

УДК 621.1.016:621.56

Бурдо О.Г., Светличный П.И., Зыков А.В.

**СТРАТЕГИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЙ
В УСЛОВИЯХ КРИЗИСА**

Одесская национальная академия пищевых технологий

Введение. Известно, что 20 % населения Земли потребляет 80 % добываемого органического топлива, а остальные довольствуются только 20 процентами. Объем промышленного производства в мире удваивается – каждые 15 лет, а энергетическая мощность – каждые 12 лет. За последние десятилетия промышленная нагрузка на окружающую среду выросла в 2,5...3 раза. Энергоемкость растет, а запасы органического топлива – снижаются. Бурный рост экономик Китая и Индии стремительно выводит эти страны в лидеры мирового производства. Поэтому, неизбежен передел мирового баланса энергопотребления, т.к. эти страны в настоящее время характеризуются низким уровнем энергообеспечения. Глобализация энергообеспечения, дефицит энергоносителей наиболее остро ощущается в Украине. Здесь стоимость энергоносителей выросла практически в 100 раз, а культура энергопользования осталась на прежнем уровне. Если говорить точнее, то исторически сложилось так, что эта культура вообще отсутствует. В условиях кризиса важно четко сформулировать стратегические направления развития энергетических технологий в Украине.

Энергетическая статистика. В Украине проживает около 1 % населения планеты, а экономика страны привыкла потреблять 2,2 % энергии, используемой в мире. При этом, Украина является энергодефицитной страной, а уровень комфортности нашей жизни соответствует уровню слаборазвитых стран (табл.1).

Таблица 1 – Энергетическая статистика

СТРАНА	НАСЕЛЕНИЕ, млн.чел	ВВП/чел., дол. США	Энергоемкость ВВП, кг н. э./ дол. США
Беларусь	9,97	1493	0,35
Германия	82,34	32830	0,18
Дания	5,36	38703	0,14
Россия	144,75	2609	0,67
США	285,91	31400	0.25
Украина	46,2	985	0,72
Франция	60,91	29631	0,19
Япония	127,21	44396	0,17

Имея крайне ограниченную добычу собственного природного газа, украинец лидирует по объему его сжигания, уступая только россиянам, англичанам и американцам. До 40 % национального бюджета Украины расходуется на закупку энергоносителей, при этом, ощущается острый дефицит топлива в коммунальной сфере, на транспорте, в промышленности [1,2]. В последние годы наметилось некоторое снижение удельной энергоемкости, но уровень 1990 г. все еще не достигнут.

Валовой продукт, который приходится на одного украинца, в 45 раз ниже, чем в Японии, почти в два раза ниже, чем в Республике Беларусь (табл. 1). Видно, что Беларусь, которая имела одинаковые стартовые условия, имеет сейчас в 2 раза лучшие показатели удельной энергоёмкости экономики (табл. 1).

Энергетическая политика. Представляется, что успех республики Беларусь в том, что изначально в энергетической политике было выбрано направление на энергоэффективность. Предприятиям сохраняли привычный уровень энергетических ресурсов, но ставили задачу на 10...15 % увеличить выпуск продукции.

Принципиально возможны два направления в энергетической политике – энергоэффективная экономика и энергосбережение [2]. Признаки энергосбережения – это нормирование расходов энергии, регламентация потребления и отключения при дефиците. Энергетическая эффективность имеет принципиальные отличия в направлениях развития и подходах энергетического обеспечения государства. Вопрос этот не в терминологии, а в отношении к энергии. Энергосбережение осталось у нас из прошлого, которое было пресыщено дешевыми энергоресурсами. В то, энергообеспеченное время, не могло выработаться уважение к «Джоулю» и «Ватту». Энергетическое расточительство не сформировало ни у населения, ни у производителей товаров, ни у первых лиц регионов и государства современной культуры пользования энергией. Не воспитывается новое отношение к энергии и у нового поколения. Мы по-прежнему боремся за энергосбережение. Если задуматься, то цель энергосбережения – минимизация расхода энергии. И реализовать по максимуму такую цель не сложно: требуется закрыть задвижку на газопроводе и отключить рубильник на линии электропередачи. В результате потребление энергии снизится до нуля.

Энергоэффективность предполагает, что энергия – это дорогой ресурс, которым необходимо грамотно и профессионально распорядиться. Вероятно, острый энергетический кризис в стране в значительной степени объясняется тем, что изначально не правильно была сделана ориентация государства на отношения к энергетическим проблемам. Энергия – это товар, эффективное использование которого в производстве и услугах даст прибыль, а расточительное – сделает банкротом

Направления энергетической стратегии. При выборе энергетической стратегии развития следует помнить, что прошлое Украины в стране пресыщенной дешевыми энергетическими ресурсами. Пока в стране не будет преодолён барьер чрезвычайно низкой культуры энергопользования, никакие программы энергосбережения работать не будут, никакие инвестиции в энерготехнологии не станут результативными.

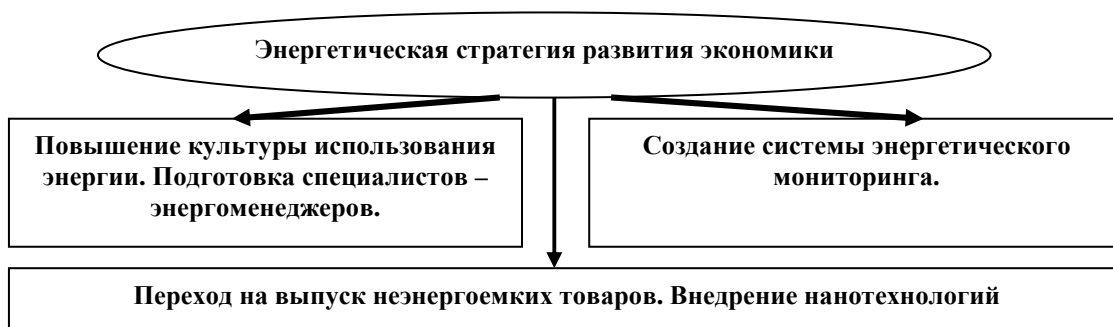


Рисунок 1 – Направления энергетической стратегии

Поэтому, одним из приоритетных направлений энергетической политики государства должно стать обучение культуре энергопользования всех слоев населения: от

первых лиц регионов, предприятий до студентов и школьников. Второе направление стратегии – это система энергетического мониторинга (рис.1). Результатом этих двух направлений должны стать программы повышения эффективности использования энергии на отдельных предприятиях, в отрасли, в регионе и в государстве в целом. Сложно переоценить возможности нанотехнологий [3] в проблеме существенного снижения расходов топлива.

При проведении энергетического мониторинга и составлении программы следует исходить из прогноза [1], что к 2020 г. структура потребления энергоносителей в мире практически не изменится. Программа повышения энергетической эффективности предприятия (да и государства в целом) должна основываться на результатах энергетических исследований. Достоверность информации определяется как методами и средствами энергетического аудита, так и корректностью энерготехнологических моделей.

Системный подход при моделировании энерготехнологий. Серьезной проблемой при совершенствовании систем отопления является ответ на вопрос разумной централизации схемы. Крупные города имеют тысячи таких систем. Но технико-экономический анализ проектов их модернизации не проводится. Вместе с тем, это сложнейшая системная задача, решение которой в значительной степени определяет эффективность внедрения проекта. Рассмотрим энерготехнологическую модель системы централизованного отопления (рис. 2).

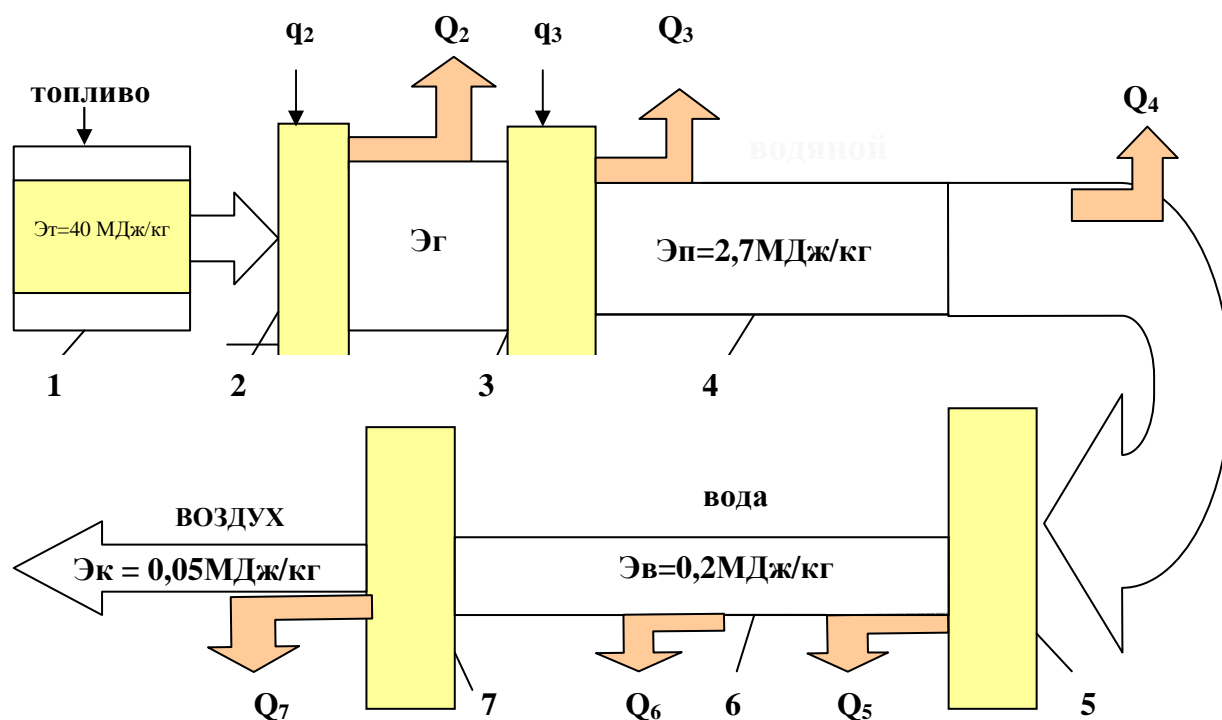


Рисунок 2 – Эстафетная модель конверсии энергии в системе централизованного теплоснабжения

Топливо при сгорании в горелочном устройстве 2 трансформируется с потерями Q_2 в энергию топочных газов $\text{Э}_\text{г}$, которая в парогенераторе 3 превращается в энергию водяного пара $\text{Э}_\text{п}$. При этом, неизбежны потери Q_3 . В каждом трансформаторе энергии и

в любом транспортирующем элементе неизбежны потери. Видно (рис. 2) как обесценивается энергия топлива в системе. Похоже, что задачи оптимизации централизованных систем отопления не ставились, методы их анализа отсутствуют.

Ставится задача найти возможность для сравнения эффективности использования энергии топлива при её трансформации, транспортировке, использовании. Представленная энерготехнологическая модель (рис. 2) содержит 4 уровня преобразования энергии. 1 уровень – это преобразование химической энергии топлива при его сжигании в энергию топочных газов. Эффективность 1 уровня определяется КПД, которое учитывает отношение энергии газов ($\mathcal{E}_Г$) к энергии топлива ($\mathcal{E}_Т$):

$$\eta_{1} = \frac{\mathcal{E}_Г}{\mathcal{E}_Т} = \frac{\mathcal{E}_Т - Q_2}{\mathcal{E}_Т}. \quad (1)$$

Потери теплоты в процессе горения Q_2 могут быть снижены при использовании низкопотенциальной теплоты 2 уровня Q_3 , например, для подогрева топлива и дутьевого воздуха (q_2).

На 2 уровне энергия топочных газов трансформируется в энергию водяных паров ($\mathcal{E}_п$). КПД этого уровня

$$\eta_{2} = \frac{\mathcal{E}_п}{\mathcal{E}_Г} = \frac{\mathcal{E}_Г - (Q_2 + Q_3)}{\mathcal{E}_Г}. \quad (2)$$

В процессе преобразования $\mathcal{E}_Г$ в $\mathcal{E}_п$ имеют место тепловые потери Q_2 и Q_3 , которые учитывают необратимые потери при теплопередаче и транспортировке теплоносителей. Частично энергию Q_2 можно использовать для предварительного подогрева питательной воды (q_3).

На 3 уровне энергия пара трансформируется в энергию горячей воды ($\mathcal{E}_В$). По паропроводу 4 пар распределяется по системе бойлеров 5, от которых с соответствующими потерями (Q_5 и Q_6) горячая вода расходится по многочисленным приборам отопления 7. КПД, каждого отдельного бойлера выразится соотношением

$$\eta_{3i} = \frac{\mathcal{E}_{Вi}}{\mathcal{E}_п} = \frac{\mathcal{E}_п - (Q_{6i} + Q_{5i})}{\mathcal{E}_п} = 1 - \frac{Q_{6i} + Q_{5i}}{\mathcal{E}_п}. \quad (3)$$

На 4 уровне происходит непосредственный процесс передачи энергии воздуху в помещении для создания комфортных условий ($\mathcal{E}_К$), а соответствующий КПД уровня вычисляется

$$\eta_{4j} = \frac{\mathcal{E}_{Кj}}{\mathcal{E}_{Вj}} = \frac{\mathcal{E}_{Вj} - Q_{7j}}{\mathcal{E}_{Вj}} = 1 - \frac{Q_{7j}}{\mathcal{E}_{Вj}}. \quad (4)$$

Потери теплоты Q_{7j} учитывают излучение, конвективную теплоотдачу от наружных ограждений здания, окон и т.п. в окружающую среду и потери теплоты с вентиляцией помещений.

При анализе схемы (рис.2) следует провести расчет сотен значений КПД третьего уровня и сотни тысяч КПД четвертого уровня. Для корректных расчетов требуется достоверная информация по многочисленным значениям Q_{7j} . Получить эти значения невозможно без проведения серьезных энергетических обследований зданий.

Значительный диапазон значений Q_{7j} связан с особенностями объектов, их индивидуальностью и подтверждает обязательную необходимость энергетических обследований.

Следует отметить, что опыт развитых стран в сфере энергосбережения трудно переоценить, но бездумно копировать мировые тенденции в решении практических задач нельзя. Необходим серьезный численный анализ, который учитывал бы и специфику технологии, и климатические особенности, и экологическую обстановку, и инженерную инфраструктуру предприятия, города. Первым этапом таких исследований может быть формирование энергетических паспортов всех зданий муниципалитета.

Таким образом, с помощью предложенной модели (рис. 2) и соотношений (1...4) можно провести количественный анализ использования энергии в исследуемой схеме, установить энергетическую эффективность на каждом уровне иерархии системы централизованного отопления. Принципиально такой подход приемлем и для совершенствования промышленных энергетических технологий.

Вместе с тем для более глубокого исследования причин потерь и путей снижения этих потерь, метод требует развития.

Методы анализа энергоэффективности по коэффициентам трансформации.

Причины потери энергии при её трансформации, транспортировке и использовании можно установить, если выработать общий принцип исследования структуры составляющих этих потерь. Представляется, что таким принципом могут быть коэффициенты трансформации массы ψ_m , теплоёмкости ψ_c и термического потенциала, температуры ψ_t . Тогда на любом уровне иерархической модели (рис. 2) можно установить степень влияния составляющих теплового баланса на коэффициент энергетической эффективности. Например, для первого уровня (рис. 2)

$$\varepsilon_1 = \psi_m \psi_c \psi_t, \tag{5}$$

где

$$\psi_m = G_T / G_{\Gamma}; \psi_c = c_{pT} / c_{p\Gamma}; \psi_t = t_T / t_{\Gamma}. \tag{6}$$

Тогда общая энергетическая эффективность схемы, состоящей из n уровней, определится

$$\varepsilon = \frac{\mathcal{E}_K}{\mathcal{E}_T} = \prod_{n=1}^n \prod_{j=1}^3 \psi_{nj}. \tag{7}$$

При переходе на систему индивидуального отопления схема становится двухуровневой, и коэффициент энергетической эффективности будет иметь вид:

$$\varepsilon = \psi_m^1 \psi_c^1 \psi_t^1 \psi_m^2 \psi_c^2 \psi_t^2. \tag{8}$$

Ясно, что чем больше уровней преобразования энергии, тем больше составляющих в соотношении (7), тем ниже ε . Первый вывод из (7), в общем, достаточно тривиальный, что энергетическая эффективность снижается с появлением промежуточных теплоносителей. Однако, из (7) следует другой важный вывод, что эффективность ε пропорциональна коэффициенту трансформации ψ_m .

Для объяснения проведем анализ в $c_p t - m$ диаграмме (рис. 3). Пусть из топлива образуется $m_T = 1$ кг/с продуктов сгорания с высокой температурой (t_T), которые разбавляются воздухом из окружающей среды до температуры t_A при этом $m_B \approx 4m_T$. Сравним одно и двухуровневые схемы, в которых отработавший теплоноситель выбрасывается в окружающую среду с одинаковой температурой t_0 . Поскольку удельные теплоёмкости уходящих газов в схемах практически равны, то произведения $m c_p t$ в одноуровневой схеме (рис. 3, площадь $abcd$) будут в 5 раз меньше, чем в двухуровневой схеме (рис. 3, площадь $abqf$).

Таким образом, в разомкнутых теплотехнических циклах важно приближать коэффициент трансформации массы ψ_m к значению 1.

На основе предложенных коэффициентов трансформации для системного анализа многоуровневых энерготехнологических схем важно развить и методику прогнозирования

возможностей повышения их эффективности.

Для определения резерва и потенциала энергоэффективности исследуемых схем введем понятие “неиспользованная мощность” (N_c). В качестве предельного теоретического значения N_c^T следует считать площадь $авсд$ (рис. 3), т.е. тепловые потери одноуровневой схемы при идеальном тепловом режиме теплоприёмника.

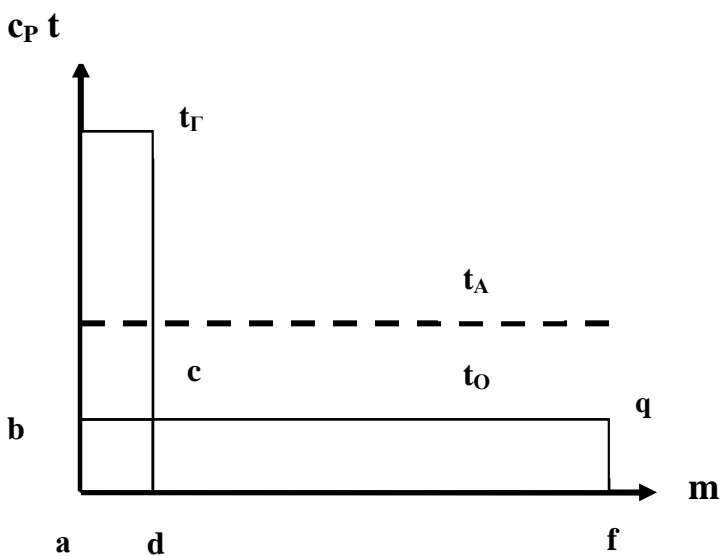


Рисунок 3 – Диаграмма «теплосодержание - расход»

Таким режимом будет выполнение равенства между температурами уходящих газов и окружающей среды. Кроме того, установим значение технически достижимых потерь мощности для одноуровневой схемы (N_c^S), учитывающей наличие целесообразной разности температур между уходящими газами и окружающей средой. Тогда можно проследить динамику реальных значений N_c по годам и сделать вывод о резерве, потенциале энергосбережения и прогнозировать эффективность проектов. Величина неиспользованной мощности в момент времени τ , составляет N_c^1 . При этом для лучших технологий передовых фирм эта величина равна N_c^H . Используя опыт этих фирм, можно достаточно быстро приблизиться к значению N_c^H . Более длительным будет путь снижения N_c^H к уровню N_c^S , который требует оригинальных технических решений [4].

Международный опыт по совершенствованию отопительных систем. Поучителен в этом отношении опыт Дании. Определив снижение тепловых потерь через стены здания как приоритетную задачу, муниципалитет сосредоточил все усилия на укреплении тепловой изоляции ограждений. Результаты оказались неожиданными. Здания теперь требовали меньшее количество теплоносителя, а основными

источниками потерь тепловой энергии стали сети. Это вызвало непредвиденную реакцию поставщиков теплоносителей. Повысилась их стоимость при одновременном снижении качества.

Аналогичный результат можно получить и при других отклонениях и игнорирования системных особенностей. Бессмысленно наращивать мощность генерирующих объектов при некачественной транспортной магистрали и расточительном потребителе (рис. 2). Только системный анализ всей структуры обеспечит эффективное вложение инвестиций. В Европе считается, что достичь существенного снижения расхода энергоресурсов в муниципальной энергетике можно при системном подходе, при создании городского центра управления энергетической эффективностью. Такие центры функционируют в ряде городов Европы: (Штутгарт и Франкфурт в Германии, Ленц и Зальцбург в Австрии, Париж и Лион во Франции, Верона и Модена в Италии, Барселона в Испании, Стокгольм в Швеции). Опыт работы такой системы в г. Штутгарте свидетельствует, что организация управления энергообеспечением в городе есть высокорентабельной инвестицией.

Развитие муниципальной экономики сопровождается оздоровлением местного бюджета при повышении качества услуг населению. За 20 лет работы такой системы в г. Штутгарте доказано, что инвестиции в создание муниципальной системы энергоменеджмента имеют отдачу порядка 500 %. Поэтому создание таких систем должно быть отнесено к приоритетным задачам муниципальной политики. Естественно, что основой функционирования систем энергоменеджмента являются приборы учета расхода энергии. Причем, важно сделать выбор перспективных приборов учета, позволяющих оперативно передавать в цифровом виде показания с помощью современных информационных систем.

В Штутгарте ежегодно из местного бюджета на оплату энергоносителей и энергии расходуется около 35 млн. евро. Управлением потребления энергии занимается подразделения из 12 сотрудников (6 инженеров и 6 техников). Организуется управление процессами потребления энергии на 2000 муниципальных объектах. Этот центр энергоменеджмента проводит мониторинг потребления энергии в зданиях, обосновывает приоритетные проекты совершенствования энергоэффективности, проводит обучение пользователей. Внедрение более 200 проектов общей стоимостью 3 млн. евро позволило создать специальный фонд для развития и совершенствования энергоэффективности. Управление использованием энергии в Штутгарте дало 200 млн. евро экономии, на 40 % уменьшилось потребление тепловой энергии.

В условиях кризиса в основе стратегии повышения энергетической эффективности можно выделить два приоритетных направления: подготовка кадров и внедрение современных технологий энергомониторинга. По первому направлению требуется подготовка специалистов - энергоменеджеров и обучение служащих предприятия основам энергоэффективности [2]. Современные технологии энергомониторинга предполагают организацию центров или групп и диагностику предприятия по уровню потребления ресурсов. На первом этапе осуществляется энергетическая ревизия, цель которой получить общую информацию об уровне расхода всех видов ресурсов, оценить удельные затраты энергии на выпуск продукции. Такой анализ позволит провести соответствующую

щее ранжирование по энергоёмкости, определить имеющийся общий потенциал энергосбережения, оценить остроту проблемы энергообеспечения.

Естественно, первоочередными задачами являются образование и повышение культуры энергопользования, формирование новой философии природопользования.

Литература

1. Бурдо О.Г. Энергетический консалтинг в АПК Южного региона // Энергосберегающие технологии и автоматизация.– 2001.– №1–2.– С.70–74.
2. Бурдо О.Г. Энергетический мониторинг пищевых производств – Одесса: Полиграф, 2008 – 244 с.
3. Бурдо О.Г. Наномасштабные эффекты в пищевых технологиях // Инженерно-физический журнал. Минск, т.78, № 1.– 2005. – С. 88–93
4. Захаров М.Д., Бурдо О.Г., Зиков А.В., Мілінчук С.І. Новітні теплотехнології в харчових виробництвах // Вісник державного університету «Львівська політехніка»: «Проблеми економії енергії», №2.–Львів, 1999. – с. 129–132.

Bibliography (transliterated)

1. Burdo O.G. Jenergeticheskij konsalting v APK Juzhnogo regiona Jenergosberegajushhie tehnologii i avtomatizacija.- 2001.- #1-2.- p.70-74.
2. Burdo O.G. Jenergeticheskij monitoring pishhevyh proizvodstv – Odessa: Po-ligraf, 2008 – 244 p.
3. Burdo O.G. Nanomasshtabnye jeffekty v pishhevyh tehnologijah Inzhenernofizicheskij zhurnal. Minsk, t.78, # 1.– 2005. – p. 88–93
4. Zaharov M.D., Burdo O.G., Zikov A.V., Milinchuk S.I. Novitni teplotehnologii v harchovih virobnictvah Visnik derzhavnogo universitetu «L'vivs'ka politehnika»: «Problemi ekonomii energii», #2.–L'viv, 1999. – p. 129–132.

УДК 621.1.016:621.56

Бурдо О.Г., Світличний П.І., Зиков А.В.

СТРАТЕГІЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЙ В УМОВАХ КРИЗИ

У роботі розглянута ситуація, що склалася в країні, пов'язана з енергетичною кризою. Проаналізовані можливі напрями вдосконалення існуючих способів вирішення проблеми. Запропонована стратегія підвищення енергетичної ефективності. Виділені пріоритетні шляхи розвитку і методи енергетичного моніторингу систем теплового забезпечення.

Burdo O.G., Svetlichnyy P.I., Zykov A.V.

STRATEGY OF PERFECTION ENERGY TECHNOLOGIES IN THE CONDITIONS OF CRISIS

The situation related to the power crisis folded in a country is considered in work. Possible directions of perfection of existent methods of decision of problem are analyzed. Strategy of increase of power efficiency is offered. The priority ways of development and methods of the power monitoring of the systems of the thermal providing are selected.

УДК 622.248.5

Огородніков П.І., Світлицький В.М., Малярчук Б.М.

ПРОЕКТУВАННЯ НАДДОЛОТНОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ, ЯК БАГАТОРЕЗОНАНСНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Вступ

Одним із шляхів рішення задачі підвищення видобутку нафти і газу являється вдосконалення технології буріння свердловин і підвищення показників роботи доліт при забезпеченні захисту бурильної колони від дії вібрацій.

Як показує досвід буріння, при цьому зменшується число аварій, зменшується вартість метра поглиблення свердловини. Різноманітність геологічних, технологічних і других умов, привело до розробки і застосування в нашій державі і за границею великої кількості віброзахисних пристроїв.

Теоретичні і промислові дослідження визначили зв'язок основних джерел виникнення коливань долота з вібраціями бурильної колони [1,2,3]. Було показано, що на збурення і підтримку вібрацій витрачається значна енергія, яка частково розсіюється, а частково повертається до долота і створює додаткове динамічне навантаження на вибій. При визначених параметрах динамічні навантаження стають причиною зменшення довговічності бурового інструменту.

Ефективність застосування бурових амортизаторів, в конструкції якої пружній елемент включає резинометалеві елементи достатньо добре досліджені [4,5].

Однак при дослідженнях на бурильну колону описувалось синусоїдальним переміщенням. Бурильна колона представляє собою багаторезонансну механічну систему і в амортизаторах виникають резонанси з стоячими хвилями, ефективність амортизатора в високочастотному діапазоні цих резонансних частот сильно падає.

В більшості практичних випадків, які відносяться до віброзахисту, висока точність рішення непотрібна, доцільно розробити наближений, але простий підхід до рішення, направлений на створення достатньо ефективних бурових амортизаторів.

В подальшому для оцінки роботоздатності амортизаторів, з точки зору віброзахисту, в високочастотному діапазоні пропонується використати нижню границю ефективності амортизатора [6] в цьому діапазоні.

Виходячи із підвищення цієї нижньої границі ефективності в роботі проаналізовані можливості вдосконалення характеристик, шляхом покращення звичайного підходу до розрахунку амортизатора при умові, що бурильна колона, яка має в більшій мірі інерційні властивості.

В подальшому розглядається передача вібрацій тільки в одному напрямку – подовжні або крутні коливання.

Аналіз

Ефективність E – амортизатора, який ізолює колону бурильних труб від важкого низу або долота, визначається як відношення амплітуди коливань бурильної колони без амортизатора і амплітуди її коливань при установці амортизатора.

В загальному випадку, при врахуванні багаторезонансних частин інструмента розділеного амортизатора, величину E визначаємо по формулі [7]:

$$E = ch\gamma L + \frac{Z_c^2 + Z_m Z_f}{Z_c (Z_m + Z_f)} sh\gamma L, \quad (1)$$

де $Z_m = R_m + jX_m$, $Z_f = R_f + jX_f$. – вхідні імпеданси відповідно над і під амортизаторних частин бурильної колони; $Z_c = \rho cA$ – характеристичний імпеданс амортизатора: $\gamma = \alpha + j\beta = \left(\frac{\omega}{c}\right) \left(\frac{\eta}{2} + j\right)$ – комплексна постійна розповсюдження вібрацій в амортизаторі: ρ , c , A , L і η – густина, фазова швидкість, площа, поперечного перерізу, довжина і коефіцієнт демпфування амортизатора.

Необхідно відмітити, що в більшості випадків, хоч рівняння (1) має просту форму, воно не дозволяє отримати аналітичне рішення, в зв'язку з тим, що Z_m і Z_f як правило в замкнутому вигляді не виражається.

Реальна бурильна колона представляє собою багаторезонансну систему не ідеальну і неоднорідну. Картина вібраційного зв'язку між різними фізичними елементами, а також зв'язок між степенями вільності, які приймають участь в русі, в процесі поглиблення свердловини достатньо складна. Виходячи з цього визначення імпедансів Z_m і Z_f в реальних умовах являється складною задачею.

Безпосередній замір імпедансів в потрібному діапазоні частот з урахуванням зміни довжини колони труб при поглибленні свердловини, задача яку рішення з допомогою апаратури неможливо. Тому для визначення імпедансів Z_m і Z_f необхідно користуватись аналітичними методами їх визначення в частотному діапазоні який диктують техніко-геологічні умови буріння.

Рівняння (1) може дати лише числове рішення за умови що Z_m і Z_f задаються разом зі значеннями других параметрів. По суті це не вирішує питання про те, яким чином підвищити ефективність амортизатора в частотному діапазоні пов'язаному з режимами буріння, конструкцією КНБК і зміною глибини свердловини, де Z_m і Z_f змінюються нерегулярним чином.

Використовуючи нижню границю ефективності амортизатора в частотному діапазоні, які охоплюють конструкційні резонанси надамортизаторну і підамортизаторну частину бурильної колони можна обійти труднощі з нерегулярною зміною Z_m і Z_f . Ця нижня границя використовується в якості критерію оцінки роботоздатності бурового амортизатора при удосконаленні його конструкції відповідно вибраного КНБК.

Для визначення Z_m і Z_f можна скористатись математичною моделлю запропонованої в роботі [8] побудова якої основана на послідовному з'єднанні однорідних трубчатих секцій з включеними зосередженими елементами - пружних еластичних амортизаторів, центруючих елементів та ін. включених між секціями. Кожна секція являється акустичним навантаженням для сусідньої, при цьому нарощування секцій починається від долота в верх. В зв'язку з тим, що повторюються етапи розрахунків при переході від секції до секції є можливість застосування узагальненого блоку моделі, який представляє собою комбінацію можливих зосереджених і розподілених елементів по умові конкретної задачі.

Так, наприклад, при динамічному збуренні від долота F_g імпеданс входу системи отримуємо в вигляді

$$Z = w'_0 cth(\gamma L_1 - \theta), \quad (2)$$

де w'_0 – хвильовий опір стрижня; γ – постійна розповсюдження; θ – фазовий кут, який враховує кінцеве навантаження – неузгодженість між w'_0 і Z_B (імпеданс сусіднього блоку).

Нарощування наступного блоку (ділянки) виконується за допомогою переписування параметрів попереднього блоку.

В результаті отримуємо імпеданси входу бурильної колони, надамортизаторної і підамортизаторної частин.

$$Z_{ex} = R_{ex} + jX_{ex}, \quad (3)$$

де R_{ex} – активна складова імпедансу; X_{ex} – реактивна складова імпедансу.

На рис. 1 представлена схема бурильної колони при роторному способі буріння і наявності в компоновці еластичного амортизатора.

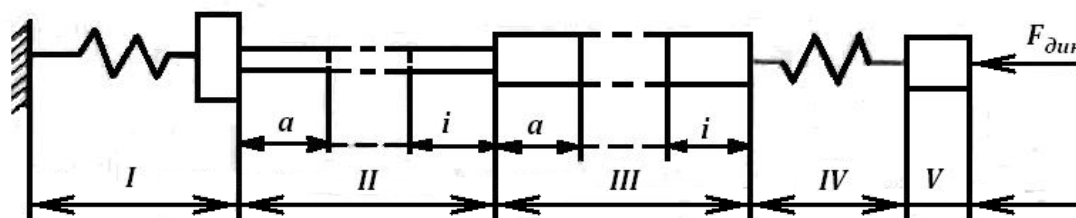


Рисунок 1 – Схема бурильної колони:

I – талева система; II – секції бурильних труб; III – секція ОБТ; IV – амортизатор, V – підамортизаторна ОБТ

На рис. 2 представлена динамічна характеристика входу бурильної колони, яка розрахована по запропонованій моделі бурильної колони, що дає можливість визначити аналітично Z_m і Z_f .

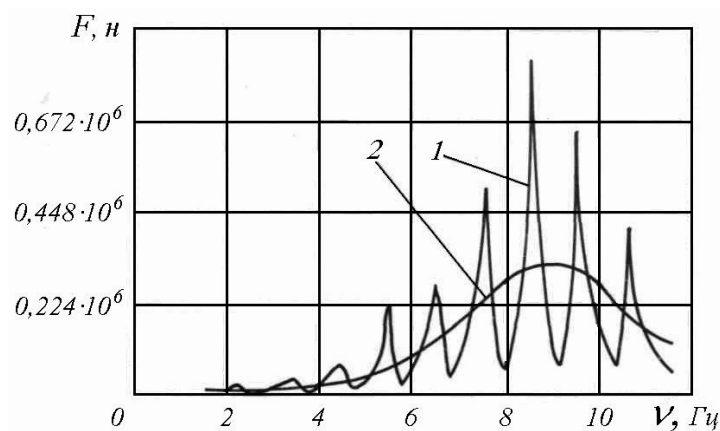


Рисунок 2 – Динамічна характеристика входу бурильної колони:

1 – з врахуванням дивіації бурильних труб;
2 – апроксимація кривої 1 за методом найменших квадратів

Як показують розрахунки, максимум обумовлений довжиною ОБТ, гармоніки дивіації обумовлені впливом секції СБТ – сталених бурильних труб.

