УДК: 621.22

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ВИХРЕВОГО ГИДРОДИОДА ПОВЫШЕННОЙ ДИОДНОСТИ ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

# DEVELOPMENT AND RESEARCH OF A HIGH-YIELD VORTEX HYDRODIODE FOR SPECIAL MILITARY EQUIPMENT

И.В. Цветков<sup>1</sup>, С.Ю. Кайгородов<sup>2</sup>, Е.А. Павлюченко<sup>2</sup>, А.К. Кужбанов<sup>2</sup>

I.V. Tsvetkov, S.Yu. Kaygorodov, E.A. Pavlyuchenko, A.K. Kuzbanov

<sup>1</sup>Омский автобронетанковый инженерный институт <sup>2</sup>Омский государственный технический университет

В статье рассмотрен вихревой гидродиод повышенной диодности, который позволяет улучшить качественные показатели, повысить надежность и отказоустойчивость кран-манипуляторных установок специальной техники военного назначения. На основе анализа существующих конструкций гидродиодов была предложена новая конструкция вихревого гидродиода повышенной диодности. Приведены теоретические исследования характеристик вихревого гидродиода повышенной диодности. Выполнено численное моделирование течения жидкости в каналах вихревого диода с помощью программного пакета Ansys CFX при прямом и обратном направлении. Получены картины течений, поля распределений параметров потока в проточной части гидродиода и его расходные характеристики. На основе проведенного численного эксперимента выбраны оптимальные геометрические размеры гидродиода повышенной диодности, обеспечивающие максимальную диодность для заданных граничных условий.

*Ключевые слова*: вооружение и военная техника, гидродиод, вихревой дроссель, грузоподъемное оборудование, кран-манипуляторная установка, Ansys CFX.

The article considers vortex hydrodiode of increased diode, which allows to improve quality indicators, increase reliability and fault tolerance of crane-manipulator installations of special military equipment. Based on the analysis of existing hydrodiode designs, a new high diode vortex hydrodiode design was proposed. Theoretical studies of the characteristics of the vortex hydrodiode of increased diode are given. A numerical simulation of the flow of liquid in the vortex diode channels was performed using the Ansys CFX software package in the forward and reverse direction. There are obtained patterns of currents, fields of distributions of flow parameters in the flow part of hydrodiode and its flow characteristics. On the basis of the conducted numerical experiment, optimal geometric dimensions of the hydrodiode of increased diodicity were selected, which provide maximum diodicity for given boundary conditions.

*Keywords*: hydrodiode, vortex choke, lifting equipment, crane-manipulator installation, Ansys CFX.

Ведение боевых действий невозможно представить без массового использования вооружения и военной техники (ВВТ). Осуществить быстрое и скрытое сосредоточение войск, поддерживать высокий темп их наступления, совершить значительный манёвр, обеспечить подвоз материальных средств, своевременно восстановить неисправную технику — это лишь часть задач, для выполнения которых требуется использование вооружения, военной и специальной техники (ВВСТ) [1].

На сегодняшний день гидравлический привод. благодаря своей высокой эффективности и многочисленным преимуществам, используется во многих областях ВВСТ. Обладая высокой надежностью и ремонтопригодностью, высокими удельными силовыми показателями гидропривод является почти универсальным средством, которое может использоваться в различных технологических процессах. Гидроприводы, применяемые во многих системах боевой и специальной техники военного назначения [2, 3], обеспечивают прямолинейное или вращательное движение деталей и узлов, поднимание или опускание грузов, движение с нагрузкой, поддержание заданной скорости перемещения и ускорения, позиционирование, комбинирование процессов выполнения той или иной операции.

Значительная часть специальной техники военного назначения МО РФ имеет в своем составе грузоподъемное оборудование (ГПО), на базе объемного гидропривода, анализ использования, которого показывает, что существует ряд проблем при выполнении работ по предназначению. Это связано с тем, что гидроагрегаты работают в тяжелых условиях, которые характеризуются постоянно изменяющимся рабочим давлением и температурным режимом, как следствие возникают гидравлические удары и циклические нагрузки. Это повышает вероятность отказов узлов и деталей гидросистемы и может привести к возникновению неисправностей. Кроме того, научные исследования в области ГПО [4, 5, 6] показывают, что на этапе проведения динамических испытаний грузоподъёмного механизма в гидравлической системе, при снятии качественных показателей в зоне переходных процессов появляются резкие скачки давления рабочей жидкости в пуско-тормозных режимах, которые оказывают негативное влияние не только на определенную деталь, но и на систему в целом.

