha_2$  для млинів різних типорозмірів при відповідних значеннях  $d$ , величину якого можна визначити по відомих методиках [5,7,8]. Результати розрахунків наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Значення кутів відриву  $\alpha_2$  для млинів різних типорозмірів

R, м	2	1.5	1	0.5
r, м	0.5	0.35	0.25	0.13
d, м	0,13	0,09	0,06	0,03
(r-d)/R	0.185	0.17	0.19	0.2
$\alpha_2$	50	50,4	49,9	49,7

З таблиці 3 видно, що середнє значення кута відриву завантаження, при якому можна розмістити в трубошнеку трубу пневмоподачі крупки, становить  $50^\circ$ .

Порівнюючи значення  $\alpha_2$  та  $\alpha_3$  бачимо, що збільшення кута відриву на  $1,4^\circ$  дає можливість установити в трубошнеку трубу пневмоподачі крупки. З огляду на вищеотримане значення  $\alpha = 54^\circ$  установлюємо, що для ексцентричного горизонтального розміщення труби із крупкою кут відриву повинен лежати в діапазоні  $50-54^\circ$ .

Тому що завдяки застосуванню футерівки корпуса млина з високим коефіцієнтом зчеплення й збільшенню ступеня заповнення, кут відриву в промислових млинах може досягати  $35-40^\circ$ , при якому „живий” перетин трубошнека явно із запасом перекивається контуром падаючого по параболі завантаження з тіл, що мелють, і матеріалу, що подрібнюється, то потрібно визначити максимальне граничне значення кута відриву, при якому ще можна реалізувати пневмоподачу крупки за рахунок зміни кута нахилу струменя вильоту крупки із сопла пневмофорсунки з урахуванням геометричних па-

раметрів кульової камери. Для цього спочатку треба визначити залежність кута відриву від кута конуса завантажувальної кришки, а потім визначити поздовжній кут нахилу сопла, з якого парабола польоту крупки в поздовжньому перетині млина пройде вище параболи падіння завантаження.

У такій послідовності й розглянемо ці питання.

З рисунку 2 видно, що кут конуса завантажувальної кришки  $\beta_k$  дорівнює

$$\beta_k = \arctg \frac{R - r}{L_\epsilon}, \quad (10)$$

де  $L_\epsilon$  – довжина завантажувальної кришки.

Відповідно, кут нахилу труби пневмоподачі крупки  $\beta_c$  (він же є й кутом вильоту крупки із сопла), зневажаючи різницею розмірів в еліпсі зрізу сопла й діаметра  $d$  дорівнює:

$$\beta_c = \arctg \frac{r - d}{L_\phi}, \quad (11)$$

де  $L_\phi$  – довжина трубошнека;  $d$  – діаметр труби пневмоподачі крупки.

Величину  $\beta_k$  можна знайти й безпосередньо з робочих креслень кришок для млинів різних типорозмірів. Розрахунки й безпосередні виміри на кресленнях дають середнє значення  $\beta_k \approx 73^\circ$ .

Величину  $\beta_c$  також можна безпосередньо знайти з робочих креслень або по (11). Для млинів з радіусом барабана від 0 до 2 м значення  $\beta_c = 25 \div 29^\circ$ .

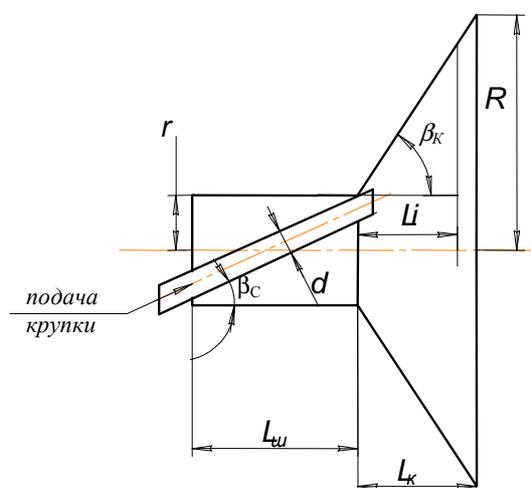


Рисунок 2 – Завантажувальна кришка із пневмотрубопроводом

З метою підвищення гарантії влучення крупки у вільний простір кульової камери й досягнення заданої ділянки на відстані  $L$  від зрізу сопла (обумовлений з діаграми помелу згідно з нашою методикою [3,4]) трубу пневмотранспорту крупки розвертаємо ще й у горизонтальній площині убік параболи на кут  $\beta_r$  від осі обертання млина. Трасекторію польоту крупки, що представляє собою параболу, можна описати існуючими в балістиці залежностями [9]. З метою спрощення опором повітря (як і у випадку параболи падіння завантаження в поперечному перерізі) зневажаємо, що не відіб'ється на взаємному розташуванні розглянутих парабол.

Завантажувальна кришка уздовж осі млина має поточний радіус, що змінюється від  $r$  (радіуса трубошнека в „світу”) до радіуса барабана млина  $R$  (рисунок 2). Тому що кутова частота обертання трубошнека й барабана млина однакова, то кут відриву завантаження (тобто й парабола падіння їх по довжині завантажувальної кришки) буде різним і рівним:

$$\text{для трубошнека: } \alpha_{\phi} = \arccos \frac{\omega^2 r}{g}; \text{ для барабана: } \alpha_A = \arccos \frac{\omega^2 R}{g}.$$

Тоді кут  $\alpha_i$  відриву завантаження для будь-якого потокового радіуса  $R_i$  конуса завантажувальної кришки дорівнює:

$$\alpha_i = \arccos \frac{\omega^2 R_i}{g}. \tag{12}$$

Тому що кутова швидкість будь-якої точки по довжині конуса кришки однакова, то по рівнянню (12) бачимо, що значення  $\cos \alpha_i$  пропорційно зміні радіуса  $R_i$  (від радіуса корпусу млина  $R$  до радіуса шнека  $r$ ): зменшення  $R_i$  збільшує кут відриву  $\alpha_i$ , що зміщує параболу падіння завантаження до центра окружності барабана млина, збільшуючи тим самим вільний простір для польоту крупки.

На рисунку 3 представлено залежність кута відриву  $\alpha_i$  від зміни потокового радіуса  $R_i$  уздовж конічної завантажувальної кришки при постійній кутовій швидкості

$\omega$  (побудована по рівнянню  $\cos \alpha = \frac{\omega^2 R}{g}$  для млинів різних типорозмірів).

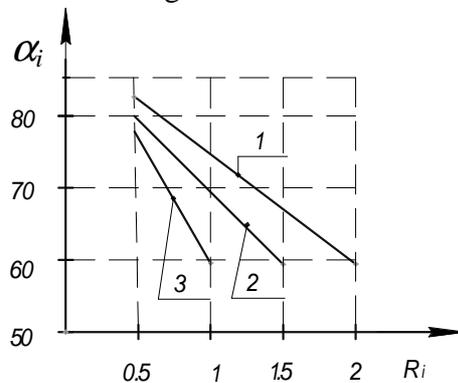


Рисунок 3 – Залежність кута відриву від радіуса при  $\omega = \text{const}$  для млинів:  
1 – 4x13,5 м; 2 – 3,2x15 м; 3 – 2,2x10,5 м

З рисунку 2 видно, що  $l_i = R_i \cdot \text{ctg} \beta_e$ , звідки можна, використовуючи  $\alpha_i$  з рисунку 3, знайти кут відриву для будь-якої ділянки по довжині  $L_e$ .

Залишилося розглянути 3-є завдання – умови огибання параболою польоту часток крупки параболи падіння завантаження.

Рівняння польоту крупки, що вилітає із сопла зі швидкістю  $V_0$  під кутом  $\beta_c$  при початку координат у точці вильоту, має такий вид:

$$y = x \operatorname{tg} \beta_c - \frac{g x^2}{2 V_0^2 \cos^2 \beta_c} \quad (13)$$

Треба визначити при якому значенні  $V_0$  й куті  $\beta_c$  значення  $y$  не перевищить відстань від зрізу сопла до футеровки барабана млина при польоті крупки на задану відстань  $x$ , яку знаходимо по діаграмі помелу, де перебуває максимальна кількість подрібнюемого матеріалу такого ж розміру, що й подавана крупка.

Якщо прийняти в рівнянні (13), що найбільша висота польоту приходить на середину дальності польоту, то маємо:

$$H = \frac{V_0^2}{g} \sin^2 \alpha; \quad (14)$$

$$x = \frac{1}{2} X = \frac{V_0^2}{g} \sin \alpha \cdot \cos \alpha, \quad (15)$$

де  $X$  – горизонтальна дальність польоту, обумовлена з (13) при  $y = 0$ .

Наприклад, приймаючи для млина  $4 \times 13,5$  м величину  $H = 1,4$  м, визначаємо значення  $V_0$  при  $\alpha = 25^\circ$ , після підстановки знаходимо  $V_0 = 8,8$  м/с.

Визначаємо дальність польоту крупки для цих умов:  $X = \frac{V_0^2}{g} \sin 2\alpha = 5,9$  м.

Як бачимо, така швидкість і кут дають завищену дальність польоту, яка звичайно для млинів  $4 \times 13,5$  м повинна лежати в діапазоні від 3 до 5 м. Допустимо з діаграми помелу  $X = 4$  м, тоді змінюючи  $V_0$  й  $\alpha$  (окремо або одночасно) домагаємося заданих значень  $X$  і  $H$ . У нашій випадку можна прийняти  $V_0 = 10$  м/с і  $\alpha = 12^\circ$ , або  $V_0 = 8,8$  м/с і  $\alpha = 16^\circ$ .

Виходячи з менших витрат енергії на транспортування крупки до сопла, бажано призначити мінімальну швидкість суміші, але тоді збільшується діаметр трубопроводу. Збільшення дальності польоту при мінімальній швидкості вильоту можна регулювати за рахунок кута вильоту крупки від 0 до  $30^\circ$ .

Отже, задаючись необхідними  $H$  і  $X$  з (14) і (15) знаходимо оптимальне сполучення  $V_0$  та  $\beta_c$ , причому  $V_0$  легко змінювати за рахунок поперечного перерізу сопла.

Визначимо значення  $y_{\bar{A}}$  по (16) коли  $X$  рівняється довжині конічної завантажувальної кришки  $L_k$  (рисунок 2), тобто до початкової площини параболи падіння завантаження.

$$y_{\bar{A}} = L_k \operatorname{tg} \beta_c - \frac{g L_k^2}{2 V_0^2 \cos^2 \beta_N} \quad (16)$$

Приймаючи, наприклад, для млина  $4 \times 13,5$  м,  $L_k = 0,43$  м,  $V_0 = 10$  м/с та  $\beta_N = 12^\circ$  згідно (16) одержуємо  $y_{\bar{A}} = 0,08$  м. От таке перевищення можна одержати над рівнем розташування сопла в поздовжньому перетині завантажувальної частини для зазначених початкових умов. Завдяки куту нахилу сопла під кутом  $\beta_N$  (який у даному випадку можна збільшити до  $25^\circ$ ) одержуємо додаткову щілину між контуром завантаження млина та параболою подачі крупки.

Висновки

У результаті проведеного аналізу розглянуті кути відриву кульового завантаження, при яких парабола траєкторії падіння куль перетинає горизонтальний діаметр барабана млина в точках, що дозволяють розмістити в трубошнеку завантажувальної кришки трубу для пневмоподачі крупки після сепаратора з метою польоту крупки на задані ділянки кульової камери млина.

Показано, що завдяки конусності завантажувальної кришки й розміщенню труби пневмоподачі крупки під кутом у межах внутрішніх розмірів трубошнека, є можливість зменшення кута відриву куль, тобто використання чисто водоспадних режимів роботи кульового завантаження, які необхідні для її ефективної роботи на початку млина.

Література

1. Богданов В.С., Пироцкий В.З., Несмеянов Н.П. и др. Механическое оборудование предприятий промышленности стройматериалов. Оборудование для помола материалов.– Белгород.–1998.– 180 с.
2. Дуда В. Цемент. – М.: Стройиздат, 1981. – 464 с.
3. Способ помола цемента. А.с.1079288 SU, B02C 19/00. / А.А.Молодцов, В.А. Чурюмов, К.Ф. Матвиенко, А.Б. Бреслер, В.З. Пироцкий, А.Н. Иванов (СССР).– №3556489/29-33; Заявл. 22.02.83; Опубл.15.03.84, Бюл.№10.– 4 с.
4. Иванов А.Н., Чудный А.Ю. Интенсификация работы трубных мельниц замкнутого цикла. Вестник НТУ “ХПИ”, № 29,. Сб.научн. трудов. Тематический выпуск “Химия, химическая технология и экология” – Харьков 2004г. – С. 104–112.
5. Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. М., Высшая школа.1971.– 282 с.
6. Андреев С.Е., Перов В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых, – М: Недра, 1966. – 395 с.
7. Пневмотранспортные установки. Справочник под ред. Аннинского Б.А.-Л.: Машиностроение,1969.– 140 с.
8. Иванов А.Н. К расчету аэродинамики барабанных мельниц // Науковий Вісник, ХГТУСА. – 2002.– №19. С. 136–140.
9. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах // Наука. Главная редакция физико-математической литературы. – М.: 1985.–559 с.

Bibliography (transliterated)

1. Bogdanov V.S., Pirotskiy V.Z., Nesmeyanov N.P. i dr. Mehanicheskoe oborudovanie predpriyatiy promyishlennosti stroymaterialov. Oborudovanie dlya pomola materialov.– Belgorod.–1998.– 180 p.
2. Duda V. Tsement. – М.: Stroyizdat, 1981. – 464 p.
3. Sposob pomola tsementa. A.s.1079288 SU, V02S 19/00. A.A.Molodtsov, V.A. Churyumov, K.F. Matvienko, A.B. Bresler, V.Z. Pirotskiy, A.N. Ivanov (SSSR).– #3556489/29-33; Zayavl. 22.02.83; Opubl.15.03.84, Byul.#10.– 4 p.
4. Ivanov A.N., Chudnyiy A.Yu. Intensifikatsiya raboty trubnyih melnits zamknutogo tsikla. Vestnik NTU “HPI”, # 29,. Sb.nauchn. trudov. Tematicheskii vyipusk “ Himiya, himicheskaya tehnologiya i ekologiya “ – Harkov 2004g. – p. 104–112.

5. Sapozhnikov M.Ya. Mehanicheskoe oborudovanie predpriyatiy stroitelnykh materialov, izdeliy i konstruktsiy. M., Vysshaya shkola.1971.– 282 p.
6. Andreev S.E., Perov V.A., Zverevich V.V. Droblenie, izmelchenie i grohoche-nie poleznykh iskopaemykh, – M: Nedra, 1966. – 395 p.
7. Pnevmotransportnyie ustanovki. Spravochnik pod red. Anninskogo B.A.-L.: Mashinostroenie,1969.– 140 p.
8. Ivanov A.N. K raschetu aerodinamiki barabannykh melnits Naukoviy Visnik, HGTUSA. – 2002.– #19. p. 136–140.
9. Bat M.I., Dzhanlidze G.Yu., Kelzon A.S. Teoreticheskaya mehanika v primerakh i zadachah Nauka. Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literaturyi. – M.: 1985.–559 p.

УДК 621.926.5

Иванов А.Н., Чудный А.Ю.

### **ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПНЕВМОПОДАЧИ КРУПКИ ПОСЛЕ СЕПАРАТОРА В ТРУБНЫЕ МЕЛЬНИЦЫ**

Разработаны теоретические основы возможности пневматической подачи крупной фракции после сепаратора в шаровую камеру трубных мельниц и выполнены соответствующие расчёты для трубных мельниц основных типоразмеров.

УДК 622.248.5

Огородніков П.І., Світлицький В.М., Сухина І.І.

**ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ  
БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ УДАРНИМИ ПРИСТРОЯМИ**

Одним із напрямків підвищення техніко-економічних показників буріння є зменшення витрат часу на ліквідацію аварій, який складає до 12 % від всього балансу часу будівництва свердловини.

Найбільш важким видом аварій в бурінні є прихоплення бурильного інструменту – процес, який характеризується втратою рухомості колони труб та не відновлюється, інколи, навіть при прикладанні значних статичних і динамічних навантажень.

Найбільш ефективний метод ліквідації прихоплення – це застосування ударних пристроїв.

І тут виникає питання, як підібрати режими роботи пристрою для ліквідації прихоплення (ПЛП), місце його установки в бурильній колоні і виконати підбір необхідного компонування вище ПЛП.

Для вирішення цих задач необхідно розглянути розвиток динамічних процесів, що виникають при взаємодії бурильної колони – прихопленої і вільної (верхньої) її ділянок при ударній роботі ПЛП.

В процесі ударної дії пристрою для ліквідації прихоплення, у ділянках бурильної колони (прихопленої і вільної колони бурильних труб) розповсюджуються пружні хвилі, які взаємодіють поміж собою. Розповсюдження хвильового процесу при співударі ділянок бурильної колони кінцевих розмірів, являє собою складний процес, як у момент формування ударного імпульсу, так і під час його розповсюдження та інтерференції.

Для аналізу динамічного процесу, який виникає в компонуваннях бурильної колони при ліквідації прихоплення ударними пристроями застосуємо схему представлену на рис. 1.

При натягуванні колони силою  $N$  понад її власної ваги відбувається роз'єднання вузла фіксації «молота» пристрою, що приводить до коливання її ділянок.