Після ряду перетворень з рівняння (1) E може бути представлено

$$|E| = \left[(a^2 + b^2 + 1) \operatorname{sh}^2 \alpha L + a \operatorname{sh} 2\alpha L + a^2 \sin^2 \beta L + (\cos \beta L - b \sin \beta L)^2 \right]^{1/2}, \quad (4)$$

де $a = \frac{R_m (|Z_f|^2 + Z_c^2) + R_f (|Z_m|^2 + Z_c^2)}{Z_c |Z_m + Z_f|^2}$; $b = \frac{X_m (|Z_f|^2 - Z_c^2) + X_f (|Z_m|^2 - Z_c^2)}{Z_c |Z_m + Z_f|^2}$; α – постійна зсуву фаз; β – постійна затухання.

Використовуючи в подальшому методику аналітичного дослідження роботи [6] знаходимо спочатку мінімум $|E|$. Розглядаючи $|E|^2$ як функцію двох змінних b і βL , з умовою, що $\operatorname{sh} \alpha L$ повільно змінюються з частотою (можна рахувати тимчасово постійним) після ряду перетворень і підстановок отримаємо нижню границю ефективності E

$$\check{E} = \begin{cases} \operatorname{sh} \alpha L + a \operatorname{ch} \alpha L, & \text{якщо } a < \operatorname{th} \alpha L, \\ \left(2 a \operatorname{sh} 2\alpha L \right)^{1/2}, & \text{якщо } \operatorname{th} \alpha L \leq a \leq \operatorname{cth} \alpha L, \\ \operatorname{ch} \alpha L + a \operatorname{sh} \alpha L, & \text{якщо } a > \operatorname{cth} \alpha L, \end{cases} \quad (5)$$

де нижня границя \check{a}

$$\check{a} = Z_c \frac{\check{R}_m + \check{R}_f}{\hat{Z}_m + \hat{Z}_f} + Y_c \frac{\check{G}_m + \check{G}_f}{\left| \hat{Y}_m \right|^2 + \left| \hat{Y}_f \right|^2}; \quad Y_c = \frac{1}{Z_c}, \quad (6)$$

знак $\check{}$ над змінною означає її нижню границю, а знак $\hat{}$ – верхню.

Висновки

Із рівняння (5) і (6) витікає, що покращення характеристики віброзахисного пристрою може бути досягнуто удосконаленням конструкції амортизатора двома шляхами.

Перший спосіб поліпшення віброзахисту бурильної колони пов'язаний з підвищенням роботоздатності амортизатора та його характеристик. Виходячи з рівняння (5) ця процедура пов'язана з визначенням максимуму параметра αL , котрий може бути записаний в еквівалентному вигляді

$$\alpha L = \pi \eta \omega / 2 \omega_1, \quad (7)$$

де $\omega_1 = \pi c / L$ – резонансна частота першої власної форми подовжніх коливань амортизатора при умові, що імпеданси колони труб і ОБТ носять інертний характер. Ця частота легко змінюється при зміні параметрів амортизатора.

При проектуванні амортизаторів і віброзахисних пристроїв стараються вибрати ω_1 з великим значенням, щоб наставання резонансу не порушило достатньо високих частот характеристики амортизатора, як реактивного елементу.

Однак з рівняння (5) і (6) видно, що більш кращим являється менше значення ω_1 , так як реальний пружній (еластичний) елемент змінить свою характеристику на частотах резонансів над і підамортизаторній частині колони.

Таким чином в модифікованому амортизаторі ω_1 необхідно вибирати приблизно рівній нижчий з цих частот структурних резонансів.

З рівняння (5) і (6) випливає також, що при інерційних елементах бурильної колони, значення η необхідно вибирати можливо великим.

Другим способом підвищення віброзахисту є зміна імпедансів над і під амортизаторними частинами колони у визначеному частотному діапазоні, як конструкційних резонансів обох частин бурильної колони розділених амортизатором. У цьому частотному діапазоні коливання вхідного імпедансу в значній мірі залежить від демпфування конструкційних резонансів.

Велике демпфування дає можливість, у значній мірі понизити коливання вхідного імпедансу і підвищити нижню границю ефективного E . Це видно з рівняння (6). Значна величина демпфування бурильної колони призводить до зменшення коливань вхідного імпедансу, що веде, у кінцевому результаті, до зміни вхідного імпедансу бурильної колони необмеженої протяжності.

У зв'язку з тим, що по бурильній колоні розповсюджуються коливання широкого діапазону частот, то колона бурильних труб може бути акустично короткою, а на деяких частотах акустично довгою.

Вхідний опір колони можна записати [9,10] як стрижень з розподіленими параметрами навантаженого на хвильовий опір, запишеться

$$Z_{ex} = Z_6 \frac{Z_n ch\gamma L_k + Z_6 sh\gamma L_k}{Z_6 ch\gamma L_k + Z_n sh\gamma L_k}, \quad (8)$$

де Z_6 – хвильовий опір бурильної колони; Z_n – імпеданс кінцевого навантаження; L_k – довжина колони.

Як видно з рівняння (8) для Z_{ex} вхідний опір бурильної колони, при неузгодженому режимі роботи, змінюється в залежності від довжини по закону гіперболічного тангенсу від комплексного аргументу. При даній довжині колони вхідний опір по тому ж закону змінюється в залежності від частоти.

Таким чином при проектуванні бурових амортизаторів необхідно враховувати зміну довжини бурильної колони, зміну режимних параметрів, а також КНБК при поглибленні свердловини. Характеристики (пружність, демпфування) мають автоматично вибиратись самим пристроєм в залежності від глибини свердловини, режимів буріння та геолого-технічних умов проводки свердловини. Проведене дослідження виявило можливість підвищення віброзахисного пристрою у високочастотному діапазоні, де вібрації у бурильній колоні викликані взаємодією її елементів з стінками свердловини, де основну роль грає тертя. У цьому випадку можуть виникати конструкційні резонанси в бурильних трубах і КНБК.

Проведений теоретичний аналіз дає простий і чіткий підхід до поліпшення конструкцій віброзахисних пристроїв для подовжніх і крутих коливань бурильної колони.

Він базується лише на розрахунку її над- і підамортизаторних частин. Тобто на розрахунок границь вхідного імпедансу у даному частотному діапазоні. При цьому не потрібно точно знати власні частоти і форми коливань бурильної колони і її частин.

Література

1. Юнин Е.К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента. – М.: Недра, 1983. – 132 с.
2. Дэринг Д.В., Ливсей Б.Ж. Продольные и угловые колебания колонны бурильных труб при наличии демпфирования. //сб.: Конструирование и технология машиностроения. /Тр. американского общества инженеров-механиков. М.: "Мир", 1968, № 4, стр. 163–173.
3. Юнин Е.К., Хегай В.К. Динамика глубокого бурения. М.: Недра, 2004г., с. 283.
4. Александров Е.В., Кирия Т.А., Хмиадшвили П.И. Компенсатор вибраций бурильного инструмента //Нефтяное хозяйство, – 1965, №5 – с. 17–20.
5. Калинин С.Г. О необходимости применения упругого компенсатора в бурильной колонне. //Изв. высш. учеб. заведений/ "Нефть и газ" №12, Баку, 1963, с. 23–28
6. Вай Вэй-минь Проектирование опоры из эластомера для случая, когда машина и фундамент представляют собой многорезонансные конструкции. /Тр. американского общества инженеров-механиков. – М.: "Мир", 1972 – №1, с. 124–127.
7. Sykes A.O. "The Effects of Machine and Foundation Provided by Vibration Mounts", Trans. SAE, Vol. 66, 1958, pp. 533–548.
8. Harrison M., Sykes A.O. Martin M., "Wave Effects in Isolation Mounts", Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 24, 1952, pp 62–71.
9. Сурнин Л.С. Повышение эффективности применения амортизаторов на базе исследования волновых процессов в бурильной колонне. Дис. канд. техн. наук. – Ив.-Франковск, 1986, с.186.
10. Огородников П.И. Управление углублением забоя скважины на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне. Дис. док. техн. наук. /МИНХ им. Губкина. – М., 1991, с. 472.

Bibliography (transliterated)

1. Junin E.K. Nizkochastotnye kolebanija buril'nogo instrumenta. – М.: Nedra, 1983. – 132 p.
2. Djeriing D.V., Livsej B.Zh. Prodol'nye i uglovyje kolebanija kolonny buril'nyh trub pri nalichii dempfirovanija. sb.: Konstruirovanie i tehnologija mashinos-troenija. Tr. amerikanskogo obshhestva inzhenerov-mehaniikov. М.: "Mir", 1968, # 4, p. 163–173.
3. Junin E.K., Hegaj V.K. Dinamika glubokogo burenija. М.: Nedra, 2004g., p. 283.
4. Aleksandrov E.V., Kirija T.A., Hmiadashvili P.I. Kompensator vibracij bu-ril'nogo instrumenta Neftjanoe hozjajstvo, – 1965, #5 – p. 17–20.
5. Kalinin S.G. O neobhodimosti primenenija uprugogo kompensatora v buril'noj kolonne. Izv. vyssh. ucheb. zavedenij "Neft' i gaz" #12, Baku, 1963, p. 23–28
6. Vaj Vjej-min' Proektirovanie opory iz jelastomera dlja sluchaja, kogda mashina i fundament predstavljajut soboj mnogorezonansnye konstrukcii. Tr. amerikanskogo obshhestva inzhenerov-mehaniikov. – М.: "Mir", 1972 – #1, p. 124–127.
7. Sykes A.O. "The Effects of Machine and Foundation Provided by Vibration Mounts", Trans. SAE, Vol. 66, 1958, pp. 533–548.

8. Harrison M., Sykes A.O. Martin M., "Wave Effects in Isolation Mounts", Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 24, 1952, pp 62–71.

9. Surnin L.S. Povyshenie jeffektivnosti primenenija amortizatorov na baze issledovanija volnovyh processov v buril'noj kolonne. Dis. kand. tehn. nauk. – Iv.-Frankovsk, 1986, p.186.

10. Ogorodnikov P.I. Upravlenie uglubleniem zaboja skvazhiny na baze izuchenija dinamicheskikh processov v buril'noj kolonne. Dis. dok. tehn. nauk. MINH im. Gubkina. – M., 1991, p. 472.

УДК 622.248.5

Огородников П.И., Светлицкий В.М., Малярчук Б.М.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАДДОЛОТНОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ, КАК БАГАТОРЕЗОНАНСНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Рассмотрены вопросы, связанные с проектированием виброзащитных устройств для случаев, когда учитывается многорезонансность КНБК – конструкция низа бурильной колонны и колонны бурильных труб – КБТ. Анализируются возможности улучшения работы буровых амортизаторов с упругим элементом который является резиновым блоком. Предложены критические оценки работоспособности в частотном диапазоне, охватывающем резонансные частоты КНБК и КБТ. Эта нижняя граница рассматривается как функция параметров амортизатора и динамической характеристикой бурильной колонны. Показано, что основываясь на повышении границы эффективности, можно построить четкий и простой метод усовершенствования амортизатора по сравнению с существующими.

УДК 620.92:621.43.018+658.264

Редько А.А., Бугай В.С.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ И ВЕРТИКАЛЬНЫМИ СКВАЖИНАМИ

*Харьковский государственный технический университет
строительства и архитектуры*

Постановка проблемы. Использование геотермальных вод в целях теплоснабжения должно быть экономически выгодным и конкурентоспособным сравнительно с другими источниками тепловой энергии, а также характеризоваться высокой энергетической эффективностью. Повысить технико-экономические показатели геотермальной системы теплоснабжения можно за счет увеличения количества добываемой геотермальной воды путем бурения наклонно-направленных и горизонтальных скважин. Ограничения по длине горизонтальных участков скважин и их диаметру связано с технологией бурения, а также величиной капитальных затрат, которые определяют себестоимость добываемой продукции и срок окупаемости затрат.

Анализ исследований и публикаций. Бурение горизонтальных добычных скважин позволяет увеличить площадь поверхности контакта с коллектором и создать благоприятные гидродинамические условия за счет продольного вскрытия пласта для увеличения дебита геотермального теплоносителя до десяти раз сравнительно с вертикальными скважинами [1]. Однако, бурение горизонтальных скважин не всегда целесообразно и выгодно. Это связано с геологическими условиями: значениями вертикальной и горизонтальной проницаемости пласта, его положением, структурой [2].

Цель исследований. Сравнить технико-экономические показатели геотермальной циркуляционной системы (ГЦС) теплоснабжения с вертикальными и горизонтальными скважинами при одинаковых геологических условиях для определения наиболее целесообразного варианта.

Дебиты вертикальной и горизонтальной скважин ГЦС теплоснабжения определялись при следующих исходных данных: глубина скважины $H=1850$ м; диаметр добычной и нагнетательной скважин $d_d=d_n=d=200$ мм; длина горизонтального участка скважины $a=80$ м; мощность пласта $b=100$ м; радиус области питания $R_k=2000$ м; проницаемость пласта вертикальная $k_v=3,5 \cdot 10^{-13}$ м²; проницаемость пласта горизонтальная $k_g=7,5 \cdot 10^{-13}$ м²; давление геотермальной воды в добычной скважине $p_1=0,8 \cdot 10^6$ Па; давление геотермальной воды на границе кругового контура питания $p_k=2,0 \cdot 10^6$ Па; давление нагнетания, создаваемое насосом, $p_n=2 \cdot 10^6$ Па; расстояние между добычной и нагнетательной скважинами $L=2000$ м (длина надземных трубопроводов); коэффициент гидравлического трения $\lambda=0,02$; динамическая вязкость воды $\mu=0,0004$ Па·с; плотность геотермальной воды $\rho=1017$ кг/м³; температура геотермального теплоносителя 64 °С. Допущения: физические параметры геотермального теплоносителя в расчетах принимались постоянными; пласт однородный; потери давления на местных сопротивлениях не учтены.

Для однородного пласта постоянной мощности дебит вертикальных, гидродинамически совершенных добычной и нагнетательной скважин будет равен [3]:

$$Q = \frac{\pi \cdot b \cdot k \cdot (p_n - p_d)}{\mu \cdot \ln \frac{2 \cdot L}{d}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (1)$$

Нижче приведена схема ГЦС теплоснабження с вертикальними скважинами.

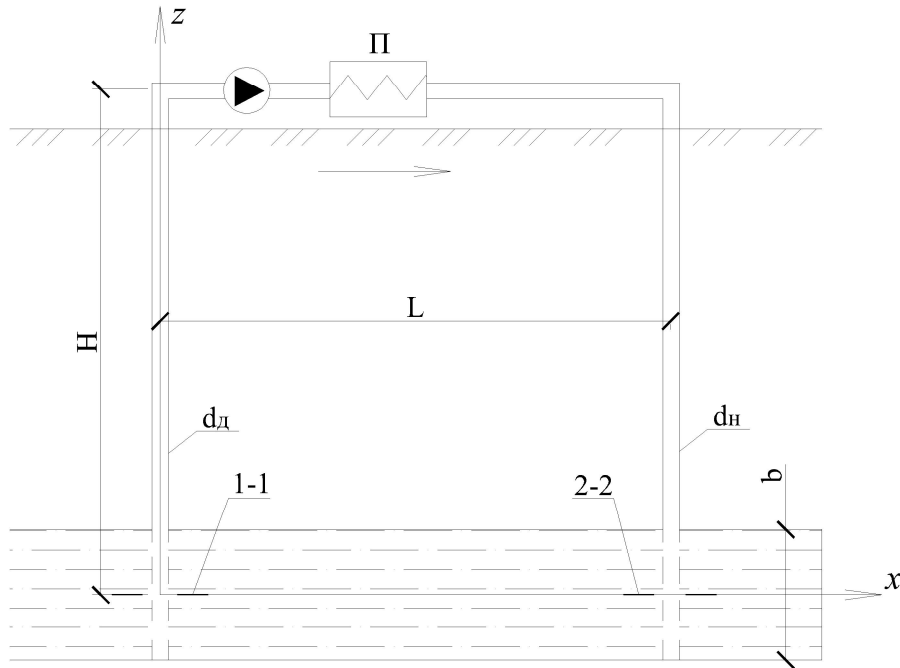


Рисунок 1 – Схема ГЦС теплоснабження с вертикальними скважинами

Решение уравнения Бернулли, уравнений неразрывности и фильтрационного движения в данном контуре между сечениями 1-1 и 2-2 представлено в виде системы уравнений (2), которая позволяет определить давление в нагнетательной скважине p_2 и дебит скважины Q с учетом фильтрационных потерь давления, потерь давления в трубопроводах и скважинах, давления, создаваемого насосом.

$$\begin{cases} p_2 - p_1 = p_n - (2H + L) \cdot \frac{8 \cdot Q^2 \cdot \rho \cdot \lambda}{\pi^2 \cdot d^5}; \\ Q = \frac{\pi \cdot b \cdot k \cdot (p_2 - p_1)}{\mu \cdot \ln \frac{2 \cdot L}{d}}. \end{cases} \quad (2)$$

Рассмотрим конструкцию скважины, в которой забор воды из водоносного пласта осуществляется с горизонтального участка протяженностью a . К потребителю геотермальный теплоноситель движется в межтрубном пространстве, а нагнетается в пласт через внутреннюю вертикальную скважину (рис. 2).

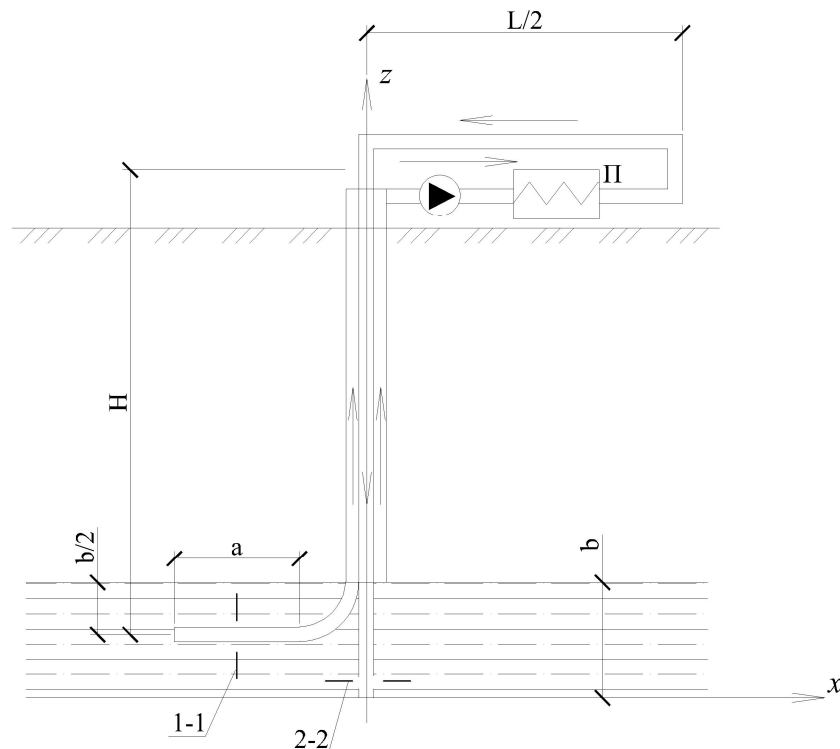


Рисунок 2 – Схема ГЦС теплоснабження с горизонтальною добычною скважиною

Для определения суммарного дебита геотермальной воды в одиночной горизонтальной скважине воспользуемся формулой Григулецкого [4]:

$$Q_h = \frac{2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot b \cdot \Delta p \cdot \sqrt{k_h \cdot k_v}}{\mu \cdot B_0 \cdot \left[\ln \left(\frac{4 \cdot R_k}{L} \right) + \left(\frac{\beta \cdot h}{L} \right) \cdot \ln \left(\frac{\beta \cdot h}{\pi \cdot d_c} \right) \right]}, \quad (3)$$

где $\beta = \sqrt{k_h/k_v}$; Δp – перепад давлений между давлениями на границе кругового контура питания и на стенке скважины, Па; B_0 – пластовый объемный фактор геотермального теплоносителя; d_c – диаметр добычной скважины.

Уравнение Бернулли, составленное для сечений 1-1 и 2-2, имеет вид:

$$p_2 - p_1 = p_n + \frac{b \cdot g \cdot \rho}{2} - \frac{8 \cdot Q^2 \cdot \rho \cdot \lambda}{\pi^2} \cdot \left(\frac{a}{2} + L + H + \frac{b}{2} + \frac{H}{d_{\text{ЭКВ}}^5} \right), \quad (4)$$

где $d_{\text{ЭКВ}}$ – эквивалентный диаметр кольцевого зазора добычной скважины, м (в расчетах $d_{\text{ЭКВ}} = 0,2$ м).

Для обеспечения притока к горизонтальной скважине геотермального теплоносителя с контура питания и сведения к минимуму вероятности перетока остывшей гео-

термальной воды с нижней части водоносного пласта в добычную скважину должно выполняться условие $p_k > p_2 > p_1$.

Основные результаты. В результате выполненных расчетов по уравнениям и формулам (1-3) были получены дебиты геотермальной воды для двух вариантов ГЦС – с вертикальной и горизонтальной добычными скважинами. Дебит вертикальной скважины составил 32,5 кг/с, горизонтальной скважины при длине горизонтального участка $a=80$ м – 94,6 кг/с. Таким образом, дебит горизонтальной скважины в 2,9 раза выше вертикальной для данных условий. Увеличение длины горизонтального участка позволяет увеличить дебит горизонтальной скважины.

Экономическая оценка целесообразности использования тепловой энергии геотермальных вод для теплоснабжения для обоих вариантов ГЦС теплоснабжения проводилась по показателю дисконтированного денежного потока, что соответствует современному подходу оценки экономической эффективности инвестиционных проектов. Особенностью ГЦС теплоснабжения с горизонтальной добычной скважиной является то, что для подачи геотермального теплоносителя потребителю и его возврата требуется бурение одной скважины с горизонтальным окончанием, где к потребителю геотермальная вода движется в межтрубном пространстве, а возвращается в водоносный горизонт по вертикальной колонне.

В результате охлаждения геотермальной воды от 64 °С до 35 °С при соотношении нагрузок у потребителя на отопление 78 %, на горячее водоснабжение 22 % при 100 % геотермальном теплоснабжении было рассчитано годовое потребление геотермальной тепловой энергии для двух вариантов: в случае вертикальной добычной скважины – 7207 ГДж/год, в случае горизонтальной скважины – 21271 ГДж/год.

Для расчета денежного потока по инвестиционному проекту были рассчитаны следующие показатели:

1) доходная часть проекта, которая состоит из валового дохода от реализации тепловой энергии;

2) расходная часть проекта состоит из следующих показателей:

а) налог на добавленную стоимость рассчитан согласно Закона Украины „О налоге на добавленную стоимость” (с изменениями и дополнениями на дату проведения расчетов) [5];

б) стоимость капиталовложений (строительство скважин, теплосетей, линий электропередач, насосы, теплообменники, сепараторы, арматура, фильтры, но др.) в случае вертикальной добычной скважины (рис. 1) составила 11 232,9 тыс. грн.; в случае горизонтальной добычной скважины – 11 674,7 тыс. грн. (рис. 2);

в) эксплуатационные расходы по статьям: расходы на оплату труда; отчисление на социальные мероприятия; расходы на электроэнергию; плата за пользование недрами, которая рассчитана по нормативу 0,1 грн./м³ (грн./т) согласно [6] с применением корректирующего коэффициента 1,439, внесенного Дополнением №1 к разделу II Закона Украины „О внесении изменений в некоторые законодательные акты Украины” [7]; расходы на текущее обслуживание и плановые ремонты (расходы масла на долив, замену, а также стоимость расходных материалов); стоимость капитальных ремонтов с периодичностью один раз на 5 лет; амортизация основных средств [8].

В результате проведенных экономических расчетов были определены значения накопительного дисконтированного свободного денежного потока по годам строительства и эксплуатации для обоих вариантов. Результаты отображены на графике (рис. 3).

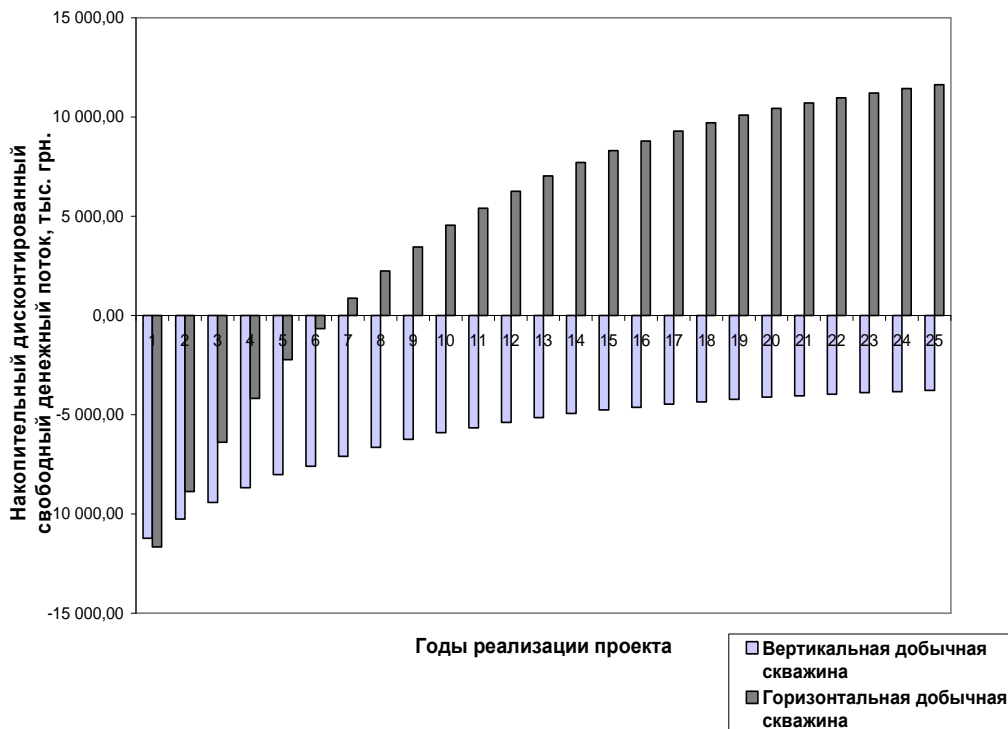


Рисунок 3 – Изменение накопительного дисконтированного свободного денежного потока по годам строительства и эксплуатации при использовании тепловой энергии геотермальных вод в ГЦС теплоснабжения с вертикальной и горизонтальной добычными скважинами

Согласно проведенным расчетам определена экономическая эффективность использования тепловой энергии пластовых вод в случае ГЦС теплоснабжения с горизонтальной добычной скважиной. Накопительный дисконтированный свободный денежный поток от реализации проекта за рассматриваемый период (25 лет) в отличии от варианта с вертикальной добычной скважиной имеет положительное значение на уровне 11630,6 тыс. грн., окупаемость капитальных вложений наблюдается на седьмом году от начала осуществления капитальных вложений (или на шестом году эксплуатации месторождения), что является принятым периодом.

Выводы. Таким образом, по результатам проведенных расчетов можно сделать вывод, что строительство ГЦС теплоснабжения с горизонтальной добычной скважиной приводит к увеличению дебита геотермального теплоносителя, следовательно, к увеличению количества тепловой энергии, а организация подачи геотермального теплоносителя к потребителю по межтрубному пространству и его возврата по внутренней вертикальной скважине позволяет уменьшить капитальные затраты на строительство. Принятые мероприятия в случае ГЦС с горизонтальной добычной скважиной позволяют улучшить экономические показатели использования тепловой энергии геотермальных вод сравнительно с вариантом ГЦС с вертикальной добычной скважиной.

Литература

1. Евченко В.С., Захарченко Н.П., Каган и др. Разработка нефтяных месторождений наклонно-направленными скважинами. – М.: «Недра», 1986, 278 с.

2. Булатов А.И. Проселков Ю.М., Шаманов С.А. Техника и технология бурения нефтяных и газовых скважин: Учеб. для вузов. – М.:ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 1007 с.: ил.
3. Щелкачев В.Н, Лапук Б.Б. Подземная гидравлика. – М.-Л.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1949.– 524 с.
4. Григулецкий В.Г. Основные допущения и точность формул для расчета дебита горизонтальных скважин // Нефтяное хозяйство. 1992. №12 – с. 5–6.
5. Закон України „Про податок на додану вартість” (Відомості Верховної Ради (ВВР), 1997, N 21, ст.156 із змінами і доповненнями.
6. Інструкція про порядок обчислення і справляння плати за користування надрами для видобування корисних копалин, затверджена наказом Міністерства охорони навколишнього природного середовища та ядерної безпеки України, Державної податкової адміністрації України, Державного комітету України по геології і використанню надр, Міністерства праці та соціальної політики України від 30 грудня 1997 р. № 207/472/51/157.
7. Закон України „Про внесення змін до деяких законодавчих актів України” від 28.12.2008 р. № 107-VI.
8. Закон України „Про оподаткування прибутку підприємств”, Відомості Верховної Ради (ВВР) 1995, N 4, ст. 28 із змінами і доповненнями на дату проведення розрахунків.

Bibliography (transliterated)

1. Evchenko V.S., Zaharchenko N.P., Kagan i dr. Razrabotka neftjanyh mestorozhdenij naklonno-napravlennymi skvazhinami. – М.: «Недра», 1986, 278 p
2. Bulatov A.I. Proselkov Ju.M., Shamanov S.A. Tehnika i tehnologija burenija neftjanyh i gazovyh skvazhin: Ucheb. dlja vuzov. – М.:ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 1007 с.: ил.
3. Shhelkachev V.N, Lapuk B.B. Podzemnaja gidravlika. – М.-L.: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo neftjanoj i gorno-toplivnoj literatury, 1949.– 524 p.
4. Griguleckij V.G. Osnovnye dopushhenija i tochnost' formul dlja rascheta debi-ta gorizont'al'nyh skvazhin Neftjanoe hozjajstvo. 1992. #12 – p. 5–6.
5. Zakon Ukraїni „Pro podatok na dodanu vartist” (Vidomosti Verhovnoї Radi (VVR), 1997, N 21, st.156 iz zminami i dopovnennjami.
6. Instrukcija pro porjadok obchislennja i spravljannja plati za koristuvannja nad-rami dlja vidobuvannja korisnih kopalin, zatverdzhena nakazom Ministerstva ohoroni navkolishn'ogo prirodnogo seredovishha ta jadernoi bezpeki Ukraїni, Derzhavnoi podatkovoi administracii Ukraїni, Derzhavnogo komitetu Ukraїni po geologii i vikoristannju nadr, Ministerstva praci ta social'noi politiki Ukraїni vid 30 grudnja 1997 r. # 207 472 51 157.
7. Zakon Ukraїni „Pro vnesennja zmin do dejakih zakonodavchih aktiv Ukraїni” vid 28.12.2008 r. # 107-VI.
8. Zakon Ukraїni „Pro opodatkovannja pributku pidpriemstv”, Vidomosti Verho-vnoї Radi (VVR) 1995, N 4, st. 28 iz zminami i dopovnennjami na datu provedennja rozrahunkiv.

УДК 620.92:621.43.018+658.264

Редько А.О., Бугай В.С.

**ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ГЕОТЕРМАЛЬНИХ
ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ
З ГОРИЗОНТАЛЬНИМИ І ВЕРТИКАЛЬНИМИ СВЕРДЛОВИНАМИ**

Наведені техніко-економічні показники геотермальних циркуляційних систем (ГЦС) теплопостачання з вертикальною та горизонтальною видобувними свердловинами, їх порівняння. Розглянута ГЦС з горизонтальною видобувною свердловиною дозволяє покращити техніко-економічні показники у порівнянні з ГЦС з вертикальною видобувною свердловиною.

In this article technical and economic indicators of geothermal circulating systems (GCS) heat supplies with vertical and horizontal wells, their comparison. Considered GCS with horizontal well allows to improve technical and economic indicators compared with GCS with vertical well.

УДК 622.248.5

Огородніков П.І., Світлицький В.М.

**ПОБУДОВА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ
З ВРАХУВАННЯМ ДІЇ ШИРОКОСМУГОВИХ ВІБРАЦІЙ,
ЩО ГЕНЕРУЄ ДОЛОТО ПРИ БУРІННІ**

В процесі поглиблення вибою в осьовому напрямку передається збурююча сила, обумовлена роботою долота, обертанням бурильної колони і рухом промивального розчину. Діють також незакономірні сили пов'язані з подачею інструменту, коливаннями бурової установки і т.ін.

При неперервному контакті зубців долота з вибоєм в колоні виникають пружні хвилі, зв'язані як з перекочуванням долота з зуба на зуб, так і з перекочуванням самих шарошок, як конусів по хвилеподібному вибою. Збурення які передаються на бурильну колону носять випадковий характер, що пов'язане не тільки з нерівномірними обертаннями долота і колони, але і з неоднорідністю порід, які розбурюються, чергуванні пропластків з різною твердістю, а також взаємодією долота з вибоєм.

Роботи в області дослідження розповсюдження вібрацій в бурильній колоні при заглибленні вибою ведуться давно [1–6]. Результатом цих робіт явились рекомендації, які визначають допустимі рівні вібрацій і методи боротьби з останніми [1,3,4,5]. Основою для рекомендацій служили статистичні оцінки отримані при апаратурному записі коливань верха бурильної колони і долота на вибої [1,5].

Були запропоновані якісні механічні моделі бурильної колони, наприклад [1,3] при дії синусоїдальних вібрацій. Вимірювались параметри вібрацій при різних компоновках бурильної колони КНБК, різних режимах, при різних геологічних умовах буріння.

Однак багато задач пов'язаних з динамікою бурильної колони залишаються не розв'язаними. Виходячи з цього в Міжнародному науково-технічному університеті ім. акад. Ю.Бугая (МНТУ) разом з ДК "Укргазвидобування" були початі дослідження області динаміки бурильної колони з ціллю розробки ефективних систем віброзахисту і більш доцільного використання хвильової і коливної енергії останньої.

