



Bulletin of National Technical University «KhPI»

# Hydraulic machines and hydrounits

41 (1213)

The department «Hydraulic machines» named after academician G.F. Proskura 102 years



# The 140th anniversary of the birth of academician G.F. Proskura Dedicated

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE National technical university «Kharkiv politechnik institute» МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАІНИ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

BULLETIN

# OF NATIONAL TECHNICAL UNVERSITY «KhPI»

Series: Hydraulic machines and hydrounits

№ 41 (1213) 2016

Collection of scientific papers

The edition was founded in 1961

# **ВІСНИК**

# НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХШ»

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 41 (1213) 2016

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Kharkiv NTU «KhPI», 2016 Харків НТУ «ХПІ», 2016 Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 41 (1213). – 98 с. – ISSN 2411-3441.

Державне видання Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською, англійською та російською мовами

The Bulletin of the National Technical University "KPI" is put on "The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor" approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of December 2015. Order No1328 (Supplement No8) of 21.12.2015.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

#### Координаційна рада:

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України (голова);

К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (секретар);

- А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України;
- Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
- Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;
- А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
- В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;
- В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
- П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;
- С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
- В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;
- О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.;
- П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.;
- М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
- Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;

М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: М. В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: Є. С. Крупа, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.; І. С. Веремеєнко, д-р техн. наук, проф.;

- В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.; О. В. Єфімов, д-р техн. наук, проф.;
- 3. Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, проф., академік НАН України;
- Р. П. Мигущенко, д-р техн. наук, проф.; А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України;
- О. В. Потетенко, канд. техн. наук, проф.; В. Г. Солодов, д-р техн. наук, проф.;
- М. С. Степанов, д-р техн. наук, проф.; М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;

О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України; Р. Lampart, Dr.Sc., Prof.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 9 від 25 листопада 2016 р.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: «Гідравлічні машини та гідроагрегати» ISSN 2411-3441 – включено у довідник періодичних видань бази даних:

Thomson Reuters; Google Scholar; Scientific Indexing Services (Texas, USA); Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

# К 140-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ АКАДЕМИКА Г. Ф. ПРОСКУРЫ

Георгий Федорович Проскура родился 28 апреля (но новому стилю) 1876 г. в г. Смела Черкасского уезда Киевской губернии.

Закончив в 1895 г. Елизаветинское реальное училище, Г. Ф. Проскура поступил в Московское высшее техническое училище. Уже в студенческие годы он проявил большие способности к научной работе. Он стал членом небольшой группы студентов, которые записывали, осваивали и издавали лекции профессора В. И. Гриневского, который читал курс «Паровые турбины». Студенты этой группы принимали участие в исследовании вопросов, связанных с перегретым паром, которые проводил В. И. Гриневский, способствовали внедрению полученных научных достижений в практику. Эти знания и опыт дали возможность Г. Ф. Проскуре начать подготовку по данному направлению в Харьковском технологическом институте задолго до образования кафедры турбиностроения.

В училище Г. Ф. Проскура слушал лекции многих выдающихся ученых. Большое влияние на него имели лекции по аэромеханике выдающегося ученого и педагога Н. Е. Жуковского и практические занятия под руководством его ученика и ближайшего помощника, впоследствии всемирно известного ученого академика С. А. Чаплыгина.

В 1901 г. Г. Ф. Проскура, окончив училище, получил диплом инженера-механика. Его выдающиеся способности оценил директор Харьковского технологического института Д. С. Зернов и пригласил молодого инженера на работу в институт. Вначале Г. Ф. Проскура проводил лабораторные работы по сопротивлению материалов, а с января 1902 г. был зачислен стипендиатом Министерства народного образования для подготовки к профессорской деятельности. В этот период Георгий Федорович интересовался теорией гидродвигателей различного типа, которая базируется на механике жидкости и газа. По его просьбе в летние месяцы 1902 г. он был командирован в г. Ригу на заводы Мантеля и Перлица, где в то время изготавливались гидравлические турбины. После этой командировки он обратился к директору института с просьбой ходатайства перед министерством о заграничной командировке, поскольку теория и практика производства гидротурбин на указанных заводах была достаточно отсталой, что обусловливалось общей отсталостью промышленности в царской России (за период 1891–1900 гг. на российских заводах было изготовлено 460 гидравлических турбин общей мощностью 9000 кВт, а из-за границы было ввезено 198 турбин общей мощностью 9350 кВт).

В сентябре 1902 г. Г. Ф. Проскура выезжает на два года в Швейцарию для изучения новых типов гидравлических турбин. В Цюрихском политехническом институте он посещал лекции по гидродинамике и теории гидравлических турбин известного ученого профессора Ф. Пражиля, работал в гидравлической лаборатории под его руководством, а на заводе Эшер-Висс изучал производство гидротурбин.

Вернувшись из Швейцарии в 1904 г. Г. Ф. Проскура продолжал работать в Харьковском технологическом институте. Однако вскоре вынужден был оставить институт в связи с участием в так называемом «шиллерском инциденте», который произошел в институте 2 марта 1904 г., когда полиция, которую вызвал директор института М. И. Шиллер, разогнала студенческое собрание солидарности со студентами Харьковского университета. Когда в знак протеста против исключения студентов, институт покинула группа преподавателей, вместе с ними ушел и Г. Ф. Проскура, несмотря на блестящую научную карьеру, открывающуюся перед ним. Он выехал в Петербург, и в декабре 1904 г. начал работать инженером-конструктором на франко-русском судостроительном заводе, занимаясь изготовлением новейших конструкций судовых паровых машин.

Некоторая либерализация высшей школы в 1905–1907 гг. дала возможность Г. Ф. Проскуре вернуться в конце 1906 г. в Харьковский технологический институт (с 1930 г. – Харьковский механикомашиностроительный институт, а с 1950 г. – Харьковский политехнический институт), с которым он был связан до конца своей жизни.

Здесь он снова работает ассистентом кафедры теоретической механики, преподавателем черчения, а со временем – руководителем курсовых проектов, в которых разрабатывались вопросы конструкции гидромашин, грузоподъемных кранов, паровых машин, гидротурбин и др.

В 1908 г. вышли в издании первые научные труды Г. Ф. Проскуры – «Курс водяных турбин» и «Регулирование хода машин и двигателей», а в 1909 г. – монография «Гидродинамика водяных турбин в связи с расчетом и исследованием их». Эта книга была единственной в то время работой на русском языке, в которой рабочий процесс гидротурбин исследовался с помощью уравнений гидродинамики.

Она стала составной частью курса «Водяные турбины» (1913 г.) и курса «Гидравлика вместе с гидростатикой и гидродинамикой» (1914 г.).

16 января 1914 г. учебный комитет Харьковского технологического института поручил Г. Ф. Проскуре заведование гидравлической лабораторией института. Эта дата является также датой основания кафедры гидравлических машин, первой в Российской империи кафедры гидравлических машин, которой Георгий Федорович руководил на протяжении 44 лет.

С первых дней своей преподавательской деятельности Георгий Федорович включился в работу студенческого научно-технического общества института, а в 1910 г. он организовал в этом студенческом обществе аэросекцию и был избран ее председателем. Одной из первых работ аэросекции было создание своими

силами аэродинамической трубы замкнутого типа диаметром 1 м, с мотором 10 кВт. Со временем (в 1923–1930 гг.) она была модернизирована и мощность увеличена до 30 кВт. До этого в России существовали аэродинамические трубы, построенные К. Э. Циолковским (1887 г.) и Н. Е. Жуковским (1902 г.).

В 1924 г. была спроектирована и изготовлена под руководством Г. Ф. Проскуры и установлена на кафедре «Гидравлические машины» большая аэродинамическая труба с диаметром 1,75 м и диаметром вентилятора 2,5 м с мощностью электродвигателя 100 кВт.

Георгий Федорович Проскура был первым в стране организатором подготовки инженеров по специальности гидромашиностроение. В Харьковском технологическом институте первый выпуск по этой специальности в количестве пяти человек состоялся в 1925 г. В составе этой группы были главный конструктор М. Г. Кочнев и руководитель работ по расчету пропеллерных насосов, а также Д. Я. Алексапольский – доктор технических наук, профессор кафедры гидравлических машин Харьковского политехнического института.

Г. Ф. Проскуре принадлежит приоритет в развитии теории пропеллерных турбин и насосов. В наши дни турбины и насосы этого типа широко применяются на многих гидроэлектрических и насосных станциях. В работах «Расчет турбины общего типа» (1925 г.) и «Определение расчетных данных водяных турбин» (1926 г.) Г. Ф. Проскура установил зависимости между коэффициентами скоростей и коэффициентом быстроходности.

В 1928 г. в Харькове был создан Украинский научно-исследовательский институт промышленной энергетики, в котором Георгий Федорович возглавил гидравлический отдел.

В начале 30-х годов Г. Ф. Проскура подготовил курс «Центробежные насосы» (1930 г.), работу «Вихревая теория центробежных насосов» (1931 г.) и курс «Центробежные и пропеллерные насосы» (1932 г.).

1922 г. вошел в историю как год массового движения за советскую авиацию. В Харькове было создано Общество авиации и воздухоплавания. Одним из организаторов общества и членом его правления был Георгий Федорович.

В 1923 г. авиационная секция добилась организации на механическом факультете авиационной специальности. В первой группе было 5 студентов, а через три месяца во второй группе – уже 18 студентов.

В начале 1924 г. авиасекция Харьковского технологического института напечатала лекции Георгия Федоровича из первой части курса «Теоретические основы авиации и воздухоплавание».

Работы Г. Ф. Проскуры в области аэрогидродинамики, авиации и турбомашин создали ему заслуженный авторитет, и в 1929 г. он был избран академиком АН Украины. Нельзя не отметить, что работы Георгия Федоровича по вопросам разработки пропеллерных гидромашин сыграли решающую роль в использовании этого типа насосов в народном хозяйстве. Дело в том, что когда появилась потребность в этих насосах для каналов между реками, большинство специалистов предложили применить центробежные насосы, которые для нужных параметров оказались очень громоздкими и тяжелыми. Ряд специалистов доказывали, что ни теоретически, ни практически мы не готовы к тому, чтобы построить пропеллерные насосы. Ни одна зарубежная фирма еще не изготовляла такие насосы.

Под руководством Г. Ф. Проскуры в Институте промышленной энергетики и на заводе «Борец» были спроектированы исследовательские пропеллерные насосы с диаметром рабочего колеса 0,35 м для систематического их изучения. Результаты этих исследований были положены в основу создания высокопроизводительных к тому времени пропеллерных насосов мощностью 3000 кВт, которые подавали 25 м<sup>3</sup> воды за секунду при напоре 9,5 м.

С 1923 г. Г. Ф. Проскуру заинтересовывает проблема использования энергии ветра. К этой работе он привлекает А. И. Борисенко, который составил проект исследовательской ветросиловой станции Харьковского технологического института (диаметр колеса 10 м, высота оси от уровня земли 45 м). Она была смонтирована на инженерно-механическом корпусе, где в 1926 г. располагалась кафедра гидравлических машин.

В 1933 г. под руководством Г. Ф. Проскуры инженер Д. Я. Алексапольский спроектировал ветросиловую станцию мощностью 4500 кВт (диаметр колеса 80 м, высота башни 150 м).

Нужно иметь в виду, что вес электростанции, расположенной на высоте 150 м, равнялся 650 т, максимальная горизонтальная сила давления ветра на ветроколесо, приложенная на высоте 150 м от земли, составляла 180 тс. Ветроэлектростанцию были намерены установить в Крыму на Ай-Петринской яйле, но подготовительные работы были прерваны в связи с фашистской агрессией.

В июле 1930 г. на базе Харьковского технологического института создается ряд институтов более узкого профиля, в том числе авиационный институт.

В 1925 г. впервые в стране Г. Ф. Проскура начал теоретические, а чуть позже – экспериментальные работы по вопросам кавитации в гидромашинах. Над этой чрезвычайно важной проблемой он продолжал работать до последних дней своей жизни. В 1927 г. вышла из печати работа «Определение коэффициента кавитации водяных турбин и насосов», а в 1941–1942 гг. – «Работа гребных судовых винтов на режиме начальной кавитации».

Долгие годы Георгий Федорович был главой Государственной квалификационной комиссии в Харьковском политехническом институте. С момента учреждения аспирантуры он руководил подготовкой аспирантов в области гидромашиностроения и аэрогидромеханике.

В большой монографии Г. Ф. Проскуры «Гидродинамика турбомашин», которая вышла из печати в 1934 г. и была переиздана в значительно переработанном виде в 1954 г., впервые была изложена общая теория

турбомашин. В эту книгу автор вложил весь свой богатый научный и практический опыт. Она стала настольной книгой научных работников и инженеров-турбомашиностроителей.

Резкое наращивание производства в области энергетических машин с одновременным повышением их единичных мощностей нуждалось в расширении научных исследований. В связи с этим по предложению академика Г. Ф. Проскуры в Харькове был создан Институт энергетики АН. Отдел гидродинамики этого института возглавил академик АН Г. Ф, Проскура.

Сразу после войны Институт энергетики АН Украины был разделен на два института: Институт теплоэнергетики АН Украины и Институт электротехники АН Украины с местом нахождения в Киеве.

В то же самое время был организован Харьковский филиал Института теплоэнергетики АН Украины, который по предложению Г. Ф. Проскуры в 1948 г. был объединен с Лабораторией проблем быстроходных машин и механизмов АН Украины, созданной им еще в годы войны. Возглавляемая академиком Г. Ф. Проскурой лаборатория решала актуальные задачи, поставленные перед наукой в послевоенный период, в частности задачи повышения мощности, экономичности, надежности и долговечности турбомашин. В этот период особое внимание отводилось исследованию гидромашин.

В 1955 г. Лаборатория проблем быстроходных машин и механизмов АН Украины по предложению Г. Ф. Проскуры была реорганизована в Лабораторию гидравлических машин АН Украины.

По рекомендации Г. Ф. Проскуры эту лабораторию возглавил член-корреспондент АН Украины (со временем академик) А. П. Филиппов.

В 1964 г., уже после смерти Г. Ф. Проскуры, лаборатория была реорганизована в филиал Института механики АН Украины в связи с тем, что ее штаты и объем выполняемых научных исследований уже выходил за рамки лаборатории.

Все это стало базой для создания в Харькове в 1971 г. академического Института – Института проблем машиностроения АН Украины, руководителем которого был назначен член-корреспондент АН Украины, а в дальнейшем академик АН Украины А. Н. Подгорный.

Г. Ф. Проскура принимал участие и в решении некоторых задач, связанных с добычей нефти. Под его руководством в Лаборатории проблем быстроходных машин и механизмов АН Украины в 50-х годах аспирант Э. Э. Рафалес-Ламарка, в последующем доктор технических наук, профессор Ворошиловградского машиностроительного института, выполнил расчет и проект многоступенчатой гидравлической турбины для турбобура, который нашел применение в бурении нефтяных буровых скважин. Эти разработки с самого начала были направлены на получение новых решений.

Проблемной в то время была также поставленная Георгием Федоровичем задача создания обратимых гидромашин. Обратимая гидромашина является одновременно и насосом и турбиной.

Уже в 1940 г. под руководством Г. Ф. Проскуры, Д. Я. Алексапольский спроектировал экспериментальную газовую турбину замкнутого типа мощностью 250 л.с. на валу генератора тока. Топливом для этой установки должен был быть коксовый газ.

Дальнейшее развитие исследований газотурбинных установок замкнутого цикла описано в статье Г. Ф. Проскуры «Сравнительное исследование экономичности некоторых циклов газовой турбины», которая была опубликована в 1948 г. в «Сборнике трудов Института теплоэнергетики АН Украины и Лаборатории проблем быстроходных машин и механизмов АН Украины», № 2.

Наряду с научной и преподавательской деятельностью академик АН Украины Г. Ф. Проскура много внимания и времени уделял научно-организационной и общественной работе. Так, с 1943 г. по 1949 г. Г. Ф. Проскура был членом Президиума Академии наук Украины и главой Отделения технических наук АН Украины. Научная деятельность Г. Ф. Проскуры была высоко оценена. В 1943 г. он был удостоен высокого звания лауреата Государственной премии. В 1945 г. ученый был награжден многими орденами и медалями.

По решению Президиума Академии наук Украины и городских организаций одна из улиц в районе Харьковского авиационного института переименована в улицу академика Г. Ф. Проскуры, на доме Института проблем машиностроения НАН Украины, в котором работал Г. Ф. Проскура, установлена мемориальная доска с барельефом Георгия Федоровича.

Решением Ученого совета НТУ «ХПИ» кафедра «Гидравлические машины» получила статус имени Г. Ф. Проскуры и на стене инженерного корпуса установлены мемориальные доски академику Г. Ф. Проскуре и его ученику, выдающемуся авиаконструктору МиГов М. И. Гуревичу.

Заведующий кафедрой «Гидравлические машины» им. академика Г. Ф. Проскуры, проф. Черкашенко М. В.

Ученик академика Г. Ф. Проскуры, проф. Потетенко О. В.

# FUNDAMENTALS

# ФУНДАМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

# УДК 621.225

#### М. В. ЧЕРКАШЕНКО, Б. А. ВУРЬЕ

#### К ПРОБЛЕМЕ СИНТЕЗА МИНИМАЛЬНЫХ СХЕМ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Розглядається синтез складних схем систем гідропневмоагрегатів, що працюють в режимах паралелілізму і послідовних, що дозволяє вирішувати довільні завдання на всіх етапах синтезу мінімальних схем. Для чого пропонується принципово нова універсальна структурна організація, заснована на апробованих авторами схемних рішеннях. Дається оцінка складності схем при повній мінімізації графа операцій, який є математичною моделлю їх опису. Представлений один з перспективних способів апаратної реалізації схем при збереженні позитивних особливостей стандартної позиційної структури.

Ключові слова: гідропневмоагрегати, схема, синтез, системи управління, позиційна структура, виконавчі пристрої.

Рассматривается синтез сложных схем систем гидропневмоагрегатов, работающих в режимах параллелилизма и последовательностных, что позволяет решать произвольные задачи на всех этапах синтеза минимальных схем. Для чего предлагается принципиально новая универсальная структурная организация, основанная на апробированных авторами схемных решениях. Дается оценка сложности схем при полной минимизации графа операций, являющего математической моделью их описания. Представлен один из перспективных способов аппаратной реализации схем при сохранении положительных особенностей стандартной позиционной структуры.

Ключевые слова: гидропневмоагрегаты, схема, синтез, системы управления, позиционная структура, исполнительные устройства.

The synthesis of complex schemes of systems of hydropneumounits operating in parallelism and sequential modes, that can solve arbitrary problems at all stages of the synthesis of minimal schemes. What is proposed is fundamentally new universal structural organization, based on tested the authors solutions. Result – the estimation of the complexity to minimize of schemes, and a mathematical model to describe them. It presents one of the most promising ways to hardware implementation schemes while retaining the positive features of standard positional structure.

Keywords: hydropneumounits, the scheme, the synthesis, control systems, the position structure, actuators.

Введение. Системы гидропневмоагрегатов представляют собой системы co строго детерминированной входо-выходной последовательностью сигналов. Здесь отсутствует возможность появление случайной входо-выходной последовательности, в связи со строгим контролем положения исполнительных устройств. Системы гидропневмоагрегатов содержат параллельные и последовательные режимы работы исполнительных устройств.

Синтез систем управления таких систем, как правило, проводится с использованием стандартной позиционной структуры с возможностью ее полной минимизации.

Разработка новой структурной организации сложных систем гидропневмоагрегатов с учетом параллелилизма и последовательностных режимов работы, а также рациональных методов их проектирования является весьма актуальной проблемой.

Основная часть. В настоящей статье приводится разработанная новая универсальная позиционная структура, учитывающая всевозможные случаи работы систем гидропневмоагрегатов с учетом синтеза минимальных схем [1]. При этом минимизация обеспечивается сжатием вершин графа операций [2], т. е. получения минимального графа операций [3], выбора рациональных решений при синтезе командоаппарата, и алгоритма синтеза минимальных схем.

Предложенная структурная организация системы гидро- и пневмоагрегатов представлена на рис. 1, a и базируется на позиционной структуре (рис. 1,  $\delta$ ) [4, 5].

Она содержит n блоков 8 структуры [1] и дополнительный блок 9 совпадения микрокоманд (рис. 1, a), n входов которого соединены с выходами блоков 8. В свою очередь блок 8 работает следующим

образом. Множество входных сигналов системы управления (СУ) Х состоит из подмножества сигналов  $X_{c}$  выходов узлов U, а также из подмножества  $X_{b}$ влияния от органов ручного управления. Во входном блоке формируется множество условий Е, которое состоит из подмножеств Q и T. Каждое условие из подмножества Q функционально зависит от сигналов ИЗ множества Х, которые определяют соответствующий переход в реализуемом технологическом процессе, И описывается конъюнкцией входных переменных СУ, которые принимают единичное значение на данном наборе. Каждое условие из подмножества Т зависит не только от указанных выше сигналов, которые вызывают переходы, но и от дополнительных сигналов из подмножества Х<sub>с</sub>. Набор входных сигналов СУ, при котором принимает единичное значение условие из подмножества Т, дальше называем удлиненным набором. Рассмотрим такие удлиненные наборы Т, которые дополнены минимальным числом переменных.

Блок памяти 5 включает в себя командоаппарат, содержащий последовательно соединенные элементы памяти (ЭП) (триггеры с раздельными входами), каждый предшествующий ЭП выключается сигналом с выхода следующего (следующим за последним ЭП считается первый). В командоаппарате используется один выход ЭП. Исключение составляет случай, если СУ содержит два внутренних состояния, а блок памяти содержит один ЭП и при этом используются два его инверсных выхода.

Блок совпадений 1 служит для формирования множества *V* условий, любое из которых функционально зависит от удлиненных некоторыми сигналами из множества *Y* условий из *E*.

Блок разделений включений 3 содержит элементы ИЛИ ( v ) и используется при включении

© М. В. Черкашенко, Б. А. Вурье, 2016

одного ЭП разными наборами из множества *U* для разных программ работы СУ.

Блок разделений включений 4 содержит элементы  $\lor$  и используется в случае нескольких программ работы СУ, которые приводят к появлению различного числа внутренних состояний для каждой программы.

Выходной блок 6 содержит элементы ∨, а также гидро- или пневмораспределители (часто с двусторонним управлением), которые посылают рабочую жидкость в исполнительные устройства 7. В рассмотренной структуре, в отличие от стандартной позиционной структуры, сигналы от входного блока

совпадений 1 или от блока совпадений 2 подаются непосредственно в выходной блок разделений 6, тогда как в стандартной структуре в выходной блок подаются сигналы от блока памяти. Это дает возможность использовать две особенности агрегатного И элементного подходов к СУ: проектированию систем приводов с командоаппаратный принцип выполнения блока памяти (из агрегатного подхода) и удлинение наборов, которые вызывают переходы (из элементного подхода). с дальнейшим синтезированием минимального блока памяти формального И удлинения наборов, вызывающих переходы.



Рис. 1 – Структурная организация системы гидропневмоагрегатов: *а* – универсальная структурная организация; *б* – позиционная структура

Сам командоаппарат может быть выполнен по типу [6] (рис. 2). Он работает следующим образом. В начальной позиции сигналы  $x_1 - x_n$  во входных каналах и сигналы  $y_1 - y_n$  в выходных каналах равняются нулю. Во время подачи сигнала пуска  $p_n$ через элемент ∨ переключается распределитель 1 первой ячейки, давление питания поступает в выходной канал (y<sub>1</sub> = 1). Во время подачи сигнала  $x_2 = 1$  переключается распределитель 2 второй ячейки, выходной сигнал которого вызовет переключение распределителя 1 второй ячейки, выходной сигнал у₂ = 1. Этот сигнал через элемент ∨ выключает распределитель 1 первой ячейки, в результате  $y_1 = 0$ . Последовательная подача входных сигналов  $x_i = 1$ вызовет последовательное формирование выходных сигналов  $y_i = 1$ . Во время подачи сигнала выключения  $p_0$ , независимо от наличия входного сигнала  $x_i = 1$ , все распределители 2 переключаются, соединяя камеры управления распределителей 1 с атмосферой. Одновременно сигнал *p*<sub>0</sub> через элементы ∨ проходит в камеры управления распределителей 1, что вызывает снятие выходных сигналов ( $y_i = 0$ ).





Метод структурного синтеза СУ гидропневмоагрегатов объединяет лучшие особенности агрегатного и элементного подходов к проектированию СУ и позволяет получить систему логических уравнений (СЛУ), которая описывает схему СУ. В гидропневмоагрегатах различают узлы, исполнительные устройства которых получают рабочую жидкость от гидропневмораспределителей с двух- и односторонним управлением.

Структурный синтез логической схемы позволяет получить СЛУ, которая математически описывает эту схему. СЛУ содержит уравнения для включения и выключения любого ЭП и каждого исполнительного устройства. Минимизация СЛУ обеспечивает на этапе построения схемы сокращение количества элементов (модулей), выбранных в качестве базисных. Таким обеспечив при структурном синтезе образом, получение минимального числа ЭП, тем самым сокращаем число уравнений, которые входят в СЛУ, а минимизируя каждое уравнение, сокращаем число базисных устройств. Рассмотрим алгоритм синтеза разбиения π [3]. В результате действия алгоритма формируется матрица М размерностью 2m<sub>1</sub> (где m<sub>1</sub> – максимальное число наборов  $\{P_m\}$ , а в первом столбце записываются десятичные эквиваленты двоичных чисел, соответствующих наборам выходным (одинаковым наборам Р<sub>в</sub>, вызывающим появление различных наборов z<sub>v</sub> и z<sub>µ</sub>, соответствуют одинаковые числа). Во втором столбце формируются десятичные числа, соответствующие блокам  $\{B\}$  разбиения  $\pi$ . Работает алгоритм следующим образом.

1. i = a = 1. (i - номер строки, a - номер блока), переходим к 2.

2. M(i, 2) = a, переходим к 3.

3. i = i + 1, если  $M(i, 1) \neq M(j, 1)$  (*j* пробегает номера, где M(j, 2) = a, переходим к 4, иначе – к 5.

4. Если  $M(i, 1) \neq M(\mu, 1)$  ( $\mu$  – последний элемент блока a - 1), то переходим к 2, иначе – к 5.

5. a = a + 1, переходим к 2.

За последним блоком в цикле следует первый и просмотр чисел заканчивается при условии, что разбиение в предыдущем просмотре адекватно разбиению, полученному при данном просмотре. Практически число просмотров не превышает трех. Стабилизация данного процесса говорит об однозначности и минимальности данного разбиения при выполнении условия утверждения [3].

Определим трудоемкость данного алгоритма. Примем число просмотров три. Через |B| обозначим число блоков, а через  $m_1$  – число наборов  $\{P_m\}$ . В среднем в блок входит  $m_1/|B|$  элементов. Необходимое число сравнений чисел в блоке равно:

$$\frac{m_1}{|B|} \left(\frac{m_1}{|B|} - 1\right) / 2 = m_1^2 - m_1 |B| / 2|B|^2.$$

Число сравнений с предыдущим блоком  $m_1/|B|$ . Таким образом, общая трудоемкость определяется как  $3m_1(m_1 + |B|)/2|B|^2$  сравнений целых десятичных чисел. Учитывая, что одинаковые числа не могут быть соседними, трудоемкость можно уменьшить на  $3(m_1 - 1)$  сравнений. Из формулы видно, что трудоемкость алгоритма уменьшается при

Bulletin of NTU "KhPI". 2016. № 41 (1213)

возрастании числа блоков. Расход памяти составляет  $2m_1$ .

Реализация повторных функций проводится схемой по типу [7], где выход предыдущего распределителя соединяется с нормально открытым входом последующего (рис. 3). Реализацию бесповторных функций целесообразно проводить по таблицам с использованием распределительной аппаратуры.



Рис. 3 - Концепция реализации повторных функций

Таким образом, представленная здесь концепция синтеза минимальных схем гидропневмоагрегатов поможет ученым при выборе направления исследований, а также разработчикам при синтезе конкретных схем реальных гидрофицированных объектов автоматизации.

#### Список литературы

- Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation / M. Cherkashenko // International Fluid Power Symposium in Aachen. – Germany, 20–22 March 2006. – Fundamentals. – The report No. 1. – P. 147–154.
- Юдицкий С. А. К вопросу описания и синтеза дискретных систем промышленной автоматики / С. А. Юдицкий // Техническая кибернетика. – 1976. – № 1.– С. 131–141.
- Черкашенко М. В. Синтез дискретных систем управления промышленных роботов / М. В. Черкашенко // Автоматика и телемеханика. – 1981. – № 5.– С. 148–153.
- Черкашенко М. В. Устройство микрокоманд для систем пневмои гидроприводов / М. В. Черкашенко, Ю. И. Келлерман, А. И. Кудрявцев [и др.]. // А. с. 1166064 : СССР, МПК<sup>4</sup>G05B19/40 ; № 3632972/24–24 ; заявл. 30.05.83 ; опубл. 07.07.85, Бюл. № 25.
- Черкашенко М. В. Автоматизация программирования микропроцессорных контроллеров для управления системами гидро- и пневмоприводов / М. В. Черкашенко, С. А. Юдицкий.– М. :ВНИИТЭМР, 1990. – 36 с.
- Черкашенко М. В. Пневматический командоаппарат / М. В. Черкашенко // А. с. 1242926 : СССР, МПК<sup>4</sup>G05D1/02 ; № 3814031/24-24 ; заявл. 20.11.84 ; опубл. 07.07.86, Бюл. № 25.
- Черкашенко М. В. Многофункциональный пневматический логический модуль / М. В. Черкашенко // А. с. 1026137 : СССР, МПК<sup>4</sup>G06D7/00 ; № 3409979/18–24 ; заявл. 16.03.82 ; опубл. 30.06.83, Бюл. № 24.
- Черкашенко М. В. Теория построения схем гидропневмоагрегатов / М. В. Черкашенко, Б. А. Вурье.- Х : НТУ «ХПИ». – 2016. – 253 с.

#### **Referenses (transliterated)**

- Cherkashenko, M. "Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation." *International Fluid Power Symposium in Aachen*. Germany, 20–22 March. 2006. No. 1. 147–154. Print.
- Yuditskiy, S. A. "K voprosu opisaniya i sinteza diskretnykh sistem promyshlennoy avtomatiki." *Tekhnicheskaya kibernetika*. No. 1. 1976. 131–141. Print.
- Cherkashenko, M. V. "Sintez diskretnykh sistem upravleniya promyshlennykh robotov." *Avtomatika i telemekhanika*. No. 5. 1981. 148–153. Print.
- Cherkashenko, M. V., et al. Ustroystvo mikrokomand dlya sistem pnevmo- i gidroprivodov. USSR Patent, A. s. 1166064 (ΜΠΚ<sup>4</sup>G05B19/40). 7 July 1985. Print.

- Cherkashenko, M. V., and S. A. Yuditskiy. Avtomatizatsiya programmirovaniya mikroprotsessornykh kontrollerov dlya upravleniya sistemami gidro- i pnevmoprivodov. Moscow:VNIITJeMR, 1990. Print.
- Cherkashenko, M. V. Pnevmaticheskiy komandoapparat. USSR Patent, A. s. 1242926 (ΜΠΚ<sup>4</sup>G05D1/02). 7 July 1986. Print.
- Cherkashenko, M. V. Mnogofunktsional'nyy pnevmaticheskiy logicheskiy modul'. USSR Patent, A. s. 1026137 (ΜΠΚ<sup>4</sup>G06D7/00). 30 June 1983. Print.
- Cherkashenko, M. V., and B. A. Vur'e. *Teoriya postroeniya skhem gidropnevmoagregatov*. Kharkov: NTU "KhPI", 2016. Print.

Поступила (received) 31.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

К проблеме синтеза минимальных схем гидропневмоагрегатов / М. В. Черкашенко, Б. А. Вурье // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 7–10. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

К проблеме синтеза минимальных схем гидропневмоагрегатов / М. В. Черкашенко, Б. А. Вурье // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 7–10. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

**To a problem of synthesis of the minimal schemes of hydropneumounits** / **M. V. Cherkashenko**, **B. A. Vurye** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 7–10. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Черкашенко Михайло Володимирович** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідуючий кафедрою «Гідравлічні машини»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: mchertom@gmail.com.

*Черкашенко Михаил Владимирович* – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: mchertom@gmail.com.

*Cherkashenko Mihail Vladimirovich* – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Chair of the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: mchertom@gmail.com.

*Вур'є Борис Олександрович* – доктор технічних наук, генеральний директор «Пневмогідропривід», м. Москва; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: borisvurye@gmail.com.

*Вурье Борис Александрович* – доктор технических наук, генеральный директор «Пневмогидропривод», г. Москва; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: borisvurye@gmail.com.

*Vurye Boris Aleksandrovich* – Doctor of Technical Sciences, General Director of "Pnevmogidroprivod", Moscow; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: borisvurye@gmail.com.

#### УДК 621.165:532.6

# Р. А. РУСАНОВ, А. В. РУСАНОВ, П. ЛАМПАРТ, М. А. ЧУГАЙ, Н. М. КУРСКАЯ

# ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ЛОПАТОК РАДИАЛЬНЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ

Розглянуто вплив форми профілю лопаток радіальних направляючих апаратів на ефективність високонавантаженого ступеня турбіни ORC з ступенем пониження повного тиску вище сімдесяти. Показано, що найбільшу ефективність забезпечує направляючий апарат, який побудовано з використанням нового аналітичного методу профілювання радіальних лопаток турбінних ступенів. Згідно з цим методом профіль задається в криволінійній системі координат, складається з вхідної і вихідної кромок, а також спинки та коритця, описаних кривими 5-го і 4-го порядків відповідно.

Ключові слова: радіально-осьова турбіна, високонавантажений ступінь, проточна частина, аналітичний метод профілювання, просторова течія, чисельне моделювання.

Рассмотрено влияние формы профиля лопаток радиальных направляющих аппаратов на эффективность высоконагруженной ступени турбины ORC со степенью понижения полного давления выше семидесяти. Показано, что наибольшую эффективность обеспечивает направляющий аппарат, построенный с использованием нового аналитического метода профилирования радиальных лопаток турбинных ступеней. Согласно с этим методом профиль задается в криволинейной системе координат, состоит из входной и выходной кромок, а также спинки и корытца, описанных кривыми 5-го и 4-го порядков соответственно.

Ключевые слова: радиально-осевая турбина, высоконагруженная ступень, проточная часть, аналитический метод профилирования, пространственное течение, численное моделирование.

It was carried out a study of radial stator blades profile shape influence on the efficiency of high-loaded ORC turbine stage with the degree of reduction of the total pressure above 70. Three variants of turbines with different types of stator blade profiles are considered: the profile developed using a standard method for axial blades; the "half-drop" profile and the profile developed using the proposed method. It is shown that stator developed with the use of new method of analytical profiling of radial stator blades provides highest efficiency. The profile of radial blades is determined in a curvilinear coordinate system and consists of the trailing and leading edges, and also of suction and pressure sides described by polynomial curves of the 5th and 4th order, respectively. The special form of blade-to-blade channels allows us to obtain a low level of profile and trailing edge losses, as well as wave losses of kinetic energy. In the stage with proposed in paper stator blade shape, the kinetic energy losses related to the enthalpy drop in the stage were decreased by 2,2 % compared to the profile of a classic shape, and by 1,1 % compared to the "half-drop" profile. Using of the high-loaded stage with a new type of stator blade profile allowed us to significantly improve the aerodynamic characteristics of the flow part in the whole stage.

Keywords: radial-axial turbine, high-loaded stage, flow part, analytical method of profiling, spatial flow, numerical modeling.

турбины Ввеление. Радиально-осевые достаточно широко используются в энергетических и технологических устройствах, таких, как. турбодетандерные агрегаты различного назначения, когенерационные установки, работающие на низкокипящих рабочих телах (HPT), приводы насосов и т. д. Они по сравнению с осевыми конструкциями обладают более высокой эффективностью для машин с относительно небольшими объемными расходами рабочего тела.

До недавнего времени в рабочих колесах (РК) радиально-осевых турбин в основном применялись лопатки с «пластинчатым» профилем, несмотря на это, на расчетных режимах они обеспечивали достаточно высокий уровень внутреннего КПД. На переменных режимах работы в таких конструкциях из-за нерасчетных углов натекания потока межлопаточных каналах возникают существенные отрывные течения, что приводит к значительному снижению КПД. Для улучшения аэродинамических характеристик РК радиально-осевого типа на расчетных и, особенно на переменных режимах работы в последние годы стали использоваться лопатки сложной пространственной формы С телесными профилями [1, 2, 3, 4].

Вопросам профилирования лопаток направляющих аппаратов (НА) радиальных и радиально-осевых турбин уделялось значительно меньшее внимание. Это связано с тем, что, как правило, вклад НА в суммарные потери кинетической энергии существенно ниже по сравнению с РК. с внедрением новых технологий Олнако производство лопаточных машин, в том числе в связи с применением магнитных подшипников, появилась возможность создавать высокооборотные турбины с частотой вращения 10-20 тыс., а в некоторых случаях и до 300 тыс. мин<sup>-1</sup> [5, 6]. Это позволяет срабатывать большие тепловые перепады на одной ступени. При увеличении теплового перепада на ступени, как правило, необходимо обеспечить уменьшение угла выхода потока из решетки НА (угол потока отсчитывается от фронта решетки), что влечет за собой увеличение профильных и кромочных потерь. Кроме того, течение в решетках НА достигает сверхзвуковых скоростей, из-за чего возникают дополнительные волновые потери [7, 8]. В результате уровень потерь кинетической энергии в НА значительно возрастает и становится соизмеримым, или даже выше, потерь кинетической энергии в РК.

В статье представлены результаты исследования профиля лопаток радиальных влияния формы направляющих аппаратов на эффективность высоконагруженной ступени турбины ORC co понижения полного давления выше степенью семидесяти. Рассмотрен новый метод аналитического профилирования радиальных лопаток, с помощью которого создан один ИЗ исследованных направляющих аппаратов.

© Р. А. Русанов, А. В. Русанов, П. Лампарт, М. А. Чугай, Н. М. Курская, 2016

1. Аналитический метод профилирования радиальных лопаток. В основу метода построения геометрии профиля радиального лопаточного венца положен подход параметризации и аналитического профилирования осевых лопаток [9]. В отличие от метода [9] в рассматриваемом случае профиль задается не в декартовой, а в криволинейной системе координат  $\hat{\phi}\hat{r}$  (рис. 1).

Криволинейные координаты  $\hat{\phi}\hat{r}$  связаны с цилиндрическими  $\phi r$  соотношениями:

$$r = r_{\overline{o}} - \left(\hat{r} - \hat{r}_{\overline{o}}\right); \ \varphi = \frac{\hat{\varphi} - \hat{\varphi}_{\overline{o}}}{t} \frac{2\pi}{N}, \tag{1}$$

где  $\hat{\varphi}_{\bar{o}}, \hat{r}_{\bar{o}}$  – координаты точки о в системе координат  $\hat{\varphi}\hat{r}$ ;

 $r_{\overline{o}}$  — радиальная координата точки  $\overline{o}$  в цилиндрической системе координат;

*N* – число лопаток в решетке;



Рис. 1 – Решетка профилей

Профиль описывается входной и выходной кромками, а также кривыми спинки и корытца. Входная и выходная кромки являются окружностями, а кривые спинки – многочленами 5-го порядка, корытца – многочленами 4-го порядка вида:

$$\hat{\varphi}(\hat{r}) = \sum_{i=0}^{5} a_i \hat{r}^i ; a_i = \text{const};$$
 (2)

$$\hat{\varphi}(\hat{r}) = \sum_{i=0}^{4} a_i \hat{r}^i$$
,  $a_i = \text{const}$ . (3)

При задании решетки профилей исходными данными являются:  $b_x$  – ширина профиля;  $\alpha_1$  – скелетный угол решетки на входе;  $r_1$  – радиус

входной кромки; α<sub>2ef</sub> – эффективный угол выхода потока; r<sub>2</sub> – радиус выходной кромки; t – шаг

решетки;  $\Delta \alpha_1$ ,  $\Delta \alpha_2$  – углы "заострения" входной и выходной кромок;  $\alpha_{2bev}$  – угол "скоса" спинки,  $\alpha_{co} = \alpha_{2s} + \alpha_{2bev}$ ;  $1_s$ ,  $2_s$ ,  $1_p$ ,  $2_p$  – точки сопряжения входных и выходных кромок с кривыми спинки и корытца (см. рис. 1).

Коэффициенты кривой (2), описывающей спинку, рассчитываются итерационно из соотношений

$$\begin{cases}
\hat{\varphi}'_{s}(\hat{r}_{1s}) = \operatorname{tg}(\alpha_{1} + \Delta \alpha_{1}), \\
\hat{\varphi}''_{s}(\hat{r}_{1s}) = \{\hat{\varphi}''_{s,0}\}, \\
\hat{\varphi}_{s}(\hat{r}_{0}) = \hat{\varphi}_{0}, \\
\hat{\varphi}'_{s}(\hat{r}_{0}) = \operatorname{tg}(\alpha_{co}), \\
\hat{\varphi}'_{s}(\hat{r}_{2s}) = \hat{\varphi}_{2s}, \\
\hat{\varphi}'_{s}(\hat{r}_{2s}) = \operatorname{tg}\{\alpha_{2s}\}.
\end{cases}$$
(4)

Варьируемыми параметрами для соотношений (4) являются  $\alpha_{2s}$  и  $\hat{\phi}''_0$ , подбор которых должен обеспечить заданную величину горла решетки O, а также минимальное значение максимальной кривизны на множестве кривых (2) [8]. Величина горла определяется по заданным значениям шага решетки и эффективного угла

$$D = t \cos \alpha_{2ef}$$

После определения кривой спинки и вписывания входной и выходной кромок итерационно рассчитываются коэффициенты кривой (3) для корытца с использованием соотношений

$$\begin{cases} \hat{\varphi}_{p}(\hat{r}_{1p}) = \hat{\varphi}_{1p}, \\ \hat{\varphi}'_{p}(\hat{r}_{1p}) = tg(\alpha_{1} - \Delta \alpha_{1}), \\ \hat{\varphi}''_{p}(\hat{r}_{1p}) = \{\hat{\varphi}''_{p,0}\}, \\ \hat{\varphi}_{p}(\hat{r}_{2p}) = \hat{\varphi}_{2p}, \\ \hat{\varphi}'_{p}(\hat{r}_{2p}) = tg\alpha_{2c}, \end{cases}$$
(5)

где  $\hat{r}_{1p}$ ,  $\hat{\phi}_{1p}$ ,  $\hat{r}_{2p}$ ,  $\hat{\phi}_{2p}$  – координаты касания кривой корытца с окружностями входной и выходной кромок, которые определяются по заданному углу  $\alpha_1 - \Delta \alpha_1$  на входной кромке и варьируемому углу  $\alpha_{2c}$  на выходной кромке. Угол  $\alpha_{2c}$  выбирается в интервале  $\alpha_{co}$  и  $\alpha_{2s}$  таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение максимальной кривизны кривой корытца, либо задается равными  $\alpha_{2s} - \Delta \alpha_2$  [10].

2. Исследование влияния формы направляющего аппарата на характеристики высоконагруженной радиально-осевой ступени турбины ORC. В качестве объекта исследования выбрана радиально-осевая ступень турбины ORC мощностью 100 кВт, вид которой представлен на рис. 2, а результаты ее исследования приведены в работе [11].

Численное моделирование пространственных вязких течений выполнялось с использованием программного комплекса IPMFlow, являющегося развитием программ FlowER и FlowER-U [12, 13]. Расчетная сетка состояла более чем из одного миллиона ячеек.

Турбина (ступень) работает при следующих условиях: параметры на входе – давление 1200 кПа, температура 553° К; параметры на выходе – давление 17 кПа; частота вращения – 14000 мин<sup>-1</sup>, рабочее тело – силикатное масло (MDM) в парообразном состоянии. Таким образом, на ступени срабатывается очень высокий перепад давлений – выше семидесяти.

В этой турбине профиль лопатки НА (вариант 1)

разработан с помощью стандартной методики, используемой для проектирования осевых лопаток [9]. Рассмотрены также еще два варианта турбины с различными типами профилей лопаток НА: профиль в виде «полукапли» (вариант 2) и профиль, разработанный с помощью предлагаемой методики (вариант 3). Вид всех вариантов исследованных решеток профилей представлен на рис. 3, а номера вариантов исследуемых решеток НА показаны цифрами.





б

Рис. 2 – Вид первого варианта радиально-осевой проточной части: *а* – меридиональное сечение; *б* – изометрия



Рис. 3 - Вид исследуемых вариантов решеток НА

На рис. 4 представлена визуализация течения в межлопаточном канале РК для 1-го варианта НА. Из представленных результатов видно, что картина течения достаточно благоприятная: отсутствуют существенные отрывные зоны и наблюдается монотонное изменение статического давления. Так как все рассмотренные варианты направляющих аппаратов обеспечивают близкие параметры потока в межлопаточном зазоре, картина течения в РК при всех НА, соответственно также будет подобной. Поэтому далее будут рассмотрены только результаты расчетов течения в НА и ступени в целом.



Рис. 4 – Результаты расчета течения в РК: *а* – изолинии числа Маха; *б* – векторы скорости

На рис. 5 представлены визуализация течения в межлопаточном канале и график распределения адиабатического числа Маха на поверхностях лопатки

1-го варианта НА, а в табл. 1 – основные интегральные характеристики ступени.



Рис. 5 – Результаты расчета течения в НА (вариант 1): *а* – изолинии числа Маха; *б* – адиабатическое число Маха

Таблица 1 –	Интегральные	характеристики
-------------	--------------	----------------

Вариант НА	1	2	3
Число лопаток НА	57	29	23
Массовый расход, кг/с	18,26	18,61	18,51
Потери кинетической энергии в НА, к перепаду в НА, %	20,01	17,4	15,05
Потери кинетической энергии в НА, к перепаду в ступени, %	7,95	6,89	5,75
Потери кинетической энергии в ступени, %	9,9	8,3	7,96
КПД ступени с учетом потерь с выходной скоростью, %	88,51	90,03	90,4

Из представленных результатов видно, что максимальное число Маха достигается за горлом решетки вниз по потоку и его величина не превышает двух. Это свидетельствует о том, что перерасширение потока за горлом является относительно небольшим для подобного рода течений, благодаря чему уровень потерь должен быть волновых относительно невысоким. Однако из-за большого числа лопаток (57) vровень профильных И кромочных потерь увеличивается. Потери кинетической энергии в решетке НА, отнесенные к тепловому перепаду в НА, составляют 20,01 %, а к перепаду в ступени – 7,95 %. Суммарные потери кинетической энергии в ступени составляют 9,9 %, т. е. вклад НА в эту величину в несколько раз превышает вклад РК. Необходимо отметить, что не удалось получить решетку с «классическими» профилями НА и меньшим числом



лопаток, т. к. в этом случае для обеспечения заданного массового расхода реализуется такой угол установки профилей, при котором хвостики загибались «вверх» по потоку, что приводило к очень существенному увеличению потерь кинетической энергии.

Во втором варианте НА были применены профили в виде «полукапли» (см. рис. 3), благодаря чему удалось уменьшить число лопаток до двадцати девяти, и, как следствие, снизились профильные и кромочные потери (табл. 1). Возросла суммарная эффективность как НА, так и ступени в целом. На рис. 6 представлены визуализация течения в межлопаточном канале и график распределения адиабатического числа Маха на поверхностях лопатки 2-го варианта НА.