В момент контакту верхньої і нижньої ділянок колони згідно теорії співудару стрижнів [1], в них виникають пружні хвилі деформації, які розповсюджуються у різні сторони. Оскільки сила дії рівна силі протидії, а жорсткості верхньої і нижньої ділянок колони, у більшості випадків, різні, то різними будуть і їх деформації.

Якщо відбувається деформація колони, то частина кінетичної енергії ударної ділянки переходить у потенційну енергію деформації розтягу (стиску), а залишок її зберігається в кінетичній формі. Процес часткового перетворення кінетичної енергії у потенційну послідовно розповсюджується на прилеглі перетини ділянок колони і далі по колоні. Кожна наступна ділянка деформується і набуває швидкості в наслідок взаємодії з попередньою. Границі між деформованими і ненапруженими перетинами переміщуються в обидві сторони від місця співудару зі швидкістю розповсюдження пружної хвилі в металі.

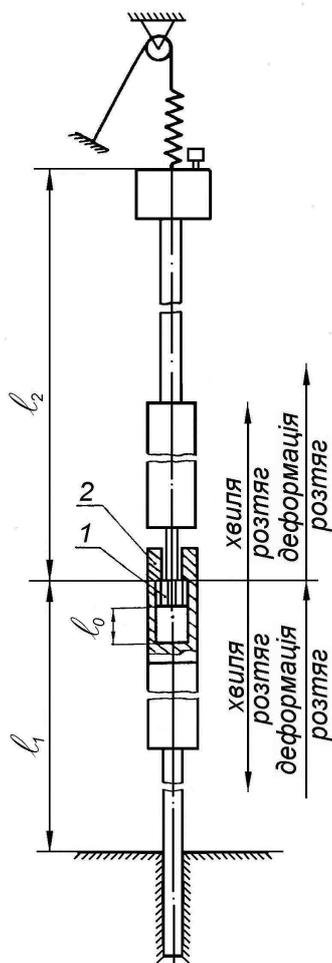


Рисунок 1 – Схема для аналізу динамічного процесу, який виникає в компонованнях бурильної колони при ліквідації прихоплень ударними пристроями

Яким чином це відбувається – розглянемо на кожній ділянці окремо.

В основу подальшого розв’язання поставленої задачі про розповсюдження пружних хвиль в прихопленій колоні під дією удару використаємо результати робіт [1,2]. Подовжній удар двох пружних стрижнів з плоскими торцями однакового поперечного перетину і матеріалу, що в першому наближенні моделює бурильну колону можна досліджувати за допомогою одномірного хвильового рівняння.

$$\frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} = c_0^2 \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \quad (0 < x < l), \quad (1)$$

де  $u_x$  – зміщення;  $c_0^2 = E/\rho$ ;  $E$  – модуль пружності Юнга,  $\rho$  – густина;  $c_0$  – швидкість розповсюдження пружної хвилі в трубах.

Удар викликає двоступінчасті хвилі деформації, котрі розповсюджуються в додатному і від’ємному напрямі осі  $X$  з  $c_0$ , відносно ділянок колони, що рухаються.

Розглянемо випадок прихоплення частини колони під ударним пристроєм і подамо закріплення в точці  $x = l_1 + l_2$ , де  $l_1$  – довжина колони до ударного пристрою, а  $l_2$  – відстань від голови прихопленої частини бурильної колони до точки прихоплення.

Розв'язання рівняння (1) має вигляд

$$u_x = f(x - c_0 t) + g(x + c_0 t), \quad (2)$$

котре представляє собою дві хвилі які накладаються і переміщуються в протилежні сторони. В результаті послідовного диференціювання (2) отримаємо деформацію  $\xi x$ , напруження  $\sigma x$ , і швидкість  $\vartheta$ .

Для випадку прихопленої частини колони після диференціювання рівняння запишеться у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta = -f'(\bar{\xi}) + g'(\bar{\xi}) &= 0 \\ t = 0; \bar{\xi} = x, \text{ äëÿ } l_1 \leq x \leq l_1 + l_2 \\ f'(\bar{\xi}) = g'(\bar{\xi}) &= 0 \\ t = 0; \bar{\xi} = x, \text{ äëÿ } l_1 \leq x \leq l_1 + l_2 \\ \vartheta = -f'(\bar{\xi}) + g'(\bar{\xi}) &= 0 \\ x = l_1 + l_2 \text{ äëÿ } \hat{\text{â}}\hat{\text{ñ}}\hat{\text{õ}} t \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} f'(\bar{\xi}) = -g'(\bar{\xi}) \\ \text{ï ðè } x = 0 \\ f'(\bar{\xi}) = -g'(\bar{\xi}) \\ \text{ï ðè } x = l_1 + l_2 \text{ äëÿ } \hat{\text{â}}\hat{\text{ñ}}\hat{\text{õ}} t \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Якщо хвилі розповсюджуються в одну сторону, то рівняння (3) дають

$$|\sigma| = \rho c_0 \vartheta. \quad (5)$$

Таким чином, при жорсткому прихоплені, коли можна рахувати його, як жорстке закріплення стрижня виникає хвиля відбиття тієї ж фази і рівної амплітуди. В реальних випадках частина енергії падаючої хвилі передається в навколишнє середовище – амплітуди падаючої і відбитої хвиль зменшуються. Очевидно, дія відбитої хвилі буде зменшувати напруження в точці контакту молота і ковадла до нуля. Ймовірно це настає після інтервалу часу рівного подвоєному часу проходження хвилі в прихваченій частині колони, якщо її рахувати, за більш коротку ділянку бурильної колони ніж верхню. У всіх випадках умови неперервності вимагають, щоб зміщення і швидкість частинок в перерізах або частин колони на кожній стороні поверхні контакту (молот-ковадло) повинні бути тотожні в момент роз'єднання після удару.

У цьому випадку молот і ковадло, деякий час залишаються в контакті при відсутності напружень стиску: більш прихоплена нижня частина бурильної колони набуває постійної кінцевої швидкості, у той час, як верхня частина бурильної колони, довжина якої набагато більша за нижню, знаходиться у стані коливного режиму.

Коли верхня частина бурильної колони довжиною  $l_1$  переміщується разом з молотом з початковою швидкістю  $\vartheta_{01}$  стикається з ковадлом, яке з'єднане з закріпленою

(прихопленою) частиною колони довжиною  $l_2$ , яка рухається з початковою швидкістю  $v_{02}$  рівняння (3) і (4) описують процес розповсюдження хвиль для випадку коли  $l_1 = \frac{1}{2}l_2$ . При цьому необхідно враховувати початкові умови

$$\left. \begin{aligned} f'(x) &= \frac{v_{01}}{2c_0}; \quad g'(x) = \frac{v_{01}}{2c_0} \\ t &= 0; \quad 0 \leq x \leq l_1 \\ f'(x) &= -\frac{2v_{02}}{2c_0}; \quad g'(x) = \frac{v_{02}}{2c_0} \\ t &= 0; \quad l_1 \leq x \leq l_1 + l_2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

В кінці співудару всі частини прихваченої ділянки вільні від напружень і знаходяться в відносному спокою, у той же час, як молот відскакує без коливання з його попередньою початковою швидкістю. Звідси і витікає можливість більш раціонального використання енергії коливних процесів верхньої частини бурильної колони для інтенсифікації впливу на прихоплену зону.

Процеси, які протікають в прихваченій зоні при ліквідації прихоплень складні і мало вивчені. Розглянемо вплив вібраційної дії, яка реалізується через бурильну колону за допомогою удару або віброзбурювача і описаний в роботі [3] з урахуванням конкретних геологічних умов.

Треба відмітити що віброзбурювач-вібратор може генерувати тільки збурення на одній частоті, тоді як при ударному збуренні спектр частоти коливань верхньої і нижньої частин бурильної колони дуже широкий (дивись рис. 2), що інтенсифікує процес звільнення прихопленої бурильної колони.

На ефективність ліквідації прихоплень бурильної колони, окрім вливу хвильового характеру розповсюдження деформації по бурильним трубам, має велике значення ефект зміни фізико-механічних властивостей середовища, яке обумовлює прихоплення, під дією вібраційних полів. Ці поля виникають за рахунок хвильових процесів, які виникають в результаті ударного збурювання прихопленої частини бурильної колони.

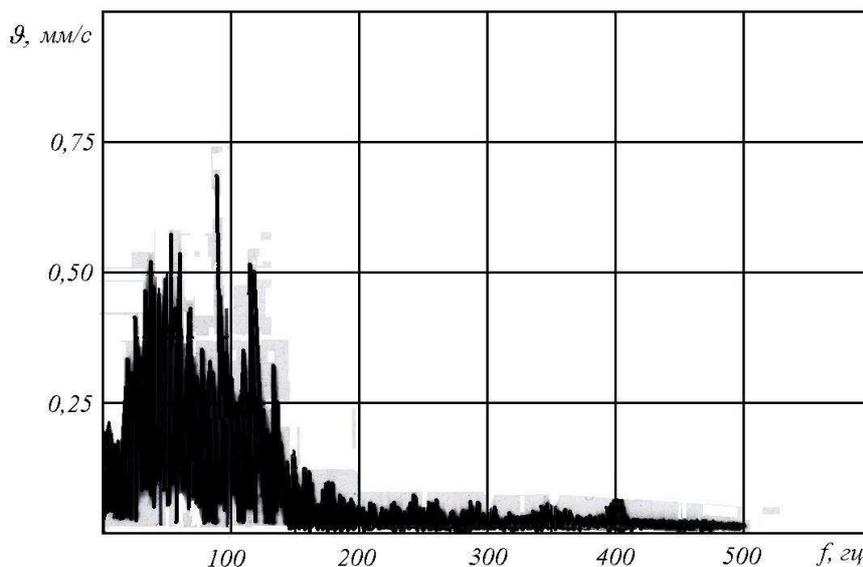


Рисунок 2

Так відомо, що під дією вібрацій змінюється (в меншу сторону) коефіцієнт тертя. У цьому випадку знижується розсіювання енергії і ще більше зменшується уявного коефіцієнт тертя.

Багато середовищ, які при малих швидкостях деформацій зсуву володіють тільки пластичними або пружними властивостями (або тими й іншими), при підвищених швидкостях зсуву починають проявляти в'язкі властивості – їх опір зсуву починає залежати від швидкості деформації (структурна в'язкість).

Структурною в'язкістю і навіть тиксотропією, володіють у тій чи іншій мірі численні гірські породи (особливо глинисті), а також тверда фаза бурового розчину в котрому частинки дисперговані до колоїдних розмірів. Ефекти структурної в'язкості і навіть текстурної ріднить їх з ефектом зниження уявного коефіцієнту тертя.

Таким чином фізико-механічні властивості порід, (середовища прихопленої зони) при ліквідації прихоплень ударним способом, який супроводжується передачею вібраційної енергії від колони до середовища зони прихоплення, характеризуються коефіцієнтом вібров'язкості. Передача коливань від прихваченої бурильної колони в прихоплену зону супроводжується руйнуванням її структури. Навколо труб в зоні прихоплення виникають розріджені зони дуже малої товщини, які нагадують суспензію або колоїдний розчин.

Осьове зусилля (попередній натяг) необхідне для підйому аварійної колони із такої зони лише на 20–30 % перевищує вагу інструменту за рахунок переходу сухого тертя в гідродинамічне. Застосування нафтових ванн, дає результат, який пояснюється також переходом сухого тертя в гідродинамічне.

При перехопленні бурильної колони за рахунок обвалів стінок свердловини кусками твердих порід, в процесі його ліквідації шляхом застосування ударних методів виникають вібрації інструменту, що приводить до зміни коефіцієнту тертя і сил зчеплення. В цьому випадку динамічний коефіцієнт тертя буде в декілька раз менший за коефіцієнт тертя спокою. Окрім того проходить втомне регулювання гострих виступів і зерен породи, а також попадання в тріщини і зазори рідини.

Зусилля підйому інструменту, який визначається, в основному, попереднім натягом, в даному випадку буде значно більший ніж у попередньому випадку. Виходячи з цього, необхідно більш раціонально використовувати хвильову енергію верхньої частини колони яка виникає при роботі ударного механізму.

Зміщення нижньої частини (прихопленої) як стрижня викликане ударним (імпульсним) навантаженням може бути також виражене в формі, яка представляє біжучі хвилі [1]. Якщо довжина  $l_2$ , представляє частину колони до ударного пристрою з площею поперечного перетину  $A$  і моментом інерції  $I$  миттєво піддана дії напруження стиску –  $\sigma_0$  в точці  $x = l_2$ , причому кінець  $x = 0$  закріплений, то рішення рівня (1) яке задовольняє початкові і граничні умови буде

$$\left. \begin{aligned} u = \frac{\partial u}{\partial t} = 0; \quad t = 0; \quad 0 \leq x \leq l_2; \\ \frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad x = 0; \quad t \geq 0; \\ \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{\sigma_0}{E}; \quad x = l_2; \quad t > 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

може бути отримане за допомогою інтегрального перетворення Лапласа [1]

$$u = \frac{\sigma_0 t^2}{2\rho\ell_2} - \frac{2\sigma_0\ell_2}{\pi^2 E} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(-1)^i}{i^2} \left( 1 - \cos \frac{i\pi c_0 t}{\ell_2} \right) \cos \frac{i\pi x}{\ell_2}; \quad (8)$$

$i = 1, 2, 3 \dots$ ,

де  $\rho$  – густина матеріалу труб;  $E$  – модуль пружності Юнга.

Рівняння (8) показує, що змінну зміщення перетинів прихваченої частини можна регулювати не тільки за рахунок зміни величини імпульсного навантаження  $\sigma_0$ , але й підбором раціональної довжини  $\ell_2$  – компоновки колони нижче ударного пристрою. За рахунок зміни параметрів компоновання під ударним пристроєм можна змінювати спектр коливань останнього, залежно від фізико-механічних властивостей умов прихвачень.

Для детального аналізу передачі вібраційної енергії в прихвачену зону необхідно розглянути трьохмірні рівняння теорії пружності.

#### Література

1. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел.. – М.: Издат. лит. по строительству, 1965. – 447 с.
2. Кильчевский Н.А. Динамическое контактное сжатие твердых тел.. –К.: Наукова думка, 1976. – 314 с.
3. Ветров А.К., Коломоец А.В. Аварии в разведочном бурении и способы борьбы с ними. М.: Недра, 1969. – 181 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Goldsmit V. Udar. Teoriya i fizicheskie svoystva soudaryaemyih tel.. – М.: Izdat. lit. po stroitelstvu, 1965. – 447 p.
2. Kilchevskiy N.A. Dinamicheskoe kontaktnoe szhatie tverdyih tel.. –К.: Naukova dumka, 1976. – 314 p.
3. Vetrov A.K., Kolomoets A.V. Avarii v razvedochnom bureanii i sposoby borbyi s nimi. М.: Nedra, 1969. – 181 p.

УДК 622.248.5

Огородников П.И., Светлицкий В.М., Сухина И.И.

#### **ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ЛИКВИДАЦИИ ПРИХВАТОВ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ УДАРНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ**

Проанализирована динамика процесса, возникающая в составляющих бурильной колонны при ликвидации прихватов ударными устройствами. Доказано, что за счет смены параметров составляющих под ударным устройством можно изменять спектр колебаний последних в зависимости от физико-механических свойств условий прихватов.

УДК.629.1.032.1.

Кудров В.М., Чучмарь И.Д., Возгрин Ю.В., Кузьминский В.А., Фолунин С.А.

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В УПРАВЛЯЕМОМ ОБЪЕМНОМ ГИДРОПРИВОДЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ОПЫТНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Современные гидрообъемные передачи (ГОП) имеют наиболее оптимальные массогабаритные показатели и динамические качества. Благодаря таким преимуществам, как малая масса и объем, приходящиеся на единицу передаваемой мощности, что особенно важно в ограниченном пространстве моторно-трансмиссионного отделения (МТО) современных боевых машин, высокому КПД и надежности управления гидропередача нашла свое применение в опытной разработке КП ХКБМ им. А.А. Морозова привода вентиляторов системы охлаждения силовой установки с двигателем 6ТДАМ.

В ходе проектирования было определено, что величина максимальной мощности, затрачиваемая на функционирование ГОП вентиляторов, составит 75 кВт. Конструктивно заложенное дистанционное бесступенчатое управление частотой вращения вентиляторов позволяло в зависимости от температурного режима силовой установки регулировать затраты мощности двигателя на работу системы охлаждения с целью уменьшения расхода топлива и создавало возможность за счет перераспределения мощностей увеличивать мощность привода гусеничного движителя.

После изготовления опытного образца изделия в процессе проведения ходовых и стендовых испытаний при резких изменениях частоты вращения вентиляторов были выявлены колебания высокого и низкого давлений, в ряде случаев достигающих либо предельных значений, либо снижающихся до нуля.

Вышеописанные колебания в магистралях высокого и низкого давлений ухудшают эксплуатационные и прочностные характеристики агрегатов и элементов ГОП. Для выработки мероприятий по уменьшению интенсивности колебаний давления возникла необходимость проведения исследований динамических процессов в ГОП вентиляторов при быстром изменении угла наклонного диска гидронасоса, а также пусках и остановках двигателя силовой установки.

Уравнение, описывающее динамическое равновесие объемного гидропривода. Имеет следующий вид [1]:

$$V_B \cdot \Delta p = J \frac{d\omega}{dt} + h \cdot \omega + M_c, \quad (1)$$

где  $V_p$  – рабочий объем гидромотора;  $\Delta p = p_B - p_H$  – перепад давлений на гидромоторе ( $p_B$  и  $p_H$  соответственно, высокое и низкое давления);  $J$  – момент инерции вращающихся частей;  $\omega$  – угловая скорость вала гидромотора;  $h$  – коэффициент жидкостного и вязкого трения, пропорциональный угловой скорости вала гидромотора;  $M_c$  – статическая нагрузка.