Для отримання інформації про взаємодію долота з вибоєм, в свердловині глибиною 200 м була зацементована її частина (10 метрів) цементом різної твердості. В кожному шар цементувався приймач вібрацій, шлейф якого виводиться на поверхню і підключався до фіксуючої апаратури. На квадратній трубі бурильної колони ставився також приймач вібрацій і підключався до фіксуючої апаратури.

В процесі буріння фіксувались вібрації квадратної штанги, а також коливання взаємодії долота з вибоєм. Датчик зацементований в даному шарі розбурювався, після чого фіксувався процес наступним датчиком і т.д. Коливання фіксувались на магнітну плівку багатоканальним приладом одночасно.

На рис. 1 приведений взірець віброграми. З приведеної віброграми видно, що коливання в обох випадках носять широкосмуговий випадковий процес. Виявилось, що параметри системи можуть мінятись з часом. Ясно, що вони залежать від факторів збурюючої функції, яка в свою чергу залежить від режимів буріння, промивки, породи, конструкції КНБК і інших факторів.

Повтор експериментів на бурових з застосуванням вибійного приладу, запису вібрацій підтверджує результати отримані в вищеописаному експерименті.

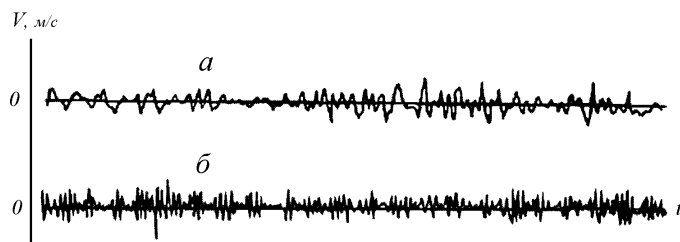


Рисунок 1 – Відрізок віброграми бурильної колони:
 а – вібрації квадратної штанги; б – коливання долота

По суті в описаних випадках розглядається система бурове долото-квадратна штанга – (вхід і вихід). Для подальшого розгляду взяті три компоновки КНБК з віброзахисними пристроями встановленими в різних точках:

I – віброзахисний пристрій встановлений безпосередньо на долоті;

II – віброзахисний пристрій встановлений на віддалі $\frac{\lambda}{4}$ від долота, де λ – довжина хвилі на опорних частинах;

III – віброзахисний пристрій встановлений над обваженими бурильними трубами.

В подальшому розглядаються вертикальні коливання долота і вертикальна складова коливань квадратної (ведучої) штанги. В якості вхідного сигналу приймалось віброшвидкіст долота, а в якості вихідного сигналу – віброшвидкість квадратної штанги.

Задача полягає в визначенні частотних характеристик у вказаних трьох позиціях при вібраційному навантаженні. Так, як об'єкт дослідження являється система з параметрами, які міняються в часі, була вибрана методичка, яка дозволяє зробити необхідні заміри за час, якого зміни параметрів системи були настільки малими, що їх можна розглядати, як постійні. Цій умові відповідає використаний спосіб збурення системи за допомогою ширококутового випадкового сигналу, замість використаного в більшості випадків синусоїдального.

Розглянемо бурильну колону як лінійну механічну систему, на вхід котрої подається випадковий сигнал $x(t)$. На виході такої системи сигнал $y(t)$ також буде випадковим і стаціонарним, причому спектральна щільність цих сигналів буде пов'язана між собою відношенням

$$S_y(\omega) = |H(j\omega)|^2 S_x(\omega), \quad (1)$$

де $S_x(\omega)$ і $S_y(\omega)$ – спектральні щільності вхідного і вихідного сигналів; $H(j\omega)$ – передавальна функція бурильної колони.

Спектральні щільності вхідного і вихідного сигналів можуть бути знайдені по теоремі Вінера-Хінчина:

$$S_x(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_x(\tau) \cos \omega\tau \cdot d\tau, \quad S_y(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_y(\tau) \cos \omega\tau \cdot d\tau, \quad (2)$$

де K_x і K_y – автокореляційні функції відповідно вхідного і вихідного сигналів, які визначаються наступними співвідношеннями:

$$K_x(\tau) = \int_0^{\infty} x(t)x(t+\tau)dt; \quad K_y(\tau) = \int_0^{\infty} y(t)y(t+\tau)dt. \quad (3)$$

Таким чином, для визначення квадрата модуля передавальної функції досліджуємо систему по експериментально отриманим записам вхідного і вихідного сигналів, достатньо визначити кореляційні функції (3) і функції експериментальної щільності обох сигналів по формулі (2).

Виходячи з цього, використовуючи співвідношення (1), легко визначити квадрат модуля передавальної функції $|H(j\omega)|^2$. В результаті ми отримуємо дискретні значення функції $|H(j\omega)|^2$ для ряду значень частот.

Для отримання широкосмугових вібрацій в стендових умовах, при дослідженні динаміки на моделі бурильної колони був вибраний електродинамічний вібратор, який дозволив збурювати випадкові вібрації в широкому діапазоні частот з достатнім прискоренням і зусиллями. Таким вібратором був ВЕДС-200 з системою управління СУВ-1, який дозволив збурювати вібрації в діапазоні від 5 до 5000 Гц при максимальній амплітуді +13 мм. Дослідження вібрацій в області частот до 250 Гц.

В результаті експерименту було отримано ряд віброграм, на вході і виході системи. Були визначені основні статистичні характеристики, як з використанням віброграм отримані при розбурюванні цементного каменю, а також віброграм отриманих на стенді. При цьому, рішаючи поставлену задачу, оперують лише з кореляційними функціями, що повністю достатньо для розгляду випадкового процесу як стаціонарного в широкому понятті [12].

Відомо, що стаціонарний процес можна вважати стаціонарним по трьом умовам – математичне очікування не залежить від часу, дисперсія процесу не залежить від часу і кореляційна функція не міняється (заміна t на $t+b$, де b – довільна величина). Умови стаціонарності для всіх випадків, і умовах бурової і на стенді виконувались.

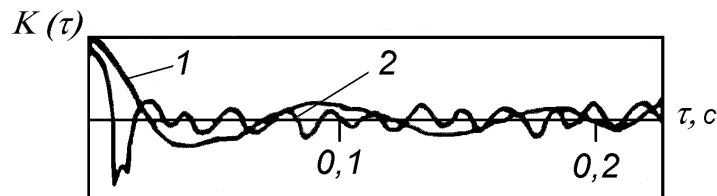


Рисунок 2 – Кореляційна функція віброшвидкості на вході (1) і на виході (2) бурильної колони

В подальшому для дослідження передавальної функції бурильної колони буде використана методика запропонована в роботі [8]

На рис. 2 приведені взірці графіків нормованих кореляційних функцій вібраційної швидкості на вході (1) і виході (2) бурильної колони для однієї із компоновок. Значення кореляційних функцій обчислювались в діапазоні $t = 0,1 \div 0,2$ Т, де Т – тривалість реалізації процесів. Порівнюючи два графіка (див. рис. 2) видно різну характеристику кореляційних функцій віброшвидкості на вході і виході бурильної колони. Кореляційна функція віброшвидкості на квадратній штанзі змінюється повільніше в залежності від часу. В складі випадкових коливань долота (вхід) є регулярна складова. Графік кореляційної функції дає можливість оцінити вплив цієї складової за допомогою коефіцієнта регулярності [7], який визначається за формулою:

$$\chi = a/\sqrt{D_c},$$

де a – амплітуда регулярного процесу; D_c – дисперсія чисто випадкової складової процесу.

Отримані експериментально амплітудно-частотні характеристики бурильної колони при різному розташуванні віброзахисного пристрою, при дії широкосмугового випадкового збурення, при взаємодії долота з вибоєм дозволяють перейти до синтезу динамічних моделей.

У першому наближенні бурильну колону представляємо як лінійну механічну систему з одним виходом від долота яке взаємодіє з вибоєм на квадратну штангу, яка складається з послідовно з'єднаних труб з погонною масою БТ і ОБТ, пружних елементів і демпферів.

Як наслідок проведених розрахунків при довжині колони $l \geq 4,3\sqrt[3]{EI/q}$ критичне навантаження буде однакове для різних умов закріплення її верхнього кінця при моделюванні, і може бути визначено виразом [3]

$$P_{кр} = 1,018\sqrt[3]{EI/q^2}.$$

Для розв'язання поставленої задачі скористаємося представленням досліджуваної моделі бурильної колони у вигляді чотириполюсника (див. рис. 3). Метод синтезу моделі, вперше сформульований в теорії електричних ланцюгів [10], застосовуємо для даної механічної системи.

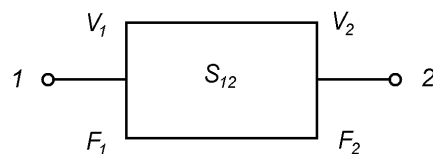


Рисунок 3 – Складна лінійна система

Вибираючи другу систему електромеханічних аналогій [11] в якій узагальнена сила еквівалентна електричному струму, узагальнена швидкість еквівалентна різниці потенціалів, узагальнена маса – індуктивності, опір тертя – провідності, можна записати співвідношення між зусиллями і швидкостями на вході і виході бурильної колони, як об'єкту дослідження розповсюдження подовжніх коливань з присутністю амортизатора в її різних точках. В літературі [9], колона бурильних труб моделюється як довгий, тонкий стрижень, а розповсюдження подовжніх коливань описується телеграфними рівняннями.

Рівняння однієї лінії, використовуючи електромеханічні аналоги, для бурильної колони як для чотириполюсника можна записати:

$$F_1 = \sqrt{\frac{Z_{1c}}{Z_{2c}}} F_2 e^a; \quad V_1 = \sqrt{\frac{Z_{1c}}{Z_{1c}}} V_2 e^a,$$

де F_1 і F_2 – відповідно навантаження на вході і виході; V_1 і V_2 – відповідно віброшвидкість на вході і виході; Z_{1c} – вхідний опір при узгодженому навантаженні; Z_{2c} – дові-

льне навантаження зі сторони квадратної штанги; Z_{1B} – вхідний опір БК; Z_{2B} – вхідний опір БК зі сторони квадратної штанги; a – власне затухання.

Ці рівняння показують, що бурильну колону можна представити як симетричний чотириполюсник з характерними параметрами

$$g = \gamma l \text{ і } Z_c = Z_B,$$

де g – міра передачі; γ – коефіцієнт розповсюдження; l – довжина колони труб.

Розглянемо КНБК – обважений низ бурильної колони як з генератором коливань – долотом в точці 1 і колоною бурильних труб, і талевою системою в точці 2 (рис. 4).

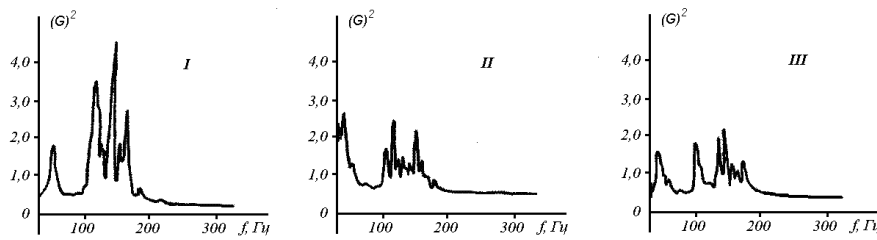


Рисунок 4 – Амплітудно-частотна характеристика бурильної колони

Припустимо, що колона, як механічна система знаходиться в коливному режимі, що рух кожної із точок обмежується в'язами і визначається узагальнюючою координатою x_1 або x_2 .

Припустимо, що вибрані координати являються швидкостями в точках 1 і 2, які змінюються в часі по закону $x_1 = V_1(t)$, $x_2 = V_2(t)$, а зусилля в цих точках змінюється по закону $n_1 = f_1(t)$, $P_2 = f_2(t)$.

Замінімо визначені вище функції їх перетвореннями по Лапласу $V_1(t) \rightarrow V_1(S)$, $V_2(t) \rightarrow V_2(S)$; $f_1(t) = F_1(S)$; $f_2(t) = F_2(S)$. Так для розглянутої системи справедливі наступні співвідношення

$$V_1 = \alpha_{11}V_2 + \alpha_{12}F_2, \quad F_1 = \alpha_{21}V_2 + \alpha_{22}F_2, \quad (4a)$$

або в математичній формі

$$\begin{Bmatrix} V_1 \\ F_1 \end{Bmatrix} = S_{12} \begin{Bmatrix} V_2 \\ F_2 \end{Bmatrix}. \quad (4б)$$

Матриця S_{12} з елементами α_{ij} називають матрицею переноса [12].

Елементи матриці визначаються за допомогою наступних співвідношень

$$\begin{aligned} \alpha_{11} &= \left. \frac{V_1}{V_2} \right|_{F_2=0} & \alpha_{12} &= \left. \frac{V_1}{F_2} \right|_{V_2=0} \\ \alpha_{21} &= \left. \frac{F_1}{V_2} \right|_{F_2=0} & \alpha_{22} &= \left. \frac{F_1}{F_2} \right|_{V_2=0} \end{aligned} \quad (5)$$

Якщо рахувати, що бурильна колона закріплена, то $V_2 = 0$. При вільній точці 2, без закріплення $F_2 = 0$.

Елементи матриці переносу являються відповідно передаточним імпедансом і динамічною рухомістю системи. Елементи матриці переносу α_{22} і α_{11} можна розглянути як передавальні функції системи відповідно по силі і швидкості. Зворотна величина елементу матриці α_{11} співпадає з передавальною функцією $H(S)$ системи яку ми розглянемо.

Відомо [14], що передавальну функцію лінійного чотирьохполюсника можна записати в загальному вигляді за допомогою дрібно-лінійного виразу:

$$H(S) = \frac{S^n + a_{n-1}S^{n-1} + a_{n-2}S^{n-2} + \dots + a_0}{S^m + b_{m-1}S^{m-1} + b_{m-2}S^{m-2} + \dots + b_0}, \quad (6)$$

де $S = j\omega$ і $m > n$.

Вводимо нову змінну $P = S^2$ отримаємо вираз для квадрату модуля передавальної функції:

$$|H(S)|^2 = \frac{P^n + c_{n-1}P^{n-1} + c_{n-2}P^{n-2} + \dots + c_0}{P^m + d_{m-1}P^{m-1} + d_{m-2}P^{m-2} + \dots + d_0}. \quad (7)$$

Візьмемо вираз (7) в якості аналітичної апроксимації експериментально отриманої амплітудно-частотної характеристики $|H(S)|^2$.

Визначимо значення $m+n$ невідомих коефіцієнтів c_i, d_i в виразі (7). Виберемо $m+n$ різних частот ω . Прирівнюючи значення (7) значенням експериментально отриманих амплітудно-частотної характеристики для відповідної частоти ω_i , отримаємо систему $m+n$ лінійних алгебраїчних рівнянь з $m+n$ невідомими:

$$\begin{aligned} \frac{\omega_1^{2n} + c_{n-1}\omega_1^{2(n-1)} + \dots + c_0}{\omega_1^{2m} + d_{m-1}\omega_1^{2(m-1)} + \dots + d_0} &= |H(j\omega_1)|^2 \\ &\vdots \\ &\vdots \\ \frac{\omega_N^{2n} + c_{n-1}\omega_N^{2(n-1)} + \dots + c_0}{\omega_N^{2m} + d_{m-1}\omega_N^{2(m-1)} + \dots + d_0} &= |H(j\omega_N)|^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Можна показати, що в загальному випадку визначник цієї системи відрізняється від нуля [13]. Того система (8) має рішення і тільки єдине. Система (8) рішається за допомогою ЕОМ.

В результаті рішення (8) отримаємо значення коефіцієнтів c_i, d_i і, як наслідок, аналітичний вираз експериментально отриманої функції $H(j, \omega)$.

Використаємо для цього метода Геверца [14]. Внаслідок того, що чисельник і знаменник в виразі (7) являються парним і поліномами відносно аргументу S , полюси і

нули функції $|H(j, \omega)|^2$ знаходяться в квадратній симетрії. В цьому випадку перший крок при відтворенні передавальної функції $H(j, \omega)$ з даної $|H(j, \omega)|^2$ полягає в заміні ω^2 на S^2 . В першому представимо функцію $|H(j, \omega)|^2$ в силу симетричності розташування полюсів і нулів наступним чином

$$|H(S)|^2 = H(S)H^*(S) = H(S)H(-S). \quad (9)$$

Будемо рахувати передавальну функцію $H(S)$ максимально фазовою, яка не має нулів в правій півплощині [15]. Тоді вибираючи всі нулі і полюси, які лежать в лівій півплощині, знайдемо передавальну функцію $H(j, \omega)$.

Отримавши таким чином аналогічний вираз для передавальної функції можна перейти до синтезу моделі. Застосовуємо для цього матричний метод синтезу [14].

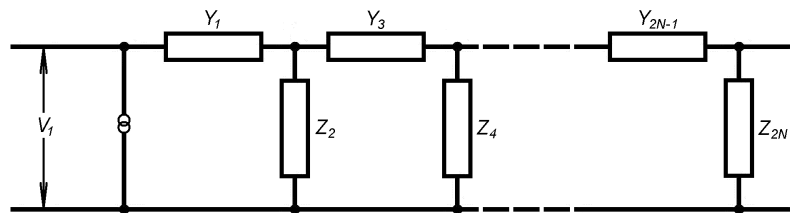


Рисунок 5 – Каскадне з'єднання чотирьохполюсників до матричного методу синтезу передавальної функції

Бурильна колона представляє систему послідовно з'єднаних труб, які в свою чергу представляють більш прості лінійні системи. Таку систему можна представити як каскадне з'єднання чотирьохполюсника (рис. 5). Використовуючи метод моделювання запропонований в роботах [1, 3] модель буринної колони можна представити у загальному вигляді (див. рис. 6).

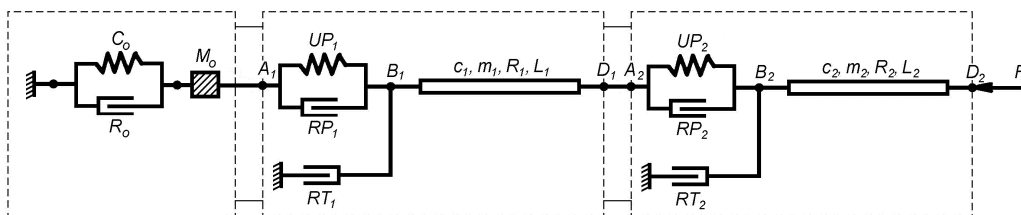


Рисунок 6 – Модель буринної колони (каскадне з'єднання чотирьохполюсників)
Матриця переносу S_{12} такої системи буде мати наступний вигляд

$$S_{12} = \begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & Z_1 \\ 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ Y_2 & 1 \end{vmatrix} \cdots \begin{vmatrix} 1 & Z_{N-1} \\ 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ Y_N & 1 \end{vmatrix}. \quad (10)$$

Матричний метод синтезу базується на розкладанні матриці переносу на множники. Розглянемо перетворення лівої частини (10). Перший етап розкладу оснований на наступній очевидній тотожності:

$$\left\| \begin{array}{cc} 1 & 0 \\ -\frac{\alpha_{12}}{\alpha_{11}} & 1 \end{array} \right\| \cdot \left\| \begin{array}{cc} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{array} \right\| \cdot \left\| \begin{array}{cc} 1 & -\frac{\alpha_{12}}{\alpha_{11}} \\ 0 & 1 \end{array} \right\| = \left\| \begin{array}{cc} \alpha_{11} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\alpha_{11}} \end{array} \right\|. \quad (11)$$

Звідки отримаємо

$$\left\| \begin{array}{cc} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{array} \right\| = \left\| \begin{array}{cc} 1 & 0 \\ \frac{\alpha_{12}}{\alpha_{11}} & 1 \end{array} \right\| \cdot \left\| \begin{array}{cc} \alpha_{11} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\alpha_{11}} \end{array} \right\| \cdot \left\| \begin{array}{cc} 1 & \frac{\alpha_{12}}{\alpha_{11}} \\ 0 & 1 \end{array} \right\|. \quad (12)$$

За допомогою тотожності (11) ми виділили з матриці переносу діагональну матрицю з елементами α_{11} і α_{11}^{-1} .

В задачі реалізації в якості вихідної служить не матриця переносу S_{12} , а передавальна функція. В нашому випадку задана передавальна функція по кінематичному параметру віброшвидкості $H(j, \omega)$.

На основі рівняння (5) в випадку коли стоїть розділювач КНБК(конструкція низу бурильної колони) або відбивач, і цю частину колони можна рахувати як стрижень з вільним кінцем і сила на виході КНБК дорівнює нулю (точка 2 не з'єднана колоною бурильних труб), отримаємо

$$H(j, \omega) = \frac{1}{\alpha_{11}}.$$

Це показує, що передавальна функція по кінематичному параметру обернена елементу α_{11} матриці переносу S_{12} . В зв'язку з тим, що представлена ланцюгова схема являється ланцюгом мінімальної фази [15], то можна обмежитись передавальними функціями цієї фази. Передавальна функція мінімальної фази завжди може бути записана, як добуток позитивної дійсної функції.

Так як функція зворотна позитивній дійсній функції, також являється додатною дійсною, то очевидно, що елемент α_{11} також може бути записаний як добуток додатних дійсних функцій. Тоді отримаємо:

$$\alpha_{11}(S) = \frac{1}{H(S)} = \prod_{i=1}^N K_i f_i(S), \quad (13)$$

де K_i – постійні коефіцієнти; $f(S)$ – додатні дійсні функції.

Елементи діагональної матриці в правій частині виразу (9) складаються з добутку декількох множників. Така діагональна матриця може бути записана, як добуток діагональних матриць, діагональні елементи котрих складаються із одного множника відповідного діагонального елемента початковою матриці. Як наслідок можна записати

$$\left\| \begin{array}{cc} \alpha_{11} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\alpha_{11}} \end{array} \right\| = \left\| \begin{array}{cc} K_1 f_1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{K_1 f_1} \end{array} \right\| \cdot \left\| \begin{array}{cc} K_2 f_2 & 0 \\ 0 & \frac{1}{K_2 f_2} \end{array} \right\| \cdots \left\| \begin{array}{cc} K_N f_N & 0 \\ 0 & \frac{1}{K_N f_N} \end{array} \right\|. \quad (14)$$

Формулу (14) легко перевірити, виконавши вказані дії множення.
Після підстановки виразу (14) в рівняння (12), отримаємо

$$\begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \alpha_{21} & 1 \end{pmatrix} \|M_1\| \cdot \|M_2\| \dots \|M_N\| \cdot \begin{pmatrix} 1 & \alpha_{12} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (15)$$

де матриця $\|M_i\|$ визначається як

$$\|M_i\| = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ K_i f_i & 0 \\ 0 & K_i f_i \end{pmatrix}. \quad (16)$$

В рівнянні (15) матриця переносу розложена на співмножники, однак складові матриці не подібні зі складовими матрицями рівняння (10). З ціллю отримання бажаної форми запису необхідно застосувати деякі тотожні перетворення. Перше з них має вигляд

$$\begin{pmatrix} x_1 x_2 & 0 \\ 0 & \frac{1}{x_1 x_2} \end{pmatrix} \equiv \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{x_1} & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & x_1 - \frac{1}{x_2} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ x_2 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & \frac{1 - x_1 x_2}{x_1 x_2^2} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (17)$$

Його також просто перевірити виконанням, застосувавши цю тотожність для послідовної підстановки замість діагональних матриць у вираз (15). Для цього спочатку об'єднаємо матриці $\|M_i\|$ попарно, позначивши $\|M_i\| \|M_{i+1}\| = \|M'_{\frac{i+1}{2}}\|$ для того, щоб кожний елемент діагоналі містив два позитивних речових множника. Ця вимога парного числа додатних речових множників заданої передаючої функції. Однак це другорядне обмеження, тому що самий простий розклад α_{11} на додатні речові множники мають не парне їх число, то можна рахувати одиницю за доповняльний множник, що робить загальне число множників додатнім.

В результаті вказаної підстановки отримаємо

$$\begin{pmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{pmatrix} = \left\{ \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \alpha_{21} & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{K_1 f_1} & 1 \end{pmatrix} \right\} \cdot \begin{pmatrix} 1 & K_1 f_1 - \frac{1}{K_2 f_2} \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ K_2 f_2 & 1 \end{pmatrix} \times \\ \times \begin{pmatrix} 1 & -\frac{K_1 f_1 K_2 f_2}{K_1 f_1 (K_2 f_2)^2} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \|M'_{\frac{N}{2}}\| \dots \|M'_{\frac{N}{3}}\| \begin{pmatrix} 1 & \alpha_{12} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

Останній вираз спрощується за допомогою перемноження перших двох матриць у фігурних дужках і використання ще однієї тотожності

$$\begin{vmatrix} 1 & x \\ 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} d_1 & 0 \\ 0 & d_2 \end{vmatrix} \equiv \begin{vmatrix} d_1 & 0 \\ 0 & d_2 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & \frac{d_2}{d_1}x \\ 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad (19)$$

яке означає, що помноження трикутної матриці на діагональну еквівалентно помноженню тієї ж матриці на трикутну, у якій один елемент змінений вказаним чином. Застосуємо цю тотожність до виразу (18), що дозволить значно спростити його. Дійсно найближча зліва від $\|M'_2\|$ матриця є трикутною. На основі тотожності (19) можна перемістити цю трикутну правіше усіх діагональних матриць $\|M_i\|$, змінюючи відповідно її елементи.

У результаті цієї операції отримаємо розклад матриці переносу у вигляді:

$$\begin{vmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ \alpha_{21} - \frac{1}{K_1 f_1} & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & K_1 f_1 - \frac{1}{K_2 f_2} \\ 0 & 1 \end{vmatrix} \times \\ \times \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ K_2 f_2 - \frac{1}{K_2 f_2} & 1 \end{vmatrix} \dots \begin{vmatrix} 1 & K_{N-1} f_{N-1} - \frac{2}{K_N f_N} \\ 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ K_N f_N & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & y \\ 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad (20)$$

де y – складна функція, складена із додатних речових множників.

Перша і остання матриці виразу (20) реалізуються в моделі чотиріполюсника відповідно, як послідовні гілки з вихідними полюсами (рис. 5).

Так як ці гілки не чинять впливу на передавальну функцію $H(S)$ по кінематичному параметру, то першу і останню матриці в виразі (20) можна не враховувати.

Порівнюючи вирази (20) і (10), легко бачити, що матриці переносу досліджуваної системи представлені у вигляді добутку трикутних матриць, чому відповідає вихідна модель (рис. 4). Функції, які відповідають імпедансам паралельних гілок динамічної рухливості послідовних гілок, визначаються за допомогою виразів

$$F_i(S) = K_i f_i - \frac{1}{K_i + 1 f_{i+1}}, \quad i = 1, 2, \dots, N-1 \quad (21)$$

$$F_N(S) = K_N f_N.$$

Таким чином, для того, щоб, знаючи аналітичний вираз передавальної функції, синтезувати модель колони у вигляді ланцюгової системи (рис. 5) необхідно виконати наступні операції:

- 1) записати функцію, зворотну заданій функції;
- 2) представити її у вигляді добутку додатних речових функцій згідно виразу (14);
- 3) здійснити визначення функції за формулою (21);
- 4) реалізувати кожну функцію F_i , як динамічну рухливість послідовної гілки або імпеданс паралельної гілки моделі.

Вочевидь, що вибір ступенів поліномів у виразі (3) для передавальної функції, а також спосіб розбивання виразу (14) є довільним, тому задача синтезу моделі може ма-

ти багато рішень. Цю обставину можна використати для вибору із сукупності рішень найкращого за деякими прикметами. Такою традиційною прикметою є така, яка за інших рівних умов має бути мінімально можливою.

Література

1. Огородников П.И. Управление углублением забоя скважины на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне. //Дис. док. техн. наук. – МИНХ им. Губкина. – М., 1991, с. 472.
2. Юнин Е.К., Хегай В.К. Динамика глубокого бурения. М.: Недра, 2004.– с. 283.
3. Сурнин Л.С. Повышение эффективности применения амортизаторов на базе исследования волновых процессов в бурильной колонне. //Дис. канд. техн. наук. – Ив.-Фр. 1986. – с. 186.
4. Дэринг Д.В. Ливсей Б.Ж. Продольные и угловые колебания бурильных труб при наличии демпфирования //Сб. конструирования и технология машиностроения. /Тр. американского общества инженеров-механиков. – М.: Мир, 1968. -№ 4 с.163–173.
5. Копилов В.Е., Бойко В.Г. Опыт измерения продольных вибраций долота и бурильных труб при бурении скважин в Тюменской области //ИНТС: Бурение. – 1967. – Вып. 24. – с. 6–9.
6. Мойсшин В.М. Основы механіки бурильної колони при поглиблені свердловин роторним способом. //Автореферат дис. дакт. техн. наук. – Ів.-Фр. ІФТУНГ, 1996. – с.48.
7. Екимов В.В. Вероятностные методы в строительстве корабля. Л.: Судостроение, 1966. – 276 с.
8. Глухарев К.К. Фролов К.В. Функциональное моделирование в биомеханическом анализе человека-оператора. – М.: Наука, 1973. – В сборнике академии наук СССР Виброизоляция машин и виброзащита человека-оператора. – с. 17–30.
9. Сароян А.Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. – М.: Недра, 1979. – 229 с.
10. Атабеков Г.И. Основы теории цепей. – М.: Энергия, 1969. – 424 с.
11. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. – М.: Мир, 1971. – с. 557.
12. Юсупов Р.М. Получение информации об управляемом процессе в самонастраивающихся процессах. – М.: Энергия, 1966. – с. 267.
13. Форсайт Дж., Молер К. Численное решение систем линейных алгебраических уравнений. – М.: Мир, 1969. – 348 с.
14. Сешу С. Балабаниян. Анализ линейных цепей. – М.: Госэнергоизда, 1963.
15. Стюарт Дж. Теория и синтез электрических цепей. –М.: ИЛ, 1962.

Bibliography (transliterated)

1. Ogorodnikov P.I. Upravlenie uglubleniem zaboja skvazhiny na baze izuchenija dinamicheskikh processov v buril'noj kolonne. Dis. dok. tehn. nauk. – MINH im. Gubkina. – М., 1991, p. 472.
2. Junin E.K., Hegaj V.K. Dinamika glubokogo burenija. М.: Nedra, 2004.– p. 283.
3. Surnin L.S. Povyshenie jeffektivnosti primenenija amortizatorov na baze issledovanija volnovyh processov v buril'noj kolonne. Dis. kand. tehn. nauk. – Iv.-Fr. 1986. – p. 186.

4. Djerling D.V. Livsej B.Zh. Prodol'nye i uglovyje kolebanija buril'nyh trub pri nalichii dempfirovanija Sb. konstruirovaniya i tehnologija mashinostroeniya. Tr. amerikanskogo obshhestva inzhenerov-mehanikov. – M.: Mir, 1968. -# 4 p.163–173.
5. Kopilov V.E., Bojko V.G. Opyt izmerenija prodol'nyh vibracij dolota i buril'nyh trub pri burenii skvazhin v Tjumenskoj oblasti INTS: Burenie. – 1967. – Vyp. 24. – p. 6–9.
6. Mojsshin V.M. Osnovi mehaniki buril'noї koloni pri poglibleni sverdlo-vin rotornim sposobom. Avtoreferat dis. dakt. tehn. nauk. – Iv.-Fr. IFTUNG, 1996. – p.48.
7. Ekimov V.V. Veroyatnostnye metody v stroitel'stve korablja. L.: Sudostroe-nie, 1966. – 276 p.
8. Gluharev K.K. Frolov K.V. Funkcional'noe modelirovanie v biomehaniches-kom analize cheloveka-operatora. – M.: Nauka, 1973. – V sbornike akademii nauk SSSR Vibroizoljacija mashin i vibrashhita cheloveka-operatora. – p. 17–30.
9. Sarojan A.E. Buril'nye kolony v glubokom burenii. – M.: Nedra, 1979. – 229 p.
10. Atabekov G.I. Osnovy teorii cepej. – M.: Jenergija, 1969. – 424 p.
11. Skuchik E. Prostye i slozhnye kolebatel'nye sistemy. – M.: Mir, 1971. – p. 557.
12. Jusupov R.M. Poluchenie informacii ob upravljaemom processe v samonast-raivajushhihsja processah. – M.: Jenergija, 1966. – p. 267.
13. Forsajt Dzh., Moler K. Chislennoe reshenie sistem linejnyh algebraiches-kih uravnenij. – M.: Mir, 1969. – 348 p.
14. Seshu S. Balabanjan. Analiz linejnyh cepej. – M.: Gosjenergoizda', 1963.
15. Stjuart Dzh. Teorija i sintez elektricheskikh cepej. –M.: IL, 1962.

УДК 622.248.5

Огородников П.И., Светлицкий В.М.

**ПОСТРОЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ С
УЧЕТОМ ДЕЙСТВИЯ ШИРОКОПОЛОСНЫХ ВИБРАЦИЙ, КОТОРАЯ
ГЕНЕРИРУЕТ ДОЛОТО ПРИ БУРЕНИИ**

На основании анализа случайных процессов построена динамическая модель бурильной колонны с учетом воздействия широкополосных вибраций.

Болюх В.Ф., Назаренко С.А., Рассоха М.О.

МУЛЬТИПОЛЕВАЯ МОДЕЛЬ ИМПУЛЬСНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ

Введение. Исследование взаимосвязанных полей различной природы является актуальной научной и прикладной задачей для повышения эффективности и снижения энергетических затрат в различных электромеханических устройствах. В импульсных электромеханических преобразователях (ИЭМП), которые позволяют развивать значительную кинетическую энергию на коротком активном участке и ударное силовое действие на объект, возникает комплекс взаимосвязанных механических, электромагнитных, тепловых и термочувствительных полей [1,2]. Эти поля проявляют существенные пространственно-временные неравномерности, обуславливая изменение электрофизических параметров материалов преобразователя. Из-за различной скорости изменения и несогласованности между полями различной природы эффективность импульсных преобразователей оказывается недостаточно высокой [3]. При этом исследователи ИЭМП анализируют лишь отдельные аспекты мультифизичной задачи, что не позволяет эффективно решить проблему энергосбережения и повышения эффективности для этих преобразователей.