Рис. 6 – Результаты расчета течения в НА (вариант 2): *а* – изолинии числа Маха; *б* – адиабатическое число Маха

Из приведенных результатов видно, что во 2-м варианте НА достигаются большие значения чисел Маха за горлом, что приводит к некоторому увеличению волновых потерь. На рис. 7 представлены визуализация течения в межлопаточном канале и график распределения адиабатического числа Маха на поверхностях лопатки 3-го варианта НА.





В данном случае число лопаток удалось снизить двадцати трех, но при этом величина до максимальных значений чисел Маха сохранилась на первого варианта уровне решетки HA. B предложенном НА потери кинетической энергии, отнесенные к перепаду ступени, снизились на 2,2 % и 1,1 % по сравнению с первым и вторым вариантами решеток соответственно.

Выволы. Предложен аналитический метод построения профилей радиальных лопаток турбинных ступеней. в котором профиль задается в криволинейной системе координат, состоит ИЗ входной и выходной кромок, а также спинки и корытца, описанных кривыми 5-го и 4-го порядков соответственно. Метод дает возможность создавать решетки высокоэффективные радиальные HA высоконагруженных радиально-осевых ступеней. Специальная форма межлопаточных каналов позволяет обеспечить относительно низкий уровень как профильных и кромочных, так и волновых потерь кинетической энергии. Использование ступени с профилем НА нового типа позволило снизить потери кинетической энергии на 2,2 % по сравнению с профилем традиционной формы (применяемым в осевых турбинах) и на 1,1 % - с профилем в форме «полукапли».

#### Список литературы

- 1. *Pasquale D.* Shape Optimization of an Organic Rankine Cycle Radial Turbine Nozzle / *D. Pasquale, A. Ghidoni, S. Rebay //* Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2013. – Vol. 135 (4). – P. GTP-12-1061. – DOI: 10.1115/1.4023118.
- Jacob P. A. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines: an automated approach / P. A. Jacob, Carlos Ventura, Andrew S. Rowlands [et al.] // Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering. – 2012. – Vol. 134. – P. 031102-1–031102-13. – DOI: 10.1115/1.4006174.
- 3. Русанов А. В. Метод проектирования высокоэффективных проточных частей турбодетандерных агрегатов / А. В. Русанов, С. В.Моисеев, П. Н.Сухоребрый [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. 2012. № 8 (95). С. 67–72.
- Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radialaxial turbines through mathematical modelling / A. Rusanov, R. Rusanov, P. Lampart // Open Engineering (formerly Central European Journal of Engineering). – 2015. – No. 5. – P. 399–410. – DOI: 10.1515/eng-2015-0047.
- Tkacz E. Investigations of Oil Free Support Systems to Improve the Reliability of ORC Hermetic High Speed Turbomachinery / E. Tkacz, D. Kozanecka, Z. Kozanecki [et al.] // Mechanics and Mechanical Engineering. – 2011. – Vol. 15, no. 3. – P. 355–365.
- Uusitalo A. Suitability of siloxanes for a mini ORC turbogenerator based on high-speed technology / A. Uusitalo, J. Honkatukia, T. Turunen-Saaresti [et al.] // First International Seminar on ORC Power Systems. – Delft, 2011.
- Klonowicz P. Significance of loss correlations in performance prediction of small scale, highly loaded turbine stages working in Organic Rankine Cycles / P. Klonowicz, F. Heberle, M. Preißinger [et al.] // Energy. – 2014. – Vol. 72. – P. 322–330. – DOI :10.1016/j.energy.2014.05.040.
- Kurzrock J. W. Experimental Investigation of Supersonic Turbine Performance / J. W. Kurzrock // American Society of Mechanical Engineers. – 1989. – 89-GT-238.
- Русанов А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / А. В. Русанов, Н. В. Пащенко, А. И. Косьянова // Восточно-

Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – Вып. 2/7 (38). – С. 32–37.

- Бойко А. В. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Харьков : «Вища школа». – 1989. – 217 с.
- Rusanov A. Elaboration of the flow system for a cogeneration ORC turbine / A. Rusanov, P. Lampart, R. Rusanov [et al.] // Proc 12-th Conf on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow – ES 2013. – Pilzen, Czech Republic, 13–14 June 2013. – Publisher: University of West Bohemia, 2013 – 10 p.
- 12. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин : монография / А. В. Русанов, С. В. Ершов. Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. 275 с.
- 13. Сршов С. В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» : свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір ПА № 77 / С. В. Єршов, А. В. Русанов. Державне агентство України з авторських та суміжних прав ; опубл. 19.02.96. 1 с.

#### **Referenses (transliterated)**

- Pasquale, D., A. Ghidoni and S. Rebay. "Shape Optimization of an Organic Rankine Cycle Radial Turbine Nozzle." *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 135.4 (2013): GTP-12-1061. DOI 10.1115/1.4023118. Print.
- Jacob, P. A., et al. "Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines: an automated approach." *Trans. ASME: Journal of Fluids Engineering* 134 (2012): 031102-1–031102-13. DOI 10.1115/1.4006174. Print.
- Rusanov, A. V. et al. "Metod proektirovaniia vysokoeffektivnykh protochnykh chastei turbodetandernykh agregatov." Aviatsionnokosmicheskaia tekhnika i tekhnologiia 8.95 (2012): 67–72. Print.
- Rusanov, A., R. Rusanov and P. Lampart. "Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modelling." *Open Engineering (formerly Central European Journal* of Engineering) 5 (2015): 399–410. DOI 10.1515/eng-2015-0047. Print.
- Tkacz, E., et al. "Investigations of Oil Free Support Systems to Improve the Reliability of ORC Hermetic High Speed Turbomachinery." *Mechanics and Mechanical Engineering* 15.3 (2011), 355–365. Print.
- Uusitalo, A., et al. "Suitability of siloxanes for a mini ORC turbogenerator based on high-speed technology." *First International Seminar on ORC Power Systems*. Delft, 2011.
- Klonowicz, P., et al. "Significance of loss correlations in performance prediction of small scale, highly loaded turbine stages working in Organic Rankine Cycles." *Energy.* Vol. 72. 2014. 322–330. DOI 10.1016/j.energy.2014.05.040. Print.
- Kurzrock, J. W. "Experimental Investigation of Supersonic Turbine Performance." *American Society of Mechanical Engineers*. 1989. 89-GT-238. Print.
- Rusanov, A. V., N. V. Pashchenko and A. I. Kos'yanova. "Metod analiticheskogo profilirovaniia lopatochnykh ventsov protochnykh chastei osevykh turbin." *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies* 2/7.38 (2009), 32–37. Print.
- 10. Boyko, A. V., and Yu. N. Govorushchenko. Osnovy teorii optimalnogo proektirovaniia protochnoi chasti osevyh turbomashin. Kharkov: Vishcha shkola, 1989. Print.
- Rusanov, A., et al. "Elaboration of the flow system for a cogeneration ORC turbine." Proc 12-th Conf on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow. Pilzen, Czech Republic, 13–14 June 2013. 10. Print.
- 12. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin: monografiya. Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 2008. Print.
- Yershov, S. V., and A. V. Rusanov. Kompleks prohram rozrakhunku tryvymirnykh techiy hazu v bahatovintsevykh turbomashynakh "FlowER". State Agency of Ukraine on Copyright and Related Rights, PA number 77. 19 February 1996. Print.

Поступила (received) 05.11.2016

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Влияние формы лопаток радиальных направляющих аппаратов на эффективность турбинных ступеней / Р. А. Русанов, А. В. Русанов, П. Лампарт, М. А. Чугай, Н. М. Курская // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 11–17. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

Влияние формы лопаток радиальных направляющих аппаратов на эффективность турбинных ступеней / Р. А. Русанов, А. В. Русанов, П. Лампарт, М. А. Чугай, Н. М. Курская // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 11–17. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

Influence of radial stator blades form on efficiency of turbine stages / R. A. Rusanov, A. V. Rusanov, P. Lampart, M. A. Chugay, N. M. Kurskaya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 11–17. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2411-3441.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Русанов Роман Андрійович* – аспірант, Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук, асистент відділу турбін, м. Гданськ; тел.: (4858) 699-52-48; e-mail: rrusanov@imp.gda.pl.

*Русанов Роман Андреевич* – аспирант, Институт проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук, ассистент отдела турбин, г. Гданьск; тел.: (4858) 699-52-48; e-mail: rrusanov@imp.gda.pl.

**Rusanov Roman Andreevich** – Postgraduate Student, The Szewalski Institute of fluid-flow machinery Polish Academy of Sciences, Assistent of the Turbine Department, Gdańsk; tel.: (4858) 699-52-48; e-mail: rrusanov@imp.gda.pl.

*Русанов Андрій Вікторович* – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, заступник директора ІПМаш НАН України з наукової роботи, м. Харків; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

*Русанов Андрей Викторович* – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, профессор, заместитель директора ИПМаш НАН Украины по научной работе, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

**Rusanov Andrey Viktorovich** – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Deputy Director IPMach NAS of Ukraine for Science, Kharkov; tel.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

*Лампарт Петр* – доктор технічних наук, Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук, завідувач відділом турбін, м. Гданськ; тел.: (4858) 699-52-66; e-mail: lampart@imp.gda.pl.

*Лампарт Петр* – доктор технических наук, Институт проточных машин им. Р. Шевальского Польской академии наук, заведующий отделом турбин, г. Гданьск; тел.: (4858) 699-52-66; e-mail: lampart@imp.gda.pl.

*Lampart Piotr* – Doctor of Technical Sciences, The Szewalski Institute of fluid-flow machinery Polish Academy of Sciences, Head of the Turbine Department, Gdańsk; tel.: (4858) 699-52-66; e-mail: lampart@imp.gda.pl.

**Чугай Марина Олександрівна** – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, м. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: mchugay@ipmach.kharkov.ua.

*Чугай Марина Александровна* – кандидат технических наук, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, старший научный сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: mchugay@ipmach.kharkov.ua.

*Chugay Marina Alexandrovna* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), The A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Senior Research Officer at the Department for Bladed Machinery, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: mchugay@ipmach.kharkov.ua.

*Курська Наталія Марсовна* – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, вчений секретар, м. Харків; тел.: (057) 349-47-01; e-mail: kursk@ipmach.kharkov.ua.

*Курская Наталия Марсовна* – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, ученый секретарь, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-01; e-mail: kursk@ipmach.kharkov.ua.

*Kurskaya Natalia Marsovna* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Officer, The A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Learned Secretary, Kharkov; tel.: (057) 349-47-01; e-mail: kursk@ipmach.kharkov.ua.

#### УДК 621.692.3

# А. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, А. В. СЕНЕЦКИЙ, Н. В. ПАЩЕНКО

#### МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ ОСЕВОЙ УТИЛИЗАЦИОННЫЙ ТУРБОДЕТАНДЕР ДЛЯ РАБОТЫ С ПОТРЕБИТЕЛЯМИ ГАЗА РАЗНЫХ ДАВЛЕНИЙ

Розглянуто варіант реалізації утилізаційної турбодетандерної установки (УТДУ) на газорозподільній станції (ГРС) з споживачами природного газу різного тиску. Проаналізовано кілька ГРС та газорозподільних пунктів (ГРП) для визначення параметрів природного газу. Проведено розрахункові дослідження для вибору УТДУ з відборами і запропоновано 10-ступінчасту конструкцію турбодетандера осьового типу потужністю 2600 кВт. Виконані розрахунки проточної частини турбодетандера (ТД) в одновимірній постановці і проведено дослідження ефективності роботи проточної частини турбодетандера на змінних режимах експлуатації з використанням сучасного програмного комплексу для тривимірних газодинамічних розрахунків IPMFlow. Показано, що адіабатний ККД проточної частини турбодетандера в середньому за режимами становить 81 % при зміні потужності від 35 % до 100 %.

Ключові слова: утилізаційна турбодетандерна установка, турбодетандер, газорозподільна станція, газорозподільний пункт, проточна частина, ступінь турбіни, відсік, відбір по тиску природного газу, газодинамічний розрахунок, змінний режим.

Рассмотрен вариант реализации утилизационной турбодетандерной установки (УТДУ) на газораспределительной станции (ГРС) с потребителями природного газа различного давления. Проанализированы несколько ГРС и газораспределительных пунктов (ГРП) для определения параметров природного газа. Проведены расчетные исследования для выбора УТДУ с отборами и предложена 10-ступенчатая конструкция турбодетандера осевого типа мощностью 2600 кВт. Выполнены расчеты проточной части турбодетандера (ТД) в одномерной постановке и проведено исследование эффективности работы проточной части турбодетандера на переменных режимах эксплуатации с использованием современного программного комплекса для трехмерных газодинамических расчетов IPMFlow. Показано, что адиабатический КПД проточной части турбодетандера в среднем по режимам составляет 81 % при изменении мощности от 35 % до 100 %.

Ключевые слова: утилизационная турбодетандерная установка, турбодетандер, газораспределительная станция, газораспределительный пункт, проточная часть, ступень турбины, отсек, отбор по давлению природного газа, газодинамический расчет, переменный режим.

The variant of implementation of the energy recovery turboexpander unit at gas distribution stations to consumers of natural gas with different pressure is considered. Several distribution stations with various parameters of natural gas (flow, pressure) are reviewed. The calculations for design of the energy recovery turboexpanders with intermediate gas extraction from the flow path are made. Axial type of turboexpander is proposed with the flow part which consists of ten stages. Each stage contains a nozzle and impeller. The design of the turboexpander is proposed to use two gas extraction from the flow path. Camera data are required to maximize the potential energy of the gas flow. The calculation, the obtained geometric characteristics of the profiles of nozzle and rotor blades are shown. Further studies have been conducted of the effectiveness of the work flow of the turboexpander at variable operating conditions. Studies carried out with the usage of modern software for three-dimensional gas dynamic calculations IPMFlow. The calculations showed that the adiabatic efficiency of the flow part of the turboexpander is 81 % with the power changing from 35 % to 100 %.

Keywords: energy recovery turboexpander unit, turboexpander, gas distribution station, flow path, stage, compartment, extraction, gas dynamic calculation, variable mode.

Введение. На газораспределительных объектах газотранспортной системы Украины для поставки газа к потребителям производится понижение с входного давления 7,5-4,0 МПа (абс.) для ГРС и 1,3 МПа (абс.) для ГРП до давления в распределительной сети путем расширения газа в дросселирующих устройствах. Расширение происходит без получения полезной работы, такой процесс называется эффектом Джоуля-Томсона, в котором теряется большое количество потенциальной энергии сжатого на компрессорных станциях газа. На ГРС Украины энергетический потенциал при реализации УТДУ превышает 300 МВт, на ГРП 3000 МВт (к сведению, \_ установленная мощность компрессоров на компрессорных станциях Украины превышает 5400 МВт). Годовое количество вырабатываемой электрической энергии с помощью УТДУ. установленных только на ГРС, может превышать 2,6·10<sup>9</sup> кВт·ч [1–3].

Чаще всего на ГРС давление газа на выходе постоянное на протяжении года, на ГРП давление на выходе изменяется и зависит от потребления. Еще одной отличительной особенностью является то, что на ГРС в основном только один выходной поток, а на ГРП имеются несколько выходных потоков с разным давлением. Разное выходное давление обосновано разными потребителями природного газа. Например, может быть три выходных потока с давлением газа 0,7 МПа, 0,4 МПа и 0,105 МПа (абс.) [4, 5].

утилизационная турбодетандерная Обычная установка не может выдавать три значения давления на выходе. Таким образом, для использования полного потенциала сжатого газа необходимо разработать новый подход к решению этой задачи. При этом необходимо учитывать особенности работы схем ГРС ГРП технологических И (глубоко переменные режимы в зависимости от нужд потребителей).

Постановка задачи. Исходя из условий работы ГРП с потребителями природного газа разного давления, необходимо максимально эффективно использовать энергетический потенциал расширения природного газа в утилизационных турбодетандерных установках. Существует несколько вариантов реализации УТДУ на газораспределительных пунктах с потребителями природного газа разного давления [3, 6]:

– расширение газа в турбодетандере до

© А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, А. В. Сенецкий, Н. В. Пащенко, 2016

наибольшего значения давления, до остальных величин происходит ступенчатое расширение в дросселирующих устройствах;

 использование нескольких турбодетандеров на разное входное и конечное давление газа;

– реализация многоступенчатого турбодетандерного агрегата с промежуточными отборами газа необходимых параметров.

Первый подход является наиболее известным и часто используемым, однако при этом теряется большое количество энергетического потенциала сжатого газа. Второй подход редко используют из-за большой стоимости и большого срока окупаемости, но третий, по нашему мнению, рассмотрен недостаточно и нигде не использовался.

В работе именно это направление является предметом исследования. Данная задача включает в себя следующее:

– анализ работы ГРП;

– выбор конструкции турбодетандера;

– расчет проточной части турбодетандера;

– исследование турбодетандера на режимах отличных от расчетного.

Методика проведения расчетных исследований. Задача решается в два этапа. На выполняется расчет проточной части первом турбодетандера в одномерной постановке, на втором – численные исследования пространственного течения рабочего тела. Для этого используется разработанный в ИПМаш НАН Украины программный комплекс IPMFlow, который является развитием программы FlowER и FlowER-U [7, 8]. Математическая модель комплекса основана на численном интегрировании по Рейнольдсу нестационарных усредненных уравнений Навье-Стокса с помощью неявной квазимонотонной ENO-схемы повышенной точности и двухпараметрической дифференциальной молели турбулентности SST Ментера.

Результаты расчетов, полученные с использованием программного комплекса *IPMFlow*, обладают необходимой достоверностью как по качественной структуре течения, так и по количественной оценке характеристик изолированных

турбинных решеток и проточных частей турбомашин в целом [9, 10].

Способ решения задачи энергосбережения. Для решения поставленной задачи предлагается применить многоступенчатый турбодетандер осевого типа с двумя отборами для обеспечения максимального использования газового потенциала. Принципиальная схема приведена на рис. 1 [11].

На типовой ГРП имеется три группы потребителей газа разного давления [3, 5, 11]:

- I нитка - 0,7 МПа (абс.);

- II нитка - 0,4 МПа (абс.);

- III нитка - 0,105 МПа (абс.).

Обеспечение необходимых давлений происходит с помощью дросселирующих устройств.

В случае применения на ГРП многоступенчатого турбодетандера требуемое значение давления обеспечивается путем частичного расширения в группе ступеней (отсек) и часть газа с необходимыми параметрами отбирается.

Выполненный анализ работы нескольких ГРП позволил провести оценку количества отбираемого газа от общего расхода газа. Получены такие значения: для магистрали высокого давления II кат. 10–15 %, для магистрали среднего давления 25–30 % и оставшаяся часть 65–55 % направляется в магистраль низкого давления. Эти значения приблизительные и для каждой газораспределительной станции и пункта необходимо проводить количественную оценку.

Распирение газа в турбодетандере (ТД) приводит к существенному снижению его температуры. Для недопущения подачи потребителю природного газа с минусовой температурой перед турбодетандером устанавливается подогреватель.

По расходу природного газа через ГРП и физическим параметрам можно определить мощность турбодетандера как

$$N_{\rm TД} = \sum G \cdot (H_{\rm ag}) \cdot \eta , \qquad (1)$$

где  $N_{\rm TД}$  – мощность на валу турбодетандера, кВт; *i* – номер отсека; *G* – массовый расход газа, кг/с;  $H_{\rm a,q} = f(P_1, t_1, P_2)$  – адиабатный тепловой перепад, кДж/кг;  $\eta$  – коэффициент полезного действия;  $P_1$ ,  $t_1$  – давление и температура на входе в отсек, МПа и °С;  $P_2$  – давление на выходе из отсека, МПа.





**Пример решения поставленной задачи.** Исходные данные для проведения расчетных исследований рассматриваемой ГРП с тремя потребителями разных давлений представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета проточной части турбодетандера с учетом отборов

	Величина						
Наименование	1-я	2-я	3-я				
Паименование	группа	группа	группа				
	ступеней	ступеней	ступеней				
Расход газа, кг/с	10	9,01	6,3				
Давление газа на входе, МПа (абс.)	1,3	0,7	0,4				
Давление газа на выходе, МПа (абс.)	0,7	0,4	0,105				
Температура газа на входе, °С	140	100	66				

Как уже упоминалось, на первом этапе с целью получения основных геометрических характеристик (количество ступеней в отсеке, средний диаметр лопаток и др.) проточной части выполнен газодинамический расчет в одномерной постановке. При этом использовались следующие условия:

1) минимальное количество ступеней;

2) число Маха по абсолютной скорости на выходе из соплового аппарата не более 0,8;

 периферийный диаметр по лопаткам рабочего колеса не более 1 м;

4) частота вращения ротора 3000 мин<sup>-1</sup>;

5) угол выхода потока из рабочей решетки 90°;

6) степень реактивности в корневом сечении 0-0,05;

7) для формирования сопловых и рабочих лопаток использовались станлартные (атласные) профили:

8) термодинамические свойства рабочих тел выбираются по [12] и представлены в табл. 2.

В результате одномерных расчетов получена проточная часть 10-ступенчатого турбодетандера осевого типа, первый отбор после 3-й ступени, а второй отбор после 6-й ступени. Результаты расчета приведены в табл. 3. В качестве базового варианта рассмотрен случай максимальной загруженности ГРП (зима).

Таблица 2 – Граничные условия для проведения трехмерного расчета проточной части

Наименование	1-й	2-й	3-й
Паименование	отсек	отсек	отсек
Показатель адиабаты	1,26	1,28	1,3
Газовая постоянная, Дж/(кг К)	490,6	491,3	492,1

Таблица 3 - Характеристики проточной части турбодетандера осевого типа с отборами

Наименование		1-й отсек			2-й отсек			3-й отсек			
Номер ступени		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DOWNER FROM	млн м <sup>3</sup> /сут*		1,234			1,11			0,777		
Тасход Газа	кг/с		10			9,0			6	,3	
Давление на входе, МП	а (абс.)	1,3	1,06	0,86	0,7	0,58	0,48	0,4 0,286 0,205 0,147			0,147
Температура на входе, ч	°C	140	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66 45,9 26		6,3	
Давление на выходе, М	Па (абс.)	1,06	0,86	0,7	0,58	0,48	0,4	0,286	0,205	0,147	0,105
Средний диаметр СА, м	I	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	0,9	0,9	0,9	0,9
Средний диаметр РК, м		0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	0,9	0,9	0,9	0,9
Длина лопатки СА, мм		12,5	14,5	16	20	21,9	24,4	15,5	20	25,5	33
Длина лопатки РК, мм		13	15	17,5	20,6	23,6	26,8	17,5	22,5	28,5	37
* значение расхода приведе	ено к условиям ( $P = 0,101325$	МПа, Т	= 20 °C)								

Результаты газодинамического расчета. Для оценки газодинамического совершенства полученной проточной части выполнены расчетные исследования каждой группы ступеней на переменных режимах эксплуатации с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Начальными условиями для этих исследований являлись характеристики, полученные из одномерного расчета (табл. 3).

Результаты расчетов для базового варианта

приведены в табл. 4, а на рис. 2 представлены изолинии статического давления и векторы скорости соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК) 8-й ступени. Остальные ступени имеют схожую картину течения.

Из рис. 2 видно, что для соплового аппарата стандартный профиль лопатки выбран удачно, так как в решетке отсутствуют отрывы пограничного слоя от поверхности лопатки.

Таблица 4 – Основные характеристики турбодетандера осевого типа с отборами газа

Наименование	1-й отсек			2-й отсек			3-й отсек			
Номер ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расход рабочего тела, кг/с	10,0	10,0	10,0	9,46	9,46	9,46	6,56	6,56	6,56	6,56
Температура на входе, °С	140	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66	45,6	26	6,3
Температура на выходе, °С	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66	45,6	26	6,3	0
Давление на входе, МПа (абс.)	1,30	1,05	0,856	0,696	0,589	0,485	0,395	0,286	0,206	0,147
Давление на выходе, МПа (абс.)	1,05	0,856	0,70	0,589	0,485	0,40	0,286	0,206	0,147	0,105
КПД ступени адиабатный, %	86,0	87,1	87,5	92,3	87,3	91,4	87,0	87,6	88,3	88,8
КПД отсека адиабатный, %		86,7			91,6			88	,5	
Мощность отсека на валу, кВт		911 730						10	37	
КПД турбодетандера, %	83									
Мощность турбодетандера, кВт			2678							

Bulletin of NTU "KhPI". № 41 (1213)



Рис. 2 – Картина течения рабочего тела для 8-й ступени в тангенциальном сечении при расчетном режиме: *a*, *в* – изолинии статического давления СА, РК; *б*, *е* – векторы скорости СА, РК

Во всех рабочих решетках рассмотренных ступеней наблюдается отрыв пограничного слоя на выпуклой поверхности профиля, что приводит к некоторому ухудшению показателей экономичности ступени.

Вместе с тем для принятия окончательного решения о необходимости корректировки геометрических характеристик профилей рабочих решеток следует оценить их эффективность на других режимах эксплуатации.

Известно, что в течение года расход газа через ГРП существенно меняется, летом расход газа в І и ІІ нитках отсутствует (рис. 1), что влияет на характеристики турбодетандера. Исходя из этого, проведены расчетные

исследования работы турбодетандера на частичных нагрузках при условии уменьшения потребления газа.

Приняты следующие исходные данные:

 – давление на входе в турбодетандер 0,453 МПа (абс.);

– температура на входе в турбодетандер 74 °С;

– давление на выходе из турбодетандера 0,105 МПа (абс.)

– расход природного газа через турбодетандер 3,5 кг/с.

Геометрические характеристики приняты из табл. 3. Полученные результаты для летнего режима представлены в табл. 5. Картины течения в сопловых и рабочих решетках на летнем режиме для 8-й ступени приведены на рис. 3.

Наименование	1-й отсек 2-й отсек				3-й отсек					
Номер ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расход рабочего тела, кг/с	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
Температура на входе, °С	74	66	58	56	49	43	38	26	14	5
Температура на выходе, °С	66	58	56	49	43	38	26	14	5	0
Давление на входе, МПа	0,453	0,388	0,337	0,3	0,267	0,240	0,22	0,170	0,139	0,118
Давление на выходе, МПа	0,388	0,337	0,3	0,267	0,240	0,22	0,170	0,139	0,118	0,105
КПД ступени адиабатный, %	88,2	88,4	87,7	89,9	87,9	83,3	88,8	89,2	88,3	82,3
КПД отсека адиабатный, %		87,9		86,8			87,9			
Мощность отсека на валу, кВт		195		123			277			
КПД турбодетандера, %	80									
Мощность турбодетандера, кВт					595					

Таблица 5 – Основные характеристики турбодетандера на летнем режиме работы

Как видно, при работе турбодетандера на летнем режиме, несмотря на отличия по углам натекания на сопловые и рабочие лопатки, в дальнейшем при течении в каналах образование вихревых структур и отрывов пограничного слоя не наблюдается, что положительно сказывается на экономичности проточной части в целом. В результате не происходит существенного снижения КПД турбодетандера.

Расчетные исследования, проведенные также для промежуточных режимов работы установки, показали схожие результаты (табл. 6).



Рис. 3 – Картина течения рабочего тела для 8-й ступени в тангенциальном сечении на летнем режиме: *а*, *в* – изолинии статического давления СА, РК; *б*, *г* – векторы скорости СА, РК

Наименование	1-й отсек 2-й отсек 3-й отсек				тсек					
Номер ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расход рабочего тела, кг/с	7,1	7,1	7,1	6,6	6,6	6,6	5,0	5,0	5,0	5,0
Температура на входе, °С	127	114	101	93	82	71	64	45	27	12
Температура на выходе, °С	114	101	93	82	71	64	45	27	12	0
Давление на входе, МПа (абс.)	0,871	0,719	0,597	0,5	0,427	0,362	0,305	0,226	0,170	0,131
Давление на выходе, МПа (абс.)	0,719	0,597	0,5	0,427	0,362	0,305	0,226	0,170	0,131	0,105
КПД ступени адиабатный, %	86,8	87,8	88,5	92,0	91,5	91,4	87,7	88,5	89,2	89,8
КПД отсека адиабатный, %		87,6			91,5			89	,0	
Мощность отсека на валу, кВт	583 446 629									
КПД турбодетандера, %	81,5									
Мощность турбодетандера, кВт		1658								

Таблица 6 - Основные характеристики турбодетандера на промежуточном режиме

В заключение заметим, что для базового режима работы ГРП с массовым расходом природного газа 10 кг/с максимальная мощность предлагаемого турбодетандера составит 2678 кВт (см. табл. 4). В то же время при использовании турбодетандера с расширением лишь до наибольшего необходимого давления 0,7 МПа (абс.) его мощность, в соответствии с уравнением (1), составит 940 кВт, что в ~ 2,8 раза меньше.

**Выводы.** В работе выполнены расчетные исследования по оценке целесообразности внедрения турбодетандера с отборами на ГРП с потребителями природного газа разного давления.

Анализ полученных результатов показал следующее:

 внедрение турбодетандеров осевого типа с промежуточными отборами газа позволит в полной мере использовать перепад давления, а не только до наибольшего необходимого давления (до меньших значений газ дросселируется), как это реализуется в настоящее время;

– эффективность работы проточной части турбодетандера такого типа при эксплуатации на протяжении года в среднем 81 %, мощность при максимальном режиме составляет 2678 кВт, минимальном – 595 кВт;

– при выполнении газодинамических расчетов проточной части турбодетандера использовались стандартные профили сопловых и рабочих лопаток. Однако, профили сопловых и рабочих лопаток экономично работают в рассматриваемом диапазоне изменения параметров природного газа.

#### Список литературы

- Сенецький О. В. Аналіз структури газотранспортної системи та потужностей газоредукуючих станцій України з метою впровадження УТДУ / О. В. Сенецький, В. П. Сарапін, Н. В. Пащенко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : XV Междунар. науч.-техн. конф. – Х. : ИПМаш НАН Украины, 14–17 сентября 2015. – 6 с.
- 2. Характеристика газотранспортної системи України // ПАТ «Укртрансгаз». – Режим доступа : utg.ua/utg/gts/description.html.
- Степанец А. А. Энергосберегающие турбодетандерные установки / А. А. Степанец / ред. А. Д. Трухния. – М. : Недра-бизнесцентр, 1999. – 258 с.
- Газоснабжение. Инженерное оборудование зданий и сооружений. Внешние сети и сооружения. ДБН В.2.5-20-2001. – К.: Госстрой Украины, 2001. – 131 с.
- Данилов А. А. Газораспределительные станции / А. А. Данилов, А. И. Петров. – СПб. : Недра, 1997. – 240 с.
- Твердохлебов В. И. Утилизационные турбоустановки для ГРС и КС / В. И. Твердохлебов, В. П. Мальханов // Газовая промышленность. – 1985. – № 1. – С. 64–69.
- Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин : монография / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
- Сршов С. В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» : свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір ПА № 77 / С. В. Єршов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав ; опубл. 19.02.96. – 1 с.
- Lampart P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02 : Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Cieplne Maszyny Przeplywowe. – № 122. – Lodz, 2002. – P. 63–70.
- Хомылев С. А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей : часть 1 – верификация расчетного метода / С. А. Хомылев, С. Б. Резник, С. В. Ершов // Энергетические и

теплотехнические процессы и оборудование. – 2008. – № 6. – С. 23–31.

- Сенецький О. В. Турбодетандер з відборами газу необхідних параметрів / О. В. Сенецький, В. П. Сарапін // XXI-міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. – Харків : Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2016. – С. 22–23.
- Poling B. E. The properties of gases and liquids / B. E. Poling, J. M. Prausnitz, J. P. O'Connell. – New York : McGraw-Hill Companies, Inc., 2001. – 803 p. – doi: 10.1036/0070116822.

#### **References (transliterated)**

- Senets'kyy, O. V., V. P. Sarapin and N. V. Pashchenko. "Analiz struktury hazotransportnoyi systemy ta potuzhnostey hazoredukuyuchykh stantsiy Ukrayiny z metoyu vprovadzhennya UTDU." Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovaniya: XV Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 14–17 September 2015. Print.
- 2. "Kharakterystyka hazotransportnoyi systemy Ukrayiny." *PAT "Ukrtransgaz"*. Web. 22 November 2016 <utg.ua/utg/gts/description.html>.
- Stepanec, A. A. Energosberegajuschie turbodetandernye ustanovki. Moscow: Nedra-bisnesscentr, 1999. Print.
- 4. DBN B.2.5-20-2001. Gazosnabgenie. Ingenernoe oborudovanie zdaniy i soorugeniy. Vneshnie seti i soorugeniya. Kiev: Gosstroy Ukrainy, 2001.
- 5. Danilov, A. A., and A. I. Petrov. *Gazoraspredelitel'nye stancii*. St. Petersburg: Nedra, 1997. Print.
- Tverdohlebov, V. I., and V. P. Mal'khanov. "Utilizatsionnye turboustanovki dlya GRS i KS." *Gazovaya promyshlennost'*. No. 1. 1985, 64–69. Print.
- Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin: monografiya. Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 2008. Print.
- Yershov, S. V., and A. V. Rusanov. Kompleks prohram rozrakhunku tryvymirnykh techiy hazu v bahatovintsevykh turbomashynakh "FlowER". State Agency of Ukraine on Copyright and Related Rights, PA number 77. 19 February 1996. Print.
- Lampart, P., S. Yershov and A. Rusanov. "Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases." *International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Cieplne Maszyny Przeplywowe.* No. 122. Lodz, 2002. 63–70. Print.
- Khomylev, S. A., S. B. Reznik and S. V. Ershov. "Chislennoe issledovanie obtekaniya turbinnykh reshetok profiley: chast' 1 – verifikatsiya raschetnogo metoda." *Energeticheskie i teplotekhnicheskie* protsessy i oborudovanie. No. 6. 2008. 23–31. Print.
- 11. Senets'kyy, O. V., and V. P. Sarapin. "Turbodetander z vidboramy hazu neobkhidnykh parametriv." XXI mizhnarodnyy konhres dvyhunobudivnykiv: tezy dop. Kharkiv: Nats. aerokosmichnyy un-t "Khark. aviats. in-t", 2016. 22–23. Print.
- Poling, B. E., J. M. Prausnitz and J. P. O'Connell. *The properties of gases and liquids*. New York: McGraw-Hill Companies, Inc., 2001. Print.

Поступила (received) 20.11.2016

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Многоступенчатый осевой утилизационный турбодетандер для работы с потребителями газа разных давлений / А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, А. В. Сенецкий, Н. В. Пащенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 18–24. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Многоступенчатый осевой утилизационный турбодетандер для работы с потребителями газа разных давлений / А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, А. В. Сенецкий, Н. В. Пащенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 18–24. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Multistage turboexpander of axial type for energy recovery for working with natural gas consumers, who demand different pressure / A. L. Shubenko, V. P. Sarapin, A. V. Senetskyi, N. V. Pashchenko // Bulletin of NTU

"KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. - Kharkov : NTU "KhPI", 2016. - No. 41 (1213). - P. 18-24. - Bibliogr.: 12. - ISSN 2411-3441.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Шубенко Александр Леонидович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

*Shubenko Aleksandr Leonidovich* – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Department Head of Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

*Сарапін Володимир Павлович* – головний конструктор відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-42, e-mail: sarapin\_v@mail.ru.

*Сарапин Владимир Павлович* – главный конструктор отдела оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin\_v@mail.ru.

*Sarapin Volodymyr Pavlovich* – Chief Designer of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin\_v@mail.ru.

*Сенецький Олександр Володимирович* – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

*Сенецкий Александр Владимирович* – кандидат технических наук, сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

*Senetskyi Aleksandr Vladimirovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Employee of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

Пащенко Наталля Вікторівна – кандидат технічних наук, співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-91, e-mail: pashchenko@ipmach.kharkov.ua.

Пащенко Наталья Викторовна – кандидат технических наук, сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: pashchenko@ipmach.kharkov.ua.

*Pashchenko Natalia Victorovna* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Employee of the Hydro Power Machines Department, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: pashchenko@ipmach.kharkov.ua.

#### УДК 681.518.54

#### О. Ю. КРОПАЧЕК

# ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ КВАДРАТИЧНОЙ ДИСКРИМИНАНТНОЙ ФУНКЦИИ ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Розглянута ймовірнісна модель квадратичного дискримінуючого перетворення вхідних випадкових векторних вимірювальних сигналів в інформаційній системі технічної і медичної діагностики, коли коефіцієнти функції перетворення випадкові. Показано, що така модель – це суперпозиція умовних (за класами станів, що діагностуються) центрального та нецентрального F-розподілів Фішера, число ступенів яких залежить від об'ємів навчальних вибірок (ОНВ), як за компонентами вхідного вектору, так і за класами станів. Запропоновано метод оцінювання достовірності діагностики, як функції не лише розмірності вхідного вектору вимірюваних інформативних ознак, але і функції значень ОНВ.

Ключові слова: достовірність, вірогідність, F-розподіл, вирішальна функція.

Рассмотрена вероятностная модель квадратичного дискриминирующего преобразования входных случайных векторных измерительных сигналов в информационной системе технической и медицинской диагностики, когда коэффициенты функции преобразования случайны. Показано, что такая модель – это суперпозиция условных (по классам диагностируемых состояний) центрального и нецентрального F-распределений Фишера, число степеней которых зависит от объемов обучающих выборок (ООВ), как по компонентам входного вектора, так и по классам состояний. Предложен метод оценивания достоверности диагностики, как функции не только размерности входного вектора измеряемых информативных признаков, но и функции значений ООВ.

Ключевые слова: достоверность, вероятность, *F*-распределения, решающая функция.

We consider the probability model quadratic discriminating converting input random vector measurement signals in the information system of technical and medical diagnostics, where the transformation function coefficients are random. It is shown that this model – it is a superposition of the conditional (on classes of diagnosed conditions) central and non-central Fisher's F-distribution, the number of degrees which depends on the volume of training samples, both components of the input vector, and the classes of states. A method for estimating the reliability of the diagnosis, as a function of not only the dimension of the input vector measured informative features, but also functions volume of training samples values.

Keywords: accuracy, probability, F-distribution, decision function.

проблемы. Постановка Повышение эффективности работы любых информационных систем контроля, диагностики, идентификации невозможно без учета априорной информации, связанной с исходной неопределенностью состояний контролируемых или диагностируемых объектов. Кроме того, уменьшение такой неопределенности связано с повышением точности измерительных преобразований И уменьшения остаточной неопределенности решений, принимаемых в ходе контроля или функциональной диагностики.

Известные вероятностные подходы в теории информации и информационной теории измерений позволяют рассчитывать и анализировать количество ожидаемой информации для моделей измерительных преобразований и задач кодирования случайных измерительных сигналов. Теория же оценивания достоверности полученного количества информации в задачах контроля и диагностики практически не разработана. Это ограничивает возможности теоретического анализа совершенствования И информационных моделей оптимального синтеза информационно-измерительных систем контроля и диагностики объектов со случайными свойствами.

литературы. Проблема Анализ снижения рисков диагностических решений в условиях неустранимой априорной неопределенности свойств объектов как технической, так и медицинской диагностики, всегда являлась предметом вероятностно-статистического анализа процедур преобразования первичной измерительной информации во вторичные логические решения. При этом, степень и глубина изучения проблемы связывалась со сложностью математической модели процедуры такого дискриминантного преобразования [1-4]. Лучше всего изучена проблема для простых (линейных) процедур, реализованных в виле параметрических линейных дискриминантных функций (ДФ) [1, 5–7]. Квадратичные функции, учитывающие априорную информацию большего (в разы) объема исследованы – недостаточно. [8]. По крайней мере, отсутствуют статистически обоснованные модели функциональной связи между объемами обучающих выборок, используемых для синтеза коэффициентов ДФ и интервальными оценками достоверности получаемых решений.

Цель статьи. Изложение методики оценивания достоверности диагностики, когда для принятия решений используется квадратичная ДФ со случайными коэффициентами, дисперсии которых зависят от объема многомерных и многократных измерений на этапе обучения информационной системы диагностики.

Модельизмерительно-логическогопреобразования.Проблемааприорнойнеопределенности.Такая модель включает в себя:<br/>- математическуюмодель всебя:<br/>решающей(дискриминантной)функции $g(\overline{X})$ , зависящей от

вектора  $\overline{X} = (X_1, ..., X_n)$  входных измерительных сигналов  $X_1, ..., X_n$ ;

- логическую модель принятия одного из двух решений ( $\omega_0$  – если состояние объекта диагностики  $\theta_0$ ,  $\omega_1$  – если состояние  $\theta_1$ ).

Выбор решений производят в соответствии с правилом [1-4]:

© О. Ю. Кропачек, 2016

$$\begin{cases} \omega_0, \text{ если } g(\overline{X}) > 0; \\ \omega_1, \text{ если } g(\overline{X}) \le 0. \end{cases}$$
(1)

На рис. 1. представлена структурная схема, иллюстрирующая измерительно-логическое преобразование случайного измерительного вектора  $\overline{X}$  в логические решения  $\omega_0$  или  $\omega_1$ .

Логические правила (1) фактически реализуют альтернативный статистический тест с двумя (основной  $H_0$  и альтернативной  $H_1$ ) гипотезами:

 $H_0$  – состояние исследуемого объекта есть  $\theta_0$ ,

 $H_1$  – состояние объекта есть  $\theta_1$ .

Случайность результатов измерений  $x_1, ..., x_n$ 

компонент 
$$X_1,...,X_n$$
 вектора  $\overline{X}$  обуславливает появление рисков первого ( $\alpha$ ) и второго ( $\beta$ ) рода [1–4].

$$\begin{cases} \alpha = P[\omega_1 \mid \theta_0];\\ \beta = P[\omega_0 \mid \theta_1] \end{cases}$$
(2)

Риски (2) минимальны, если полностью определены постоянные коэффициенты решающей функции  $g(\overline{X})$ . Для случая квадратичной функции  $g(\overline{X})$ , ее коэффициентами являются вектора условных (по состояниям  $\theta_0$  и  $\theta_1$ ) средних  $\mu_{(0)}$ ,  $\mu_{(1)}$  и дисперсионные единичные матрицы  $D_{(0)}$ ,  $D_{(1)}$ , как комплексные числовые характеристики независимых нормально распределенных компонент вектора  $\overline{X}$ .



Рис. 1 - Структурная схема измерительно-логического преобразования

Выражение для квадратичной решающей функции (в векторной форме) имеет вид [1, 7]:

$$g(\overline{X}) = (\overline{X} - \mu_{(1)})' D_{(1)} (\overline{X} - \mu_{(1)}) - (\overline{X} - \mu_{(0)})' D_{(0)} (\overline{X} - \mu_{(0)}) + \ln(|D_{(1)}|) - \ln|D_{(0)}|.$$
(3)

Если коэффициенты функции (3) оцениваются, в ходе обучения системы диагностики, по конечным образцовым выборкам вектора  $\overline{X}$ 

$$\overline{X}_{1}^{(0)},...,\overline{X}_{N1}^{(0)}\right\},\left\{\overline{X}_{1}^{(1)},...,\overline{X}_{N2}^{(1)}\right\}$$
(4)

для состояний  $\theta_0$  и  $\theta_1$ , то оценки таких коэффициентов – это случайные величины. В этом случае дискриминантная функция (3) становится случайной оценкой и зависит не только от случайного вектора  $\overline{X}$ , но и от случайных коэффициентов  $\mu^*_{(0)}, \mu^*_{(1)}, D^*_{(0)}, D^*_{(1)}$ , что приводит к увеличению рисков  $\alpha$  и  $\beta$  диагностики.

Следует признать, и это проблема, что рассчитать реальные, увеличенные значения рисков диагностики, очень сложно. Это создает неопределенность в оценке реальных диагностических свойств проектируемых информационных систем диагностики, причем безотносительно к задачам (техническая или медицинская диагностика).

Процедура уменьшения параметрической неопределенности. Оценка  $g^*(\overline{X})$  функции  $g(\overline{X})$  (3), должна рассматриваться как условная случайная величина  $\delta^{(K)}$ , меняющая свои вероятностные свойства (условную плотность  $f(\delta/\theta_K)$ ) в зависимости от значения индекса  $\kappa$ :

$$f(g^*(\overline{X})/\theta_{\kappa}) = f(\delta/\theta_{\kappa}) = \begin{cases} f(\delta/\theta_0), & \kappa = 0; \\ f(\delta/\theta_1), & \kappa = 1. \end{cases}$$
(5)

Различие между плотностями  $f(g(\overline{X})/\theta_{K})$  и  $f(g^{*}(\overline{X})/\theta_{K})$  всегда порождает отрицательное смещение при оценке среднего риска диагностики (оценка занижена) [1], и смещение это растет с уменьшением ООВ. Фактически, это приводит к завышению достоверности решений для проектируемых информационно-измерительных систем (ИИС) контроля и диагностики, поскольку обеспечить представительные ООВ по состояниям  $\theta_{0}$  и  $\theta_{1}$  никогда не удается.

Предлагается процедура коррекции распределений  $f(g^*(\overline{X})/\theta_{\kappa})$ ,  $\kappa = \overline{0,1}$ , для уменьшения смещения оценок среднего риска диагностики. Такая процедура включает следующую последовательность этапов статистического анализа.

1. Оценка значений кумулянтов (семиинвариантов) случайных величин  $\delta^{(0)}$  и  $\delta^{(1)}$  (для  $\kappa = 0$  и  $\kappa = 1$ ). Порядок *r* кумулянтов должен быть достаточно большой ( $r \ge 4$ ), чтобы имелась возможность восстановления плотностей  $f(\delta/\theta_0)$  и  $f(\delta/\theta_1)$ , хотя бы в виде распределений Пирсона [9].

2. Восстановление (оценка) плотностей распределения  $f(\delta/\theta_0)$  и  $f(\delta/\theta_1)$  рядами Эджворта [9], когда  $r \ge 4$ .

3. Интегрирование полученных модельных распределений (в виде рядов Эджворта) для оценивания рисков первого ( $\alpha$ ) и второго ( $\beta$ ) рода и расчета среднего риска ( $\overline{R}$ ) диагностики.

4. Использование рассчитанных рисков для получения минимально смещенной оценки достоверности решений проектируемой ИИС технической и медицинской диагностики.

Кумулянтный анализ квадратичной ДФ. Представим векторную модель (3) квадратичной ДФ

как статистику  $\delta^{(K)}$  от скалярных случайных величин  $x_i^{(\kappa)}, m_i^{(0)}, m_i^{(1)}, S_i^{(0)2}, S_i^{(1)2}$  ( $\kappa = \overline{0, 1}$ ).

$$\delta^{(K)} = \sum_{i=1}^{n} \left( \frac{x_{i}^{(K)} - m_{i}^{(1)}}{S_{i}^{(1)}} \right)^{2} - \sum_{i=1}^{n} \left( \frac{x_{i}^{(K)} - m_{i}^{(0)}}{S_{i}^{(0)}} \right)^{2} + \sum_{i=1}^{n} \left( \frac{S_{i}^{(1)}}{S_{i}^{(0)}} \right)^{2} , \quad (6)$$

где  $m_i^{(0)}$ ,  $m_i^{(1)}$  – оценки элементов векторов средних  $\mu_{(0)}$ ,  $\mu_{(1)}$ , полученные по образцовым выборкам (4);

 $S_i^{(0)}$ ,  $S_i^{(1)}$  – оценки элементов дисперсионных матриц  $D_{(0)}$ ,  $D_{(1)}$ , полученные по выборкам (4);

 $x_i^{(K)}$  — реализуемая *i*-го значения контрольной выборки  $\{x_1^{(K)}, ..., x_n^{(K)}\}$  с заданным номером состояния:

$$K = \begin{cases} 0, \text{ если } \theta \in \theta_0; \\ 1, \text{ если } \theta \in \theta_1. \end{cases}$$

Пусть объемы образцовых выборок по состояниям  $\theta_0$  и  $\theta_1$  конечны и одинаковы ( $N_1 = N_2 = N$ ). Статистику  $\delta^{(1)}$  можно рассматривать как линейную комбинацию трех случайных величин  $\epsilon^{(K)}$ ,  $\eta^{(K)}$  и  $\omega$ :

$$\delta^{(K)} = \varepsilon^{(K)} - \eta^{(K)} + \omega , \qquad (7)$$

где случайные величины  $\varepsilon^{(K)}$  и  $\eta^{(K)}$  имеют взаимно различные (центральные или нецентральные) *F*-распределения дисперсионного отношения Фишера, зависящие от значения *K* (табл. 1) [10].