Для исследуемого ГОП вентиляторов, упрощенная принципиальная схема которого приведена на рисунке 1, уравнение (1) может быть преобразовано с учетом неравномерного вращения каждого из четырех гидромоторов ГМ<sub>1</sub>, ГМ<sub>2</sub>, ГМ<sub>3</sub> и ГМ<sub>4</sub>, как:

$$4 \cdot V_{D_i} (\delta_{\dot{A}} - \delta_{\dot{i}}) = \sum_4^{i=1} (J \frac{d\omega_i}{dt} + h \cdot \omega_i + M_{ci}),$$

где, в данном случае:

$V_{D_i}$  – рабочий объем каждого гидромотора;  $J$  – суммарный момент инерции вращающихся частей гидромотора и установленного на его валу вентилятора;  $\omega_i$  – угловая скорость данного вала;  $M_{ci}$  – приводной момент вентилятора (пропорционален квадрату частоты вращения  $\omega_i$ ).

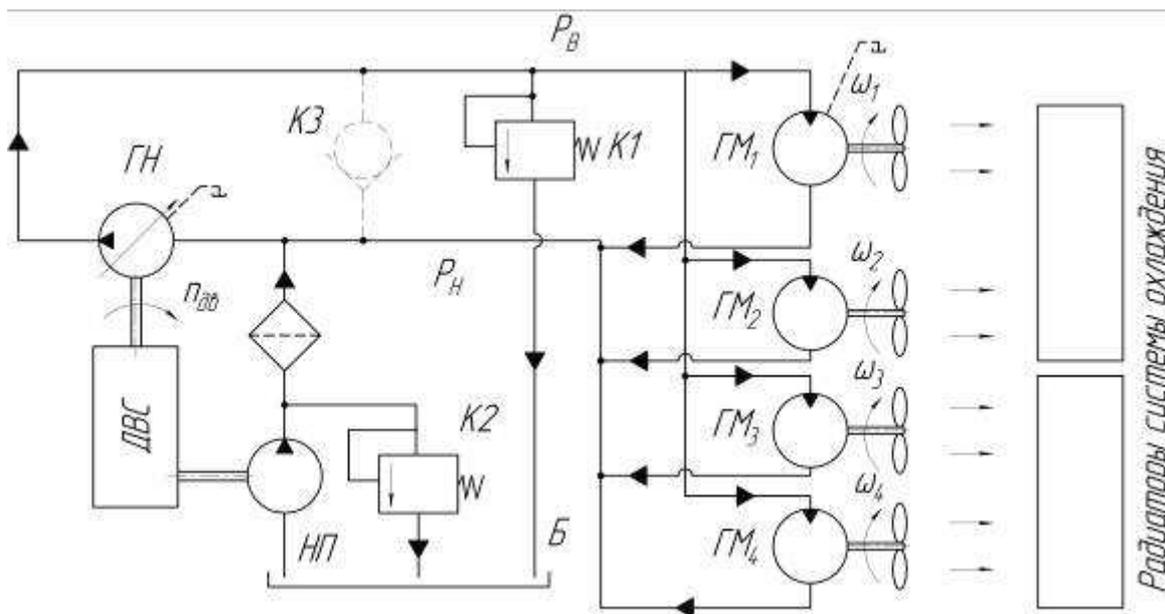


Рисунок 1 – Схема объемного гидропривода вентиляторов системы охлаждения  
 ГН – аксиальнопоршневой регулируемый насос, с рабочим объемом 111 см<sup>3</sup>/оборот; ГМ<sub>1</sub>, ГМ<sub>2</sub>, ГМ<sub>3</sub> и ГМ<sub>4</sub> – аксиальнопоршневые гидромоторы привода вентиляторов (тип БК2, рабочий объем 15 см<sup>3</sup>/оборот); НП – насос подпитки шестеренного типа; К1 – предохранительный клапан; К2 – предохранительный клапан системы подпитки; К3 – перепускной клапан; Б – маслобак

Окончательное выражение для перепада давлений имеет следующий вид:

$$\delta_{\dot{A}} - \delta_{\dot{i}} = \frac{\sum_4^{i=1} (J \frac{d\omega_i}{dt} + h \cdot \omega_i + M_{ci})}{4 \cdot V_{D_i}}. \quad (2)$$

Как следует из данного уравнения, при пусках двигателя колебания давления будут наблюдаться в момент страгивания вентиляторов и выходе их на устойчивую частоту вращения, пока в числителе формулы (2) инерционный член  $J \frac{d\omega_i}{dt}$  будет преувалировать над суммой двух других слагаемых, зависящих от величин  $\omega_i$ , что и было подтверждено в ходе испытаний.

При пусках двигателя в соответствии с инструкцией рукоятка управления углом наклонного диска насоса ГН и, соответственно, частотой вращения гидромоторов вен-

тиляторов находилась в нулевом положении. Но, не смотря на это, в зависимости от температуры масла и величины частоты вращения вала двигателя  $n_{дв}$  после пуска частоты вращения вентиляторов соответствовали 500...1700 мин<sup>-1</sup>. В таблице 1 приведены результаты измерения параметров при восьми пусках в порядке увеличения температуры масла. Характер изменения частоты вращения  $n_{дв}$ , давлений  $p_v$  и  $p_n$  приведен на рис.2 и является копией осциллограммы пуска №3 в таблице 1.

Таблица 1 – Изменение параметров в ГОП вентиляторов при пуске двигателя

№ п/п	$t_m, ^\circ C$	$n_{дв}, \text{мин}^{-1}$		$P_v, \text{МПа}$					$P_n, \text{МПа}$		
		Заброс при пуске	При устойчивой работе	Пики при пуске					При устойчивой работе	Пик при пуске	При устойчивой работе
				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й			
1	22	1800	1590	7,0	11,0	7,0	-	-	6,0	2,8	2,6
2	50	2270	1570	13,5	12,5	12,0	12,0	8,0	5,5	35,2	2,6
3	55	1580	1420	9,5	10,5	9,0	6,0	-	5,0	37,8	2,6
4	60	2000	1250	8,0	8,0	5,5	4,5	-	2,5	-	1,8
5	90	-	1450	8,5	13,5	9,5	-	-	3,8	4,2	2,4
6	100	-	-	11,5	5,0	5,5	-	-	4,0	-	2,4
7	100	-	-	6,5	6,0	6,0	6,0	-	4,0	2,7	2,4
8	105	-	-	7,0	10,0	10,0	5,5	-	4,5	5,4	2,4

Наибольшие колебания при пусках имеет высокое давление  $p_v$ , у которого перед выходом на установившееся значение насчитывается от трех до пяти пиков; величина их в 1,5...3,0 раза превышает значение давления при дальнейшей устойчивой работе. Следует отметить, что при пусках величина  $p_v$  ни разу не превышала 20 МПа – предела максимального давления в объемной гидропередаче.

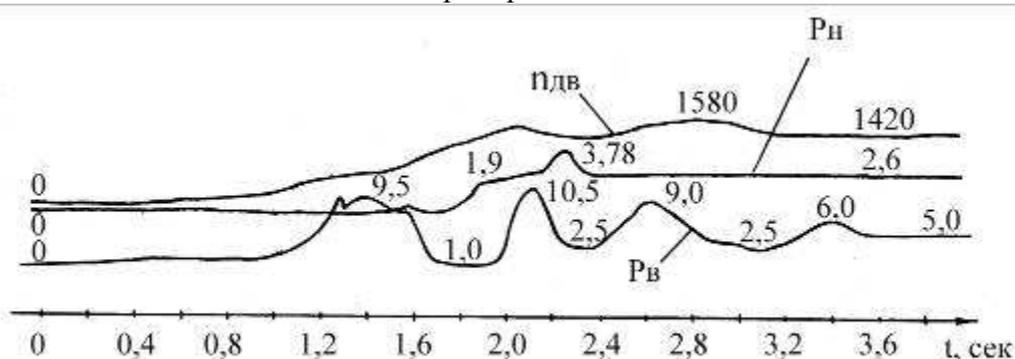


Рисунок 2 – Изменения параметров в ГОП вентилятора при пуске двигателя (значения  $p_v$  и  $p_n$  приведены в МПа, а  $n_{дв}$  в мин<sup>-1</sup>)

Значительные колебание высокого давления возникают в момент начала вращения валов насоса и гидромоторов; первопричиной их являются высокие моменты инерции вентиляторов, которые при страгивании и разгоне приводят к скачкам  $p_v$ .

При пусках небольшой заброс имеет место в линии низкого давления  $p_n$ . Этот заброс не превышает более чем в 2,3 раза эксплуатационное значение низкого давления (2,2...2,6 МПа), максимальное его значение составило 5,4 МПа. Возникновение данно-

го пика объясняется ростом подачи подпиточного насоса НП с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя. В какой-то момент времени его подача становится больше, чем величина объемных потерь объемной гидропередачи, возникает небольшой пик давления  $p_n$ , который затем исчезает при открытии предохранительного клапана системы подпитки К2. Из таблицы 1 видно, что температура масла  $t_m$  практически не влияет на величину забросов высокого и низкого давления вследствие малой весомости слагаемого  $h \cdot \omega_1$  в уравнении (2) при небольших значениях  $\omega_1$ .

Из графика на рисунке 2 видно, что частота вращения  $n_{дв}$  при пусках имеет небольшие колебания, причем в большинстве случаев перед выходом на устойчивую работу происходит незначительный заброс, не оказывающий влияние на  $p_v$  и  $p_n$ .

Характер изменения давлений  $p_v$  и  $p_n$  при резком изменении частоты вращения валов гидромоторов приведен на рисунке 3, а данные опытов приведены в таблице 2.

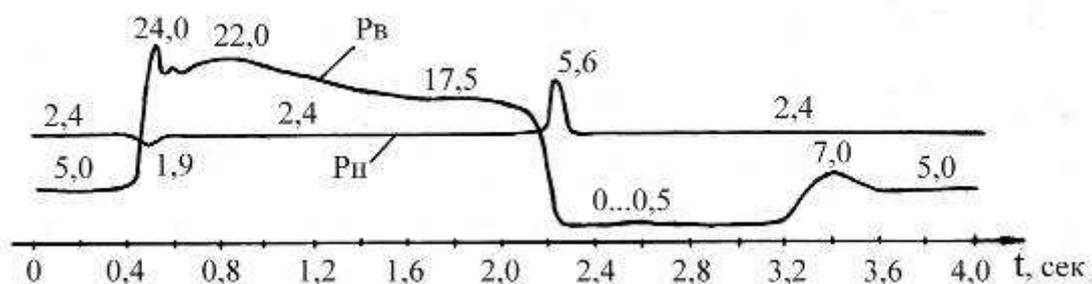


Рисунок 3 – Изменения давлений  $p_v$  и  $p_n$  в ГОП вентиляторов при резком переходе от минимальной частоты вращения гидромоторов к максимальной и наоборот (значения  $p_v$  и  $p_n$  приведены в МПа)

Таблица 2 – Изменение давлений в ГОП вентиляторов при резком увеличении или уменьшении частоты вращения вентиляторов при  $n_{дв} = 2500 \text{ мин}^{-1}$

№ п/п	$t_m, ^\circ\text{C}$	Давления в ГОП при минимальной частоте вращения вентиляторов		Изменение давлений при резком увеличении частоты вращения				Установившиеся значения давлений при высокой частоте вращения		Изменение давлений при резком уменьшении частоты вращения до минимальной		Установившиеся значения давлений в ГОП при минимальной частоте вращения	
		$P_v$	$P_n$	$P_v$			$P_n$	$P_v$	$P_n$	$P_v$	$P_n$	$P_v$	$P_n$
		МПа		1-й пик	2-й пик	3-й пик		МПа		МПа		МПа	
				МПа									
1	105	9,5	2,4	16,0	20,5	18,5	2,4	16,0	2,4	1,0	2,6	5,5	2,4
2	105	5,5	2,4	18,5	17,5	21,5	2,4	16,0	2,4	1,0	5,6	5,5	2,4
3	105	5,5	2,4	24,0	21,5	-	1,4	14,5	2,4	1,5	2,6	10,0	2,4
4	101	5,0	2,6	23,0	22,5	-	2,2	17,0	2,6	0,5	4,0	5,0	2,4
5	101	5,0	2,4	24,5	22,5	-	1,7	17,5	2,4	0,5	4,5	5,0	2,4
6	101	5,0	2,4	24,0	22,0	-	1,9	17,5	2,4	0,5	5,6	5,0	2,4

При быстром увеличении частоты вращения вентиляторов происходит резкое повышение высокого давления до 24,5 МПа, что выше настройки предохранительного клапана К1 (20 МПа). На этом участке кривая  $p_v$  имеет выраженные пики, затем давление снижается и устанавливается на величине 15,0...17,5 МПа, соответствующей частоте вращения вентиляторов 4500...4600 мин<sup>-1</sup> при  $n_{дв} = 2500$  мин<sup>-1</sup>. Возникновение пиков давления можно объяснить тем, что при интенсивном увеличении подачи насосом ГН объемной гидропередачи в силу своей инерционности вентиляторы не могут сразу развить частоту вращения, соответствующую данной производительности. В момент резкого увеличения частоты происходит небольшое понижение  $p_n$  до 1,4 МПа, это можно объяснить увеличением объемных потерь из-за роста  $p_v$ .

При быстром уменьшении частоты вращения вентиляторов происходит резкое снижение давления  $p_v$  до величины 0,5...1,5 МПа, что значительно ниже значения  $p_v \sim 5,0$  МПа на установившемся режиме. В этот же момент происходит скачок низкого давления ( $p_n$ ) до 2,5...5,6 МПа. Все это свидетельствует о том, что в силу инерционности гидромоторов с вентиляторами их торможение происходит медленнее, чем управляемое уменьшение производительности насоса, в результате чего в течение 1 сек гидромоторы начинают качать масло в магистраль низкого давления, а насос в течение этого времени выполняет роль мотора. Поэтому на какое-то мгновение происходит заброс давления  $p_n$  до момента срабатывания предохранительного клапана системы подпитки К2, а в магистрали высокого давления величина  $p_v$  снижается до нуля, так как данная магистраль не имеет подпиточного насоса. При дальнейшей работе объемной гидропередачи давление  $p_v$  восстанавливается до установившихся значений порядка 5,0 МПа с небольшим пиком 7,0 МПа. Данный заброс  $p_v$  свидетельствует о том, что гидромоторы перестали качать масло в магистраль  $p_n$  и насос снова начал выполнять свои функции, а импульс давления возник при преодолении насосом ГН инерционности гидромоторов с вентиляторами в процессе их разгона до требуемой по кинематике частоты вращения.

Остановки двигателя производились при различных начальных частотах вращения вентиляторов ( $n_{вент}$ ) и частотах вращения вала двигателя ( $n_{дв}$ ) 2000...2500 мин<sup>-1</sup>; при этом происходило плавное уменьшение данных частот, сопровождаемое резким снижением  $p_v$  до нуля и большим пиком низкого давления  $p_n$ , достигающим 12,2 МПа независимо от вида останова двигателя (см. рисунок 4 и таблица 3, где МОД – механизм останова двигателя, обеспечивающий быстрое автоматическое отключение подачи топлива в случае пожара в МТО).

При остановках двигателя снижение подачи насосом ГН происходит быстрее, чем снижение частоты вращения валов гидромоторов из-за больших моментов инерции вентиляторов, в результате чего гидромоторы начинают нагнетать масло в полость низкого давления из полости высокого давления. В этот момент из-за отсутствия подачи подпитки давление  $p_v$  резко падает до нуля. Пик в зоне низкого давления возникает в момент почти полной остановки насоса ГН, жестко связанного с двигателем, при еще вращающихся в течении 0,2 с гидромоторах. Насос не может воспринять производительность гидромоторов, а предохранительный клапан системы подпитки К2, рассчитанный по расходу на производительность насоса подпитки НП, не может сбросить мгновенное увеличение расхода от работы тех же гидромоторов, в результате чего происходит заброс давления  $p_n$ .

Для устранения выявленных при резком снижении частоты вращения вентиляторов и остановках двигателя забросов давления в магистрали  $p_n$  и снижения до нуля давления в магистрали  $p_v$  между данными магистралями был установлен перепускной

клапан КЗ (см. рисунок 1), обеспечивающий сброс масла из магистрали низкого давления в магистраль высокого в случае вышеуказанных явлений и таким образом сглаживающий колебания  $p_v$  и  $p_n$ .