Целью статьи является формализация и разработка математических моделей ИЭМП индукционного типа на принципах интегрированной технологии учета взаимосвязанных полей различной природы.

Общие соображения по формализации полевых моделей. Практическое решение задач электромеханики, как правило, сводится к решению систем дифференциальных уравнений в частных производных. Обобщенное уравнение движения элементов ИЭМП, от одномерной до трехмерной, можно записать следующим образом

$$U \begin{bmatrix} \vec{V} \\ \vec{V} \end{bmatrix} + P \begin{bmatrix} \vec{V} \\ \vec{V} \end{bmatrix} + R \begin{bmatrix} \vec{V} \\ \vec{V} \end{bmatrix} - \vec{f} = 0, \quad (1)$$

где U – оператор приведенных «жесткостных» характеристик, структура и параметры которого зависят от типа исследуемого объекта, состава системы, граничных условий и условий сопряжения; P – приведенный «инерционный» оператор; R – оператор диссипативных сил; $\vec{f} = \vec{f}(\vec{x}, t)$ – вектор нагрузок (может быть заданным, зависящим от взаимодействия объекта с окружающей средой (газом, жидкостью) или с внешним полем, случайным); $\vec{V}(\vec{x}, t)$ – обобщенный вектор перемещений; \vec{x} – координатный вектор; t – время.

Конкретный вид оператора R зависит от принятой модели трения: линейной, амплитудно- и частотно-независимой, амплитудно-зависимой гистерезисной.

Дифференциальные уравнения движения точек сплошной материальной среды в условиях действия электромагнитных полей запишем в виде [4]:

$$Div \sigma + \rho \omega \vec{E} + \mu_c (\rho \omega \vec{v} + \vec{j}) \times \vec{H} + \vec{F} = \rho \dot{\vec{v}}, \quad (2)$$

где $\sigma = \sigma_{ij}$ тензор напряжений; \vec{u} – вектор перемещений; ρ, ω – массовая плотность

материала и плотность электрических зарядов, отнесенная к единице объема подобласти; μ_c, ϵ_c – магнитная и электрическая проницаемость; $\vec{j}, \vec{E}, \vec{H}$ – плотность тока, напряженности электрического и магнитного полей в подобласти; \vec{F} – вектор объемных нагрузок, отнесенный к единице объема; $\vec{v} = \dot{\vec{u}}$ – вектор скорости точки.

Напряженность электрического \vec{E} и магнитного \vec{H} полей удовлетворяют уравнениям Максвелла для расчета поля в медленно движущейся среде

$$\operatorname{rot} \vec{H} = \epsilon_c \frac{\partial \vec{E}}{\partial t} + \rho \omega \vec{v} + \vec{j}, \quad \operatorname{rot} \vec{E} = -\mu_c \frac{\partial \vec{H}}{\partial t}, \quad \operatorname{div} \vec{H} = 0, \quad \epsilon_c \operatorname{div} \vec{E} = \rho \omega. \quad (3)$$

Эти уравнения можно дополнить материальными соотношениями:

$$\vec{D} = \epsilon_c \vec{E}, \quad \vec{B} = \mu_c \vec{H}, \quad \vec{j} = \gamma_c \vec{E} + \gamma_c \left[\dot{\vec{u}} \times \vec{B} \right], \quad (4)$$

где \vec{D}, \vec{B} – векторы индукции электрического и магнитного полей в подобласти; γ_c – удельная электрическая проводимость материала.

Согласно гипотезе Дюамеля-Неймана обобщенные уравнения состояния приняты в виде тензорно-линейных соотношений:

$$\epsilon_{ij} = A_{ijkl} \sigma_{kl} + \alpha_{ij} T, \quad (5)$$

где A_{ijkl}, α_{ij} – компоненты, которыми описываются особенности деформирования и температурного расширения материала; $\epsilon = \epsilon_{ij}$ – тензор деформаций; T – приращение температур, зависящее от пространственных координат.

Математическая модель импульсного электромеханического преобразователя, в полной мере учитывающая взаимосвязь процессов с учетом изменяемости механических, теплофизических и электрофизических свойств материала, существенно нелинейная и достаточно сложна. Поэтому при практических расчетах целесообразно использовать линеаризованные модели. Однако при создании адекватной математической модели должен быть соблюден разумный баланс между степенью линеаризации (нелинейности) и возможностью ее практического применения в расчетных исследованиях. Процессы в электромеханическом преобразователе описываются уравнениями Лагранжа–Максвелла, имеющими структуру уравнений механики. Так, в случае, когда токи проводимости замкнуты и в электрических ветвях отсутствуют конденсаторы, электромеханические системы описываются уравнениями, аналогичными уравнениям Рауса в механике [5].

Исходя из выше сказанного, для расчета рабочих процессов ИЭМП принята модель, которая базируется на решении пространственных начально-краевых взаимосвязанных задач электромагнетизма, механики, теплопроводности и термоупругости в вариационных постановках с использованием метода конечных элементов. При решении задачи для учёта существенно нелинейных зависимостей параметров и определения нестационарных полей на каждом временном шаге используются эффективные итерационные алгоритмы.

Особенности мультиполевой модели ИЭМП. Рассмотрим импульсный электромеханический преобразователь с ограниченными массогабаритными параметрами,

обеспечивающий значительные механические импульсы для деформирования массивного объекта, при возбуждении от емкостного накопителя энергии (ЕНЭ). ИЭМП содержит неподвижный индуктор с обмоткой 1, которая намотана медной шиной и уложена в стеклотекстолитовый кожух 2 (рис. 1,а). Индуктор прикреплен к каркасу 3. Напротив обмотки установлен медный дисковый якорь 4, который прикреплен к силовой пластине 5.

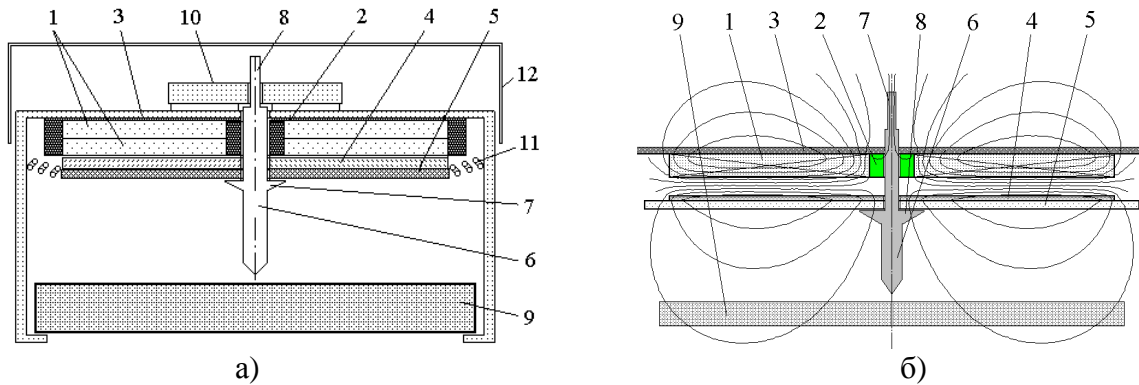


Рисунок 1 – Схематическое устройство (а) и магнитные поля (б) ИЭМП

В центре индуктора, якоря и силовой пластины выполнено отверстие, в котором расположен подвижный боек 6, имеющий заостренную часть, упорный выступ 7 и концевую часть 8. Заостренная ударная часть бойка установлена напротив объекта деформирования 9, зафиксированного относительно каркаса 3, концевая часть 8 – установлена в зазоре оптического датчика положения 10, а упорный выступ 7 механически взаимодействует с силовой пластиной 5. Пружина 11, прикрепленная к каркасу 3 и силовой пластине 5, обеспечивает плотное прижатие якоря 3 к обмотке индуктора 1 до и после силового импульса. Сверху установлен защитный кожух 12.

При возбуждении неподвижного индуктора в электропроводящем якоре наводятся пространственно-временное поле вихревых токов, взаимодействие которых с магнитным полем индуктора приводит к возникновению результирующей аксиальной электродинамической силы, осуществляющей отталкивание якоря от индуктора. Для учета пространственного поля индуцированных токов в массивном ускоряемом якоре последний можно представить совокупностью N элементарных короткозамкнутых контуров, равномерно распределенных по поверхности диска и имеющих изменяемую магнитную связь с первичным контуром – индуктором, подключаемым к ЕНЭ. В таком случае электрические процессы в ИЭМП можно описать системой дифференциальных уравнений [6]:

$$\begin{aligned}
 &R_0(T_0) \cdot i_0 + L_0 \frac{di_0}{dt} + \frac{1}{C} \int_0^t i_0 dt + M_{01}(z) \frac{di_1}{dt} + \dots + M_{0k}(z) \times \\
 &\quad \times \frac{di_k}{dt} + V(t) \left(i_1 \frac{dM_{01}}{dz} + \dots + i_k \frac{dM_{0k}}{dz} \right) = U_0; \\
 &R_1(T_1) \cdot i_1 + L_1 \frac{di_1}{dt} + M_{01}(z) \frac{di_0}{dt} + M_{12} \frac{di_2}{dt} + \dots + M_{1k} \frac{di_k}{dt} + \\
 &\quad + V(t) \left(i_0 \frac{dM_{01}}{dz} + i_2 \frac{dM_{12}}{dz} + \dots + i_k \frac{dM_{1k}}{dz} \right) = 0;
 \end{aligned} \tag{6}$$

$$R_k(T_k) \cdot i_k + L_k \frac{di_k}{dt} + M_{0k}(z) \frac{di_0}{dt} + M_{1k} \frac{di_1}{dt} + \dots + M_{k-1k} \times \\ \times \frac{di_{k-1}}{dt} + V(t) \left(i_0 \frac{dM_{0k}}{dz} + i_1 \frac{dM_{1k}}{dz} + \dots + i_{k-1} \frac{dM_{k-1k}}{dz} \right) = 0,$$

где i_0, L_0, R_0 – соответственно ток, индуктивность и сопротивление индуктора; i_k, L_k, R_k – соответственно ток, индуктивность и сопротивление элементарного короткозамкнутого k -го контура якоря, перемещающегося со скоростью $V(t)$ вдоль оси z относительно индуктора; M_{kp} – взаимоиנדуктивность между соответствующими токовыми контурами ($k \neq p$); T_k – температура k -го токового контура; C, U_0 – соответственно емкость и напряжение ЕНЭ.

Аксиальное перемещение ΔZ якоря с исполнительным элементом возникает под действием поля пространственно-временных электродинамических сил

$$f_z(t) = i_0(t_n) \cdot \sum_k^N i_k(t_n) \frac{dM_{0k}}{dz}(z), \quad (7)$$

и их скорость можно представить в виде рекуррентного соотношения:

$$V(t_{n+1}) = V(t_n) + \frac{t_{n+1} - t_n}{m_1 + m_2} i_0(t_n) \cdot \sum_k i_k(t_n) \frac{dM_{0k}}{dz} - K_P \times \\ \times \Delta Z(t_n) - K_T \cdot V(t_n) - 0,125 \cdot \pi \cdot \gamma_a \beta_a D_{2m}^2 V^2(t_n), \quad (8)$$

где m_1, m_2 – масса якоря и исполнительного элемента, соответственно; K_P – коэффициент упругости пружины; K_T – коэффициент динамического сопротивления; γ_a – плотность воздуха; β_a – коэффициент аэродинамического сопротивления; D_{2m} – наружный диаметр силовой пластины.

Для определения пространственно-временных полей температур индуктора и якоря используется нелинейное уравнение теплопроводности

$$c^*(T) \cdot \gamma \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_w(T) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + j^2(t) \cdot k_z \cdot \rho(T), \quad (9)$$

где $c^*(T)$ – усредненная удельная теплоемкость; γ – усредненная плотность материала; $j(t)$ – плотность тока; $\lambda_w(T)$ – коэффициент теплопроводности; k_z – коэффициент заполнения индуктора; $\rho(T)$ – удельное сопротивление.

Рассматриваемый импульсный преобразователь работает в циклическом режиме, обеспечивая возвратно-поступательное движение якоря с силовой пластиной, которая осуществляет перемещение бойка вглубь объекта деформирования. При этом ход и характер перемещения якоря изменяется для каждого последующего рабочего цикла. На рис. 2 представлены изменяемые во времени электрические (а), механические (б) и тепловые (в) характеристики ИЭМП для различных рабочих циклов: при отсутствии зазора между бойком и объектом деформирования в начальном положении (жирные линии), при наличии небольшого (5 мм) зазора (тонкие линии), при отсутствии взаимодействия между бойком и объектом деформирования (линии с круглыми метками). В качестве электрических параметров представлены плотность тока в индукторе j_1 , усредненная плотность тока в якоре j_2 и напряжение ЕНЭ u_c , а в качестве тепловых – пре-

вышения температур индуктора θ_1 и якоря θ_2 . Как следует из полученных нелинейных зависимостей, характер процессов ИЭМП претерпевает существенные изменения в зависимости от последовательности и изменения характера силовых импульсов, обеспечивающих циклическое ударное пробивание объекта деформирования.

Можно отметить пространственную неравномерность распределения поля электродинамических сил по поверхности якоря. Аксиальные силы f_z значительно превосходят радиальные f_r , причем максимальная их величина приходится на внешние участки якоря. Такое соотношение аксиальных и радиальных удельных электродинамических сил объясняется характером распределения

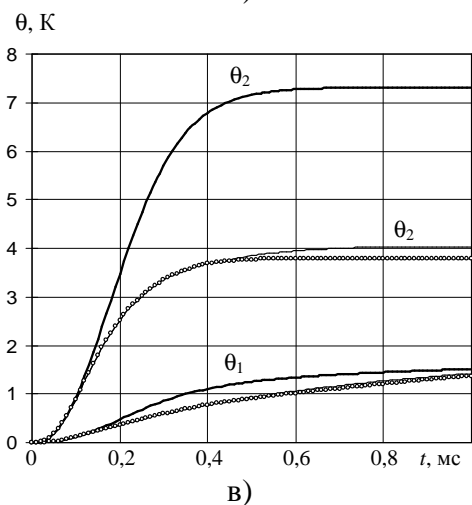
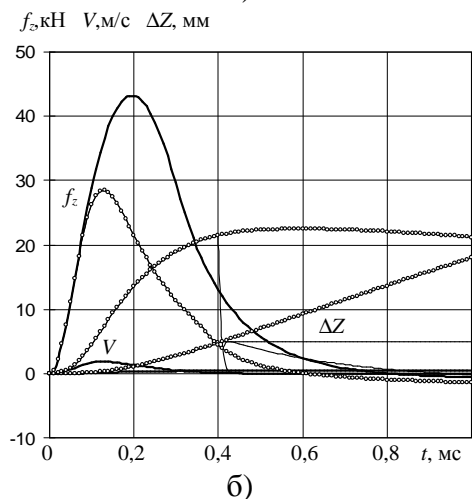
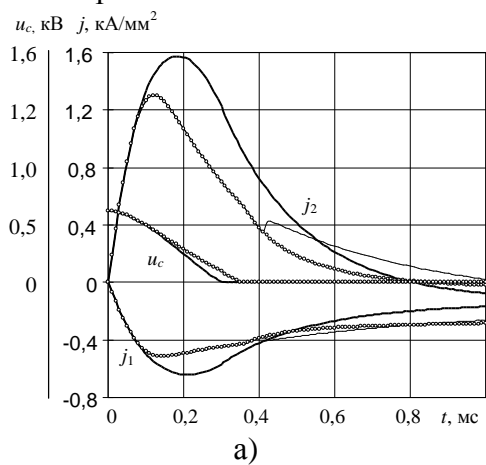


Рисунок 2 – Характеристики ИЭМП

результатирующего магнитного поля в активной зоне ИЭМП, поскольку в зазоре между обмоткой индуктора и якорем магнитное поле в основном имеет радиальное направление (рис. 1,б).

Экспериментальные исследования ИЭМП. Для проверки математических моделей были проведены экспериментальные исследования электрических и силовых характеристик ИЭМП. В установке гетинаксовая пластина, к которой прикреплен ИЭМП, закрепляется между двумя массивными стальными плитами бойком вверх (рис. 3,а).

К верхней плите, которая ограничивает движение бойка, сверху прикреплен пьезоэлектрический виброизмерительный преобразователь ДН-4-М1. Последний присоединен к измерителю шума и вибраций ВШВ-003, который выдает сигнал в величинах виброускорения a_{vib} и виброскорости v_{vib} . Сигнал с измерителя поступает на цифровой осциллограф RIGOL DS 522M, который одновременно регистрирует и ток в индукторе. На рис. 3,б показаны формы аperiodического импульса тока (канал 1) и виброускорения (канал 2) при начальных следующих условиях: емкость ЕНЭ $C = 4000$ мкФ, зарядное напряжение $U_0 = 200$ В, ход бойка (расстояние до упора) $Z_{end} = 10$ мм. При помощи осциллограммы можно измерить время задержки между началами импульсов каналов и рассчитать скорость якоря. Виброускорение $a_{vib}(t)$ пропорционально мгновенной результирующей механической силе $F_z(t)$, действующей на якорь, а виброскорость $v_{vib}(t)$ – им-

пульсу силы $FI = \int_0^{t_{y0}} F_z(t)dt$ при ударе:

$$FI \sim \int_0^{t_{y0}} a_{vib}(t)dt ; \quad v_{vib}(t_{y0}) \sim \int_0^{t_{y0}} a_{vib}(t)dt \sim FI .$$

На рис. 4 показаны токи в индукторе i_1 с и без якоря при использовании ЕНЭ: $C=2850$ мкФ, $U_0=400$ В. Тонкие линии соответствуют расчетным, а жирные – экспериментальным значениям. Таким образом, якорь посредством магнитного поля “поджигает” во времени ток в индукторе i_1 , делая его более крутым и с большей амплитудой.

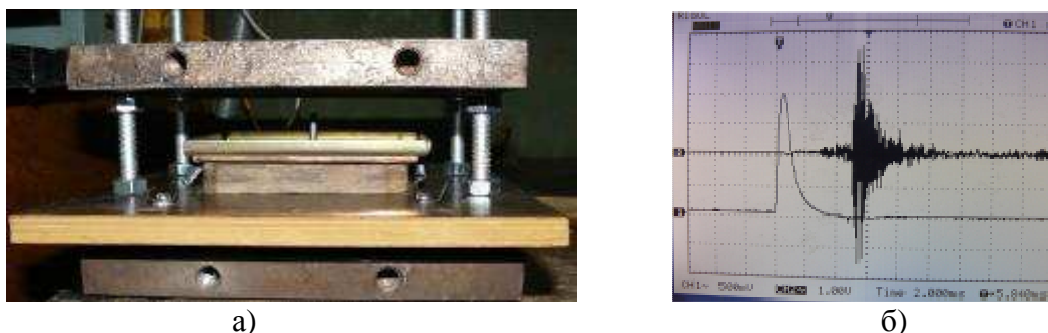


Рисунок 3 – Экспериментальная установка (а) и осциллограмма (б) ИЭМП

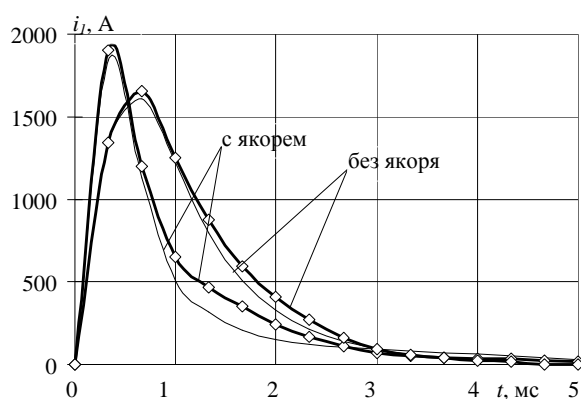


Рисунок 4 – Токи индуктора

На основании экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

- поскольку измененный ток в индукторе удовлетворительно совпадает с расчетным можно констатировать адекватность математической модели, описывающей электромагнитные процессы преобразователя;

- поскольку измеренная средняя скорость перемещения якоря удовлетворительно совпадает с расчетной, можно сделать вывод о адекватности математической модели, описывающей механические и электродинамические процессы;

- поскольку измеренный импульс силы совпадает с расчетным можно говорить об адекватности мультиполевой модели, учитывающей взаимосвязь механических, электромагнитных и тепловых полей ИЭМП.

Выводы. Разработана и экспериментально подтверждена математическая модель ИЭМП, основанная на использовании интегрированной технологии структурно-связанных полей различной физической природы, обеспечивающая повышение их эффективности. На базе анализа мультифизических полевых моделей различной степени связанности предложен расчетный алгоритм, учитывающего декомпозицию комплексной проблемы энергоэффективности ИЭМП на ряд отдельных физических задач. Анализ структуры и типов связей между отдельными моделями служит основой схемы для последовательного решения подобных задач. Дальнейшим направлением исследований является применение математического аппарата для исследования жизненного цикла ИЭМП, а также его развитие на проблемы оптимизации и анализа чувствительности, обеспечивая энергосбережение всей электронно-электромеханической системы.

Литература

1. Novac B.M., Senior P., Smith I.R. Studies of a very high efficiency cryogenic launcher // IEEE Trans. Magnetics. – 2001. – vol. 37, № 1. P. 123–128.

2. Татмышевский К.В., Козлов С.А. Магнитно-импульсные установки для испытаний изделий авиакосмической техники на ударные воздействия // Авиакосмическое приборостроение. – 2005. – №12. – С. 52–57.
3. Chemerys V.T., Bolyukh V.F. Prospectives of new coilgun design development // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2008.– № 3. – С. 44–52.
4. Механика связанных полей в элементах конструкций: В 5 т. / Под общ.ред. А.Н. Гузя. – Киев: Наук.думка, 1987–1989.
5. Назаренко С.А Анализ чувствительности конструкций при воздействии физических полей различной природы // Вестник НТУ «ХПИ». 2006. № 32. С. 119–122.
6. Болух В.Ф., Марков А.М., Лучук В.Ф., Щукин И.С. Синтез параметров высокоэффективного электромеханического преобразователя ударного действия // Техн. электродинамика. Тем. выпуск: Проблемы сучасної електротехніки.– 2008.– Ч. 2.– С. 63–68.

Bibliography (transliterated)

1. Novac B.M., Senior P., Smith I.R. Studies of a very high efficiency cryogenic launcher IEEE Trans. Magnetics. – 2001. – vol. 37, # 1. R. 123–128.
2. Tatmyshevskij K.V., Kozlov S.A. Magnitno-impul'snye ustanovki dlja ispy-tanij izdelij aviakosmicheskoi tehniky na udarnye vozdejstviya Aviakosmicheskoe priborostroenie. – 2005. – #12. – p. 52–57.
3. Chemerys V.T., Bolyukh V.F. Prospectives of new coilgun design development Artillerijskoe i strelkovoje vooruzhenie. – 2008.– # 3. – p. 44–52.
4. Mehanika svjazannyh polej v jelementah konstrukcij: V 5 t. Pod obshh.red. A.N. Guzja. – Kiev: Nauk.dumka, 1987–1989.
5. Nazarenko S.A Analiz chuvstvitel'nosti konstrukcij pri vozdejstvii fizicheskikh polej razlichnoj prirody Vestnik NTU «HPI». 2006. # 32. p. 119–122.
6. Boljuh V.F., Markov A.M., Luchuk V.F., Shhukin I.S. Sintez parametrov vyso-kojeffektivnogo jelektromehaničeskogo preobrazovatelja udarnogo dejstvija Tehn. elektrodinamika. Tem. vipusk: Problemi suchasnoї elektrotehniky.– 2008.– Ch. 2.– p. 63–68.

УДК 621.313:536.2.539.3

Болух В.Ф., Назаренко С.О., Рассоха М.О.

**МУЛЬТИПОЛЬОВА МОДЕЛЬ ІМПУЛЬСНОГО
ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА**

Розглядаються проблемні питання, що виникають при розробці математичних моделей складних конструкцій за наявності дії полів різної природи. Для імпульсного електромеханічного перетворювача індукційного типу запропонована мультипольова модель, що базується на рішенні взаємопов'язаних нестационарних польових задач електромагнетизму, механіки та теплопровідності з урахуванням нелінійних параметрів з використанням методу скінчених елементів та ітераційних алгоритмів. Проведено експериментальні дослідження, які узгоджуються з розрахованими характеристиками та параметрами електромеханічного перетворювача.

Bolyukh V.F., Nazarenko S.A., Rassoха M.O.

**THE MULTI-FIELDS MODEL OF PULSED
ELECTROMECHANICAL CONVERTER**

Problem-solving questions emerging during the development of mathematical models of complex construction, in the availability of action electromagnetic fields of the different nature, are considered in article. For pulsed inductive electromechanical converter is offered multi-fields model, which is based on decision interconnected unsteady field problems of the electromagnetism, mechanic and thermal conductivity, taking into consideration for nonlinear parameters with use the method by final element and iterative algorithms. They experimental studies are organized, well concordant with features and parameters of the electromechanical converter.

Колбасов А.Н.

ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВЕНТИЛЯТОРНОГО И ЭЖЕКЦИОННОГО ТИПА

Постановка задачи.

Повышение технического уровня бронетранспортеров, составляющих основу любой армии, непременно связано с заменой силовых установок. Бронетранспортеры в большей степени используются в странах с высокой температурой окружающей среды. Исходя из этого, любой вариант модернизации сопряжен с выбором силовой установки, которая могла бы при небольших энергетических затратах обеспечивать эксплуатацию без ограничений по тепловым, скоростным и нагрузочным характеристикам. Важным элементом в любой силовой установке является система охлаждения, которая во многом определяется типом двигателя бронетранспортера.

Система охлаждения военной гусеничной машины (ВГМ) в современных условиях, когда потенциальными покупателями на рынке вооружений становятся страны с жаркими климатическими условиями играет доминирующую роль. Данное обстоятельство вместе с назревшей необходимостью модернизации морально и физически устаревшего отечественного парка бронетехники ставит задачу перед разработчиками силовых установок ВГМ интенсифицировать процесс теплообмена при применении более нагруженных силовых агрегатов в минимальных объемах и с минимальными затратами мощности.

Выбор типа системы охлаждения связан в основном с конструктивными особенностями силовых установок. Какому варианту системы охлаждения – вентиляторному или эжекционному отдать предпочтение, должно основываться на ряде факторов, главным из которых является тип двигателя.

С повышением мощности силовых установок военных гусеничных машин неизбежно увеличение тепла, которое необходимо отвести для обеспечения нормального теплового состояния двигателя. Двухтактные двигатели, устанавливаемые на танках украинских разработчиков, характеризуются наличием компрессоров наддувочного воздуха, обеспечивающих рабочий процесс, продувку цилиндров, отвод тепла работу турбины для возврата части мощности, потерянной на привод компрессора.

В то же время энергии выпускных газов достаточно для создания необходимого напора на соплах эжектора системы охлаждения.

Основным направлением для увеличения производительности системы охлаждения может быть увеличение прокачки воздуха через радиаторы системы охлаждения и повышение теплотехнических характеристик собственно радиаторов.

Увеличение производительности радиаторов, как правило, связано с повышением потребляемой мощности либо вентиляторов, либо эжекторов. В случае установки вентиляторной системы охлаждения форсирование может быть проведено увеличением диаметра рабочего колеса либо повышением частоты рабочего колеса.

Изменение потребляемой мощности (N_2) В этом случае может быть выражено следующей зависимостью:

$$N_2 = N_1 \frac{j_2}{j_1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5,$$

где N_1, j_1, n_1, D_1 – параметры вентилятора в исходном состоянии (мощность, уд. вес воздуха, частота и диаметр рабочего колеса); j_2, D_2, n_2 – параметры вентилятора при повышении производительности.

Как видно из приведенной зависимости для повышения производительности вентилятора требуется значительное повышение приводной мощности. В то же время производительность при изменении частоты и диаметра рабочего колеса изменяется по следующей зависимости:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3,$$

что несоизмеримо с затратами мощности, изменяющимися по кубической зависимости от частоты и пятой степени при изменении диаметра рабочего колеса.

Любые варианты увеличения производительности то ли за счет увеличения частоты либо диаметра рабочего колеса требуют больших конструктивных изменений. Рассматривая при этом возможные пути реализации повышения производительности видно, что они весьма ограничены.

В случае установки эжекционной системы охлаждения форсирование эжектора для получения требуемого расхода воздуха через пакет радиаторов возможно за счет оптимизации целого ряда параметров самого эжектора. В этом случае появляется целое множество конструктивных решений создания эжектора для конкретной силовой установки.

Форсирование эжектора возможно при значительно меньших энергетических затратах на приращение производительности из-за гораздо большего количества параметров, влияющих на характеристику эжектора.

В качестве источников повышения энергии эжектора следует рассматривать следующие элементы:

- сопловой аппарат (размер, форма истечения, количество сопел);
- камера смешения (формы камеры смешения, ее длина, масштаб эжектора);
- угол раскрытия диффузора для снижения потерь статического давления;
- форма подрадиаторного пространства и приемной камеры;
- аэродинамическое сопротивление пакета радиаторов и входных устройств.

Уравнение эжектора можно представить в виде:

$$\overline{\Delta P_{\text{э}}} = a + v \left(q \sqrt{\Delta} \right)^2 - c \left(1 + q / \sqrt{\Delta} \right)^2.$$

Это наиболее простое и полное выражение, характеризующее геометрические, теплотехнические и гидравлические характеристики эжектора в данном уравнении

$\overline{\Delta P_{\text{э}}}$ – статический напор эжектора;

a, v и c – коэффициенты уравнения эжектора;

q – коэффициент эжекции, определяемый как:

$$q = \frac{G_2}{G_1},$$

где G_2 – расход эжектируемого воздуха; G_1 – расход эжектирующего воздуха.

Коэффициенты a, ϵ и c характеризуют качество самого эжектора, изменение величин которых дает возможность приблизить эжектор к требуемым характеристикам по напорности и производительности по воздуху.

Важным критерием является его масштаб – " m ", который равен соотношению:

$$m = H_k \frac{B_{\epsilon}}{fc},$$

где H_k – высота камеры смешения; B_{ϵ} – ширина проходного сечения камеры смешения; fc – суммарная площадь сопел соплового аппарата эжектора.

Выбрав масштаб эжектора, коэффициент " a " определится из формулы:

$$a = \frac{2}{m};$$

коэффициент " ϵ " определяет минимальные потери давления за счет оптимизации входного участка камеры смешения и выражается следующей зависимостью:

$$\epsilon = \frac{(1 - \xi_{\epsilon x})(m - 2)}{[m(m - 1)^2]},$$

где $\xi_{\epsilon x}$ – коэффициент сопротивления входного участка.

Коэффициент " c " определяет условия выхода газа в диффузор и геометрические особенности диффузора с точки зрения полного использования энергии эжектора с минимальными потерями статического давления.

Для этого для любого варианта эжектора вычисляется коэффициент качества " A " по формуле:

$$A = (2 - \varphi_{\partial}) K_3 + \xi,$$

где $\varphi_{\partial} = [1 - 2(K_3 - 1)] \varphi_{\partial 1}$.

Величины $\varphi_{\partial 1}$ и K_3 определяются экспериментальными исследованиями и, как правило, равны 0.92 и 1.04 соответственно. Тогда коэффициент " C " легко вычислить по формуле:

$$C = \frac{A}{m^2}.$$

Из приведенных формул значимости коэффициентов a, ϵ и c видно, что именно они дают возможность оптимально в условиях реальной компоновки эжектора и системы охлаждения выбрать такое сочетание размеров, которое могло бы удовлетворить условиям создания необходимой производительности эжектора, для обеспечения теп-

лового равновесия двигателя при работе на внешней характеристике в условиях эксплуатации при высоких температурах окружающего воздуха.

Сравнивая возможные варианты повышения эффективности системы охлаждения в случае применения одного из известных вариантов – вентиляторного или эжекционного типа видно, что в случае использования вентиляторного варианта, форсирование возможно за счет двух направлений – повышения частоты вентилятора или увеличения диаметра колеса. Однако в обоих случаях требуются большие затраты мощности.

Эжекционный вариант применяется для двигателей, которые имеют турбокомпрессоры или компрессоры наддувочного воздуха с высокой степенью повышения давления. Двигатели семейства 5ТДФ и его модификаций наиболее приспособлены для работы с эжекционными системами охлаждения. В этом случае за счет оптимизации геометрических характеристик эжектора без увеличения затрат мощности, возможно увеличение расхода эжектируемого воздуха для обеспечения теплового равновесия двигателя в условиях высоких температур окружающего воздуха.

Наглядным примером реализации сказанного являются танки с эжекционной системой охлаждения Т-64 и его модификации, Т-80УД и Т-84.

следуя основному принципу создания эжекторов, который основывается на оптимизации геометрических размеров при заданной энергии газа, возможно получение требуемого количества эжектируемого воздуха.

Выводы

1. Модернизация объектов бронированной техники в настоящее время требует более мощных двигателей, что обеспечивает высокую скорость движения и улучшение параметров подвижности.

2. Для обеспечения теплового равновесия двигателя требуется создание более эффективных систем отвода тепла в условиях высоких температур окружающего воздуха и максимальных нагрузок.

3. В случае применения вентиляторных систем охлаждения, форсирование возможно либо, увеличением диаметра рабочего колеса, либо частоты его вращения. В обоих случаях это связано с ростом потребляемой мощности на привод.

4. Форсирование эжекционной системы возможно за счет оптимизации эжектора по геометрическим размерам a, b и c , что подтверждено на примере танков Т-64, Т-80УД и Т-84.

Литература

1. Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Климов В.Ф. Техническая термодинамика и теплотеплопередача в компактных теплообменниках транспортных машин, Х.– 2006 г.

Bibliography (transliterated)

1. Anipko O.B., Borisjuk M.D., Klimov V.F. Tehnicheskaja termodinamika i teploperedacha v kompaktnyh teploobmennikah transportnyh mashin, H.– 2006 g.

УДК 536.7:66.02

Колбасов О.М.

ОСОБЛИВОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ТА

ЕЖЕКЦІЙНОГО ТИПУ

У статті викладені основні напрямки модернізації об'єктів броньованої техніки та показані переваги використання систем ежекційного типу для двигунів з турбонаддувом або компресорами з високою ступінню підвищення тиску.