Таблица 1 – Варианты распределений статистик  $\varepsilon^{(K)}$  и  $\eta^{(K)}$ 

K	<i>F</i> -распредел	ения Фишера
Λ	Статистика $\varepsilon^{(K)}$	Статистика η <sup>(K)</sup>
0	нецентральное	центральное
1	центральное	нецентральное

Статистика ω OT вектора контрольных реализаций не зависит и может рассматриваться как параметр сдвига условных плотностей  $f(\delta^{(0)}), f(\delta^{(1)})$  $\delta^{(K)}$  $(K = \overline{0, 1}),$  обеспечивающего статистики равенство этих плотностей в точке  $\delta^{(0)}=\delta^{(0)}=0$  . Кроме того, эта статистика не влияет на высшие, начиная со второго порядка, кумулянты (семиинварианты) [11, 12] статистики  $\delta^{(K)}$ . Влияние отсутствует и на любые, начиная со второго, начальные и центральные моменты распределений  $f(\delta^{(0)}), f(\delta^{(1)}).$ 

Случайные статистики  $\varepsilon^{(K)}$  и  $\eta^{(K)}$  удобно рассматривать как суммы из *n* случайных величин  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$ 

$$\begin{cases} \epsilon^{(K)} = \sum_{i=1}^{n} \epsilon_{i}^{(K)}; \\ \eta^{(K)} = \sum_{i=1}^{n} \eta_{i}^{(K)}. \end{cases}$$
(8)

Каждая из случайных величин  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$  имеет либо центральное  $F_{1, N-1}$  либо нецентральное  $F_{1, N-1, I_i^{(K)}, \lambda_i^{(K)}}$  распределения Фишера с числом степеней свободы l и (N-1), а также дисперсией  $V^{(K)}$  и параметром нецентральности  $\lambda^{(K)}$ :

$$\begin{cases} V_{i}^{(0)} = \left(\frac{S_{i}^{(0)}}{S_{i}^{(1)}}\right)^{2} \frac{N}{(N+1)} + (N+1)^{-1}; \\ V_{i}^{(1)} = \left(\frac{S_{i}^{(1)}}{S_{i}^{(0)}}\right)^{2} \frac{N}{(N+1)} + (N+1)^{-1}; \\ \lambda_{i}^{(0)} = \left(\frac{m_{i}^{(0)} - m_{i}^{(1)}}{S_{i}^{(1)}}\right)^{2} \frac{N}{(N+1)}; \\ \lambda_{i}^{(1)} = \left(\frac{m_{i}^{(1)} - m_{i}^{(0)}}{S_{i}^{(0)}}\right)^{2} \frac{N}{(N+1)}. \end{cases}$$
(9)

Поскольку случайные величины  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$ образуют двумерную случайную величину  $\delta_i^{(K)}$ , то кумулянты этой величины  $\kappa_r^{(K)}$  (r =1, 2, ...), имея порядок r, зависят не только от кумулянтов  $\kappa_{(\varepsilon)r}^{(K)}$  и  $\kappa_{(\eta)r}^{(K)}$  случайных величин  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$ , но и от совместных кумулянтов  $\kappa_{(\varepsilon)(\eta)}^{(K)}$ , отображающих корреляционные связи между величинами  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$ [11]. Введем согласно [11] обозначения кумулянтов двумерной случайной величины с двумя нижними индексами d u l ( $\kappa_{dl}^{(K)}$ ), где первый индекс относится к порядку центрального момента величины  $\varepsilon_i^{(K)}$ , а второй – величины  $\eta_i^{(K)}$ . Собственные кумулянты отдельных величин  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$  обозначим как:

$$\begin{cases} \kappa_{(\varepsilon)r}^{(K)} = \kappa_{r0}^{(K)}; \\ \kappa_{(\eta)r}^{(K)} = \kappa_{0r}^{(K)}, \end{cases}$$
(10)

где r – порядок кумулянтов отдельно величин  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$ .

Первый кумулянт (r = 1) случайной величины  $\delta^{(K)}$ , с учетом последнего слагаемого выражения (5), имеет вид:

$$\kappa_1^{(K)} = \sum_{i=1}^n (\kappa_{10i}^{(K)} - \kappa_{01i}^{(K)}) + \sum_{i=1}^n \ln \left(\frac{S_i^{(1)}}{S_i^{(0)}}\right)^2.$$
(11)

Согласно табл. 1 значение индекса  $\kappa_{10i}^{(0)} = \left(\frac{N-1}{N-3}\right) (V_i^{(0)} + \lambda_i^{(0)}), (0$  или 1) будет определять вид уравнения для кумулянтов  $\kappa_{10i}^{(K)}$  и  $\kappa_{01i}^{(K)}$  одномерных распределений величин  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$  [9–12]:

$$\begin{cases} \kappa_{10i}^{(0)} = \left(\frac{N-1}{N-3}\right) (V_i^{(0)} + \lambda_i^{(0)}); \\ \kappa_{10i}^{(1)} = \left(\frac{N-1}{N-3}\right); \\ \kappa_{01i}^{(0)} = \left(\frac{N-1}{N-3}\right); \\ \kappa_{01i}^{(1)} = \left(\frac{N-1}{N-3}\right) (V_i^{(1)} + \lambda_i^{(1)}). \end{cases}$$
(12)

С учетом (12) общее выражение (11) распадется на два, отдельно для K = 0 и отдельно для K = 1 (что характерно для всех  $\kappa_r^{(K)}$  с нечетными индексами r)

$$\begin{cases} \kappa_{1}^{(0)} = \left(\frac{N-1}{N-3}\right) \sum_{i=1}^{n} \left(V_{i}^{(0)} + \lambda_{i}^{(0)} - 1\right) + \sum_{i=1}^{n} \ln\left(\frac{S_{i}^{(1)}}{S_{1}^{(0)}}\right); \\ \kappa_{1}^{(1)} = \left(\frac{N-1}{N-3}\right) \sum_{i=1}^{n} \left(1 - V_{i}^{(1)} + \lambda_{i}^{(1)}\right) + \sum_{i=1}^{n} \ln\left(\frac{S_{i}^{(1)}}{S_{1}^{(0)}}\right). \end{cases}$$
(13)

Кумулянты порядка  $r \ge 2$  величины  $\delta^{(K)}$  могут быть найдены по известному [10] уравнению:

$$\kappa_r^{(K)} = \sum_{i=1}^n \sum_{l=0}^r \left[ \frac{r! (-1)^l}{l! (r-l)!} \cdot \kappa_{(r-l)l} \right], \tag{14}$$

где (r-l) и l – соответственно первый и второй индексы  $(d = r - l \ u \ l)$  совместного кумулянта  $\kappa_{(r-l)l}$  величин  $\varepsilon_i^{(K)}$  и  $\eta_i^{(K)}$ .

Можно показать [9, 10], что совместные кумулянты  $\kappa_{dl}^{(K)}$  ( $d \neq 0$ ,  $l \neq 0$ ) являются линейными функциями параметров  $V_i^{(K)}$ ,  $\lambda_i^{(K)}$  уравнения (9) и начальных моментов  $M[\dot{x}^2]$ ,  $M[\dot{x}^3]$ , ...,  $M[\dot{x}^{2(d+l)}]$  центрированной и нормированной нормально распределенной случайной величины  $\dot{x}$  с нечетной степенью равны нулю, а моменты величины  $\dot{x}$  с четными степенями порядка  $b \leq 2(d+l)$  равны

$$M[\dot{x}^{b}] = 1 \cdot (1+2) \cdot \dots \cdot (1+b-2) .$$
 (15)

Для порядка r = 2 будем иметь для *i*-й компоненты вектора  $\overline{X}$ :

$$\begin{cases} \kappa_{11i}^{(K)} = 3V_i^{(K)} + \lambda_i^{(K)2} - \left(\frac{N-1}{N-3}\right)^2 (V_i^{(K)} + \lambda_i^{(K)}); \\ \kappa_{2i}^{(K)} = \frac{2(N-1)^2}{(N-3)(N-5)} \cdot \left\{ \left(\frac{N-2}{N-3}\right) + \right. \\ \left. + \left[ V_i^{(K)} + 2\lambda_i^{(K)} V_i^{(K)} + \left(\frac{V_i^{(K)} + \lambda_i^{(K)}}{N-3}\right)^2 \right] \right\} - \\ \left. - 2\kappa_{11i}^{(K)}. \end{cases}$$
(16)

Из уравнений (12), с учетом выражений (13), (14), следует, что

$$\chi_{2}^{(\kappa)} = \frac{2(N-1)^{2}}{(N-3)(N-5)} \cdot \sum_{i=1}^{n} \left\{ \left( \frac{(N-2)}{(N-3)} \right) + V_{i}^{(\kappa)} + 2\lambda_{i}^{(\kappa)}V_{i}^{(\kappa)} + \frac{(V_{i}^{(\kappa)} + \lambda_{i}^{(\kappa)})^{2}}{(N-3)} \right\} - (17)$$
$$-2\sum_{i=1}^{n} \left[ 3V_{i}^{(\kappa)} + \lambda_{i}^{(\kappa)} - \left( \frac{N-1}{N-3} \right)^{2} (V_{i}^{(\kappa)} + \lambda_{i}^{(\kappa)}) \right].$$

Из уравнения (17) следует, что кумулянты  $\chi_r^{(\kappa)}$ четных порядков (r = 2, 4, 6, ...) не зависят от значения индекса  $\kappa$ .

Кумулянты  $\chi_r^{(\kappa)}$  третьего и более высоких порядков могут быть рассчитаны по известным, вероятностно обоснованным правилам.

Правило 1. По уравнению (14) определяется общая зависимость  $\chi_r^{(\kappa)}$  от одномерных ( $\chi_{r0}^{(\kappa)}, \chi_{0r}^{(\kappa)}$ ) и совместных ( $\chi_{dl}, d \neq 0, l \neq 0$ ) кумулянтов. Например, для r = 3 имеем:

$$\chi_{3}^{(\kappa)} = \sum_{i=1}^{n} \left[ \chi_{30_{i}}^{(\kappa)} - 3\chi_{21_{i}}^{(\kappa)} + 3\chi_{12_{i}}^{(\kappa)} - \chi_{03_{i}}^{(\kappa)} \right].$$
(18)

Правило 2. Для одномерных кумулянтов используют известные выражения для кумулянтов центрального и нецентрального *F*-распределений [9–11], с учетом значений  $\kappa$  из табл. 1. Например, для r = 3 будем иметь:

а) для центрального F-распределения

$$\chi_{30_{i}}^{(\kappa)} = \chi_{03_{i}}^{(\kappa)} = \frac{8(N-1)^{3}(N^{2}-3N+2)}{(N-3)^{3}(N-5)(N-7)},$$
 (19)

б) для нецентрального F-распределения

$$\chi_{30_{i}}^{(\kappa)} = \chi_{03_{i}}^{(\kappa)} = \frac{8(N-1)^{3}}{(N-3)(N-5)(N-7)} \times \left[ V_{i}^{(\kappa)^{3}} + 3\lambda_{i}^{(\kappa)}V_{i}^{(\kappa)} + \frac{3(V_{i}^{(\kappa)^{2}} + 2\lambda_{i}^{(\kappa)}V_{i}^{(\kappa)})}{(N-3)} \right]^{-1}$$
(20)

Правило 3. Используя метод кумулянтных скобок [11], определяют выражения для расчета совместных кумулянтов, как функций начальных моментов  $M_{dl} \{ \varepsilon_i^{(\kappa)^d} \cdot \eta_i^{(\kappa)^l} \}$ . Например, для r = 3 имеем:

$$\chi_{2l_{i}}^{(\kappa)} = M\{\varepsilon_{i}^{(\kappa)^{2}} \cdot \eta_{i}^{(\kappa)}\} - 2\chi_{10_{i}}^{(\kappa)}M\{\varepsilon_{i}^{(\kappa)} \cdot \eta_{i}^{(\kappa)}\} - (21)$$

$$-(\chi_{20_{i}}^{(\kappa)} + \chi_{10_{i}}^{(\kappa)^{2}}) \cdot \chi_{0l_{i}}^{(\kappa)} + 2\chi_{10_{i}}^{(\kappa)^{2}} \cdot \chi_{0l_{i}}^{(\kappa)},$$

$$\chi_{12_{i}}^{(\kappa)} = M\{\varepsilon_{i}^{(\kappa)} \cdot \eta_{i}^{(\kappa)^{2}}\} - 2\chi_{0l_{i}}^{(\kappa)}M\{\varepsilon_{i}^{(\kappa)} \cdot \eta_{i}^{(\kappa)}\} - (\chi_{02_{i}}^{(\kappa)} + \chi_{0l_{i}}^{(\kappa)^{2}}) \cdot \chi_{10_{i}}^{(\kappa)} + 2\chi_{10_{i}}^{(\kappa)} \cdot \chi_{0l_{i}}^{(\kappa)^{2}}.$$
(21)

Совместные начальные моменты для выражений (21), (22) имеют вид:

$$\begin{cases} M \{ \varepsilon_{i}^{(\kappa)} \cdot \eta_{i}^{(\kappa)} \} = 3V_{i}^{(\kappa)^{2}} + \lambda_{i}^{(\kappa)^{2}}; \\ M \{ \varepsilon_{i}^{(1)^{2}} \cdot \eta_{i}^{(1)} \} = 15V_{i}^{(1)^{2}} + 3\lambda_{i}^{(1)^{2}}; \\ M \{ \varepsilon_{i}^{(0)^{2}} \cdot \eta_{i}^{(0)} \} = 15V_{i}^{(0)^{4}} + 16V_{i}^{(0)^{2}}\lambda_{i}^{(0)^{2}} + \lambda_{i}^{(0)^{4}}; (23) \\ M \{ \varepsilon_{i}^{(1)} \cdot \eta_{i}^{(1)^{2}} \} = 15V_{i}^{(1)^{4}} + 16V_{i}^{(1)^{2}}\lambda_{i}^{(1)^{2}} + \lambda_{i}^{(1)^{4}}; \\ M \{ \varepsilon_{i}^{(0)} \cdot \eta_{i}^{(0)^{2}} \} = 15V_{i}^{(0)^{2}} + 3\lambda_{i}^{(0)^{2}} \end{cases}$$

Используя совместные начальные моменты (23) и одномерные  $\chi_{10_i}^{(\kappa)}$ ,  $\chi_{01_i}^{(\kappa)}$  (выражения (12)) кумулянты, вычисляют совместные кумулянты (21). Затем, применяя уравнения (19), (20) определяют кумулянты  $\chi_{30_i}^{(\kappa)}$  и  $\chi_{03_i}^{(\kappa)}$ . Наконец, полученные результаты подставляют в уравнение (18) для определения отдельно,  $\chi_3^{(0)}$  и  $\chi_3^{(1)}$ . Полученные уравнения достаточно громоздки (но вероятностно абсолютно адекватны) и в данной статье не приводятся.

Приведенные правила поэтапного расчета кумулянтов  $\chi_r^{(\kappa)}$  могут быть запрограммированы для достаточно больших порядков *r*. Громоздкость уравнений – это плата за вероятностную и статистическую корректность результатов, особенно, при небольших объемах обучающих выборок *N*.

Восстановление плотности распределения по кумулянтам ДФ. Прямое восстановление плотности квадратичной ДФ рядами Эджворта или Грама-Шарлье, построенных по конечному числу кумулянтов, неприемлемо [11], поскольку такие восстановленные плотности распределения могут иметь отрицательные значения. Более того, они хорошо представляют только модели симметричных распределений, например, близких закону Гаусса.

В исследуемой задаче использовался комбинационный подход к восстановлению плотности  $f(\delta/\theta_{\kappa})$  на базе трехпараметрического гаммараспределения [13] с коррекцией формы последнего усеченным рядом Эджворта.

Базовое гамма-распределение имеет стандартный вид:

$$\widetilde{f}(\delta/\theta_{\kappa}) = \frac{(\delta - v_{\kappa})^{a_{\kappa}}}{s_{\kappa}^{a_{\kappa} + 1}\Gamma(a+1)} e^{-\left(\frac{\delta - v_{\kappa}}{s_{\kappa}}\right)}, \quad \delta \in [v, \infty), (24)$$

где  $\Gamma(a_{\kappa} + 1)$  – гамма-функция [9].

Параметры  $a_{\kappa}$ ,  $e_{\kappa}$ ,  $v_{\kappa}$  являются функциями первых трех кумулянтов  $\chi_{r}^{(\kappa)}$  (r = 1, 2, 3):

$$\begin{cases} a_{\kappa} = 4 \left( \frac{\chi_{2}^{(\kappa)^{3}}}{\chi_{2}^{(\kappa)^{2}}} \right) - 1; \\ s_{\kappa} = \frac{\chi_{3}^{(\kappa)}}{2\chi_{2}^{(\kappa)}}; \\ v_{\kappa} = \chi_{1}^{(\kappa)} - 2 \left( \frac{\chi_{2}^{(\kappa)^{2}}}{\chi_{3}^{(\kappa)}} \right). \end{cases}$$
(25)

Пронормируем случайную величину б:

$$\overset{\circ}{\delta} = \frac{\delta - \chi_1^{(\kappa)}}{\sqrt{\chi_2^{(\kappa)}}} \,. \tag{26}$$

Представим нормированные плотности  $f\left(\mathring{\delta}/\theta_{\kappa}\right)$ 

и  $\widetilde{f}\left(\mathring{\delta}/\Theta_{\kappa}\right)$  рядами Эджворта [11] и вычтем, формально, второй ряд из первого с переносом

 $\widetilde{f}\left(\overset{\circ}{\delta}/\theta_{\kappa}\right)$  в правую часть. Тогда плотность  $f\left(\overset{\circ}{\delta}/\theta_{\kappa}\right)$ будет функцией нормированного гаммараспределения (24) и высших, начиная с четвертого

кумулянтных коэффициентов  

$$\gamma_r^{(\kappa)} = \frac{\chi_{\kappa}^{(\kappa)}}{\left(\sqrt{\chi_2^{(\kappa)}}\right)^r}, \qquad r \ge 4.$$
(27)

Кроме этого, плотность

 $f\left(\overset{\circ}{\delta}/\theta_{\kappa}\right)$  будет

определяться условными, по значению индекса  $\kappa$ , полиномами Эрмита  $H_r^{(\kappa)}$  [14] порядков r = 4, 5, ...соответствующих вариантам  $\kappa = 0$  и  $\kappa = 1$ :

$$f\left(\mathring{\delta}/\theta_{\kappa}\right) = \widetilde{f}\left(\mathring{\delta}/\theta_{\kappa}\right) + (2\pi)^{-1/2} \exp\left(-\frac{\mathring{\delta}^{2}}{2}\right) \times \left[\frac{H_{4}^{(\kappa)}}{24}\left(\gamma_{4}^{(\kappa)} - \frac{6}{(a_{\kappa}+1)}\right) + \frac{H_{5}^{(\kappa)}}{120} \cdot \left(\gamma_{5}^{(\kappa)} - \frac{24}{(a_{\kappa}+1)^{3/2}}\right) + \frac{H_{7}^{(\kappa)}}{144}\left(\gamma_{4}^{(\kappa)} - \frac{6}{(a_{\kappa}+1)}\right) + \dots\right]$$
(28)

Полученное модельное распределение, на базе трехпараметрической плотности (24), практически лишено недостатков, присущих усеченным рядам Эджворта, даже если порядок высших кумулянтов  $\chi_r^{(\kappa)}$  ограничен значением r = 7.

Практическое использование квадратичной ДФ для неинвазивной оценки диагностикой эффективности биомедицинских признаков. Полученные математические модели оценивания рисков диагностических решений, при ограничениях на объем *N* первичной измерительной информации, был использован в задаче диагностики сердечных повреждений I и II ступеней [15] (состояния  $\theta_0$  и  $\theta_1$ , соответственно), когда характерная клиническая картина сердечной травмы отсутствует. Применяемые, в этом случае, неинвазивные методы диагностического обследования обусловлены длительностью времени ожидания, ограниченного фактором нестабильности гемодинамики.

Представляется интересным проанализировать диагностическую эффективность количественных и качественных биомедицинских признаков, используемых, фактически, на этапе сортировки пациентов с потенциально возможными сердечными повреждениями.

В табл. 2 и табл. 3 представлены результаты оценивания среднего риска  $\overline{R}$  диагностики отдельно количественному по каждому (табл. 2) И качественному признаку (табл. 3 измерения системе экспертного провелены в бальной оценивания). Все результаты первичных измерений предварительно были пронормированы (приведены к интервалу [0, 5]), что устранило размерность признаков, но не отразилось на их вероятностностатистических свойствах.

Экспериментальной базой проведенных исследований служило государственное предприятие «Институт общей и неотложной хирургии

им. В.Т. Зайцева национальной Академии медицинских наук Украины».

Таблица 2 – Оценки средних диагностических рисков Л	R	для количественных признаков
---	---	------------------------------

	Оце	енки средни	их и диспер	сии		Средний риск <i>R</i>	
Признак	$\mu^*_{(0)}$	$\mu^*_{(1)}$	$D^*_{(0)}$	$D^*_{(1)}$	Объем выборки N		
Объем кровопотери	1,421	2,608	0,689	1,482	68	0,316	
Лейкоциты	2,081	2,968	0,259	0,174	39	0,318	
Эритроциты	2,766	2,190	1,073	0,364	24	0,381	
АД-давление	4,294	3,941	1,431	1,928	79	0,429	
Пульс	3,263	3,488	1,611	2,370	81	0,454	
АД-нижнее	4,542	4,251	1,566	2,983	80	0,455	

Таблица 3 – Оценки средних диагностических рисков  $\overline{R}$  для качественных признаков

	Оц	енки средни	их и диспер	сии		_	
Признак	$\mu^*_{(0)}$	$\mu^*_{(1)}$	$D^*_{(0)}$	$D_{(1)}^{*}$	Объем выборки N	Средний риск R	
Кожа и слизистые	1,350	1,758	0,156	0,378	70	0,392	
Степень шока	1,461	2,39	0,777	2.008	38	0,401	
Язык	1,133	1,432	0,121	0,252	54	0,407	
Состояние	1,611	2,168	0,419	0,834	78	0,413	
Сознание	1,137	1,452	0,122	0,563	82	0,449	

Из табл. 2 видно, что наиболее информативными для неинвазивной диагностики сердечных травм являются «Объем кровопотери», «Лейкоциты», «Эритроциты». Все признаки в табл. 2 и табл. 3 расставлены, для удобства анализа, в порядке убывания  $\overline{R}$ .

Из табл. 3 видно, что диагностическая ценность качественных признаков ниже, чем признаков количественных. Более того эта ценность качественных признаков практически одинакова ( $\overline{R}$  изменяется незначительно).

Следует отметить, что максимальный порядок используемых для оценки  $\overline{R}$  кумулянтов квадратичной ДФ, равняется пяти ( $r \le 5$ ).

Выводы. 1. Разработана вероятностная модель статистической коррекции оцениваемых диагностических рисков при использовании квадратичной дискриминантной функции с неопределенными коэффициентами.

2. Разработана методика восстановления качества диагностических свойств квадратичной ДФ при ограничении обучающей измерительной информации для проектируемой ИИС параметрической диагностики.

3. Предложенные математические модели кумулянтного анализа квадратичной ДΦ И комбинационной модели восстановления ее плотности вероятностей распределения показали их практическую эффективность (при ранжировании по минимуму среднего риска широко используемых биомедицинских нормативных диагностических признаков).

#### Список литературы

- Раудис Ш. Ограниченность выборки в задачах классификации / Ш. Раудис // Статистические проблемы управления. – Вильнюс. – 1976. – Вып. 18. – С. 1–185.
- 2. Мигущенко Р. П. Исследование влияния ограниченности априорной информации на вид и размер достоверности диагностики / Р. П. Мигущенко // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. Белгород : БГТУ им. В. Г. Шухова. 2014. № 6. С. 201–204.
- Montgomery D. C. Introduction to Statistical Quality Control / D. C. Montgomery. – New York : John Wiley & Sons, 2001. – 796 p.
- Малайчук В. П. Інформаційно-вимірювальні технології неруйнівного контролю : навч. посібник / В. П. Малайчук, О. В. Мозговой, О. М. Петренко. – Дніпропетровськ : РВВ ДНУ, 2001. – 240 с.
- Уткин Л. В. Модель классификации на основе неполной информации о признаках в виде их средних значений / Л. В. Уткин, Ю. А. Жук, И. А. Селиховкин // Искусственный интеллект и принятие решений. – 2012. – № 3. – С. 71–81.
- Щапов П. Ф. Синтез информационной модели процедуры альтернативной функциональной діагностики / П. Ф. Щапов, Р. П. Мигущенко // Приборы и методы измерений. – Минск. – 2014. – Вып. 2. – С. 94–100.
- Щапов П. Ф. Теоретичні та практичні засади систем контролю та діагностування складних промислових об'єктів : монографія / П. Ф. Щапов, Р. П. Мигущенко, О. Ю. Кропачек. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – 260 с.
- Щапов П. Ф. Повышение достоверности контроля и диагностики объектов в условиях неопределённости : монография / П. Ф. Щапов, О. Г. Аврунин. – Х. : ХНАДУ, 2011. – 191 с.
- Королюк В. С. Справочник по теории вероятностей и математической статистике / В. С. Королюк, Н. И. Портенко / ред. В. С. Королюк. – К. : Наукова думка, 1978. – 584 с.
- Шефе Г. Дисперсионный анализ / Г. Шефе / пер. с англ. Б. А. Севостьянов. – 2-е изд. – М. : Наука, 1980. – 512 с.
- Малахов А. Н. Кумулянтный анализ случайных негауссовых процессов и их преобразований / А. Н. Малахов. – М. : Сов. радио, 1978. – 376 с.
- 12. Мигущенко Р. П. Контроль состояния динамических объектов с помощью однопараметровых тестовых статистик / Р. П. Мигущенко, О. Ю. Кропачек // Вестник Казахской

академии транспорта и коммуникаций им. Тынышпаева. Алматы. – 2014. – № 2 (87). – С. 23–28.

- Шемякин А. Е. Новый подход к построению объективных априорных распределений: информация Хеллингера / А. Е. Шемякин // Прикладная экометрика. – 2012. – № 4 (28). – С. 124–136.
- 14. Смирнов Н. В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н. В. Смирнов, И. В. Дунин-Барковский. – М.: Наука, 1969. – 512 с.
- 15. Бойко В. В. Хірургія серцевих ушкоджень (особливості сучасної доктрини) / В. В. Бойко, П. М. Замятін, І. В. Полівенок [та ін.]. Харків : «Промінь», 2014. 156 с.

#### **References (transliterated)**

- Raudis, Sh. "Ogranichennost' vyborki v zadachakh klassifikatsii." Statisticheskie problemy upravleniya. Vol. 18. Vilnius, 1976. 1–185. Print.
- Migushchenko, R. P. "Issledovanie vliyaniya ogranichennosti apriornoy informatsii na vid i razmer dostovernosti diagnostiki." *Vestnik BGTU im. V. G. Shukhova.* No. 6. Belgorod: BGTU im. V. G. Shukhova, 2014. 201–204. Print.
- 3. Montgomery, D. C. Introduction to Statistical Quality Control. New York: John Wiley & Sons, 2001. Print.
- Malaychuk, V. P., O. V. Mozhovoy and O. M. Petrenko. Informatsiyno-vymiryuval'ni tekhnolohiyi neruynivnoho kontrolyu. Dnipropetrovsk: RVV DNU, 2001. Print.
- Utkin, L. V., Yu. A. Zhuk and I. A. Selikhovkin. "Model' klassifikatsii na osnove nepolnoy informatsii o priznakakh v vide ikh srednikh znacheniy." *Iskusstvennyy intellekt i prinyatie resheniy*. No. 3. 2012. 71–81. Print.
- 6. Shchapov, P. F., and R. P. Migushchenko. "Sintez informatsionnoy

modeli protsedury al'ternativnoy funktsional'noy diagnostiki." *Pribory i metody izmereniy.* Vol. 2. Minsk, 2014. 94–100. Print.

- 7. Shchapov, P. F., R. P. Myhushchenko and O. Yu. Kropachek. Teoretychni ta praktychni zasady system kontrolyu ta diahnostuvannya skladnykh promyslovykh ob"yektiv. Kharkiv: NTU «HPI», 2015. Print.
- Shchapov, P. F. and O. G. Avrunin. Povyshenie dostovernosti kontrolya i diagnostiki ob"ektov v usloviyakh neopredelennosti. Kharkov: KhNADU, 2011. Print.
- 9. Korolyuk, V. S., and N. I. Portenko. *Spravochnik po teorii* veroyatnostey i matematicheskoy statistike. Ed. V. S. Korolyuk. Kiev: Naukova dumka, 1978. Print.
- 10. Shefe, G. *Dispersionnyy analiz.* 2nd ed. Moscow: Nauka, 1980. Print.
- 11. Malakhov, A. N. Kumulyantnyy analiz sluchaynykh negaussovykh protsessov i ikh preobrazovaniy. Moscow: Sov. radio, 1978. Print.
- Migushchenko, R. P., and O. Yu. Kropachek. "Kontrol' sostoyaniya dinamicheskikh ob"ektov s pomoshch'yu odnoparametrovykh testovykh statistic." *Vestnik Kazakhskoy akademii transporta i kommunikatsiy im. Tynyshpaeva.* No. 2 (87). Almaty, 2014. 23–28. Print.
- Shemyakin, A. E. "Novyy podkhod k postroeniyu ob"ektivnykh apriornykh raspredeleniy: informatsiya Khellingera." *Prikladnaya ekometrika*. No. 4 (28). 2012. 124–136. Print.
- 14. Smirnov, N. V., and I. V. Dunin-Barkovskiy. Kurs teorii veroyatnostey i matematicheskoy statistiki dlya tekhnicheskikh prilozheniy. Moscow: Nauka, 1969. Print.
- 15. Boyko, V. V., et al. Khirurhiya sertsevykh ushkodzhen' (osoblyvosti suchasnoyi doktryny). Kharkiv: Promin', 2014. Print.

Поступила (received) 31.10.2016

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Исследование свойств квадратичной дискриминантной функции при диагностировании динамических процессов / О. Ю. Кропачек // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 25–31. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследование свойств квадратичной дискриминантной функции при диагностировании динамических процессов / О. Ю. Кропачек // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 25–31. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2411-3441.

Studying the properties quadratic discriminant function in the diagnosis of dynamic processes / O. Yu. Kropachek // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 25–31. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2411-3441.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Кропачек Ольга Юріївна* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теоретичні основи електротехніки»; тел.: (057) 707-69-61; e-mail: kropachek@ukr.net.

*Кропачек Ольга Юрьевна* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Теоретические основы электротехники»; тел.: (057) 707-69-61; e-mail: kropachek@ukr.net.

*Kropachek Olha Yuriivna* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Theoretical Foundations of Electrical Engineering; tel.: (057) 707-69-61; e-mail: kropachek@ukr.net.

# УДК 62-525

# О. П. ГУБАРЕВ, О. С. ГАНПАНЦУРОВА

# АДАПТАЦІЯ ЛОГІКИ КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИМ ВИКОНАВЧИМ МОДУЛЕМ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ

Розглянуто можливість залучення до системи керування мехатронного модуля функції напрацювання умовного рефлексу за результатами ефективних та непродуктивних дій модуля. Запропоновано для цієї функції використовувати структурований об'єм пам'яті, що відображає співвідношення позитивних та негативних результатів в діях модуля. Запропоновано циклічну функцію генератора чисел, синхронізованого з власною частотою опрацювання сигналів. Розроблено методику розрахунку логічної інерційності функції керування за порівнянням пам'яті у зворотному відліку для альтернативних варіантів дій модуля.

Ключові слова: логічна адаптивність, мехатронний модуль, пневмопривод, функціональний граф, пам'ять системи.

Рассмотрена возможность использования в системе управления мехатронного модуля функции наработки условного рефлекса по результатам эффективных и непродуктивных действий модуля. Предложено для данной функции использовать структурированный объем памяти, который отображает соотношение положительных и отрицательных результатов в действиях модуля. Предложена циклическая функция генератора чисел, синхронизированного с собственной частотой обработки сигналов. Разработана методика расчета логической инерционности функции управления по сравнению памяти в обратном отсчете для альтернативных вариантов модуля.

Ключевые слова: логическая адаптивность, мехатронный модуль, пневмопривод, функциональный граф, память системы.

It is has been analyzed the possibility of using the function of conditioned reflex development in the control system of the mechatronic module. The conditioned reflex develops on the results of effective and ineffective actions of the module. The pneumatic executive module, which unloads parts from the working area, has been considered as an example. The module consists of three pneumatic actuators. Their sequential actions lead to the implementation of the technological operation. The cause of alternative actions is the competition between the signals on the time of their appearance. It is has been proposed to use the structured memory as a theoretical basis for developing the conditioned reflex. The memory is structured on a logarithmic scale with a countdown of events. The memory displays quantitative and qualitative ratio of positive and negative results of actions of the nechatronic module. The two-component structure of the logic commands has been formed. The structure consists of deterministic and probabilistic components. The cyclic function of the number generator has been proposed for the calculation of the generated numbers are limited by the volume of the memory. The technique of calculation of the logic al inertia of the probabilistic component has been developed.

Keywords: logical adaptation, mechatronic module, pneumatic drive, functional graph, system memory.

Вступ. Поширення мехатронних засобів автоматизації із пневматичними та гідравлічними виконавчими пристроями, які є чутливими до терміну експлуатації, змін умов та режимів використання, неможливо без створення алгоритмів адаптивного керування, які враховують або реагують, різними способами, на вплив зовнішніх та внутрішніх факторів, що є однією з ознак платформи Industry 4.0 при створенні систем з відкритою архітектурою [1-3]. На відміну від задач параметричної адаптації, з пошуком раціональних параметрів для оптимального керування виконавчим пристроєм, певне коло задач потребує динамічної зміни алгоритму керування, у тому числі із заміною не тільки алгоритму, а й критеріїв пошуку раціонального рішення. До такого класу належить задача керування з напрацюванням умовного рефлексу в залежності від ефективності дій автоматизованого модуля. Система, що вміщує такий алгоритм, підлагоджує послідовність дій за критерієм прогнозованого збільшення позитивного ефекту.

Аналіз літературних джерел. В основу підходу запропонованого покладено системну складність, яку трактовано як інерційність з умов збереження цілісності системи [4-6]. Інерційність щодо вибору конкретної дії модуля розподілено за його типовими реакціями відповідно до типів збуджуючих факторів. Відносна частка інерційності формує інерційну складову сигналу керування по відношенню до кожного типу збудження, для чого детермінованодвокомпонентну побудовано ймовірнісну логічну форму команд керування [7].

Детермінована складова команд керування відповідає обраній дискретно-логічній моделі системи і може бути отримана за відомими методиками [8, 9, 10]. Ймовірнісна складова найчастіше визначається з використанням нечіткої логіки, нейронних мереж, нечітких множин та інших підходів до побудови інтелектуальних систем [11–14]. У той же час є передумови для розрахунку логічної інерційності за поточним станом пам'яті системи щодо минулих дій з використанням визначення складності та кількості інформації [4, 5, 11].

Основна частина. Розглянуто, В якості прикладу, модуль, що складається з трьох виконавчих пневматичний пристроїв \_ маніпулятор відвантажувального механізму (рис. 1). Пристрій може виконати змістовну дію Z<sub>1</sub>, а після її виконання може повернутися у вихідний стан, тобто виконати зворотну дію Z<sub>i</sub>. Успішне виконання дії супроводжує одиничне значення зовнішнього сигналу  $\phi(Z_1)$ , яке підтверджує отримання вантажу. Модуль починає виконувати основну дію за одиничним значенням сигналу команди керування у1. За цим сигналом маніпулятор входить до робочої зони (команда У1), опускає схват (команда У2), затискає вантаж (команда УЗ). Аналогічно – для зворотної дії – поверненням у вихідний стан керує сигнал команди y<sub>1</sub>. За цим сигналом схват підіймає вантаж, переміщує його поза робочу зону, опускає схват, вивільняє вантаж та підіймає схват.



Рис. 1 – Приклад схеми модуля пневматичного маніпулятора:

1 – пневмоциліндр горизонтальної подачі; 2 – пневмоциліндр вертикальної подачі; 3 – пневматичний схват; 4 та 5 – реле тиску; сигнали керування та стану: Y1, YN1– сигнали керування приводу горизонтальної подачі, X1, XN1 – сигнали контролю положення привода горизонтальної подачі, Y2, YN2 – сигнали керування приводу вертикальної подачі, X2 – сигнал контролю нижнього положення, YN3 – сигнал керування схвата, X3 – сигнал контролю утримання вантажу

Розглянуто варіанти дій модуля, які викликано різним часом надходження зовнішніх сигналів. Поштовхом до одиничного значення сигналу команди є зміни стану оточуючого середовища, які система отримує у вигляді змін значень бінарних сигналів  $x_{S1}$ та  $x_{S2}$ . Сигнал  $x_{S2}$  є більш швидким, а сигнал  $x_{S1}$  – повільним. Наприклад, сигнал  $x_{S2}$  – це звук, який виникає при пересуванні вантажу до робочої зони. Сигнал  $x_{S1}$  засвідчує, що вантаж вже знаходиться в робочій зоні.

Виконавчий пристрій – маніпулятор – повинен як найшвидше прибирати вантаж з робочої зони. Якщо орієнтуватись тільки на звук пересування вантажу, то схожий звук може надходити від руху інших предметів та механізмів, що працюють в оточуючому середовищі. Якщо орієнтуватись тільки на наявність вантажу, то збільшується час його відвантаження, тобто система втрачає продуктивність. За звуковим сигналом система працює «на випередження». Якщо звуковий сигнал виявляється хибним, то система виконала зайве спрацювання, тобто непродуктивно витратила енергію.

Адаптивний алгоритм системи керування має враховувати можливі варіанти виконання роботи, що відповідають різним комбінаціям значень сигналів впливу  $x_{s1} \in \{0,1\}$  та  $x_{s2} \in \{0,1\}$ . Варіант спрацювання за сигналом про наявність вантажу без звукового

сигналу для механічної системи позначаємо як суго віртуальний. Оскільки варіант з нульовими значеннями обох сигналів відповідає очікуванню системи, то його також не враховуємо:

*a*) успішна робота тільки за звуком  $x_{S2} = 1, x_{S1} = 0;$ *b*) успішна робота за звуком і вантажем  $x_{S2} = 1, x_{S1} = 1;$ 

c) хибне спрацювання при роботі за звуком  $x_{S2} = 1, x_{S1} = 0.$ 

Пам'ять системи керування накопичує інформацію про попередню роботу модуля якнайменше в двох вимірах. Перший вимір – кількість відпрацювань даного варіанту. Другий вимір – близькість кожного спрацювання до поточного моменту. Контекст оцінки вимірів – загальна кількість спрацювань модуля.

Припустимо, що логічна інерційність за певним фактором є наслідком від об'єму пам'яті, яку займає присвячена цьому фактору. інформація, Лпя запам'ятовування кількості спроб N у двійковому коді необхідна кількість розрядів складатиме log<sub>2</sub>N+1. Кількість спроб N дорівнює сумі спроб варіантів a), b) та *с*). Кожна зі спроб перелічених варіантів  $(N_a, N_b, N_c)$ має своє упорядковане місце в кількості *N*. Умовно спроб можна зобразити історію наступною послідовністю (табл. 1), де (\*) позначено поточний стан очікування.

Таблиця 1 – Історія спроб

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	*
$\overline{N}$	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	*
Na	0	0	1	1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	1	
$N_b$	1	1	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	0	0	
$N_c$	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	0	

Припустимо, що поточний стан зовнішнього середовища система повинна визначати за результатами поточних спроб в більшій мірі, ніж за результатами пройдешніх періодів. Використаємо це шляхом зворотного відліку спроб (рядок 2, табл. 1). Наступний крок – перехід від кількості різних варіантів спроб до алгоритму прийняття рішення. Для цього скористаємося другим законом Ньютона в адаптованому для логічно-бінарного переходу вигляді:
$$F_i = m_i * \ddot{x}_i = J_i * y_i,$$

(1)

(3)

де  $J_i$  – міра інерційності системи по відношенню до дестабілізуючого впливу  $F_i$ ,  $y_i$  – реакція системи на дестабілізуючий вплив.

Якщо вплив може відрізнятися за своїм ваговим значенням, то ліва частина рівняння також повинна мати змінний компонент. Оскільки логічна реакція може приймати тільки два фіксованих значення (діяти – 1, або не діяти – 0), то змінним компонентом має бути внутрішня інерційність системи по відношенню до збуджуючого фактору, тобто  $J_i$ . В «логічній інерційності» мають бути враховані обидва компоненти виміру (кількість спрацювань та їх наближеність до поточного моменту).

Для оцінки кількісного компонента, записаного у двійковому коді, інерційність можна виміряти кількістю доданих елементів пам'яті. Таким чином можна оцінити компонент кількості для різних варіантів спрацювання:

$$J_a = INT(\log_2 n_{1,2}) + 1$$
 (2)

 $J_b = \text{INT}(\log_2 n_1) + 1$ – оцінка невдалих спроб

$$J_{c} = INT(\log_{2} n_{1,\bar{2}}) + 1$$
 (4)

де *n*<sub>1,2</sub> – кількість цілком вдалих спроб;

 $n_1$  – кількість умовно вдалих спроб;

 $n_{1,\bar{2}}$  – кількість невдалих спроб.

Але кожна з трьох оцінок інерційності за кількісним компонентом, сама по собі, не надає обгрунтування для врахування поведінки оточуючого середовища при виборі варіанта наступної дії системи. Наприклад, на початку роботи системи звуковий сигнал від вантажу майже повністю поглинався звуком діючих пристроїв. В результаті, умовно-вдалих спроб не було на протязі великої кількості спрацювань, наприклад, 2000. Впродовж періоду налагодження пристроїв їх звуковий вплив поступово ослаб у порівнянні з звуком надходження вантажу. Так, наступні за 2000 500 спроб було 176 умовно вдалих, за останні 200 з цих 500 було умовно вдалих спроб 81, за останні 100 з цих 500 було умовно вдалих спроб 49. Якщо оцінювати загальну кількість спрацювань і спрацювань за умовно-вдалим варіантом, то їх співвідношення становить 0,088. Якщо розглядати тільки останні 100 спроб, то теж співвідношення приймає значення 0,49. саме Проміжний аналіз кількості спроб за останні 500 надає значення 0,352. Тобто кількість умовно-вдалих спрацювань у відносному вимірі поступово зростає і можна вважати, що це зростання характеризує зміну стану оточуючого середовища.

Оцінки не враховують спільного контексту всіх варіантів. Контекст, як найменше, має враховувати загальну кількість спроб за фіксованим збуджуючим фактором  $n = n_{1,2} + n_1 + n_{1,\overline{2}}$ :

$$NT(\log_2(n_{1,2} + n_1 + n_{1,\bar{2}})) + 1$$
 (5)

Вирази (2-4), у відношенні до (5), приблизно

вказують відносну вагу кожного з варіантів спроб за всю історію дії системи за обраним збуджуючим чинником. Але така оцінка не враховує різну вагу нещодавніх спроб та спроб далекого минулого. Ця відмінність надає системі інформацію щодо поточних тенденцій у поведінці оточуючого середовища.

Оцінка за (2)-(5) враховує тільки кількість різних варіантів спроб, але нехтує віддаленістю часу їх виконання від поточного моменту. Тобто, пам'ять, що задіяна для інформації про фіксований варіант спроб, розпорошена поміж пам'яті про інші варіанти спроб. Якщо пам'ять розглянутого варіанту зосереджена в поточному сегменті загальної пам'яті, то це вказує на актуальність саме такого варіанту в теперішній час. Додатково, це можна вважати опосередкованою інформацією про стан та процеси, що зараз відбуваються в оточуючому середовищі. Тобто, при однаковій кількості одного і того ж варіанту спроб, якщо вони припадають, наприклад, на першу половину пам'яті, або на другу половину пам'яті, їх інерційний вплив повинен відрізнятися приблизно вдвічі. Відповідно до ваги пам'яті може бути розрахована ймовірність тієї чи іншої реакції системи на збуджуючий вплив.

використання логічної Один iз варіантів інерційності полягає в побудові функції ймовірності відповідно до заповнення пам'яті певним варіантом за двійковими розрядами при їх зворотному відліку. Тобто, на кожний наступний розряд (у зворотному відліку) припадає половина ваги попереднього розряду. Вага першого розряду дорівнює 0,5, другого 0,25 і у загальному випадку  $2^{-k}$ , де k – порядковий номер розряда. Але в кожному розряді певний варіант спроби «розпорошений» і обіймає тільки його «частину». Наприклад, табл. 1, надає наступний контекст розпорошення варіантів спроб за розрядами (табл. 2).

Розподілена пам'ять для спроб варіанту «*b*», надає наступний контекст:

- перший розряд  $p_{1/a} = 0,5;$ 

- другий розряд  $p_{2/a} = 0,25/2;$ 

- третій розряд  $p_{3/a} = 0,125/4;$ 

– четвертий розряд  $p_{4/a} = 2^*(0,0625/8).$ 

Сумарна оцінка ймовірності варіанту «*a*» для наступної спроби:  $p_{\Sigma/a} = 0,6875$ .

Аналогічно для варіанту *b*:

- перший розряд  $p_{1/b} = 0,0;$ 

– другий розряд  $p_{2/b} = ,0;$ 

- третій розряд  $p_{3/b} = *(0, 125/4);$ 

- четвертий розряд  $p_{4/b} = *(0,0625/8).$ 

Сумарна оцінка ймовірності варіанту «b» для наступної спроби:  $p_{\Sigma/b} = 0,1171875.$ 

Аналогічно для варіанту с:

- перший розряд  $p_{1/c} = 0,0;$ 

- другий розряд  $p_{2/c} = 0,25/2;$ 

- третій розряд  $p_{3/c} = 0,0;$ 

– четвертий розряд  $p_{4/c} = 2*(0,0625/8).$ 

Сумарна оцінка ймовірності варіанту «с» для наступної спроби:  $p_{\Sigma/c} = 0,140625$ .

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	*
$\overline{N}$	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	*
Розряд	4 (не вистачає однієї спроби)							3				2		1	*
Na	0	0	1	1	0	0	0	0	0	1	0	1	0	1	
N <sub>b</sub>	1	1	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	0	0	
N <sub>c</sub>	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	0	

Таблиця 2 – Історія спроб за розрядами

В загальному випадку при, кількості всіх спроб *n*, для варіанту *j* отримуємо:

$$p_{i} = \sum_{k=1}^{\log_{2} n} p_{k/i} = \sum_{k=1}^{\log_{2} n} \left( \frac{1}{k+1} \cdot \sum_{j=2^{k-1}}^{2^{k}} \omega_{j} \right), \tag{6}$$

де  $\omega_j$  – результативність *j*-ї спроби варіанту *i*;

 $\log_2 n$  – кількість задіяних розрядів пам'яті.