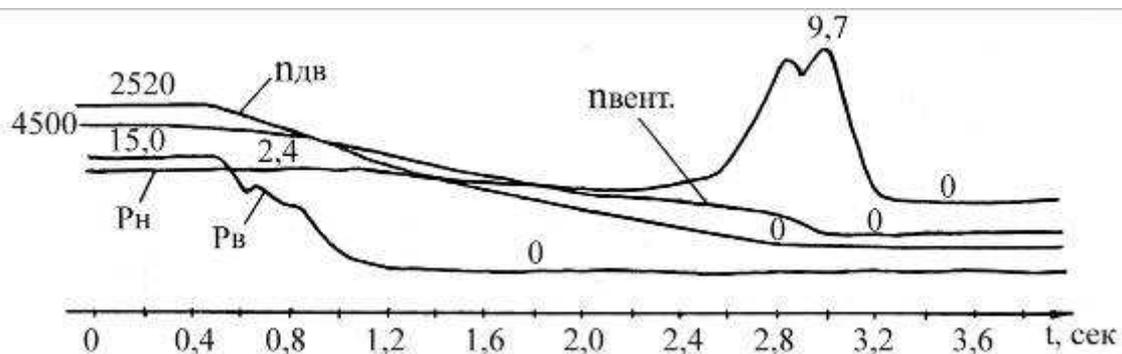


Рисунок 4 – Изменения параметров в ГОП вентиляторов при остановке двигателя (значения  $p_v$  и  $p_n$  приведены в МПа, а  $n_{дв}$  и  $n_{вент.}$  в  $\text{мин}^{-1}$ )

Таблица 3 – Изменение параметров ГОП вентиляторов при остановке двигателя

№ п/п	Величины измеряемых параметров перед остановкой					Вид остановки	Величины пиков давления масла $p_n$ в момент остановки, МПа	
	$n_{дв}$	$n_{вент.}$	$t_m$	$p_v$	$p_n$		1-й пик	2-й пик
	$\text{мин}^{-1}$		$^{\circ}\text{C}$	МПа				
1	1590	500...700	22	6,0	2,6	обычный	3,1	-
2	2000	900...1000	60	9,0	2,1		2,4	-
3	2000	2000...2200	102	5,5	2,4		2,6	3,0
4	2000	3700...3900	105	12,5	2,1		10,5	-
5	2500	3200...3300	85	10,0	2,6		4,5	4,0
6	2500	3800...4100	105	14,0	2,6		7,8	-
7	2500	4400...4600	109	15,0	2,4		9,7	-
8	2000	2000...2200	102	5,5	2,4	МОД	2,8	2,8
9	2000	3800...4000	105	12,5	2,1		9,0	-
10	2500	1100...1200	100	4,5	2,6		-	-
11	2500	2100...2300	105	5,5	2,4		-	-
12	2500	4500...4600	95	16,0	2,6		8,5	-
13	2500	4500...4600	110	14,5	2,1		12,2	-

В ходе проверок эффективности действия клапана остановка двигателя производилась как резким отпускание педали подачи топлива, так и нажатие на кнопку «МОД» при различных частотах вращения вентиляторов и коленвала двигателя. Результаты этих опытов приведены в таблице 4.

Независимо от метода остановки двигателя при частоте вращения вентиляторов до  $3000 \text{ мин}^{-1}$  происходит плавное снижение давлений  $p_n$  и  $p_v$  до нуля. Также отмечено, что при работе без КЗ клапана давление  $p_v$  падает до нуля еще до остановки вентиляторов, а при работе с клапаном  $p_v$  снижается до нуля только после остановки вентиляторов.

Таблица 4 – Изменение параметров ГОП вентиляторов при остановке двигателя

№ п/п	Величины измеряемых параметров перед остановкой				Вид остановки	Величины пиков давления масла в момент остановки			
	$n_{дв}$	$n_{вент}$	$t_m$	$P_n$		$P_v$	$P_n$	$P_v$	
	мин <sup>-1</sup>		<sup>0</sup> С	МПа		МПа			
1	2000	1100	98...104	2,2	3,3	Обычный	Плавно снижается до 0		
2	2000	2000		2,25	7,2		4,25	1,5	
3	2000	3000		2,25	10,2		Плавно снижается до 0		
4	2000	4200		2,25	15,3	Срабатывание МОД	Плавно снижается до 0		
5	2500	2000		2,25	7,2		3,75	1,5	
6	2500	3000		2,25	10,5		Плавно снижается до 0		
7	2500	5000		2,25	20,0		Плавно снижается до 0		
8	2700	3000		2,25	10,5		Срабатывание МОД	Плавно снижается до 0	
9	2700	4000		2,25	14,7			8,7	
10	2700	5000		2,0	21,0			Плавно снижается до 0	
11	2000	2000	2,0	7,2	11,4				
12	2000	3000	2,25	9,9	3,8	16,5			
13	2000	4000	2,0	14,7	Плавно снижается до 0				
14	2500	2000	2,25	6,9	Срабатывание МОД	8,4			
15	2500	3000	2,25	9,9		12,0			
16	2500	4000	2,25	14,1		16,0			
17	2700	4000	2,25	13,5		15,0			
18	2700	5000	2,0	19,5		20,5			

При частотах вращения вентиляторов 4000...5000 мин<sup>-1</sup> во время остановки в некоторых случаях происходит незначительный заброс  $p_n$  до 3,8...4,3 МПа, в то время как при работе без клапана эта величина достигала 12,2 МПа.

При остановке МОДом пиковый заброс давления масла  $p_v$ , превышающий на 1,0...2,0 МПа его величину до остановки, объясняется тем, что при срабатывании МОДа перед остановкой происходит некоторое увеличение частоты вращения вала двигателя.

Резкое увеличение и уменьшение частоты вращения вентиляторов производилось при частоте вращения коленвала двигателя 2500 мин<sup>-1</sup>. Рукоятка управления вентиляторами быстро переводилась из положения «0» в положение, соответствующее максимальной частоте вращения вентиляторов, 1...2 с выдерживалась в этом положении и затем возвращалась в положение «0».

Результаты измерений параметров при этих опытах показаны в таблице 5.

При быстром уменьшении частоты вращения вентиляторов происходит резкое снижение  $p_v$  до значения, не меньше 1,5 МПа, что выше значений  $p_v$  в аналогичных опытах без перепускного клапана. В этот же момент происходит скачок низкого давления  $p_n$  до 4,1...5,2 МПа, на этом уровне видны два характерных пика давления в тече-

нии 0,1...0,15 с, затем давление  $p_n$  устанавливается на исходном уровне 2,2...2,5 МПа. Без клапана скачок давления  $p_n$  достигал 5,6 МПа.

Таблица 5 – Изменение давлений в ГОП вентиляторов при резком увеличении или уменьшении частоты вращения вентиляторов при  $n_{дв} = 2500 \text{ мин}^{-1}$

№ п/п	$t_{0\text{м}}, \text{С}$	Давления в ГОП при минимальной частоте вращения вентиляторов		Изменение давлений при резком увеличении частоты вращения до максимальной		Установившиеся значения давлений при максимальной частоте вращения		Изменение давлений при резком уменьшении частоты вращения до минимальной			Установившиеся значения давлений в ГОП при минимальной частоте вращения	
		$P_v$	$P_n$	$P_v$	$P_n$	$P_v$	$P_n$	$P_v$	$P_n$		$P_v$	$P_n$
									1-й пик	2-й пик		
		МПа		МПа		МПа		МПа			МПа	
1	101 ... 104	3,9	2,25	28,5...29,0	0,75	19,4	2,0	1,5	4,37	5,25	3,9	2,25
2		3,9	2,2	28,5...29,0	0,75	19,5	2,25	1,5	4,25	4,5	3,9	2,25
3		-	-	-	-	19,5	2,25	1,5	4,12	5,0	3,9	2,25
4		-	-	-	-	19,0	2,0	1,5	4,2	4,3	3,9	2,2

После установки клапана КЗ характер изменения давления масла в магистралях  $p_v$  и  $p_n$  при резком увеличении частоты вращения вентиляторов, а также при пусках практически не изменился.

#### Выводы

В ходе исследований рабочих процессов в магистралях управляемого объемного гидропривода вентиляторов системы охлаждения опытной силовой установки при быстром изменении частоты вращения валов гидромотора установлено, что причиной колебаний в магистралях высокого и низкого давлений являются инерционные нагрузки от вращающихся частей гидромоторов и вентиляторов, возникающие при больших величинах угловых ускорений. Наиболее опасными с точки зрения прочности агрегатов гидропривода и их кавитационной износостойкости является падение до нуля давления  $p_v$  в магистрали нагнетания при быстром снижении частоты вращения вентиляторов, сопровождающееся также забросами давления  $p_n$  до 12,2 МПа в магистрали подпитки.

С целью улучшения эксплуатационных характеристик гидропривода между магистралями был установлен перепускной клапан, который при резком снижении частоты вращения вентиляторов открывается в момент возникающей обратной разности давлений, обеспечивает сброс масла из магистрали  $p_n$  в магистраль  $p_v$  и, таким образом, сглаживает динамику колебаний давлений.

Проведенные эксперименты подтвердили эффективность установки перепускного клапана; при остановках двигателя и быстром уменьшении частот вращения вентиляторов от максимальных значений до нуля давление в магистрали нагнетания не опускалось ниже 1,5 МПа, а пиковое значение давления  $p_n$  не превышало 5,2 МПа.

#### Литература

1. Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. Машиностроительный гидропривод, М., Машиностроение, 1978 г.

Bibliography (transliterated)

1. L.A. Kondakov, G.A. Nikitin, V.N. Prokofev i dr. Mashinostroitelnyiy gidroprivod, М., Mashinostroenie, 1978 g.

УДК 620.179.12

Себко В.В.

## ЧЕТЫРЁХПАРАМЕТРОВЫЙ ВИХРЕТОКОВЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПЛОСКИХ ФЕРРОМАГНИТНЫХ ИЗДЕЛИЙ, ОСНОВАННЫЙ НА КРАТНЫХ ЧАСТОТАХ МАГНИТНОГО ПОЛЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ВИХРЕТОКОВОГО ДАТЧИКА

### 1. Введение

На сегодняшний день представляет особый интерес, развитие многопараметровых вихретоковых методов для контроля параметров плоских изделий. Неразрушающий контроль параметров плоских объектов, а именно двухпараметровые вихретоковые методы контроля электромагнитных параметров  $\mu_r$  и  $\sigma$  рассмотрены в работах [2–4,9]. Трёхпараметровые методы вихретокового контроля  $\mu_r$ ,  $\sigma$ , и площади поперечного сечения  $S_0$  плоских изделий, основанные на экстремуме фазового угла суммарной ЭДС  $E_{\Sigma}$ , рассмотрены в работах [5,6]. Недостатком методов, описанных в работах [2–6], является то, что они не учитывают температуру, при которой проходит контроль электромагнитных параметров плоских изделий, что существенно снижает точность такого контроля. В работе [8] рассмотрены вихретоковые двухпараметровые методы контроля параметров немагнитных пластин: удельного электрического сопротивления  $\rho$  и температуры  $t$ , но при этом не проводится контроль параметров ферромагнитных изделий, что очень важно, к примеру, при контроле пластин трансформаторов электродвигателей. В работе [7] рассмотрена возможность усовершенствования (повышение точности и эффективности) двухпараметрового электромагнитного метода [2] за счет совместного определения  $\mu_{rt}$  и  $\sigma_t$  с температурой  $t$  и рассчитаны относительные погрешности измерения параметров ферромагнитного изделия  $\gamma_{\mu_{rt}}$ ,  $\gamma_{\sigma_t}$  и  $\gamma_t$ .

Трёхпараметровый метод, позволяющий контролировать параметры цилиндрических изделий, основанный на кратных частотах трансформаторного вихретокового датчика (ТВД), описан в работе [1].

Достоинством этого метода является то, что в отличие от методов, рассмотренных в [2–9] на кратных частотах легче определить много параметров исследуемого образца и существенно упрощаются функции преобразования, на которых основаны эти методы. Следует отметить, что методы [1–9] реализуются на базе трансформаторного вихретокового датчика (ТВД) и поэтому имеют сложный алгоритм измерительных и расчётных операций по определению контролируемых параметров изделий. Кроме того, ТВД имеет достаточно сложные схемы включения. В этом плане выгодно отличаются вихретоковые параметрические преобразователи, которые обладают достаточно простой конструкцией и включаются в мостовые схемы, используемые из-за их достаточно высокой точности и чувствительности [10,11].

Теория работы параметрических вихретоковых датчиков (ПВД) с цилиндрическими изделиями и схемы включения таких преобразователей хорошо описаны в работах [10–13].

В работе [14] был впервые предложен четырёхпараметровый метод совместного контроля параметров  $a$ ,  $\mu_{rt}$ ,  $\sigma_t$  и  $t$  цилиндрического изделия с помощью ПВД, работающего на кратных частотах магнитного поля. При этом, на сегодняшний день, практически нет работ, в которых описаны вихретоковые методы определения многих параметров ферромагнитных пластин с помощью ПВД. В тоже время такие отрасли промыш-

ленности Украины, как приборостроение, химическое машиностроение, металлургия, постоянно требует создания новых высокоточных и эффективных вихретоковых методов контроля параметров ферромагнитных лент, фольг, пластин при производстве деталей и узлов энергетического оборудования, электродвигателей и других устройств, где используется пооперационный контроль плоских изделий.

До настоящего времени не были разработаны простые алгоритмы измерительных и расчётных операций, а также неизвестны функции преобразования, на базе которых можно создать многопараметровые методы и проводить вихретоковый контроль плоских изделий, с помощью параметрического вихретокового датчика (ПВД).

Целью работы является создание четырёхпараметрового вихретокового метода контроля параметров ферромагнитного плоского изделия, основанного на кратных частотах, зондирующего плоское изделие магнитного поля, который реализуется с помощью ПВД.

**Основными задачами работы являются:**

1. Получить универсальные функции преобразования  $Z_{\hat{a}i\Pi 1t}^*/Z_{\hat{a}i\Pi 2t}^* = f(\varphi_{\hat{a}i 1t})$ ;  $Z_{\hat{a}i\Pi 1t}^* = f(\varphi_{\hat{a}i 1t})$ ;  $x_{1t} = f(\varphi_{\hat{a}i 1t})$  для плоских изделий (отношение нормированных полных сопротивлений обмотки ПВД  $Z_{\hat{a}i\Pi 1t}^*/Z_{\hat{a}i\Pi 2t}^*$  на двух кратных частотах, которые соответствуют двум значениям параметра  $x$  от фазового угла  $\varphi_{вн1t}$  на первой частоте, который зависит от температуры; отношения полного сопротивления  $Z_{вн1t}^*$  от фазового угла на первой частоте  $\varphi_{вн1t}$ ; и зависимость обобщенного параметра  $x_{1t}$  на первой частоте от фазового угла  $\varphi_{вн1t}$ ).

2. Получить выражения, описывающие четырёхпараметровый метод контроля плоских изделий, основанный на кратных частотах ПВД.

## **2. Четырёхпараметровый вихретоковый метод определения параметров плоских ферромагнитных изделий, основанный на кратных частотах ПВД**

Используя результаты работ [10–13], а именно, выражения для определения эквивалентного сопротивления  $R_{\text{эКВ}}$  и эквивалентной индуктивности обмотки  $L_{\text{эКВ}}$  ПВД, а также воспользовавшись формулами определения модуля удельного нормированного полного сопротивления  $Z_{\hat{a}i}$  и его фазового угла  $\varphi_{\hat{a}i}$ , запишем выражение для  $Z_{\hat{a}i\Pi t}^{**}$  (пластины) на двух кратных частотах

$$Z_{\hat{a}i\Pi t}^{**} = \frac{Z_{\hat{a}i\Pi 1t}^*}{Z_{\hat{a}i\Pi 2t}^*} = \frac{4Z_{\hat{a}i\Pi 1t}}{Z_{\hat{a}i\Pi 2t}} = \sqrt{\frac{\left[1 - \mu_{\text{рт}} \left(1 - e^{-x_{1t}} \cos x_{1t} + e^{-x_{1t}} \sin x_{1t}\right)\right]^2 + \left[\mu_{\text{рт}} \left(1 - e^{-x_{1t}} \cos x_{1t} - e^{-x_{1t}} \sin x_{1t}\right)\right]^2}{\left[1 - \mu_{\text{рт}} \left(1 - e^{-x_{2t}} \cos x_{2t} + e^{-x_{2t}} \sin x_{2t}\right)\right]^2 + \left[\mu_{\text{рт}} \left(1 - e^{-x_{2t}} \cos x_{2t} - e^{-x_{2t}} \sin x_{2t}\right)\right]^2}}, \quad (1)$$

где  $Z_{\hat{a}i\Pi t}^{**}$  – отношение нормированных удельных полных электрических сопротивлений на первой и второй частоте (индексы 1 и 2 соответствуют первой и второй частоте магнитного поля, индекс "П" соответствует пластине);  $Z_{\hat{a}i\Pi 1t}^*$  и  $Z_{\hat{a}i\Pi 2t}^*$  – удельные нормированные полные электрические сопротивления обмоток ПВД с пластиной на

первой и второй кратных частотах измерения магнитного поля;  $e$  – основание натурального логарифма;  $x_{1t}$  – обобщенный параметр на частоте  $f_{1t}$ ;  $x_{2t}$  – обобщенный параметр на кратной частоте  $f_{2t}$ ;  $x_{2t} = 2x_{1t}$ , а  $f_{2t} = 4f_{1t}$ ; индекс  $t$  – означает, что здесь и в дальнейшем рассматриваемая величина берётся с учётом температуры.