Максимальные динамические нагрузки, которые влияют на надежность работы, ГПО преодолевает во время переходных процессов, то есть при разгоне и торможении движущихся звеньев. С целью ограничения максимальных колебаний давления рабочей жидкости применяются дроссели, регуляторы расхода, гидравлические демпферы, предохранительные клапаны, которые имеют ряд недостатков в конструкции.

Одним из известных способов уменьшения динамических нагрузок при работе гидроаппаратуры, в частности гидравлических кран-манипуляторных установках (КМУ), является использование гидродиодов. Применение гидродиодов сокращает чрезмерные скачки давления в различных режимах работы гидравлической системы, что приводит к сглаживанию переходных процессов, которые выражаются в качественных характеристиках грузоподъёмных механизмов, а именно плавность хода, точность позиционирования и уменьшение времени выполнения цикла погрузочно-разгрузочных работ. Это позволяет уменьшить время возврата ВВТ в строй после проведения обслуживания и ремонта, повышает коэффициент укомплектованности исправными образцами воинских частей и, следовательно, обеспечивает гарантированное, в полном объеме и в установленные сроки, восстановление заданного уровня боеготовности и боеспособности войск при выполнении ими задач по предназначению.

Эти обстоятельства делают актуальной задачу разработки надежного и простого в изготовлении гидродиода, который повысит эффективность и надежность гидравлической системы ГПО ВВСТ МО РФ.

Анализ использования грузоподъёмного оборудования применяемого на ВВСТ МО РФ, показывает, что существует ряд проблем при выполнении работ по предназначению, а именно низкая плавность хода элементов конструкции КМУ и относительно низкая надежность гидроагрегатов. Эти факторы непосредственно влияют на качественные показатели, такие как, надежность, ремонтопригодность, погрешность позиционирования, время и скорость перемещения.

Проведенный анализ информационных источников [4, 7, 8] позволил объединить все выходы из строя КМУ в группы, и увидеть процентное соотношение отказов по их составным системам, рис. 1. Анализируя отказы КМУ, можно сказать, что самый низкий уровень надежности имеют гидравлические системы.

Был проведен анализ отказов, повреждений и дефектов гидроагрегатов КМУ, который показал, что наибольшим процентным соотношением выхода из строя обладают агрегаты и узлы системы управления и регулирования (рис. 2). Данный факт, объясняется большим числом элементов, входящих в их структурные схемы и высокой точностью изготовления, что в условиях реальной работы накладывает высокие требованиями к качеству рабочей жидкости в гидросистеме.

Современные научные исследования, направленные на увеличение отказоустойчивости, надежности и повышения плавности работы КМУ условно можно разделить на два направления: разработка и исследование новой гидроаппаратуры регулирования; модернизация и освоение типовой гидроаппаратуры регулирования.

Второе направление более эффективное и экономически выгодное. Однако для большинства гидравлических систем КМУ модернизация и освоение типовой гидроаппаратуры регулирования не позволяет достичь все более ужесточаемых требований по надежности и повышению плавности хода исполнительных механизмов. Поэтому разработка и исследование новой гидроаппаратуры регулирования является предпочтительней.

Регулирование в гидросистемах может быть дроссельным, объемным, дроссельно-объемным и гидродиодным [9, 10]. В последнее время ги-



Рис. 1. Процентные соотношения отказов КМУ, по структурным элементам



Рис. 2. Процентные соотношения выявленных отказов, повреждений и дефектов гидравлических систем в процессе эксплуатации КМУ

дродиодному способу регулирования уделяется значительное внимание [11], поскольку он обладает большим количеством преимуществ по сравнению с аналогами (рис. 3). Таким образом, перспективным направлением развития в системах управления и регулирования является гидродиодное регулирование параметров рабочей среды.

При гидродиодном регулировании основным управляющим элементом является струйный гидродиод. Классификация струйных диодов, в зависимости от способа уменьшения обратного расхода, представлена на рис. 4.

Проведя анализ конструкций, закономерностей течения жидкости в струйных элементах и выходных характеристик было установлено, что применительно к гидравлическим системам КМУ ВВСТ МО РФ, с точки зрения надежности и плавности хода исполнительных элементов, наиболее оптимальным является резисторный вихревой гидродиод.

Проанализировав конструкции резисторных вихревых гидродиодов, а также их преимущества и недостатки, была предложена новая конструкция вихревого гидродиода [12], которая получила название — вихревой диод повышенной диодности (рис. 5).