Оскільки розглянуті варіанти не складають незліченну кількість спроб, то сума ймовірностей менша за одиницю. Тобто, розподіл ймовірностей щодо наступного активного варіанту повинен врахувати цей дефіцит ймовірності, а саме  $p_{\Sigma/abc} = 0.9453125$ .

При пропорційному розподіленні дефіциту спроб за всіма варіантами отримуємо уточнюючий коефіцієнт:

$$\chi_{pr} = \left(\sum_{i=1}^{N} p_i\right)^{-1} = \left(\sum_{i=1}^{N} \sum_{k=1}^{\log_2 n} p_{k/i}\right)^{-1}, \qquad (7)$$

де N – кількість варіантів реакції системи на фіксований зовнішній дестабілізуючий вплив.

Відповідно до (6) та (7), отримуємо:

$$p_{i} = \left(\sum_{i=1}^{N}\sum_{k=1}^{\log_{2} n} p_{k/i}\right)^{-1} \cdot \sum_{k=1}^{\log_{2} n} \left(\frac{1}{k+1} \cdot \sum_{j=2^{k-1}}^{2^{k}} \omega_{i}\right).$$
(8)

Для розглянутого прикладу, з урахуванням (8), відкориговані значення ймовірності, розподілені за варіантами *a*, *b*, *c*, складатимуть:

 $p'_{\Sigma/a} = 0,727273;$  $p'_{\Sigma/a} = 0.12397;$ 

$$p_{\Sigma/b} = 0,1239/;$$

 $p'_{\Sigma/c} = 0,14876.$ 

Сума ймовірностей варіантів дорівнює 1.

Наступний крок – використання отриманої оцінки в алгоритмі керування системи. Оскільки система може працювати або за детермінованим варіантом, коли вхідні дані є достатніми для прийняття однозначного рішення, або за варіантом з дефіцитом зовнішньої інформації, то вираз команд керування повинен враховувати обидва варіанти:

$$y_1 = y_{1det} + y_{1iner} = (x_{s1} \wedge x_{s2}) \vee (x_{s1} \wedge x_p), \qquad (9)$$

де  $y_{1det} = (x_{s1} \wedge x_{s2})$  – умова детермінованого спрацювання;

 $y_{liner} = (x_{s1} \wedge x_p)$  — умова спрацювання за інерційною складовою;

*x<sub>p</sub>* – бінарна змінна, що обрахована з врахуванням розподілу ймовірностей.

Зворотна команда, у розглянутому варіанті, матиме звичайний детермінований вираз, коли обидва сигнали, що провокують дії системи, дорівнюють «0»: *Bulletin of NTU "КhPI". № 41 (1213)* 

$$y_{\bar{1}} = \overline{x}_{s1} \wedge \overline{x}_{s2} \tag{10}$$

Для реалізації ймовірнісної складової виразу (9) застосовано генератор випадкових чисел, що працює синхронно з системою (рис. 2). Якщо значення лічильника у відсотковому вимірі перевищує розраховану ймовірність (8), то бінарна складова дорівнює «0», в протилежному випадку  $x_p = 1$ :

$$x_{p} = \begin{cases} 1: p_{i} = \left(\sum_{i=1}^{N} \sum_{k=1}^{\log_{2} n} p_{k/i}\right)^{-1} \times \\ \times \sum_{k=1}^{\log_{2} n} \left(\frac{1}{k+1} \cdot \sum_{j=2^{k-1}}^{2^{k}} \omega_{i}\right) \le CW0 \\ 0: p_{i} = \left(\sum_{i=1}^{N} \sum_{k=1}^{\log_{2} n} p_{k/i}\right)^{-1} \times \\ \times \sum_{k=1}^{\log_{2} n} \left(\frac{1}{k+1} \cdot \sum_{j=2^{k-1}}^{2^{k}} \omega_{i}\right) > CW0 \end{cases}$$
(11)

Перелік команд керування С/Т генератора (команди вмикання/вимикання таймера, лічильника, елементів пам'яті та модулів опитування, рис. 2):

$$y_{1} \Leftarrow x_{2} * x_{3} + x_{C} * x_{2} * x_{3};$$

$$y_{\overline{1}} \Leftarrow x_{\overline{2}\overline{T}} * x_{\overline{2}} * x_{\overline{3}} + x_{T} * x_{\overline{2}} * x_{3};$$

$$y_{2} \Leftarrow x_{\overline{1}} * x_{\overline{3}} + x_{\overline{C}};$$

$$y_{\overline{2}} \Leftarrow x_{\overline{2}\overline{T}} + x_{\overline{T}};$$

$$y_{3} \Leftarrow x_{\overline{2}\overline{C}} * x_{INC}; y_{\overline{3}} \Leftarrow x_{\overline{2}\overline{T}} * x_{\overline{INC}};$$

$$y_{2T} \Leftarrow x_{1}; y_{\overline{2}\overline{T}} \Leftarrow x_{2}\overline{c} * x_{3};$$

$$y_{2\overline{T}} \Leftarrow x_{1} * x_{2}; y_{\overline{2}\overline{T}} \Leftarrow x_{\overline{2}};$$

$$y_{2C} \Leftarrow x_{\overline{1}} * x_{\overline{2}}; y_{\overline{2}C} \Leftarrow x_{2};$$

$$y_{2\overline{C}} \leftarrow x_{\overline{1}}; y_{\overline{2}\overline{C}} \Leftarrow x_{2};$$

$$y_{\overline{2}\overline{C}} \leftarrow x_{\overline{1}}; y_{\overline{2}\overline{C}} \Leftarrow x_{2};$$

$$y_{C} \leftarrow x_{\overline{2}}; y_{\overline{T}} \leftarrow x_{3} * x_{2};$$

$$y_{C} \leftarrow x_{\overline{2}}; y_{\overline{C}} \leftarrow x_{2C};$$

$$y_{INC} \Leftarrow x_{2T} * x_{1}; y_{\overline{NC}} \leftarrow x_{2\overline{C}} * x_{1}.$$

Позначення сигналів команд керування  $(y_i, y_i)$ модулів системи та особливих сигналів стану  $(x_i, x_i)$ :  $y_1$  – вмикання елемента пам'яті «1»;  $y_1$  вимикання елемента пам'яті «1»;  $y_2$  – вмикання елемента пам'яті «1»;  $y_2$  – вимикання елемента пам'яті «2»;  $y_3$  – вмикання елемента пам'яті «1»;  $y_3$  – вимикання елемента пам'яті «1»;  $y_7$  – вимикання таймера з прапором блокування *FYT* та одночасним вимиканням прапору  $X_{\overline{\tau}}$  зворотного стану ;  $y_{\overline{\tau}}$  – вимикання таймера з прапором блокування FYT та одночасним вмиканням прапору  $X_{\overline{\tau}}$  зворотного стану та вимиканням прапору основного стану Х<sub>Т</sub>; Х<sub>Т</sub> – сигнал (прапор) основного стану таймера (відпрацьованого), його вмикання за умов спрацювання таймера при вимкненому прапорі блокування FYT; у<sub>с</sub> – вмикання лічильника з прапором блокування FYC та одночасним вимиканням прапору  $X_{\overline{c}}$  зворотного стану ; y<sub>c</sub> – вимикання лічильника з прапором блокування FYC та одночасним вмиканням прапору Х<sub>с</sub> зворотного стану та вимиканням прапору основного стану Х<sub>С</sub>; Х<sub>С</sub> – сигнал (прапор) основного стану лічильника (відпрацьованого), його вмикання за умов спрацювання лічильника при вимкненому прапорі блокування *FYC*; *у*<sub>INC</sub> – додавання «1» до слова лічильника з вмиканням прапору основного стану, та одночасним вимиканням прапору  $X_{\overline{INC}}$ зворотного стану;  $y_{\overline{INC}}$  – вимкнути додавання «1» до слова лічильника з одночасним вмиканням прапору Х<sub>ІЛС</sub> зворотного стану та вимиканням прапору основного стану X<sub>INC</sub>.

В адаптивному алгоритмі, для реалізації логічних зв'язків графу (рис. 2) використано наступні сигнали керування для модулів умовних переходів (функцій опитування) таймера та лічильника:

 $y_{?T}$  – опитувати «чи таймер спрацював?»;  $y_{\bar{7}T}$  – припинити опитувати «чи таймер спрацював?»;  $y_{?\bar{7}}$  – опитувати «чи таймер не спрацював?»;  $y_{\bar{7}\bar{7}}$  – припинити опитувати «чи таймер не спрацював?»;  $y_{\bar{7}\bar{7}}$  – припинити опитувати «чи лічильник спрацював?»;  $y_{\bar{7}C}$  – опитувати «чи лічильник спрацював?»;  $y_{\bar{7}C}$  – припинити опитувати «чи лічильник не спрацював?»;  $y_{\bar{7}C}$  – опитувати «чи лічильник не спрацював?»;  $y_{\bar{7}C}$  – припинити опитувати «чи лічильник не спрацював?»;

об'єднані Модулі умовних переходів в альтернативні пари модулів. Тобто один альтернативний вибір за двома альтернативами процесу забезпечують два модулі. Вони опитують взаємно протилежні відомості щодо стану системи або окремих пристроїв чи об'єктів. Наприклад, модуль, що має команди z і  $\overline{z}$  – здійснює опитування однієї альтернативи – є деталь, w і  $\overline{w}$  – здійснює опитування іншої альтернативи – немає деталі. Команди z i z відповідають опитуванню наявності деталі на вхідній позиції або припиненню опитування. Формально кожний модуль з пари складають два елемента пам'яті (прапори):  $X_{?(Z)}$  та  $X_{\overline{?(Z)}}$  – для початку та припинення опитування наявності деталі,  $X_{?(\overline{Z})}$  та  $X_{\overline{?(\overline{Z})}}$  – для початку та припинення опитування відсутності деталі.

Основна дія одного модуля з пари може бути виконана тільки у випадку, коли основна дія

альтернативного до нього модуля не виконана. За цим принципом мають бути сформовані команди керування модулів в алгоритмі програми.

Наприклад, для опитування таймера, який ще працює (T0 = 1), за графом системи отримано такі логічні вирази:  $y_{?T} \leftarrow x_1$  та  $y_{\overline{?T}} \leftarrow x_{?\overline{C}} * x_3$ . Вираз основної команди необхідно доповнити умовою «невиконання» іншої альтернативи (опитано, що прапор вже спрацював) та умовою параметру, що він опитує. Іншу альтернативу опитує інший модуль (команди  $y_{?\overline{T}} \leftarrow x_1 * x_2$  та  $y_{\overline{?T}} \leftarrow x_{\overline{2}}$ ), і сигнал (прапор), що він спрацював матиме позначення  $x_{?\overline{T}}$ . Умовою того, що таймер ще працює, є істинність або одиничне значення «T0».



Рис. 2 – Граф генератора чисел Т/С:

?(С) – опитування відпрацьованого стану лічильника;

?(Т) – опитування відпрацьованого стану таймера;

 $?(\overline{C})$  – опитування працюючого стану лічильника;

 $?(\overline{T})$  — опитування працюючого стану таймера;

?(\*) – відключення опитування; С – включення лічильника;

- $\overline{C}$  вимикання лічильника; *T* вмикання таймера;
- *T* вимикання таймера; *INC* додавання «1» до слова лічильника; *INC* – вимкнути *INC*

Вираз основної команди альтернативного модуля матиме вигляд:  $y_{?T} \leftarrow x_1 * \overline{x_{?T}} * T0$ . За цією умовою елемент пам'яті (два прапори), який відображає модуль у програмі керування, переходить в основний стан, тобто  $X_{?T} = 1$ ,  $X_{?T} = 0$ .

Зворотна команда не має додаткових умов виконання, і за умов істинності виразу команди, елемент пам'яті переходить у початковий стан: коли  $x_{2\overline{C}} * x_3$  істинно, то  $X_{2T} = 0$ ,  $X_{\overline{2}T} = 1$ .

Модуль додавання лічильника, який описано

командами  $y_{INC} \Leftarrow x_{?T} * x_1$  та  $y_{\overline{INC}} \Leftarrow x_{?\overline{C}} * x_1$  також має два допоміжні прапори  $X_{\overline{INC}}$  та  $X_{INC}$ , і прапор покриття неконтрольованого додавання *FINC*. За умовою істинності основної команди при вимкненому прапорі *FINC* до слова лічильника додається «1», вмикається прапор покриття *FINC*, вмикається прапор основного стану модуля  $X_{INC}$  та вимикається прапор зворотного стану модуля  $X_{\overline{INC}}$ . За умовою істинності зворотної команди прапори  $X_{INC}$  та *FINC* вимикаються, а прапор зворотного стану  $X_{\overline{INC}}$ вмикається.

<u>Сегмент вхідного контролю</u> збуджуючих сигналів є початковою ланкою в процесі дії адаптивного детерміновано-ймовірнісного логічного алгоритму. Сигнали  $x_{S1}$  та  $x_{S2}$  є незалежним зовнішнім впливом і їх врахування має здійснюватись відповідно до поточного стану системи та забезпечити наповнення пам'яті у формі табл. 2.

<u>Одночасне отримання сигналів</u> фактично є не одночасним. Оскільки сигнал  $x_{S2}$  є більш «швидким», то система повинна деякий час очікувати щодо отримання  $x_{S1}$  навіть у нормальному режимі (є обидва сигнали). Тобто, за умовою набуття  $x_{S2}$  істинності ( $x_{S2} = 1$ ) система очікує, наприклад 0,5 секунди, на істинність повільного сигналу ( $x_{S1} = 1$ ). У цьому випадку алгоритм має зафіксувати «одночасне» виникнення обох збуджуючих сигналів.

<u>Послідовне отримання сигналів</u>. Якщо після очікування 0,5 секунди не отримано ( $x_{S1} = 1$ ), то алгоритм починає відпрацювання ймовірнісного керування, з одночасним очікуванням суттєвого запізнення ( $x_{S1} = 1$ ), наприклад 5 секунд. Якщо на протязі 5 секунд істинність  $x_{S1}$  буде підтверджено, то в алгоритмі має бути врахований позитивний зв'язок умовного рефлексу.

<u>Послідовне неотримання сигналів</u>. Якщо після набуття  $x_{52}$  істинності ( $x_{52} = 1$ ) і  $x_{52}$  відпрацювання ймовірнісного керування з очікуванням запізнення ( $x_{51} = 1$ ) на 5 секунд істинність  $x_{51}$  не отримано, то в алгоритмі має бути врахований негативний зв'язок умовного рефлексу.

За допомогою контролю фактів набуття та позбавлення істинності швидшим сигналом ( $x_{52} = 1$  і  $x_{52} = 0$ ) і відпрацювання ймовірнісного керування з очікуваним запізненням основного сигналу ( $x_{51} = 1$ ), алгоритм покроково складає історію реакцій системи на збуджуючі сигнали у вигляді табл. 1 та її трансформації до вигляду табл. 2.

Отримання сигналів адаптивного керування здійснюється за залежностями (6)–(10) з обрахунком  $x_p$  – бінарної змінної за історією системи у вигляді табл. 2. Присвоєння  $x_p$  значення «1» здійснюється за умов, що  $(p'_{\Sigma/i}*100) \leq CW 0$ , де CW0 – поточне значення слова лічильника у T/C генераторі чисел.

Висновки. Для вирішення задачі керування з напрацюванням умовного рефлексу мехатронним виконавчим пристроєм з гідравлічними та пневматичними приводами може бути використано підхід з детерміновано-ймовірнісною логікою Bulletin of NTU "КhPI". № 41 (1213) керування.

Використання об'єму задіяної пам'яті, розподіленого за факторами впливу та реакціями виконавчого пристрою, у якості міри інертності прийняття рішень, надає можливість враховувати як загальну кількість вдалих та хибних спроб, так і їх наближення до поточного часу роботи модуля.

Для формування ймовірнісної складової сигналу керування запропоновано Т/С генератор чисел, робота якого пов'язана з власною частотою опитування пристроїв системи і діапазоном чисел, що відповідає Побудова T/C заповненому об'єму пам'яті. генератора, підпорядкованого функціональному графу (рис. 2), дозволяє його використання в псевдомультипроцесному режимі синхронно з діями модулів системи. Діапазон зміни випадкових чисел задає алгоритм програми керування в залежності від об'єму пам'яті.

Частота спрацювання генератора, побудованого за T/C схемою, не перевищує частоти обробки сигналів стану системи загального алгоритму у безперервному циклі. Водночас мінімальне значення цієї частоти задає налаштування таймера, тобто вона є пов'язаною з швидкодією виконавчих пристроїв мехатронної системи.

Для визначення експлуатаційних та динамічних властивостей системи з адаптивною логікою функціонування та дослідження її впливу на дії мехатронної системи, створена макетна модель з пневматичними виконавчими пристроями.

#### Список літератури

- Brettel M. How Virtualization, Decentralization and Network Building Change the Manufacturing Landscape : An Industry 4.0 Perspective / M. Brettel, N. Friederichsen, M. Keller [et al.] // International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering. – 2014. – Vol. 8, No. 1. – P. 37–44.
- Lee Jay. Service innovation and smart analytics for Industry 4.0 and big data environment / Jay Lee, Hung-An Kao, Shanhu Yang // Procedia CIRP16. – 2014. – P. 3–8.
- Bauernhansl T. Industrie 4.0 in Produktion, Automatisierung und Logistik : Anwendung Technologien Migration / T. Bauernhansl, M. ten Hompel, B. Vogel-Heuser. – Springer-Verlag, 2014. – 648 p.
- Колмогоров А. Н. Три подхода к определению понятия «количество информации» / А. Н. Колмогоров // Теория информации и теория алгоритмов. – М. : Наука, 1987. – С. 213–223.
- Челноков В. М. К операционализации понятия целостности в представлении знаний / В. М. Челноков // Системные исследования : методол. пробл. ежегодник. –М. : Наука, 1986. – С. 103–112.
- Губарев А. П. К вопросу адаптации логического управления / А. П. Губарев // Депонент УкрНИИНТИ. – 1986. – № 282-Ук 86. – 29 с.
- Ганпанцурова О. С. Логіко-інерційна складова команд керування виконавчим модулем мехатронної системи / О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Матеріали XVII МНТК АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» : тези доповідей. – Харків, 2016. – 72 с.
- Глушков М. В. Логическое проектирование дискретных устройств / М. В. Глушков, Ю. В. Капитонова, А. Т. Мищенко. – К. : Наукова думка, 1987. – 264 с.
- Черкашенко М. В. Автоматизация проектирования систем гидро- и пневмоприводов с дискретным управлением / М. В. Черкашенко. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2007. – 210 с.
- 10. Губарев А. П. Дискретно-логическое управление в системах

37

гидропневмоавтоматики / *А. П. Губарев.* – К. : ИСМО, 1997. – 224 с.

- Месарович М. Общая теория систем : математические основы / М. Месарович, Я. Такахара. – М. : Мир, 1978. – 360 с.
- 12. Асаи К. Прикладные нечеткие системы / К. Асаи, Д. Витада, С. Иваи [и др.]. М.: Мир, 1993. 342 с.
- Тарасик В. П. Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами : монография / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Минск : Технопринт, 2004. – 512 с.
- 14. Козлов Л. Г. Застосування нейромережі для зменшення часу регулювання в мехатронній гідросистемі // Вісник Сумського державного університету. Сер.: Технічні науки. – 2013. – № 4. – С. 165–174.

#### **References (transliterated)**

- Brettel, M., et.al. "How Virtualization, Decentralization and Network Building Change the Manufacturing Landscape: An Industry 4.0 Perspective." *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering* 8.1 (2014): 37–44. Print.
- 2. Lee, Jay, Hung-An Kao and Shanhu Yang. "Service innovation and smart analytics for Industry 4.0 and big data environment." *Procedia CIRP16*. 2014. 3–8. Print.
- 3. Bauernhansl, T., M. ten Hompel and B. Vogel-Heuser. *Industrie 4.0* in Produktion, Automatisierung und Logistik: Anwendung Technologien Migration. Springer-Verlag, 2014. Print.
- Kolmohorov, A. N. "Tri podkhoda k opredeleniyu ponyatiya kolichestvo informatsii." *Teoriya informatsii i teoriya algoritmov*. Moscow: Nauka, 1987. 213–223. Print.

- Chelnokov, V. M. "K operatsionalizatsii ponyatiya tselostnosti v predstavlenii znaniy." Sistemnye issledovaniya: metodol. probl. ezhegodnik. Moscow: Nauka, 1986. 103–112. Print.
- Gubarev, A. P. "K voprosu adaptacii lohicheskogo upravleniya.", Deponent UkrNIINTI. No. 282-Uk 86. 1986. Print.
- Hanpantsurova, O. S., and O. P. Hubarev. "Lohiko-inertsiyna skladova komand keruvannya vykonavchym modulem mekhatronnoyi systemy." *Materialy XVII MNTK AS PHP* "Promyslova hidravlika i pnevmatyka". Kharkiv, 2016. Print.
- Hlushkov, M. V., Y. V. Kapitonova and A. T. Mischenko. Lohicheskoe proektirovanie diskretnykh ustrojstv. Kiev: Naukova dumka, 1987. Print.
- Cherkashenko, M. V. Avtomatizaciya proektirovaniya system hydroi pnevmoprivodov s diskretnym upravleniem. Kharkov: NTU KhPI, 2007. Print.
- 10. Gubarev, A. P. Diskretno-lohicheskoe upravlenie v sistemakh hydropnevmoavtomatiki. Kiev: ISMO, 1997. Print.
- 11. Mesarovich, M., and J. Takakhara. Obschaya teoriya system: matematicheskie osnovy. Moscow: Mir, 1978. Print.
- 12. Asai, K, D. Vitada and S. Ivai. *Prykladnye nechetkie sistemy*. Moscow: Mir, 1993. Print.
- 13. Tarasik, V. P., and S. A. Rynkevich. *Intellektual'nye sistemy upravleniya avtotransportnymi sredstvami: monografiya*. Minsk: Tekhnoprint, 2004. Print.
- Kozlov, L. H. "Zastosuvannya neyromerezhi dlya zmenshennya chasu rehulyuvannya v mekhatronniy hidrosystemi." Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Ser.: Tekhnichni nauky. No. 4. 2013. 165–174. Print.

Надійшла (received) 20.11.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Адаптація логіки керування пневматичним виконавчим модулем мехатронної системи / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 32–38. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2411-3441.

Адаптация логики управления пневматическим исполнительным модулем мехатронной системы / А. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 32–38. –Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2411-3441.

Adaptation of control logic for the pneumatic executive module of the mechatronic system / O. P. Gubarev, O. S. Hanpantsurova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 32–38. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2411-3441.

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Губарев Олександр Павлович* – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

*Губарев Александр Павлович* – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», профессор кафедры «Прикладная гидроаэромеханика и механотроника»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

*Gubarev Oleksandr Pavlovich* – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: gubarev@i.ua.

*Ганпанцурова Оксана Сергіївна* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpantsurova@ukr.net.

*Ганпанцурова Оксана Сергеевна* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», доцент кафедры «Прикладная гидроаэромеханика и механотроника»; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpantsurova@ukr.net.

Hanpantsurova Oksana Serhiyivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpantsurova@ukr.net.

# УДК 621.224

# О. В ПОТЕТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ

# ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И СТРУКТУРЫ ПОТОКА В МЕЖЛОПАСТНЫХ КАНАЛАХ РАБОЧЕГО КОЛЕСА И В ДРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН НА НАПОРЫ 400–600 М

Робота присвячена всебічному комплексному дослідженню структури потоку в проточній частині, включаючи міжлопатеві канали робочого колеса і підвідні органи гідротурбіни на напори 500 м. Показано, що виникнення дрібно, середньо і великомаєштабної завихреності деформує потік в каналах гідротурбіни, викликаючи підвищені втрати енергії. Пропонується сучасний метод експериментального дослідження руху рідини в міжлопатевих каналах робочого колеса шляхом визначення розподілу тиску по поверхнях лопатей робочого колеса, що обертаються. На основі глибокого аналізу структури потоку показані недоліки проточних частин гідротурбін на напори 400, 500 і 600 м.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, спіральна камера, напрямний апарат, втрати енергії, турбулентність.

Работа посвящена всестороннему комплексному исследованию структуры потока в проточной части, включая межлопастные каналы рабочего колеса и подводящие органы гидротурбины на напоры 500 м. Показано, что возникновение мелко, средне и крупномасштабной завихренности деформирует поток в каналах гидротурбины, вызывая повышенные потери энергии. Предлагается современный метод экспериментального исследования движения жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса путем определения распределения давления по поверхностям вращающихся лопастей рабочего колеса. На основе глубокого анализа структуры потока показаны недостатки проточных частей гидротурбин на напоры 400, 500 и 600 м.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, направляющий аппарат, потери энергии, турбулентность.

The work is devoted to the comprehensive study of the flow structure in the flow space, including channels of the runners and turbine inlet at a heads of 500 m. Occurrence of small, medium and large-scale vortex deforms the turbine flow channels, causing increased energy loss it is shown. A modern method of experimental study of fluid motion in the runners channels by determining the pressure distribution over the surfaces of the rotating runners blades. Based on deep analysis of structure of stream the lacks of flow space of hydroturbines on heads 400, 500 and 600 m are shown.

Keywords: turbine, runner, spiral case, guide vanes, loss of energy, turbulence.

Введение. Широкое применение современных компьютерных технологий позволило решить ряд гидродинамических задач и получить образцы проточных частей и рабочих колес гидротурбин, конкурентоспособных на внешнем рынке. Наряду с физическим моделированием рабочего процесса расчетное моделирование стало основным методом разработки нового оборудования. В частности, определение усилий и моментов, действующих на обтекаемые потоком колонны статора, лопатки направляющего аппарата, лопасти рабочего колеса на различных режимах работы гидротурбины – данные необходимые для расчета этих элементов на прочность более точно и с меньшими затратами в настоящее время вместо эксперимента определяются расчетным методом на ЭВМ.

Что касается гарантированной величины коэффициента полезного действия модельной гидротурбины, расчетные современные методы дают погрешность 1-3 %, в то время как с помощью физического эксперимента на современных модельных блоках погрешность не превышает 0,1-0,2 %.

Причины погрешностей и направления совершенствования методов математического моделирования потока и рабочего процесса гидротурбин рассмотрены в работах [1–7].

Настоящая статья является продолжением рассмотрения особенностей структуры потока и рабочего процесса гидротурбин, изложенных в работах [2, 3].

1. Структура потока, формируемая спиральной камерой и другими подводящими

органами высоконапорной гидротурбины. Турбулентный поток характеризуется, как известно, следующими непрерывно происходящими основными процессами: генерацией и диссипацией завихренности (турбулентности), конвективным и диффузионным переносом массы, импульса, момента импульса (завихренности) и энергии; каскадным дроблением вихрей, их деформацией, корреляционными процессами и др.

К числу малоизученных, но важных процессов в турбулентном потоке относится также трансформация энергии импульса в энергию момента импульса в процессе генерации вихрей и диффузионном переносе, и наоборот – трансформация энергии момента импульса в энергию импульса. Эти вопросы подробно были рассмотрены в работе [1]. Отметим, однако, что в современных методах расчета турбулентных потоков не используются уравнения вытекающие из фундаментального закона сохранения момента импульса (момента количества движения), отмечается работе что как В [1] является существенным недостатком не позволяющим повысить точность математического моделирования потока.

К числу основных параметров турбулентности относятся, как известно, масштаб, интенсивность или степень турбулентности, коэффициент корреляции, частотно-амплитудная характеристика турбулентного потока и др.

На рис. 1 представлены универсальный гидротурбинный стенд кафедры «Гидравлические машины» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», который

© О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори, 2016

позволяет проводить большой комплекс исследовательских работ, включая следующие:

1. Энергетические, кавитационные и эрозионные испытания.

2. Исследование параметров нестационарности потока (пульсаций скоростей и давлений) с помощью тензометрических датчиков и термоанемометров.

3. Измерения скоростей и давлений с помощью шаровых зондов. Причем, при замере потока перед рабочим колесом шаровый зонд имеет возможность перемещаться не только по высоте, но и в окружном направлении, определяя структуру потока на цилиндрической поверхности входа в рабочее колесо. 4. Измерение распределения давления на вращающихся лопастях рабочего колеса в 56-ти точках с помощью специально спроектированного устройства замера распределения давления высокой точности, исключающая необходимость учета сил инерции во вращающихся трубках передающих давление посредством воздушной среды.

5. Определение осевого усилия действующего на рабочее колесо и др.

На рис. 2 и рис. 3 представлены схемы установки зондов в мерных сечениях модели гидротурбины РО 400-РО 500.



Рис. 1 – Универсальный гидротурбинный стенд



Рис. 2 - Схема установки зондов в мерных сечениях модельной гидротурбины

Высоконапорные радиально-осевые гидротурбины м характеризуются узкими и протяженными

межлопастными, а также подводящими каналами. В этих каналах проявляется сильное взаимодействие

между пристеночными зонами и ядром потока, способствующее появлению крупномасштабных вихревых структур и больших величин гравитационных полей скорости и давления, вызывающих «градиентную турбулентность».



Рис. 3 – Схема установки зондов в мерных сечениях модельной гидротурбины

особенности Сложность характерные И структуры потока в проточных частях гидротурбин низкой быстроходности приводит к тому, что не удается общепринятыми методами расчета И исследования разработать высоконапорные гидротурбины и насосы с коэффициентом полезного действия, достигнутым для средненапорных радиально-осевых гидротурбин.

экспериментального Важность исследования структуры потока в отдельных каналах гидромашин фактом. подчеркивается тем что система описывающая рабочий процесс гидротурбины или насоса, является нелинейной и каждый элемент проточенной части (например, в гидротурбине спиральная камера, зона колонн статора, лопаток направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса и отсасывающая труба) не являются независимыми элементами. Т. е. на точность математического моделирования потока в отдельном элементе проточной части влияет не только точность и корректность математической модели, но и точность граничных условий, которые, к сожалению, мы можем получить лишь из эксперимента.

Поэлементный расчет проточной части без использования эксперимента, особенно для лопастных машин низкой быстроходности в силу существенной взаимной зависимости потока в одном элементе от потока в остальных элементах может привести к большим погрешностям.

В качестве граничных условий для потока, проходящего через входное сечение, обычно задаются полем скоростей и давлений в этом сечении. Однако, для турбулентного вихревого потока в данном рассматриваемом случае этого недостаточно. Учитывая сложный характер вихревого турбулентного движения жидкости, формируемого предшествующими рассматриваемому каналами, во входном сечении также надо задать распределение параметров свободной (зависящий от предыстории) турбулентности; масштаба, интенсивности завихренности потока и др.

Завихренность потока, турбулизация, его постепенно наращивается по мере прохождения спиральной камеры, колонн статора, лопаток направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса. Уже входное сечение спирали высоконапорных гидротурбин РО 400, РО 500 характеризуется высокой степенью турбулизации потока. Это обусловлено тем, что, как правило, высоконапорные ГЭС имеют более, деривационный длинный, ло 1 км И трубопровод с шероховатыми бетонными стенками, а иногда и с поворотом перед зданием ГЭС, и вода в нем движется при больших скоростях и числах Рейнольдса.

Во входном сечении спиральной камеры (как показывает анализ универсальных характеристик и проточных частей номенклатурных гидротурбин [8]) момент количества движения составляет всего лишь 50–60 % от необходимого перед рабочим колесом на оптимальном режиме эксплуатации. Таким образом, подводящие органы (спиральная камера, статор и направляющий аппарат) призваны увеличить момент количества движения в 1,5–2 раза. Для сведения, анализ показывает, что в случае гидротурбин на напоры от 10 м до почти 300 м момент количества движения во входном сечении спирали близок к необходимому моменту перед рабочим колесом.

Известно также, что в ряде случаев для увеличения момента количества движения используются лопатки направляющего аппарата и колонны статора отрицательной, закручивающей поток, кривизны с увеличенной густотой решетки (*l/t*) колонн статора, в основном, за счет увеличения их числа.

Поток в спиральной камере перемещается с довольно большими скоростями и градиентами скоростей в радиальном направлении. Все это приводит к возникновению следующих вихревых эффектов, характерных только для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин. Во-первых, в сечении спирали поперечном возникает крупномасштабное вихревое движение типа «парный вихрь» (рис. 4) с движением жидкости от оси вращения турбины в центре спирали и к оси в верхней и нижней части сечения. Таким образом, площадь сечения спирали, подводящего потока к рабочему колесу как бы сокращается, формируя увеличение момента количества движения (V<sub>u</sub>r) в спиральной камере. Но в то же время это приводит к

сносу вихревого интенсивному градиентного пристеночного потока в зону колонн статора и направляющего аппарата, которое вместе с «парным вихрем» имеет первоначальный характер  $\operatorname{rot} \vec{V} \perp \vec{V}$ переходящий постепенно в вихревой винтовой поток. градиентный направлении. Во-вторых, В перпендикулярном к оси вращения, поток в спирали поперечном сечении вследствие интенсивного диффузионного переноса импульса будет иметь во всей центральной зоне градиентную турбулентность (завихренность:  $\operatorname{rot} \vec{V} \perp \vec{V}$ ), несколько выравнивающую градиент скорости в поперечном сечении. Такой сложный с гидродинамической точки зрения поток в спиральной камере, безусловно, может быть математически смоделирован лишь на основе системы уравнений, описывающих строгой трехмерные турбулентные потоки.

Поскольку одним из главных назначений спиральной камеры является создание совместно с колоннами статора и лопатками направляющего аппарата требуемого перед рабочим колесом момента количества движения для оптимальной работы гидротурбины, то поток в спиральной камере должен удовлетворять следующему интегральному уравнению, полученному на основе фундаментального закона сохранения момента импульса:

$$\begin{split} & \int_{S_1} (rV_u) V_u dS - \int_{S_2} (rV_u) V_u dS - (rV_u)_{\text{p.k.}} \Delta Q_\theta = \\ & = -\int_{S_1} \frac{p}{\rho} r dS_u + \int_{S_2} \frac{p}{\rho} r dS_u - \int_{S_6} \frac{p}{\rho} r dS_6 + \kappa \int_{S_6} V_u^2 r dS_6 + \\ & + \Delta M_c + \Delta M_{\text{H.a.}}, \end{split}$$

где  $S_1$  и  $S_2$  — меридиональные сечения, расположенные по потоку на расстоянии угла  $\theta$  друг от друга, охватывающие спиральную камеру, зоны колонн статора и направляющего аппарата вплоть до входного сечения в рабочее колесо;

 $(rV_u)_{p.к.}$  – удельный момент количества движения перед рабочим колесом, определяемый оптимальной работой (минимальными потерями гидротурбины в оптимуме универсальной характеристики);

 $S_6$  — боковая поверхность спирали между меридиональными сечениями  $S_1$  и  $S_2$ ;

 $\Delta Q_{\theta}$  – расход через входное сечение рабочего колеса между двумя меридиональными сечениями  $S_1$  и  $S_2$ ;

 $dS_u$  — проекция  $dS_5$  на плоскость перпендикулярную направлению u (окружная скорость);

 к – коэффициент, пропорциональный среднему коэффициенту трения на стенках спирали;

 $\Delta M_{c}$  и  $\Delta M_{Ha.}$  – приращение момента количества движения за счет обтекания лопаток направляющего аппарата и колонн статора.

При бесциркуляционном выходе потока из рабочего колеса  $(rV_u)_{p.\kappa} = \frac{\eta_r gH}{\omega}$ . Закон изменения  $(V_u r) = f(r)$  в зоне спиральной камеры, статора и направляющего аппарата должен быть получен из условий минимума потерь как в подводе, так и в самом рабочем колесе, что требует равномерности по высоте направляющего аппарата и по окружному направлению подводящего к рабочему колесу потока с необходимым для оптимальной работы моментом количества движения и минимумом возмущающих факторов в виде крупномасштабных вихрей.



Рис. 4 – Структура потока в спиральной камере

Вследствие возникновения «парного вихря» и лопатки направляющего аппарата обтекаются потоком градиентной завихренности колонны статора и при различных углах атаки по высоте, а,

следовательно, с различной циркуляцией. Это в свою очередь приводит к появлению в пограничных слоях на поверхности лопаток и колонн, а также за выходными кромками П-образных или Г-образных индуктивных вихрей, приводящих к индуктивным потерям энергии.

При циркуляционном обтекании лопаточных аппаратов (это характерно для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин) на верхнем и нижнем кольцах направляющего аппарата в межлопастном канале происходит перетекание жидкости в заторможенном пограничном слое со стороны давления к стороне разрежения. При малой высоте  $b_0$ (высота направляющего аппарата) этот концевой эффект, в свою очередь, может привести к появлению «парных вихрей», воздействующих на всю область течения.

При малых открытиях направляющего аппарата, режимах  $a_0 < a_{0\text{опт}}$  крупномасштабные т. е. на вихревые структуры, возникающие в спиральной камере и других элементах подвода, взаимодействуя разрушаются, приводя co стенками, к дополнительным потерям энергии. При больших открытиях они могут пройти в межлопастные каналы рабочего колеса и тоже приводят к дополнительным потерям рабочем колесе. Комплексные В экспериментальные исследования потока в проточных частях номенклатурных гидротурбин РО 400, РО 500 показали, что на оптимальном режиме их работы, гидравлические потери в подводе составляют 3-4 %. Если учесть, что дисковые и объемные потери в высоконапорных гидротурбинах доходят до 0,5-1 %, то становится ясным, что для получения 94 % КПД (достигнутое для средненапорных турбин) для модели с  $D_1 = 1$  м и H = 1 м необходимо не только снижать потери в рабочем колесе, но также посредством глубокого расчетно-теоретического И экспериментального анализа потерь в подводе существенно повлиять на уменьшение этих потерь, в том числе и с помощью новых конструктивных решений, включая применение сопловых аппаратов, и на формирование более рационального потока, оптимального с точки зрения минимума суммарных потерь в подводе и в самом рабочем колесе.

Вышеизложенная структура потока в подводящих каналах спиральной камеры, статора и направляющего аппарата сформировала поток перед рабочим колесом на цилиндрической поверхности r = 212 мм при  $D_1 = 400$  мм, изображенной на рис. 5-рис. 7.

Ha рис. 5 представлены осредненные по окружному направлению параметры потока, обеспечивающие баланс расхода (индекс Q) и баланс энергии (индекс  $\overline{E}$ ) такие, как  $\overline{E}_{\kappa}$  – кинетическая энергия;  $\overline{E}_n$  – потенциальная энергия;  $\overline{E}$  – полная энергия;  $\overline{V}_{u}$ ,  $\overline{V}_{r}$ ,  $\overline{V}_{z}$  – компоненты скоростей;  $\overline{V}_{u}r$  – момент количества движения приведенный к единице массового расхода. Bce параметры потока, приведенные на рис. 5, пересчитаны для диаметра рабочего колеса рваного 1 м и напора 1 м. Графики представлены для различных открытий направляющего аппарата (для  $D_1 = 400$  мм). Оптимуму универсальной характеристики РО 500-I-26 соответствует  $n'_1 = 65$  мин<sup>-1</sup> и  $a_0 = 17$  мм.

На рис. 6 представлены параметры завихренности потока на цилиндрической поверхности r = 212 мм при  $D_1 = 400$  мм, пересчитанные для  $D_1 = 1$  м и H = 1 м.

На рис. 7 представлены возмущения в потоке перед рабочим колесом r = 212 мм при  $D_1 = 400$  мм, т. е. величины  $V_u - \overline{V}_u$  (реальная окружная скорость  $V_u$  минус осредненная по окружному направлению окружная скорость) на различных режимах работы гидротурбины.

Картина распределения параметров потока по высоте направляющего аппарата и по окружному направлению иллюстрирует вышеизложенные возникновения причины завихренности (турбулизации) потока в подводящих органах гидротурбины. Завихренный поток с переменной по высоте направляющего аппарата скоростью поступает в межлопастные каналы рабочего колеса.

2. Вихревая структура потока в межлопастных каналах рабочего колеса и распределение давления на поверхности лопасти. Конвективный вместе с движущимся потоком перенос массы, импульса, момента импульса и энергии приводит к тому, что вихревая структура, покидающая лопатки направляющего аппарата поступает в межлопастные каналы рабочего колеса, суммируясь со связанной завихренностью, генерируемой в межлопастных каналах.

Связанная турбулентность (завихренность) характеризуется следующими процессами ее генерации в межлопастных каналах:

1. Пристеночная мелкомасштабная анизотропная турбулентность генерируется как завихренность вида  $\operatorname{rot} \vec{V} \perp \vec{V}$ . Вследствие больших перепадов скоростей в окружном направлении от поверхности лопасти стороны давления до стороны разрежения в межлопастном канале интенсивность пристеночных вихрей на стороне разрежения существенно больше, чем на стороне давления. Это приводит к скосу вихревых линий в пристеночной зоне поверхности ступицы и обода, вызывающих скос вихревых линий с формированием на этих поверхностях компонент винтовых вихревых образований, сходящих OT поверхности ступицы к поверхности конуса обтекателя рабочего колеса и далее в отсасывающую трубу, образуя в случае совпадения этих вихрей по направлению с вращения циркуляционными потоками, покидающими рабочее колесо на режимах отличных от оптимального, крупномасштабные вихревые структуры большой интенсивности, вызывающие повышенные низкочастотные пульсации скоростей и давлений.

2. Вследствие больших градиентов скоростей и давлений в окружном направлении межлопастного канала происходит образование градиентной

завихренности (турбулентности) и возможно завихренности вида «парного вихря».



Рис. 5 – Осредненные параметры потока перед рабочим колесом РО 500-I-26

3. Вследствие существенного по высоте изменения углов натекания и скоростей потока поступающего на входные элементы лопастей рабочего колеса профили лопастей обтекаются на нерасчетных режимах, создавая изменение циркуляции вокруг лопасти от периферийных до корневых сечений. При этом увеличиваются потери энергии в самом рабочем колесе, а с выходных кромок наряду с вихрями вида «дорожки Кармана» сбегают индуктивные вихревые потоки, энергия которых является потерянной.

Для более глубокого анализа потока в межлопастных каналах был разработан метод и устройство для измерения распределения давления в 56-ти точках на поверхности лопасти (рис. 8–рис. 10).

Две смежные поверхности лопасти, образующие межлопастной канал, дренировались в 28-ми точках каждой поверхности. Другая сторона на использовалась для закладки в каналы, с последующей процедурой образования гладкой поверхности, трубок с внутренним диаметром 0,8 мм передающих давление через ступицу рабочего колеса и обтекатель в трубки с внутренним диаметром 2 мм съемника давления.

Съемник давления (рис. 9, рис. 10) представляет собой 56 камер, образуемых каждой из 2-х манжет, герметически закрывающих зону камер и передающих давления от вращающихся элементов устройства к неподвижным. Далее с помощью металлических трубок давление передается на трехпозиционный с 56-ю камерами переключатель. Для повышения точности измерения распределения давления на вращающихся лопастях рабочего колеса в качестве передающей давление к трубкам батарейного манометра среды использовался воздух, что дало возможность исключить влияние сил инерции среды, передающей давления во вращающихся отрезках трубок, запаянных в ступицы рабочего колеса.



Рис. 6 - Характеристика потока перед рабочим колесом



Рис. 7 – Возмущения в потоке перед рабочим колесом





Рис. 8 – Устройство для опытного определения распределения давления на вращающихся лопастях гидромашин

Рис. 9 – Съемник давления (разрез)

**П′\_ = 55 об/мин** 



Рис. 10 – Съемник давления (общий вид)

Режим замера давления на поверхности лопастей, а, следовательно, и режим работы батарейного трехпозиционного переключателя и батарейного дифференциального ртутного манометра состоит из трех этапов.



Рис. 11 – Изолинии равного давления на лицевой и тыльной стороне лопасти на различных режимах

Резкое изменение давления в районе ступицы на входе в рабочее колесо может быть объяснено формой натекающего на рабочее колесо потока (рис. 12) изложенной ранее. При измерении распределения давления на кавитационном режиме испытания гидротурбины были получены результаты, позволяющие определить зоны возникновения начальной кавитации на поверхностях лопастей и коэффициенты  $\sigma_{\text{нач.}}$  – начальной кавитации, представленной на рис. 13.

1. Подача под давлением порядка 5 атм из специальной емкости воздуха в трубки батарейного манометра, позволяющего опустить уровень ртути до нижнего уровня – подготовительный этап.

2. Переключение батарейного переключателя на закрытие трубок батарейного манометра в режим продувки дренажных отверстий воздухом под давлением, примерно, 5 атм с целью освобождения передающих трубок от случайного попадания в них воды. На этом этапе устанавливается необходимый для исследования режим работы модельной турбины.

3. Соединение дренажных трубок с трубками батарейного манометра, в которых на первом этапе съаккумулировалось повышенное давление воздуха, который, покидая через дренажные отверстия на лопасти каналы, ведущие к манометру, устанавливает баланс давления на поверхности лопасти и позволяет произвести замеры распределения давления.

Измерения распределения давления на вращающихся лопастях рабочего колеса проводилось для различных режимов универсальной характеристики при энергетических испытаниях и на некоторых режимах при кавитационных испытаниях.

На рис. 11 изображены изолинии равного давления на лицевой (стороне давления) и тыльной стороне лопасти при этом давление приводилось к безразмерному виду и к параметрам  $D_1 = 1$  м и H = 1 м.



Рис. 12 – Форма натекающего потока на входе в рабочее колесо



Рис. 13 - Зоны возникновения начальной кавитации на поверхностях лопастей

Выводы. 1. В работе проведен всесторонний комплексный анализ вихревой структуры потока в различных элементах проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины РО 500-I-26, позволяющей объяснить относительно большие потери энергии в подводящих органах гидротурбины и в самом рабочем колесе.

2. Экспериментально полученная структура потока перед рабочим колесом РО 500-І-2б вошедшим номенклатуру крупных гидротурбин (РО 500/3508-В-80) и распределение давления на вращающихся лопастях объясняют относительно коэффициент низкий полезного действия в оптимальной зоне эксплуатации гидротурбины по сравнению с достигнутой величиной КПД для средненапорных радиально-осевых гидротурбин.

#### Список литературы

- 1. Потетенко О. В. К вопросу диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и наоборот, при моделировании турбулентных потоков / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. 2015. № 3 (1112). С. 37–44.
- Потетенко О. В. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО 400,

РО 500 и РО 600 / *О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа* // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – № 3/8 (57). – С. 50–57.

- 3. Потетенко О. В. Особенности рабочего процесса радиальноосевых гидротурбин на высокие напоры / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2015. –№ 45 (1154). – С. 41–46.
- Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85237 : опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1.
- 5. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85090 : опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24.
- Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіальноосьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649 : опубл. 17.07.2007, Бюл. № 2.
- Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіальноосьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, П. С. Зав'ялов [та ін.] // Деклараційний патент на корисну модель UA51556 : опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.
- Турбины гидравлические вертикальные, поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые. Типы, основные параметры и размеры. ОСТ 108.023.15-82.

#### **References (transliterated)**

1. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "K voprosu diffuzionnogo perenosa momenta impul'sa i transformacii ego energii v energiju impul'sa i naoborot, pri modelirovanii turbulentnyh potokov." //

Visnyk NTU "HPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati. No. 3 (1112). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 37–44. Print.