При этом для пластины на частоте  $f_{1t}$ , параметр  $x_{1t}$  находят по формуле [1,2–6]

$$x_{\Pi 1t} = d \sqrt{\pi \cdot \mu_0 \cdot \mu_{rt} \cdot f_{1t} / \rho_t} \quad (2)$$

На частоте магнитного поля  $f_2$ , для  $x_{2t}$  можно записать

$$x_{\Pi 2t} = d \sqrt{\pi \cdot \mu_0 \cdot \mu_{rt} \cdot f_{2t} / \rho_t} \quad (3)$$

где  $d$  – толщина пластины;  $\rho_t$  – удельное электрическое сопротивление материала пластины. Фазовый угол параметра  $Z_{\text{аіі}t}^*$ , т.е.  $\varphi_{\text{вн}1t}$  находят из следующего соотношения с учётом [10–13]:

$$\text{tg} \varphi_{\text{аіі}t} = \frac{1 - \mu_{rt} \cdot (1 - e^{-x_{1t}} \cos x_{1t} + e^{-x_{1t}} \sin x_{1t})}{\mu_{rt} \cdot (1 - e^{-x_{1t}} \cos x_{1t} - e^{-x_{1t}} \sin x_{1t})} \quad (4)$$

величину  $Z_{\text{аіі} \Pi t}^*$  находят по формуле

$$Z_{\text{аіі} \Pi t}^* = \frac{Z_{\text{аіі} \Pi t}}{\omega_l \cdot L \cdot \eta} = \frac{Z_{\text{аіі} \Pi t} \cdot l}{\omega_l \cdot \mu_0 \cdot S_k \cdot W_k^2 \cdot \eta} = \sqrt{\left[ (1 - \mu_{rt}) \cdot (1 - e^{-x_{1t}} \cos x_{1t} + e^{-x_{1t}} \sin \delta_{1t}) \right]^2 + \left[ \mu_{rt} \cdot (1 - e^{-x_{1t}} \cos x_{1t} - e^{-x_{1t}} \sin x_{1t}) \right]^2} \quad (5)$$

где  $\eta$  – коэффициент заполнения [2–6]

$$\eta = \frac{dh}{d_k \cdot h_k} \quad (6)$$

где  $S_k$  – площадь поперечного сечения каркаса ПВД;  $W_k$  – число витков нанесённых на каркас ПВД;  $l$  – длина ПВД;  $d_k, h_k$  – ширина и толщина каркаса.

Воспользовавшись результатами работ [10–13] можно записать следующее выражение для первой частоты реальной и мнимой частей параметра  $K_t$ , выражающего собой удельный нормированный магнитный поток внутри пластины, т.е.

$$\text{Re } \dot{K}_t = 1 - e^{-x_{1t}} \cos x_{1t} - e^{-x_{1t}} \sin \delta_{1t} \quad (7)$$

$$\text{Im } \dot{K}_t = 1 - e^{-x_{1t} \cos x_{1t}} + e^{-x_{1t}} \sin \delta_{1t} \quad (8)$$

Запишем эти выражения для второй кратной частоты

$$\operatorname{Re} \dot{K}_t = 1 - e^{-x_{2t}} \cos x_{2t} - e^{-x_{2t}} \sin \delta_{2t}; \quad (9)$$

$$\operatorname{Im} \dot{K}_t = 1 - e^{-x_{2t} \cos x_{2t}} + e^{-x_{2t}} \sin \delta_{2t}, \quad (10)$$

где  $\operatorname{Re} \dot{K}_t$  и  $\operatorname{Im} \dot{K}_t$  [10–13] – реальные и мнимые части параметра  $\dot{K}_t$  на первой и второй частоте магнитного поля.

Алгоритм определения параметров плоского изделия на кратных частотах ПВД практически такой же, как и для цилиндрического [14], однако функции преобразования существенно отличаются (см. формулы 1,4,5). Приведём последовательность измерительных и расчётных операций по определению параметров плоского изделия: сначала по зависимости  $Z_{\text{ái í Π}_{1t}}^* / Z_{\text{ái í Π}_{2t}}^* = f(\varphi_{\text{ái } 1t})$  найдём величину  $\mu_{\text{rt}}$ . Затем, зная величину  $\mu_{\text{rt}}$ , и пользуясь зависимостью  $Z_{\text{ái í Π}_{1t}}^*$  от  $\varphi_{\text{ái } 1t}$  определим параметр  $b$ , который равен  $b = Z_{\text{ái í Π}_{1t}}^*$  при измеренном  $\varphi_{\text{ái } 1t}$ . При этом параметр  $\eta$  найдём по формуле

$$\eta = \frac{Z_{\text{ái í Π}_{1t}}}{\omega_{1t} \cdot L \cdot b}, \quad (11)$$

где  $Z_{\text{ái í Π}_{1t}}$  – измеренное значение полного вносимого электрического сопротивления ПВД.

При этом для определения площади пластины воспользуемся также известной формулой для определения  $\eta$  [2,3]

$$\eta = \frac{S_0}{S_k}, \quad (12)$$

где  $S_0$  и  $S_k$  – площади поперечного сечения пластины и каркаса.

Теперь с учётом [2,3], можно определить величину  $S_{0t}$

$$S_{0t} (Z_{\text{ái í Π}_{1t}}^{**}; \varphi_{\text{ái } 1t}) = \eta \cdot S_k. \quad (13)$$

Величину удельной электрической проводимости  $\sigma_t$  пластины, с учётом температуры находят по формуле

$$\sigma_t = \frac{x_{1t}^2 (\varphi_{\text{ái } 1t}; \mu_{\text{rt}}) \cdot h^2}{\pi \cdot \mu_{\text{rt}} \cdot \mu_0 (Z_{\text{ái í Π}_{1t}}^{**}; \varphi_{\text{ái } 1t}) \cdot S_0^2 \cdot f_{1t}}, \quad (14)$$

где  $h$  – ширина пластины.

Значение удельного электрического сопротивления пластины  $\rho_t$  определяем из выражения

$$\rho_t = \frac{\pi \cdot \mu_{rt} \cdot \mu_0 (Z_{\text{аі і П1т}}^{**}; \Phi_{\text{аі і т}}) \cdot S_0^2 \cdot f}{x_{1t}^2 (\Phi_{\text{аі і т}}; \mu_{rt}) \cdot h^2}. \quad (15)$$

Температуру ферромагнитной пластины можно определить, используя данный метод, из выражения

$$t = \frac{1 + \alpha t_1}{\alpha} \cdot \left[ \left( \frac{\pi \cdot \mu_{rt} \cdot \mu_0 (Z_{\text{аі і П1т}}^{**}; \Phi_{\text{аі і т}}) \cdot S_0^2 (Z_{\text{аі і П1т}}^{**}; \Phi_{\text{аі і т}}) \cdot f_{1t}}{\rho_t \cdot x_{1t}^2 (\Phi_{\text{аі і т}}; \mu_{rt}) \cdot h^2} - 1 \right) \right] + t_1, \quad (16)$$

где  $\alpha$  – температурный коэффициент материала пластины [7,8].

Запишем формулу для определения температуры ферромагнитной пластины через  $\sigma_1$ . Следует отметить, что в данном случае использовались ферромагнитные пластины у которых  $d \ll h$  [2,3], а длина пластины, по отношению к её ширине  $l \geq 10h$  [2,3]. На пластину наматывалась одна намагничивающая обмотка с числом витков  $W$ .

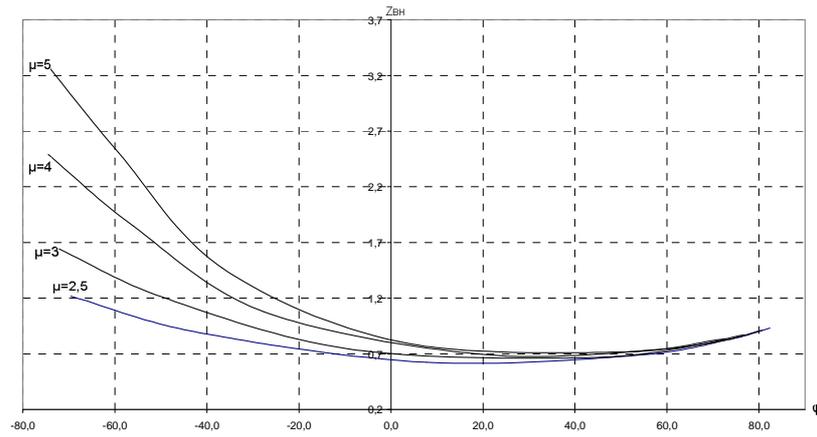
$$t = \frac{1 + \alpha t_1}{\alpha} \cdot \left[ \left( \frac{\pi \cdot \mu_{rt} \cdot \sigma_1 (Z_{\text{аі і П1т}}^{**}; \Phi_{\text{аі і т}}) \cdot S_0^2 \cdot \mu_0 (Z_{\text{аі і П1т}}^{**}; \Phi_{\text{аі і т}}) \cdot f_{1t}}{x_{1t}^2 (\Phi_{\text{аі і т}}; \mu_{rt}) \cdot h^2} - 1 \right) \right] + t_1. \quad (17)$$

Выражение для температуры  $t$  пластины, можно представить через величину  $\mu_{rt}$

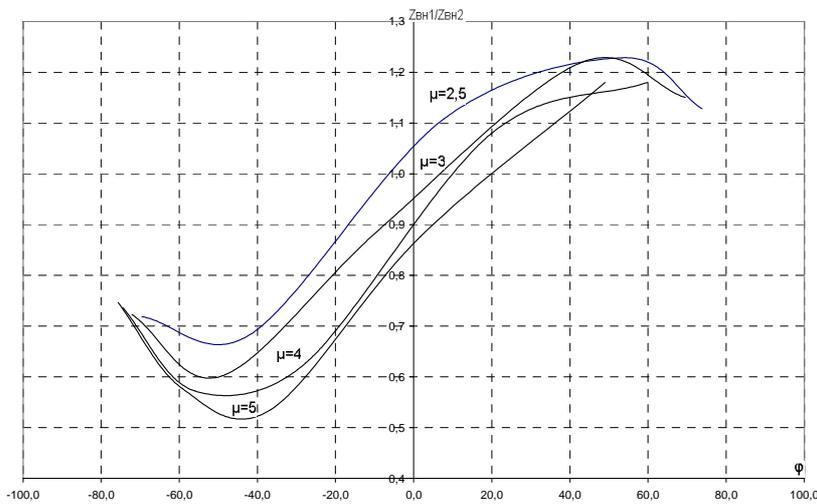
$$t = \frac{1 + \alpha_{\mu_{rt}} \cdot t_1}{\alpha_{\mu_{rt}}} \cdot \left( \frac{\mu_{rt} (Z_{\text{аі і П1т}}^{**}; \Phi_{\text{аі і т}})}{\mu_{r1}} - 1 \right) + t_1, \quad (18)$$

где  $\alpha_{\mu}$  – температурный коэффициент магнитной проницаемости;  $t_1$  – начальная температура;  $\mu_{r1}$  – магнитная проницаемость при начальной температуре.

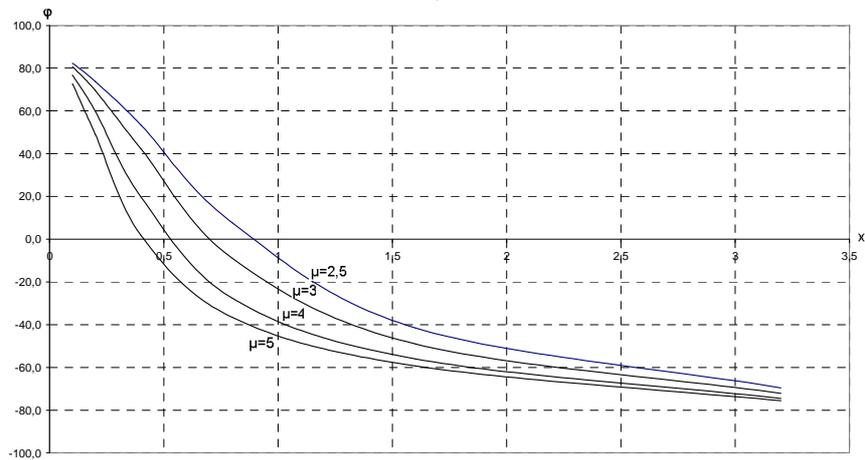
На рис. 1 а,б,в представлены три универсальных функции преобразования  $Z_{\text{аі і П1т}}^* / Z_{\text{аі і П2т}}^* = f(\Phi_{\text{аі і т}})$ ;  $Z_{\text{аі і П1т}}^* = f(\Phi_{\text{аі і т}})$  и  $x_{1t} = f(\Phi_{\text{аі і т}})$ , на базе которых реализуется четырёхпараметровый метод контроля параметров плоских ферромагнитных изделий для значений  $\mu_{rt} = 2,5; 3; 4; 5$ .



а)



б)



в)

Рисунок 1

а) зависимости  $\frac{Z_{\hat{a}i \Pi_1 t}^*}{Z_{\hat{a}i \Pi_2 t}^*}$  от  $\Phi_{\hat{a}i \Pi_1 t}$ ; б) зависимости  $Z_{\hat{a}i \Pi_1}^*$  от  $\Phi_{\hat{a}i \Pi_1 t}$ ; в) зависимости  $X_{1t}$  от  $\Phi_{\hat{a}i \Pi_1 t}$

### 3. Выводы

На основании функций преобразования, полученных для пластин, создан четырёхпараметровый метод контроля параметров ферромагнитной пластины. При этом значение магнитной проницаемости  $\mu_t$  находится по первой функции преобразования  $Z_{\text{аііП}_1t}^*/Z_{\text{аііП}_2t}^*$ ; площадь поперечного сечения  $S_{0t}$  определяется по второй функции преобразования  $Z_{\text{аііП}_1t}^* = f(\varphi_{\text{аіі}1t})$ ; значение  $\sigma_t$  или  $\rho_t$  находят по третьей функции преобразования, т.е.  $x_{1t} = f(\varphi_{\text{вн}1t})$ , а затем, зная  $\sigma_t$  или  $\rho_t$ , находят величину температуры  $t$  плоского ферромагнитного изделия. Следует отметить, что все параметры пластин определяются совместно при реализации четырёхпараметрового вихретокового метода контроля параметров пластин, основанного на кратных частотах, который реализуется с помощью ПВД.

Научной новизной в данном случае является использование вихретокового четырёхпараметрового метода на кратных частотах ПВД, для контроля параметров плоских изделий.

### Литература

1. Ковашевич И.П. Ферромагнитный цилиндр в проходном вихретоковом преобразователе. Численное решение обратной задачи // Дефектоскопия. – 1984. – №9. – С. 8–12.
2. Себко В.П., Кириченко Р.И. Сиренко Н.Н. Электромагнитные методы контроля параметров плоских изделий // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. Спеціальний випуск. – Харків. – 2001. – №4. – С. 83–86.
3. Себко В.П., Кириченко Р.И. К теории работы трансформаторного электромагнитного преобразователя с плоским проводящим изделием // Технічна електродинаміка, тематичний випуск. Київ. – ч.1 – 2000. – С. 93–98.
4. Себко В.П., Алаа Файад Макки. Амплитудно-фазовый метод на основе использования электромагнитного преобразователя с плоским проводящим изделием // Наукові праці III Міжнародної науково-технічної конференції "Метрологія та вимірювальна техніка" – Харків. – 2002. – (Метрологія – 2002), С. 209–212.
5. Себко В.П., Шади О.Ю. Отман. Электромагнитный трёхпараметровый вихретоковый преобразователь с плоским проводящим изделием. // Вестник Харьковского Национального технического университета "ХПИ" – 2003, – №9, – С. 91–100.
6. Себко В.П., Львов С.Г., Шади О.Ю. Отман. Трёхпараметровый электромагнитный преобразователь с плоским изделием на основе максимальной фазы суммарной ЭДС. Технічна електродинаміка: Київ, – 2003. – С. 117–120.
7. Себко В.В., Ноздрачёва Е.Л. Хассан Муссу Диаб, Алаа Файад Макки. Расчёт относительных погрешностей измерения магнитных, электрических и температурных параметров плоского ферромагнитного изделия с помощью ТЭД, реализующего экстремальный вихретоковый метод // Наукові праці 5 Міжнародної науково-технічної конференції "Метрологія та вимірювальна техніка" – Харків, – Метрологія – 2006. С. 221–226.
8. Себко В.П., Хассан Муссу Диаб. Переменно-частотный электромагнитный метод бесконтактного определения удельного электрического сопротивления и температуры плоского изделия. Матеріалі конференції "Неруйнівний контроль та технічна діагностика" – Київ, – 2003, – С. 54–59.

9. Лаврентьев В.В. Оценка погрешностей измерения электромагнитных параметров ферромагнитных пластин. – Вестник государственного политехнического университета ХГПУ. – Харьков – вып.24 – 1999. – С. 114–120.
10. Москаленко И.И. Электромагнитный параметрический преобразователь. – Украинский метрологический журнал – вып.1– 1992, С. 7–10.
11. Себко В.П., Мохаммад Махмуд Дарвиш К теории работы параметрического электромагнитного преобразователя для контроля электромагнитных параметров и потерь мощности в цилиндрическом изделии // Вестник Национального технического университета, Харьковский политехнический институт.– НТУ "ХПИ".– Вып. 5 – 2001.– С. 151–156.
12. Себко В.П., Котуза А.И. Новый трёхпараметровый метод определения электромагнитных параметров и температуры на основе вносимого полного сопротивления датчика. – "Интегрированные технологии и энергосбережение".– НТУ "ХПИ".– №3.– 2006 – С. 73–76.
13. Себко В.П., Сомхиева О.С. Параметрический дифференциальный двухпараметровый преобразователь. Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. –1999.– Вып. 37.– С. 31–34.
14. Себко В.В. Контроль четырёх параметров вихретокового датчика на основе кратных частот поля. – Технічна електродинаміка. – Тем. випуск. – Київ – 2006. С. 67–68.
15. Нейман Л.Р., Калантаров П.Л. Теоретические основы электротехники. – М.– Л.: Госэнергиздат, ч. III, 1958. – 232 с.
16. Калантаров П.Л., Цейтлин Л.А. Расчёт индуктивностей. Справочник. – Л.: Энергия, 1970. – 415 с.