Вихревой диод повышенной диодности представляет собой вихревой диод классического типа (1), в трубке которого вмонтирован один или несколько последовательно установленных резисторных диодов (2) диафрагменного типа круглого сечения, причем рабочие элементы резисторного диода диафрагменного типа выполнены в виде полых усечённых конусов, направленных под острым углом к осевой линии трубки вдоль течения потока рабочей среды в прямом направлении. Таким образом, при течении рабо-



Рис. 3. Сравнение способов регулирования в гидросистемах



Рис. 4. Классификация струйных диодов

## МАТЕРИАЛЫ, ТЕХНОЛОГИИ И ИССЛЕДОВАНИЯ



Puc. 5. 3D изображение вихревого диода повышенной диодности

чей жидкости в обратном направлении, создаётся дополнительное сопротивление в виде диодов диафрагменного типа круглого сечения, что увеличивает диодность конструкции.

Необходимо отметить, что конструкция новая и нет методик ее расчета, кроме того, конструкция является неоптимальной с точки зрения геометрических размеров.

Таким образом, основные цели настоящей статьи можно сформулировать в следующем виде:

 – для разработанной конструкции вихревого диода повышенной диодности определить начальные основные геометрические размеры;

 провести предварительный численный эксперимент с целью определения оптимальных геометрических размеров гидродиода при максимальной диодности.

Основные потери давления при прохождении жидкостью местных сопротивлений по типу расширения и сжатия потока обусловлено в первую очередь потерями, связанными с появлением областей с турбулентным движением при расширении потока. Вполне очевидно, что основные потери в рассматриваемой конструкции гидродиода будут происходить в области установки резисторных диодов диафрагменного типа. Вследствие этого, последовательно установленные резисторные диоды диафрагменного типа должны представлять набор местных сопротивлений типа «сжатие-расширение». При этом процесс расширения потока должен быть организован в прямом и обратном направлении по-разному, что обеспечит разное гидравлическое сопротивление потока жидкости в прямом и обратном направлении, а, следовательно, и разный расход жидкости.

Расчетная схема вихревого гидродиода повышенной диодности показана на рис. 6.

В данной конструкции, разные значения углов  $\alpha$  и  $\beta$  позволяет получить различные условия расширения потока, при этом длины выступов и впадин  $L_1$  и  $L_2$  обеспечивают турбулизацию и стабилизацию потока жидкости.

В общем случае течение жидкости описывается системой уравнений [13], которая включа-



Рис. 6. Расчетная схема вихревого гидродиода повышенной диодности

ет в себя уравнение неразрывности, уравнение движения вязкой жидкости в форме уравнения Навье-Стокса, уравнения сохранения энергии и уравнения состояния.

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho V) = 0; \tag{1}$$

$$\rho \frac{\partial(V)}{\partial \tau} + \rho (V\nabla) V = -\operatorname{grad}(p) + \operatorname{div}(\tau); \quad (2)$$

$$\left|\frac{\partial(\rho H)}{\partial \tau} + \nabla(\rho V H) + \nabla\left(\frac{\lambda}{c_{p}}\nabla(h)\right) = \frac{\partial\rho}{\partial\tau}; \quad (3)$$

$$p = (\rho, T). \tag{4}$$

В уравнениях (1)-(4) приняты следующие обозначения: т — текущее время; р — плотность жидкости; |V| — модуль вектора скорости; p, T — давление и температура;  $H=h+|V^2||2$  энтальпия торможения;  $h = c_p \cdot T$  — удельная статическая энтальпия;  $c_p, \lambda$  — удельная изобарная теплоемкость и коэффициент теплопроводности.

В том случае, если температура жидкости не изменяется, и свойства жидкости определяются постоянными величинами, уравнения (3) и (4) исключаются из системы уравнений.

Эффекты турбулентности были учтены на основе подхода Рейнольдса [14] путем введения турбулентной вязкости, определяемой через осреднение переменных.

В этом случае дифференциальные уравнения механики жидкости принимают следующий вид:

уравнение неразрывности

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0; \tag{5}$$

уравнение Рейнольдса

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \left(\mathbf{V} \cdot \nabla\right) \mathbf{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{\mu_{eff}}{\rho} \nabla^2 \mathbf{V}, \qquad (6)$$

где µ<sub>eff</sub> — эффективная вязкость, рассчитываемая как

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \tag{7}$$

где µ — динамическая вязкость жидкости; µ. турбулентная вязкость, значение которой изменяется во времени и в пространстве, и определяется в результате решения уравнений одной из моделей турбулентности.