- Potetenko, O. V., V. E. Drankovskij and E. S. Krupa. "Vihrevaja struktura potoka i analiz razlichnyh matematicheskih modelej potoka v kanalah vysokonapornyh radial'no-osevyh gidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600." *Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij* 3/8 (57) (2012): 50–57. Print.
- Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "Osobennosti rabochego processa radial'no-osevyh gidroturbin na vysokie napory." *Visnyk NTU* "*HPI*". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati. No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 41–46. Print.
- Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'noos'ova hidroturbina*. Ukraine Patent, UA85237. 12 January 2009. Print.
- Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'noos'ova hidroturbina*. Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print.
- Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Roboche koleso* vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' HF15649. 17 July 2007. Print.
- Potetenko, O. V., et al. Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'noos'ovoyi hidroturbiny. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' UA51556.15 February 2005. Print.
- 8. Turbiny gidravlicheskie vertikal'nye, povorotno-lopastnye osevye i radial'no-osevye. Tipy, osnovnye parametry i razmery. OST 108.023.15-82. Print.

Поступила (received) 20.11.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 39–48. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 39–48. –Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Features of work process and flow structure channels between blades of runner and other elements of a flowing part of Francis turbines for heads of 400–600 meters / O. V. Potetenko, L. K. Yakovleva, T. D. B. Samba Bitory // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 39–48. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потетенко Олег Васильович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 893-38-02; е-mail: potetenko.OV@gmail.com.

**Потетенко Олег Васильевич** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

**Potetenko Oleg Vasilyevich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (068) 893-38-02; e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

*Яковлєва Людмила Костянтинівна* – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

*Яковлева Людмила Константиновна* – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

*Yakovleva Lydmila Konstantinovna* – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (066) 823-50-46; e-mail: yluda@i.ua.

*Самба Біторі Трезор Дес Бекет* – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

*Самба Битори Трезор Дес Бекет* – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

*Samba Bitori Tresor Des Becket* – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (093) 751-37-05; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

# УДК 621.224

### А. В. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, С. А. РЯБОВА, Д. Ю. КОСЬЯНОВ, П. Н. СУХОРЕБРЫЙ

### ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН ПРИ ПОМОЩИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЛОПАСТЕЙ РАБОЧИХ КОЛЕС

Представлено результати чисельного дослідження впливу просторового профілювання лопатей робочого колеса осьової гідротурбіни за допомогою складних окружних, осьових і комбінованих навалів на характеристики потоку в проточній частині. Проведено аналіз структури потоку в елементах проточної частини, наведені залежності значення потужності і ККД від величини окружних і осьових навалів при оптимальному режимі роботи. Дослідження потоку виконані за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*.

**Ключові слова**: осьова гідротурбіна, проточна частина, просторове профілювання, окружний і осьової навал лопаті, робоче колесо, гідродинамічне вдосконалення.

Представлены результаты численного исследования влияния пространственного профилирования лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины при помощи сложных окружных, осевых и комбинированных навалов на характеристики потока в проточной части. Проведен анализ структуры потока в элементах проточной части, приведены зависимости значения мощности и КПД от величины окружных и осевых навалов при оптимальном режиме работы. Исследования потока выполнены при помощи программного комплекса *IPMFlow*.

Ключевые слова: осевая гидротурбина, проточная часть, пространственное профилирование, окружной и осевой навал лопасти, рабочее колесо, гидродинамическое совершенствование.

The results of the numerical investigations influence of spatial runner blade profiling in Kaplan turbine by means of the complex circular, axial and combined offsets upon flow characteristics in flow part are presented. The analysis of flow pattern in the flow part elements has been conducted; dependences of capacity and efficiency on circular and axial offset values at optimum operating conditions are shown. The comparison of the energy characteristics of the flow part with the original runner and upgraded one by means of combined offset at optimum operating condition is presented. The flow investigations have been carried out using the software system *IPMFlow*.

Keywords: Kaplan turbine, flow part, spatial profiling, circular and axial offsets of the blade, the runner, the hydrodynamic improvement.

Ввеление. Повышение эффективности гидротурбинного оборудования ГЭС является важной научно-технической проблемой, для решения которой необходимо разрабатывать и совершенствовать современные методы расчета и анализа рабочего процесса гидротурбин. Перспективным способом повышения эффективности проточных частей (ПЧ) гидромашин является их гидродинамическое усовершенствование счет пространственного за профилирования их основных элементов. В ИПМаш большой НАН Украины накоплен опыт по пространственному профилированию направляющих и рабочих лопаток паровых турбин [1] с помощью окружного и осевого навалов. При навалах форма сечений лопастей остается неизменной, меняется только вид линии привязки и, как следствие, взаимное положение сечений в окружном или осевом направлениях. Навал называется простым, еспи сечения лопасти по ширине отклоняются линейно относительно оси [2]; если нелинейно, то такой навал называется сложным [3]. Схема сложных навалов у периферии и у втулки приведена на рис. 1. Сложный навал в окружном или осевом направлении образуется за счет придания линии привязки лопасти формы кривой второго порядка, которая задается углом саблевидности  $\gamma_{U,D}$  (окружной навал) или  $\phi_{U,D}$  (осевой навал) и относительной длиной изогнутого участка лопасти *l* <sub>U.D.</sub> Индексом *D* обозначены величины, относящиеся ко втулке, а индексом U - к периферии. Параметры  $\bar{l}_{U}$  и  $\bar{l}_{D}$  определяются по формулам:

$$\bar{l}_U = \frac{l_U}{l/2} \cdot 100\%$$
;  $\bar{l}_D = \frac{l_D}{l/2} \cdot 100\%$ .



Рис. 1 - Схема сложных навалов лопатей РК

В рабочем колесе (РК) осевой гидротурбины в качестве линии привязки принимается ось поворота лопасти, после выполнения навалов в случае необходимости выбирается новая ось поворота. В данных исследованиях рассматривались варианты сложного навала с постоянными значениями  $l_D = l_U = l/2$ И переменной величиной угла саблевидности на периферии  $\phi_U$  и  $\gamma_U$ .

сегодняшний Применяемые на лень в инженерной практике отечественного гидротурбостроения методы расчетов РК осевого типа основываются на гипотезе, согласно которой поверхности тока предполагаются цилиндрическими и независящими от режима работы. В рамках этой гипотезы РК с одинаковыми, но по-разному скомпонованными сечениями, обладают одинаковыми энергетическими показателями, хотя при этом имеют разную пространственную форму и, соответственно,

© А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоребрый, 2016

обтекаются разными потоками. Для оценки влияния навалов лопастных систем на энергетические характеристики ПЧ необходимо использование методов математического моделирования пространственных вязких течений.

Влияние компоновки лопасти РК на характеристики ПЛ турбины экспериментально исследовалось на ЛМЗ и в ЦКТИ [4]. В этих исследованиях проекции входной и выходной кромок в плане оставались прямыми (лопасти РК такого дизайна в настоящее время не применяются) и поворачивались в окружном и осевом направлении. При этом расчетные сечения смещались на величину, линейно зависящую от значения радиуса, что соответствует простому навалу [2].

В настоящей статье приведены результаты исследований влияния пространственного профилирования лопастей РК при помощи сложных осевых и окружных навалов на структуру потока и энергетические показатели проточной части осевой гидротурбины.

1. Математическая модель. Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидротурбины выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Уравнения Рейнольдса с двухпараметрической моделью турбулентности *k*- $\omega$ , записанные в векторной форме в декартовой системе координат, вращающейся с постоянной угловой скоростью  $\Omega$  вокруг оси *x*, имеют вид:

$$\begin{split} \frac{\partial}{\partial t}Q + \frac{\partial}{\partial x}(E_i + E_v) + \frac{\partial}{\partial y}(F_i + F_v) + \frac{\partial}{\partial z}(G_i + G_v) &= H \\ \text{где} \quad Q = (P/\beta, u, v, w, k, \omega)^T; P = \frac{P}{\rho_*}; \\ H = (0, g, y\Omega^2 + 2w\Omega, z\Omega^2 - 2v\Omega, H_k, H_\omega)^T; \\ H_k = (\tilde{P}_k - \varepsilon)f_6; \\ H_\omega &= \left[\frac{\gamma}{v_t}P_k - \beta\omega^2 f_4 + (1 - f_1)\frac{2}{\omega\sigma_{\omega^2}}C_D\right]f_7; \\ E_i &= (u, u^2 + P, uv, uw, uk, u\omega)^T; \\ F_i &= (v, vu, v^2 + P, vw, vk, v\omega)^T; \\ G_i &= (w, wu, wv, w^2 + P, vw, wk, w\omega)^T; \\ E_v &= (0, -\tau_{xx}, -\tau_{xy}, -\tau_{xz}, -\chi_{kx}, -\chi_{\omega x})^T; \\ F_v &= (0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{\omega z})^T; \\ X, y, z, t - \text{декартовы координаты и время; } Q - \text{векторь потоков (невязкая часть);} \end{split}$$

 $E_{v_2}, F_{v_3}, G_{v_3}$  – векторы потоков (периокая часть);

*p*, *P*, *u*, *v*, *w* – статическое и кинематическое давление, компоненты вектора скорости;

*k*, ω – кинетическая энергия турбулентности, удельная скорость диссипации;

р∗ – плотность жидкости.

Коэффициент искусственной сжимаемости жидкости β для обеспечения высокой скорости сходимости рекомендуется выбирать из следующих соотношений:

$$\beta = \max(0,3, r(u^2+v^2+w^2)), r = 1 \dots 5,$$

или

$$\beta = \delta_1 a_*^2 + \delta_0$$
,  $\delta_1 = 1 \dots 5$ ,  $0 < \delta_0 << 1$ 

Для численного решения уравнений выставляются дополнительные условия на границах расчетной области. На входе задаются распределения компонент вектора скорости, на выходе – распределение статического давления p, а на стенках – условие прилипания  $\vec{V} = 0$ .

Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Модель реализована в программном комплексе *IPMFlow*. Более подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [5, 6].

**2.** Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента. В качестве объекта исследования выбрана ПЧ осевой поворотнолопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Расчетная область состоит из лопаток НА, лопастей РК ПЛ 20/3271у-В и отсасывающей трубы (ОТ). Основные геометрические характеристики НА: профиль лопатки симметричный УІІ-32-2, высота  $b_0 = 0,4D_1$ , диаметр расположения осей поворота лопаток  $D_0 = 1,1625D_1$ , число лопаток  $z_0 = 32$ . У рабочего колеса диаметр втулки  $d_{\rm BT} = 0,37D_1$ , число лопастей  $z_1 = 4$ . Параметры ОТ: высота  $h = 1,915D_1$ , длина  $l = 4,1D_1$ , колено типа 4А.

Дискретизация расчетной области выполнена с помощью неструктурированной сетки с шестигранными ячейками. Общее число ячеек 1,640 млн: один межлопаточный канал в решетке НА – 518 тыс., один межлопастной канал в решетке РК – 622 тыс., отсасывающая труба – 500 тыс.

Численные исследования выполнены для модели с диаметром РК  $D_1 = 1$  м при напоре H = 1 м для оптимального режима: приведенный расход  $Q_1' = 1117,9$  л/с, приведенная частота вращения  $n_1' = 152,9$  мин<sup>-1</sup>, открытие НА  $a_0 = 56,52$  мм (соответствует открытию  $a_0 = 26$  мм на универсальной характеристике при диаметре модели  $D_1 = 460$  мм), угол установки лопасти РК  $\varphi_n = 15^\circ$ , угол потока на входе в расчетную область  $\alpha_n = 38,9^\circ$ .

3. Результаты исследование влияния сложных окружных и осевых периферийных навалов лопасти РК. Проведенные исследования показали, что периферийные навалы оказывают существенно большее влияние на интегральные показатели проточной части, чем втулочные как для окружных, так и для осевых навалов. Поэтому в данной статье приведены результаты исследований только сложных периферийных навалов.

Для определения влияния окружного навала численные исследования проведены для расчетных областей с исходными лопастями РК (угол саблевидности 0°) и четырьмя вариантами сложного окружного навала (углы саблевидности  $\gamma_U = -40^\circ$ ;  $-20^\circ$ ;  $+20^\circ$ ;  $+40^\circ$ ). Применение навала с углом  $\gamma_U = \pm 40^\circ$ приводит к сдвигу периферийного сечения в окружном направлении относительно исходного варианта на 7,5°, с углом  $\gamma_U = \pm 20^\circ$  – на 3,3°. Применение окружных навалов с положительными углами саблевидности приводит к смещению периферийной области в сторону направления вращения РК.

Для осевого навала расчеты проведены для ПЧ с исходным РК и лопастями рабочего колеса с осевым периферийным навалом при четырех значениях углов саблевидности  $\phi_U$ :  $-20^\circ$ ;  $-10^\circ$ ;  $+10^\circ$ ;  $+20^\circ$ . Осевой навал с положительными значениями угла саблевидности приводит к смещению периферийного участка лопасти вниз по потоку и наоборот, с отрицательными – вверх.

Автоматизированное построение геометрической модели РК с навалами, построение расчетной сетки, расчет течения и обработка результатов реализованы в программном комплексе *IPMFlow*.

На рис. 2, *а* представлены компьютерные модели исходной лопастной системы РК, а также при окружном навале с углами саблевидности  $\gamma_U = -40^\circ$  и +40°, а на рис. 2,  $\delta$  – радиальные сечения лопастей РК, проходящие через ось поворота, с тремя разными значениями осевого навала.



Рис. 2 – Компьютерная модель лопастей РК для трех видов навалов:

 а – компьютерная модель лопастей РК для трех видов окружного навала; б – радиальные сечения лопастей РК с осевыми навалами при углах саблевидности φ<sub>U</sub> = −20°; 0°; +20°

Результаты влияния навалов на структуру потока оценивались по виду эпюр давления вдоль сечений лопасти; распределению энергии по ширине канала РК и компонент скорости и угла потока за РК; по характеру восстановления давления в ОТ. Рассмотрены также зависимости мощности, КПД и локального кавитационного коэффициента от величин навалов.

Исследования показали, что применение окружных и осевых навалов лопастей РК практически не оказывает влияния на распределение компонент скорости и углов потока за НА и перед РК. На рис. 3 приведено распределение давления на поверхностях лопасти у втулки (10 % ширины канала), среднем сечении (50 %) и периферийной (90 %) области РК для пяти вариантов окружного и осевого навалов.

При окружных навалах на втулочном участке (рис. 3, а) навалы не оказывают заметного влияния на эпюры распределения давления. В среднем сечении (рис. 3, 6) на стороне давления эпноры меняются незначительно. На стороне разрежения во входной части при отрицательных значениях vгла давление саблевидности повышается, при  $\gamma_U$ положительных - понижается, а в выходной части навалы мало влияют на вид эпюр. В периферийной зоне лопасти, подвергающейся наибольшим деформациям, происходит существенное перераспределение эпюр давления на стороне разрежения во входной части лопасти (рис. 3, д). В отличие от средней части лопасти, на периферии при угла отрицательных значениях саблевидности давление значительно понижается, а при Наиболее положительных возрастает. благоприятные эпюры в исходном варианте и при угле саблевидности  $\gamma_U = -20^\circ$ . Дальнейшее уменьшение значения уи может привести к возникновению зон локального понижения давления на входном участке и, как следствие, к возникновению кавитационных 30H.

Применение осевого навала приводит к заметному изменению перепада давления вдоль всех сечений лопасти (рис. 3,  $\delta$ , c, e). Большее влияние этот вид навала оказывает на эпюры давления на напорной стороне: положительные углы саблевидности  $\phi_U$  (и, соответственно, смещение периферийной части лопасти вниз по потоку) повышает уровень давления, отрицательные – понижают. На стороне разрежения навалы оказывают существенное влияние на величину давления только на периферии (рис. 3, e) в области входной кромки: положительные углы саблевидности  $\phi_U$  приводят к понижению давления, отрицательные – к повышению (рис. 3, e).

На рис. 4 показано распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления (энергии) по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях угла саблевидности для окружных (рис. 4, а) и осевых (рис. 4, б) навалов. Из представленных результатов навалы приводят видно. что к заметному перераспределению энергии по ширине канала. Окружные навалы с отрицательными значениями угла саблевидности у приводят к повышению значений энергии в области втулки, положительные понижают. При относительной ширине канала около 0,8 значения полного давления выравниваются, и на периферии наблюдается обратная картина распределения. Осевые навалы с положительными значениями угла  $\phi_U$ приводят к повышению значений энергии почти по всей ширине начиная канала, от втулки, а отрицательные понижают. При относительной ширине канала около 0,95 значения полного давления также выравниваются, и на периферии наблюдается

ISSN 2411-3441 (print)

обратная картина распределения. Таким образом, применяя окружной и осевой навалы, можно добиться более равномерного распределения энергии по ширине канала РК. Это приведет к уменьшению поперечных течений, более благоприятному обтеканию лопастей и повышению энергетических характеристик ПЧ в целом.



*д е* Рис. 3 – Распределение давления вдоль сечений лопасти РК при разных видах навалов:
 *а* – окружной – втулочное; *б* – осевой – втулочное ;*в* – окружной – среднее; *г* – осевой – среднее; *д* – окружной периферийное;





На рис. 5 приведено распределение по ширине канала меридиональной (расходной)  $V_m$  и окружной  $V_u$  скоростей, а также абсолютного угла потока  $\alpha$  за РК при разных значениях угла саблевидности  $\gamma_U$  при

окружном и осевом навалах лопастей РК. Эти данные необходимы для оценки сработки циркуляции в РК и изменения граничных условий на входе в отсасывающую трубу. Из рисунка видно, что влияние сложного осевого навала на величину окружной скорости угла потока за РК существенно больше, чем окружного (рис. 5, *в*, *г*, *д*, *е*). Смещение периферийного участка лопасти вниз по потоку при осевом навале приводит к уменьшению значений этих характеристик по всей ширине канала. Максимальное влияние наблюдается во втулочной области. При окружном же навале влияние на распределение угла потока и окружной скорости наблюдается в основном в периферийной области. Навалы заметно изменяют распределение расходной скорости  $V_m$ : при окружном (рис. 5, *a*) большее влияние – на периферийном участке, при осевом – на периферии и у втулки (рис. 5,  $\delta$ ).



Рис. 5 – Распределение по ширине канала параметров потока за РК при разных значениях навалов лопасти РК: *a* – меридиональной скорость – окружной навал; *б* – меридиональной скорость – осевой навал; *в* – окружная скорость – окружной навал; *г* – окружная скорость – осевой навал; *д* – абсолютный угол потока – окружной навал; *е* – абсолютный угол потока – осевой навал

Проведенные исследования показали влияние окружного и осевого навала лопастей РК на характеристики потока в отсасывающей трубе. На рис. 6 приведено расположение характерных сечений отсасывающей трубы и распределение относительной площади  $F^*$ поперечных сечений по длине в зависимости от их номера. Под относительной площадью понимается отношение площади текущего сечения к площади входного в ОТ (сечение 1). Течение по всей длине, кроме сечения 5, что обеспечивает преобразование диффузорное, кинетической энергии потока в энергию давления.

На рис. 7, a,  $\delta$  показано изменение (относительно величины давления на входе в ОТ) осредненного по площади статического давления по сечениям при разных значениях окружного (рис. 7, a) и осевого (рис. 7,  $\delta$ ) навалов лопастей РК. На рис. 7, e, cприведено изменение распределения давления в

Bulletin of NTU "KhPI". 2016. № 41 (1213)

отсасывающей трубе относительно исходного варианта РК.

Применение окружных навалов с отрицательным саблевидности приводит к **УГЛОМ** повышению величины статического давления относительно варианта; а с исходного положительным к понижению. Наиболее благоприятное распределение получено при навале РК с углом саблевидности  $\gamma_U = -20^\circ$ . Навалы оказывают незначительное влияние на значения давления в вертикальном диффузоре (сечения 1-3). Наибольшее изменение происходит в колене (сечения 3-8). В отводящем горизонтальном диффузоре (сечения 8-15) статическое давление продолжает повышаться, но его уровень относительно исходного варианта падает во всех расчетных ПЧ, кроме варианта РК с навалом  $\gamma_U = -20^\circ$ .













а – восстановление давления относительно значения на входном сечении при окружном навале; б – восстановление давления относительно значения на входном сечении при осевом навале; в – характер приращения статического давления в ОТ относительно исходного варианта при окружном навале; г – характер приращения статического давления в ОТ относительно

тельно исходного варианта при окружном навале; 2 – характер приращения статического давления в ОТ относительно исходного варианта при осевом навале

Осевой навал лопасти не оказывает существенного влияния на характер восстановления давления в отсасывающей трубе. В вертикальном диффузоре (сечения 1-3) и в колене (сечения 3-8) отличия минимальны, некоторые незначительные изменения происходит в отводящем диффузоре (сечения 8-15).

По результатам проведенных исследований было определено влияние окружного и осевого навалов на энергетические характеристики ПЧ гидротурбины.

На рис. 8 и рис. 9 приведены зависимости относительной мощности  $\overline{N}$ , КПД  $\overline{\eta}$  и локального кавитационного коэффициента  $\overline{\sigma}_{n}$  от значений угла саблевидности  $\gamma_{U}$ . Под относительной мощностью,

КПД и локальным кавитационным коэффициентом понимается отношение этих величин в рабочих колесах с навалами к соответствующим значениям исходного варианта ПЧ ( $\gamma_U = \phi_U = 0^\circ$ ).

При окружном навале максимальное значение относительной мощности и КПД получены в ПЧ с РК с углом саблевидности  $\gamma_U = -20^\circ$ : повышение относительно исходного варианта составило 0,74 % по КПД и 0,71 % по мощности.

При осевом навале значения мощности и возрастает при смещении периферийного участка лопасти вниз по потоку. Максимум КПД получен у варианта ПЧ с РК с углом саблевидности  $\phi_U = +10^\circ$ : его повышение относительно исходного варианта составило 0,21 %.



Рис. 8 – Зависимость относительной мощности  $\overline{N}$  и КПД  $\overline{\eta}$  проточной части от величины периферийного навала: *a* – относительный КПД при окружном навале; *б* – относительный КПД при осевом навале; *в* – относительная мощность при окружном навале; *г* – относительная мощность при осевом навале

Локальный кавитационный коэффициент  $\sigma_{\pi}$  при высоте всасывания  $H_s = 0$  определялся по известной формуле:

$$-\sigma_{\pi} = \frac{\frac{P_{\min}}{\rho g} - \frac{P_{\max}}{\rho g}}{H},$$

где  $P_{\min}$  – минимальное давление на тыльной стороне лопасти РК;  $P_{\text{вых}}$  – давление на выходе из ПЧ, принятое в расчетах равным 100000 Па; H – сработанный напор.

Как видно из приведенных на рис. 9 результатов оказывают влияние на кавитационные навалы качества РК: при окружных навалах смещение периферийной сторону области вращения в (положительные саблевидности) углы значения локального кавитационного коэффициента т. е. повышается, кавитационные качества ΡК несколько снижаются. При осевых навалах смещение периферийной зоны вниз по потоку приводит к повышению кавитационных качеств.



Рис. 9 – Зависимость относительного кавитационного коэффициента  $\overline{\sigma}_n$  от величины периферийного навала: *a* – окружной навал; *б* – осевой навал

4. Влияние комбинированных навалов на энергетические характеристики проточной части. Как было показано выше, лучшие энергетические характеристики при окружном навале имела ПЧ с

углом саблевидности РК –20°, а при осевом – с +10°. Была поставлена задача разработать РК с комбинированными навалами лопастей – одновременно с окружными и осевыми, имеющее

максимально возможное значение КПД. Были проведены исследования проточных частей с девятью различными комбинациями значений навалов РК: окружной: -30°; -20°; -10°; осевой: +5°; +10°; +15°.

Для описания зависимости коэффициента полезного действия от значений комбинированного окружного (γ, градус) и осевого (φ, градус) периферийных навалов выбрана квадратичная зависимость вида:

$$\begin{split} \overline{\eta}(\phi,\gamma) &= a_0 + a_{\phi} \cdot \overline{\phi} + a_{\gamma} \cdot \overline{\gamma} + a_{\phi\phi} \cdot \overline{\phi}^2 + \\ &+ 2 \cdot a_{\phi\gamma} \cdot \overline{\phi} \cdot \overline{\gamma} + a_{\gamma\gamma} \cdot \overline{\gamma}^2, \end{split}$$

где  $\overline{\phi} = \frac{\phi}{180}; \ \overline{\gamma} = \frac{\gamma}{180};$ 

 $a_0, a_{\varphi}, a_{\gamma}, a_{\varphi\varphi}, a_{\varphi\gamma}, a_{\gamma\gamma}$  – коэффициенты зависимости.

Определение неизвестных коэффициентов уравнения выполнено по данным расчётов течения в ПЧ с использованием метода наименьших квадратов. Установлено, что

 $a_0 = 94,5761; a_{\varphi} = -6,675; a_{\gamma} = 17,34;$ 

$$a_{\varphi\varphi} = -35,37; a_{\varphi\gamma} = 13,77; a_{\gamma\gamma} = -177,12$$

На рис. 10 представлены линии равных значений КПД. Поверхность  $\overline{\eta}(\phi, \gamma)$  имеет экстремум в точке  $\phi = +7,71^{\circ}$  и  $\gamma = -14,21^{\circ}$ . Значение КПД в оптимуме составляет 95,21 %, а значение мощности 10856 Вт. В исходной же конструкции значение КПД в этой расчетной точке составляло 93,67 %, а мощности 10522,8 Вт. Таким образом, пространственное РК при профилирование лопасти помощи комбинированных навалов позволило существенно повысить как значение максимального КПД в оптимуме характеристики, так и значение мощности: повышение КПД составило 1,54 %, а мощности – на 3.17 %



Рис. 10 – Изолинии КПД при комбинированном навале

Выводы. Выполнено численное исследование сложных окружных и осевых влияния навалов лопасти РК осевой гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру потока И интегральные характеристики проточной части с учетом отсасывающей трубы. В результате установлено, что при применении навалов:

 существенно меняется вид эпюр давления на поверхностях лопасти, особенно в районе входных кромок; при окружных навалах меняется перепад давления за счет его изменения на лицевой поверхности;  возможно выравнивать распределение полного давления по ширине канала с целью уменьшение поперечных течений;

– удалось добиться повышения максимального значения КПД на 1,54 % при повышении мощности на 3,17 % при оптимальном режиме работы современной высокоэффективной проточной части Кременчугской ГЭС.

#### Список литературы

- Русанов А. В. Влияние сложного навала рабочих и направляющих лопаток ЦВД паровой турбины на аэродинамические характеристики проточной части / А. В. Русанов, Ю. П. Волков // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. – Вып. 3 (13). – С. 93–97.
- 2. Русанов А. В. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х. : НТУ «ХПІ», 2015. № 3 (1012). С. 8–12.
- 3. Русанов А. В. Влияние сложного окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ» Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. Х. : НТУ «ХПІ». 2015. № 18 (1127). С. 130–141.
- Этинберг И. Э. Исследование влияния компоновки решеток рабочего колеса на форму потока и потери энергии / И. Э. Этинберг, Н. В. Белова // Труды ЦКТИ. – Л. – 1967. – Вып. 79. – С. 39–50.
- Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журнал передовых технологий. – 2009. – № 5. – С 4–7.
- Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Х.: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с.

#### **References (transliterated)**

- Rusanov, A. V., and Ju. P. Volkov. "Vlijanie slozhnogo navala rabochih i napravljajushhih lopatok CVD parovoj turbiny na ajerodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Kompressornoe i energeticheskoe mashinostroenie*. No. 3 (13). 2008. 93–97. Print.
- Rusanov, A. V., et al. "Vlijanie prostogo okruzhnogo navala lopastej rabochego kolesa osevoj gidroturbiny PL20 na gidrodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty.* No. 3 (1012). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 8–12. Print.
- Rusanov, A. V., et al. "Vliyanie slozhnogo okruzhnogo navala lopastey rabochego kolesa osevoy gidroturbiny na strukturu potoka i energeticheskie kharakteristiki protochnoy chasti." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Matematychne modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. No. 18 (1127). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 130–141. Print.
- Jetinberg, I. Je., and N. V. Belova. "Issledovanie vliyaniya komponovki reshetok rabochego kolesa na formu potoka i poteri energii." *Trudy CKTI*. Vol. 79. Leningrad, 1967. 39–50. Print.
- Rusanov, A. V., and D. Ju. Kos'janov. "Chislennoe modelirovanie techeniy vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoy kvazimonotonnoy skhemy Godunova povyshennoy tochnosti." *Vostoch.-Evrop. zhurnal peredovyh tehnologij* 5 (2009): 4–7. Print.
- 6. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie* nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin.. Kharkov: In-t probl. mashinostroen. NAN Ukrainy, 2008. Print.

Поступила (received) 05.11.2016

### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочих колес / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 49–57. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочих колес / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини і гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 49–57. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Hydrodynamic improvement of flow parts of Kaplan turbines by means of the spatial profiling of the runners blades / A. V. Rusanov, O. N. Khoryev, S. A. Riabova, D. Yu. Kosianov, P. N. Sukhorebryi // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 49–57. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Русанов Андрій Вікторович* – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, заступник директора ІПМаш НАН України з наукової роботи, м. Харків; тел.: (057) 349-47-95; е-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

*Русанов Андрей Викторович* – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, профессор, заместитель директора ИПМаш НАН Украины по научной работе, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

**Rusanov Andrey Viktorovich** – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Deputy Director IPMach NAS of Ukraine for Science, Kharkov; tel.: (057) 349-47-95; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua.

*Хорев Олег Миколайович* – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник, м. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

*Хорев Олег Николаевич* – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, старший научный сотрудник, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

*Khoryev Oleg Nikolayevich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, IPMach NAS of Ukraine, Senior Research Fellow, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: khorev@ipmach.kharkov.ua.

**Рябова Світлана Олександрівна** – інженер конструктор гідротурбін ПАТ «Турбоатом», м. Харків; тел.: (057) 349-26-59; e-mail: office@turboatom.com.ua.

*Рябова Светлана Александровна* – инженер конструктор гидротурбин ПАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-28-59; e-mail: office@turboatom.com.ua.

**Riabova Svetlana** Aleksandrovna – Design Engineer of hydro turbines of PJSC "Turboatom", Kharkov; tel.: (057) 349-26-59; e-mail: office@turboatom.com.ua.

*Косьянов Дмитро Юрійович* – кандидат технічних наук, докторант, ІПМаш НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua.

*Косьянов Дмитрий Юрьевич* – кандидат технических наук, докторант, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua.

Kosianov Dmitry Yurievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Doctoral Candidate, IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua.

*Сухоребрий Петро Миколайович* – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІШМаш НАН України, старший науковий співробітник, м. Харків; тел.: (0572) 94-17-06; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

*Сухоребрый Петр Николаевич* – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, старший научный сотрудник, г. Харьков; тел.: (0572) 94-17-06; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Sukhorebryi Petr Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, IPMach NAS of Ukraine, Senior Research Fellow, Kharkov; tel.: (0572) 94-17-06; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

### УДК 621.165

# С. В. СТРУТИНСЬКИЙ

# ВИЗНАЧЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕЧІЇ В МІЖЛОПАТКОВОМУ ПРОСТОРІ ОСЬОВОЇ ПНЕВМОТУРБІНИ НА ОСНОВІ ЧИСЕЛЬНИХ РОЗРАХУНКІВ ІЗ ВВЕДЕННЯМ СПЕЦІАЛЬНИХ КРАЙОВИХ УМОВ

Запропоновано метод розрахунку поля течії в міжлопатковому просторі осьової турбіни розробленого пневмошпинделя. Застосовано метод Лагранжа, згідно якого розглядається рух окремих частинок середовища в абсолютній системі координат. Запропоновано метод визначення форми віртуально-деформованих лопаток та відповідні крайові умови. Проведено чисельні розрахунки течії в міжлопатковому просторі. Визначено розподіл швидкостей та статичного тиску. Розроблені практичні рекомендацій по зміні профіля лопаток.

Ключові слова: пневмошпиндель, турбіна, лопатки, віртуальна деформація, крайові умови, лінії течії, швидкості, розподіл тиску, рекомендовані лопатки.

Предложен метод расчета поля течения в межлопаточном пространстве осевой турбины разработанного пневмошпинделя. Применен метод Лагранжа, согласно которому рассматривается движение отдельных частиц среды в абсолютной системе координат. Предложен метод определения формы виртуально-деформированных лопаток и соответствующие краевые условия. Проведены численные расчеты течения в межлопаточном пространстве. Определено распределение скоростей и статического давления. Разработаны практические рекомендации по изменению профиля лопаток.

Ключевые слова: пневмошпиндель, турбина, лопатки, виртуальная деформация, краевые условия, линии тока, скорости, распределение давления, рекомендованные лопатки.

The goal of this work is to develop an improved method of calculating the flow field in the inter-blade space of axial turbine of designed pneumatic spindle and to precise the contours of turbine blade. The innovative construction of pneumatic turbine with aerostatic hinges is the main factual material of the work. We considered the forms of axial-turbine blades that used in high-speed pneumatic spindles. There was used Lagrange method to analyze the airflow in the inter-blade space of turbine. According to this method we considered the motion of individual particles of the medium in the absolute coordinate system. In the absolute coordinate system the inter-blade space of turbine, is virtually deform in time because of the rotational motion of turbine. We offered the method of determination of the virtually deformed turbine blades that causes special boundary conditions for calculating the flow in the inter-blade space of turbine that rotates. For the certain boundary conditions the air flow parameters were calculated. We show that in case of increasing of rotational speed of turbine the intensity of vortex formation and tear-off processes in the inter-blade turbine space is decreased. The results of the work can uses as practical recommendations for changing the profile of the blade that provides unseparated flow in the inter-blade turbine space is discussed in the multi-axis machine tool, with complex motion of the tool.

Keywords: pneumatic turbine; blades; virtual deformation; boundary conditions; flow line; speed; pressure distribution; recommended blades.

Вступ. Використання осьових пневмотурбін дає можливість реалізувати високо обертові (2000 хв<sup>-1</sup> і вище) шпиндельні вузли придатні для використання в багатокоординатних верстатах. Турбіни шпиндельних вузлів мають компактну конструкцію, незначну масу і габарити. При цьому важливе значення набуває проектування технологічне забезпечення i виготовлення лопаток турбін незначних розмірів. Проектування профіля лопаток малорозмірних турбін здійснюється на основі аналізу особливостей течії повітря в турбіні. Визначення поля течії проводиться розрахунком на ЕОМ методом кінцевих елементів. Тому розробка методів розрахунку поля течії в пневматичних турбінах є актуальним.

Проблема в загальному вигляді полягає в розробці уточнених методів розрахунку поля течії у високо обертовій осьовій пневматичній турбіні. Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями розробки високообертових шпиндельних вузлів придатних для використання у багатокоординатних верстатах із складним просторовим переміщенням інструменту.

В останніх дослідженнях і публікаціях наведено методи і результати розрахунків течії в турбінних пристроях різного Визначаються виду [1, 2]. структура потоку особливості течії, та інші гідродинамічні параметри [3, 4]. Значну увагу приділено питанням енергетики потоків та гідродинамічним характеристикам проточної частини

турбін [5, 6]. Значна кількість робіт присвячена проектуванню турбін [7, 8]. Розроблені загальні методи оптимального проектування турбін [9, 10]. Наведена значна кількість оригінальних розробок осьових турбін малого діаметра [11]. В результаті аналізу наявних літературних джерел встановлено, що в літературі відсутні пропозиції по врахуванню переносного руху рідкого середовища в між лопатковому просторі турбін при розрахунках поля течії.

Тому до невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка методів розрахунку поля течії в міжлопатковому просторі осьової пневмотурбіни малого діаметра, які враховують наявність переносного обертового руху турбіни.

Метою досліджень наведених в даній статті розроблення поставлено уточненого методу розрахунку поля течії в між лопатковому просторі осьової турбіни та уточнення контурів лопаток турбіни високообертового шпинделя призначеного для використання в багатокоординатних верстатах із складним просторовим переміщенням інструменту [12]. Задачами досліджень поставлено розроблення схеми конструктивної високообертового пневмошпинделя для багатокоординатних верстатів, аналіз наявних форм лопаток турбіни, розроблення схеми формування спеціальних крайових умов, які переносний обертовий враховують рух між лопаткового простору турбіни, виконання розрахунків

© С. В. Струтинський, 2016

поля течії та уточнення форми лопаток турбіни.

Виклад основного матеріалу досліджень. На основі проведених попередніх досліджень розроблено конструктивних ряд інноваційних рішень високообертового пневмошпинделя призначеного для використання в багатокоординатних верстатах із складним просторовим переміщенням інструменту [13]. Запропоновані варіанти схемних рішень мають складну конструкцію і не задовольняють поставленим вимогам по швидкохідності і точності шпиндельних вузлів. Тому розроблена вдосконалена конструкція високообертового шпиндельного вузла на аеростатичних опорах із пневмотурбінним приводом (рис. 1).





Шпиндель 1 встановлено в корпусі 2 на радіальних 3, 4 та осьових 5 аеростатичних підшипниках. Вони забезпечують високу несучу здатність і можливість сприйняття динамічних навантажень на шпиндель. Радіальні аеростатичні опори розміщені в трубчастих втулках 6 кришки 7 через отвори 8, в яких здійснюється підвід повітря до дросельних пристроїв аеростатичних підшипників.

Кожна втулка 6 має ряд аеростатичних опор, розташованих на її внутрішній та зовнішніх поверхнях. Аеростатичні опори живляться повітрям через дроселі у вигляді отворів малого діаметра. Повітря до дроселів підводиться через осьовий отвір 8 у втулці. Радіальні підшипники 3, 4 розміщені таким чином, що взаємодіють із зовнішньою циліндричною поверхнею шпинделя 1 та із внутрішньою циліндричною поверхнею втулки 9, яка жорстко шпинделем. з'єднана 13 Цим забезпечується компенсація негативної дії прискорень переносного руху на характеристики аеростатичних підшипників.

В якості привода шпинделя використана осьова турбіна 10. Вона має лопатки 11, розташовані по периферії турбіни і бандаж. Повітря в турбіну подається через криволінійні сопла 12. При течії повітря в турбіні швидкість частинок повітря змінюється за величиною і по напрямку. При цьому має місце потік повітря в осьовому напрямку  $Q_T$ . Даний потік розповсюджується в кільцевому зазорі між корпусом 2 і втулкою 9 здійснюючи охолодження шпинделя.

Шпиндель з пневмотурбінним приводом має високі частоти обертання. Номінальна частота обертання складає 20000 хв<sup>-1</sup> і вище. При цьому окружна швидкість переміщення лопаток турбіни  $V_{\omega}$  має порядок 80–100 м/с, а швидкість потоку повітря на виході напрямного апарату турбіни  $V_0$  має порядок 300 м/с.

Форма лопатки є основним геометричним фактором, який визначає робочий процес в турбінному приводі та його ефективність. Для малорозмірного турбінного привода форма лопатки значною мірою визначається технологічними особливостями виготовлення турбіни шляхом фрезерування фрезами малого діаметра (ø1–1,4 мм).

Профілювання лопаток турбіни пневмошпинделя, як правило здійснюється по методикам профілювання лопаток парових турбін [2, 9]. Застосовуються лопатки, контури яких є близькими до прямих та дуг кола (рис. 2, a,  $\delta$ ).



Рис. 2 – Форми лопаток пневмотурбін, виконані у вигляді прямих та дуг кола (*a*, *б*), та теоретичний профіль лопатки турбіни, описаний дугою кола на напірній стороні та кубічними сплайнами на тильній стороні (*в*)

Розміри лопаток наведених на рисунку дані у відносних величинах до ширини турбіни. Як правило ширина турбіни складає a = 7-25 мм. Із аналізу запропонованих форм лопаток випливає, що міжлопатковий простір має конфузорну та дифузорну частини. Лопатки мають потовщення. Товщина лопатки максимальна в її середній частині і складає 30-40 % від довжини хорди. Передня крайка лопатки, на яку натікає потік повітря, як правило заокруглена радіусом 0,3-0,5 мм, а задня крайка має торець незначної товщини (0,5 мм).

Із аналізу наведених варіантів форми лопаток можна зробити висновок, що напірна сторона лопатки може бути описана дугою кола. Тильна сторона лопатки описується прямими спряженими із дугами кола.

Особливістю пневмотурбіни є незначні розміри лопаток і канавок між ними. Тому, як правило лопатки пневмотурбін виконані по фасонним кривим. Для їх опису, особливо на тильній стороні лопатки використані кубічні сплайни. При цьому задаються точкові значення контура лопатки.

Визначення крайових умов розрахунку поля течії

повітря в міжлопатковому просторі потребує аналітичного опису форми лопатки. Введена система координат x, y з центром на передній крайці лопатки. Для аналітичного опису форми лопатки на напірній стороні запропонована аналітична залежність  $y_n(x)$  у вигляді дуги кола, а для опису тильної сторони використана плавна крива  $y_T(x)$ , що відповідає сплайнінтерполяції точкових значень контура ( $x_i, y_{Ti}$ ).

Крайові умови для визначеного контура враховують його непроникність та прилипання частинок повітря на поверхні лопатки. При обертанні турбіни лопатки зміщуються відносно натікаючого потоку повітря. Зміщення окремої лопатки залежить від окружної швидкості переміщення лопатки  $V_{\omega}$ . Встановлення схеми течії повітря в абсолютній нерухомій системі координат проведено на основі методу Лагранжа [14], коли розглядається кожна індивідуальна нескінченно мала частинка текучого середовища. Розглянемо конкретну індивідуальну частинку середовища, яка в момент часу t = 0знаходилась в околиці крайки профіля лопатки на його напірній частині в точці  $A_0$  (рис. 3, *a*).



Рис. 3 – Схема переміщення виділених індивідуальних нескінченно малих частинок на лицьовій (напірній) та тильній сторонах лопатки (*a*), форми віртуально-деформованих лопаток при різних фіксованих значеннях окружної швидкості турбіни (*б*) та зміни кутів нахилу дотичних до контурів на напірній і тильній сторонах лопатки (*в*)

Приймемо в якості першого наближення, що осьова швидкість  $V_x$  індивідуальної частинки повітря, яка рухається в міжлопаточному просторі на межі граничного шару біля поверхні лопатки залишається постійною. При цьому наявна тангенціальна складова швидкості частинки  $V_{\tau}$ , яка змінюється внаслідок наявності твердої поверхні лопатки.

За проміжок часу  $t_1$  частинка з точки  $A_0$  переміститься в напрямку вісі x на величину:

$$=V_{x}t_{1}.$$

х

Якби лопатка була нерухомою ( $V_{\omega} = 0$ ), то частинка перемістилась би в точку  $A'_0$ . Внаслідок руху лопатки з окружною швидкістю  $V_{\omega}$  частинка одержить додаткове переміщення на величину  $\Delta y_1 = V_{\omega} t_1$  і переміститься в точку  $A_1$ . При подальшому русі частини вона буде послідовно попадати в точки  $A_2$ ,  $A_3$ ,...,  $A_c$ . Після точки  $A_c$  частинка буде вільно рухатись у напрямку відповідному швидкості, яку вона мала в точці  $A_c$ . Таким чином в абсолютній системі координат внаслідок руху лопатки в напрямку швидкості  $V_{\omega}$  її форма змінюється. Має місце віртуальна деформація контура лопатки. Крива  $A_0A_n$ для нерухомої лопатки трансформується в криву  $A_0A_c$ .

Віртуальна деформація контура описується аналітично наступною залежністю:

$$y = y_n + V_{\omega}t ,$$

де  $y_n = f_n(x)$  – функція, яка описує форму контура напірної сторони нерухомої лопатки.

Враховуючи залежність  $x = V_x t$  одержимо:

$$y = y_n + x V_\omega / V_x. \tag{1}$$

Як вказано раніше, для напірної частини нерухомої лопатки (крива  $A_0A_n$ ) її форма (крива  $y_n(x)$  з достатньою для практики точністю описується дугою кола з рівнянням:

$$y_n(x) = \sqrt{R^2 - (x - x_c)^2} + y_c$$
, (2)

де  $x_c, y_c$  – координати центра кола;

*R* – радіус кола.

Використовуючи залежності (1) і (2) визначимо форму віртуально-деформованої кривої напірної ділянки лопатки:

$$y(x) = \sqrt{R^2 - (x - x_c)^2} + y_c + xV_{\omega}/V_x, \quad (3)$$

Розрахунок за даною формулою дає витягнуті в напрямку y криві. Деформація контура збільшується з ростом окружної швидкості турбіни  $V_{\omega}$ .

Тильна сторона нерухомої лопатки (крива  $B_0B_n$ ) являє собою фасонну криву. Вона задана набором пар точок ( $x_i$ ,  $y_i$ ). Аналітична залежність форми лопатки на тильній ділянці  $B_0B_c$  одержана шляхом інтерполяції точкових значень кривої кубічними сплайнами. При цьому форма контура тильної сторони лопатки визначена процедурою:

$$vs = \operatorname{cspline}(x_i, y_i), \quad f_T(x) = \operatorname{int} \operatorname{erp}(vs, x_i, y_i, x).$$

Розглянемо рух індивідуальної частинки повітря  $B_0$ , яка переміщується вподовж тильної сторони лопатки. Послідовно частинка займає положення  $B_1$ ,  $B_2,...B_c$ , а крива  $B_0B_n$ , яка описує форму тильної сторони нерухомої лопатки трансформується в криву  $B_0B_c$ . Відповідно форма контура тильної сторони віртуально-деформованої лопатки визначиться залежністю:

$$v_T(x) = f_T(x) + x V_{\omega} / V_x$$
 (4)

На основі залежностей (3), (4) побудовані контури віртуально-деформованих лопаток при різних фіксованих значеннях окружної швидкості турбіни (рис. 3,  $\delta$ ).

Розглянуті віртуальні деформації контура лопатки відображають геометричні закономірності, пов'язані з її переміщенням відносно натікаючого на турбіну потоку повітря.

Визначимо дотичну до віртуальнодеформованого контуру лопатки в кожній точці напірної і тильної сторін при переміщенні лопатки з окружною швидкістю  $V_{00}$ . Тангенс кута нахилу дотичної є похідною кривої. Відповідно для напірної сторони тангенс кута нахилу дотичної визначиться формулою:

$$tg\alpha = \frac{dy(x)}{dx} + \frac{V_{\omega}}{V_x} = \frac{-x + x_c}{\sqrt{R^2 - (x - x_c)}} + \frac{V_{\omega}}{V_x}.$$
 (5)

Для тильної сторони похідна ( $tg\alpha_T$ ) знаходиться диференціюванням залежності (4). Розрахунок кутів нахилу дотичних до контура при наявності обертання турбіни має суттєво нелінійний характер (рис. 3, *в*).

Для чисельного розрахунку поля течії в міжлопаточних каналах турбіни необхідно задати швидкість на поверхні лопатки. Для віртуальнодеформованого контура лопатки має місце непроникність твердих стінок, а відповідно і рівністю нулю нормальної складової швидкості на стінці. Дотична складова обчислена на основі припущення про постійність осьової швидкості частинок повітря у міжлопатковому просторі. Дотична складова швидкості визначена формулою:

$$V_{\tau} = V_x / \cos \alpha = V_n \sqrt{1 + \mathrm{tg}^2 \alpha} \; .$$

Розрахунок за даною формулою швидкостей  $V_{\tau n}$ та  $V_{\tau T}$  для напірної та тильної сторони лопатки визначає різницю швидкостей, а відповідно і наявність сили, що діє на лопатку.