Bibliography (transliterated)

1. Kovashevich I.P. Ferromagnitnyiy tsilindr v prohodnom vihretokovom preobrazovatele. Chislennoe reshenie obratnoy zadachi Defektoskopiya. – 1984. – #9. – p. 8–12.
2. Sebko V.P., Kirichenko R.I. Sirenko N.N. Elektromagnitnyie metodyi kontrolya parametrov ploskih izdeliy Informatsiyno-keruyuchi sistemi na zaliznichnomu transporti. Spetsialniy vipusk. – Harkiv. – 2001. – #4. – p. 83–86.
3. Sebko V.P., Kirichenko R.I. K teorii raboty transformatornogo elektromagnitnogo preobrazovatelya s ploskim provodyaschim izdeliem Tehnichna elektrodinamika, tematichniy vipusk. Kiyiv. – ch.1 – 2000. – p. 93–98.
4. Sebko V.P., Alaa Fayad Makki. Amplitudno-fazovyy metod na osnove ispolzovaniya elektromagnitnogo preobrazovatelya s ploskim provodyaschim izdeliem Naukovi pratsi III Mizhnarodnoyi naukovo-tehnichnoyi konferentsiyi "Metrologiya ta vimiryuvalna tehnika" – Harkiv. – 2002. – (Metrologiya – 2002), p. 209–212.
5. Sebko V.P., Shadi O.Yu. Otman. Elektromagnitnyiy tryohparametrovyy vihretokovyyiy preobrazovatel s ploskim provodyaschim izdeliem. Vestnik Harkovskogo Natsionalnogo tehničkog universiteta "HPI" – 2003, – #9, – p. 91–100.
6. Sebko V.P., Lvov S.G., Shadi O.Yu. Otman. Tryohparametrovyyiy elektromagnitnyiy preobrazovatel s ploskim izdeliem na osnove maksimanoy fazyi summarnoy EDS. Tehnichna elektrodinamika: Kiyiv, – 2003. – p. 117–120.
7. Sebko V.V., Nozdrachyova E.L. Hassan Mussu Diab, Alaa Fayad Makki. Raschyot otnositelnyih pogreshnostey izmereniya magnitnyih, elektricheskikh i temperaturnyih

parametrov ploskogo ferromagnitnogo izdeliya s pomoschyu TED, realizuyuschego ekstremalnyy vihretokovyy metod Naukovi pratsi 5 Mizhnarodnoyi naukovo-tehnichnoyi konferentsiyi "Metrologiya ta vimiryuvalna tehnika" – Harkiv, – Metrologiya – 2006. p. 221–226.

8. Sebko V.P., Hassan Mussu Diab. Peremlenno-chastotnyy elektromagnitnyy metod beskontaktnogo opredeleniya udelnogo elektricheskogo soprotivleniya i temperatury ploskogo izdeliya. Materiali konferentsiyi "Neruynivny kontrol ta tehnichna diagnostika" – Kiyiv, – 2003, – p. 54–59.

9. Lavrentev V.V. Otsenka pogreshnostey izmereniya elektromagnitnykh parametrov ferromagnitnykh plastin. – Vestnik gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta HGPU. – Harkov – vyip.24 – 1999. – p. 114–120.

10. Moskalenko I.I. Elektromagnitnyy parametricheskyy preobrazovatel. – Ukrainskiy metrologicheskyy zhurnal – vyip.1– 1992, p. 7–10.

11. Sebko V.P., Mohammad Mahmud Darvish K teorii raboty parametricheskogo elektromagnitnogo preobrazovatelya dlya kontrolya elektromagnitnykh parametrov i poter moschnosti v tsilindricheskom izdelii Vestnik Natsionalnogo tehnicheskogo universiteta, Harkovskiy politehnicheskyy institut.– NTU "HPI".– Vyip. 5 – 2001.– p. 151–156.

12. Sebko V.P., Kotuza A.I. Novyy tryohparametrovyy metod opredeleniya elektromagnitnykh parametrov i temperatury na osnove vnosimogo polnogo soprotivleniya datchika. – "Integrirovannyye tehnologii i energosberezhenie".– NTU "HPI"– #3.–2006 – p. 73–76.

13. Sebko V.P., Somhieva O.S. Parametricheskyy differentsialnyy dvuhparametrovyy preobrazovatel. Vestnik Harkovskogo gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta. – Harkov: HGPU. –1999.– Vyip. 37.– p. 31–34.

14. Sebko V.V. Kontrol chetyryoh parametrov vihretokovogo datchika na osnove kratnykh chastot polya. – Tehnichna elektrodinamika. – Tem. vipusk. – Kiyiv – 2006. p. 67–68.

15. Neyman L.R., Kalantarov P.L. Teoreticheskie osnovy elektrotehniki. – M.– L.: Gosenergizdat, ch. III, 1958. – 232 p.

16. Kalantarov P.L., Tseytlin L.A. Raschyot induktivnostey. Spravochnik. – L.: Energiya, 1970. – 415 p.

УДК 620.179.12

Себко В.В.

**ЧОТИРЬОХПАРАМЕТРОВИЙ ВИХРОСТРУМОВИЙ МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЛОСКИХ ФЕРОМАГНІТНИХ ВИРОБІВ, ЗАСНОВАНИЙ НА КРАТНИХ ЧАСТОТАХ МАГНІТНОГО ПОЛЯ ПАРАМЕТРИЧНОГО ВИХРОСТРУМОВОГО ДАТЧИКА**

Отримані три універсальні функції перетворення  $Z_{\text{аііП}_1t}^* / Z_{\text{аііП}_2t}^* = f(\varphi_{\text{аііт}})$ ,  $Z_{\text{аііП}_1t}^* = f(\varphi_{\text{аііт}})$  і  $x_{1t} = f(\varphi_{\text{аііт}})$ , за допомогою яких запропоновано чотирьохпараметровий вихрострумівий метод визначення параметрів плоских ферромагнітних виробів: відносної магнітної проникності  $\mu_{\text{т}}$ , площі поперечного перерізу плоского виробу  $S_{0\text{т}}$ , питомого електричного опору  $\rho_t$  і температури  $t$ .

УДК 662.351+662.215

Межевич Г.В., Буллер М.Ф., Ярманова С.П.

## ИДЕНТИФИКАЦИЯ НЕОПОЗНАННЫХ ПОРОХОВ И ВЗРЫВЧАТЫХ ВЕЩЕСТВ, ОСТАТКОВ ВЗРЫВА И ВЫСТРЕЛА

При проведении работ по утилизации боеприпасов, при расследовании чрезвычайных происшествий (взрывы складов боеприпасов, взрывы самолетов и т.п.), в интересах криминалистики (незаконный оборот порохов и взрывчатых веществ, диверсии, остатки ружейного и пистолетного выстрела на руках стрелявшего) сталкиваются с необходимостью идентификации порохов и взрывчатых веществ. Исследуемые вещества могут находиться как в первозданном виде, так и в виде несгоревших частиц и следов на различных поверхностях (на осколках головных частей бомб и снарядов, на разрушенных поверхностях зданий и сооружений, на земле и в воде). Вещества, находящиеся в первозданном виде могут не поддаваться визуальной идентификации (нарушена упаковка, частично или полностью отсутствует маркировка и т.п.), а частицы - тем более.

Методы исследования первозданных (опознанных) утилизируемых порохов описаны в [1]. В работе [2] приведены аналитические схемы идентификации частиц и несгоревших остатков взрывчатых и воспламеняющих веществ на различных поверхностях после разрыва головных частей бомб и снарядов (привлечены микроскопические, электронно-микроскопические, микрохимические методы, ИК-спектроскопия и другие методы, включая хроматографические). Kolla [3] рассмотрел возможности, преимущества и недостатки различных аналитических методов при их использовании для обнаружения спрятанных взрывчатых веществ. Среди рассмотренных методов: ЯМР, ЭПР, рентгеновская, масс- и гамма-спектрометрия, хроматография. Gilbert [4] отработал общий подход к исследованию обломков самолетов. Nastenteufel с сотр. [5] оценивал возможности аналитической химии при определении остатков порохов и взрывчатых веществ в окружающей среде.

Образцы, не поддающиеся визуальной идентификации, требуют особого внимания при подготовке к исследованиям. Такие образцы измельчают со всеми предосторожностями (защитный экран, козырек и т.п.), навеску около 1 г помещают в пенициллиновую склянку и заливают 10 мл неполярного растворителя (метиленхлорид или хлороформ). При использовании подходящих частиц (кусочков) изменяют пропорционально навеске объем экстрагента, сохраняя вышеуказанное соотношение.

В отсутствие результата экстрагирование повторяют полярным растворителем (ацетон) и проводят все обычные лабораторные манипуляции, позволяющие получить пробу, пригодную для дальнейших исследований (высаживание, перекристаллизация и т.п.).

Следы взрывчатых веществ с различных поверхностей снимают тампоном, пропитанным спиртом, экстрагируют эфиром. Концентрированный экстракт очищают хроматографическим методом или адсорбцией на полимерном макропористом сорбенте Amberlit XAD-7 [4]. Lloyd [6] использовал специальное устройство на основе центрифужной пробырки и микрофильтра для удаления из тампона липидов и липидоподобных веществ, мешающих дальнейшему определению компонентов порохов и взрывчатых веществ.

При определении остатков дифениламина – как доказательства ружейного выстрела – тампоном, смоченным циклогексаном, протирают большой и указательный

пальцы руки [7]. Тампон помещают в колбу с 1 мл ацетона и выдерживают 3 мин в ультразвуковой бане. Аликвотную часть раствора исследуют.

Наибольшее распространение для идентификации порохов и взрывчатых веществ получили хроматографические методы: тонкослойная хроматография, газовая хроматография и высокоэффективная жидкостная хроматография. Так в [8] приведено очень удачное разделение смеси широко известных взрывчатых веществ методом высокоэффективной жидкостной хроматографии. В силу же дешевизны, экспрессности, доступности оборудования (возможно применение практически в полевых условиях) чаще всего применяется тонкослойная хроматография [1,9,10].

Для разделения компонентов порохов и взрывчатых веществ методом тонкослойной хроматографии, в большинстве случаев, пользуются стеклянными пластинками с закрепленным слоем силикагеля. Подвижной фазой, преимущественно, является бензол или смеси на его основе.

Авторы применяли оборудование для тонкослойной хроматографии фирм “Desaga” (Германия) и “Dioptra” (Чехия), дериватограф “Derivatograph Q-1500” фирмы “MOM” (Венгрия) и ИК-спектрофотометр “Spekord 75IR” фирмы “Carl Zeiss” (Германия). Тонкий слой на стеклянных пластинках создавали из силикагеля LS 5/40μ, содержащего 13% гипса, фирмы “Lachema” (Чехия), толщина слоя составляла 0,25 мм; подвижной фазой служил бензол.

Для проявления разделенных пятен дифениламина и его нитрозо- и нитропроизводных использовали спиртовой раствор фосфорномолибденовой кислоты, а для проявления пятен нитроароматических и нитраминных взрывчатых веществ – метанольно-ацетоновый раствор дифениламина.

В таблице 1 приведены температурные, а в таблице 2 – хроматографические характеристики некоторых взрывчатых и вспомогательных веществ.

Таблица 1 – Температурные характеристики некоторых взрывчатых и вспомогательных веществ

Вещество	Температура, °С	
	плавления	кипения
2, 4-динитротолуол (2,4-ДНТ, 24DNT)	70,5	300 разлагается
2,4,6-тринитротолуол (тротил, тол, TNT)	80,8	290 вспыхивает
Тринитрат глицерина (нитроглицерин, НГ, NG)	13,5	260 взрывается
Диэтиленгликольдинитрат (нитродигликоль)	2	210-215 вспыхивает
Этиленгликольдинитрат (нитрогликоль, EGDN)	- 21,7	
Диэтанол-N-нитраминдинитрат (ДИНА)	49,5–51,5	
Пентаэритриттетранитрат (ТЭН, PETN)	141,3	215 вспыхивает
Тринитрофенилметилнитрамин (тетрил, ТЕТ)	129,5 разлагается	
Циклотриметилентринитрамин (гексоген, RDX)	204,5–205	230 вспыхивает
Циклотетраметилентетранитрамин (октоген, HMX)	278,5–280*	
Тринитрат целлюлозы (нитроцеллюлоза)		175-180 вспыхивает
Дибутилфталат (ДБФ)	- 35	340
Дифениламин (ДФА)	54	302
Диметилдифенилмочевина (централит II)	120	
Нитрат аммония (селитра аммиачная)	169,6**	

\* – при кристаллизации из ацетона октоген находится в  $\beta$ -форме, стабильной до 176 °С; при повышении температуры он переходит в  $\gamma$ -форму, которая при дальнейшем нагревании плавится при 278–280 °С с разложением; \*\* – нагревание селитры аммиачной сопровождается фазовыми переходами при 52,3; 84,2; 125,2 и 169,6 °С (с разложением).

Таблица 2 – Хроматографические характеристики некоторых взрывчатых и вспомогательных веществ

Вещество	$R_f$				Окраска пятна		
	Данные исследований	[9]	[10]-1	[10]-2	До обработки	После обработки ФМК	После обработки ДФА
Нитроглицерин	0,79	0,50			отсутствует	белая <sup>3</sup>	оливково-зеленая
Нитроглицоль	0,88	0,56			отсутствует	белая <sup>3</sup>	оливково-зеленая
2,4-динитротолуол <sup>1</sup>	0,81	0,48			отсутствует		бледно-желтая
Дибутилфталат <sup>1</sup>	0,40				отсутствует		
Централит II	0,02	0,02			отсутствует	светло-серая <sup>3</sup>	розоватая <sup>3</sup>
Дифениламин	0,86	0,63			отсутствует	синий	
N-нитрозодифениламин	0,66	0,44			отсутствует	синий	
4-нитродифениламин	0,52	0,27			желтая	желто-зеленая	
Тротил	0,88	0,54	0,73	0,48	отсутствует		оранжевая
Гексоген	0,08		0,39	0,05	отсутствует		фиолетовая <sup>3</sup>
Октоген	0,06		0,23	0,04	отсутствует		фиолетовая <sup>3</sup>
ТЭН	0,75		0,74	0,41	отсутствует		зеленая <sup>3</sup>
Тетрил	0,26 <sup>2</sup>		0,62		слабо-желтая		желтовато-оливковая
ДИНА	0,16 <sup>2</sup>		0,56		отсутствует		слабо-фиолетовая <sup>3</sup>
Нитрат аммония	0		0	0	отсутствует		морской волны <sup>3</sup>

$R_f$  – отношение расстояния центра пятна от точки старта к расстоянию линии фронта растворителя от старта; [9] – подвижная фаза – бензол; [10]-1 – подвижная фаза – смесь петролейного эфира с ацетоном в соотношении 5 : 3; [10]-2 – подвижная фаза: бензол; ФМК – спиртовой раствор фосфорномолибденовой кислоты; ДФА – раствор дифениламина в смеси метанола с ацетоном в соотношении 1 : 1; <sup>1</sup> – см. в тексте и [12]; <sup>2</sup> – значения экстраполированы по данным исследований и [10]-2; <sup>3</sup> – окраска после дополнительного УФ – облучения.

Значения  $R_f$  и окраска пятен компонентов порохов и взрывчатых веществ приведены для нескольких подвижных фаз и растворов для опрыскивания. Различие в значе-

ниях  $R_f$  для веществ при использовании бензола, наблюдаемое в работах [9,10], объясняется различиями характеристик используемого слоя сорбента (состав, зернение, толщина и равномерность слоя, степень активности) и камер для разделения (геометрия, насыщенность и температура).

По получаемым данным по присутствию тех или иных производных стабилизатора можно судить и о степени старения исследуемого пороха [1].

При наличии в распоряжении исследователя растворов индивидуальных компонентов, могущих входить в состав исследуемых образцов, рекомендуется наносить их на пластинку рядом с экстрактом образца в качестве “свидетелей”, что значительно облегчает идентификацию. Если же такой возможности нет, выбирают “реперное” вещество, отсутствующее в исследуемых образцах, но хроматографические характеристики которого известны в условиях применяемых адсорбентов и подвижных фаз, и, по значению его  $R_f$ , дают оценку  $R_f$  предполагаемых веществ, что облегчает идентификацию последних. Идентификацию вещества, в таком случае, можно проверить применением его в качестве “метки” (обратный процесс).

На рис. 1 приведены хроматограммы смесей веществ, отображающих экстракт старого пироксилинового пороха, баллиститных порохов различного состава и смесь различных взрывчатых веществ.