Течение жидкости в гидродиоде повышенной диодности характеризуется высокими величинами числа Re, которые соответствуют развитому турбулентному течению. Для замыкания системы уравнений Рейнольдса используем модель турбулентности SST, которая была разработана и предложена Ф.Р. Ментером [15, 16]. Данная модель была создана на основе комбинаций стандартной *k*-є и *k*-ю моделей турбулентности.

В то время как k-є модель турбулентности используется для описания свободного потока жидкости (удаленного от твердых стенок), модель *k*-ю позволяет рассчитывать пристеночные области. Вследствие того, что модель турбулентности SST сочетает в себе свойства обоих моделей, она является применимой для рассматриваемого случая.

Модель турбулентности SST включает в себя два дифференциальных уравнения, описывающих перенос энергии турбулентности k и интенсивности ее диссипации ω. На основании данных величин рассчитывается величина турбулентной вязкости µ, которая затем подставляется в уравнения механики жидкости (7). Уравнения SST модели [16]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} k) =$$

$$= \widetilde{P}_{k} - \beta^{*} \rho k \omega + \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \sigma_{k1} \mu_{t} \right) \nabla k \right],$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \omega) = \alpha \frac{\rho}{\mu_{t}} \widetilde{P}_{k} - \beta \rho \omega^{2} +$$

$$+ \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \sigma_{\omega 1} \mu_{t} \right) \nabla \omega \right] +$$

$$+ 2 \left( 1 - F_{1} \right) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega,$$
(8)
(9)

где

1

$$\mu_{t} = \rho \frac{\alpha_{1}k}{\max(\alpha_{1}\omega; SF_{2})}; \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}};$$
$$\widetilde{P}_{k} = \min(P_{k}; 10\beta^{*}\rho k\omega); \quad P_{k} = \mu_{t} \frac{\partial V_{i}}{\partial x_{j}} \left(\frac{\partial V_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial V_{j}}{\partial x_{i}}\right);$$
$$F_{1} = \operatorname{th}\left\{ \left\{ \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^{*}\omega y}; \frac{500\mu}{\rho y^{2}\omega}\right); \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^{2}}\right] \right\}^{4} \right\};$$

$$F_{2} = \operatorname{th}\left\{\left\{\max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^{*}\omega y};\frac{500\mu}{\rho y^{2}\omega}\right)\right\}^{2}\right\};$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega^2}\frac{1}{\omega}\nabla k\nabla\omega; 10^{-10}\right)$$

В уравнениях k — кинетическая энергия турбулентности;  $\omega$  — скорость диссипации энергии турбулентности; y — расстояние до ближайшей твердой стенки;  $S_{ij}$  — компоненты тензора скоростей деформации;  $F_1$  и  $F_2$  — функции перехода между k- $\varepsilon$  и k- $\omega$  моделями турбулентности. Вдали от твердой стенки функции обращаются в ноль, при этом модель турбулентности сводится к стандартной k- $\varepsilon$ . Внутри пограничного слоя функции стремятся к единице, что соответствует k- $\omega$  модели. В промежуточном положении осуществляется плавный переход от одной модели к другой.

Все эмпирические константы SST модели турбулентности вычисляются путем пересчета соответствующих констант k- $\epsilon$  и k- $\omega$  моделей при помощи функции  $F_1$  по следующей зависимости:

$$a = a_1 F_1 + a_2 \left( 1 - F_1 \right), \tag{10}$$

где a — константа SST модели турбулентности;  $a_1$  и  $a_2$  — константы k-є и k- $\omega$  моделей соответственно.

Значения констант в формулах (8)–(10) принимались стандартными [16]:  $\beta^* = 0,09$ ;  $\alpha_1 = 5/9$ ;  $\beta_1 = 3/40$ ;  $\sigma_{k1} = 0,85$ ;  $\sigma_{\omega 1} = 0,5$ ;  $\alpha_2 = 0,44$ ;  $\beta_2 = 0,0828$ ;  $\sigma_{k2} = 1$ ;  $\sigma_{\omega 2} = 0,856$ .

Расчет был выполнен для трехмерного течения несжимаемой вязкой жидкости — воды. Свойства воды задавались при помощи двух постоянных: ρ=997 кг/м<sup>3</sup>; μ=8,899 10<sup>-4</sup> Па·с.

Система уравнений (1)–(4) может быть решена только численным методом, поскольку в общем случае не имеет аналитического решения. Для численного решения системы уравнений (1)–(4), которые описывают процессы течение жидкости в гидродиоде, использовался гидродинамический пакет ANSYS CFX версии 20.1. Так как расчет течения жидкости проводился в стационарной постановке, то для сокращения времени расчета были исключены из численной модели переходные процессы. Для этого использовался метод расчета стационарных течений, который не требует назначения начальных условий.