Визначена вище форма віртуальнодеформованого контура і відповідні крайові умови досліджень послужили основою для течії в міжлопатковому просторі. Течія повітря в міжлопатковому просторі турбіни досліджена чисельним методом на ЕОМ. Для цього використані стандарні процедури розрахунку параметрів течії методом кінцевих елементів реалізовані в пакеті ANSYS. Виконана розбивка області течії на кінцеві елементи та задані крайові умови. Проведені розрахунки течії для різних значень окружних швидкостей турбіни. Встановлено, що обертання турбіни суттєвим чином впливає на картину ліній течії в міжлопатковому просторі. При низьких частотах обертання ( $V_{\omega} \approx 0$ ). Течія повітря супроводжується відривними явищами, які особливо проявляються в областях близьких до тильних сторін лопаток. Відривні явища мають місце при низьких окружних швидкостях переносного руху. В міжлопатковому просторі турбіни, яка повільно обертається (рис. 4, а) виникають локалізовані відривні зони N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub>. В них мають місце зворотні течії повітря орієнтовані протилежно основному потоку.

На виході потоку із міжлопаткового простору мають місце збурення течії  $z_1$ ,  $z_2$ , які проявляються у наявності хаотичних траєкторій переміщення частинок. При збільшенні окружної швидкості лопаток відривні явища і нерівномірність потоку зменшуються. Розрахункові лінії течії відповідають стратифікованому (шаруватому) руху частинок повітря (рис. 4,  $\delta$ ) з незначними збуреннями  $M_1$ ,  $M_2$  на виході.



Рис. 4 – Розрахункові лінії течії (траєкторії) руху частинок повітря в міжлопатковому просторі при різних величинах окружних швидкостей турбіни:  $a - V_{\omega} = 0; \ 6 - V_{\omega} = 0,75 V_x$ 

Із результатів розрахунків випливає, що з ростом окружної швидкості обертання зменшується вихроутворення в області течії, зникають відривні зони та підвищується стратифікованість (шаруватість) течії. На виході потоку із турбіни має місце шаруватий рух із нерівномірним профілем швидкостей (рис. 5).



Рис. 5 – Векторні поля швидкостей на виході потоку із між лопаткового простору при різних окружних швидкостях турбіни:

$$a - V_{\omega} \approx 0; \ \delta - V_{\omega} = 0,75 V_x$$

Профілі швидкостей на виході турбіни (криві  $V_1$ ,  $V_2$ ) мають тенденцію згладження при підвищенні окружної швидкості. Наявність віртуальної деформації лопатки із випуклістю тильної сторони в кінці між лопаткового каналу суттєво не впливає на форму профіля швидкостей на виході між лопаткового простору.

Проведено обчислення модуля швидкості частинок повітря в різних перетинах міжлопаткового

простору. При низьких частотах обертання максимальні значення швидкостей спостерігаються на вході в міжлопатковий простір (області  $W_1$ ,  $W_2$ ) (рис. 6, *a*).





Рис. 6 – Розрахунок поля значень модуля швидкості в тангенціальному перетині між лопаткового простору (*a*) та в перетині перпендикулярному вісі турбіни (б) при низьких частотах обертання турбіни

В результаті розрахунків встановлено, що області максимуму модуля швидкості  $Q_1, Q_2$  мають місце в центральних частинах каналів між лопатками. Вони охоплюють близько 80 % поперечного перетину каналів. Значення модуля швидкості в областях мало відрізняються від швидкості V<sub>0</sub> на вхолі в міжлопатковий простір. Потік на виході концентрусться біля напірних сторін лопаток, утворюючи струмені, ширина яких Н1, Н2 менша відстані між лопатками на виході. В областях

турбіни.

між лопаткового простору (рис. 7).

обертання ( $V_{\omega} = 0.75 V_x$ ) області максимуму модуля

швидкості витягуються вподовж проточної частини

обертання

формування струменів мають місце області підвищених значень модуля швидкості  $P_1, P_2$ .

Подібні закономірності розподілу модуля швидкості також мають місце при наявності



Рис. 7 — Виділений перетин турбіни (*a*) в якому визначено поле значень модуля швидкості ( $\delta$ ) при окружній швидкості обертання турбіни  $V_{\omega} = 0.75 V_x$ 

На виході із між лопаткового простору формуються області максимальних значень модуля швидкості  $P_1$ ,  $P_2$ , відповідні утвореним струменевим потокам. Ширина даних областей H менша ширини міжлопаткового простору B. Визначено напрямок струменевого потоку на виході із міжлопаткового простору та середню швидкість  $V_V$  струменевого потоку. Напрямок визначається величоною окружної швидкості обертання турбіни  $V_{00}$ . В результаті чисельних розрахунків встановлено особливості розподілу тиску в міжлопатковому просторі турбіни. Області підвищеного тиску  $S_1$ ,  $S_2$  мають місце на напірних сторонах лопаток (рис. 8).



Рис. 8 – Розрахунок поля статичного тиску в міжлопатковому просторі турбіни: a – при окружній швидкості обертання турбіни  $V_{\omega} \approx 0$ ;  $\delta$  – при окружній швидкості обертання  $V_{\omega} = 0,75 V_x$ 

Області підвищеного тиску локалізуються в тонких шарах біля напірних поверхонь лопаток. В них виділяють ділянки S<sub>3</sub> і S<sub>4</sub> підвищеного тиску. Вони визначаються процесом гальмування потоку повітря на вході при його взаємодії із поверхнею лопатки (ділянка  $S_3$ ) та процесом повороту пристінного потоку при його взаємодії із криволінійною поверхнею лопатки на вході із міжлопаткового простору (ділянка  $S_4$ ). Локальні області підвищеного тиску  $E_1, E_2, E_3$ мають місце на передніх крайках лопаток в областях гальмування потоку повітря. Області підвищеного тиску в основному визначають сили взаємодії потоку повітря із лопатками. Сили також залежать від наявності зниженого тиску на тильних сторонах лопаток. На тильних сторонах лопаток виникають області зниженого тиску складної конфігурації. В них виділяють ділянки D<sub>3</sub> і D<sub>4</sub> із максимальним падінням тиску. Ділянка D<sub>3</sub> формується на вході в міжлопатковий простір, де є ймовірність існування

відривних явищ, а ділянка  $D_4$  відповідає відриву потоку від тильної сторони лопатки на виході із міжлопаткового простору. Ділянка  $D_3$  відповідає конфузорній частині віртуально-деформованого міжлопаткового простору. Тому течія на даній ділянці має властивість самостабілізації. Для запобігання падінню тиску на ділянці  $D_4$  запропоновані конструктивні заходи, які полягають у зменшенні товщини лопатки на виході з міжлопаткового простору з боку тильної сторони.

Висновки. Раціональною конструкцією пневмопривода високообертового шпиндельного вузла є осьова турбіна, профілі лопатки яких утворено прямими лініями та дугами кола. Для аналітичного опису контура напірної сторони лопатки доцільно використати дугу кола, а форму контура тильної сторони лопатки описати плавною кривою одержаною сплайн-інтерполяцією точкових значень контура лопатки.

Bulletin of NTU "KhPI". № 41 (1213)

Розрахунок поля течії в міжлопатковому просторі турбіни необхідно проводити в абсолютній (нерухомій) системі координат. В даній системі координат контур лопатки набуває віртуальної деформації і витягується у напрямку окружної швидкості обертання турбіни. Це визначає спеціальні крайові умови для розрахунку поля течії повітря в міжлопатковому просторі турбіни, які змінюються в залежності від швидкості обертання турбіни.

В результаті розрахунків на ЕОМ течії в міжлопатковому просторі із врахуванням віртуальної деформації лопаток встановлено, що підвищення частоти обертання турбіни зменшує вихроутворення та стабілізує течію в міжлопатковому просторі приводячи її до шаруватого виду. Для зниження відривних явищ на виході з міжлопаткового простору необхідно зменшувати товщину лопатки на виході з боку тильної сторони.

#### Список літератури

- Русанов А. В. Численное исследование и анализ рабочего процесса в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины / А. В. Русанов, П. Н. Сухоребрый, О. Н. Хорев [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 1 (1044). – С. 125–135.
- Ершов С. В. Развитие комплекса программ расчета трехмерных течений вязкого сжимаемого газа в лопаточных аппаратах турбомашин / С. В. Ершов, В. А. Яковлев, А. И. Деревянко [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2011. – № 5. – С. 25–32.
- 3. Потетенко О. В. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах, обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, А. М. Гришин [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2012. № 7. С. 151–159.
- Ilieva G. Erosion failure mechanisms in turbine stage with twisted rotor blade / G. Ilieva // Engineering Failure Analysis. – 2016. – Vol. 70. – P. 90–104.
- Колычев В. А. Гидродинамические характеристики элементов проточной части и их влияние на энергетические показатели радиально осевой гидротурбины / В. А. Колычев, И. И. Тыньянова, К. А. Миронов // Східно-Європейский журнал передових технологій. – Харків, 2010. – № 4 / 7 (46). – С. 3–15.
- Ghenaiet Adel Characterization of component interactions in two-stage axial turbine / Adel Ghenaie, Kaddour Touil // Chinese Journal of Aeronautics. – 2016. – Vol. 29, Issue 4. – P. 893–913.
- Русанов А. В. Оценка возможности применения поворотних лопаток направляющего апарата ступеней осевого и радиальноосевого типа ЦВД для регулирования режима работы паровой турбины К-325-23,5 /А. В. Русанов, А. И. Косьянова // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2012. – № 7. – С. 39–48.
- Jubori A. A. Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle / A. A. Jubori, Ahmed Daabo, Raya K Al-Dadah [et al.] // Energy Conversion and Management. – 2016. – Vol. 130. – P. 141–155.
- Бойко А. В. Оптимальне проектування турбомашин (основи теорії, розрахунок, експеримент) / А. В. Бойко // НТУ «ХПІ», 2011. – 384 с.
- Gracie-Orr K. Development and initial application of a blade design methodology for overspeed power-regulated tidal turbines / K. Gracie-Orr, Thomas M. Nevalainen, Cameron M. Johnstone [et al.] // Selected Papers from the European Wave and Tidal Energy Conference 2015. International Journal of Marine Energy. – Nante, France, 2016. – Vol. 15. – P. 140–155.
- Kobayashi N. Air motor and electrostatic coating device / N. Kobayashi, Tsuyoshi Nakamura, Yuu Koiwa // Патент EP 2505778 A1 : МПК F1D1 / 06 ; заявл. 29.11.2010 ; опубл. 03.10.2012.

- 12. Strutynsky V. B. Determination of development grounds and characteristics of mobile multi-coordinate robotic machines for materials machining in field conditions / V. B. Strutynsky, A. A. Gurzhiy, O. V. Kolot [et al.] // Науковий вісник НГУ. 2016. № 5. С. 43–51.
- 13. Струтинський С. В. Газодинамічні процеси у вузлах високообертового пневмошпинделя на аеростатичних опорах із турбінним приводом, призначеного для застосування в багатокоординатному технологічному обладнанні з паралельними кінематичними структурами / С. В. Струтинський // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. 2015. № 3 (1112) С. 100–111.
- 14. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа Л. Г. Лойцянский. М.: Наука, 1973. 847 с.

#### **References (transliterated)**

- Rusanov, A. V., et al. "Chislennoe issledovanie i analiz rabochego protsessa v protochnoy chasti osevoy povorotno-lopastnoy gidroturbiny." *Visnyk NTU "HPI"*. No. 1 (1044). 2014. 125–135. Print.
- Ershov, S. V., et al. "Razvitie kompleksa programm rascheta trekhmernykh techeniy vyazkogo szhimaemogo gaza v lopatochnykh apparatakh turbomashin." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya. No. 5. 2011. 25–32. Print.
- Potetenko, O. V., et al. "Analiz poter' energii v vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbinakh, obuslovlennykh kharakternymi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya. No. 7. 2012. 151–159. Print.
- 4. Ilieva, G. "Erosion failure mechanisms in turbine stage with twisted rotor blade." *Engineering Failure Analysis* 70 (2016): 90–104. Print.
- Kolychev, V. A., I. I. Tyn'janova and K. A. Mironov. "Gidrodinamicheskie harakteristiki jelementov protochnoj chasti i ih vlijanie na jenergeticheskie pokazateli radial'no osevoj gidroturbiny." Skhidno-Yevropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy 4/7.46 (2010): 3–15. Print.
- Ghenaiet, Adel, and Touil Kaddour. "Characterization of component interactions in two-stage axial turbine." *Chinese Journal of Aeronautics* 29.4 (2016): 893–913. Print.
- Rusanov, A. V., and A. I. Kos'janova. "Ocenka vozmozhnosti primenenija povorotnih lopatok napravljajushhego aparata stupenej osevogo i radial'no-osevogo tipa CVD dlja regulirovanija rezhima raboty parovoj turbiny K-325-23,5." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya. No. 7. 2012, 39–48. Print.
- Jubori,A. A., et al. "Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle." *Energy Conversion and Management* 130 (2016): 141–155. Print.
- 9. Bojko, A. V. Optymal'ne proektuvannya turbomashyn (osnovy teoriyi, rozrakhunok, eksperyment). NTU "KhPI", 2011. Print.
- Gracie-Orr, K., et al. "Development and initial application of a blade design methodology for overspeed power-regulated tidal turbines." Selected Papers from the European Wave and Tidal Energy Conference 2015. International Journal of Marine Energy. Vol. 15. Nante, France, 2016. 140–155. Print.
- Kobayashi, Naoya, Tsuyoshi Nakamura and Yuu Koiwa. Air motor and electrostatic coating device. Patent, EP 2505778 A1 (МПК F1D1 / 06). 03 October 2012. Print.
- Strutynsky, V. B., et al. "Determination of development grounds and characteristics of mobile multi-coordinate robotic machines for materials machining in field conditions." *Naukovyy visnyk NHU*. No. 5. 2016. 43-51. Print.
- Strutynsky, S. V. "Hazodynamichni protsesy u vuzlakh vysokoobertovoho pnevmoshpyndelya na aerostatychnykh oporakh iz turbinnym pryvodom, pryznachenoho dlya zastosuvannya v bahatokoordynatnomu tekhnolohichnomu obladnanni z paralel'nymy kinematychnymy strukturamy." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty.* No. 3 (1112). 2015. 100–111. Print.
- 14. Lojcjanskij, L. G. Mehanika zhidkosti i gaza. Moskow: Nayka, 1973. Print.

Надійшла (received) 05.12.2016

# Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення особливостей течії в міжлопатковому просторі осьової пневмотурбіни на основі чисельних розрахунків із введенням спеціальних крайових умов / С.В. Струтинський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 58–65. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2411-3441.

Определение особенностей течений в межлопастном пространстве осевой пневмотурбины на основе численных расчетов с введением специальных краевых условий / С. В. Струтинский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 58–65. – Библиогр.: 14 назв. – ISSN 2411-3441.

Identification flow features in blade space of axial pneumatic turbine based on numerical calculations introducing special boundary conditions / S. V. Strutynskyi // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 58–65. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2411-3441.

# Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Струтинський Сергій Васильович* – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки»; тел.: (044) 204-94-61; e-mail: strutynskyi@gmail.com.

*Струтинский Сергей Васильевич* – кандидат технических наук, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Прикладной гидроаэромеханики и механотроники»; тел.: (044) 204-94-61; e-mail: strutynskyi@gmail.com.

*Strutynskyi Sergey Vasilievich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of "Applied fluid mechanics and mehanotroniky"; tel.: (044) 204-94-61; e-mail: strutynskyi@gmail.com.

# УДК 621.24

# М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК, М. М. КУЗНЕЦОВА

### ОЦЕНКА КАВИТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ОСРЕДНЕННЫХ ПАРАМЕТРАХ

Запропоновано математичну модель робочого процесу турбіни, що дозволяє проводити аналіз кавітаційних якостей робочого колеса на початковій стадії проектування. Отримані залежності дозволяють здійснювати прогнозну оцінку енергетичних якостей проточної частини робочого колеса на різних режимах роботи. Математична модель дозволяє описувати робочий процес в проточній частині на базі осереднених параметрів потоку на початковій стадії проектування або її модернізації. Проведений аналіз впливу режимних параметрів гідротурбіни на її кавітаційні якості.

Ключові слова: гідротурбіна, універсальна характеристика, кавітаційні якості, математична модель, проточна частина, коефіцієнт кавітації.

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить анализ кавитационных качеств рабочего колеса на начальной стадии проектирования. Полученные зависимости позволяют производить прогнозную оценку энергетических качеств проточной части рабочего колеса на различных режимах работы. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части на базе осредненных параметров потока на начальной стадии проектирования или ее модернизации. Произведен анализ влияния режимных параметров гидротурбины на ее кавитационные качества.

Ключевые слова: гидротурбина, универсальная характеристика, кавитационные качества, математическая модель, проточная часть, коэффициент кавитации.

The mathematical model of the working process of the turbine, allowing the analysis of cavitation qualities of the impeller at an initial stage of design. The obtained dependences allow to produce a predictive energy properties of a flowing part of the impeller for different operation modes. The mathematical model allows to describe the workflow in the flow path on the basis of the averaged parameters of the flow at the initial stage of design or modernization. As the most dangerous in the cavitation with respect to the selected point on the peripheral part of the impeller. To determine the energy losses in the draft tube was used the solution of axisymmetric fluid flow. The kinematic parameters of flow was determined using the equation of the relationship. The analysis of the influence of operating parameters of hydraulic turbine cavitation at its quality. The conclusion about the applicability of this method for comparative evaluation of cavitation properties of various impeller radial-axial hydraulic turbines. The calculations were performed for the hydraulic turbine at a pressure of 500 m.

Keywords: turbine, universal characteristic, cavitation quality, mathematical model, flow passage, the coefficient of cavitation.

Введение. В процессе работы гидротурбины в проточной части могут возникнуть зоны, в которых давление достигает давления парообразования жидкости при данной температуре. Наиболее вероятно появление такой зоны на лопастях рабочего колеса со стороны, обращенной к отсасывающей трубе, где и возникает явление, называемое кавитацией.

В настоящее время разработаны математические модели, с помощью которых на стадии выбора основных геометрических параметров возможно прогнозировать ожидаемые энергетические показатели и оценивать кинематические условия и потери в элементах проточной части [1, 2].

Основная часть. Кавитационные качества рабочего колеса гидротурбины могут быть характеризованы при помощи локального коэффициента кавитации. Локальный коэффициент кавитации, выражающий отношение динамического разряжения в данной точке лопасти к напору, находится по формуле (1):

$$\sigma = \frac{1}{2gH} \left( W^2 - W_2^2 + U_2^2 - U^2 \right) + \frac{C_2^2}{2gH} - \frac{h_{\rm or}}{H} \,. \tag{1}$$

В точке лопасти с наибольшим разряжением максимальный локальный коэффициент кавитации принимает максимальное значение. Условию возникновения кавитации в данной точке лопасти соответствуют равенства максимального локального коэффициента кавитации о кавитационному

коэффициенту установки σ<sub>уст</sub>.

Для оценки кавитационных качеств турбины проводят расчеты обтекания, что естественно предполагает известной геометрию лопастной системы рабочего колеса.

Весьма актуальной представляется задача оценки кавитационных качеств на стадии выбора исходных геометрических параметров, когда полная информация о геометрии лопастной системы отсутствует (лопастная система не спроектирована), а известны (могут быть заданы) отдельные геометрические параметры.

Считая, что наиболее опасная в кавитационном отношении точка находится на периферийной решетке рабочего колеса вблизи выходной кромки и предполагая цилиндричность линии тока, проходящей через эту точку, будем исходить из выражения максимального локального коэффициента в виде:

$$\sigma_{\rm max} = \chi_1 \frac{W^2}{2gH} + \frac{C^2}{2gH} - \frac{h_{\rm or}}{H} \,.$$
 (2)

Первый член в правой части формулы (2) может быть представлен:

$$\sigma_1 = \chi_1 \frac{W^2}{2gH},\tag{3}$$

где  $W_2$  – относительная скорость за рабочим колесом.

$$\chi_1 = \frac{W_{\text{max}}^2}{W_2^2} - 1.$$
 (4)

В радиально-осевых гидротурбинах с достаточно

© М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова, 2016

густыми решетками рабочих колес значение  $\frac{W_{\text{max}}^2}{W_2^2}$ 

выходной части лопасти на тыльной стороне профиля не зависят от режима работы гидротурбины [3, 4] и, следовательно, величина  $\chi$  может быть задана в зависимости от типа рабочего колеса.

Формула максимального локального кавитационного коэффициента (2) использована для построения зависимости в функции от геометрических параметров лопастной системы и режимных параметров гидротурбины.

Относительная и абсолютная скорости на выходе из периферийной решетки связаны с меридиональной скоростью:

$$W_2 = \frac{C_{2m}}{\sin\beta_2},\tag{5}$$

$$C_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \alpha_2}.$$
 (6)

В предположении осесимметричности линии тока в полости рабочего колеса с изменением режима меридиональная скорость за рабочим колесом может быть представлена в виде:

$$C_{2m} = B(l, K_Q)Q'_I + A(l, K_Q)\omega$$
. (7)

Углы  $\alpha$  и  $\beta$ , входящие в (5) и (6), находятся соответственно из уравнения связи углов потока в абсолютном и относительном движении перед и за решеткой [5]:

$$\operatorname{ctg}\alpha_{2} = k \frac{\delta_{1}}{\delta_{2}} \operatorname{ctg}\alpha_{1} - (1-k)\operatorname{ctg}\beta_{02} + (1-k) \frac{r_{a}^{2}\omega}{r^{2}C_{2m}}, (8)$$
$$\operatorname{ctg}\beta_{2} = k \frac{\delta_{1}}{\delta_{2}} \operatorname{ctg}\beta_{1} - (1-k)\operatorname{ctg}\beta_{02} + (1-k) \frac{r_{a}^{2}\omega}{r^{2}C_{2m}}. (9)$$

Для густых решеток радиально-осевых гидротурбин коэффициент прозрачности может быть принят равным нулю.

Для построения зависимости относительных потерь в отсасывающей трубе в функции режимных и геометрических параметров (последний член в формуле (3)), использована методика представления с помощью осредненных кинематических параметров коэффициентов потерь, изложенная в работе [1, 2].

В отсасывающей трубе учитываются циркуляционные потери, потери от осевого вихря и потери на расширение потока. Обозначения в формулах для расчета соответствующих видов потерь и кинематических характеристик потока соответствуют рис. 1.

Представим зависимости в безразмерном виде:

$$K_{h_i} = \frac{gh_i D^4}{Q_I^{/2}}.$$
 (10)

Для построения математической модели сопротивления отсасывающей трубы используем схему разделения потерь в гидротурбинах [2, 6]:

$$h_{\rm or} = h_{\rm p} + h_{\rm II} + h_{\rm OB},$$
 (11)

где  $h_{\rm p}$  – сумма внутренних потерь, на выходе и в колене;  $h_{\rm u}$  – циркуляционные потери;  $h_{\rm ob}$  – вихревые потери.



Рис. 1 – Характерные сечения проточной части

Анализ, проведенный в работе [7] показал, что составляющая потерь, обусловленная перераспределением меридиональных скоростей, изменяется с изменением режима работы незначительно по сравнению с циркуляционными потерями и потерями от осевого вихря. В дальнейшем величиной этой составляющей будем пренебрегать.

Осредненная величина суммарных внутренних потерь, на выходе и в колене определяется формулой:

$$h_{\rm p} = \frac{k}{2Qg} \int C_{3m}^3 dQ \,, \tag{12}$$

где  $C_{3m}$  – меридиональная составляющая скорости в сечении 3-3.

Используя уравнение расхода в форме (12), получим:

$$h_{\rm p} = -k \frac{\pi Q^2}{g D^3} \int_l r_3 \cos \delta (A(l) K_Q - B(l) D^3)^3 dl \qquad (13)$$

или для коэффициента потерь:

$$K_{hp} = -k\pi \int_{0}^{l} r_{2}^{'} \cos \delta(A^{'}(l)K_{Q} - B^{'}(l))^{3} dl^{'} .$$
 (14)

Величина k может быть принята равной k = 0,2-0,3.

Осредненная величина циркуляционных потерь за рабочим колесом в сечении 2-2 равна:

$$h_{\mu} = \frac{1}{Q} \int_{Q} \frac{C_{2\mu}^2}{2g} dQ \,. \tag{15}$$

Проекцию скорости *C*<sub>2*u*</sub> можно выразить через меридиональную скорость в соответствии с треугольником скоростей:

$$C_{2u} = C_{2m} ctg\alpha_2, \tag{16}$$

$$C_{2u} = \left[ A(l)\omega - B(l)Q \right] \operatorname{ctg}\alpha_2.$$
(17)

Относительный и абсолютный углы потока связаны по выражению:

$$\operatorname{ctga}_{2} = -\operatorname{ctg}\beta_{2} + \frac{\omega r_{2}}{A(l)\omega - B(l)Q} \,. \tag{18}$$

Тогда величина циркуляционных потерь будет равна:

$$h_{\rm u} = -\int \frac{(A(l)\omega - B(l)Q)^3}{2g} 2\pi r_2 \cos \gamma \times \\ \times \left(\frac{\omega r_2}{A(l)\omega - B(l)Q} - \operatorname{ctg}\beta_2\right)^2 dl.$$
(19)

(28)

Коэффициент циркуляционных потерь:

$$K_{h_{u}} = -\pi \int \left( A'(l) K_{Q} - B'(l) \right)^{3} r_{2} \cos \delta \times \\ \times \left( \frac{r_{2} K_{Q}}{A'(l) K_{Q} - B'(l)} - \operatorname{ctg} \beta_{2} \right)^{2} dl.$$
(20)

Потери от осевого вихря, возникающие в случае, когда закрутка потока на втулке  $(rC_u)_{2BT} \neq 0$ , могут быть найдены по формуле Топажа [8]:

$$h_{\rm ob} = \frac{\left(rC_u\right)_{2_{\rm BT}}^2}{2gR_3^2} \,. \tag{21}$$

Считая, что:

>

$$C_{2^{\mu}} = C_{2^{m}} \operatorname{ctg} \alpha_{2^{B}}, \qquad (22)$$

$$C_{2_{\rm UBT}} = \left[ A(l_{\rm BT}) \omega - B(l_{\rm BT}) Q \right] ctg \alpha_{2_{\rm BB}}, \qquad (23)$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_{2_{\mathrm{BB}}} = -\operatorname{ctg}\beta_{2_{\mathrm{BB}}} + \frac{\omega r_{2_{\mathrm{BB}}}}{A(l_{_{\mathrm{BT}}})\omega - B(l_{_{\mathrm{BT}}})Q} \,. \tag{24}$$

потери от осевого вихря можно приближенно рассчитать по формуле:

$$h_{\rm oB} = \left[ \left( A(l)K_{Q} - B(l)D^{3} \right) \frac{Qr_{\rm BT}}{D^{3}} \times \left( \frac{r_{2}K_{Q}}{A(l)K_{Q} - B(l)D^{3}} - \operatorname{ctg}\beta_{2\rm BT} \right) \frac{1}{\sqrt{2gR_{3}}} \right]^{2}.$$
(25)

Коэффициент потерь от осевого вихря:

$$K_{hoB} = \frac{r_{\rm BT}^2}{2R_3^2 D^2} \Big( A(l_{\rm BT}) K_Q - B(l_{\rm BT}) D^3 \Big)^2 \times$$

$$\times \left(\frac{r_{2_{\mathrm{BT}}}K_{\mathcal{Q}}}{A(l_{\mathrm{BT}})K_{\mathcal{Q}} - B(l_{\mathrm{BT}})D^{3}} - \operatorname{ctg}\beta_{2_{\mathrm{BT}}}\right)^{2}.$$
 (26)

Используемые здесь коэффициенты A(l) и B(l) являются сутью решения уравнения осесимметричного течения

$$\frac{dC_m}{dl} + M(l)C_m = N(l)$$
(27)

$$C_m = A(l)\omega - B(l)Q.$$

в виде:

Методика расчета коэффициентов рассмотрена в работе [2].

Модель сопротивлений в целом находится суммированием коэффициентов сопротивлений отдельных видов потерь в соответствии с формулами (14, 20, 26).

С помощью описанной математической модели можно производить расчеты максимального локального кавитационного коэффициента  $\sigma_{max}$  при различных значениях режимных и геометрических параметров уже на стадии выбора исходных геометрических параметров проточной части.

Результаты расчетов для рабочего колеса на напор 500 м приведены на рис. 2.

Значение величины  $\sigma$  дает возможность судить о начале кавитации, однако не позволяет найти величину критического кавитационного коэффициента  $\sigma_{kp}$ , определяемого, как правило, опытным путем.



Рис. 2 – Зависимость коэффициента кавитации  $\sigma$  от коэффициента расхода  $K_Q$  при:  $a - n = 0.8n_{\text{опт}}; \ \delta - n = n_{\text{опт}}; \ \delta - n = 1.2n_{\text{опт}}$ 

Несмотря на это проведение расчетной оценки представляется достаточно важной, так как позволяет произвести сравнительную оценку кавитационных качеств и отбор приемлемых вариантов на начальном этапе проектирования.

**Выводы:** 1. Полученные результаты позволяют судить о кавитационных качествах рабочего колеса на начальной стадии проектирования.

2. Расчетным путем представляется возможным провести сравнительный анализ кавитационных качеств различных рабочих колес.

#### Список литературы

- Колычев В. А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин : учебн. пособие / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский. – Х. : НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с.
- Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах : учебн. пособие / В. А. Колычев. – Л. : ИСМО, 1995.
- Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины / В. А. Колычев // Гидравлические машины. – 1992. – Вып. 26. – С. 3–19.
- Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток : пособие / Г. В. Викторов. – М. : Высшая школа, 1969.

- Климов А. И. Новый способ определения циркуляций потока в гидромашинах / А. И. Климов // Сб. научн. информ. по гидромашиностроению. – Вып. 8 (9). – М. : ВИГМ, 1959.
- Самойлович Г. С. Гидроаэромеханика : учебн. Г. С. Самойлович. – М. : Машиностроение, 1980.
- Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М.: Физ-мат. лит., 1962.
- Топаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г. И. Топаж. – Л. : Ленингр. Ун-т, 1989.

#### **References (transliterated)**

- 1. Kolychev, V. A., V. Je. Drankovskij and M. B. Marahovskij. Raschet gidrodinamicheskih harakteristik napravljajushhih apparatov gidroturbin. Kharkov: NTU «KhPI», 2002. Print.
- Kolychev, V. A. Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah. Leningrad: ISMO, 1995. Print.

- Kolychev, V. A. "Postroenie matematicheskoj modeli rabochego processa gidroturbiny." *Gidravlicheskie mashiny*. No. 26. 1992. 3– 19. Print.
- 4. Viktorov, G. V. *Gidrodinamicheskaja teorija reshetok*. Moscow: Vysshaya shkola,1969. Print.
- Klimov, A. I. "Novyj sposob opredelenija cirkuljacij potoka v gidromashinah." Sb. nauchn. inform. po gidromashinostroeniju. Moscow: VIGM, 1959. No. 8.9. Print.
- Samojlovich, G. S. *Gidroajeromehanika*. Moscow: Mashinostroenie, 1980. Print.
- 7. Stepanov, G. Ju. *Gidrodinamika reshetok turbomashin*. Moscow: Fiz-mat. lit., 1962. Print.
- Topazh, G. I. Raschet integral'nyh gidravlicheskih pokazatelej gidromashin. Leningrad: Leningr. Un-t, 1989. Print.

Поступила (received) 05.12.2016

### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оценка кавитационных качеств рабочего колеса высоконапорной гидротурбины на основе математической модели рабочего процесса в осредненных параметрах / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 66–69. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Оценка кавитационных качеств рабочего колеса высоконапорной гидротурбины на основе математической модели рабочего процесса в осредненных параметрах / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 66–69. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

**Evaluation of cavitation qualities of the impeller in the high-pressure turbine on the basis of mathematical model of working process in the averaged parameters** / **M. B. Marakhovsky, A. I. Gasiyk, M. M. Kuznechova** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 66–69. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Мараховський Михайло Борисович* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

*Мараховский Михаил Борисович* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

*Marakhovsky Mikhail Borisovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

*Гасюк Олександр Іванович* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

*Гасюк Александр Иванович* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

*Gasiyk Alexander Ivanovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

*Кузнєцова Марія Максимівна* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Інтегровані технології, процеси і апарати»; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta\_shu@ukr.net.

*Кузнецова Мария Максимовна* – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Интегрированные технологии, процессы и аппараты»; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta\_shu@ukr.net.

*Kuznechova Mariya Maximovna* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Chief Lecturer at the Department of "Integrated technologies, processes and equipment"; tel.: (050) 948-46-78; e-mail: marta\_shu@ukr.net.
### УДК 621.694:533.697.5

# Д. А. СЁМИН, А. С. РОГОВОЙ

### ВЛИЯНИЕ ТИПА И РАЗМЕРА РАСЧЕТНЫХ СЕТОК НА ТОЧНОСТЬ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЙ В ВИХРЕКАМЕРНЫХ НАГНЕТАТЕЛЯХ

На основі числового розрахунку течій у вихорокамерному нагнітачі за допомогою моделей URANS та DES зроблене дослідження впливу типу та розміру розрахункових сіток на точність розрахунку. Отримано, що погрішність розрахунку перестає змінюватися при числі елементів більше 6 млн. Для моделі DES це значення в два рази більше. При використанні детальної сітки доцільніше використати тетрагональну сітку.

Ключові слова: вихорокамерний нагнітач, погрішність розрахунку, верифікація, інтегральні параметри, розрахункова сітка.

На основе численного расчета течений в вихрекамерном нагнетателе с помощью моделей URANS и DES произведено исследование влияния типа и размера расчетных сеток на точность расчета. Получено, что погрешность расчета перестает меняться при числе элементов более 6 млн. Для модели DES это значение больше в два раза. При использовании детальной сетки целесообразней использовать тетрагональную сетку.

Ключевые слова: вихрекамерный нагнетатель, погрешность расчета, верификация, интегральные параметры, расчетная сетка.

On the basis of numerical calculation of fluid flow in vortex chamber supercharger by means of models URANS and DES research of grids type and size influence on accuracy of computation is made. It is received that the calculation error ceases to change at number of elements more than 6 million For DES method this value in 2 times is more. At flow modelling in vortex chamber supercharger with a detailed grid, owing to more difficult construction hexagonal grids, it is more expedient to use a tetragonal grid in the absence of special distinctions in an error. The estimation of errors is made by comparison with the integrated parameters of a flows received experimentally. As a result of comparison on kinematics parameters, such as distribution of pressure to a end cover of the vortex chamber is received that all considered models give about an identical error. **Keywords:** vortex chamber supercharger, calculation error, verification, integrated parameters, grid.

Введение. На сегодняшний день широкое распространение получили методы численного исследования различных течений жидкости и газа. Однако, несмотря на значительный рост мощности и производительности компьютерной техники, расчет турбулентных течений, остается одной из наиболее сложных проблем вычислительной гидроаэромеханики [1]. Хотя, в последние годы все большее применение находят методы прямого численного моделирования и метод моделирования вихрей, широкое крупных ИХ практическое применение при решении сложных залач гидроаэродинамики, сеголняшний лень на практически не из-за крайней возможно, вычислительной трудоемкости [2, 3]. Поэтому, при расчетах сложных течений, приходится использовать полуэмпирические методы, базирующиеся на осредненных по Рейнольдсу уравнениях Навье-Стокса. Полуэмпирических моделей И их модификаций существует достаточно много и, к сожалению, на сегодняшний день, нет универсальной модели такого типа. Кроме того существует пессимистическая оценка того, что подобная универсальная модель вряд ли будет создана [3]. Поэтому, при исследовании тех или иных пневмогидравлических устройств и применении пакетов прикладных программ вычислительной гидродинамики, в первую очередь, необходимо производить верификацию используемых моделей для подбора подходящей, с минимальными отклонениями экспериментальных данных, модели ОТ турбулентности.

Анализ последних исследований и публикаций. Во многих отраслях промышленности, условия работы таковы, что использование насосов и компрессоров лопастного и объемного типов

приводит к повышенным затратам на замену оборудования и остановку производства вследствие повышенного износа подвижных рабочих органов и уплотнений [4]. Кроме того, влияние вибрации, температуры, наличие абразивных частиц и химическая агрессивность жидкостей снижают коэффициент полезного действия и ухудшают рабочие характеристики нагнетателей, используемых в таких условия эксплуатации [5].

Уменьшить эксплуатационные расходы можно путем использования более надежных и долговечных нагнетателей. которыми являются нагнетатели. относящиеся к струйной технике: струйные насосы [6], вихревые эжекторы [7], вихрекамерные нагнетатели [8]. Струйные аппараты обладают высокими показателями надежности и долговечности вследствие отсутствия подвижных рабочих частей, широко используются в сложных условиях эксплуатации, но имеют достаточно низкие показатели энергоэффективности И КПД. не превышающие 30 % [9].

энергоэффективности Улучшить показатели можно, используя более совершенные способы передачи энергии в проектировании струйных устройств, которыми являются разработанные вихрекамерные нагнетатели [10]. Вследствие комбинирования в их работе не только передачи энергии посредством турбулентного обмена, но и действия центробежной силы, можно повысить показатели энергоэффективности, особенно при перекачивании сыпучих сред [11]. Эти нагнетатели относясь к струйной технике, обладают высокими показателями надежности и долговечности, благодаря отсутствию подвижных частей [12].

Первые упоминания о вихрекамерных нагнетателях появились в публикациях [13, 14], т. е.

© Д. А. Сёмин, А. С. Роговой, 2016

они еще не имеют широкого распространения в широкомасштабных промышленности И исследований, в числе И с помощью том практически вычислительных методов, не проводилось. Таким образом, актуальной становится задача подбора модели турбулентности для расчета течений в вихрекамерных нагнетателях (ВКН) для обеспечения минимальных погрешностей расчета и прогнозирования параметров течения.

Особенности рабочего процесса в ВКН, в первую очередь. связаны с гидродинамическими особенностями закрученных течений, такими как наличие вакуума на оси вращающегося потока и избыточного давления на периферии [15]. Следовательно, подбор модели турбулентности для расчета течений в ВКН требует от модели адекватного описания и прогнозирования эффектов закрученных течений [16]. На сегодняшний день, проведено много относительно выбора исследований моделей турбулентности для различных устройств, в которых присутствуют закрученные и ограниченные стенками циклоны [17], клапаны [18], потоки: вихревые вихревые трубы [19] и вихревые эжекторы [20]. В большинстве работ, посвященных описанию течений в вихревых устройствах авторы приходят к выводу, что наиболее подходящей с вычислительной точки зрения (т. е. по длительности расчета) и по критерию минимальности погрешности расчета является модель расчета на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса с использованием SST модели турбулентности, модифицированной для учета кривизны линий тока и вращения потока [21]. расчета Сравнение результатов течений в вихрекамерных нагнетателях с использованием различных моделей турбулентности И их модификаций на сегодняшний день не проводилось.

**Цель.** Целью работы является исследование влияния типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях.

Результаты исследований. Для верификации численных расчетов были произведены экспериментальные исследования вихрекамерного нагнетателя (рис. 1). Для их проведения была изготовлена прозрачная модель с диаметром вихревой камеры 60 мм (рис. 1, а). Численный эксперимент проводился путем решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, с помощью программного комплекса OpenFoam [22].

На сегодняшний день существует достаточно большое количество программных вычислительных проведения комплексов лля CFD расчетов, включающих в себя большое количество различных турбулентности, авторы моделей однако публикаций [16, 21, 23] приходят к выводу, что одной из наилучших по вычислительным затратам и погрешностям расчета моделью турбулентности является модифицированная двухслойная « $k - \omega$ » турбулентности переноса модель сдвигающих напряжений Ментера (SST модель [24]), учитывающая особенности течения около твёрдых стенок и во внешнем потоке.







В то же время, применение прямого моделирования турбулентности (DNS) И моделирования больших вихрей (LES), а также гибридных моделей может приводить к более точным решениям [18], однако сопряжено с трудно

Bulletin of NTU "KhPI". № 41 (1213)

преодолимыми вычислительными затратами сейчас и в ближайшей перспективе [25].

В данной работе было произведена верификация течений в вихрекамерных нагнетателях на основе сравнения модели турбулентности SST и ее модификаций с гибридной моделью DES. Согласно исследованиям [17, 21, 23] SST многим молель турбулентности обладает оптимальным соотношением точности расчета к произволительности вычислительной системы, но точность расчета для закрученных потоков этой модели не высока. Поэтому для уменьшения погрешности CFD вычислений в вихревых аппаратах следует применять SST модель турбулентности с поправкой на кривизну линий тока и вращение потока, что практически не влияет на время расчета, но улучшает точность прогнозирования картины течения. С другой стороны, гибридная модель DES, дает возможность получить более точный результат [26], но более требовательна к объему сетки, применяемой для расчета, что приводит к более высоким требованиям к производительности вычислительной системы и времени на расчет.

Система уравнений SST модели выглядит следующим образом [24]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta * \rho k \omega; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial \omega}{\partial t} \right) =$$

$$\frac{\partial (\rho \omega_j)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + Cd_{\omega} + \alpha \frac{\rho}{\mu_e} P_k,$$
(2)

где *р* – плотность;

*k* – кинетическая энергия турбулентных пульсаций;

*x<sub>j</sub>* – декартовы координаты;

*u<sub>j</sub>* – проекции скорости в декартовой системе координат;

 $\mu_{ef} = \mu + \mu_t - эффективная вязкость;$ 

μ<sub>t</sub> – турбулентная вязкость;

μ – молекулярная вязкость;

ω – удельная диссипация;

 $P_k$  – генерационный член;

*Сd*<sub>w</sub> – перекрестный член.

Константы и описание уравнений (1)–(2) можно найти в работах [21].

Поправка на кривизну линий тока и вращение потока в SST-модели турбулентности реализуется путем умножения генерационного члена в уравнениях (1)–(2) на функцию [21]:

$$f_{r1} = \max\{\min(f_{rotation}, 1.25), 0.0\},$$
(3)

$$f_{rotation} = (1 + c_{r1}) \frac{2r^{*}}{1 + r^{*}} [1 - c_{r3} \tan^{-1}(c_{r2}\tilde{r})] - c_{r1}.$$
(4)

Константы  $c_{r1}, c_{r2}, c_{r3}$  равны 1, 2 и 1 соответственно [21].  $r^*$  и  $\tilde{r}$  вычисляются следующим образом:

$$r^* = \frac{S}{\Omega},$$

$$\widetilde{r} = 2\Omega_{ik}S_{ik}\left[\frac{DS_{ij}}{Dt} + \left(\varepsilon_{imn}S_{jn} + \varepsilon_{jmn}S_{in}\right)\Omega_m^{rot}\right]\frac{1}{\Omega D^3}.$$
 (5)

Тензор скоростей деформаций:

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

Тензор завихренности -

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_{ji}} \right) + 2\varepsilon_{mji} \Omega_m^{rot} \right),$$

где  $\varepsilon_{mii}$  – тензор Леви-Чивиты.

ſ

$$S^{2} = 2S_{ij}S_{ij}; \ \Omega^{2} = 2\Omega_{ij}\Omega_{ij}; \ D^{2} = \max\left(S^{2}, \ 0.09\omega^{2}\right).$$

Метод DES сочетает подходы RANS и LES (метод, в котором разрешаются крупномасштабные турбулентные вихри). В областях потока, где размер вычислительной сетки  $\Delta$  достаточен для разрешения энергонесущих вихрей, т. е. при  $\Delta < L_{SST}^{RANS} = k^{3/2} / (\beta * \omega)$  применяется метод LES, а в остальной области - RANS. В данной работе рассматривался метод моделирования DES на основе SST модели турбулентности. Математическая модель метода базируется на записи уравнения переноса кинетической энергии турбулентности c использованием линейного масштаба турбулентности в следующем виде [3, 27]:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho k^{3/2} / l_{DES}^{SST}; (6)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 +$$
(2)

$$+Cd_{\omega}+\alpha\frac{\rho}{\mu_{t}}P_{k},$$

$$l_{RANS}^{SST} = \min \{ l_{RANS}^{SST}, C_{DES}^{SST} \Delta \};$$
(8)

$$\sum_{RANS}^{VSM} = k^{1/2} / (\beta * \omega); \qquad (9)$$

$$C_{DES}^{SST} = 0,78F_1 + 0,61(1 - F_1).$$
(10)

Константы и описание уравнений (6)–(10) можно найти в работах [3, 27].

Сетка состояла из 22 млн. элементов для расчета вихревого аппарата с радиальным диффузором и 9 млн. элементов для расчета вихревого аппарата без радиального диффузора, и была построена таким образом, чтобы обеспечить параметр  $Y^+ < 2$ . Большее число элементов для аппарата с диффузором обусловлено уменьшением размера элементов в диффузоре вследствие малой ширины канала.

При моделировании течения в устройстве в качестве рабочей среды принимался воздух. Во многих задачах транспортирования потоков жидкостей, газов и сыпучих сред с помощью струйной макротехники рабочие давления и скорости таковы, что с достаточной точностью, течения в них можно считать несжимаемыми [8, 12]. Кроме того, на основе предыдущих работ было получено, что использование модели сжимаемой жидкости не рационально, вследствие отсутствия большей точности в расчетах, но увеличения времени расчета.

Были приняты следующие граничные условия: на всех границах расчетной области приняты «жесткие» граничные условия: на твердой стенке – условие прилипания жидкости  $\overline{V}\Big|_{b} = 0$ , во входном сечении канала питания задавалось значение давления торможения  $p\Big|_{b} = p_{s}$ , в выходных каналах – равенство нулю давления  $p\Big|_{b} = 0$ .

Учет особенностей распределения давления по радиусу струи в закрученных течениях потребовал при задании граничных условий осевых выходов и входов вихревой камеры увеличения расчетной области, где были заданы граничные условия выхода. На новой границе давление практически равно нулю и не изменяется по радиусу [8, 12].

Исследование течения с использованием разных моделей турбулентности производилось лля вихрекамерного нагнетателя в двух рабочих точках характеристики: с открытым выходным каналом и закрытым. Если выходной канал закрыт, то расход на выходе из устройства равен нулю, что приводит к рабочей точке, течение в которой сопровождается наибольшей закруткой потока в вихревой камере. Рабочую точку без потока на выходе из устройства можно назвать холостым ходом вихрекамерного нагнетателя. Наличие или отсутствие потока в тангенциальном канале выхода из устройства, и разные степени закрутки потока в камере, связанные с этим, могут приводить к тому, что на большей части характеристики ВКН лучше использовать одну модель турбулентности, а в остальной части характеристики другую. Этим объясняется проведение численных расчетов для двух характерных режимов течения в устройстве в зависимости от степени закрутки потока.

Вследствие существенной нестационарности течения и прецессии вихревого ядра в камере, кинематические характеристики течения в устройстве меняют свои значения, поэтому измерить их и произвести верификацию по ним достаточно сложно. В первом приближении, верификация была проведена интегральным параметрам, а также по кинематическим, путем сравнения величины статического давления на верхней торцевой крышке устройства.

Для оценки влияния типа сетки на точность расчета были построены сетки на основе гексаэдров и тетраэдров (рис. 2).