УДК 629 1 032 1

Климов В.Ф., Зарянов В.А., Чучмарь И.Д., Фолунин С.А., Бобер А.В., Подвальная И.И., Шипулин А.А.

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ БМП-2 ПРИ ЕЕ МОДЕРНИЗАЦИИ

Актуальность проблемы. Разработанные и выпускаемые предприятиями военно-промышленного комплекса Советского Союза боевые машины пехоты БМП-2 в настоящее время стоят на вооружении многих стран мира. Длительный период (с 1980 года) эксплуатации этих машин привел к необходимости модернизации физически и морально устаревшего парка БМП-2. Учитывая, что заинтересованность в модернизации БМП-2 проявляют не столько отечественные вооруженные силы, сколько армии стран Азии и Африки, то жаркие климатические условия эксплуатации предъявляют повышенные требования к силовой установке и, прежде всего, к эффективности системы охлаждения.

Получившие распространение в армиях вышеупомянутого региона боевые машины на базе БТР М113 с вентиляторной системой охлаждения эксплуатируются без ограничений по скоростному и нагрузочному режимам при температуре окружающего воздуха 35 °С. Дальнейшее форсирование системы охлаждения этой машины для обеспечения эксплуатации при полной нагрузке при температуре окружающего воздуха до 55 °С вызывает существенные затраты мощности на привод вентилятора, что приводит к снижению эффективной мощности двигателя.

Всесторонняя модернизация (по вооружению, защите и силовой установке) БМП-2, проводимая КП ХКБМ им А.А. Морозова, увеличивает массу машины, т.е. снижает характеристики подвижности. Для повышения тяговых характеристик БМП-2 при ее модернизации вместо двигателя УТД-20, мощностью 300 л.с., устанавливается двигатель ЗТД мощностью 400 л.с. Учитывая жесткие требования по сохранению габаритов существующего у БМП-2 моторно-трансмиссионного отделения, решение вопроса интенсификации процесса теплообмена при установке более мощного двигателя приобрело проблемный характер.

Целью данной статьи является отражение теоретических и экспериментальных исследований по повышению эффективности системы охлаждения модернизированной БМП-2, позволяющих эксплуатировать ее при температуре окружающего воздуха 55 °С без ограничений по нагрузке двигателя.

Основная часть. Вновь устанавливаемый двигатель ЗТД по целому ряду параметров отличается от УТД-20 и в первую очередь по:

- суммарной теплоотдаче в жидкие теплоносители (воду и масло) 135 000 ккал/ч (123 700 ккал/ч для двигателя УТД-20);
- производительности компрессора 0,67 кг/с (0,35 кг/с для УТД-20);
- противодавлению на выпуске 0,3 кгс/см² (0,5 кгс/см² для УТД-20).

Для обеспечения отвода тепла при повышении верхнего предела эксплуатационных значений температуры окружающего воздуха до 55 °С потребовалось оптимизировать эжектор системы охлаждения и ресивер системы выпуска отработавших газов, определить наиболее рациональную величину давления на срезе сопел и увеличить поверхность теплообмена теплообменников водяного и масляного контуров в существующем радиаторном отсеке БМП-2.

Общая поверхность теплообменников увеличена на 17 % благодаря изменению длины трубок.

Выбор характеристик эжектора и ресивера производился путем расчета и исследований методом моделирования.

Расчет безразмерных характеристик эжектора осуществлялся по уравнению для квазистационарного потока выпускных газов:

$$\frac{\Delta P}{h_1} = a + b \left(\frac{q}{\sqrt{\Delta}} \right)^2 - c \left(1 + \frac{q}{\sqrt{\Delta}} \right)^2,$$

где $\frac{\Delta P}{h_1}$ – коэффициент статического напора эжектора; a, b, c – коэффициенты уравнения эжектора; $\frac{q}{\sqrt{\Delta}}$ – приведенный коэффициент эжекции, определяемый масштабом эжектора (м).

Результаты расчета безразмерных характеристик приведены в таблице 1 и на рис. 1.

Таблица 1

Двигатель УТД-20 со штатной системой охлаждения БМП-2		Двигатель ЗТД с модернизированной системой охлаждения	
$\frac{q}{\sqrt{\Delta}}$	$\frac{\Delta P}{h_1}$	$\frac{q}{\sqrt{\Delta}}$	$\frac{\Delta P}{h_1}$
10,271	- 0,028876	7,346	-0,10929
8,808	-0,013442	6,28	- 0,06542
8,028	- 0,006037	5,48	- 0,03609
7,123	0,001853	5,06	-0,02193
6,097	0,009864	4,52	- 0,00497
5,093	0,016747	3,723	0,017496
		3,123	0,03239

Масштаб эжектора (м), характеризующий эффективность эжектора определяется по соотношению:

$$m = \frac{H_k B_s}{f_c},$$

где H_k – высота камеры смешения, м; B_s – ширина свободного проходного сечения камеры смешения, м; f_c – площадь сопел эжектора, м².

Точки размерной характеристики вычисляются из уравнений

$$\Delta P_3 = \left(\frac{\Delta P}{h_1} \right) p_c x \quad \text{и} \quad G_3 = \left(\frac{q}{\sqrt{\Delta}} \right) G_1 \sqrt{\Delta},$$

где ΔP_3 – статический напор эжектора, определяемый как разность статического давления на срезе диффузора и полного давления под радиаторами, кгс/см²; G_3 – расход воздуха через пакет радиаторов, кг/с; p_c – скоростной напор на срезе сопел; x – коэффициент, учитывающий сжимаемость отработавших газов; G_1 – расход газа через сопла эжектора, кг/с; $\sqrt{\Delta}$ – температурный коэффициент.

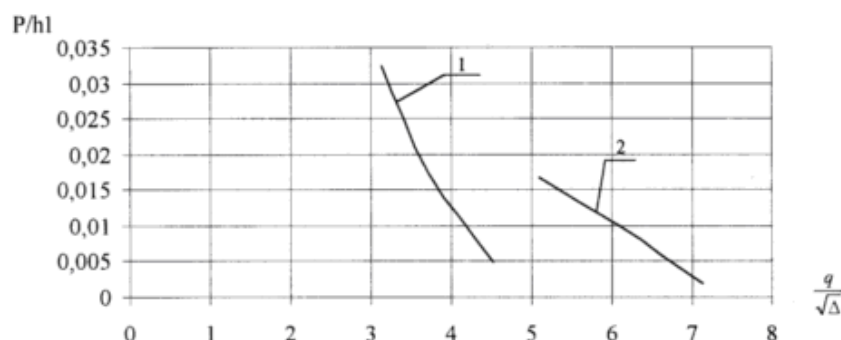


Рисунок 1 – Безразмерные характеристики системы охлаждения

- 1 – двигатель ЗТД с масштабом эжектора $m=23,23$;
- 2 – двигатель УТД-20 с масштабом эжектора $m=52,7$

После определения сопротивления сети ΔP_3 – суммы сопротивлений всех элементов воздушной трассы (входных и выходных жалюзи, пакета радиаторов) – строятся размерные характеристики эжектора и сети, являющиеся функцией G_3 . Точка пересечения характеристики эжектора и сопротивления сети и определяет значение максимального расхода воздуха через пакет радиаторов (рис. 2).

Анализ проведенных расчетов позволяет установить, что при повышении производительности эжектора с 2,65 кг/с до 3,3 кг/с и увеличении фронтальной площади теплообменников с 0,65 м² до 0,76 м² максимальная температура окружающего воздуха для эксплуатации двигателя без ограничений мощности повысится с 32 °С до 55 °С.

Последующая отработка элементов системы охлаждения, проведенная натурным моделированием и исследованием параметров силовой установки на комплексном стенде под нагрузкой позволила обеспечить установившийся тепловой режим при предельной эксплуатационной температуре окружающего воздуха 57,3 °С.

Выводы

В результате проведенных расчетов и экспериментальных исследований определен метод повышения эффективности системы охлаждения при проведении модернизации БМП-2, позволяющий, при установке нового ресивера и теплообменников с увеличенными на 100 мм трубками в штатную эжекторную коробку, эксплуатировать машину с двигателем ЗТД без ограничений по скоростному и нагрузочному режимам при температуре окружающего воздуха 57 °С вместо 32 °С для БМП-2 с двигателем УТД-20.

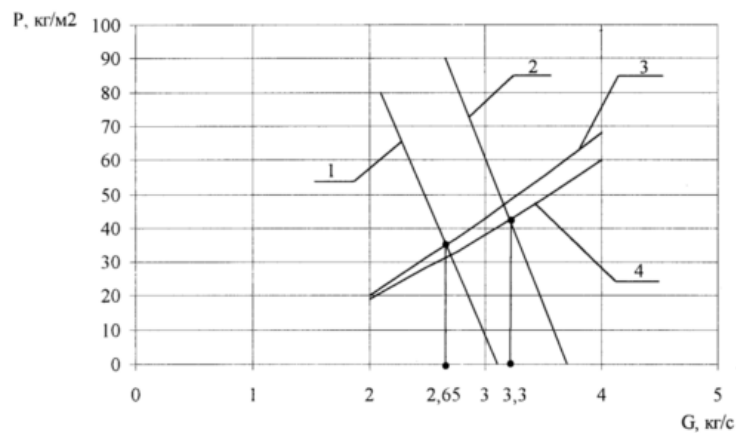


Рисунок 2 – Размерные характеристики эжектора и сети

- 1 – характеристика эжектора штатной системы охлаждения двигателя УТД-20;
- 2 – характеристика эжектора модернизированной системы охлаждения двигателя ЗТД;
- 3 – сопротивление сети штатной системы охлаждения;
- 4 – сопротивление сети модернизированной системы охлаждения

Литература

1. ОСТ ВЗ-1470-72 «Машины военные гусеничные Методика расчета системы охлаждения» – М., 1972 г.– 144 с.
2. ОСТ ВЗ-1470-82 «Системы жидкостного охлаждения дизелей военных гусеничных машин. Метод расчета» – М., 1982 г.– 159 с.

Bibliography (transliterated)

1. OST VZ-1470-72 «Mashiny voennye gusenichnye Metodika rascheta sistemy ohlazhdenija» – M., 1972 g.– 144 p.
2. OST VZ-1470-82 «Sistemy zhidkostnogo ohlazhdenija dizelej voennyh gusenichnyh mashin. Metod rascheta» – M., 1982 g.– 159 p.

УДК 629 1 032 1

Клімов В.Ф., Зарянов В.А., Чучмар І.Д., Фолунін С.О., Бобер А.В., Подвальна І.І., Шипулін А.А.

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ БМП-2 ПРИ ЇЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ

На основі розрахунку та модельних випробувань запропоновано метод підвищення ефективності системи охолодження при модернізації БМП-2 за рахунок перемірювання характеристик ежектора і теплообмінників.

Klimov V.F., Zaryanov W.A, Chuchmar I.D., Folunin S.A., Bober A.V., Podvalnaya I.I., Shipulin A.A.

**METHODS FOR IMPROVING COOLING SYSTEM EFFICIENCY
OF THE UPGRADED INFANTRY FIGHTING VEHICLE BMP-2**

The method for improving cooling system efficiency of the upgraded infantry fighting vehicle BMP-2 resulting in changes of ejector and heat-exchanger performances on the basis of calculation and model study has been proposed.

УДК.629.1.032.1.

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

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

Постановка задачи.

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 БТДАМ.

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.

Актуальность темы.

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.

Изложение основного материала.

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

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

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; ω – 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 ГМ₁, ГМ₂, ГМ₃ и ГМ₄, как:

$$4 \cdot V_{P_i} (P_B - P_H) = \sum_4^{i=1} (J \frac{d\omega_i}{dt} + h \cdot \omega_i + M_{ci}),$$

где в данном случае: V_{P_i} – рабочий объем каждого гидромотора; J – суммарный момент инерции вращающихся частей гидромотора и установленного на его валу вентилятора; ω_i – угловая скорость данного вала; M_{ci} – приводной момент вентилятора (пропорционален квадрату частоты вращения ω_i).

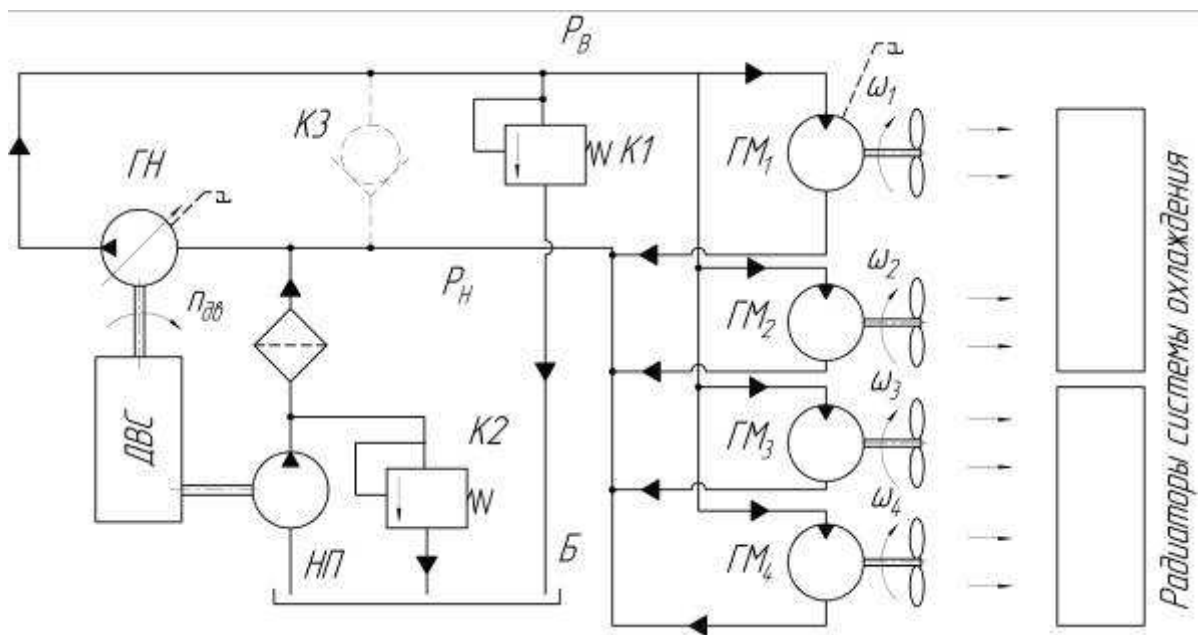


Рисунок 1 – Схема объемного гидропривода вентиляторов системы охлаждения

ГН – аксиальнопоршневой регулируемый насос, с рабочим объемом 111 см³/оборот; ГМ₁, ГМ₂, ГМ₃ и ГМ₄ – аксиальнопоршневые гидромоторы привода вентиляторов (тип БК2, рабочий объем 15 см³/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:

$$P_B - P_H = \frac{\sum_4^{i=1} (J \frac{d\omega_i}{dt} + h \cdot \omega_i + M_{ci})}{4 \cdot V_{P_i}}. \quad (2)$$

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 $J \frac{d\omega_1}{dt}$ будет преуалировать над суммой двух других слагаемых, зависящих от величин ω_1 , 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 вентиляторов 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⁻¹. 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.

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.

Значительные колебание высокого давления возникают в момент начала вращения валов насоса и гидромоторов; первопричиной их являются высокие моменты инерции вентиляторов, которые при старте 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 данного 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 ω_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 .

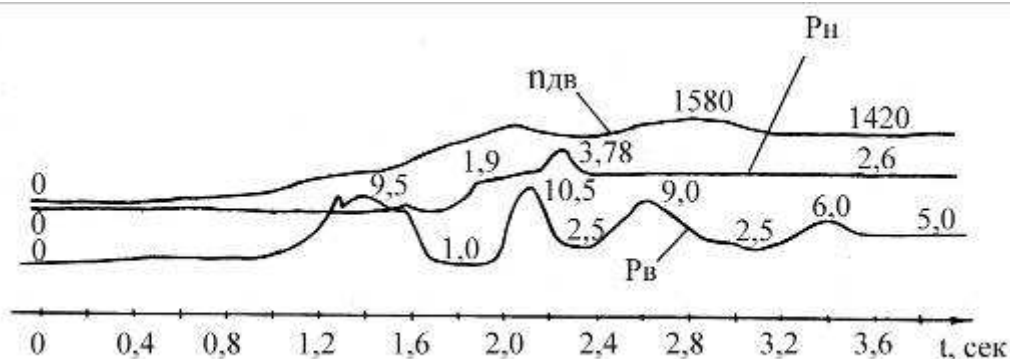


Рисунок 2 – Изменения параметров в ГОП вентилятора при пуске двигателя (значения p_v и p_n приведены в МПа, а $n_{дв}$ в мин⁻¹)

Таблица 1 – Изменение параметров в ГОП вентиляторов при пуске двигателя

№ п/п	t _м , °С	n _{дв} , мин ⁻¹		P _в , МПа					P _н , 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

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

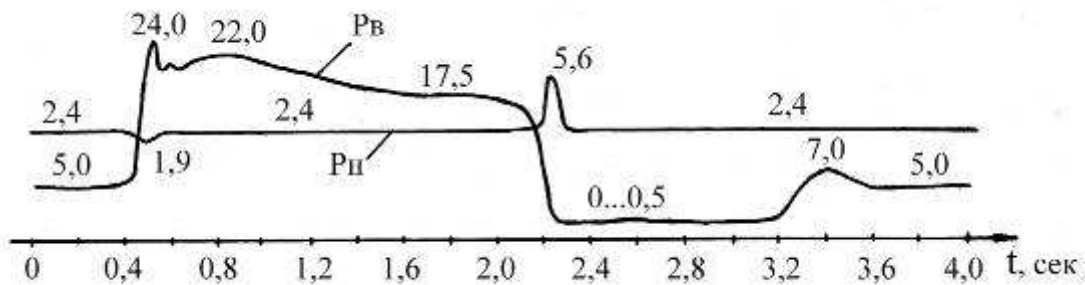


Рисунок 3 – Изменения давлений p_в и p_н в ГОП вентиляторов при резком переходе от минимальной частоты вращения гидромоторов к максимальной и наоборот (значения p_в и p_н приведены в МПа)

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_в имеет выраженные пики, затем давление снижается и устанавливается на величине 15,0...17,5 МПа, соответствующей частоте вращения вентиляторов 4500...4600 мин⁻¹ при n_{дв} = 2500 мин⁻¹. 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_н до 1,4 МПа, это можно объяснить увеличением объемных потерь из-за роста p_в.

При быстром уменьшении частоты вращения вентиляторов происходит резкое снижение давления p_в до величины 0,5...1,5 МПа, что значительно ниже значения p_в ~ 5,0 МПа на установившемся режиме. В этот же момент происходит скачок низкого давления (p_н) до 2,5...5,6 МПа. Все это свидетельствует о том, что в силу инерционно-

сти 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.

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

№ п/п	$t_m, \text{ } ^\circ\text{C}$	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

Остановки двигателя производились при различных начальных частотах вращения вентиляторов ($n_{вент}$) и частотах вращения вала двигателя ($n_{дв}$) 2000...2500 мин^{-1} ; 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 .

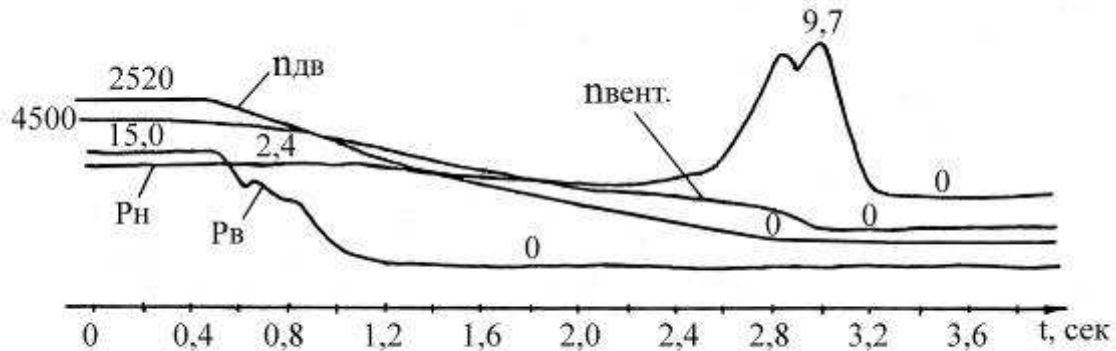


Рисунок 4 – Изменения параметров в ГОП вентиляторов при остановке двигателя (значения p_v и p_n приведены в МПа, а $n_{дв}$ и $n_{вент}$ в $мин^{-1}$)

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
	$мин^{-1}$		$^{\circ}C$	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	-

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 .

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

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 ⁻¹		°С	МПа			МПа	
1	2000	1100	98...104	2,2	3,3	Обычный	Плавно снижается до 0	
2	2000	2000		2,25	7,2			
3	2000	3000		2,25	10,2			
4	2000	4200		2,25	15,3			
5	2500	2000		2,25	7,2		Плавно снижается до 0	
6	2500	3000		2,25	10,5			
7	2500	5000		2,25	20,0			
8	2700	3000		2,25	10,5			
9	2700	4000		2,25	14,7		3,75	1,5
10	2700	5000		2,0	21,0		Плавно снижается до 0	
11	2000	2000		2,0	7,2	Срабатывание МОД	Плавно снижается до 0	8,7
12	2000	3000		2,25	9,9		Плавно снижается до 0	11,4
13	2000	4000		2,0	14,7		3,8	16,5
14	2500	2000		2,25	6,9		Плавно снижается до 0	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	

Независимо от метода остановки двигателя при частоте вращения вентиляторов до 3000 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.

При частотах вращения вентиляторов 4000...5000 мин⁻¹ 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⁻¹. 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.

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

№ п/п	$t_m, ^\circ C$	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

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 течении 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.

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 ко-

лебаний в магістралях високого і низкого тиску являються інерційні навантаження від обертових частин гідромоторів і вентиляторів, виникаючі при великих величинах кутових прискорень. Найбільш небезпечними з точки зору міцності агрегатів гідропривода і їх кавітаційної стійкості є падіння тиску до нуля в магістралі нагнетання при швидкому зниженні частоти обертання вентиляторів, супроводжується також перепадами тиску до 12,2 МПа в магістралі підпитки.

З метою покращення експлуатаційних характеристик гідропривода між магістралями встановлено перепусковий клапан, який при різкому зниженні частоти обертання вентиляторів відкривається в момент виниклої зворотної різниці тисків, забезпечує скидання масла з магістралі нагнетання в магістраль підпитки і, таким чином, згладжує динаміку коливань тиску.

Проведені експерименти підтвердили ефективність установки перепускового клапана; при зупинках двигача і швидкому зменшенні частоти обертання вентиляторів від максимальних значень до нуля тиск в магістралі нагнетання не опускався нижче 1,5 МПа, а пікове значення тиску не перевищувало 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. Prokof'ev i dr. Mashinostroitel'nyj gidroprivod, M., Mashinostroenie, 1978 g.

УДК.629.1.032.1.

Кудров В.М., Чучмарь І.Д., Возгрін Ю.В., Кузьмінський В.А., Лазурко О.В.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ГІДРООБ'ЄМНОМУ КЕРОВАНОМУ ПРИВОДІ ВЕНТИЛЯТОРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

В статті проведено дослідження динамічних процесів в магістралях підвищеного та низького тиску гідрооб'ємної передачі приводу вентиляторів з метою поліпшення експлуатаційних характеристик.

Kudrov W.M., Chuchmar I.D., Vozgrin Yu.V., Kuzminsky V.A., Lazurko A.V.

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.

Ковтонюк И.Б., Анипко О.Б.

ПОТРЕБНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ЛЕТАТЕЛЬНЫМ АППАРАТОМ С УЧЕТОМ ОТКЛОНЕНИЯ ТРАЕКТОРИИ ПОЛЕТА ОТ ЗАДАННОЙ

Актуальность и постановка задачи. Модернизация ранее выпускавшихся и разработка перспективных образцов авиационной техники требует решения проблемы обеспечения их устойчивости и управляемости при расширении эксплуатационной области режимов полета. Синтез средств обеспечения устойчивости и управляемости летательных аппаратов (ЛА) предполагает этап формирования требований к потребному управлению ЛА и решение задачи определения потребного управления ЛА при выполнении типовых задач [1,2]. В свою очередь, потребное отклонение рулей может быть однозначно получено только в том случае, если известны траектории ЛА на рассматриваемых режимах полета.

Однако, на практике реальная траектория полета ЛА отличается от заданной, и потребное управление должно также минимизировать (а в идеале и сводить к нулю) рассогласование между заданной и реальной траекторией ЛА.

Цель данной работы состоит в изложении подхода к определению потребного управления ЛА, который учитывает отклонение траектории полета ЛА от заданной. Потребное управление рассмотрено для задачи перехвата и уничтожения воздушной цели, что является одной из главных задач, решаемых во время ведения воздушного боя. Подход основан на использовании совместно с уравнениями движения ЛА кинематических связей при наведении ЛА на воздушную цель.

Математическая модель. Запишем кинематические уравнения движения центра масс ЛА в нормальной земной системе координат:

$$\dot{X}_g = V_{xg} = V \cos \theta \cos \psi; \quad (1)$$

$$\dot{Y}_g = V_{yg} = V \sin \theta; \quad (2)$$

$$\dot{Z}_g = V_{zg} = -V \cos \theta \sin \psi, \quad (3)$$

где V – воздушная скорость ЛА; θ – угол наклона траектории; ψ – угол пути; X_g, Y_g, Z_g – координаты центра масс ЛА в нормальной земной системе координат.

Дополним систему уравнений (1–3) уравнением, описывающим скалярное произведение вектора скорости перехватчика \vec{V} и вектора \vec{l}_{AB} , точка приложения которого расположена в центре масс перехватчика A , а конец – в центре масс цели B (рис. 1):

$$\vec{l}_{AB} \vec{V} - l_{AB} V \cos \varepsilon = 0, \quad (4)$$

где ε – угол визирования перехватчика (рис. 1).

Выразим уравнение (4) в декартовых координатах:

$$\begin{aligned} & \dot{X}_g (X_g - X_{g_{ц}}) + \dot{Y}_g (Y_g - Y_{g_{ц}}) + \dot{Z}_g (Z_g - Z_{g_{ц}}) - \\ & - V \sqrt{(X_g - X_{g_{ц}})^2 + (Y_g - Y_{g_{ц}})^2 + (Z_g - Z_{g_{ц}})^2} \cos \varepsilon = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где $X_{g_{ц}}, Y_{g_{ц}}, Z_{g_{ц}}$ – координаты центра масс цели в нормальной земной системе координат.

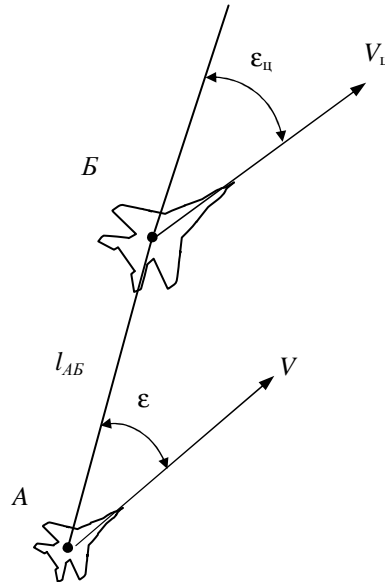


Рисунок 1

Добавим также к системе уравнений (1–3, 5) уравнение для скорости сближения $V_{сб}$ перехватчика с целью:

$$V_{сб} = V \cos \varepsilon + V_{ц} \cos \varepsilon_{ц}, \quad (6)$$

где $V_{ц}$ – воздушная скорость цели; $\varepsilon_{ц}$ – угол между вектором скорости цели $V_{ц}$ и направлением l_{AB} (рис. 1).

В процессе наведения параметры цели $X_{g_{ц}}, Y_{g_{ц}}, Z_{g_{ц}}, V_{ц}, \varepsilon_{ц}$ известны, а скорость сближения $V_{сб}$ будем считать заданной.

Пространственное движение ЛА представляется в виде суперпозиции движений в горизонтальной и вертикальной плоскости. Уравнения (1–3, 5–6) решаются в этих плоскостях отдельно. При рассмотрении движения в горизонтальной и вертикальной плоскостях уравнения (2) и (3) соответственно обращаются в тождественный ноль. Поэтому для каждой из плоскостей система уравнений состоит из четырех уравнений и содержит четыре неизвестных параметра: две координаты, угол и скорость полета V . После решения системы в одной из плоскостей для решения в оставшейся остаются неизвестными два параметра, что требует решения системы из двух уравнений. По полученным значениям координат может быть определена пространственная траектория ЛА (рис. 2).

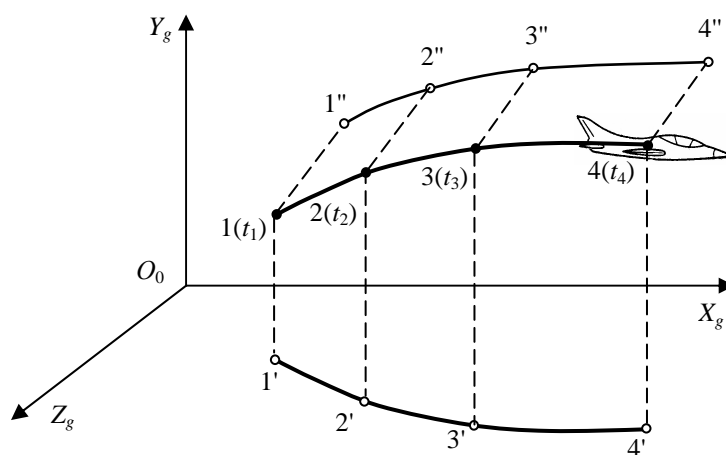


Рисунок 2 – Траектория полета ЛА и ее проекции на горизонтальную и вертикальную плоскость

Таким образом, рассматриваемую систему уравнений (1–3, 5–6) можем записать в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}_g = V_{xg} = V \cos \theta \cos \psi; \\ \dot{Y}_g = V_{yg} = V \sin \theta; \\ \dot{Z}_g = V_{zg} = -V \cos \theta \sin \psi; \\ V \cos \varepsilon + V_{ц} \cos \varepsilon_{ц} = V_{сб}; \\ V_{xg} (X_g - X_{gц}) + V_{yg} (Y_g - Y_{gц}) + V_{zg} (Z_g - Z_{gц}) - \\ - V \sqrt{(X_g - X_{gц})^2 + (Y_g - Y_{gц})^2 + (Z_g - Z_{gц})^2} \cos \varepsilon = 0. \end{array} \right. ; \quad (7)$$

Согласно [1] для определения требуемого управления дополним систему уравнений (7) уравнениями движения центра масс ЛА в форме перегрузок, кинематическими соотношениями для определения угловых скоростей ЛА в скоростной системе координат, уравнениями связи между угловыми скоростями в скоростной и связанной системах координат и уравнениями вращательного движения ЛА относительно центра масс. Получим систему уравнений для определения требуемого управления ЛА в следующем виде:

1. $\dot{X}_g = V_{xg} = V \cos \theta \cos \psi;$
2. $\dot{Y}_g = V_{yg} = V \sin \theta;$
3. $\dot{Z}_g = V_{zg} = -V \cos \theta \sin \psi;$
4. $V \cos \varepsilon + V_{ц} \cos \varepsilon_{ц} = V_{сб};$

$$\begin{aligned}
 & 5. V_{xg} (X_g - X_{gu}) + V_{yg} (Y_g - Y_{gu}) + V_{zg} (Z_g - Z_{gu}) - \\
 & -V \sqrt{(X_g - X_{gu})^2 + (Y_g - Y_{gu})^2 + (Z_g - Z_{gu})^2} \cos \varepsilon = 0; \\
 & 6. \dot{V} = g(n_{xa} - \sin \theta); \\
 & 7. \dot{\theta} = \frac{g}{V} (n_{ya} \cos \gamma_a - \cos \theta - n_{za} \sin \gamma_a); \\
 & 8. \dot{\psi} = -\frac{g}{V \cos \theta} (n_{ya} \sin \gamma_a + n_{za} \cos \gamma_a); \tag{8} \\
 & 9. \omega_{xa} = \dot{\gamma}_a + \dot{\psi} \sin \theta; \\
 & 10. \omega_{ya} = \dot{\psi} \cos \gamma_a \cos \theta + \dot{\theta} \sin \gamma_a; \\
 & 11. \omega_{za} = \dot{\theta} \cos \gamma_a - \dot{\psi} \cos \theta \sin \gamma_a; \\
 & 12. \omega_x = \omega_{xa} \cos \alpha \cos \beta + \omega_{ya} \sin \alpha - \omega_{za} \cos \alpha \sin \beta + \dot{\beta} \sin \alpha; \\
 & 13. \omega_y = -\omega_{xa} \sin \alpha \cos \beta + \omega_{ya} \cos \alpha + \omega_{za} \sin \alpha \sin \beta + \dot{\beta} \cos \alpha; \\
 & 14. \omega_z = \omega_{xa} \sin \beta + \omega_{za} \cos \beta + \dot{\alpha}; \\
 & 15. I_x \dot{\omega}_x + (I_z - I_y) \omega_y \omega_z + I_{xy} (\omega_x \omega_z - \dot{\omega}_y) = (m_x^\beta \beta + m_x^{\omega_x} \omega_x + m_x^{\omega_y} \omega_y + m_x^{\delta_3} \delta_3 + \\
 & \quad + m_x^{\delta_H} \delta_H) qSl; \\
 & 16. I_y \dot{\omega}_y + (I_x - I_z) \omega_x \omega_z - I_{xy} (\omega_y \omega_z + \dot{\omega}_x) = (m_y^\beta \beta + m_y^{\omega_x} \omega_x + m_y^{\omega_y} \omega_y + m_y^{\delta_3} \delta_3 + \\
 & \quad + m_y^{\delta_H} \delta_H) qSl; \\
 & 17. I_z \dot{\omega}_z + (I_y - I_x) \omega_x \omega_y + I_{xy} (\omega_y^2 - \omega_x^2) = (m_z^\alpha \alpha + m_z^{\dot{\alpha}} \dot{\alpha} + m_z^{\omega_z} \omega_z + m_z^{\varphi_{ct}} \varphi_{ct}) qSb_a,
 \end{aligned}$$

где n_{xa} – тангенциальная перегрузка; n_{ya} – нормальная скоростная перегрузка; n_{za} – боковая перегрузка; ω_x – скорость крена; ω_y – скорость рыскания; ω_z – скорость тангажа; $\omega_{xa}, \omega_{ya}, \omega_{za}$ – составляющие угловой скорости ЛА $\bar{\omega}$ по осям скоростной системы координат; α – угол атаки ЛА; β – угол скольжения ЛА; q – скоростной напор; m_x – коэффициент момента крена; m_y – коэффициент момента рыскания; m_z – коэффициент момента тангажа; δ_H – угол отклонения руля направления; δ_3 – угол отклонения элеронов; φ_{ct} – угол отклонения стабилизатора; b_a – средняя аэродинамическая хорда крыла ЛА; I_x, I_y, I_z – моменты инерции ЛА относительно осей связанной системы координат; I_{xy} – центробежный момент инерции; l – размах крыла; S – площадь крыла с подфюзеляжной частью.