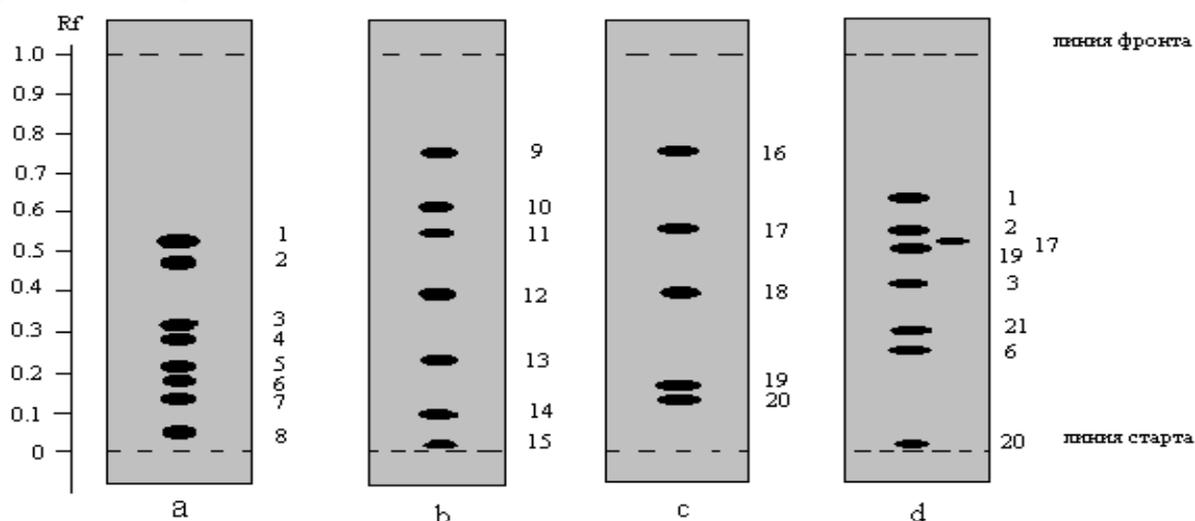


Рисунок 1 –Хроматограмма смесей компонентов порохов и взрывчатых веществ  
 а – дифениламин и его нитрозо- и нитропроизводных; б-смесь компонентов взрывчатых веществ; с, d – компоненты баллиститных порохов разного состава; 1 – дифениламин;  
 2 – 2-нитродифениламин; 3 – N-нитрозодифениламин; 4 – 2,4-дифениламин;  
 5 – 2,2',4-тринитродифениламин; 6 – 4-нитродифениламин; 7 – 2,4,4-тринитродифениламин; 8 – 4,4-динитродифениламин; 9 – ТЭН; 10 – тетрил; 11 – ДИНА; 12 – гексоген; 13 – октоген; 14 – пикриновая кислота; 15 – селитра аммиачная; 16 – дибутилфталат;  
 17 – тротил; 18 – 2,4-динитротолуол; 19 – нитроглицерин; 20 – централит II;  
 21 – динитрогликоль

На рис. 1а представлено разделение искусственной смеси дифениламина и его нитрозо- и нитропроизводных. Разделение выполнено на закрепленном слое силикагеля толщиной 0,25 мм, подвижной фазой служил бензол; пятна открывали раствором фосфорномолибденовой кислоты. В естественных условиях в экстрактах различных пироксилиновых порохов эти производные существуют в определенных сочетаниях, отра-

жающих изменения, которые произошли с порохом в процессе хранения в конкретных условиях (возраст пороха). N-нитрозодифениламин практически уже существует даже в свежесфабрикованном пироксилиновом порохе. После четырех лет хранения пороха в нормальных условиях появляется 4-нитродифениламин, за ним 2-нитродифениламин, а затем и динитропроизводные. Практически полное исчезновение моонитропроизводных сопровождается появлением 2,4,4'-тринитродифениламина, а за ним – и 2,2',4-тринитродифениламина. Появление последнего свидетельствует о глубоких химических изменениях, происшедших в порохе.

На рис. 1b представлена тонкослойная хроматограмма смеси нитроароматических и нитраминных взрывчатых веществ. Разделение выполнено на пластинках со слоем силикагеля толщиной 0,25 мм; подвижной фазой служил бензол. Проявляли компоненты раствором дифениламина с последующим воздействием УФ - освещения.

На рис. 1c и 1d приведены тонкослойные хроматограммы смесей компонентов баллистических порохов различного состава. На них же в качестве “репера” присутствует и тринитротолуол. Разделение выполнено на слое силикагеля толщиной 0,375 мм (рис. 1c) и на слое силикагеля GF<sub>254</sub> (рис. 1d). Подвижной фазой служила смесь диизопропилового эфира с петролейным эфиром (температура кипения 40–60 °С) в соотношении 3 : 7 (в первом случае) и бензол (во втором случае). Полученную хроматограмму опрыскивали раствором дифениламина и облучали УФ-светом.

Как и для пироксилиновых порохов, для баллистических порохов можно также по наличию определенных производных централита II (и производных дифениламина, если он введен в состав баллистического пороха), составить представление о возрасте пороха.

Идентификация компонентов, пятна которых не были проявлены при основном опрыскивании, становится возможной благодаря дополнительному опрыскиванию пластинок различными реагентами. Для исключения взаимовлияния компонентов для каждого реактива используют отдельную пластинку; сами же пластинки аналогичны друг другу и на них нанесены те же самые образцы. При применении достаточно широких пластинок, допускающих возможность нанесения одновременно большого количества проб, при опрыскивании очередным реагентом часть пластинки перекрывают стеклом.

Централит II определяют с помощью реактива Мугаоур'а [10] (5 г бихромата калия, 50 мл концентрированной серной кислоты и 100 мл ледяной уксусной кислоты в 100 мл воды). В присутствии централита II пятно после такой обработки приобретает красную окраску.

Окраска пятна нитроглицерина, открытого с помощью раствора дифениламина, при уменьшении концентрации последнего приближается к синей и, поскольку пятно нитроглицерина перекрывается пятном N-нитрозодифениламина, возникает необходимость дополнительного подтверждения наличия нитроглицерина с помощью реактива Мугаоур'а (зеленое пятно).

Фталаты открывают с помощью свежеприготовленного раствора 1 г резорцина в 10 мл концентрированной серной кислоты. Пятно нитроглицерина окрашивается при этом в синий цвет, а пятно дибутилфталата после 30-минутной обработки пластины в термостате при 110 °С, принимает слабо оранжевую окраску; при последующем УФ-облучении наблюдается сильная зеленая флуоресценция пятна.

2,4-динитротолуол обнаруживают с помощью спиртового раствора соды. В присутствии 2,4-динитротолуола после опрыскивания проявляется фиолетовая окраска пятна.

Пятно 2,4-динитротолуола окрашивается в синий цвет при обработке хроматограммы свежеприготовленной смесью (20 мл этанола, 20 мл ацетона и 5 мл 25%-ного

раствора гидроксида тетраметиламмония), пятно нитроглицерина в этих условиях – бледно-желто-коричневое, пятно тротила – красно-коричневое, а пятно нитрогликоля – бледно-желто-коричнево-пурпурное.

Обработка реактивом Fearon [12] окрашивает, практически, только два пятна: динитротолуола – в красный цвет и тротила – в коричневый.

2,4-Динитротолуол можно обнаружить без опрыскивания каким-либо раствором. Для этого полученную хроматограмму подвергают действию УФ-облучения с длиной волны 254 нм, в присутствии 2,4-динитротолуола проявляется фиолетовая окраска пятна.

Не обнаружив, при обработке раствором фосфорномолибденовой кислоты, синих пятен дифениламина и N-нитрозодифениламина, а для старых порохов и монокитропроизводных дифениламина, можно утверждать, что исследуемый образец не является пироксилиновым порошком.

Наличие, при обработке раствором дифениламина и выдержке под УФ-светом, почти у линии старта розоватого пятна централита II, относит исследуемый образец к баллистическим порохам или баллистическим ракетным топливам. Присутствие централита II можно подтвердить с помощью реактива Muraour'a.

Нитраминные взрывчатые вещества в смеси можно идентифицировать практически однозначно как по положению пятна на хроматограмме, так и по окраске (взаимоналожения отсутствуют).

При необходимости необработанное пятно неидентифицированного компонента (местоположение которого на хроматографической пластинке выясняют предварительно) может быть снято с пластинки одним из обычных способов [10]. Указанный компонент экстрагируют и снимают его ИК- или УФ-спектр. Использование жидкостного хроматографа со спектрофотометрическим многоволновым детектором в УФ-области (типа “Милихром”) позволяет получить УФ-спектр непосредственно в процессе анализа.

Большую помощь в предварительной идентификации порохов и взрывчатых веществ может оказать дериватография. По дериватограммам можно оценить температуры различных фазовых переходов и, пользуясь табличными данными, предположить наличие того или иного вещества. Для некоторых веществ такие данные приведены в таблице 1.

В некоторых случаях, например, при идентификации маркирующих веществ в пластичных взрывчатых веществах, может быть полезен метод газовой хроматографии [12].

Ниже приводится пример идентификации взрывчатого состава.

Исследовался образец, представляющий собой темно-зеленые кусочки эластичного вещества с сохраненной пластинчатой формы.

Дериватографическим анализом исходного образца установлено наличие вещества с температурой плавления около 135 °С (рис. 2). Судя по данным таблицы 1, такая температура плавления может соответствовать, учитывая погрешность прибора, тетрилу (около 130 °С) или ТЭНу (около 141 °С).

Тонкослойной хроматографией экстрактов растворителями различной полярности (метиленхлорид и ацетон) вещество охарактеризовано как ТЭН (подтверждено анализом обоих экстрактов методом ИК-спектрофотометрии). В метиленхлоридном экстракте, после удаления растворителя и выкристаллизовавшегося ТЭНа, методом ИК-спектрофотометрии обнаружен диоктилсебацат, а в ацетоновом экстракте, после высаживания водой, – нитроцеллюлоза (подтверждено данными дериватографии).

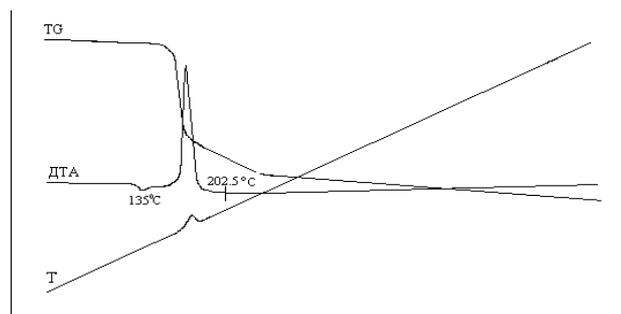


Рисунок 2 – Дериватограмма исследуемого вещества

Таким образом, исследованный образец представляет собой взрывчатый состав на основе ТЭНа, содержащий в качестве связующего нитроцеллюлозу, а в качестве пластификатора - диоктилсебацат. Нитроцеллюлоза окрашена, вероятно, органическим пигментом, в противном случае (неорганический пигмент) наблюдался бы остаток при дериватографических исследованиях. Маркирующее вещество не обнаружено.

#### Литература

1. М.Ф.Буллер, Г.В.Межевич. Методы испытания утилизируемых порохов. – К.: Издательство ООО “ДИА”, 2005. – 94 с.
2. Washington W.D., Корес R.J., Midkiff C.R. Методика идентификации взрывчатых веществ // J.Assoc.Offic.Anal.Chem. – 1977. – V.60, №3. – P.1313–1340.
3. Kolla P. Детектирование наличия взрывчатых веществ//Anal. Chem. – 1995.– V. 67, № 5. 184–188 p.
4. Gilbert J.D. Выяснение причин гибели самолетов // Anal. Proc. – 1986. – V. 23, № 7. – P. 273–274.
5. Hastenteufel S., Schmidt M., Wagner R. Старые запасы оружия. Актуальный вызов аналитической химии окружающей среды //Lab. Prax. – 1992. – V. 16, № 9. – P. 888–892, 894
6. Lloyd J.B.F. Clean-up procedures for the examination of swabs for explosives traces by high-performance liquid chromatography with electrochemical detection at a pendent mercury drop electrode // J. Chromatogr. –1983. – V. 261, № 3. – P. 391–406.
7. Dahl D.B., Slahck S.C., Lott P.F. Определение следов ружейного выстрела методом высокоэффективной жидкостной хроматографии с электрохимическим детектированием //Microchem. J. – 1985. –V. 31, № 2. – P. 145–160.
8. С.Н. Сычев. Методы совершенствования хроматографических систем и механизмы удерживания в ВЭЖХ. – Орел: ОрелГТУ. –2000. – 212 с. – С. 43.
9. Archer A.W. Разделение и идентификация дополнительных компонентов в бездымных порохах методом тонкослойной хроматографии. //J. Chromatogr., 1975, V.108, № 2, 401–404.
10. Hansson J. Dünnschichtchromatographische Analysenmethode für die Trennung der gewöhnlichsten Sprengstoffe //Explosivstoffe. – 1963. –V. 10, 4. –S. 73–77.
11. Ю. Кирхнер. Тонкослойная хроматография. В двух томах. Т. 1. Пер. с англ. Под ред В.Г. Березкина. –М.: Мир. –1981. – 616 с.
12. Ripper E. О современных методах исследования компонентов порохов. // Explosivstoffe. – 1967. – V. 15, № 3. –P. 57–64.
13. Козинец Т.Ю., Межевич Г.В., Буллер М.Ф., Мараховская А.Ю. Маркирующие вещества. Определение в пластичных взрывчатых веществах // Хімічна промисловість України – 2004, № 1 (60). – С. 53–54.

Bibliography (transliterated)

1. M.F.Buller, G.V.Mezhevich. *Metodyi ispytaniya utiliziruemyih porohov.* – K.: Izdatelstvo OOO “DIA”, 2005. – 94 p.
2. Washington W.D., Kopec R.J., Midkiff C.R. *Metodika identifikatsii vzryivchatyih veschestv* J.Assoc.Offic.Anal.Chem. – 1977. – V.60, #3. – R.1313–1340.
3. Kolla P. *Detektirovanie nalichiya vzryivchatyih veschestv* Anal. Chem. – 1995.– V. 67, # 5. 184–188 p.
4. Gilbert J.D. *Vyyasnenie prichin gibeli samoletov* Anal. Proc. – 1986. – V. 23, # 7. – P. 273–274.
5. Hastenteufel S., Schmidt M., Wagner R. *Staryie zapasyi oruzhiya. Aktualnyiy vyizov analiticheskoy himii okruzhayushey sredy* Lab. Prax. – 1992. – V. 16, # 9. – R. 888–892, 894
6. Lloyd J.B.F. *Clean-up procedures for the examination of swabs for explosives traces by high-performance liquid chromatography with electrochemical detection at a pendent mercury drop electrode* J. Chromatogr. –1983. – V. 261, # 3. – P. 391–406.
7. Dahl D.B., Slahck S.C., Lott P.F. *Opređenje sledov ruzheynogo vyistrela metodom vyisokoeffektivnoy zhidkostnoy hromatografii s elektrohimicheskim detekti-rovaniem* Microchem. J. – 1985. –V. 31, # 2. – R. 145–160.
8. S.N. Syichev. *Metodyi sovershenstvovaniya hromatograficheskikh sistem i mehanizmyi uderzhivaniya v VEZhH.* – Orel: OrelGTU. –2000. – 212 p. – S. 43.
9. Archer A.W. *Razdelenie i identifikatsiya dopolnitelnyih komponentov v bezdyimnyih porohah metodom tonkosloynoy hromatografii.* J. Chromatogr., 1975, V.108, # 2, 401–404.
10. Hansson J. *Dünnschichtchromatographische Analysenmethode für die Trennung der gewöhnlichsten Sprengstoffe Explosivstoffe.* – 1963. –V. 10, 4. –p. 73–77.
11. Yu. Kirhner. *Tonkosloynaya hromatografiya. V dvuh tomah. T. 1. Per. s angl. Pod red V.G. Berezkina.* –M.: Mir. –1981. – 616 p.
12. Ripper E. *O sovremennyih metodah issledovaniya komponentov porohov. Explosivstoffe.* – 1967. – V. 15, # 3. –R. 57–64.
13. Kozinets T.Yu., Mezhevich G.V., Buller M.F., Marahovskaya A.Yu. *Markiruyushchie veschestva. Opređenje v plastichnyih vzryivchatyih veschestvah* Himichna promislovist Ukrayini – 2004, # 1 (60). – p. 53–54.

УДК 623.438.32

Колбасов А.Н.

**МОДЕРНИЗАЦИЯ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ ТЕХНИКИ.  
ВАРИАНТЫ МОДЕРНИЗАЦИИ БТР М-113 С ДВИГАТЕЛЯМИ УТД-20С1 и ЗТД**

Под действием ряда геополитических и экономических факторов мировой рынок предложений по модернизации вооружений и военной техники (ВВТ) позволяет потребителям недорогой и относительно технологически не сложной военной техники постоянно поддерживать высокий уровень боеготовности вооруженных сил страны.

Многие страны понимают, что безопасность своей страны можно обеспечить не столько количеством, сколько качеством военной техники. Некоторые страны закупают военную технику, некоторые склонны к модернизации ранее разработанных и изготовленных образцов. Особенно это стало распространяться после военных событий последних лет (Афганистан, Ирак, Косово, Чечня...).

Многие страны, не смотря на мирное окружение, покупают военную технику новейших образцов (Австралия, Малайзия, Австрия, Голландия, Норвегия, Финляндия, Дания, Швейцария, Швеция...), стремясь обеспечить благополучие собственными силами.

Из стран СНГ Россия первой начала выделять средства из бюджета на научно-исследовательские работы и планирует в дальнейшем закупать новые образцы бронетехники.

Специфические условия ведения военных операций в различных регионах, требуют более совершенных образцов военной техники.