На рис. 3 приведены погрешности расчета расхода, всасываемого в вихрекамерный нагнетатель для разных моделей турбулентности и разных режимов работы. На рисунке применены следующие обозначения: соагse NCF – расчет несжимаемой жидкости на грубой сетке, соагse CF – сжимаемая жидкость на грубой сетке, NCF – несжимаемая жидкость, NCF–CC – несжимаемая жидкость с учетом поправки на кривизну линий тока и вращение потока, CF – сжимаемая жидкость с учетом поправки на кривизну линий тока и вращение потока, и вращение потока.





Рис. 2 – Сетка в разрезе ВКН с радиальным диффузором в осевом канале:

а – на основе тетраэдров; б – на основе гексаэдров



Рис. 3 – Погрешности результатов расчетов объемного расхода, всасываемого в ВКН: *a* – с закрытым выходным каналом; *б* – в нормальном режиме работы

Как видно из рис. 3 наименьшую погрешность имеют модели расчета на основе коррекции кривизны линий тока и вращения потока, причем в нормальном режиме работы погрешности возрастают и достигают 17 %. Увеличение погрешности связано с усложнением течения вблизи оси ВКН в нормальном режиме работы из-за нарушения симметричности течения вследствие возникновения расхода выхода из устройства, что проявляется довольно сильным изгибом оси вихревого ядра, вращающегося в камере.

В результате сравнения по кинематическим параметрам, таким как распределение давления на торцевой крышке вихревой камеры получено, что все рассматриваемые модели дают примерно одинаковую погрешность (рис. 4). Необходимо отметить, что DES модель предсказывает практически правильные, на 20 % большие, чем модель SST, значения вакуума на оси в горле осевого диффузора на входе в вихревую камеру. С помощью DES модели можно более адекватно описать вихревые структуры вблизи оси вихревой камеры, а также прецессию вихревого ядра, что не позволяет сделать SST модель турбулентности.



Рис. 4 – Распределение давления вдоль радиуса вихревой камеры аппарата с радиальным диффузором

При сравнении использовались экспериментальные данные, полученные в работе [28] для вихревых клапанов. Вихрекамерные нагнетатели с закрытым выходным каналом имеют сходную с клапанами гидродинамику течения, поэтому корректно производить подобное сравнение по распределению давления в вихревой камере при одинаковых геометрических размерах вихревой камеры и каналов входа и выхода.

На рис. 5 приведены поля осевых скоростей в вихрекамерном нагнетателе при его нормальном режиме работы. Применение DES мало меняет картину течения в устройстве. Можно видеть несколько большие скорости в горле в осевом диффузоре при расчете SST модели, с чем связана меньшая погрешность расчета расхода, всасываемого устройство. Разница в расходах возникает в вследствие разной величины вакуума, возникающей на оси аппарата (рис. 4). Наблюдается качественное совпадение расчетной картины течения в устройстве и течения в экспериментальной модели. Вторичное течение в дренажном канале хорошо согласуется с данными экспериментальных И теоретических исследований вихревых клапанов камер и нагнетателей, кроме того, большее приближение к течения экспериментальным картинам имеют расчета с использованием гибридной результаты модели турбулентности DES. При расчете течения с помощью метода DES можно видеть более отчетливое проявление вторичного течения вблизи оси вихревой камеры и большую длину течения, доходящего практически до верхней торцевой стенки вихревой камеры.



Рис. 5 – Распределение осевых скоростей в ВКН

На рис. 6 приведены результаты сравнения погрешности вычисления объемного расхода всасывания в вихрекамерный нагнетатель.



Рис. 6 – Погрешность вычисления расхода всасывания в ВКН при использовании разных моделей

Как видно из рис. 6, погрешности вычисления расхода всасывания в ВКН уменьшаются с ростом числа узлов расчетной сетки практически для всех использованных моделей расчета (SST модель сжимаемой и несжимаемой жидкости, с учетом и без поправки на кривизну линий тока). Для метода DES. как известно, число элементов должно быть несколько больше. Из рисунка видно, что использование DES требует расчетной сетки порядка 15-25 млн. ячеек для уменьшения ее влияния на точность расчета. Согласно рекомендациям, изложенным в работах [26, 27] сетка должна измельчаться в зонах возможного отрыва течения от твердых стенок. Заранее не всегда легко спрогнозировать наличие и локализацию таких зон. После предварительных расчетов на мелких сетках возможно более точная оценка зон отрыва и уменьшение объема областей измельчения сеток с последующим уменьшением числа элементов сетки с сохранением точности расчета.

При использовании RANS, начиная примерно с 6–7 млн. элементов точность расчета перестает меняться, что говорит о том, что при таком количестве

элементов расчетной сетки точность расчета уже от размера сетки практически не зависит. В статье не приведены графики зависимости точности расчета других интегральных параметров течения в ВКН вследствие их схожести с рис. 6. Т. е., по другим интегральным параметрам так же при увеличении числа элементов более 6 млн., точность расчета уже практически не меняется.

На рис. 7 приведено влияние типа расчетной сетки. График построен на основе отношения погрешностей расчета расхода всасывания в ВКН при использовании сеток, построенных с помощью гексаи тетраэлементов. На графике использовано следующее обозначение: соагse – грубая сетка с числом элементов порядка 1–2 млн.; средняя сетка – число элементов 6–8 млн.; fine – мелкая сетка с числом элементов 15–25 млн.



Рис. 7 – Отношение погрешности расчета расхода всасывания в ВКН, вычисленной при использовании тетрагональной сетки к погрешности использования гексагональной сетки

Как следует из рис. 7, при увеличении числа элементов более 6 млн., тип сетки уже не оказывает влияние на точность расчета. Таким образом, если моделируется течение в ВКН с детальной сеткой с числом элементов, превышающем 6 млн. элементов, вследствие более сложного построения гексагональной сетки, целесообразней использовать тетрагональную сетку особенно в условиях часто меняющейся геометрии связанной с оптимизацией геометрических параметров вихрекамерных нагнетателей.

Было получено, что влияние размера и типа сетки проявляется одинаково практически на всех режимах работы вихрекамерных нагнетателей. В том числе режимы с высокой степенью закрутки потока и с низкой.

Выводы. В работе произведено исследование влияния типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях. Сравнение точности расчетов произведено на основе верификации моделей течения, основанных на численном решении уравнений Рейнольдса с помощью специализированных программных комплексов. Сравнение произведено путем сравнения с интегральными параметрами, такими как расходы и

давления в каналах устройства, полученными экспериментальным путем.

1. При числе элементов сетки более 6–7 млн. точность расчета перестает меняться, и при исследованиях течений в ВКН с помощью SST модели турбулентности достаточно строить сетку с числом элементов, превышающим 6 млн.

2. При моделировании течения в ВКН с детальной сеткой и числом элементов, превышающем 6 млн., вследствие более сложного построения гексагональной сетки, целесообразней использовать тетрагональную сетку особенно в условиях часто меняющейся геометрии, связанной с оптимизацией геометрических параметров вихрекамерных нагнетателей.

#### Список литературы

- Приходько А. А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и тепломассообмене / А. А. Приходько. – К. : Наукова думка, 2003.
- Солодов В. Г. Моделирование турбулентных течений. Расчет больших вихрей / В. Г. Солодов. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – 167 с.
- Гарбарук А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений : учебн. пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур – СПб : Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
- Syomin D. Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums. / D. Syomin, V. Pavljuchenko, Y. Maltsev [et al.]. // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. – Lublin : TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – 2010. № 10. – P. 440–445.
- Баранов Ю. Д. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий // Ю. Д. Баранов, Б. А. Блюсс, Е. В. Семененко [и др.]. – Днепропетровск : «Новая идеология», 2006. – 416 с.
- Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
- Суслов А. Д. Вихревые аппараты / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
- Syomin D. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps / D. Syomin, A. Rogovyi // Procedia Engineering, – 2012. – Vol. 39. – Р. 231–237. – Режим доступа : http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029.
- Роговой А. С. Энергетическая эффективность пневмотранспортних установок / А. С. Роговой // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Сєвєродонецьк : Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2016. – № 1 (225). – С. 189–196.
- Syomin D. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber / D. Syomin, A. Rogovoy // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. – Lublin : TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – 2010. – № 19. – P. 232–240.
- Сёмин Д. А. Экспериментальные исследования характеристик струйно-вихревого насоса / Д. А. Сёмин, А. С. Роговой // Вісник СумДУ. – 2005. – 12 (84). – С. 64–70.
- Роговий А. С. Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / Андрій Сергійович Роговий ; Східноукраїнський національний ун-т ім. В. Даля. – Луганськ, 2007. – 193 с.
- 13. Beck Jeffrey L. Vortex injection method and apparatus / Jeffrey L. Beck // Патент США № 4449862 : 1980.
- 14. Сьомін Д. О. Струминний насос / Д. О. Сьомін, А. С. Роговий // Деклараційний патент на корисну модель 9805 : МПК B65G53/30 : № u200503142 ; заявл. 05.04.2005 ; опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10. – 3 с.
- 15. Сьомін Д. О. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д. О. Сьомін, А. С. Роговий // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. : Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2015. – № 3 (1112) – С. 130–136.

- 16. Shur M. L. Turbulence modeling in rotating and curved channels : assessing the Spalart-Shur correction / M. L. Shur, M. K. Strelets, A. K. Travin [et al.]. // AIAA journal. – 2000. – Vol. 38, № 5. – P. 784–792.
- Alahmadi Y. H. Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator / Y. H. Alahmadi, A. F. Nowakowski // Chemical Engineering Science. – 2016. – Vol. 147. – P. 150–165.
- Yin J. Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode / J. Yin, L. Jiao, L. Wang // Nuclear Engineering and Design. – 2010. – Vol. 240, № 5. – P. 970–974.
- Thakare H. R. Computational analysis of energy separation in counter-flow vortex tube / H. R. Thakare, A. D. Parekh // Energy. – 2015. – Vol. 85. – P. 62–77.
- 20. Иванов Р. И. Повышение эффективности процесса смесеобразования в горелочных устройствах с использованием особенностей течения в вихревом прямоточном эжекторе : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.04.14 / Радион Игоревич Иванов ; Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева. – Рыбинск, 2012. – 20 с.
- Smirnov P. E. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term / P. E. Smirnov, F. R. Menter // Journal of Turbomachinery. – 2009. – Vol. 131, № 4. – P. 041010.
- Jasak H. OpenFOAM : open source CFD in research and industry / H. Jasak // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. – 2009. – 1 (2). – P. 89–94.
- 23. Stephens D. W. Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone / D. W. Stephens, K. Mohanarangam // Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal. 2010. Vol. 10, № 5-6. P. 366–373.
- Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal – 1994. – Vol. 32, № 8. – P. 1598–1605.
- 25. Солодов В. Г. Современное состояние проблемы моделирования крупномасштабной турбулентности / В. Г. Солодов // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. : Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20 (1192). – С. 108–115.
- 26. *Menter F. R.* Development and application of a zonal DES turbulence model for CFX-5 / *F. R. Menter, M. Kuntz* // Ansys CFX-Validation Report. 2003. Technical Report № CFX-VAL17/0503.
- Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows / M. Strelets // AIAA, Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 39th. – Reno, NV, 2001.
- 28. Сёмин Д. А. Разработка и совершенствование характеристик крупномасштабных вихревых клапанов : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.13 / Дмитрий Александрович Сёмин ; Луганский машиностроительный ин-т. – Луганск, 1992. – 203 с.

#### **References (transliterated)**

- 1. Prikhod'ko, A. A. Komp'yuternye tekhnologii v aerogidrodinamike i teplomassoobmene. Kiev: Naukova dumka, 2003. Print.
- 2. Solodov, V. G. Modelirovanie turbulentnyh techenij. Raschet bol'shih vihrej. Kharkov: HNADU, 2011. Print.
- Garbaruk, A. V., M. H. Strelec and M. L. Shur. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetah slozhnyh techenij*. Saint Petersburg: Politehn. University, 2012. Print.
- Syomin, D., et al. "Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums." *Commission of motorization and power industry in agriculture*. No. 10. Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln., 2010. 440–445. Print.
- 5. Baranov, Yu. D., et al. *Obosnovanie parametrov i rezhimov raboty* sistem gidrotransporta gornykh predpriyatii. Dnepropetrovsk: Novaya ideologiya, 2006. Print.
- Sokolov, E. Ja., and N. M. Zinger. *Strujnye apparaty*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1989. Print.
- Suslov, A. D., et al. *Vihrevye apparaty*. Moscow: Mashinostroenie, 1985. Print.
- 8. Syomin, D., and A. Rogovyi. "Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps." *Procedia*

*Engineering.* Vol. 39. 2012. 231–237. Web. 05 November 2015 <a href="http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029">http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029</a>>.

- Rogovoy, A. S. "Energeticheskaya effektivnost" pnevmotransportnikh ustanovok." Visnyk SNU im. V. Dalya. No. 1 (225). Sieverodonets'k: Skhidnoukr. nats. un-t im. V. Dalya, 2016. 189–196. Print.
- Syomin, D., and A. Rogovoy. "Power characteristics of superchargers with vortex work chamber." *Commission of motorization and power industry in agriculture*. No. 19. Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln., 2010. 232–240. Print.
- Syomin, D. O., and A. S. Rogovoy. "Experimental investigations of the characteristics of vortex-fluid pumps." *Visnik SumDU*. No. 12 (84). 2005. 64–70. Print.
- 12. Rogovyi, A. S. Udoskonalyuvannya enerhetychnykh kharakterystyk strumynnykh nahnitachiv. Dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tekhn. nauk. Luhansk, 2007. Print.
- Beck, Jeffrey L. Vortex injection method and apparatus. Patent USA No. 4449862. 1980. Print.
- Syomin, D. O., and A. S. Rogovyi. *Strumynnyy nasos*. Patent Ukraine No. u200503142 (MIIK B65G53/30). 17 October 2005. Print.
- 15. Syomin, D. O., and A. S. Rogovyi. "Vplyv umov vkhodu seredovyshcha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhrekamernykh nasosiv." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. No. 3 (1112). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 130–136. Print.
- Shur, M. L., et al. "Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart-Shur correction." *AIAA journal* 38. 5 (2000): 784–792. Print.
- Alahmadi, Y. H., and A. F. Nowakowski. "Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator." *Chemical Engineering Science* 147 (2016): 150–165. Print.
- Yin, J., L. Jiao and L. Wang. "Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode." *Nuclear Engineering and Design* 240.5 (2016): 970–974. Print.
- Thakare, H. R., and A. D. Parekh. "Computational analysis of energy separation in counter-flow vortex tube." *Energy* 85 (2015): 62–77. Print.
- 20. Ivanov, R. I. Povyshenie jeffektivnosti processa smeseobrazovanija v gorelochnyh ustrojstvah s ispol'zovaniem osobennostej techenija v vihrevom prjamotochnom jezhektore. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tekhn. nauk. Rybinsk, 2012. Print.
- Smirnov, P. E., and F. R. Menter. "Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart– Shur correction term." *Journal of Turbomachinery* 131.4 (2009): 041010. Print.
- Jasak, H. "OpenFOAM: open source CFD in research and industry." International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering 1.2 (2009): 89–94. Print.
- Stephens, D. W., and K. Mohanarangam. "Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone." *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal* 10.5-6 (2010): 366–373. Print.
- Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications." *AIAA Journal* 32.8 (1994): 1598–1605. Print.
- Solodov, V. G. "Sovremennoe sostoyanie problemy modelirovaniya krupnomas-shtabnoi turbulentnosti." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. No. 20 (1192). Kharkiv: NTU "HPI", 2016. 108–115. Print.
- Menter, F. R., and M. Kuntz. "Development and application of a zonal DES turbulence model for CFX-5." *Ansys CFX-Validation Report.* Technical Report No. CFX-VAL17/0503. 2003. Print.
- Strelets, M. "Detached eddy simulation of massively separated flows." *AIAA, Aerospace Sciences Meeting and Exhibit.* 39-th. Reno, NV, 2001. Print.
- 28. Syomin, D. A. Razrabotka i sovershenstvovanie harakteristik krupnomasshtabnyh vihrevyh klapanov. Dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tekhn. nauk. Luhansk, 1992. Print.

Поступила (received) 15.11.2016

### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях / Д. А. Сёмин, А. С. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 70–77. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2411-3441.

Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях / Д. А. Сёмин, А. С. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 70–77. – Библиогр.: 28 назв. – ISSN 2411-3441.

Influence of grids type and size on accuracy of fluid flow computation in vortex chamber superchargers / D. A. Syomin, A. S. Rogovoy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 70–77. – Bibliogr.: 28. – ISSN 2411-3441.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Сьомін Дмитро Олександрович* – доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри «Гідрогазодинаміка», м. Сєвєродонецьк; тел.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

*Сёмин Дмитрий Александрович* – доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, профессор кафедры «Гидрогазодинамика», г. Северодонецк; тел.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

*Syomin Dmitry Oleksandrovych* – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Volodymyr Dahl East-Ukraine National University, Professor at the Department of Fluid Dynamics, tel.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

*Роговий Андрій Сергійович* – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільнодорожній університет, доцент кафедри «Теоретична механіка і гідравліка»; тел.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.

*Роговой Андрей Сергеевич* – кандидат технических наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры «Теоретическая механика и гидравлика»; тел.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.

**Rogovyi Andrii Serhiyovych** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of Theoretical Mechanics and Hydraulics; tel.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net. APPLIED RESEARCH

# ПРИКЛАДНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

## УДК 621.224

### К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО

### ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ТИПА ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ ПРИ ЕЕ **ПРОЕКТИРОВАНИИ**

Беручи до уваги значне накладення робочих діапазонів радіально-осьових і ковшових гідротурбін (200-800 м), для конкретних проектів, потребується проведення комплексної оцінки обґрунтування вибору типу високонапірної гідротурбіни. У даній статті описані відносні переваги агрегатів кожного типу для різних умов і робочих режимів. Крім гідравлічних параметрів, економічного обгрунтування і довговічності роботи наводиться чутливість гідротурбін до піщаної ерозії.

Ключові слова: ККД, ГЕС, гідротурбіна, радіально-осьова турбіна, ковшова турбіна, робоче колесо, напір.

Принимая во внимание значительное наложение рабочих диапазонов радиально-осевых и ковшовых гидротурбин (200-800 м), для конкретных проектов, требуется проведение комплексной оценки обоснования выбора типа высоконапорной гидротурбины. В данной статье описаны относительные преимущества агрегатов каждого типа для различных условий и рабочих режимов. Помимо гидравлических параметров, экономического обоснования и долговечности работы приводится чувствительность гидротурбин к песчаной эрозии.

Ключевые слова: КПД, ГЭС, гидротурбина, радиально-осевая турбина, ковшовая турбина, рабочее колесо, напор.

Considered the comparison of energy performance and economic feasibility of high-head Francis and Pelton hydroturbine. Having regard to considerable imposition of working ranges of Francis and Pelton hydroturbines (200-800 m.), for concrete projects, realization of complex estimation of ground of type selection of high-head hydroturbine is required. In this article, comparative advantages of aggregates of every type are described for different terms and operating conditions. In addition to the hydraulic parameters, economic feasibility and durability of hydraulic turbines is sensitive to abrasion wear (sand erosion). It is proposed to extend the life with normal operation of runners used modern coatings by the spraying method. Keywords: efficiency, HPP, hydroturbine, Francis turbine, Pelton turbine, runners, head.

Введение. В диапазоне напоров от 200-т до 800-т метров могут использоваться, как активные, так реактивные гидротурбины  $(\Gamma T)$ [1-3]. ΓΤ. преобразующие гидравлическую энергию в механическую в основном за счет потенциальной энергии потока, относятся к классу реактивных (напорноструйных). В данных ГТ давление воды в потоке на входе в рабочее колесо (РК) больше, чем на выходе из него. ГТ, преобразующие гидравлическую энергию в механическую за счет кинетической энергии потока, относятся к классу активных (свободноструйных). В этих ГТ давление в потоке на входе и выходе из РК одинаково и равно, как правило, атмосферному давлению. В данной статье будут рассматриваться активные – ковшовые (К) и реактивные – радиально-осевые (РО) ГТ [4]. На рис. 1 и рис. 2 приведены компоновки агрегатов К и РО ГТ. несколько B табл 1 приведены типов высоконапорных ГЭС с К и РО ГТ.

Таблица 1 –	Примеры	различных l	ГЭС с	РО	иК	ГΤ
-------------	---------	-------------	-------	----	----	----

ГЭС	Тип турбины	Напор (м)	Мощность (МВт)	Частота вращения
Uri	PO	222,5	1220	333
Kalinadi	PO	347	135	375
Nathpa Jhakri	РО	433	250	300
Qiaoqi	PO	550	82,1	600
Karahnjukar	PO	600	133,6	600
Мак Вэлли	К	203	31,5	240
Сан- Агагон	К	383	174,3	225
Aliyar	К	411,48	60	333
Dafa	К	514	123	300
Jinwo	К	620	143,6	375

Помимо гидравлических параметров, экономического обоснования и долговечности работы, на выбор во многом влияют такие факторы, как, например, чувствительность к песчаной эрозии.

За последние 30 лет произошел большой скачок в развитии технологий изготовлений как РО, так и К ГТ, поэтому выбор типа высоконапорной ГТ И необходимо проводить с учетом современных условий.



Рис. 1 – Компоновка агрегата К ГТ



Рис. 2 – Компоновка агрегата РО ГТ

**РО ГТ.** Современные конструкции целиком основываются на усовершенствованном численном моделировании, с применением пакетов прикладных программ вычислительной гидродинамики (CFD), а также с помощью структурного анализа (FEM), как в статике, так и в динамике [5].

Вибрации при неполной нагрузке, кавитация и затрудненный доступ к покрытиям РК в отношении агрегатов с высоконапорными РО ГТ, в результате применения современных методов проектирования, уже не так актуальны.

**К**ГТ. Их конструкции все больше основываются на численном моделировании, но основной технологический скачок произошел после перехода от литых РК к кованым и, частично, сварным [6]. При современных технологиях изготовления РК для многосопловых К ГТ высокий риск образования трещин вследствие дефектов литья отсутствует, т. к. литье в последнее время не используется.

За прошедшие 15 лет существенно возросло понимание явления песчаной эрозии и применения современных покрытий для борьбы с ней [7]. Существенный скачок произошел после перехода от плазменного напыления керамики на основе оксидов к высокоскоростному газопламенному покрытию (HVOF) металлокерамикой на карбидной основе [8].

В табл. 2. приведено сравнение РО и К ГТ по разным критериям.

Таблина 2	2 – ŀ	Сритерии	сравнения	РОи	ΓГ Ж
1 uominu 2		ephiephin	epublicinin	101	

Критерии сравнения	РО	К	
1) Энергетические	Высокий максимальный КПД (примерно на	Довольно пологая кривая КПД, высокий	
характеристики	3 % выше, чем у К ГТ)	КПД при частичной нагрузке	
2) Первоначальные	Расходы на турбину (см. рис. 4);	Преимущество для агрегатов небольших	
капиталовложения	расходы на генератор меньше;	размеров и большого напора;	
	машзал: меньше, но подземный;	машзал: больше, но возможен надземный	
	напорный трубопровод:	вариант;	
	более высокое максимальное давление	аварийные ситуации:	
		дефлекторный режим уменьшает	
		гидравлический удар	
3) Проблемы при	Высокий уровень вибрации и кавитации при	Серьезных проблем нет;	
эксплуатации	частичной нагрузке (в допустимых пределах	аэрация камеры;	
	для современных конструкций);	осевое давление отсутствует	
	аэрация отсасывающей трубы;		
	изменяемое осевое давление		
4) Чувствительность к	Многие детали подвержены абразивному	Абразивному износу подвержены только	
абразивному износу	износу;	некоторые части;	
	сложно наносить покрытие на РК;	легкий доступ для нанесения покрытия;	
	длительный простой для ремонта;	кратковременный простой для ремонта;	
	существенное падение КПД	небольшое падение КПД	
5) Срок службы	Относительно высокий, особенно в случае	Высокий, благодаря применению	
	отсутствия песчаной эрозией	технологии кованых РК и использованию	
		современных покрытий	

**1. Энергетические характеристики.** На рис. 3 показано сравнение КПД при постоянном напоре для РО и К ГТ:

 – РО ГТ имеют преимущество при небольших изменениях расхода, больших водохранилищах, работе в пиковом режиме и в случаях, когда в машзале работает много агрегатов;

– агрегаты, снабженные К ГТ, имеют преимущество при существенных изменениях

расхода, небольших водохранилищах (русловые ГЭС) и в случаях, когда в машзале установлено небольшое количество агрегатов.

Кроме того, следует отметить, что потери напора в К ГТ выше, чем в РО. Для К ГТ теряется промежуток между осевой линией РК и уровнем нижнего бьефа ( $\approx 2,5$  м), а для РО ГТ теряется только кинетическая энергия на выходе отсасывающей трубы ( $\approx 0,5$  м). Разница в напоре ( $\approx 2$  м) составляет уже

Bulletin of NTU "KhPI". № 41 (1213)

разницу суммарного КПД станции в 1 % при напоре 200 м.

В среднем КПД у РО ГТ более чем на 3 % выше, чем у К ГТ, даже в отношении средневзвешенного КПД [3].

Некоторые ГЭС большую часть времени работают с очень маленькой нагрузкой, но обладают

способностью быстро и на большую величину повышать свою мощность (добавляя энергию в неустойчивую энергосистему). В таких случаях высокие показатели КПД агрегатов, снабженных К ГТ, при частичных нагрузках могут дать большую экономию.



Расход/Мощность

Рис. 3 – Сравнение КПД при постоянном напоре

2. Первоначальные капиталовложения. Обычно при определении гидравлической компоновки ГТ акцент делается на КПД и затраты, что, естественно, приводит к повышению частоты вращения и уменьшению диаметра РК.

Затраты на строительство ГТ зависят от конкретной конструкции и принципов изготовления / выбора поставщиков.

На рис. 4 представлена оценка относительных затрат для РО и К ГТ:

 – граница между предпочтительными диапазонами РО и К ГТ увеличивается с напором и мощностью;

– для напоров около 500 м РО ГТ выходят дешевле для больших агрегатов, тогда как К ГТ выходят дешевле для меньших агрегатов.

Расходы на генератор, как правило, меньше для РО ГТ, так как типичное соотношение *n*PO/*n*K (частота вращения РО ГТ / частота вращения К ГТ) равно, примерно, двум. Однако, преимущества РО ГТ сходят на нет при очень низкой удельной частоте вращения.

Разгонная скорость при использовании агрегата с К ГТ находится в пределах нормального диапазона, но она довольно сильно повышается при использовании РО ГТ.

Машзалы для РО ГТ значительно меньше, чем для агрегатов с К ГТ, но они должны строиться под землей со значительным заглублением ниже уровня воды нижнего бьефа. Агрегаты с К ГТ требуют машзала больших размеров, но они выполняются в наземном исполнении.



Рис. 4 – Сравнение относительных расходов на РО и К ГТ

Для сброса нагрузки агрегаты с К ГТ имеют существенное преимущество, которое заключается в том, что поток можно отвести от РК с помощью отражательных заслонок, что позволяет иглам медленно закрываться с постепенным увеличением давления напорном трубопроводе. в Для PO ГΤ высоконапорных время закрытия направляющих лопаток и разгонные характеристики обычно бывают такими. что происходит довольно быстрое повышение лавления в напорном трубопроводе, и иногда по причинам безопасности требуется лаже установка предохранительного клапана.

В качестве общей примерной оценки можно сделать заключение, что РО ГТ обеспечивает меньшие первоначальные инвестиционные затраты в сравнении с К ГТ, за исключением случаев с небольшими агрегатами, работающими в диапазоне более высоких напоров [3].

**3. Проблемы при эксплуатации.** При очень низких нагрузках агрегаты с К ГТ работают более гладко и бесперебойно по сравнению с РО ГТ.

Для улучшения плавности и бесперебойности работы агрегатов с РО ГТ довольно часто предусматривается аэрация в отсасывающей трубе, в большинстве случаев, с самовсасыванием, а иногда – с компрессорами.

Агрегатам с многосопловыми К ГТ также требуется соответствующим образом спроектированная система самовентиляции корпуса, чтобы обеспечить достаточный зазор между РК и уровнем нижнего бьефа.

Агрегаты с К ГТ испытывают, как правило, небольшую кавитацию или не сталкиваются с ней вообще в диапазоне напоров ниже 800 м. Однако даже небольшая кавитация уже пагубна для твердого покрытия лопастей. Следовательно, как в конструкции РО, так и К ГТ, обязательно надо предусмотреть средства предотвращения комбинированного воздействия кавитации и песчаной эрозии.

Для агрегатов с РО ГТ осевое усилие варьируется в рабочем диапазоне и требует тщательного размещения средств уменьшения этих усилий. В К ГТ таких проблем нет.

4. Чувствительность к абразивному износу (песчаной эрозии). В агрегатах с РО ГТ от абразивного износа в воде с высоким содержанием солей страдают следующие узлы: направляющие лопатки, торцевые кольца, крышка турбины, нижние кольца, неподвижные и подвижные кольца лабиринтовых уплотнений, лопасти РК, ободья и ступицы РК.

На ремонт этих частей затрачиваются огромные усилия, включая довольно продолжительное время простоя, необходимое для демонтажа и повторной сборки. Имеется возможность нанесения твердого покрытия на все детали, кроме небольших центральных элементов РК.

В агрегатах с К ГТ абразивный износ обычно имеет место на сопловых кольцах, иглах и лопастях РК. Все эти элементы могут быть легко демонтированы, отремонтированы и повторно собраны, и они доступны для нанесения покрытий.

Что касается снижения КПД из-за абразивного износа, то РО ГТ очень чувствительны к зазорам в лабиринтовых уплотнениях и между направляющими лопатками и кольцами.

В К ГТ потери КПД, вызванные абразивным износом, остаются небольшими пока поверхности будут шероховатыми, и пока сохраняется целостность конструкции сопел и лопастей. Современные покрытия могут продлить срок службы РК К ГТ между двумя капитальными ремонтами обычно в три и более раза [6].

5. Срок службы. Исходя из вышесказанного, становится очевидным, что расходы на РО ГТ в течение срока их службы выше расходов на К ГТ при использовании воды, насыщенной кремнием или Довод прошедшей эпохи цельнолитых солью заготовок о том, что срок службы К ГТ относительно невелик в результате усталости, вызванной большим количеством циклов нагрузки в агрегатах с многосопловыми К ГТ, больше не соответствует действительности. С помощью современных технологий кованых дисков риск появления трещин, вызванных дефектами литья, устраняется, и срок службы К ΓТ может быть таким же продолжительным, как и срок службы РО ГТ [7, 8].

Выводы. 1. Проведено сравнение высоконапорных РО и К ГТ.

2. Для случаев с чистой водой и больших водохранилищ решение с РО ГТ обычно представляется более экономически выгодным из-за низких первоначальных затрат и более высокого максимального КПД. В случае высокого содержания кремния или соли концепция К ГТ имеет явное преимущество в отношении затрат на весь срок службы. Эксплуатационная гибкость в сочетании с высоким КПД при частичных нагрузках и смягченным гидравлическим ударом при сбросе нагрузки и разгоне являются дополнительными преимуществами К ГТ.

3. Для концепции РО ГТ проблемой станет проектирование РК и оборудования для нанесения покрытий из условия, чтобы полностью собранное РК можно было покрыть напылением HVOF (технология высокоскоростного напыления) или эквивалентными высококачественными покрытиями.

#### Список литературы

- 1. Bissel C. Key issues for development of Pelton projects, illustration based on new and refurbishment projects in India / C. Bissel, K. Winkler, H. P. Hauser [et al.]. Malaysia, Kuching : ASIA, 2010.
- Миронов К. А. Выбор типа гидротурбины при проектировании высоконапорной ГЭС / К. А. Миронов, Л. К. Яковлева, А. А. Гулахмадов // Промислова гідравліка і пневматика. – № 1 (43). – Вінниця : ВНАУ, 2014. – С. 51–54.
- Keck H. High head Francis units, compared with multi-jet Pelton units, based on recent technologies / H. Keck, M. Sallaberger, A. Heimann [et al.]. – ASIA 2008, Danang, Vietnam and Hydropower&Dams, Issue 1. – 2009.
- Барлит В. В. Гидравлические турбины / В. В. Барлит. Киев : Вища школа, 1977. – 360 с.

- Keck H. Recent developments in the dynamic analysis of water turbines / H. Keck, W. Michler, Th. Weiss [et al.] // IAHR working group meeting. – Timisoara, Romania, 2007.
- Schneebeli F. New Technology (MicroCastTM) earns Acceptance / F. Schneebeli, E. Baltis, H. Keck // Sulzer Technical Review. – 1996. – № 1.
- 7. *Krause M.* Abrasion research and prevention / *M. Krause, H. Grein* // Sulzer Technical Review. 1993. № 2.
- Keck H. Sediment Erosion in Hydraulic Turbines and Experiences with Advanced Coating Technologies / H. Keck, R. Dekumbis, M. Sick [et al.]. – New Delhi : India Hydro, 2005.

#### **References (transliterated)**

- Bissel, C., et al. "Key issues for development of Pelton projects, illustration based on new and refurbishment projects in India." Malaysia, Kuching: ASIA, 2010. Print.
- Mironov, K. A., L. K. Yakovleva, and A. A. Gulahmadov. "Vybor tipa gidroturbiny pri proektirovanii vysokonapornoy GES."

Promyslova hidravlika i pnevmatyka. No. 1 (43). Vinnytsia: VNAU, 2014. 51–54. Print.

- Keck, H., et al. "High head Francis units, compared with multi-jet Pelton units, based on recent technologies." *Hydropower&Dams*. Issue 1. Vietnam, Danang: ASIA, 2009. Print.
- 4. Barlit, V. V. *Gidravlicheskie turbiny*. Kiev: Vishcha shkola, 1977. Print.
- Keck, H., et al. "Recent developments in the dynamic analysis of water turbines." *IAHR working group meeting*. Romania, Timisoara, 2007. Print.
- Schneebeli, F., E. Baltis, and H. Keck. "New Technology (MicroCastTM) earns Acceptance." *Sulzer Technical Review*. No. 1. 1996. Print.
- Krause, M., and H. Grein. "Abrasion research and prevention." Sulzer Technical Revie. No. 2. 1993. Print.
- Keck, H., et al. "Sediment Erosion in Hydraulic Turbines and Experiences with Advanced Coating Technologies." New Delhi: India Hydro, 2005. Print.

Поступила (received) 24.11.2016

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Обоснование выбора типа высоконапорной гидротурбины при ее проектировании / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 79–83. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Обоснование выбора типа высоконапорной гидротурбины при ее проектировании / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 79–83. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Justification of type selection of high-head hydroturbine at its design / K. A. Mironov, Yu. Yu. Oleksenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 79–83. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

*Миронов Костянтин Анатолійович* – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

*Миронов Константин Анатольевич* – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

*Mironov Konstantin Anatolievich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic Machines"; tel.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

Олексенко Юлія Юріївна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

Олексенко Юлия Юрьевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

*Oleksenko Yuliia Yuriivna* – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic Machines"; tel.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

### УДК 62.82:62.85

## Н. М. ФАТЕЕВА, Н. Г. ШЕВЧЕНКО, О. М. ФАТЕЕВ

### НАДІЙНІСТЬ ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ

Наведено результати досліджень щодо розподілу нормованих показників надійності в системах гідропневмоагрегатів з використанням методів розподілу вимог по надійності – пропорційного і з урахуванням відносної уразливості елементів. Запропоновані алгоритми дозволяють вже на ранній стадії проектування систем гідро- та пневмоприводів нормувати показники надійності. Наведено алгоритми для розрахунку кількісних показників надійності на етапі проектування.

Ключові слова: надійність, гідропневмоагрегат, ймовірність безвідмовної роботи, інтенсивність відмов, метод розподілу норм надійності, коефіцієнт уразливості.

Приведены результаты исследований по распределению нормируемых показателей надежности в системах гидропневмоагрегатов с использованием методов распределения требований по надежности – пропорционального и с учетом относительной уязвимости элементов. Предложенные алгоритмы позволяют уже на ранней стадии проектирования систем гидро- и пневмоприводов нормировать показатели надежности. Приведены алгоритмы для расчета количественных показателей надежности на этапе проектирования.

Ключевые слова: надежность, гидропневмоагрегат, вероятность безотказной работы, интенсивность отказов, метод распределения норм надежности, коэффициент уязвимости.

Work is devoted to the increase of reliability of hydropneumounits by development of method of calculation of quantitative reliability indexes and distributing of the rationed reliability indexes. The comparative estimation of charts, built with the use of the formalized algorithms of synthesis on the example of synthesis of pneumatic units is conducted. For hydropneumounits, realized by modern methods the algorithms of calculation of quantitative reliability indexes and algorithms of distributing of the rationed reliability indexes are developed on the stage of planning. Offered approach allows already on the early stages of planning of hydropneumounits to ration reliability indexes, that enables to get the optimum decisions of questions of reliability on further design of life cycle of units times. Estimation of reliability of hydropneumounits indexes on the stage of the preliminary planning allows to carry out the rational choice of structural chart and parameters, pick up the proper materials and elements of realization of charts.

Keywords: reliability, hydropneumounit, probability of failure-free operation, failure rate, method of distribution of norms of reliability, vulnerability factor.

Вступ. В останні роки намітилася тенденція розширення сфери застосування гідропневмоагрегатів і збільшення кількості машин і устаткування, які оснащені гідропневмопристроями, тому з особливою гостротою встало питання про забезпечення надійності гідропневмоагрегатів і їх елементів. Поперше, надійність гідропневмоагрегатів багато в чому визначає надійність всієї машини або всього устаткування, i від справної роботи своєчасне гідропневмоагрегатів часто залежить виконання заданого обсягу робіт. Відмови гідропневмоагрегатів на машинах масового виробництва (верстати, сільгоспмашини трактори та ін.) приводять до простоїв і істотних економічних втрат. По-друге, надійність гідропневмоагрегатів у великій мірі визначає безпеку роботи верстатів, металорізального устаткування, руху транспортних машин, польотів сучасних пасажирських літаків і їх відмови в ряді випадків можуть привести до аварій. Тому питання, що відносяться до компетенції науки про надійність гідропневмоагрегатів, зберігають актуальність і зараз.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Аналіз проведених раніше робіт, пов'язаних з гідропневмоагрегатів, розрахунками надійності показав, що дослідження і вирішення значної частини питань, що виникають в теорії надійності стосовно гідропневмоагрегатів, лише початі, і тому в ній багато проблем не отримали належного рішення. В останній час виникла необхідність значного підвищення, порівняно з тими, що існують, надійності нових високопродуктивних гідропневмоагрегатів недостатньою розробкою теоретичних основ і

практичних методів аналізу їх надійності на етапі проектування. Оперативний і достовірний аналіз надійності елементів гідропневмоагрегатів дозволяє обґрунтовано приймати прогресивні конструктивні та технологічні рішення для підвищення надійності елементів, гарантуючи тим самим оптимальні показники нової конструкції.

чином, підвищення Таким надійності та поліпшення й спрощення процесу вибору кращого варіанта гідропневмоагрегатів металорізального устаткування на етапі проектування шляхом проведення синтезу схем з врахуванням кількісних показників надійності і розподілу нормованих показників надійності, є актуальною науковопрактичною проблемою.

**Основні положення.** Етап проектування є визначальним у забезпеченні надійності. Основні завдання дослідження і розрахунку надійності на цьому етапі умовно можна розділити на три групи:

1) Обгрунтування вимог по надійності до основних елементів гідропневмоагрегата (завдання нормування надійності). Це завдання вирішується на ранній стадії проектування і передбачає попередню розробку структури агрегату і обгрунтування принципів проектування.

2) Забезпечення надійності елементів і агрегату в цілому. Ця група завдань включає дослідження і кількісну оцінку ефективності можливих способів забезпечення надійності; вибір основних проектних характеристик, статистичних запасів міцності і довговічності, запасів стійкості та інших показників; порівняльний аналіз варіантів і вибір оптимальних конструкцій.

© Н. М. Фатеєва, Н. Г. Шевченко, О. М. Фатеєв, 2016

3) Контрольні розрахунки надійності агрегату за проектною документацією.

1. Алгоритми нормування показників надійності для гідропневмоагрегатів, реалізованих методом стандартної позиційної структури і методом мінімізації. Розподіл норм надійності на етапах ескізного i робочого проводять проектування технічної системи. Передбачається, що на будь-якому з цих етапів конструювання систему можливо розбити на деяке число підсистем у вигляді окремих складальних одиниць і виходити з початкової надійності кожної підсистеми, отриманої розрахунком або за результатами випробувань підсистеми [1]. Використовуючи методи розподілу нормованих показників надійності, вже на стадії проектування можна закласти необхідну функціональність гідропневмоагрегату.

гідропневмоагрегатів, які синтезовані Для методом стандартної позиційної структури (СПС) [2, 3], розподіл нормованих показників надійності на етапі проектування переважно провадити двома методами: методом пропорційного розподілу й методом розподілу вимог по надійності з урахуванням відносної уразливості елементів [1, 4] і його алгоритм реалізовано таким чином:

 проводимо декомпозицію – розбиваємо вихідну складну систему на прості елементи;

- для командоапарату застосовуємо метод пропорційного розподілу показників надійності. оскільки командоапарат розглядається як система, що складається з послідовно з'єднаних підсистем, що містять  $k_i$  елементів;

- визначаємо кількісний состав підсистем у командоапараті: кожна підсистема складається 3 елементу I (∧), елементу пам'яті (ЕП) і елементу АБО ( $\vee$ ), тобто  $k_i = 3$ ;

- визначаємо загальне число підсистем командоапарату: *n*;

- задаємося необхідною імовірністю безвідмовної роботи  $P^{\text{TP}}(t)$ :

- обчислюємо число «приведених» елементів:

$$\alpha_i = \frac{\sum_{l=1}^n \sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot k_{lj}}{\sum_{i=1}^m \lambda_j \cdot k_{ij}};$$

- визначаємо необхідну імовірність безвідмовної

роботи підсистеми командоапарату  $P_i = \sqrt[4]{V} P^{\text{TP}}$ ;

- визначаємо кількісний состав елементів, які залишилися: виділяємо базис і проміжні елементи {базис постійна апаратна частина € гідропневмоагрегату, яка залишається незмінною як при реалізації схеми методом стандартної позиційної структури, так і при реалізації методом мінімізації. Варійованою частиною гідропневмоагрегату € проміжні елементи, кількість яких, в загальному випадку, залежить від способів реалізації логічних функцій};

- застосовуємо до елементного составу, що залишився, метод розподілу вимог по надійності з урахуванням відносної уразливості елементів; обчислюємо коефіцієнти уразливості:

$$\omega_j = \lambda_j \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \right), \quad j = 1, 2, \dots, n;$$

- визначаємо необхідні інтенсивності відмов елементів  $\lambda_i^{\text{TP}} = \omega_i \cdot \Lambda^{\text{TP}}$ , j = 1, 2, ..., n;

- знаходимо необхідні значення імовірності безвідмовної роботи елементів.

- перевіряємо правильність нормування обчисливши показників надійності елементів, імовірність загальну безвідмовної роботи гідропневмоагрегату:

$$P_{\text{CIIC}}(t) = (P_{\text{KA}}^{\text{mod}})^n \cdot P_{\text{Fasue}}(t) \cdot P_{\text{TE}}(t) = P^{\text{TP}}(t),$$

якщо гідропневмоагрегат не містить проміжних елементів:

$$P_{\text{CIIC}}(t) = (P_{\text{KA}}^{\text{под}})^n \cdot P_{\text{Базис}}(t) = P^{\text{TP}}(t) .$$

Для гідропневмоагрегатів, які синтезовані методом мінімізації [2, 3], розподіл нормованих показників надійності на етапі проектування переважно провадити методом розподілу вимог по надійності з урахуванням відносної уразливості елементів [1, 4] і його алгоритм реалізовано таким чином:

 проводимо декомпозицію – розбиваємо вихідну складну систему на прості елементи і розглядаємо кількісний і елементний состав гідропневмоагрегату: виділяємо базис, проміжні елементи і ЕП – якщо вони передбачені реалізацією схеми;

- задаємося необхідною імовірністю безвідмовної роботи  $P^{\text{TP}}(t)$ ;

- обчислюємо коефіцієнти уразливості:

$$\omega_j = \lambda_j / \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \right), \quad j = 1, 2, ..., n;$$

- визначаємо необхідні інтенсивності відмов елементів  $\lambda_i^{\text{TP}} = \omega_i \cdot \Lambda^{\text{TP}}$ , j = 1, 2, ..., n;

- знаходимо необхідні значення імовірності безвідмовної роботи елементів;

 перевіряємо правильність нормування показників надійності елементів, обчисливши загальну імовірність безвідмовної роботи гідропневмоагрегату:

$$P_{\min}(t) = P_{\text{EII}}(t) \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\text{ПЕ}}(t) = P^{\text{TP}}(t)$$
.  
Якщо гідропневмоагрегат не містить ЕП, то

 $P_{\min}(t) = P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\text{ПЕ}}(t) = P^{\text{TP}}(t) .$ аналогічно, Поступаємо якщо гідропневмоагрегат не містить проміжних елементів або, якщо гідропневмоагрегат не містить і ЕП і

проміжні елементи [5]. розрахунку 2. Алгоритми кількісних показників надійності для гідропневмоагрегатів, реалізованих методом стандартної позиційної структури і методом мінімізації. Всі показники проектованих систем повинні налійності забезпечувати нормальне функціонування систем протягом заданого терміну експлуатації. Відомо, що основні показники надійності однозначно пов'язані між собою відповідними математичними залежностями. Тому досить визначити деякі з них. При аналізі гідропневмоагрегатів як систем, що складаються з деякого числа елементів, зручно використовувати такий показник, як ймовірність безвідмовної роботи, який відноситься до кількісних показників надійності [6].

Для гідропневмоагрегатів, які реалізовані методом стандартної позиційної структури, алгоритм розрахунку кількісних показників надійності на етапі проектування виглядає таким чином:

 проводимо декомпозицію – розбиваємо складну систему на елементи і розглядаємо кількісний і елементний состав командоапарату, спираючись на граф-операцій і принципову схему гідропневмоагрегату;

 використовуючи статистичні і експлуатаційні дані гідропневмоагрегатів, подібних до проектованих, визначаємо середню інтенсивність відмов елементів, що входять до складу агрегату;

- знаходимо імовірність безвідмовної роботи командоапарату, використовуючи залежність:  $P_{\rm KA}(t) = P_{\rm EII}(t) \cdot P_{\rm v}(t) \cdot P_{\rm A}(t)$ . У випадках, розглянутих в роботі, ця залежність в загальному вигляді представлена таким чином.  $P_{\rm KA}(t) = \exp\{-tn(\lambda_{\rm EII} + \lambda_{\rm v} + \lambda_{\rm o})\},\$ може але видозмінюватися залежно від i елементного кількісного состава командоапарату;

 визначаємо інші елементи, що входять до складу гідропневмоагрегату: виділяємо базис і проміжні елементи;

– розраховуємо функцію надійності – імовірність безвідмовної роботи базису  $P_{\text{Базис}}(t)$  й проміжних елементів  $P_{\Pi E}(t)$  (за наявності проміжних елементів у складі гідропневмоагрегату відповідно), враховуючи їх елементний состав;

– знаходимо загальну імовірність безвідмовної роботи гідропневмоагрегату, який синтезовано з використанням стандартної позиційної структури  $P_{\text{СПС}}(t) = P_{\text{KA}}(t) \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\text{ПЕ}}(t)$ .