Полученная система уравнений (8) может быть решена при известных начальных условиях. Значения координат перехватчика на каждом последующем шаге по времени могут быть получены путем интегрирования первых трех уравнений системы (8). Для интегрирования могут быть использованы различные численные методы, например метод Эйлера или Рунге-Кутты. При интегрировании методом Эйлера можем записать:

$$\begin{aligned} X_{g_{i+1}} &= X_{g_i} + V_{Xg_i} \Delta t; \\ Y_{g_{i+1}} &= Y_{g_i} + V_{Yg_i} \Delta t; \\ Z_{g_{i+1}} &= Z_{g_i} + V_{Zg_i} \Delta t, \end{aligned} \quad (9)$$

где $X_{g_i}, Y_{g_i}, Z_{g_i}$ – координаты перехватчика на i -том шаге по времени; $V_{Xg_i}, V_{Yg_i}, V_{Zg_i}$ – составляющие скорости перехватчика на i -том шаге по времени; Δt – шаг интегрирования по времени.

Затем из четвертого уравнения системы определяется скорость перехватчика:

$$V = \frac{V_{сб} - V_{ц} \cos \epsilon_{ц}}{\cos \epsilon}. \quad (10)$$

Далее определяются угол наклона траектории θ и угол пути ψ . По известным углам θ и ψ из первых трех уравнений системы (8) определяются проекции скорости $V_{x_g}, V_{y_g}, V_{z_g}$. Далее находятся перегрузки n_{xa}, n_{ya}, n_{za} , угол крена γ , угловые скорости $\omega_{xa}, \omega_{ya}, \omega_{za}, \omega_x, \omega_y, \omega_z$ и, наконец, потребные отклонения органов управления $\delta_3, \delta_n, \delta_{ст}$. На следующем шаге по времени процедура повторяется снова.

Найденная в результате решения первых пяти уравнений системы (8) траектория полета ЛА является заданной. Реальная траектория отличается от заданной. Обозначим через $\delta X_g, \delta Y_g, \delta Z_g, \delta V, \delta \theta, \delta \psi$ разницу между параметрами заданной и реальной траекторий полета. Тогда можем записать:

$$\begin{aligned} X_g - X_{g3} &= \delta X_g; \\ Y_g - Y_{g3} &= \delta Y_g; \\ Z_g - Z_{g3} &= \delta Z_g; \\ V - V_3 &= \delta V; \\ \theta - \theta_3 &= \delta \theta; \\ \psi - \psi_3 &= \delta \psi, \end{aligned} \quad (11)$$

где индексом "3" обозначены заданные значения параметров.

С учетом (11) параметры, входящие в систему уравнений (8) можем представить в виде

$$\begin{aligned} X_g &= X_{g3} + \delta X_g; \\ Y_g &= Y_{g3} + \delta Y_g; \\ Z_g &= Z_{g3} + \delta Z_g; \\ V &= V_3 + \delta V; \\ \theta &= \theta_3 + \delta \theta; \\ \psi &= \psi_3 + \delta \psi. \end{aligned} \quad (12)$$

Таким образом, если использовать представление (12), то определенное в результате решения системы уравнений (8) требуемое управление будет учитывать отклонение траектории и параметров полета от заданных. Задачей управления, кроме поддержания заданной траектории, будет являться также сведение к минимуму рассогласования между реальными и заданными параметрами полета.

Предельные отклонения координат $\delta X_{g \text{ макс доп}}$, $\delta Y_{g \text{ макс доп}}$, $\delta Z_{g \text{ макс доп}}$ и скорости $\delta V_{\text{макс доп}}$ перехватчика в уравнениях (11) являются нормируемыми величинами. Величины отклонений остальных параметров определяются в процессе решения уравнений системы (8) по известным δX_g , δY_g , δZ_g , δV , $\delta \theta$, $\delta \psi$.

Выводы. В работе разработана математическая модель пространственного движения ЛА, позволяющая определять требуемое управление и дополнительные отклонения органов управления для минимизации рассогласования между реальной траекторией полета ЛА и заданной.

Литература

1. Ковтонюк И.Б., Анипко О.Б. Требуемое управление при синтезе средств обеспечения устойчивости и управляемости летательного аппарата // Интегровані технології та енергозбереження. Щоквартальний науково-практичний журнал. – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – 2009. – №2. – с. 153–158.

2. Ковтонюк И.Б., Анипко О.Б. Подход к синтезу средств обеспечения устойчивости и управляемости летательных аппаратов // Новітні технології – для захисту повітряного простору. Тези доповідей П'ятої наукової конференції Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба. – Харків: Харківський університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба. – 2009. – с. 39–40.

Bibliography (transliterated)

1. Kovtonjuk I.B., Anipko O.B. Potrebnoe upravlenie pri sinteze sredstv obespechenija ustojchivosti i upravljaemosti letatel'nogo apparata // Integrovani tehnologii ta energozberezhennja. Shhokvartal'nij naukovo-praktichnij zhurnal. – Harkiv: Nacional'nij tehnicnij universitet «Harkivs'kij politehnicnij institut». – 2009. – #2. – p. 153–158.

2. Kovtonjuk I.B., Anipko O.B. Podhod k sintezu sredstv obespechenija ustojchivosti i upravljaemosti letatel'nyh apparatov // Novitni tehnologii – dlja zahistu povitrjanogo prostoru. Tezi dopovidej P'jatoї naukovoї konferencії Harkivs'kogo univer-sitetu Povitrjanih Sil imeni Ivana Kozheduba. – Harkiv: Harkivs'kij universitet Povi-trjanih Sil imeni Ivana Kozheduba. – 2009. – p. 39–40.

УДК 629.7.001

Ковтонюк І.Б., Аніпко О.Б.

ПОТРІБНЕ УПРАВЛІННЯ ЛІТАЛЬНИМ АПАРАТОМ З УРАХУВАННЯМ ВІДХИЛЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ ПОЛЬОТУ ВІД ЗАДАНОЇ

Пропонується підхід до визначення потрібного керування ЛА, який враховує відхилення траєкторії польоту ЛА від заданої. Потрібне керування розглянуто для задачі перехоплення повітряної цілі, яка рухається.

Kovtonyuk I.B., Anipko O.B.

**REQUIRED CONTROL OF AIRCRAFT TAKING INTO ACCOUNT
A DEVIATION TRAJECTORY OF FLIGHT FROM SETTING**

Offered approach to determination of required control of LA, which takes into account deviation of trajectory of flight of LA from setting. A required control is considered for the task of intercept of air purpose which moves.

Рассоха А.Н., Черкашина А.Н.

**ВЛИЯНИЕ АРМИРУЮЩЕГО НАПОЛНИТЕЛЯ НА СВОЙСТВА
ФУРАНО-ЭПОКСИДНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Фурано-эпоксидные композиционные материалы (ПКМ), обладая комплексом ценных прочностных, технологических и эксплуатационных свойств, находят применения в качестве защитных антикоррозионных материалов в различных отраслях индустрии [1], полимермастик, полимербетонов и др. [2]. С целью улучшения некоторых свойств композитов (например, стойкости к действию ударных нагрузок) в состав полимерной системы вводят армирующий наполнитель. При этом возникает ряд технологических трудностей при формировании оптимальной структуры композита с армирующим ингредиентом.

Представляло интерес исследовать влияние армирующего наполнителя на некоторые свойства фурано-эпоксидных композиционных систем с целью выбора оптимального состава полимерного связующего, обеспечивающего проектирование композитов с требуемым уровнем эксплуатационных свойств. В качестве объекта сравнения выбраны дисперсные наполнители, широко применяемые в инженерном полимерном материаловедении.

В качестве объектов исследования использовали фурано-эпоксидный реакционноспособный олигомер (PCO), представляющий собой продукт термомеханического совмещения фурфуролацетонового мономера марки ФАМ и эпоксидианового олигомера марки ЭД-20 при различном массовом соотношении компонентов (ФАЭД). Модификаторами PCO служили: каменноугольная смола (КУС), низкомолекулярный полиизобутилен (НМПИБ), госсиполовая смола (ГС), битум (БН). Структурирующим агентом выбран аминифенольный отвердитель марки Агидол АФ-2 в количестве, обеспечивающим максимальную прочность исследуемых фурано-эпоксидных материалов. В качестве наполнителей использовались стекловолокно (СВ), кварцевый песок (КП), каолин (КН), периклаз (ПК). Полимерными модификаторами поверхности наполнителей выбраны некоторые поливинилацетаты: поливинилбутираль (ПВБ), поливинилбутиральфурфураль (ПВБФ).

Оценка показателей смачивания и растекания PCO осуществлялась по известной лабораторной методике [3], основанной на измерении усилия смачивания при контакте в течение 30 мин вертикально расположенной пробы (длиной 0,1 м), сформированной из плотно уложенных в ряд стеклянных моноплитов, с поверхностью исследуемого связующего – ФАМ, ФАЭД-20(20), ФАЭД-50(20) и усилия отрыва при отделении пробы от поверхности PCO. Адгезионную прочность в системе «связующее – СВ» определяли в соответствии с методикой работы [4]. Количество параллельных опытов на одну экспериментальную точку – 10–12.

Определяли комплекс показателей: динамический краевой угол смачивания θ , кинетическую высоту менискообразования H , скорость смачивания $v_{см}$, скорость растекания v_p , динамическую работу растекания W , работу адгезии W_a , энергию смачивания W_3 , коэффициент растекания по Гаркинсу W_p , свободную энергию адгезии ΔG , энергию когезии W_k .

Оценка оптимальной длины СВ l_{opt} для фурано-эпоксидных ПКМ осуществлялась с учетом двух факторов: критической длины волокна l_c , обеспечивающей передачу

напряжения на СВ и технологичностью формирования композитов. При этом принимался тот факт, что структуру анализируемого СВ можно представить состоящей из отдельных звеньев, длина которых равна статистически определяемому расстоянию между дефектами волокна. Критическая длина СВ l_c должна быть меньше расстояния между дефектами.

Критическую длину волокна l_c при известном диаметре d (в нашем случае – 10 мкм), разрушающем напряжении при растяжении СВ $\sigma_f=3,4$ ГПа [5] и экспериментально определяемом разрушающем напряжении при сдвиге на границе раздела «СВ-фурано-эпоксидная матрица» τ_i (для исследованных систем: 9,5–26,7 МПа) можно оценить из соотношения [4]:

$$l_c = \frac{d \cdot \sigma_f}{2\tau_i}.$$

При этом l_c для исследованных фурано-эпоксидных ПКМ составляет 0,65–1,8 мм. Для полной передачи напряжения на СВ длина волокон в коротковолокнистых композитах должна быть значительно (не менее чем в 10–100 раз) больше l_c [6], т.е. 6,5–65 мм.

С технологической точки зрения (обеспечения необходимой текучести композиции, формирования оптимальной, монолитной структуры) длина СВ не должна превышать, как правило, 10 мм. l_c в значительной мере зависит от характера и уровня взаимодействия в системе «фурано-эпоксидная матрица-СВ» и может целенаправленно регулироваться варьированием соотношения поверхностной энергии СВ (изменяется в результате модификации поверхности СВ полиацетальями – ПВБ, ПВБФ и др.) и поверхностного натяжения жидкой матрицы на основе ФАЭД (изменяется путем введения модификаторов – КУС, БН, НМПИБ и др.) перед стадией совмещения ингредиентов при формировании композита. При этом l_c повышается в среднем на 35–40 %.

Поэтому l_{onm} стекловолокна для исследованных фурано-эпоксидных композитов в среднем составляет 10 мм.

Величина критического объема V_c стекловолокна в фурано-эпоксидных ПКМ (с учетом определяемого параметра, характеризующего текучесть полимерной матрицы σ_{mm}) на основе ФАЭД (при l_{onm} и $10 l_{onm}$), оцениваемая из соотношения:

$$V_c = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_f}{\sigma_f - \sigma_{mm}} \left(1 - \frac{l_c}{l}\right)},$$

находится на уровне 0,73–0,75 масс. доли.

В табл. 1–2 приведены опытные данные по смачиванию и растеканию исследованных РСО на поверхности СВ и оценочные характеристики энергетических параметров этих процессов.

Таблица 1 – Параметры смачивания и растекания

Связующее	σ , мН/м	Θ , град	H , м	v_{cm} , град/с	v_p , 10^{-6} м/с	W , 10^{-6} Дж
ФАМ	66,42	20,2	0,0115	0,0112	6,3889	3,857
ФАЭД-20(20)	64,67	24,5	0,0107	0,0136	5,9444	3,595
ФАЭД-50(20)	54,30	33,2	0,0095	0,0184	5,2778	2,267

Таблица 2 – Энергетические параметры смачивания и растекания, Н/м

Связующее	W_a	W_s	W_p	ΔG	W_k
ФАМ	128,75	62,33	-4,69	-128,75	132,84
ФАЭД-20(20)	123,52	58,85	-5,82	-123,52	129,34
ФАЭД-50(20)	111,93	50,93	-9,95	-111,93	108,6

Для всех исследованных фурановых (мономер ФАМ) и фурано-эпоксидных – ФАЭД-20(20), ФАЭД-50(20) – связующих наблюдается самопроизвольное растекание РСО по поверхности волокнистого наполнителя ($W_p < 0$). При этом скорость растекания v_p связующего на поверхности СВ с увеличением содержания эпоксидного компонента в РСО несколько снижается, например для ФАЭД-50(20) в среднем на 20 %.

Определение адгезионной прочности при равномерном сдвиге (касательных напряжений) τ_i в системе «СВ-полимерная матрица» (табл. 3) для исследованных систем свидетельствует о высоком уровне прочности адгезионного контакта для систем на основе ФАЭД, который можно целенаправленно регулировать, модифицируя поверхность СВ модификаторами (полиацеталями), выполняющих функцию аппретирующего агента. При этом, учитывая, что $\tau_i \cong \sigma_{mm} / \sqrt{3}$, можно оценить параметр, характеризующий текучесть матрицы на основе ФАЭД σ_{mm} (МПа), который находится для исследованных полимерных систем в пределах 5,5–15,4 МПа (табл. 3).

Таблица 3 – Адгезионная прочность при сдвиге в системе «СВ – связующее»

Связующее	Модификатор-аппрет	τ_i , МПа	σ_{mm} , МПа	$K_{одн}$
ФАМ + АФ-2	–	9,5	5,48	0,58
ФАМ + АФ-2	ПВБ	11,8	6,81	0,62
ФАМ + АФ-2	ПВБФ	12,5	7,22	0,65
ФАЭД-20(20) + АФ-2	–	15,7	9,06	0,70
ФАЭД-50(20) + АФ-2	–	21,4	12,36	0,75
ФАЭД-50(20) + АФ-2	ПВБ	25,5	14,72	0,78
ФАЭД-50(20) + АФ-2	ПВБФ	26,7	15,41	0,81

Примечание: режим структурирования связующего: 20 °С – 24 ч, 60 °С – 2 ч, 80 °С – 4 ч; $K_{одн}$ – коэффициент однородности системы, определяемый по результатам статистического анализа.

На основании анализа данных адгезионной прочности при равномерном сдвиге в системе «СВ - композиция на основе ФАЭД» (табл. 3) в первом приближении проведена оценка вклада вида взаимодействия (химического, физико-химического α и механического β) на уровень прочности адгезионного контакта τ_i . Химический и физико-химический характер взаимодействия оценивали по разнице между параметром растворимости СВ δ_{cm} и полимерной матрицы δ_m , механический – за счет сил трения, обу-

словленний шероховатістю поверхності СВ, визначеною на основі аналізу мікрофотографій поверхні аналізованого СВ. В результаті аналізу отримана кореляційна залежність (коефіцієнт кореляції 0,81) лінійного типу $\tau_i = 258,5 \cdot \alpha + 2,75 \cdot \beta - 5,48$, що характеризує вплив хімічного та фізико-хімічного взаємодія на величину касательних напружень на границі розділу «СВ – композиція на основі ФАЕД» (параметр α в 103,8 рази вище параметра β).

Кількісно для досліджуваних полімерних систем рівень адгезійного взаємодія на границі розділу фаз «СВ-полімерна матриця» можна визначити, використовуючи аналітичну залежність $\tau_i = c \cdot \sigma_f \cdot \sqrt{G_m / E_e}$, де c – коефіцієнт, що характеризує рівень адгезійного взаємодія (максимальне значення $c = 1$), G_m – модуль сдвига матриці, МПа, E_e – модуль пружності СВ = 72,4 ГПа, σ_f – міцність СВ = 3,4 ГПа. Для фуранових композиційних матеріалів (зв'язуюче ФАМ+АФ-2) c знаходиться в межах 0,024–0,032, для фурано-епоксидних полімерних систем (ФАЕД-20 +АФ-2) в інтервалі 0,042–0,051; (ФАЕД-50 +АФ-2) – 0,066–0,068. Модифікація поверхні СВ поліацеталами, як правило, призводить до збільшення параметра c на 50–80 %, т.е. в разі систем ФАЕД-50 + АФ-2 параметр рівня адгезійного взаємодія c становить 0,063–0,092. Во всіх розглянутих варіантах значення параметра c значно менше 1, що свідчить про недостатньо високому рівні адгезійного взаємодія на границі розділу «композиція на основі ФАМ (ФАЕД) – СВ».

Введення в склад фурано-епоксидних композитів коротковолокнистого озброюючого наповнювача (до 5 мас. %), як правило, збільшує стійкість ПКМ до ударних навантажень (ударну в'язкість) в 2–6 разів, досягаючи значень 15–22 кДж/м².

Фурано-епоксидний композиційний матеріал, що містить дисперсний або волокнистий наповнювач, при експлуатації повинен бути монолітним, герметичним (відсутність порушення зв'язу на границі розділу фаз при деформуванні полімерного композита) і забезпечувати міцність конструкції в час тривалого часу. Тому до вибору інгредієнтів фурано-епоксидних композитів необхідно підходити з позицій аналізу їх спільного функціонування при механічному навантаженні і забезпеченні монолітності композитів при експлуатації.

Незалежно від виду механічного навантаження умови (критерії) монолітності і фізико-механічної сумісності наповнювача і полімерного зв'язуючого мають вигляд [7]:

$$\frac{E_m}{E_f} \geq 0,06; \quad \frac{\sigma_m}{\sigma_f} \geq 0,06; \quad \frac{\tau_m}{\sigma_f} \geq 0,04,$$

де E , σ , τ – відповідно модуль пружності (МПа), руйнівне напруження при стисненні (МПа) полімерної матриці – ФАЕД-50(20)+АФ-2 і наповнювача – КП, КН, ПК, СВ, а також адгезійна міцність при рівномірному сдвігу, МПа.

При одночасному механічному навантаженні і нагріванні ПКМ до температури T (в розглядаємих варіантах до $80\text{ }^{\circ}\text{C}$) в критеріях монолітності учитуються коефіцієнт лінійного термічного розширення фурано-епоксидної матриці α_m і дисперсного і волокнистого наповнювача α_f :

$$\frac{E_m}{E_f} \geq \frac{0,064}{1 - 1,2 \cdot T (\alpha_m - 2,33 \cdot \alpha_f)} \quad (\text{для досліджуваних композитів} - 0,065 - 0,067);$$

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_f} \geq 0,06 - \frac{(\alpha_m - 2,33 \cdot \alpha_f) \cdot E_m \cdot T}{\sigma_f} \quad (\text{в даному випадку} - 0,058 - 0,059);$$

$$\frac{\tau_m}{\sigma_f} \geq 0,04 + \frac{0,06 \cdot (\alpha_m - 2,33 \cdot \alpha_f) \cdot T \cdot E_m}{\sigma_f} \quad (\text{в аналізованих випадках} - 0,041 - 0,043).$$

Виконання приведених умов по монолітності при раціональному співвідношенні еластично-міцнісних властивостей матриці і наповнювача є обов'язковим для отримання високоміцних і герметичних композитів (табл. 4). Удельний внесок (коефіцієнти значимості) параметрів E_m , σ_m , τ_m в властивості композита неодинаковий.

Таблиця 4 – Параметри монолітності досліджуваних систем

Композит	Значення критеріального параметра		
	E_m/E_f	σ_m/σ_f	τ_m/σ_f
ФАЭД-50(20)+АФ-2+КП	0,054	0,151	0,049
ФАЭД-50(20)+АФ-2+КН	0,104	0,533	0,173
ФАЭД-50(20)+АФ-2+ПК	0,039	0,094	0,031
ФАЭД-50(20)+АФ-2+СВ	0,037	0,023	0,007

Аналіз отриманих даних (табл. 4) показав, що вимоги до властивостей полімерних матриць, виходячи з критерію монолітності матеріала, для деяких систем і видів впливу в певній ступені перевищують рівень властивостей розроблених фурано-епоксидних систем. Це характерно для багатьох промислових густосетчатих полімерних матриць [8]. Практично повністю критеріям монолітності і герметичності відповідає система ФАЭД-50(20)+АФ-2+КН, не витримує пред'являються вимоги композит ФАЭД-50(20)+АФ-2+СВ. Решта досліджені системи на основі ФАЭД-50(20) – наповнювачі КП і ПК – частково (по деяким критеріям) відповідають пред'являемым вимогам по монолітності і герметичності. Крім того, реалізувати «ідеальні» критерії ускладнено через технологічні причини – не забезпечується необхідний рівень міцності міжфазного шару і рівномірність

распределения значения этого параметра по поверхности структурного элемента наполнителя.

Таким образом, в результате проведенных исследований установлено, что введение в состав фурано-эпоксидных ПКМ армирующего наполнителя (СВ) повышает уровень прочностных свойств. При этом существенное влияние на характер взаимодействия в системе «связующее – СВ» оказывает модифицирование полимерного связующего (ФАЭД) и поверхности СВ исследованными модифицирующими агентами.

Литература

1. Гончаров В.Н., Рассоха А.Н., Шашора Л.Д. Исследование теплостойких антикоррозионных покрытий на основе фурано-эпоксидных полимеров // Нефтяная и газовая промышленность.– 1991, № 4, с. 36–38.
2. Михайлов К.В., Патуроев В.В., Крайс Р. Полимербетоны и конструкции на их основе.– М.: Стройиздат, 1989.– 345 с.
3. Киселев В.И., Удачин О.В., Сафрыгина И.А. Оценка показателей смачивания и растекания // Химическая промышленность. Сер.: Стеклопластик и стеклопластики.– М.: НИИТЭХИМ.– 1991.– Вып. 1.– С.18–20.
4. Горбаткина Ю.А. Адгезионная прочность в системах полимер – волокно.– М.: Химия, 1987.– 192 с.
5. Наполнители для полимерных композиционных материалов: Справочное пособие; Пер. с англ./Под ред. П.Г. Бабаевского. – М.: Химия, 1981.– 736 с.
6. Промышленные полимерные композиционные материалы. Пер с англ./ Под ред. П.Г. Бабаевского.– М.: Химия, 1980.– 472 с.
7. Трофимов Н.Н., Канович М.З Основы создания полимерных композитов.– М.: Наука, 1999.– 540 с.
8. Михайлин Ю.А. Термоустойчивые полимеры и полимерные материалы.– С.-Петербург: Изд. Профессия, 2006.– 490 с.

Bibliography (transliterated)

1. Goncharov V.N., Rassoha A.N., Shashora L.D. Issledovanie teplostojkih anti-korroziionnyh pokrytij na osnove furano-jepoksidnyh polimerov Neftjanaja i gazovaja promyshlennost'.– 1991, # 4, p. 36–38.
2. Mihajlov K.V., Paturоеv V.V., Krajs R. Polimerbetony i konstrukcii na ih osnove.– М.: Strojizdat, 1989.– 345 p.
3. Kiselev V.I., Udachin O.V., Safrygina I.A. Ocenka pokazatelej smachivanija i rastekanija Himicheskaja promyshlennost'. Ser.: Stekljannoe volokno i stekloplastiki.– М.: НИИТЭХИМ.– 1991.– Вып. 1.– p.18–20.
4. Gorbatkina Ju.A. Adgezionnaja prochnost' v sistemah polimer – volokno.– М.: Himija, 1987.– 192 p.
5. Napolniteli dlja polimernyh kompozicionnyh materialov: Spravochnoe po-sobie; Per. s angl. Pod red. P.G. Babaevskogo. – М.: Himija, 1981.– 736 p.

6. Promyshlennye polimernye kompozicionnye materialy. Per s angl. Pod red. P.G. Babaevskogo.– M.: Himija, 1980.– 472 p.

7. Trofimov N.N., Kanovich M.Z Osnovy sozdanija polimernyh kompozitov.– M.: Nauka, 1999.– 540 p.

8. Mihajlin Ju.A. Termoustojchivye polimery i polimernye materialy.– S.-Peterburg: Izd. Professija, 2006.– 490 p.

УДК 678.5

Рассоха О.М., Черкашина Г.М.

**ВПЛИВ АРМУЮЧОГО НАПОВНЮВАЧА НА ВЛАСТИВОСТІ
ФУРАНО-ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ**

В роботі проаналізовано вплив армуючого наповнювача (скловолокна) на деякі властивості фураноз-епоксидних композиційних матеріалів

УДК: 621.31

Качан Ю.Г., Николенко А.В., Кузнецов В.В.

**ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ
В УСЛОВИЯХ НЕКАЧЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ**

Постановка проблемы. Тематикой исследований авторов является энергетическая эффективность асинхронного двигателя (АД), работающего в условиях некачественной электроэнергии. Так как серьезные теоретические разработки возможны, в настоящее время, только при наличии адекватной математической модели, описывающей процессы в АД с учетом реальных изменений питающего напряжения, предложен математический аналог двигателя [1], позволяющий анализировать статические и динамические процессы в его электромеханической системе при несинусоидальном и несимметричном питании статора.

Данная статья посвящена оценке адекватности указанной модели по результатам промышленного эксперимента. При этом использованы осциллограммы токов и напряжений асинхронного двигателя (тип АИРХМ132М4УЗ, 11 кВт), работающего в составе электропривода дробилки на ООО НПИК «Коралл Инвест Технологии», г. Днепропетровск. Указанный двигатель питается от цеховой сети к трансформаторной подстанции которой подключен мощный тиристорный преобразователь частоты.

Состояние вопроса. Как правило, исследователи разделяют задачи моделирования переходных процессов и анализа энергетического состояния асинхронных машин. При анализе энергетических показателей, таких как коэффициент полезного действия (КПД), коэффициент мощности и других, пользуются стандартной схемой замещения АД, составленной при допущении об идеальной форме питающего напряжения [2]. Игнорирование симметрии и синусоидальности последнего приводит к необходимости использования метода симметричных составляющих и спектрального анализа.

Предложенная модель, позволяющая анализировать как переходные процессы, так и установившиеся режимы работы рассматриваемых электрических машин, основана на анализе мгновенных значений питающего напряжения с использованием пространственно-временных комплексов (ПВК). При этом она одновременно описывает две категории параметров – во-первых, временные изменения тока статора, момента и скорости при произвольной форме питающего напряжения, их спектральные характеристики, во-вторых, энергетические показатели (КПД, коэффициент мощности, суммарные потери).

Условия эксперимента. В качестве исследуемого объекта использован асинхронный трехфазный двигатель, параметры которого приведены в табл. 1. При этом необходимые для анализа электрические величины измерялись с помощью компьютеризированного диагностического комплекса «СКПЭП», предоставленного фирмой ООО НПП «ЦЭД». В состав последнего входят датчики тока и напряжения фирмы LEM (Швейцария), работающие на основе эффекта Холла, погрешность которых составляет 0,01 %. Измерение скорости осуществлялось тахогенератором типа ТМГ-30. Использован также модуль АЦП фирмы L-Card (Россия), имеющий следующие параметры: количество каналов – 16 дифференциальных, 32 с общей землей; разрядность – 12 бит; время преобразования – 1,7 мкс; максимальная частота дискретизации – 200 кГц.

Таблица 1 – Паспортные данные исследуемого двигателя

Параметр	Ед. изм.	Значение
Номинальная мощность	кВт	11
Ток статора	А	22
Частота вращения	об/мин	1450
КПД	%	91
cosφ	о.е.	0,85

В процессе эксперимента был организован доступ к нулевой точке двигателя, и, таким образом, сняты осциллограммы фазных токов и напряжений. Измерение активных сопротивлений обмоток показало их симметричность и соответствие паспортному значению. Нагрузка на валу АД имела случайный характер и изменялась в широком диапазоне: 2,3 кВт – 12,8 кВт (0,21–1,16 $P_{ном}$).

Изложение результатов исследований. Предварительный анализ экспериментальных данных показал, что напряжение цеховой подстанции не только несинусоидально, но и, несимметрично, что объясняется, вероятнее всего, неравномерной нагрузкой фаз. В таком случае для сопоставления точности воспроизведения моделью искомым токам одновременно по всем трем фазам предпочтителен показатель, определяющий разность произведений проекций тока статора в осях α - β [3]:

$$\epsilon_i = I_{\alpha i} \cdot \hat{I}_\beta - I_{\beta i} \cdot \hat{I}_\alpha, \quad (1)$$

где $I_{\alpha i}, I_{\beta i}$ – проекции ПВК тока статора, измеренного на i -м шаге; $\hat{I}_\alpha, \hat{I}_\beta$ – те же величины, полученные по модели.

Прямой и обратный переход от мгновенных значений фазных величин к их комплексной записи и проекциям, использованный в модели, детально рассмотрен в [4]. В качестве критерия адекватности последней использовано относительное среднеквадратическое значение этой разницы за период:

$$\delta I = \frac{1}{I_{действ}} \sqrt{\frac{\epsilon_i^2}{N}}, \quad (2)$$

где N – количество измерений за период; $I_{действ}$ – действующее значение тока.

Массивы фазных напряжений, полученные экспериментально, были использованы в качестве входного воздействия исследуемой модели, при этом ее выходными параметрами являлись фазные токи. Сопоставление последних (рис. 1) показывает, что модель довольно точно отражает реальные процессы в АД. Относительная погрешность не превысила 2,4 %.

Основным же вопросом проведенных исследований являлось сопоставление указанных выше энергетических величин АД. Степень соответствия их прогноза действительным значениям устанавливалась на основании регрессионного анализа в соответствии с [5,6]. Результаты последнего показаны на рис. 2. Здесь диапазон изменения суммарных потерь составил 0,98–1,62 от их номинального значения вследствие проведенных в процессе эксперимента кратковременных перегрузок АД.

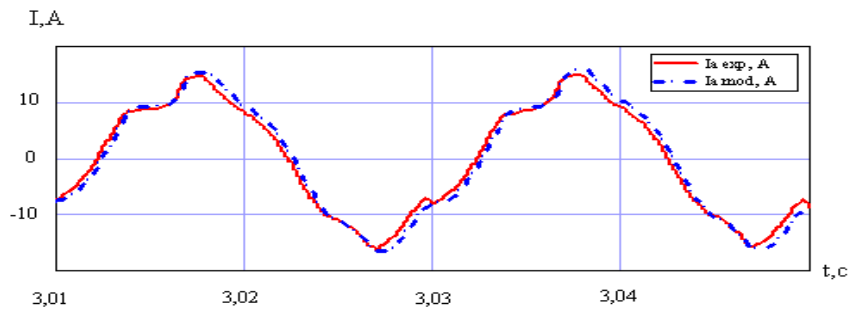


Рисунок 1 – Ток фазы «А», снятый экспериментально (сплошная линия) и полученный по модели (штрихпунктир)

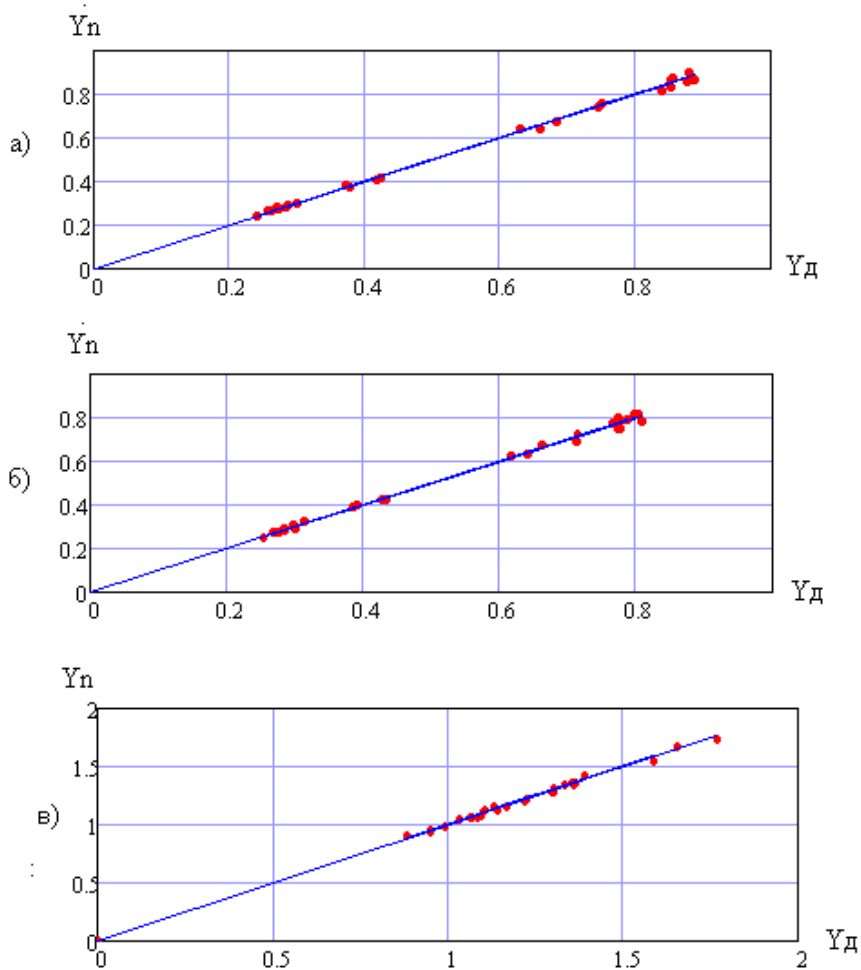


Рисунок 2 – Соответствие экспериментальных данных результатам моделирования:
а) КПД двигателя; б) коэффициент мощности; в) суммарные потери

Адекватность модели по каждому исследуемому каналу оценивалась известными статистическими методами в следующей последовательности [5]:

$$Y_n^* = a_0 + a_1 + Y_d, \quad (3)$$

где $a_0 = \bar{Y}_n - r_{Y_d Y_n} \sigma_{Y_n} / \sigma_{Y_d} \bar{Y}_d$; $a_1 = r_{Y_d Y_n} \sigma_{Y_n} / \sigma_{Y_d}$.