На сегодняшний день предприятия оборонной отрасли Украины имеют огромный потенциал в разработке и производстве образцов военной техники любого уровня. Сдерживающим фактором является лишь отсутствие заказов со стороны Украинской армии. Исходя из этого, необходим поиск зарубежных партнеров. Одним из них является Исламская Республика Пакистан, армия которой имеет танки Т-80УД и "Al-chalid" совместного Украина-Китайско-Пакистанского производства.

Легкобронированная техника Пакистанской армии, в основном, является Американской-бронетранспортер М-113.

Это самый массовый гусеничный бронетранспортер, когда-либо выпускавшийся в мире. С начала серийного производства (с 1961 года) было изготовлено около 85 тысяч различных типов и модификаций данных машин, которые находятся на вооружении более чем в 40 странах мира.

Компоновка М-113, с расположением в передней части корпуса слева – отделения управления, а справа – моторно-трансмиссионного отделения и размещением в средней и кормовой части корпуса бронетранспортера различных комплексов вооружения и десантного отделения, стала почти традиционной для современных колесных и гусеничных бронетранспортеров.

В моторно-трансмиссионном отделении первых серийных партий бронетранспортеров М-113 устанавливался V-образный бензиновый двигатель жидкостного охлаждения 75М фирмы «Крайслер» (максимальная мощность  $N_{\max} = 154$  кВт при 4000 мин<sup>-1</sup>). Двигатель объединен в единый силовой блок с раздаточной коробкой и гидромеханической шестиступенчатой коробкой передач ТХ-200 фирмы «Дженерал моторс».

На модификации М-113А1, принятой на вооружение армии США в 1964 году, был установлен V-образный шестицилиндровый дизельный двигатель 6V-53 фирмы «Дженерал моторс» и новая коробка передач ТХ-100 с автоматическим переключением, соединенная с гидротрансформатором.

На модификации М-113А3, принятой на вооружение армии США в 1986 году, был установлен новый двигатель 6V-53Т (максимальная мощность  $N_{\max} = 202$  кВт при  $2800 \text{ мин}^{-1}$ ) и более совершенная гидромеханическая трансмиссия Х-200-4.

Одним из вариантов модернизации американского бронетранспортера может быть украинская версия с двигателями либо УТД-20 (Токмак, Запорожской обл.), либо ЗТД (завод Малышева, Харьков).

Для Пакистанской армии, учитывая высокий уровень взаимозаменяемости составных частей двигателя ЗТД с двигателями 6ТД-1 и 6ТД-2, более предпочтительным является двигатель ЗТД. Тем более, что появляется возможность использования всего мощностного ряда семейства двигателей ЗТД от 280 до 600 л.с. в неизменных габаритах, что может удовлетворить всем требованиям подвижности БТР при любой их массе, с учетом создания на базе существующего БТР семейства машин инженерного, полицейского, медицинского и штабного назначения.

Из приведенных сравнительных характеристик бронетранспортеров М-113 с силовыми установками на базе двигателей УТД-20 и ЗТД следует, что использование двигателя ЗТД более предпочтительно по следующим показателям:

- уменьшенный расход топлива;
- возможность эксплуатации без ограничений по скоростному и нагрузочному режимам при температурах до  $55 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- перспективы форсирования мощности в неизменных габаритах до 600 л.с.;
- использование единой ремонтной базы для двигателей 6ТД-1, 6ТД-2 и ЗТД;
- уменьшение потери мощности силовой установки при высоких температурах окружающего воздуха.

По основным характеристикам БТР М-113 с силовой установкой на базе двигателя ЗТД мощностью 400 л.с. не уступает американскому аналогу и немецкой версии с двигателем “Мерседес 6V183”

Установка МТУ украинского производства осуществляется в моторный отсек бронетранспортера М-113 без изменения его габаритов взамен штатной силовой установки. МТУ состоит из двигателя, трансмиссии, системы охлаждения двигателя и трансмиссии, маслобаков двигателя и трансмиссии, системы воздухоочистки двигателя, системы подогрева двигателя, системы впуска отработанных газов, компрессора высокого давления, системы воздухопуска, топливный фильтр грубой очистки, насос БЦН, которые конструктивно объединены в единый силовой блок, устанавливаемый на трех опорах. Передача мощности от трансмиссии к штатным бортовым передачам осуществляется с помощью двух карданных передач, входящих в состав МТУ.

Предлагаемое МТУ, выполнено в виде моноблока, что позволяет производить его сборку и обкатку вне машины, а также сокращает время монтажа и демонтажа МТУ при сборке бронетранспортера и его ремонте. При этом техническое обслуживание двигателя, трансмиссии и систем их обслуживающих обеспечивается без демонтажа моноблока МТУ через штатный люк в лобовом листе корпуса, подъемную крышу над МТУ и люки в днище.

Для обеспечения высоких характеристик подвижности бронетранспортера М-113 на уровне лучших современных машин данного класса предлагаются силовые установки с двигателями УТД-20С1 и ЗТД.

Предлагаемые силовые установки обеспечивают, для машин на базе бронетранспортера М-113 массой 16...25 т:

- максимальную скорость 70...75 км/ч;
- возможность эксплуатации без ограничений при температуре окружающего воздуха до +55 °С;

- передвижение в пустыне без обслуживания воздухоочистителя до 1000 км, и т.д.

Конструкция силовой установки обеспечивает доступ ко всем узлам и агрегатам для их обслуживания, выполнения регулировочных операций, ремонта отдельных узлов и систем в полевых условиях.

Силовая установка состоит из:

1. Двигатель УТД-20С1 или ЗТД и его системы:

- система охлаждения эжекторного типа;
- система смазки;
- система подогрева двигателя;
- система воздухопуска и АФП;
- система воздухоочистки и т.д.

2. Трансмиссия выполнена в блочном исполнении:

- коробка передач планетарная с гидроуправлением, 7 передач вперед, 2 передачи заднего хода;

- механизм поворота планетарный с гидроуправлением с возможностью поворота машины вокруг оси;

- тормоза многодисковые, мокрого типа с гидросервированием, с механическим приводом режима парковочного тормоза;

- система смазки и гидроуправления трансмиссией.

3. Приводы управления трансмиссией и двигателем:

- штурвал поворота;
- привод управления коробкой передач (кулиса переключения передач, привод сцепления);

- приводы управления тормозом (в том числе и режима парковки);

- привод управления подачей топлива.

Таблица 1 Сравнительные параметры двигателей УТД-20С1 и ЗТД-2

ПОКАЗАТЕЛИ	УТД-20С1	ЗТД-2
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
Мощность двигателя, л.с.	300	400
Номинальная частота вращения, об/мин	2600	2600
Удельный расход топлива, г/э.л.с.ч.	175	165
Диаметр цилиндра, мм	150	120
Ход поршня, мм	150	2x120
Число и расположение цилиндров	6, V-120°	3, горизонтальное
Рабочий объем, л	15,9	8,15
Степень сжатия	15,8	16
Средняя скорость поршня, м/с	13	10,4
Масса, кг	667,5	850
Литровая мощность, л.с./л	17,6	49
Удельная масс, кг/л.с	2,38	2,1

Продолжение таблицы 1

1	2	3
Габаритные размеры, мм:		
– длина	874	1231
– ширина	1150	955
– высота	757	581
Объем двигателя, м <sup>3</sup>	0,76	0,68
Габаритная мощность, л.с./м <sup>3</sup>	368	585
Потеря мощности двигателя, %		
при +55 °С	15...25	4...6
При работе на высоте 3000 м	30...32	20...25
Производитель	Юждизельмаш, г. Токмак	«ЗИМ» г. Харьков
Перспективы форсирования	-	До 500...600 л.с.

Таблица 2 – Сравнительные характеристики силовых установок БТР М113

№ п/п	Наименование параметры	М113 АЗ США	МТУ Украина	МТУ Украина	М113с СУ ФРГ
1	2	3	4	5	6
1	Двигатель	6V53T	УТД-20с!	3ТД-2	6V183 «Мерседес»
	Мощность, кВт	202	220	294	220
	Масса, кг	773	677,5	850	740
	Разность масс, кг	0	-96,5	77	-33
2	Максимальная скорость движения, км/ч:				
	– по шоссе	66	67,5	65–67,5	–
	– на плаву	5,8	5,8	5–5,8	–
3	Трансмиссия	Allison X-200-4 ГМТ с ГОП МП автомат (4х2) моноблок	Планетар.с диффер.МП ручное включение (7х2) моноблок	Планетар.с диффер.МП ручное включение (7х2) моноблок	ГМТ с ГОП МП автомат. (6х3) моноблок
	Масса трансмиссии, кг	465	786	780	650
	Разность масс, кг		+321	+315	+185
4	Система охлаждения, кг	–	150	150	–
5	Маслобак трансмиссии, кг	Встроен в КП	21,2	21,2	Встроен в КП
6	Система смазки двигателя, кг	Бак и ВМТ встроен в двигатель	100	100	

1	2	3	4	5	6
7	Система подогрева, кг	–	30	30	
8	Топливная система	ФГО встр. в двиг.	(ФГО, расх. бак, БУН)	(ФГО, расх. бак, БУН)	–
9	Система воздухоочистки, кг	–	Циклоны кассеты, 60	Циклоны кассеты, 60	–
10	Жалюзи над вентилятором и радиаторами, кг	–	197,1	197,1	–
11	Установка рамы радиаторов, кг	Встроена в жалюзи	22,4	22,4	–
12	Привод вентилятора, кг	–	60,7	60,7	–
13	АКБ	–	152 (2шт)	152 (2шт)	–
14	Система воздухопуска масса, кг	нет	17	17	–
15	Система смазки и гидроупр. масса, кг	Встр. в транс.	35	35	–
16	Приводы управления, кг	–	82,1	82,1	–
17	Масса силовой установки, кг		2571,6	2738,1	–
18	Масса БТР	12355	13184	13184	–

## Выводы

1. Проведенный анализ состояния вооружений отдельных стран показывает, что основные страны, даже те, которые не имеют агрессивных намерений, покупают современные образцы броневой техники. Технический уровень бронетанковой техники, находящийся на вооружении образца 60...70-х годов требует совершенствования и модернизации до уровня современных образцов.

2. Наиболее массовым бронетранспортером был и остался БТР М113, выпускаемый в Соединенных штатах и поставленный более чем в сорок государств, расположенных в различных точках земного шара.

3. Одна из версий модернизации БТР М113 заключается в установке силового отделения украинской разработки на базе двигателя УТД-20 или ЗТД. По ряду эксплуатационно-технических показателей преимущество может быть отдано варианту с двигателем ЗТД, с учетом возможных вариантов БТР по массе и мощности силовой установки до 600 л.с.

## Литература

1. Карпенко А.В. Обзорение отечественной бронетанковой техники. – Санкт-Петербург: Невский Бастион, 1996. – 480 с.
2. Сафонов Б.С., Мураховский В.И. Основные боевые танки. – М.: Арсенал-Пресс, 1993. – 192с.
3. Шунков В.Н. Бронетехника. Справочное издание. – Минск. Попурри, 2000.

Bibliography (transliterated)

1. Karpenko A.V. Obozrenie otechestvennoy bronetankovoy tehniki. – Sankt-Peterburg: Nevskiy Bastion, 1996. – 480 p.
2. Safonov B.S., Murahovskiy V.I. Osnovnyie boevyie tanki. – M.: Arsenal-Press, 1993. – 192 p.
3. Shunkov V.N. Bronetehnika. Spravochnoe izdanie. – Minsk. Popurri, 2000.

## АНОТАЦІЙНИЙ ЗМІСТ

Artem'ev S.R., Shaporev V.P., Dvoretksy D.S.

### **ATOMIZED NATRIUM BURNING PROCESS RESEARCH IN REACTOR (IN CLOSED SPACT)**

This article describes the results of theoretical and experimental researches of liquid metal sodium combustion process which is dispersed in the form of drop with dimension of 10–600  $\mu\text{m}$  into reactionary container. It has been developed mathematical formulation of process and experimental investigations on the demonstration installation which includes container 1,5  $\text{m}^3$  in volume. It has been developed theoretical and experimental researches analysis. And the results affirm about mathematical formulation adequacy of process.

Ivanov A.N., Chydnuy A.U.

### **THEORETICAL FUNDAMENTALS OF AN OPPORTUNITY OF PNEUMATIC DELIVERY OF A LARGE FRACTION AFTER A SEPARATOR IN THE BALL CHAMBER OF TUBE MILLS**

Theoretical fundamentals of an opportunity of pneumatic delivery of a large fraction after a separator in the ball chamber of tube mills are developed and the corresponding calculations for tube mills of the base standard sizes are executed.

Kudrov W.M., Chuchmar I.D., Vozgrin Yu.V., Kuzminsky V.A., Folunin S.A.

### **STUDY OF WORKING PROCESSES IN THE HYDROSTATIC TRANSMISSION FOR THE COOLING SYSTEM VENTILATORS OF THE PILOT POWER UNIT**

The article has presented the study of dynamic processes in high and low pressure pipelines for hydrostatic transmission ventilators in order to improve their service performances.

Mejevich G.V., Buller M.F., Yarmanova S.P.

### **IDENTIFICATION OF UNIDENTIFIED POWDERS AND EXPLOSIVES, REMAINDERS OF EXPLOSION AND FIRING**

The possibility of identification of unidentified powders and explosives with aid of different methods of analytic chemistry has been examined. The characteristics of components of powders and explosives required for identification have been given. It has been obtained the chromatographic characteristics of components of powders and explosives, allowed to carry out the identification by method of fine layer chromatography. The example of identification of unidentified explosive has been given.

Kolbasov A.N.

### **MODERNIZATION OF LIGHTLY ARMoured ENGINEERING. VARIANTS OF MODERNIZATION APS M-113 WITH ENGINES UTD-20C1 and 3TD**

Presented in the article is the description of upgrading APC M-113 with a power plant of Ukrainian design on the basis of the engine UTD-20 and 3TD.

**«ИНТЕГРИРОВАННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

**Ежеквартальный научно-практический журнал**

Редколлегией к опубликованию принимаются статьи по следующим научным направлениям:

- ✓ *энергетика и энергосбережение; энерготехнология энергоемких отраслей промышленности; нетрадиционная энергетика; ресурсосбережение; энергетика и окружающая среда;*
- ✓ *теплоиспользующие установки; моделирование процессов промышленного оборудования; процессы и аппараты различных отраслей промышленности (химической, пищевой, мед. оборудования и проч.);*
- ✓ *применение ЭВМ в технологических процессах; автоматизированные системы управления и обработки информации;*
- ✓ *тепло- и массообменные процессы и оборудование специальной техники; тепловые процессы и криогенное оборудование медицинского назначения;*
- ✓ *электроэнергетика; оборудование электростанций и передача электроэнергии;*
- ✓ *экономические аспекты энергетики и промышленной экологии; коммерческий инжиниринг, реинжиниринг и технологический менеджмент,*  
*а также другим направлениям, на стыке различных отраслей знаний.*

Материалы к опубликованию в каждый последующий номер принимаются до 20 числа последнего месяца предыдущего квартала. Рукописи авторам не возвращаются.

Материал должен быть подготовлен на IBM-совместимом компьютере и распечатан в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета 3,5" со статьей, набранной в редакторе текстов MS Word for Windows версий 97, XP или 2000.

К статье необходимо приложить экспертное заключение о возможности опубликования материалов в открытой печати и рецензию доктора наук по профилю подаваемой статьи.

**ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ:**

Размер бумаги А4 (210x297 мм); левое и правое поля – 25 мм, верхнее и нижнее – 30 мм; рекомендуемый шрифт Times New Roman Суг; размер шрифта – 12; межстрочный интервал – 1.

**ПОРЯДОК РАЗМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА:**

- непосредственно под верхней границей слева **БОЛЬШИМИ БУКВАМИ** печатается УДК статьи;
- пропустив одну строку, по центру печатаются инициалы и фамилии авторов;

- пропустив одну строку, по центру полужирным шрифтом **БОЛЬШИМИ БУКВАМИ** печатается название статьи;
- пропускается одна строка и с абзаца (1,25 см) печатается основной текст, отформатированный по ширине страницы;
- перед и после формул и уравнений должно быть расстояние в одну пустую строку до текста с интервалом 1;
- формулы и уравнения должны быть выровнены по центру;
- номера формул и уравнений выровнены по правому краю;
- размер шрифта формул и уравнений для основного текста – 12 пт.;
- рисунки, схемы и графики должны быть выполнены в черно-белом изображении;
- пропустив одну строку, следует список литературы, оформленный в соответствии с требованиями ДСТУ;
- в конце статьи на украинском (русском – для статьи на украинском языке), русском и английском языках должны быть напечатаны УДК, авторы, название и аннотация.

Статьи, рекомендуемые к опубликованию членами редколлегии, не проходят рецензирования. Остальные статьи рецензируются.

#### АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

Украина, 61002,  
Харьков-2, ул. Фрунзе, 21,  
НТУ «ХПИ», редколлегия журнала  
«Интегрированные технологии и энергосбережение»,  
секретарю редколлегии Горбунову К.А.

*Тел.* (057) 707-22-23.

*Факс* (057) 707-22-95.

Е – mail: [gorbunov@kpi.kharkov.ua](mailto:gorbunov@kpi.kharkov.ua)

**СТАТЬИ, ОФОРМЛЕННЫЕ НЕ В СООТВЕТСТВИИ С ПРАВИЛАМИ,  
РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ**

**НА ЖУРНАЛ ОТКРЫТА ПОДПИСКА  
В ПОЧТОВЫХ ОТДЕЛЕНИЯХ УКРАИНЫ**

**ПОДПИСНОЙ ИНДЕКС 22786**