Для гідропневмоагрегатів, які синтезовані методом мінімізації, реалізовано алгоритм розрахунку кількісних показників надійності на етапі проектування:

 проводимо декомпозицію – розбиваємо складну систему на складові і визначаємо елементний состав гідропневмоагрегату, спираючись на систему логічних співвідношень і синтезовану за ними принципову схему даного агрегату;

– виділяємо базис і проміжні елементи гідропневмоагрегату;

 – розраховуємо імовірність безвідмовної роботи ЕП при наявності його в составі гідропневмоагрегату;

– знаходимо імовірність безвідмовної роботи базису  $P_{\text{Базис}}(t)$  й проміжних елементів  $P_{\Pi E}(t)$  (за наявності проміжних елементів у складі гідропневмоагрегату відповідно), враховуючи їх елементний состав;

– знаходимо загальну імовірність безвідмовної роботи гідропневмоагрегату, який синтезовано

методом мінімізації  $P_{\min}(t) = P_{\text{ЕП}}(t) \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\Pi\text{E}}(t)$  – ΕП за наявності в системі або  $P_{\min}(t) = P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\text{ПЕ}}(t)$ за відсутності EΠ. Поступаємо аналогічно, якщо гідропневмоагрегат не містить проміжних елементів або якщо гідропневмоагрегат не містить і ЕП і проміжні елементи [7].

Якщо розрахункові показники безвідмовності виявляються нижче потрібних, то визначаються вузли і ділянки гідропневмоагрегату, які найбільше впливають на безвідмовність агрегату в цілому, і розробляються заходи щодо підвищення їх надійності. До таких заходів відносяться: заміна елементів на надійніші; полегшення режимів роботи елементів, наприклад переміщення елементу із зони підвищених температур; резервування елементів або окремих ділянок гідропневмоагрегатів; зміна конструкції або технології виготовлення окремих деталей і вузлів агрегатів, що мають низьку надійність. При необхідності змінюється структура побудови функціональних ділянок гідропневмоагрегатів.

Висновки. Отримані алгоритми для розподілу нормованих показників надійності на етапі проектування для гідропневмоагрегатів, реалізованих методом стандартної позиційної структурою і методом мінімізації, дозволяють вже на ранніх стадіях проектування гідропневмоагрегатів нормувати показники надійності, що дає можливість отримувати оптимальні рішення питань надійності на наступних етапах розробки життєвого циклу агрегату.

Обрані методи розрахунку і визначення розрахункових співвідношень для знаходження кількісних характеристик показників безвідмовності проектованих гідропневмоагрегатів, реалізованих методом стандартної позиційної структури і методом мінімізації, дозволяють проектувати високонадійні гідропневмоагрегати нового металорізального обладнання.

Оцінка показників надійності гідропневмоагрегатів на етапі ескізного проектування дозволяє здійснити раціональний вибір конструктивної схеми і параметрів, підібрати відповідні матеріали і елементи реалізацій схем.

#### Список літератури

- 1. *Труханов В. М.* Надежность технических систем типа подвижных установок на этапе их проектирования и испытания опытных образцов / *В. М. Труханов.* М. : Машиностроение, 2003. 320 с.
- Черкашенко М. В. Гидропневмоавмоавтоматика / М. В. Черкашенко. – Харьков : Гидроэлекс, 2002. – 75 с.
- Черкашенко М. В. Автоматизація проектування систем гідро- і пневмоприводів з дискретним управлінням : навч. посіб. / М. В. Черкашенко. – Харків : НТУ «ХПІ», 2001. – 182 с.
- Ушаков И. А. Надежность технических систем : справочник / И. А. Ушаков, Ю. К. Беляев. – М. : Радио и связь, 1983. – 606 с.
- 5. Фатеева Н. Н. Оценка количественных показателей надежности гидропневмоагрегатов на этапе их синтеза / Н. Н. Фатеева, А. Н. Фатеев // Вісник НТУ «ХПІ». 2005. № 29. С. 95–98.
- Кудрявцев А. И. Монтаж, наладка и эксплуатация пневматических приводов и устройств / А. И. Кудрявцев, А. П. Пятидверный, Е. А. Рагулин. – М. : Машиностроение, 1990. – 208 с.
   Фатеева Н. Н. К вопросу расчета належности

гидропневмоагрегатов / *Н. Н. Фатеева* // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2013. – № 14 (988). С. 108–112.

#### **References (transliterated)**

- 1. Trukhanov, V. M. Nadezhnost' tekhnicheskikh sistem tipa podvizhnykh ustanovok na etape ikh proektirovaniya i ispytaniya opytnykh obraztsov. Moscow: Mashinostroenie, 2003. Print.
- 2. Cherkashenko, M. V. *Gidropnevmoavmoavtomatika*. Kharkov: Gidroeleks, 2002. Print.
- Cherkashenko, M. V. Avtomatyzatsiya proektuvannya system hidroi pnevmopryvodiv z dyskretnym upravlinnyam: navch. posib. Kharkiv: NTU "HPI", 2001. Print.
- 4. Ushakov, I. A., and Yu. K. Belyaev. *Nadezhnost' tekhnicheskikh* sistem : spravochnik. Moscow: Radio i svyaz', 1983. Print.
- Fateeva, N. N., and A. N. Fateev. "Otsenka kolichestvennykh pokazateley nadezhnosti gidropnevmoagregatov na etape ikh sinteza." *Visnyk NTU "HPI"*. No. 29. 2005. 95–98. Print.
- Kudryavtsev, A. I., A. P. Pyatidvernyy and E. A. Ragulin. Montazh, naladka i ekspluatatsiya pnevmaticheskikh privodov i ustroystv. – Moscow: Mashinostroenie, 1990. Print.
- Fateeva, N. N. "K voprosu rascheta nadezhnosti gidropnevmoagregatov." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Energetichni ta teplotekhnichni protsesi y ustatkuvannya. No. 14 (988). 2013. 108–112. Print.

Надійшла (received) 15.09.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Надійність гідропневмоагрегатів металорізального устаткування / Н. М. Фатєєва, Н. Г. Шевченко, О. М. Фатєєв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 84–87. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Надежность гидропневмоагрегатов металлорежущего оборудования / Н. Н. Фатеева, Н. Г. Шевченко, А. Н. Фатеев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 84–87. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Reliability of hydropneumounits of metal-cutting equipment / N. N. Fatieieva, N. G. Shevchenko, A. N. Fatyeyev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 84–87. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2411-3441.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Фатєєва Надія Миколаївна** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (057) 707-66-46; е-mail: gmntukhpi@gmail.com.

**Фатеева Надежда Николаевна** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

*Fatieieva Nadezhda Nikolaevna* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Шевченко Наталія Григорівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (057) 707-66-46; е-mail: shevng@ukr.net.

Шевченко Наталья Григорьевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: shevng@ukr.net.

*Shevchenko Natal'ja Grigor'evna* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: shevng@ukr.net.

**Фатесе Олександр Миколайович** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (057) 707-66-46; е-mail: fatyan1@mail.ru.

**Фатеев** Александр Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: fatyan1@mail.ru.

*Fatyeyev Aleksandr Nikolaevich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: fatyan1@mail.ru.

### УДК 622.245.7

# Д. В. РИМЧУК

# УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОПІСКОСТРУМИННИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ КАПІТАЛЬНОГО РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН

Систематизовано та удосконалено обладнання та інструмент, що складають мобільний малогабаритний комплекс для проведення ремонтних робіт у свердловині під тиском з використанням гідропіскоструминних технологій. Наведена схема облаштування гирла свердловини при розмиванні пробок у насосно-компресорних трубах. Висвітлені технології проведення робіт з ліквідування пісчаних пробок у ліфтових насосно-компресорних трубах та технології герметизації трубного простору промивальних труб при розмиві зворотнього клапана перед їх підйомом під тиском із свердловини.

**Ключові слова:** гідропіскоструминна технологія, малогабаритний мобільний комплекс, свердловина, капітальний ремонт, насоснокомпресорні труби, промивальні труби, удосконалена прокачувана пробка, превентор.

Систематизированы и усовершенствованы оборудование и инструмент, составляющих мобильный малогабаритный комплекс для проведения ремонтных работ в скважине под давлением с использованием гидропескоструйных технологий. Приведена схема обустройства устья скважины при размывании пробок в насосно-компрессорных трубах. Освещены технологии проведения работ по ликвидации песчаных пробок в лифтовых насосно-компрессорных трубах и технологии герметизации трубного пространства промывочных труб при размыве обратного клапана перед их подъемом под давлением из скважины.

Ключевые слова: гидропескоструйная технология, компактный мобильный комплекс, скважина, капитальный ремонт, насоснокомпрессорные трубы, промывочные трубы, усовершенствованная прокачиваемого пробка, превентор.

Systematized and improved equipment and tools that make mobile compact system for repairs in the well under pressure, using hydrosandblast technologies. This scheme during the installation of the wellhead dilution plugs in the tubing. Technology Highlights the work on elimination of congestion in the elevator sandy tubing and pipe sealing technology space flushing pipes with erosion-return valve before their rise under the pressure of mounting hole using a cement bridge and through improved prokachuvanoyi cork. We describe the design and principle of pumped advanced plug and compact hydraulic drive preventer 65h35. Examples of effective use of complex and compact mobile technologies at hydro elimination of complications wells.

Keywords: hydrosandblast technologies, compact mobile complex, well, repair, tubing pipes, drilling pipes, improved pumped cork, preventer.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Підвищення рівня видобутку газу, нафти та конденсату залежить не тільки від розробки нових родовищ і від збільшення кількості пробурених свердловин, а і від їх якісного закінчення та ефективного проведеного капітального ремонту. Цьому можуть сприяти удосконалені гідропіскоструминні технології та інструмент. Роботи з розмиву пісчаних пробок, що проводяться з використанням колтюбінгових установок, дороговартісні. А для малодебітних свердловин глибиною до 3000 м економічно недоцільні. Роботи з ліквідування пробок у ліфтових трубах до глибини 3000 м доцільно проводити з використанням промивальних труб діаметром 33 мм за допомогою малогабаритних мобільних комплексів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основним вітчизняним документом, що встановлює основні вимоги до технології проведення гідропіскоструминної перфорації у свердловинах, є стандарт підприємства «Інструкція по проведенню гідропіскоструминної перфорації» СТП 320.30019775.003-2004, розроблений філією ДК «Укргазвидобування» Українським науковоінститутом природних дослідним газів та центральною науково-дослідною лабораторією ВАТ «Укрнафта» [1]. Аналогічні нормативні документи діють у всіх газонафтовидобувних країнах світу. Так у Білорусії діє [2].

Однак, [1, 2] не регламентують використання гідропіскоструминних технологій при капітальному ремонті свердловин, пов'язаних 3: відрізанням обсадних, бурильних та насосно-компресорних труб; руйнуванням пробок у обсадних і насоснокомпресорних трубах. Не передбачено цими документами залучення для виконання цих робіт колтюбінгових, снабінгових та малогабаритних мобільних комплексів.

Нормативні документи [1, 2] рекомендують для проведення гідропіскоструминної перфорації використовувати апарати АП-6М і АП-6М1, розроблені ВНДІнафта. Ці апарати недосконалої конструкції, основним недоліком яких є неможливість опресування насосно-компресорних труб (НКТ), на яких спущені перфоратори, на тиск, при якому буде здійснюватися перфорація.

У [1] не передбачається використання високоякісного кварцового піску Нововодолазького пісчаного кар'єру (Харківська область) при проведенні гідропіскоструминної перфорації.

Формулювання завдань досліджень та мета статті. Систематизувати та удосконалити обладнання та інструмент, що може складати мобільний малогабаритний комплекс для проведення ремонтних робіт у свердловині під тиском з використанням гідропіскоструминних технологій. Дослідити та проаналізувати його роботу у конкретних свердловинах.

Удосконалити технології проведення робіт з ліквідування пісчаних пробок у ліфтових насоснокомпресорних трубах та відрізання прихоплених НКТ з використанням промивальних труб діаметром 33 мм.

Виклад основного матеріалу досліджень. У дочірньому підприємстві «Воєнізована аварійно-

© Д. В. Римчук, 2016

(газорятувальна) служба «ЛІКВО» рятувальна нафтогазової промисловості» розроблений мобільний малогабаритний комплекс для проведення ремонтних робіт у свердловині під тиском з використанням гідропіскоструминних технологій. Цей комплекс може служити зразком мобільного малогабаритного обладнання для ремонту свердловин. Даний комплекс призначений для ліквідування відкладень у ліфтових насосно-компресорних трубах та відрізання прихоплених НКТ. На рис. 1 показана схема облаштування гирла свердловини при розмиві пробок у НКТ [3], де I -обладнання гирла свердловини, що використовується при її експлуатації, а II - наземна частина мобільного комплексу. Наземна частина мобільного комплексу складається із гідропривідного превентора 1, герметизуючої головки 2, шліпсових котушок 3 і 4, домкратного блока 8, крана кульового 6, встановленого на промивальні труби 7, вузла промивання 5. Підземна частина мобільного комплексу зображена на рис. 2. Вона складається із промивальних труб 1, зворотного клапана 2, гідромонітора 3.

Технологія розмивання пробок наступна. Після монтажу мобільного комплексу на буферній засувці фонтанної арматури на рівні рухомої шліпсової котушки 4 (рис. 1) облаштовується робоча площадка. Відкривається стволова робоча засувка 9 i промивальні труби 7 спускаються до пробки. Відкриваються засувки 10 і 11 на відведеннях ялинки фонтанної арматури і промивальна рідина, проходячи через вузол промивання 7, кран кульовий 6, промивальні трубки 1 (рис. 2), зворотний клапан 2, гідромонітор 3, розмиває пробку і виносить по внутрішньому трубному простору НКТ 4 і відведеннях ялинки фонтанної арматури вимиті частинки пробки в амбар.

Інтенсивне витікання газу по газовідводах означає повне розмивання пробки.

Закачування промивальної рідини припиняється. Засувки на газовідводах закриваються і виконується оцінювання роботоспроможності зворотного клапана. Якщо клапан зворотний герметичний, промивальні труби під тиском піднімаються із свердловини.

Якщо клапан негерметичний, що визначається показаннями манометра на нагнітальній лінії насосного агрегату після втравлювання тиску в промивальних трубах, то герметизацію низу промивальних труб можна здійснити лвома способами. Перший спосіб – закривається кульовий кран 6, в нагнітальну лінію над краном кульовим установлюється нижня розділююча цементувальна пробка, кран кульовий відкривається і в промивальні труби закачується розрахунковий об'єм цементного розчину.

Кран кульовий знов закривається, в нагнітальну лінію над краном поміщується верхня розділююча пробка і цементний розчин прокачується до посадки нижньої розділюючої пробки на клапан зворотний.

Після паузи в роботі на час тужавіння цементного розчину, по манометру контролюється якість герметизації внутрішньо трубного простору

промивальних труб. При позитивних результатах контролю виконується підйом промивальних труб під тиском за допомогою домкратного блоку до виходу гідромонітора над шибером робочої стволової засувки. Остання закривається, спеціальне обладнання для герметизації гирла свердловини демонтується, фонтанна ялинка доводиться до робочого стану згідно затвердженої на даному підприємстві схеми і свердловина запускається в роботу.



Рис. 1 – Схема облаштування гирла свердловини при розмиванні пробок у НКТ



Рис. 2 – Підземна частина мобільного комплексу

Другий спосіб – це герметизація низу промивальних труб за допомогою удосконаленої прокачуваної пробки [4].

На рис. З зображена прокачувана удосконалена пробка, у якій ущільнення при їх транспортуванні до місця фіксації не контактують з тілом НКТ, а, значить, не зношуються.

Базовим елементом прокачуваної удосконаленої пробки є корпус 1. На корпусі 1 у верхній його частині встановлені герметизуючі елементи 2 манжетного типу, розділені дистанційними втулками 3. В нижній частині корпусу на його зовнішній циліндричній поверхні встановлені ущільнювальні кільця 4 круглого перетину. Вище кілець 4 на корпусі 1 встановлена кільцева втулка 5. У нижній частині втулки 5 на її зовнішній поверхні виконана конусна фаска 7. В радіальному отворі корпусу 1 розташовані фіксатори 8, підпружинені між собою в радіальному напрямку пружиною стискання 9. На кінцях фіксаторів 8 виконані лиски, котрі входять у відповідну частину фігурних пазів 10, виконаних в кільцевій втулці 5. При цьому фіксатори 8 знаходяться у зведеному, утопленому у отворі корпусу 1, стані, у вихідному положенні пристрою.

На нижній кінець промивальних труб нагвинчена складова муфта-уловлювач 12. У внутрішньому каналі муфти-уловлювача 12 виконана циліндрична розширювальна розточка 13. Нижче розточки 13 внутрішній канал муфти-уловлювача 12 має звуження з утворенням конусної фаски 14, нижче конусної фаски 14 внутрішній канал утворює посадочний отвір під нижню циліндричну частину корпусу 1 з ущільнювальними кільцями 4.

Технологія герметизації низу промивальних труб наступна.

Перед спуском колони промивальних труб 11 на її нижній кінець нагвинчують муфту-уловлювач 12, і спускають колону у свердловину. Пробку, у вигляді корпусу 1 в зборі з герметизуючими елементами 2, розділювальними дистанційними втулками 3, ущільнюючими кільцями 4, кільцевою втулкою 5 і фіксаторами 8, через лубрикатор, вводять у внутрішній канал промивальних труб 11. При цьому кільцева втулка 5 підтиснута пружиною 6 вниз. Підпружинені за допомогою пружини 9 фіксатори 8 своїми лисками входять у відповідну частину фігурних пазів 10 кільцевої втулки 5 і, таким чином, фіксуються у зведеному, утопленому у отворі манжетного типу, положенні. Під дією надлишкового створеного пробкою. тиску. нал остання потрапляє переміщується вниз i в муфтууловлювач 12. Нижня циліндрична частина корпусу 1 потрапляє в посадочний отвір муфти-уловлювача 12 і надійно герметизує внутрішній канал колони промивальних труб 11 за допомогою ущільнювальних кілець 4 круглого перерізу. При подальшому русі пробки вниз кільцева втулка 5 насувається своєю конусною фаскою 7 на відповідну конусну фаску 14 муфти-уловлювача 12 і відтискається по корпусу 1 вверх.

При цьому фігурний паз 10 втулки 5 зсувається з

лисок фіксатора 8, останні потрапляють у розширену частину фігурного паза 10 і під дією пружини 9 розходяться в радіальному напрямку до торкання своїми торцями стінки циліндричної розширювальної розточки 13 муфти-уловлювача 12. Таким чином, здійснюється надійна фіксація корпусу 1 пристрою в муфті-уловлювачі 12 від переміщення вверх при дії свердловинного тиску і надійна герметизація трубного каналу промивальних труб.





Схема облаштування гирла свердловини, зображена на рис. 1, дозволяє проводити роботи при умові, що тиск на гирлі не перевищує 35 МПа. Якщо тиск на гирлі перевищує 35 МПа, то замість гідропривідного превентора 65х35 встановлюється комплект противикидного обладнання 180х70, у якому плашкові превентори повинні бути оснащені плашками, які забезпечують герметизацію гирла з урахуванням діаметру промивальних труб.

При відрізанні прихоплених НКТ наземна частина комплексу залишається незмінною, а в підземній частині замість гідромонітора встановлюється перфоратор [5].

На рис. 4 зображений гідропривідний превентор 65х35 [6]. Превентор містить складений корпус 1, який закріплений на фланці гирлового обладнання 2 за допомогою шпильок з гайками. Всередині корпуса 1 розміщений кільцевий ущільнювач 3. На внутрішній поверхні кільцевого ущільнювача 3 виконані кільцеві канавки 4, які заповнені мастилом. Під кільцевим ущільнювачем 3 розміщений плунжер 5 гідравлічного приводу ущільнювача 3. Плунжер 5 має східчасту форму, його верхній торець контактує з кільцевим ущільнювачем 3. Місця сполучення плунжера 5 з корпусом 1 герметизовані ущільнюючими кільцями 6. Плунжер 5 і корпус 1 утворюють дві гідравлічні камери, які ізольовані ущільнюючими кільцями 6: нижню камеру 7 – запірну і верхню камеру 8 – розпірну. Ці камери крізь отвори в корпусі 1 і крани високого тиску – 9 і 10 відповідно з'єднані з установкою гідравлічного управління. Крізь центральний отвір превентора проходить колона труб 11, яку герметизують.

Превентор працює наступним чином.

Крани високого тиску 9 і 10 превентора з'єднують з установкою гідравлічного управління.

При виникненні газопроявлення гідравлічний тиск від установки гідравлічного управління подають в нижню запірну камеру 7. При цьому плунжер 5, який герметизований в корпусі 1 ущільнюючими кільцями 6, переміщується уверх і стискає кільцевий ущільнювач 3 в осьовому напрямку. Внутрішня поверхня ущільнювача 3 переміщується до центра свердловини, він стискається і охоплює трубу 11 по зовнішній поверхні. За рахунок того, що на внутрішній поверхні ущільнювача 3 виконані кільцеві канавки 4, при стисканні ущільнювача 3 на трубі 11, створюються більш високі контактні тиски між ущільнювачем 3 і трубою 11, яку герметизують, що надійності забезпечує підвищення герметизації превентором колони труб 11, а наявність мастила в кільцевих канавках 4 забезпечує зниження зусилля тертя при протягуванні труб 11 крізь ущільнювач 3.



Рис. 4 – Гідропривідний превентор 65х35

При поданні гідравлічного тиску від установки гідравлічного управління в верхню розпірну камеру 8 плунжер 5 переміщується униз, ущільнювач 3 розтискається і приймає початкову форму.

Після кожного використання малогабаритного мобільного комплексу при капітальному ремонті свердловини удосконалювались його елементи. Так був сконструйований надійний зворотний клапан (рис. 5), у якому сідло і куля виготовлені із високоякісної нержавіючої сталі. Клапан герметичний після прокачування через нього промивальної рідини. Для розмивання пробок у ліфтових трубах створено цілий ряд гідромоніторів різних конструкцій, оснащених твердосплавними насадками і без них (рис. 6). Для відрізання прихоплених насосно-

Bulletin of NTU "KhPI". № 41 (1213)

компресорних труб діаметром 73 мм спроектований, виготовлений і випробуваний малогабаритний перфоратор (рис. 7).







Рис. 6 – Гідромонітор

вище мобільний малогабаритний Описаний комплект з використанням гідропіскоструминних технологій використовувався при ліквідуванні пісчаних пробок у свердловинах: № 21, № 22, № 41 Одеського, № 10 Північно-Булганакського газоконденсатних родовищ, розташованих на шельфі Чорного та Азовського морів; № 2 Карайкозівка, № 34 Наріжнянка, № 64 Меліховка, № 202 Березівка, № 93 Яблунівка, розташованих на суходолі. Особливо ефективно були виконані роботи з використання малогабаритного комплексу мобільного i гідропіскоструминних технологій при відрізанні прихоплених породою насосно-компресорних труб діаметром 73 мм на свердловині № 3 Прирічна, коли тиск на гирлі перевищував 50 МПа.



Рис. 7 – Перфоратор

**Висновки.** 1. Викладені удосконалені гідропіскоструминні технології та інструмент є високоефективними при капітальному ремонті свердловин.

Їх використання знижує собівартість робіт з капітального ремонту свердловин.

2. Для впровадження удосконалених гідропіскоструминних технологій і інструменту в виробництво необхідно розробити Стандарт організації України «Свердловини на нафту і газ. Використання гідропіскоструминних технологій при капітальному ремонті свердловин».

#### Список літератури

 Інструкція по проведенню гідропіскоструминної перфорації. СТП 320.30019775.003-2004 : 2004 [чинний від 15.01.2004]. – К. : ДК Укргазвидобування, 2004. – 52 с.

- Проведение гидропескоструйной перфорации. Инструкция. РД 39-22-2000. – Гомель, 2000. – 34 с.
- Римчук Д. В. Спосіб ліквідації відкладень в насоснокомпресорних трубах свердловини під тиском / Д. В. Римчук, І. Й. Рибчич, М. П. Мельник [та ін.] // Патент UA66918 : МК Е21В21/00 ; заявл. 31.10.2001 ; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6. – 3с.
- 4. Рымчук Д. В. Устройство для герметизации внутреннего пространства колонны насосно-компрессорных труб при спуске (подъеме) в скважину под давлением / Д. В. Рымчук, Ю. Е. Ленкевич, Г. Л. Вайсберг [и др.] // Патент RU2190750 : МК Е21В33/03 ; заявл. 10.10.2000 ; опубл. 10.10.2003, Бюл. № 28. 6 с.
- Римчук Д. В. Спосіб звільнення прихоплених пробкою насоснокомпресорних труб з підвіски фонтанної арматури / Д. В. Римчук, І. Й. Рибчин, М. П. Мельник [ma ін.] // Патент UA15411 : МК Е21ВЗЗ/00 ; заявл. 15.09.2003 ; опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7. – 3 с.
- 6. Римчук Д. В. Превентор / Д. В. Римчук, Г. Л. Вайсберг, М. П. Андріїшин [та ін.] // Патент UA9752 : МК Е21В33/00 ; заявл. 28.03.2005 ; опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10. 2 с.

#### **References (transliterated)**

- 1. STP 320.30019775.003-2004. Instruktsiya po provedennyu hidropiskostrumynnoyi perforatsiyi. Kyiv: DK Ukrgazvydobuvannia, 2004. Print.
- 2. RD 39-22-2000. Provedenie gidropeskostruynoy perforatsii. Instruktsiya. Gomel, 2000. Print.
- Rymchuk, D. V., et al. Sposib likvidatsiyi vidkladen' v nasosnokompresornykh trubakh sverdlovyny pid tyskom. Ukraine Patent, UA66918 (MK E21B21/00). 15 June 2006. Print.
- Rymchuk, D. V., et al. Ustroystvo dlya germetizatsii vnutrennego prostranstva kolonny nasosno-kompressornykh trub pri spuske (pod"eme) v skvazhinu pod davleniem. Russia Patent, RU2190750 (MK E21B33/03). 10 October 2003. Print.
- Rymchuk, D. V., et al. Sposib zvil'nennya prykhoplenykh probkoyu nasosno-kompresornykh trub z pidvisky fontannoyi armatury. Ukraine Patent, UA15411 (MK E21B33/00). 17 July 2006. Print.
- Rymchuk, D. V., et al. *Preventor*. Ukraine Patent, UA9752 (MK E21B33/00). 17 October 2005. Print.

Надійшла (received) 05.09.2016

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Удосконалення гідропіскоструминних технологій та інструменту для капітального ремонту свердловин / Д. В. Римчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 88–92. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Совершенствование гидропескоструйных технологий и инструмента для капитального ремонта скважин / Д. В. Рымчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 88–92. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

**Improving hydrosandblast technologies and tools for well workover / D. V. Rymchuk** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 88–92. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Римчук Данило Васильович** – кандидат технічних наук, головний інженер ДП «ЛІКВО», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 300-50-78; e-mail: opu\_likvo@ukr.net.

*Рымчук Данило Васильевич* – кандидат технических наук, главный инженер ДП «ЛИКВО», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 300-50-78; e-mail: opu\_likvo@ukr.net.

*Rymchuk Danylo Vasyliovych* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Chief Engineer DP "LIKVO", National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Hydraulic machines; tel.: (050) 300-50-78; e-mail: opu\_likvo@ukr.net.

### УДК 62-1/-9

### В. П. ЧЕРВИНСКИЙ, Р. Ю. МЕЛЬНИК, Б. Х. МУХАМЕДОВ

### ПРИМЕНЕНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОЛТЮБИНГОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ КАПИТАЛЬНОМ РЕМОНТЕ СКВАЖИН

У статті наведені відомості про конструкції колтюбінгових установок різних виробників, які застосовуються під час капітального ремонту свердловин. Показана типова схема наземної колтюбінгової установки і найбільш складні і відповідальні вузли і механізми, що входять до її складу. Наведено основні особливості застосування, а також переваги застосовуваних технологій з використанням безмуфтових довгомірних труб. Основних видів ремонтних робіт, що виконуються за допомогою колтюбінгових установок налічується більше десяти. Показана розроблена авторами технологія видалення щільних піщано-глинистих пробок з аномально низьким пластовим тиском (АНПТ). Обговорено особливості підвищення економічної ефективності при використанні колтюбінгових установок.

Ключові слова: колтюбінгові установки, безмуфтові довгомірні труби, свердловини, капітальний ремонт, гідромашини, насосно-компресорні труби.

В статье приведены сведения о конструкции колтюбинговых установок разных производителей, которые применяются при капитальном ремонте скважин. Показана типовая схема наземной колтюбинговой установки и наиболее сложные и ответственные узлы и механизмы, входящие в её состав. Приведены основные особенности применения, а также преимущества применяемых технологий с использованием безмуфтовых длинномерных труб. Основных видов ремонтных работ, выполняемых с помощью колтюбинговых установок, насчитывается более десяти. Показана разработанная авторами технология удаления плотных песчано-глинистых пробок с аномально низким пластовым давлением (АНПД). Оговорены особенности повышения экономической эффективности при использовании колтюбинговых установок.

Ключевые слова: колтюбинговые установки, безмуфтовые длинномерные трубы, скважины, капитальный ремонт, гидромашины, насосно-компрессорные трубы.

This article provides information about the design of coiled tubing units from different manufacturers that are used in the workover. The typical circuit ground coiled tubing unit and the most complex and critical components and mechanisms that are included in its composition are represented. The main features of the application, as well as the benefits of the technologies used with flush-joint pipe, are shown. The major types of repair work carried out by coiled tubing units are more than ten. The technology developed by the authors of the removal of dense sand and clay tubes with abnormally low formation pressure (ALFP) is shown. Specified features to increase economic efficiency in the use of coiled tubing units.

Keywords: coiled tubing installation, flush-joint pipe, wells, overhaul, hydraulic machines, tubing.

**Введение.** Колтюбинговые установки отличаются от остальной техники для капремонта нефтегазовых скважин возможностью проводить целый ряд технических работ без глушения скважин.

В Украине более десяти лет используются колтюбинговые установки для капитального ремонта скважин. В настоящее время действуют семь таких установок и восемь штук недавно закупленных за рубежом. Установки отличаются комплектацией, технологическими возможностями и ценой. Так установки канадских фирм, смонтированных на базе автомобилей «Kenworth», стоят более одного миллиона долларов, а установки белорусского производства фирмы «ФИД» – 600–700 тысяч долларов.

Типовая схема установки для капитального ремонта скважин с применением гибких насоснокомпрессорных труб (НКТ) показана на рис. 1.



Рис. 1 – Типовая схема наземной установки для капитального ремонта скважин с применением гибких НКТ: 1 – гибкие НКТ; 2 – циркуляционный переводник; 3 – колонная головка; 4 – дроссель на эксплуатационном отводе; 5 – отводная линия; 6 – циркуляционный тройник; 7 – ПВО с 4-мя плашечными превенторами; 8 – сальниковая коробка; 9 – инжекторная головка; 10 – выпрямляющее устройство; 11 – индикатор веса; 12 – кран инжектора; 13 – барабан с гибкими трубами; 14 – кабина управления; 15 – энергетический блок

© В. П. Червинский, Р. Ю. Мельник, Б. Х. Мухамедов, 2016

### 1.1 Основные особенности применения:

 – установка позволяет производить спуск в скважину под давлением сплошной колонны гибких НКТ и осуществлять циркуляцию через эту колонну;

 жесткость и прочность гибких НКТ позволяют использовать их для спуска и подъема из скважины забойных инструментов;

– установка представляет собой блочномодульный агрегат для капитального ремонта скважин, обеспечивающий возможность быстрого проведения полного комплекса ремонтных работ на скважине.

*1.2 Преимущества применения гибких НКТ.* Расширение масштаба применения гибких НКТ при капитальном ремонте скважин было вызвано следующими преимуществами:

– возможность проведения работ по капитальному ремонту без глушения скважины, с минимальным ухудшением первоначальных эксплуатационных характеристик продуктивного горизонта и минимальным периодом простоев;

возможность быстрой транспортировки и монтажа установки;

 – уменьшение численности бригады: три человека для работы с гибкими НКТ + специалисты по обслуживанию насосов;

 повышение безопасности работ и ускорение спуско-подъемных операций (СПО) в связи с отсутствием соединений в колонне;

– возможность приведения в действие забойных инструментов благодаря жесткости и прочности гибких НКТ (забойные двигатели, гидромониторные устройства, надувные пакера), проведения циркуляционной очистки скважины, извлечения или проталкивания в скважину забойных инструментов в интервалах сужения и искривления ствола скважины;

 – контакт эксплуатационной колонны НКТ только с отработанной кислотой, что уменьшает их коррозию;

 наличие нескольких типоразмеров НКТ дает возможность их применения при различных практических условиях.

В результате экономические предпосылки для применения гибких НКТ являются более предпочтительными по сравнению с другими способами капитального ремонта скважин.

*1.3 Ограничения в применении работ гибких НКТ.* Однако при применении гибких НКТ существуют некоторые ограничения:

- в связи с существующим максимальным проходным диаметром в эксплуатационной колонне НКТ и проблемами усталостного износа диаметр гибких НКТ обычно ограничивается диапазоном 31,7–38 мм. Это приводит к ограничению производительности закачки в скважину до 160–400 л/мин с применением смазывающих добавок;

– при правильной оснастке инжекторной головки безмуфтовыми длинномерными трубами (БДТ) минимальных диаметров максимальное рабочее давление на забое скважины может составлять 25 МПа. Для более высоких значений этого давления требуется применение труб большего диаметра, более толстостенных и направляющего желоба с увеличенным радиусом;

 – для ограничения усталостного износа рекомендуется, чтобы максимальное рабочее давление закачки в скважину не превышало 35 МПа;

 вследствие усталостного износа, критическая нагрузка смятия должна быть ограничена в пределах 21–28 МПа;

 исходя из прочностных характеристик материала труб, рекомендуемая максимальная глубина спуска БДТ в скважину составляет около 6000 м;

 – при наличии H<sub>2</sub>S или CO<sub>2</sub> необходимо принимать меры к ограничению до минимума контакта труб с этой агрессивной средой;

– особое внимание необходимо уделять применению ингибиторов коррозии при кислотной обработке при температурах свыше 95 °C.

1.4 Основные виды ремонтных работ, выполняемых при помощи гибких НКТ:

 – замена рабочей жидкости при заканчивании или капитальном ремонте скважины (с целью перфорации при депрессии на пласт или при освоении скважины);

 – работы по освоению скважины (начало добычи после заканчивания или капитального ремонта скважины);

 – очистка скважины (удаление механических отложений со стенок НКТ, удаление осадков, расширение ствола, удаление парафина);

– интенсификация скважины (кислотная обработка, применение специальных растворителей);

– удаление песчаных пробок (предотвращение их образования);

 – цементирование (ремонтно-восстановительное цементирование под давлением для изоляции газоносных или водоносных горизонтов, установка цементных мостов при ликвидационных работах на скважине);

– использование гибких НКТ при окончании скважины (колонна НКТ с увеличенной производительностью, газлифтовая колонна, эксплуатационная колонна НКТ);

– глушение скважины;

- примеры специального применения:

- использование гибких НКТ при каротажных и перфорационных работах;

- использование гибких НКТ при испытании скважины при помощи испытателя пластов на бурильных трубах с опорой на забой (закачка буферной жидкости освоение и интенсификация скважины и пр.);

- использование гибких НКТ вместо кабеля (жесткая забойная компоновка, каротажные работы, перфорационные работы при помощи перфораторов, спускаемых в скважину на гибких НКТ);

ловильные работы;

- бурение.

В табл. 1 приведены основные характеристики безмуфтовых длинномерных труб.

Наименование параметра	Единица измерения	Минимум	Максимум
Условный диаметр трубы*	MM	25	89
Толщина стенки	MM	2	5,2
Внутреннее давление, при котором напряжение в теле трубы достигает границы текучести	МПа	44,1	168,2
Напряжение растяжения, при котором напряжение в теле трубы достигает границы текучести	кН	160	350
Испытательное давление	МПа	35,3	103,4
Давление сминания	МПа	17,4	147,7
Граница напряжения при скручивании	Н∙м	560	9600
Длина труб на барабане	М	1600	6500
<ul> <li>* Трубы изготавливаются в США и Российской Федерации</li> </ul>			

Таблица 1 – Основные характеристики безмуфтовых длинномерных труб

Нами разработана технология удаления плотных пробок в условиях аномально низкого пластового давления (АНПД).

В полости скважины возможно образование так называемых плотных пробок, которые образуются в результате осаждения на забое глинистого раствора, цемента, окалины с поверхности НКТ и обсадных труб, песка и тому подобное. Разрушение подобных пробок с помощью размыва струей технологической жидкости малопродуктивное, а в ряде случаев и невозможно. Дополнительные сложности возникают при удалении подобных пробок в скважинах с аномально низким давлением пластов. при проведении работ в которых происходит кальматация пор продуктивного пласта и резкое снижение дебита при дальнейшей эксплуатации. Решение всех проблем может быть обеспечено с помощью колтюбинговых технологии (рис. 2).



Рис. 2 – Схема обвязки устья скважины при промывке песчано-глинистых пробок:

1 – газ; 2 – пена; 3 – газ; 4 – гидроударное устройство;
 5 – песчано-глинистая пробка; 6 – факельная линия;
 7 – колтюбинговая установка; 8 – тройник; 9 – насосный агрегат; 10 – сепаратор; 11 – бустерная установка;
 12 – емкость для ПОЖ

Как технологическая жидкость используется двухфазная смесь газа и воды. Источником газа может быть газ с ближайшей скважины, с азотного агрегата или генератора инертного газа с использованием выхлопа ДВС. Технологическая жидкость с заданным соотношением компонентов закачивается бустерной установкой, на прием которой поступает газ и жидкость.

Применение двухфазной технологической жидкости позволяет уменьшить гидростатическое давление на продуктивный пласт и исключить проникновение в него частиц удаляемой пробки.

Для разрушения плотной пробки в скважину на колтюбинговой трубе спускается гидроударное устройство или забойный двигатель.

При использовании гидроударного устройства поток технологической жидкости обеспечивает возвратно-поступательное лвижение коронки, механически воздействующей материал, на составляющий пробку. В сочетании с действием гидромонитора струи технологической жидкости, гидроударного устройства, выходящей ИЗ механическое разрушение и интенсифицируется обеспечивается эффективное удаление отдельного материала пробки. Высокая производительность устройства обусловлена и тем, что подача струи технологической жидкости происходит в импульсном режиме.

При использовании забойного двигателя предпочтение отдается одновинтовым, винтовым гидромашинам. Они хорошо работают на жидкостях содержащих свободный газ, имеют малые радиальные габариты. При их использовании разрушение пробки обеспечивается с помощью специального лопастного долота, а вынесение материала пробки – потоком отработанной технологической жидкости, выходящей из гидродвигателя.

Следует отметить. что применение колтюбиновых технологий следует тшательно планировать по времени. Необходимо использование этой технологии осуществлять очень интенсивно, поскольку по сравнению с традиционной технологией для капремонта, окупаемость колтюбинговых установок и экономическая эффективность их работы, при очень большой стоимости оборудования и реагентов напрямую зависят от производительного времени.

#### Список литературы

- Червінський В. П. Перший досвід застосування колтюбінгової техніки в Україні / В. П. Червінський, В. Г. Филь, А. В. Яковлев // Нафтова і газова промисловість. – 2004. – № 3. – С. 23–25.
- Молчанов А. Г. Подземный ремонт и бурение скважин с применением гибких труб / А. Г. Молчанов, С. М. Вайнштейн, В. И. Некрасов [и др.]. – М.: Академия горных наук, 2000. – 145 с.
- Червінський В. П. Основи ремонту нафтогазового обладнання / В. П. Червінський. – Х. : НТУ «ХПІ», 2010. – 291 с.
- 4. Ценципер А. И. Основы эксплуатации и ремонта нефтегазовых скважин / А. И. Ценципер. Х. : НТУ «ХПИ», 2016. 443 с.
- 5. *Буховенко С. I.* Нафтопромислове обладнання *С. I. Буховенко.* – М. : Надра, 1996. – 420 с.
- Костриба І. В. Основи конструювання нафтогазового обладнання / І. В. Костриба. – К. : Наукова думка, 2007. – 193 с.

 Chervins'kyy, V. P., V. H. Fyl' and A. V. Yakovlyev. "Pershyy dosvid zastosuvannya koltyubinhovoyi tekhniky v Ukrayini." Naftova i hazova promyslovist'. No. 3. 2004. 23–25. Print.

**References (transliterated)** 

- Molchanov, A. G., et al. Podzemnyy remont i burenie skvazhin s primeneniem gibkikh trub. Moscow: Akademiya gornykh nauk, 2000. Print.
- Chervins'kyy, V. P. Osnovy remontu naftohazovoho obladnannya. Kharkiv: NTU "HPI", 2010. Print.
- 4. Tsentsiper, A. I. Osnovy ekspluatatsii i remonta neftegazovykh skvazhin. Kharkov: NTU "KhPI", 2016. Print.
- Bukhovenko, Ye. I. Naftopromyslove obladnannya. Moscow: Nadra, 1996. Print.
- Kostryba, I. V. Osnovy konstruyuvannya naftohazovoho obladnannya. Kyiv: Naukova dumka, 2007. Print.

Поступила (received) 18.11.2016

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Применение и совершенствование колтюбинговых технологий при капитальном ремонте скважин / В. П. Червинский, Р. Ю. Мельник, Б. Х. Мухамедов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 93–96. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Применение и совершенствование колтюбинговых технологий при капитальном ремонте скважин / В. П. Червинский, Р. Ю. Мельник, Б. Х. Мухамедов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 41 (1213). – С. 93–96. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

**Application and improvement of coiled tubing technology in the overhaul of wells** / **V. P. Cherwinski, R. Y. Melnyk, B. T. Muhamedov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 93–96. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Червінський Володимир Петрович** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри видобутку нафти, газу і конденсату; тел.: (050) 634-10-22; e-mail: chervinpench@ukr.net.

**Червинский Владимир Петрович** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры добычи нефти, газа и конденсата; тел.: (050) 634-10-22; e-mail: chervinpench@ukr.net.

*Cherwinski Vladimir Petrovich* – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of Oil, Gas and Condensate; tel.: (050) 634-10-22; e-mail: chervinpench@ukr.net.

*Мельник Роман Юрійович* – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.: (050) 650-84-16; e-mail: iramon47@mail.ru.

*Мельник Роман Юрьевич* – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (050) 650-84-16; e-mail: iramon47@mail.ru.

*Melnyk Roman Yurevich* – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Student; tel.: (050) 650-84-16; e-mail: iramon47@mail.ru.

*Мухамедов Бегенч Халатович* – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент; тел.: (073) 078-84-16; e-mail: Begench92@mail.ru.

*Мухамедов Бегенч Халатович* – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (073) 078-84-16; e-mail: Begench92@mail.ru.

*Muhamedov Begench Halatovich* – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Student; tel.: (073) 078-84-16; e-mail: Begench92@mail.ru.

# **3MICT**

К 140-летию со дня рождения академика Г. Ф. Проскуры	3
Фундаментальні дослідження	6
Черкашенко М. В., Вурье Б. А. К проблеме синтеза минимальных схем гидропневмоагрегатов Русанов А. В., Русанов А. В., Лампарт П., Чугай М. А., Курская Н. М. Влияние формы лопаток радиальных направляющих аппаратов на эффективность турбинных ступеней Шубенко А. Л., Сарапин В. П., Сенецкий А. В., Пащенко Н. В. Многоступенчатый осевой утилизационный	7 .11
турбодетандер для работы с потребителями газа разных давлений	. 18 . 25
<i>Губарев О. П., Ганпанцурова О. С.</i> Адаптація логіки керування пневматичним виконавчим модулем мехатронної системи.	. 32
Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Т. Д. Б. Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м	30
Русанов А. В., Хорев О. Н., Рябова С. А., Косьянов Д. Ю., Сухоребрый П. Н. Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования допастей рабочих колес.	. 39
Струтинський С. В. Визначення особливостей течії в міжлопатковому просторі осьової пневмотурбіни на основі чисельних розрахунків із ввеленням спеціальних крайових умов	. 58
<i>Мараховский М. Б., Гасюк А. И., Кузнецова М. М.</i> Оценка кавитационных качеств рабочего колеса высоконапорной гидротурбины на основе математической модели рабочего процесса в осредненных параметрах	66
Сёмин Д. А., Роговой А. С. Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях.	. 00 . 70
Прикладні дослідження	. 78
<i>Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю.</i> Обоснование выбора типа высоконапорной гидротурбины при ее проектировании.	. 79
Фатеєва Н. М., Шевченко Н. Г., Фатеєв О. М. Надійність гідропневмоагрегатів металорізального устаткування	. 84
<i>Римчук Д. В.</i> Удосконалення гідропіскоструминних технологій та інструменту для капітального ремонту свердловин	. 88
<b>Червинский В. П., Мельник Р. Ю., Мухамедов Б. Х.</b> Применение и совершенствование колтюбинговых технологий при капитальном ремонте скважин	.93

# CONTENTS

By the 140-th anniversary of the birth of academician G. F. Proskury	3
Fundamentals	6
Cherkashenko M. V., Vurye B. A. To a problem of synthesis of the minimal schemes of hydropneumounits	7
Shubenko A. L., Sarapin V. P., Senetskyi A. V., Pashchenko N. V. Multistage turboexpander of axial type for energy recovery for working with natural gas consumers, who demand different pressure	.18
<i>Kropachek O. Yu.</i> Studying the properties quadratic discriminant function in the diagnosis of dynamic processes <i>Gubarev O. P., Hanpantsurova O. S.</i> Adaptation of control logic for the pneumatic executive module of the mechatronic system.	.25
<i>Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitory T. D. B.</i> Features of work process and flow structure channels between blades of runner and other elements of a flowing part of Francis turbines for heads of 400–600 meters	.39
<i>Strutynskyi S. V.</i> Identification flow features in blade space of axial pneumatic turbine based on numerical calculations introducing special boundary conditions	.58
Marakhovsky M. B., Gasiyk A. I., Kuznechova M. M. Evaluation of cavitation qualities of the impeller in the high- pressure turbine on the basis of mathematical model of working process in the averaged parameters	.66
chamber superchargers	.70
Applied research	.78
Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu. Justification of type selection of high-head hydroturbine at its design Fatieieva N. N., Shevchenko N. G., Fatyeyev A. N. Reliability of hydropneumounits of metal-cutting equipment Rymchuk D. V. Improving hydrosandblast technologies and tools for well workover	.79 .84 .88
<i>Cherwinski V. P., Melnyk R. Y., Muhamedov B. T.</i> Application and improvement of coiled tubing technology in the overhaul of wells	.93

# НАУКОВЕ ВИДАННЯ

# ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

# Збірник наукових праць

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 41 (1213)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М. В. Черкашенко Технічний редактор канд. техн. наук, доц. Н. М. Фатєєва

Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ:** 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ» Кафедра «Гідравлічні машини» Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49 e-mail: gmntukhpi@gmail.com http://www.kpi.kharkiv.edu/gdm

Обл.-вид. № 33-16.

Підписано до друку 25.11.2016 р. Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Папір офсетний 80г/м<sup>2</sup>. Друк цифровий. Умов. друк. арк. 5,5. Обл.-вид. арк. 5,7. Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК №3657 від 24.12.2009 р. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня «ФО-П Дуюнова Т. В.» Свідоцтво про державну реєстрацію № 2475418720 від 19.11.2014 р. 61023, м. Харків, вул. Весніна, 12. тел. (057) 717-28-80, e-mail: promart\_order@ukr.net