Здесь \bar{Y}_n, \bar{Y}_d – средние значения прогнозируемых и действительных значений; $r_{Y_d Y_n}$ – коэффициент корреляции между этими величинами; $\sigma_{Y_n}, \sigma_{Y_d}$ – среднеквадратичные отклонения. Указанные величины вычислялись по формулам:

$$r_{Y_d Y_n} = \frac{\sum_1^L (Y_d - \bar{Y}_d)(Y_n - \bar{Y}_n)}{L \sigma_{Y_d} \sigma_{Y_n}}, \quad (4)$$

$$\sigma_{Y_d} = \sqrt{\sum_1^L (Y_d - \bar{Y}_d)^2 / (L-1)}, \quad (5)$$

$$\sigma_{Y_n} = \sqrt{\sum_1^L (Y_n - \bar{Y}_n)^2 / (L-1)}, \quad (6)$$

где $L = 27$ – объем статистической выборки (количество проведенных замеров).

Среднеквадратическая абсолютная ошибка измерений определялась как:

$$\Delta Y_n = t_p \sigma_{Y_n}^*, \quad (7)$$

где t_p – коэффициент Стьюдента, определяемый по таблице соответствующего распределения [4] для заданной надежности и числа степеней свободы $k = L - 1$. В рассматриваемом случае надежность принималась $p = 0,05$. Здесь $\sigma_{Y_n}^*$ – остаточное среднеквадратичное отклонение, вычисляемое по формуле:

$$\sigma_{Y_n}^* = \sqrt{\sum_1^L (Y_n - Y_n^*)^2 / (L-1)}. \quad (8)$$

Среднеквадратическая относительная ошибка прогноза определялась следующим образом:

$$\delta_{Y_n} = |\Delta Y_n| / Y_{n \max} 100\%, \quad (9)$$

где $Y_{n \max}$ – наибольшее значение прогнозируемой величины.

Полученные результаты для всех моделируемых величин представлены в табл. 2.

Выводы. Полученные значения относительной среднеквадратической ошибки моделирования свидетельствуют о достаточной адекватности разработанной модели и возможности ее использования для задач вычислительных исследований энергетической эффективности АД.

Литература

1. Качан Ю.Г., Николенко А.В., Кузнецов В.В. Реализация модели асинхронного двигателя для условий некачественного питания //Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету.– 2009.– №3.– с. 56–58.
2. Качан Ю.Г., Николенко А.В., Кузнецов В.В. О моделях функционирования асинхронного двигателя в условиях некачественного питания // Гірнична електромеханіка та автоматика: науково-технічний збірник.– 2008.– Вип. 81.– с. 97–99.
3. Перельмутер В.М. Прямое управление моментом и током двигателей переменного тока.– Харьков: Основа, 2004.– 210 с.
4. Иванов-Смоленский А.В. Электрические машины.– М.:Энергия, 1980.– 820 с.
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976.– 183 с.
6. Ивоботенко Б.А., Ильинский Н.Ф., Копылов И.П. Планирование эксперимента в электромеханике. М.: Энергия. 1975.– 184 с.

Bibliography (transliterated)

1. Kachan Ju.G., Nikolenko A.V., Kuznecov V.V. Realizacija modeli asinhronnogo dvigatelja dlja uslovij nekachestvennogo pitaniya Visnik Kremenchuc'kogo derzhavnogo politehnicnogo universitetu.– 2009.– #3.– p. 56–58.
2. Kachan Ju.G., Nikolenko A.V., Kuznecov V.V. O modeljah funkcionirovanija asinhronnogo dvigatelja v uslovijah nekachestvennogo pitaniya Girnicna elektromehanika ta avtomatika: naukovo-tehnicnij zbirnik.– 2008.– Vip. 81.– p. 97–99.
3. Perel'muter V.M. Prjamoe upravlenie momentom i tokom dvigatelej pere-mennogo toka.– Har'kov: Osnova, 2004.– 210 p.
4. Ivanov-Smolenskij A.V. Jelektricheskie mashiny.– M.:Jenergija, 1980.– 820 p.
5. Adler Ju.P., Markova E.V., Granovskij Ju.V. Planirovanie jeksperimenta pri poiske optimal'nyh uslovij. – M.: Nauka, 1976.– 183 p.
6. Ivobotenko B.A., Il'inskij N.F., Kopylov I.P. Planirovanie jekspe-rimenta v jelek-tromehanike. M.: Jenergija. 1975.– 184 p.

УДК: 621.31

Качан Ю.Г., Николенко А.В., Кузнецов В.В.

**ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ
В УСЛОВИЯХ НЕКАЧЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ**

У статті дана оцінка адекватності математичної моделі асинхронного двигуна, що споживає неякісну електроенергію за результатами промислового експеримента. Розраховані середньоквадратичні абсолютні та відносні похибки прогнозу.

In the article is given estimation's adequacy of mathematical model of asynchronous engine, which consuming unquality electric power is based on result of industrial experiment. The middle quadratic absolute and relative errors of prognosis are expected.

УДК 665:664.3

Некрасов П.О.

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ МОЛЕКУЛЯРНОЇ ДИСТИЛЯЦІЇ ПРИ ОТРИМАННІ ЖИРІВ, ЗБАГАЧЕНИХ ДІАЦИЛГЛІЦЕРИНАМИ

На сьогоднішній день у світі прагнення до здорового способу життя набирає силу. Через збільшення витрат на медичну допомогу кожна людина стає усе більше зацікавленою у самостійній підтримці здоров'я. На цій хвилі світова харчова індустрія починає переорієнтовуватися на виробництво продуктів харчування з новими якостями, що позитивно впливають на фізіологічні процеси в організмі.

Функціональне харчування – найбільш перспективний підхід у рішенні глобальної задачі оздоровлення людини, оптимізації умов її життя. Функціональними є продукти, що містять компоненти, які спрямовано позитивно впливають на здоров'я та самопочуття, що перевершує ефект від традиційних харчових продуктів, або знижують ризик виникнення якого-небудь захворювання, причому цю властивість у розвинутих країнах прийнято декларувати на упаковці. Такі товари гармонійно поєднують у собі високі смакові якості, харчову цінність із позитивними функціональними властивостями. Головними видами останніх визнано: позитивний вплив на метаболізм різних субстратів (збереження енергетичного балансу, підтримка маси тіла, рівень глюкози, інсуліну та ін.), позитивна дія на серцево-судинну систему, фізіологію шлунково-кишкового тракту, стан кишкової мікрофлори та імунної системи в цілому. Важливо те, що харчові продукти функціонального спрямування призначені широкої аудиторії споживачів і можуть вживатися регулярно в складі нормального раціону харчування без яких-небудь особливих рекомендацій та обмежень.

Лідером в розробках продуктів функціонального харчування є Японія. Японія – єдина країна, яка в законодавчому порядку визначила функціональні продукти харчування, і японський ринок функціональних продуктів харчування зараз один з самих передових у світі. Хоча українське законодавство ще не передбачає подібних законів та нововведень, ринок продуктів функціонального харчування в Україні розширюється кожен день. На ньому існує імпортуємий асортимент жирових продуктів, збагачених поліненасиченими жирними кислотами, жиророзчинними вітамінами, фосфоліпідами, фітостеринами.

Тому сучасний розвиток харчової промисловості в Україні, і зокрема олійно-жирової галузі, обумовлює необхідність формування інноваційної системи, що полягає в створенні та просуванні нових вітчизняних продуктів і розробок, а також розширенні асортиментів існуючих з урахуванням реального попиту та споживчого ринку лікувально-профілактичного і функціонального харчування.

Результати сучасних наукових досліджень в галузі функціонального харчування дозволяють знаходити взаємозв'язок між ліпідними структурами і їхнім впливом на здоров'я [1,2].

На протязі останніх років увага фахівців в галузі олійно-жирової промисловості спрямована на лікувально-профілактичні властивості діацилгліцеринів (ДАГ), що входять до складу функціональних жирових продуктів і сприятливо впливають на організм людини.

Жири, збагачені діацилгліцеринами, за смаковими якостями не відрізняються від традиційних, на основі триацилгліцеринів (ТАГ) [3]. В той же час метаболічний процес

біохімічного розпаду ТАГ та ДАГ має відмінності. Зокрема споживання жирів, збагачених ДАГ, елімінує стадію ресинтезу жиру за рахунок утворення 1-моноацилгліцеринів (МАГ), що не можуть виступати у якості субстрату для утворення в організмі людини триацилгліцеринів (ТАГ) [4]. За рахунок цього повсякденне споживання людиною ДАГ зменшує накопичення жиру в організмі. Крім того, вони стримують розвиток аномального метаболізму вуглеводів та є корисними для пацієнтів з діабетом типу 2 [5,6].

В теперішній час основною технологією одержання діацилгліцеринів у промисловості є хімічний гліцероліз. Реакція протікає під дією лужних каталізаторів – гідроксидів кальцію або натрію – при високих температурах (понад 200 °С) [7]. Крім того, відомий спосіб, де у якості каталізаторів процесу застосовуються солі лужних та лужно-земельних металів монокарбоксихільних або дікарбоксихільних кислот [8]. Недоліками вказаних технологій є низький вихід кінцевого продукту, безповоротна втрата частини каталізатору та складність видалення його з реакційної суміші. Ще однією вадою є досить високі температурні режими, що поряд з підвищенням енергозатрат призводять до руйнування термолабільних жирових компонентів.

Дослідження, проведені кафедрою технології жирів НТУ «ХПІ» за останні роки, показали, що раціональною технологією, яка дозволяє уникнути зазначених недоліків, є ферментативний гліцероліз [9,10].

Було встановлено, що безпосередньо після ферментативної реакції вміст діацилгліцеринів у продукті становить у середньому 52 % мас. Інші компоненти отриманого жиру представлені вільними жирними кислотами (ЖК), залишком гліцерину, моно- і триацилгліцеридами (МАГ і ТАГ).

Для підвищення вмісту ДАГ в одержуваних жирах використовувалась молекулярна дистиляція, що дозволила видалити із продукту реакції гліцерин, ЖК і МАГ. Для цього на кафедрі було розроблено і змонтовано оригінальну високовакуумну установку, яка забезпечує залишковий тиск 0,01 Па.

Метою проведеної роботи було знаходження оптимальних параметрів процесу молекулярної дистиляції. Критерієм оптимізації було обрано вміст діацилгліцеринів, незалежними факторами, що варіювались, – температура та час дистиляції.

Для оптимізації було обрано метод поверхонь відклику. Даний метод є сукупністю математичних та статистичних прийомів, спрямованих на моделювання процесів та знаходження комбінацій експериментальних рядів предикторів з метою оптимізації функції відклику. Як правило, поверхні відклику описуються поліномами першого та другого ступеня. Стосовно до процесу, що досліджується, було обрано функцію відклику, яка має вигляд поліному другого ступеня:

$$f = b_0 + b_1 \cdot t + b_{11} \cdot t^2 + b_2 \cdot \tau + b_{22} \cdot \tau^2 + b_{12} \cdot t \cdot \tau, \quad (1)$$

де f – вміст ДАГ, % мас.; b_0 – константа; t – температура; τ – час; $b_1, b_{11}, b_2, b_{22}, b_{12}$ – коефіцієнти для кожного елемента полінома.

В дослідженні використано центральний композиційний ротатбельний план, що найбільш підходить для обраного методу оптимізації [11]. Вибір рівнів та інтервалів варіювання факторів було здійснено за результатами попередніх експериментів. Матрицю планування та експериментальні значення функції відклику представлено в табл. 1.

Аналіз отриманих результатів було виконано за допомогою пакета Statistica 8.0.550 (StatSoft, Inc.).

Таблиця 1 – Матриця планування та функція відклику

Номер досліджу	Температура, t		Час, τ		Вміст ДАГ, f , % мас
	Кодований рівень	°C	Кодований рівень	Години	
1	-1	114,6	-1	0,6	53,45
2	-1	114,6	+1	3,4	67,50
3	+1	185,4	-1	0,6	55,70
4	+1	185,4	+1	3,4	56,00
5	$-\sqrt{2}$	100,0	0	2,0	54,50
6	$+\sqrt{2}$	200,0	0	2,0	45,50
7	0	150,0	$-\sqrt{2}$	0,0	52,00
8	0	150,0	$+\sqrt{2}$	4,0	71,50
9	0	150,0	0	2,0	78,20
10	0	150,0	0	2,0	78,70
11	0	150,0	0	2,0	78,40

Отримане рівняння моделі має вигляд:

$$f = -199,598 + 3,338 \cdot t - 0,011 \cdot t^2 + 29,783 \cdot \tau - 3,912 \cdot \tau^2 - 0,069 \cdot t \cdot \tau \quad (2)$$

Для перевірки значущості коефіцієнтів регресії було побудовано діаграму Парето, яку представлено на рис. 1.



Рисунок 1 – Діаграма Парето

Аналіз даних, представлених на рис. 1, показує, що усі колонки перетинають вертикальну лінію, що є 95 % довірчою ймовірністю. Таким чином, можна зробити висновок, що всі коефіцієнти регресії (1) значущі.

Адекватність отриманої моделі перевірялась методом дисперсійного аналізу, результати якого представлено в табл. 2.

Таблиця 2 – Дисперсійний аналіз моделі

Фактор	Сума квадратів, SS	Ступінь свободи, df	Середнє значення квадрата, MS	F-критерій	Рівень значущості, p
Температура, t	60,379	1	60,379	9,4646	0,027580
t^2	1054,967	1	1054,967	165,3709	0,000051
Час, τ	220,431	1	220,431	34,5536	0,002023
τ^2	342,293	1	342,293	53,6559	0,000743
$t \cdot \tau$	47,266	1	47,266	7,4091	0,041677
Похибка	31,897	5	6,379		
Загальна сума квадратів	1499,964	10			
Коефіцієнт кореляції $R^2 = 0,9787$					

Дані табл. 2 дозволяють зробити висновок, що модель адекватно описує факторний простір експерименту.

Далі було побудовано контурний графік залежності функцію відклику від температури та часу, що зображено на рис. 2.

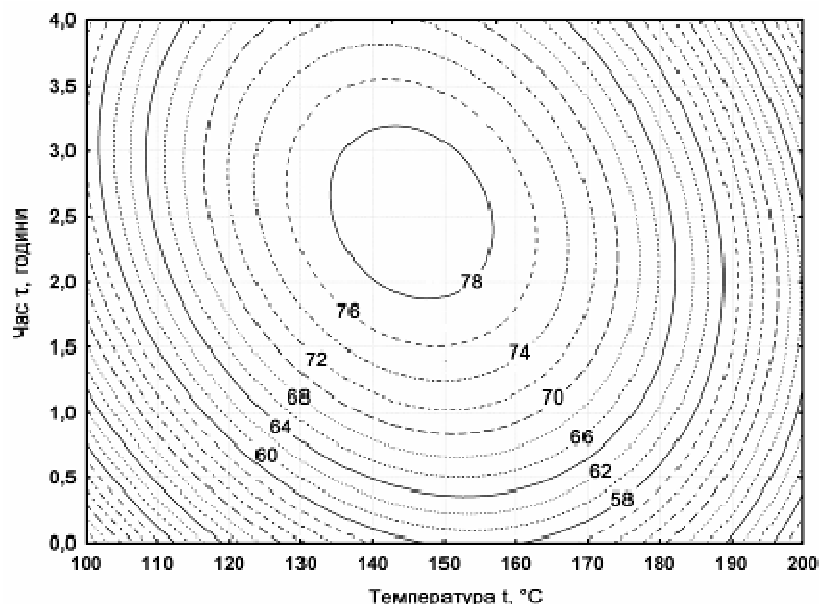


Рисунок 2 – Оптимізація умов молекулярної дистиляції методом поверхонь відклику: контурний графік впливу температури та часу дистиляції на вміст ДАГ, % мас. в цільовому продукті

Дані рис. 2 свідчать, що максимальний вміст ДАГ спостерігається в інтервалі температур 135–155 °С за умов часу дистиляції в межах 1,8–3,4 години. За метою подальшої оптимізації процесу було виконано додаткові дослідження у вказаній області факторного простору. В табл. 3 приведено матрицю планування та експериментальні значення функції відклику для другого етапу роботи.

Таблиця 3 – Матриця планування та функція відклику

Номер досліджу	Температура, t		Час, τ		Вміст ДАГ, f , % мас
	Кодований рівень	°С	Кодований рівень	Години	
1	-1	138,0	-1	2,0	76,8
2	-1	138,0	+1	3,2	77,6
3	+1	152,0	-1	2,0	76,5
4	+1	152,0	+1	3,2	76,2
5	$-\sqrt{2}$	135,0	0	2,6	76,0
6	$+\sqrt{2}$	155,0	0	2,6	75,1
7	0	145,0	$-\sqrt{2}$	1,8	78,5
8	0	145,0	$+\sqrt{2}$	3,4	80,4
9	0	145,0	0	2,6	84,3
10	0	145,0	0	2,6	84,0
11	0	145,0	0	2,6	83,8

Отримане рівняння моделі має вигляд:

$$f = -1878,908 + 26,294 \cdot t - 0,090 \cdot t^2 + 45,878 \cdot \tau - 6,869 \cdot \tau^2 - 0,065 \cdot t \cdot \tau \quad (3)$$

Перевірка значущості коефіцієнтів регресії за допомогою діаграми Парето показала, що всі коефіцієнти регресії значущі, як і у випадку з моделлю попереднього плану. Адекватність отриманої моделі 2-го плану перевірялась методом дисперсійного аналізу, результати якого представлено в табл. 4

Таблиця 4 – Дисперсійний аналіз моделі 2-го плану

Фактор	Сума квадратів, SS	Ступінь свободи, df	Середнє значення квадрата, MS	F-критерій	Рівень значущості, p
Температура, t	1,1047	1	1,1047	3,0710	0,014008
t^2	110,4688	1	110,4688	307,0960	0,000011
Час, τ	1,2696	1	1,2696	3,5295	0,011907
τ^2	34,5336	1	34,5336	96,0010	0,000189
$t \cdot \tau$	0,3025	1	0,3025	0,8409	0,040119
Похибка	1,7986	5	0,3597		
Загальна сума квадратів	123,4364	10			
Коефіцієнт кореляції $R^2 = 0,9854$					

Дані табл. 4 свідчать, що модель 2-го плану адекватно описує факторний простір експерименту.

В графічному вигляді описуємий поліномом (3) сукупний вплив температури та часу на величину вмісту ДАГ представлено на рис. 3.

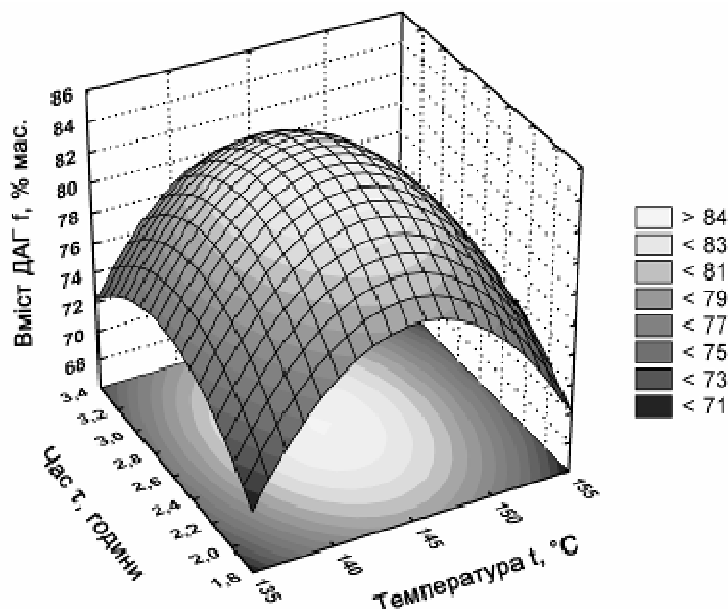


Рисунок 3 – Залежність величини вмісту ДАГ від температури та часу дистиляції в області найбільших значень функції відклику

Згідно розрахункам, критична точка, яка відповідає максимальній величині вмісту ДАГ (84 % мас.) в області найбільших значень функції відклику, спостерігається при температурі 145 °С та часу дистиляції впродовж 2,65 години, що підтверджується графічним зображенням на рис. 3. Зменшення вмісту ДАГ за критичною точкою пояснюється тим, що при температурах вище 145 °С при залишковому тиску 0,01 Па починається процес відгону діацилгліцеринів, про що свідчить перегин поверхні відклику (рис. 3).

Таким чином, здійснені дослідження дозволили встановити оптимальні параметри процесу молекулярної дистиляції (при залишковому тиску 0,01 Па), спрямованої на отримання жирів, збагачених діацилгліцерином.

Література

1. Chow C. K. Fatty acids in foods and their health implications, 3rd ed. / Ching K. Chow. – CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 2008.– 1281 p.
2. Akoh C.C. Food lipids: chemistry, nutrition, and biotechnology, 3rd ed. / Casimir C. Akoh and David B. Min. – CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 2008.– 914 p.
3. Flickinger B. D. Nutritional characteristics of DAG oil / B. D. Flickinger, N. Mat-suo // Lipids. – 2003. – Vol. 38. – P. 129–132.
4. Hidekatsu Y. Diacylglycerol oil for the metabolic syndrome / Y. Hidekatsu, Y. Tomono, K. Ito, N. Furutani, H. Yoshida, N. Tada // Nutrition Journal. – 2007. – Vol. 43, №2. – P.382–385.

5. Saito S. Dietary 1,3-diacylglycerol protects against diet-induced obesity and insulin resistance / S. Saito, A. Hernandez-Ono, H. N. Ginsberg // *Metabolism Clinical and Experimental*. – 2007. – Vol. 56, № 11. – P. 1566–1575.
6. Yamamoto K. Diacylglycerol oil ingestion in type 2 diabetic patients with hypertriglyceridemia / K. Yamamoto, M. Takeshita, I. Tokimitsu et al. // *Nutrition*. – 2006. – Vol. 22, Issue 1. – P. 23–29.
7. О'Брайен Р. Жиры и масла. Производство, состава и свойства, применение / Р.О'Брайен; пер. с англ. 2-го изд. В. Д. Широкова, Д. А. Бабейкиной, Н.С. Селивановой, Н.В. Магды. – СПб.: Профессия, 2007. – 752 с.
8. Пат. 7081542 США, 554/169 МПК⁷ C11C 1/00 (20060101). Chemical process for the production of 1,3-diglyceride oils. Jacobs L., Lee I., Poppe G. – №10/263,331; Заявл. 03.10.2002. Оpubл. 25.07.2006.
9. Некрасов П.А. Жиры, обогащенные диацилглицеринами, – продукт нового поколения / П.А. Некрасов, Ф.Ф. Гладкий // *Food & Drinks. Продукты и напитки*. – серия "Food Technology. Пищевые технологии". – Київ: UBMG, 2006. – №10. – С. 28–29.
10. Некрасов П.О. Реологічні характеристики жирових продуктів, збагачених діацилглицеринами / П.О. Некрасов, Н.В. Решетняк // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2007. – №4. – С. 82–86.
11. Montgomery D.C. Response Surface Methods and Other Approaches to Process Optimization / D.C. Montgomery // *Design and Analysis of Experiments*, 5th ed. / D.C. Montgomery. – New York, John Wiley & Sons, 2001, pp. 427–500.

Bibliography (transliterated)

1. Chow C. K. Fatty acids in foods and their health implications, 3rd ed. Ching K. Chow. – CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 2008. – 1281 p.
2. Akoh C.C. Food lipids: chemistry, nutrition, and biotechnology, 3rd ed. Casimir C. Akoh and David B. Min. – CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, 2008. – 914 p.
3. Flickinger B. D. Nutritional characteristics of DAG oil B. D. Flickinger, N. Matsuo *Lipids*. – 2003. – Vol. 38. – P. 129–132.
4. Hidekatsu Y. Diacylglycerol oil for the metabolic syndrome Y. Hidekatsu, Y. Tomono, K. Ito, N. Furutani, H. Yoshida, N. Tada *Nutrition Journal*. – 2007. – Vol. 43, #2. – P.382–385.
5. Saito S. Dietary 1,3 diacylglycerol protects against diet-induced obesity and insulin resistance S. Saito, A. Hernandez-Ono, H. N. Ginsberg *Metabolism Clinical and Experimental*. – 2007. – Vol. 56, # 11. – P. 1566–1575.
6. Yamamoto K. Diacylglycerol oil ingestion in type 2 diabetic patients with hypertriglyceridemia K. Yamamoto, M. Takeshita, I. Tokimitsu et al. *Nutrition*. – 2006. – Vol. 22, Issue 1. – P. 23–29.
7. О'Брајен Р. Жиры и масла. Производство, состава и свойства, применение Р.О'Брајен; пер. с англ. 2-го изд. В. Д. Широкова, Д. А. Бабейкиной, Н.С. Селивановой, Н.В. Магды. – СПб.: Профессия, 2007. – 752 p.
8. Пат. 7081542 SShA, 554 169 МПК⁷ C11C 1 00 (20060101). Chemical process for the production of 1,3-diglyceride oils. Jacobs L., Lee I., Poppe G. – #10 263,331; Zajavl. 03.10.2002. Opubl. 25.07.2006.
9. Nekrasov P.A. Zhiry, obogashhenye diacilglicerinami, – produkt novogo pokolenija P.A. Nekrasov, F.F. Gladkij *Food & Drinks. Produkty i napitki*. – serija "Food Technology. Pishhevye tehnologii". – Київ: UBMG, 2006. – #10. – p. 28–29.

10. Nekrasov P.O. Reologichni harakteristiki zhirovih produktiv, zbagachenih diacilglicerinami P.O. Nekrasov, N.V. Reshetnjak Integrovani tehnologii ta energozberezhenja. – Harkiv: NTU "HPI", 2007.– #4. – p. 82–86.

11. Montgomery D.C. Response Surface Methods and Other Approaches to Process Optimization D.C. Montgomery Design and Analysis of Experiments, 5th ed. D.C. Montgomery. – New York, John Wiley & Sons, 2001, pp. 427–500.

УДК 665:664.3

Некрасов П.О.

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ МОЛЕКУЛЯРНОЇ ДИСТИЛЯЦІЇ ПРИ ОТРИМАННІ ЖИРІВ, ЗБАГАЧЕНИХ ДІАЦИЛГЛІЦЕРИНАМИ

Методом поверхонь відклику встановлено оптимальні параметри процесу молекулярної дистиляції з метою підвищення вмісту діацилгліцеринів в жирах функціонального та лікувально-профілактичного призначення. Встановлено, що критична точка, яка відповідає максимальній величині вмісту діацилгліцеринів (84 % мас.) спостерігається при температурі 145 °С та часу дистиляції впродовж 2,65 години при залишковому тиску 0,01 Па.

Nekrasov P.O.

MOLECULAR DISTILLATION PROCESS OPTIMIZATION APPLIED TO DIACYLGLYCEROL FATS PRODUCTION

Using response surface methodology the optimal parameters of molecular distillation process were identified with the aim of diacylglycerol content enhancement in medioprophy-lactic and functional fats. It was ascertained that the maximum diacylglycerol content (84 % w/w) occurred when at residual pressure 0,01 Pa the distillation was carried out for 2,65 h at 145 °C.

Бойко А.В., Усатый А.П., Жевноватченко И.В.

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОБОБЩЕННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА
ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ СТУПЕНЕЙ
ДЛЯ ЗАДАЧ АНАЛИЗА И ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Постановка и актуальность проблемы. Современные высокие темпы роста потребления энергоресурсов ведут к устойчивому повышению их дефицита и стоимости. Сжигание огромных масс органического топлива оказывает ощутимое влияние на экологию планеты. В этой связи вопросы, связанные с проектированием и совершенствованием всех составляющих элементов мощного энергетического оборудования приобретают особую актуальность. Известно, что регулировочная ступень мощной паровой турбины на пониженных режимах эксплуатации может вырабатывать до (9...10) % мощности всей турбины, а в некоторых случаях и больше. Так, например, для турбины К-310-240 зависимость доли мощности регулирующей ступени от расхода через проточную часть показана на рис.1.

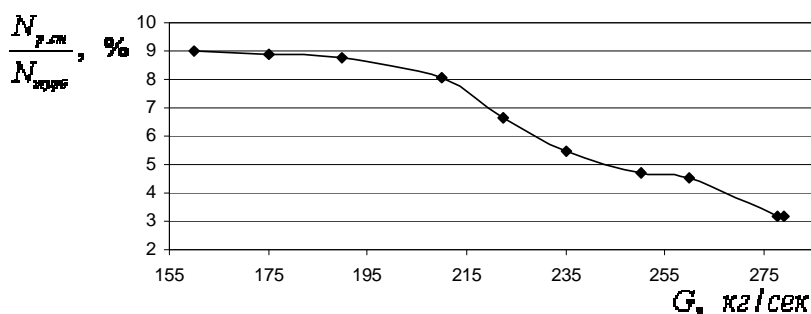


Рисунок 1 – Изменение доли мощности регулировочной ступени турбины К-310-240 от расхода через проточную часть

Поэтому проектирование регулировочных ступеней как составной части систем соплового парораспределения, характеризующихся высокими показателями эффективности, является на сегодняшний день достаточно важной и актуальной задачей. Основные идеи и подходы к расчету соплового парораспределения и его основной составляющей части – регулировочной ступени были разработаны еще в 50-е годы прошлого века, например [1], где оценка эффективности регулировочной ступени осуществляется по методике, основанной на обобщенных зависимостях. Наиболее важной частью данной методики является зависимость для окружного КПД ступени:

$$\eta_u = (U / C_0)^2 \times (-0,02224950 \times \rho^2 + 2.66898 \times \rho - 158.76728) + (U / C_0) \times (0,0167955 \times \rho^2 - 2.047149 \times \rho + 163.63490) + (-0,003767857 \times \rho^2 + 0,43656143 \times \rho + 45.3472), \quad (1)$$

где (U / C_0) – отношение окружной скорости регулировочной ступени к скорости эквивалентной ее располагаемому теплоперепаду; ρ – степень реактивности регулировочной ступени.

Вычисленное по (1) значение окружного КПД, затем уточняется рядом соответствующих поправок: на высоту лопатки, потерь от парциальности, ротационных потерь, потерь от выколачивания, потерь от диафрагменной и радиальной протечек, влажности и др. Несмотря на ее простоту, данная методика и в настоящее время находит широкое применение в практике проектирования на турбостроительных предприятиях. Ее использование позволяет находить достаточно хорошие решения, но она не дает возможности выявлять скрытые резервы повышения эффективности регулировочной ступени и всей системы соплового парораспределения. Особенно остро этот недостаток проявился с появлением современных систем управления положением регулирующих клапанов [2], способных осуществлять полностью независимое позиционирование каждого регулирующего клапана.

Таким образом, существующая обобщенная методика оценки эффективности регулировочной ступени, базирующаяся на зависимости (1), обладает как положительными качествами, так и существенным недостатком. С одной стороны, она проста, надежна, требует минимальных вычислительных ресурсов, имеется многолетний опыт ее использования. С другой стороны, она не учитывает влияния на эффективность регулировочной ступени основных параметров, характеризующих ее сопловую и рабочую решетки, например чисел лопаток, величин хорд, эффективных углов выхода потока с решеток, что практически исключает возможность ее использования в задачах оптимального проектирования.

Цель исследования. Цель настоящего исследования заключается в усовершенствовании обобщенной методики расчета эффективности регулировочной ступени мощных паровых турбин. Усовершенствование методики обеспечит учет воздействий на экономичность регулировочной ступени значительно большего количества конструктивных и режимных параметров и позволит более полно использовать потенциал повышения эффективности соплового парораспределения, заложенного в системах с независимым позиционированием каждого регулирующего клапана. Применение такой методики в процессе оптимального проектирования расширит возможности проектировщиков по оценке влияния конструктивных и режимных параметров, как на экономичность ступени, так и по выявлению дополнительных эффектов взаимодействия системы клапанов и сегментов регулировочной ступени. Безусловно, эту задачу можно решить полной заменой модели расчета регулировочной ступени на более совершенную, например [3] и такой подход, конечно, имеет право на свою реализацию. Однако, учитывая, тот факт, что регулировочные ступени в силу особенностей их работы и предъявляемым к ним требованиям характеризуются достаточно узким диапазоном изменения основных конструктивных параметров применять совершенную модель, имеющую более сложную информационную модель и требующую существенно больших вычислительных ресурсов в данном случае может быть не совсем оправданным. Здесь более целесообразным представляется подход, основанный на замене в существ-

вующей методике оценки эффективности регулировочной ступени зависимости (1) на зависимость, отражающую влияние на окружной КПД, большего количества параметров, характеризующих ступень и ее решетки. Усовершенствованная таким образом методика оценки эффективности регулировочной ступени будет с одной стороны обладать всеми положительными качествами существующей методики, а с другой стороны позволит осуществлять оценку влияния на ее эффективность существенно большего количества проектных параметров. Это позволит расширить число степеней свободы оптимизационных задач, решение которых обеспечит выявление скрытых резервов повышения эффективности систем соплового парораспределения.

Для получения усовершенствованной зависимости окружного КПД были использованы методы теории планирования эксперимента, которые хорошо себя зарекомендовали при решении ряда подобных задач [4,5], требующих нахождения обобщенных зависимостей различного назначения. В частности, в данном случае применены насыщенные планы Рехтшафнера [6], обработка, которых позволяет получать зависимости в виде полных квадратичных полиномов:

$$\eta_u(q) = A_0 + \sum_{i=1}^n (A_i \times q_i) + \sum_{i=1}^n (A_{ii} \times q_i^2) + \sum_{i=1}^n \sum_{j=i+1}^n (A_i \times q_i \times q_j), \quad (2)$$

где A – матрица коэффициентов полинома; \vec{q} – вектор нормированных значений вектора варьируемых параметров (\vec{Q}); n – число факторов полинома.

Для расширения возможностей модифицируемой методики в число компонент вектора \vec{Q} были включены восемь параметров:

$$\vec{Q} \{ (D_{cp2}/l_2), (l_1/b_1), (l_2/b_2), (t_1/b_1), (t_2/b_2), (U/C_0), \alpha_1, \beta_2 \}, \quad (3)$$

где D_{cp2} – средний диаметр рабочего колеса, l_2, b_2 – высота и хорда рабочей лопатки, l_1, b_1 – высота и хорда сопловой лопатки, t_1, t_2 – шаг сопловой и рабочей решеток, α_1, β_2 – эффективный угол выхода сопловой и рабочей решеток.

Диапазоны изменения компонент вектора \vec{Q} определялись по результатам статистической обработки соответствующих параметров регулирующих ступеней существующих турбин. Затем полученные диапазоны были дополнительно расширены примерно на (15...20) %. Окончательные границы области 8-ми факторного пространства приведены ниже.

$$\begin{aligned} (D_{cp2}/l_2) \in \{ 30...60 \}; & \quad (l_1/b_1) \in \{ 0,25...0,5 \}; & \quad (l_2/b_2) \in \{ 0,27...0,6 \}; \\ (t_1/b_1) \in \{ 0,7...0,9 \}; & \quad (t_2/b_2) \in \{ 0,5...0,7 \}; & \quad (U/C_0) \in \{ 0,3...0,6 \}; \\ \alpha_1 \in \{ 9...14 \}; & & \quad \beta_2 \in \{ 19...23 \}. \end{aligned} \quad (4)$$

Спланированный численный эксперимент был проведен с использованием 1D модели прямого расчета осевых турбин [3] в указанной области пространства независимых параметров вектора \vec{Q} . В результате его обработки были получены коэффициенты A для зависимости (2), значения которых приведены ниже:

$$A_0 = 85,5167.$$

Таблица 1 – Коэффициенты при линейных компонентах вектора \vec{q}

i	1	2	3	4	5	6	7	8
A_i	-1,3742	-0,269806	0,159684	0,072580	-0,259314	5,14399	1,96559	-1,05157

Таблица 2 – Коэффициенты при квадратичных компонентах вектора \vec{q}

i	1	2	3	4	5	6	7	8
A_{ii}	-0,0187141	-0,250586	-0,210202	-0,139284	-0,164422	-6,04598	-1,56184	-0,76802

Таблица 3 – Коэффициенты (A_{ij}) при перекрестных произведениях компонент вектора \vec{q}

j	2	3	4	5	6	7	8	i
	-0,139172	0,0771105	0,0269609	0,180255	-0,19719	0,654763	-0,173225	1
		0,101228	0,245667	0,163217	-0,129589	0,0194946	0,0735825	2
			0,0997564	0,200193	-0,180207	-0,332954	0,201609	3
				0,110105	-0,0293133	-0,326174	0,0555666	4
					0,308598	0,247169	-0,413334	5
						1,08473	-0,455043	6
							0,886742	7

Для всех компонент вектора \vec{q} справедливо соотношение $-1 \leq q_i \leq 1$. Обеспечение эквивалентных связей между пространством реальных параметров вектора \vec{Q} регулировочной ступени и его представлением в нормированном пространстве вектора \vec{q} осуществляется с помощью соответствующих прямых

$$q_i = f_{iQ}(Q_i) = (2 \times Q_i - Q_{i \max} - Q_{i \min}) / (Q_{i \max} - Q_{i \min})$$

и обратных

$$Q_i = f_{iQ}^{-1}(q_i) = 0,5 \times (Q_{i \max} + Q_{i \min} + q_i \times (Q_{i \max} - Q_{i \min}))$$

нормировочных зависимостей.

Сравнительные расчетные исследования эффективности регулирующей ступени, определяемых по (1) и (2) показали (рис. 2), что значения окружного КПД (η_u) по полученной обобщенной зависимости (2) дают более оптимистические уровни значений КПД по сравнению с существующей зависимостью (1) для $(U/C_0) > 0,4$ и обратная картина наблюдается для $(U/C_0) < 0,4$. Кроме того, заметно, что полученная зависимость более чувствительна к изменению (U/C_0) .

Такие различия вполне закономерны и объяснимы. Учитывая, что зависимость (1) была получена на основании статистической обработки, существовавших в свое время (40–50 годы прошлого века) ступеней осевых турбин, в которых применялись не достаточно совершенные по сегодняшним меркам профили сопловых и рабочих решеток. Понятно, что эффективность их по сравнению с решетками из современных профилей будет ниже. Общий низкий уровень эффективности таких решеток обусловил и их более слабую реакцию на изменение углов натекания потока. Поэтому зависимость (1) окружного КПД в функции (U/C_0) , по сути, отражает влияние только потерь с выходной скоростью и практически не учитывает дополнительных потерь от величины удара натекающего потока на рабочую решетку. Отчего кривая, полученная по зависимости (1) имеет более пологий характер с заниженными значениями окружного КПД (η_u).

Анализируя значения коэффициентов при квадратичных членах зависимости (2) (см. Таблицу 2), видно, что все они отрицательны. Это говорит о том, что соответствующие им параболические зависимости имеют свои максимумы и, следовательно, при оптимальном проектировании систем соплового парораспределения с помощью, полученной зависимости (2) можно будет определять сочетания компонент вектора \vec{Q} , обеспечивающие максимальные значения эффективности регулирующей ступени и всей системы в целом. Используя полученную зависимость (2) можно, например, найти значения (t_2/b_2) , обеспечивающие максимум (η_u) при различных значениях (U/C_0) .

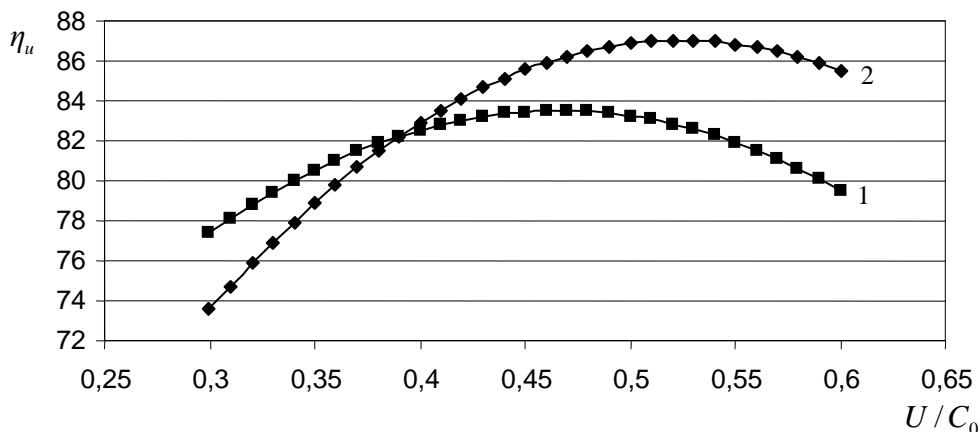


Рисунок 2 – Изменение окружного КПД (η_u) регулировочной ступени турбины К-310 от отношения скоростей. 1 – по зависимости (1), 2 – по зависимости (2)

В частности, для регулирующей ступени турбины К-310-240 при $(U/C_0)=0,3$ (работа ступни с повышенной нагрузкой и, как правило, существенным ударом натекающего потока в «животик» профиля рабочей лопатки), оптимальное значение $(t_2/b_2)=0,512$, что качественно и количественно хорошо согласуется с атласными [7] данными для активных профилей типа Р2. В то же время для $(U/C_0)=0,5$, оптимальное значение (t_2/b_2) будет равно 0,672, а для $(U/C_0)=0,6$ – соответственно $(t_2/b_2)=0,734$, что тоже не расходится с общеизвестными атласными характеристиками. Особую важность факт влияния (U/C_0) на оптимальные значения (t_2/b_2) имеет для задач оптимизации параметров регулировочной ступени с учетом переменного режима эксплуатации. В этом случае каждый сегмент ступени будет работать с переменными значениями (U/C_0) и потребуются найти такие значения t_2/b_2 (и других параметров ступени), которые обеспечат наиболее эффективную работу соплового парораспределения на заданной гамме режимов работы.

Более наглядно влияние на окружной КПД (η_u) параметров (t_1/b_1) , (t_2/b_2) , (α_1) и (β_2) для различных значений (U/C_0) представлено на рисунках 3, 4.

Аналогичные достоверные результаты можно получить для других сочетаний параметров, входящими в обобщенную зависимость (2). Понятно, что в процессе последующих расчетных исследований с использованием полученной методики, может возникнуть потребность уточнения диапазонов изменения компонент вектора \vec{Q} . Для этого необходимо будет спланировать новый вычислительный эксперимент и получить уточненные значения коэффициентов (А). В общем случае, коэффициенты (А) можно определять для каждой проектируемой регулировочной ступени.

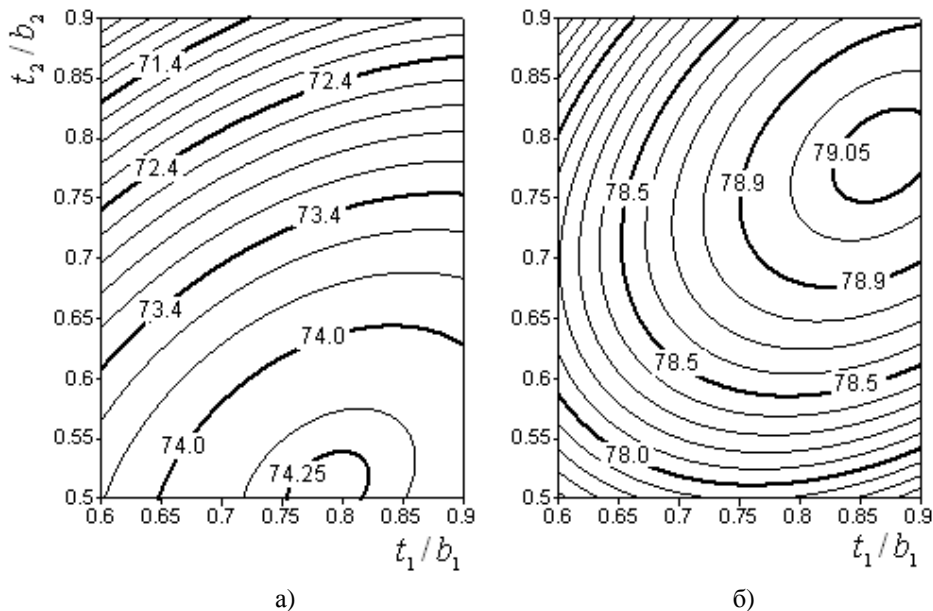


Рисунок 3 – Изменение окружного КПД (η_u) регулировочной ступени в зависимости от относительных шагов сопловой и рабочей решеток при:

а – $(U/C_0) = 0,3$, б – $(U/C_0) = 0,7$

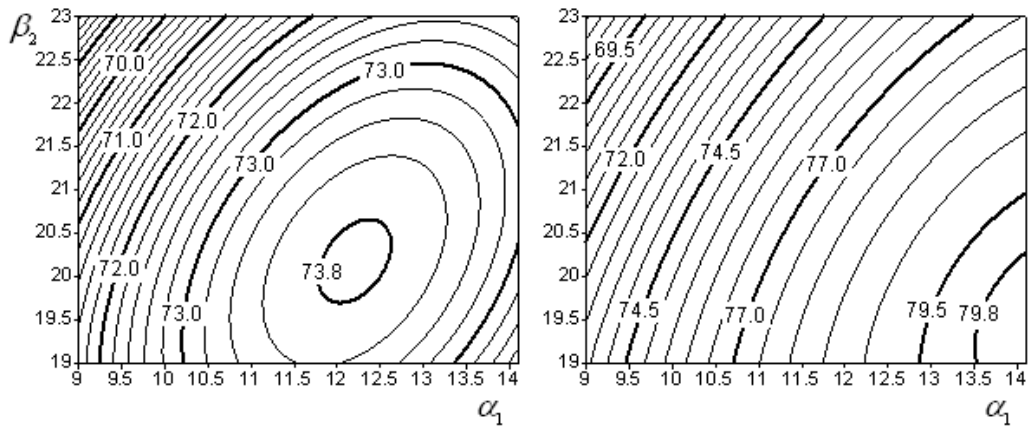


Рисунок 4 – Изменение окружного КПД (η_u) регулировочной ступени в зависимости от углов (α_1) и (β_2) при: а – $(U/C_0) = 0,3$, б – $(U/C_0) = 0,7$

Выводы

1. Предложен универсальный подход создания обобщенных зависимостей эффективности регулировочной ступени мощных паровых турбин, основанный на использовании более совершенной модели расчета ступени и методов теории планирования вычислительного эксперимента.
2. Усовершенствована обобщенная методика оценки эффективности регулировочных ступеней мощных паровых турбин, предназначена для использования в алгоритмах оптимального проектирования систем соплового парораспределения, в том числе и с учетом фактора переменности режимов эксплуатации.
3. Предложенная методика базируется на новой зависимости окружного КПД регулировочной ступени и учитывает влияние восьми важнейших параметров ступени.
4. Предварительные численные исследования подтвердили надежность и адекватность получаемых с использованием усовершенствованной методики результатов расчета систем соплового парораспределения.

Литература

1. Чупирев Д.А. Проектирование и тепловые расчеты стационарных паровых турбин. – Киев: МАШГИЗ., 1953. – 258 с.
2. Субботин В.Г., Бураков А.С., Рохленко В.Ю., Швецов В.Л. Электрогидравлические системы регулирования паровых турбин ОАО «Турбоатом» // Сб. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование.-Харьков:НТУ «ХПИ».- 2009.- №3.- С. 98–104.
3. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Основы теории оптимального проектирования проточных частей осевых турбин.- Учеб.пособие. Харьков: Вища шк. ХГУ, 1989.- 217 с.
4. Усатый А.П. Определение начальных приближений параметров проточной части осевой турбины в задачах оптимального синтеза и анализа. // Энергосбережение энергетика энергоаудит. Общегосударственный научно-производственный и информационный журнал.- Харьков: НТЦ «Энергетические технологии».- 2008. – №11. С. 14–20.

5. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П. Использование планирования эксперимента для оценки экономичности решеток турбомашин // Энергетическое машиностроение.– №37.– 1984.– С. 20–25.
6. Rechtschaffner R.L. Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs // Technometrics. – 1967. – № 9. – P. 569–575.
7. Профили рабочих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Типы, основные параметры и размеры. ОСТ 108.260.02–84.

Bibliography (transliterated)

1. Chupirev D.A. Proektirovanie i teplovye raschety stacionarnykh parovykh turbin. – Kiev: MASHGIZ., 1953. – 258 p.
2. Subbotin V.G., Burakov A.S., Rohlenko V.Ju., Shvecov V.L. Jelektrogidravlicheskie sistemy regulirovaniya parovykh turbin ОАО «Turboatom» Sb. Jenergeticheskie i teplotekhnicheskie processy i oborudovanie.-Har'kov:NTU «HPI».– 2009.– #3.– p. 98–104.
3. Bojko A.V., Govorushhenko Ju.N. Osnovy teorii optimal'nogo proektirovaniya protochnykh chastej osevykh turbin.– Ucheb.posobie. Har'kov: Vishha shk. HGU, 1989.– 217 p.
4. Usatyj A.P. Opredelenie nachal'nykh priblizhenij parametrov protochnoj chasti osevoj turbiny v zadachah optimal'nogo sinteza i analiza. Jenergosberezhenie jenergetika jenergoaudit. Obshhegosudarstvennyj nauchno-proizvodstvennyj i informacionnyj zhurnal.– Har'kov: NTC «Jenergeticheskie tehnologi».– 2008. – #11. p. 14–20.
5. Bojko A.V., Govorushhenko Ju.N., Usatyj A.P. Ispol'zovanie planirovaniya jeksperimenta dlja ocenki jekonomichnosti reshetok turbomashin Jenergeticheskoe mashinostroenie.– #37.– 1984.– p. 20–25.
6. Rechtschaffner R.L. Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs Technometrics. – 1967. – # 9. – P. 569–575.
7. Profili rabochih lopatok postojannogo sechenija parovykh stacionarnykh turbin. Tipy, osnovnye parametry i razmery. OST 108.260.02–84.

УДК 621.165

Бойко А.В., Усатий О.П., Жевноватченко І.В.

**УДОСКОНАЛЕННЯ УЗАГАЛЬНЕНОЇ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ
ЕФЕКТИВНОСТІ РЕГУЛЮЮЧОГО СТУПЕНЯ ДЛЯ ЗАДАЧ АНАЛІЗУ
І ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ**

В статті розглядається удосконалений варіант узагальненої методики розрахунку ефективності регулюючого ступеня, що забезпечує додаткове урахування впливу на його окружний ККД ряду основних конструктивних параметрів решіток ступеня. Нова залежність окружного ККД отримана за допомогою обробки результатів спланованого чисельного експерименту з використанням більш досконалої моделі розрахунку проточної частини осьової турбіни. Використання отриманої залежності дозволяє перейти до

нового класу задач – оптимальному проектуванню систем соплового паророзподілу, у тому числі і з урахуванням зміни режимів експлуатації.

Boiko A.V., Usatyi A.P., Gevnovatchenko I.V.

**IMPROVEMENT OF THE GENERALIZED DESIGN PROCEDURE
OF ADJUSTING STAGES EFFICIENCY
FOR PROBLEMS OF ANALYSIS AND OPTIMAL DESIGN**

In article the improved variant of the generalized design procedure of the adjusting stage efficiency which allows considering in addition influence of some basic design data of the stage on its efficiency is given. New dependence of efficiency is received by processing of results of the planned numerical experiment with use of more perfect model of axial turbine flow path calculation. Use of the received dependence allows passing to a new class of problems – to optimal design of nozzle steam distribution systems, including taking into account change of operation modes.

УДК 615.916:502.3/5:543.08

Гринь Г.І., Лавренко А.О., Козуб С.М., Козуб П.А., Дейнека Д.М., Бондаренко Л.М.

АНАЛІЗ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЖИВЛЕННЯ

Однією з найактуальніших проблем нашого часу є захист навколишнього середовища. Чимале значення в цьому становлять питання екологічно безпечних вторинних джерел живлення побутового призначення. Як радикальний спосіб зменшення навантаження на навколишнє середовище пропонується скорочення одного виду таких елементів за рахунок збільшення елементів інших типів. Так, наприклад, замість нікель-кадмієвих пропонується використати нікель-метал-гідридні, або нікелеві.

Однак, насправді, такий підхід до рішення екологічної проблеми не зовсім коректний, оскільки відмова від використання токсичного кадмію приводить до необхідності застосування в таких пристроях інших перехідних елементів, токсичність яких на сьогоднішній день недостатньо вивчена, безпека їх не підтверджена. При цьому термін служби таких елементів живлення зменшується, у результаті чого реальна кількість таких елементів, що вводиться в експлуатацію, у ряді випадків може навіть перевищувати кількість елементів живлення з токсичними елементами.

Тому метою роботи було проведення аналізу наявної інформації з токсичності тих елементів, які використовуються в нікель-метал-гідридних елементах, що застосовуються як альтернативні нікель-кадмієвим.

У зв'язку з відсутністю експериментальних даних часто використовують різні підходи до визначення токсичності й ГДК розрахунковим шляхом на підставі аналізу кореляції між біологічною активністю й різними фізико-хімічними властивостями речовин розроблених вітчизняними й закордонними авторами [1]. Найбільш перспективним напрямком досліджень по встановленню розрахунковим шляхом токсичних властивостей і ГДК для металів та їхніх сполук є встановлення зв'язку між токсичністю й особливостями електронної будови, а також положенням елемента в періодичній системі Д.І. Менделєєва.

Так встановлено [2], що періодичність зміни токсичності іонів металів пов'язана з електронною структурою атома елемента, подібно до деяких фізико-хімічних характеристик простої речовини. Токсичність елементів підсилюється зі збільшенням атомного номера, однак у групах перехідних металів спостерігається зворотна залежність. Це підтверджується тим, що молібден більш токсичний, ніж ніобій, а ніобій більш токсичний, ніж ітрій.

Слід відзначити зміну токсичності одного і того ж самого елемента з наростанням валентності при утворенні сполук з різними аніонами, що дає можливість установити певні закономірності між біологічною активністю сполук і положенням атомів їхніх компонентів у періодичній системі.

Підтверджено значимість [3] між токсичністю іонів металів і різних констант елементів, а також їхніх сполук. Встановлено зв'язок токсичності з міцністю кисневих сполук вищої валентності, а також з потенціалами й величинами атомних радіусів, таким чином встановлено зв'язок між токсичними властивостями й будовою атома елемента. Визначено, що найменш токсичні ті елементи, у яких електронні оболонки цілком заповнені електронами (інертні гази, а також елементи першої групи з одним елек-

троном на зовнішній оболонці). Найбільш токсичні елементи з незаповненими електронними оболонками.

Іншими дослідженнями [4,5] підтверджений взаємозв'язок між токсичною дією елементів й їхнім розташуванням у періодичній системі й відзначена незвичайність зміни токсичності в побічних підгрупах першої, п'ятої і шостої групи, у яких вона зменшується при переході від металу з меншим атомним номером до елемента з більш високим номером ($V < Nb < Ta$; $Cr < Mo < W$; $Cu < Ag < Au$)

З метою розробки підходів до визначення ступеня токсичності речовин проведено порівняння токсичних властивостей різних простих речовин, окислів металів, ряду тугоплавких сполук, халькогенів і карбонілів металів з їхньою електронною будовою.

Так установлено, що токсичність вищих окислів молібдену, ніобію вища, ніж нижчих окислів, у той же час вона нижча, ніж марганцю, хрому й ванадію. Токсичність вищих окислів Со менша, ніж нижчих, а СоО і Со більш сильна, ніж Со₂О₃. Вищі окисли Мо більш токсичні в порівнянні з нижчими, а також із чистим молібденом. Найбільш токсичні шестивалентні й семивалентні окисли. Нижчі окисли Со більш токсичні, ніж вищі.

Поряд із загальними рисами паталогічних порушень, викликаних тугоплавкими сполуками, необхідно відзначити наявність специфічних особливостей для кожної групи. Найбільш активні із всіх сполук – матеріали, що відносяться до групи боридів, причому Мо₂В₅ менш токсичний, ніж Са₂В₅; а Nb₂В₅ – ще менш токсичний [6]. Вивчення біологічної дії пилу тугоплавких сполук групи силіцидів молібдену показує, що їхня токсичність відрізняється від токсичності їхніх металевих компонентів підвищеної фіброгенністю [7]. Серед нітридів титану, цирконію, ніобію, активність нітриду ніобію нижче, ніж нітридів титану й цирконію [8].

Результати розгляду біологічної активності різних груп тугоплавких сполук [9] дозволяють зробити висновок про те, що біологічна дія сполук, як і простих речовин, залежить від статистичної ваги стабільних електронних конфігурацій й енергетичної стійкості основних компонентів. Утворенням стабільних електронних конфігурацій можна пояснити розходження в токсичних властивостях халькогенідів. Якщо враховувати загальнотоксичну й фіброгенну дію пилу боридів то гранично допустимі вмісти їх у повітрі промислових приміщень повинні бути нижчі ГДК, установлених для металів та їхніх окислів. Ослаблення токсичної дії на організм пилу боридів металів виражається залежностями: Са₆ > Мо₂В₅ > Cr₃В₂ > Ti₂ > Zr₂ > Nb₂. Силіцид молібдену володіє помірним загальноксичним і фіброгенним впливом. Силіцид молібдену менш токсичний, ніж триокис молібдену і його розчинні сполуки по токсичності більш близькі до металевого молібдену. Ітрієва група елементів більш активна токсично, ніж церієва. Токсичні властивості елементів ітрієвої групи близькі до дії самого ітрію. На відміну від ітрію, церій менш токсичний. Токсичність зменшується від нижчих лантанодів до вищих, а також залежить від хімічного стану сполук.

Токсичний характер впливу тугоплавких сполук виражений трохи слабкіше, ніж токсична дія окислів рідкоземельних елементів; ослаблення токсикологічного характеру наступне: окисли > гексабориди > сульфіди.

Такий підхід дає порівняльні результати, але може давати значні погрішності не тільки для сполук різних елементів, а навіть для різних сполук одного і того ж елемента.

Ілюстрацією цього може бути те, що селеніди молібдену й ніобію мають менш виражену токсичну дію в порівнянні з токсичністю селену і селеніду вольфраму для них ГДК – 4 мг/м³. Для телуриду молібдену ГДК – 0,1 мг/м³, карбоніли молібдену не роблять гострого отруєння, але можуть бути причиною інтоксикації. ГДК для карбоні-

лу молібдену – 1 мг/м³. Тугоплавкі сполуки володіють паталогічною дією, ступінь прояву якої пов'язана з їхнім хімічним складом і кристалічною будовою.

Враховуючи токсикологічні особливості цих елементів і їхніх сполук санітарно - екологічні норми, які знайдено в літературі (таблиці 1–4) передбачають гранично допустимі концентрації по вмісту цих речовин у повітрі і воді [10].

Таблиця 1 – ГДК у повітрі населених місць

Хімічна речовина (сполука)	мг/м ³
кобальт металіч. (середньодобова доза)	0,001
кобальту сульфат (середньодобова доза)	0,0004
кобальту сульфат (максимальна доза)	0,001
кобальту ацетат (у перерахуванні на кобальт)	0,001
кобальту оксид (середньодобова доза)	0,001
молібден і його органічні сполуки (середньодобова доза)	0,02

Таблиця 2 – Орієнтовно-безпечний рівень впливу в повітрі

Хімічна речовина (сполука)	мг/м ³
ітрію оксид (у перерахуванні на ітрій)	0,2
ітрію оксисульфід (у перерахуванні на ітрій)	0,02
кадмію стеарат (у перерахуванні на кадмій)	0,0003
кобальту хлорид	0,001
кобальту ацетат (у перерахуванні на кобальт)	0,003
кобальту карбонат (у перерахуванні на кобальт)	0,003
молібдену дисульфід	0,1
ніобій металевий	0,15
ніобію оксид	0,15
лантан фтористий	0,03
лантану оксид	0,06
лантану алюмінат	0,05
літію карбонат (у перерахуванні на літій)	0,005
неодиму фторид (у перерахуванні на неодим)	0,03
стронцію карбонат	0,05
стронцію нітрат	0,015
стронцію оксид	0,015
церій і його органічні сполуки (у перерахуванні на церій)	0,06

Таблиця 3 – ГДК у воді господарсько-питного призначення

Хімічна речовина (сполука)	мг/л
кобальт (катіони)	0,1
кобальту ацетат тетрагідрат (по Со)	0,1
літій	0,03* ³
ніобій	0.01 * ³
молібден	0,25
стронцій (стабільний)	7,0

Таблиця 4 – ГДК у воді для рибногосподарських цілей

Хімічна речовина (сполука)	мг/л
кобальт (Co ²⁺)	0,005* ¹)
кобальту ацетат	0,01
кобальту оксид (Co ₃ O ₄)	0,1
літій гідроокис	7 10 ⁻⁴ (Li ⁺)
літій хлористий	0,15
Молібден шестивалентний	0,0012
молібден – ОЭДФ – амоній гідроксид (комплексонат молібдену 1 – оксоетил – дендифосфонової кислоти)	10,0
стронцій * ¹)	10,0
стронцій азотнокислий Sr(NO ₃) ₂	0,001

*¹) – ГДК для морських водойм

*³ – для неорганічних сполук, у тому числі перехідних елементів з урахуванням валового вмісту всіх форм

У результаті проведеного аналізу (дані таблиць 1–4) було зроблено висновки, що між значеннями ГДК чистих елементів, розглянутих нами й ГДК їхніх солей часом спостерігається велике розходження. Тому можна чекати що, у зв'язку з великими протиріччями даних по токсичності, вони можуть бути переглянуті й, швидше за все, у меншу сторону.

Тому що до цього часу питання утилізації нікель-метал-гідридних елементів живлення, до складу яких входять ці речовини, теж не вирішене, то, по мірі нагромадження використаних елементів живлення, можливе перетворення складових їхніх компонентів у різні, більш токсичні, сполуки. Це завдає шкоди екології, часом більш значної,

ніж використання й нагромадження тих же нікель-кадмієвих елементів, що належать останнім часом до, так званих, токсичних.

Оскільки строк експлуатації нікель-кадмієвих елементів в 2–8 разів вищий в порівнянні з нікель-метал-гідридними, а сумарний токсичний вплив компонентів з урахуванням їх кількості в елементах живлення перебуває приблизно на одному рівні, враховуючи те, що більша кількість компонентів нікель-метал-гідридних елементів живлення ускладнює як технологічну схему їхнього одержання, так і технологічну схему їхньої наступної утилізації, це буде додатково погіршувати екологічні показники для даного виду елементів живлення.

Таким чином, можна зробити висновок, що проведений аналіз токсичності нікель-метал-гідридних елементів живлення вказує на неможливість остаточного рішення екологічної проблеми використання побутових акумуляторів за допомогою зміни їхнього типу, а також підтверджує необхідність комплексного рішення екологічної проблеми переробки всіх видів відпрацьованих елементів живлення всіх видів, у тому числі нікель-метал-гідридних.

Література

1. Брахнова И.Т. Токсичность порошков металлов и их соединений. – К.: «Наукова думка», 1971. – 224 с.
2. Санитарные нормы промышленных предприятий: СН – 245 –63. – М, 1963.
3. Люблина Е.И. Вопросы общей и частной промышленной токсикологии. // Гигиена труда и профзаболеваний – Л.: Изд. Ленинградского ин-та гигиены труда и профзаболеваний, 1965, вып.5. – С. 15
4. Григорович В.К. Периодический закон Менделеева и электронное строение металлов. – М.: «Наука», 1966. – 210 с.
5. Люблина Е.И. Некоторые вопросы промышленной токсикологии // Гигиена труда и профзаболеваний – Л.: Изд. Ленинградского ин – та гигиены труда и профзаболеваний, вып. 12. – С. 9
6. Каспаров А.А. Новые данные по токсикологии редких металлов и их соединений. – М.: «Медицина», 1967. – С. 126
7. Могилевская О.Я. Токсикология редких металлов. – М.: «Медгиз», 1963. – С. 26
8. Архангельская Л.Н. Новые данные по токсикологии редких металлов и их соединений. – М.: «Медицина», 1967. – С. 181
9. Могилевская О.Я., Рощина Т.А. Новые данные по токсикологии редких металлов и их соединений. – М.: «Медицина», 1963. – С. 213
10. Контроль химических и биологических параметров окружающей среды / Под ред. Л.К. Исаева. – Санкт – Петербург: изд. «Крисмас», 1998. – 851 с.

Bibliography (transliterated)

1. Brahnova I.T. Toksichnost' poroshkov metallov i ih soedinenij. – K.: «Naukova dumka», 1971. – 224 p.
2. Sanitarnye normy promyshlennyh predpriyatij: SN – 245 –63. – M, 1963.
3. Ljublina E.I. Voprosy obshhej i chastnoj promyshlennoj toksikologii. Gigiena truda i profzabolevanij – L.: Izd. Leningradskogo in–ta gigieny truda i profzabolevanij, 1965, vyp.5. – p. 15
4. Grigorovich V.K. Periodicheskiy zakon Mendeleeva i jelektronnoe stroenie metallov. – M.: «Nauka», 1966. – 210 p.
5. Ljublina E.I. Nekotorye voprosy promyshlennoj toksikologii Gigiena truda i profzabolevanij – L.: Izd. Leningradskogo in – ta gigieny truda i profzabo-levanij, vyp. 12. – p. 9
6. Kasparov A.A. Novye dannye po toksikologii redkih metallov i ih soedinenij. – M.: «Medicina», 1967. – p. 126
7. Mogilevskaja O.Ja. Toksikologija redkih metallov. – M.: «Medgiz», 1963. – p. 26
8. Arhangel'skaja L.N. Novye dannye po toksikologii redkih metallov i ih soedinenij. – M.: «Medicina», 1967. – p. 181
9. Mogilevskaja O.Ja., Roshhina T.A. Novye dannye po toksikologii redkih metallov i ih soedinenij. – M.: «Medicina», 1963. – p. 213
10. Kontrol' himicheskikh i biologicheskikh parametrov okruzhajushhej sredy Pod red. L.K. Isaeva. – Sankt – Peterburg: izd. «Krismas», 1998. – 851 p.

УДК 615.916:502.3/5:543.08

Гринь Г.И., Лавренко А.А., Козуб С.Н., Козуб П.А., Дейнека Д.Н., Бондаренко Л.Н.

АНАЛИЗ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ОТРАБОТАННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПИТАНИЯ

В работе выполнен анализ имеющейся информации по токсичности элементов, входящих в состав никель-металл-гидридных элементов питания, которые используются как альтернативные никель-кадмиевым. Представлены значения ПДК этих соединений для воздушного и водного бассейнов, даны сравнительные характеристики по токсичности различных групп химических элементов и их соединений, сделано заключение о целесообразности комплексного решения экологической проблемы переработки всех видов элементов питания.

Gryn G.I., Lavrenko A.A., Kozub S.N., Kozub P.A., Deyneka D.N., Bondarenko L.N.

ANALYSIS OF ENVIRONMENTAL SAFETY OF SPENT POWER CELLS

Analysis of information about toxicity of elements which constitute of nickel-metal-hydride battery and which used now as alternative for nickel-cadmium accumulator is done. The MPC of such substances for air and waters are presented, and comparative characteristics about toxicity of different groups of elements and their substances is done. Conclusion about necessity of complex approach to resolve ecological problem of utilization of all type of used source of power is done.