Граничные условия для расчета течения жидкости в гидродиоде задавались в следующем виде:

– давление в расчетной области на входе —  $p_1$ .

– давление в расчетной области на выходе —  $p_2$ .

– интенсивность турбулентности I=5 %.

В соответствии с рис. 6, в зависимости от направления движения жидкости — прямого или обратного, задавалось геометрическое положение входной и выходной границ. Граничные условия прилипания задавались на всех твердых границах.

При помощи сеточного генератора ANSYS ICEM CFD строилась тетраэдрическая неструктурированная сетка, которая использовалась во всех расчетных случаях. Общий вид сетки представлен на рис. 7.

Для увеличения точности расчета пристеночного течения было введено 12 слоев плоских ячеек вдоль каждой из твердых стенок.

Для определения требуемого размера ячеек расчетной сетки был выполнен анализ сеточной чувствительности. В качестве критерия были выбраны два наиболее существенных для данного исследования интегральных параметра: расходы жидкости в прямом и обратном направлении движения:  $G_1$  и  $G_2$ , соответственно. Стабилизация расходов наблюдается в диапазоне от 5100000 до 7000000 ячеек. Учитывая полученные результаты, для дальнейших расчетов была использована сетка с количеством ячеек 6000000.

На основе разработанной математической модели пространственного течения жидкости в вихревом гидродиоде повышенной диодности был проведен численный эксперимент влияния основных геометрических размеров гидродиода на расходы жидкости в прямом и обратном направлении и их соотношения (диодность).

На первом этапе исследования гидродиода повышенной диодности было принято решение не изменять геометрические размеры вихревой трубы, которые принимались равными:  $D_1 = 12$  мм,  $D_2 = 12$  мм,  $D_3 = 40$  мм, b = 16 мм., (рис. 6).

В качестве независимых геометрических параметров (факторов) принимались следующие величины, рис. 6:



Рис. 7. Общий вид расчетной сетки

*h* — высота выступов на резисторных диодах:

α — угол наклона передней кромки выступа;

β – угол наклона задней кромки выступа;

 $L_1$  — длина цилиндрической поверхности выступа;

 $L_2$  — расстояние между концом предыдущего выступа и началом последующего выступа.

Кроме геометрических размеров, в качестве дополнительного независимого фактора, принималось давление жидкости на входе в гидродиод —  $p_1$ .

Функциями отклика рассматриваемой системы являются:

 массовый расход жидкости в прямом направлении движения G<sub>1</sub>;

 – массовый расход жидкости в обратном направлении движения G<sub>2</sub>;

– диодность: отношение массовых расходов  $G_1 / G_2$ .

Был использован классический центральный план, при котором выбирался базовый вариант гидродиода и далее последовательно изменялись независимые факторы. Для базового варианта были приняты следующие значения независимых факторов:  $L_1=2$  мм;  $L_2=4$  мм;  $\alpha=30^\circ$ ;  $\beta=60^\circ$ ; h=3 мм;  $p_1=400$  кПа.

Давление на выходе из гидродиода во всех расчетах, принималось постоянным и равным

атмосферному. Значения давлений  $p_1$  и  $p_2$  указаны в абсолютных значениях (абсолютное давление). Пределы изменения каждого из факторов были выбраны исходя из технически осуществимых и практически оправданных значений:

$$\begin{cases} 2 \text{ mm} \le L_1 \le 5 \text{ mm}; \\ 1 \text{ mm} \le L_2 \le 40 \text{ mm}; \\ 1 \text{ mm} \le h \le 4 \text{ mm}; \\ 15^\circ \le \alpha \le 60^\circ; \\ 30^\circ \le \beta \le 120^\circ; \\ 300 \text{ k}\Pi a \le p_1 \le 800 \text{ k}\Pi a. \end{cases}$$
(11)

Для определения влияния каждого из независимых переменных на функции отклика было составлено 45 сочетаний возможных факторов.

В результате численного эксперимента были получены значения функций отклика для всех рассматриваемых расчетных случаев, и максимальная диодность была получена при следующих геометрических размерах:  $L_1=3$  мм;  $L_2=10$  мм;  $\alpha=15^{\circ}$ ;  $\beta=60^{\circ}$ ; h=3 мм;  $p_1=400$  кПа.

Основным параметром, определяющим расход жидкости через гидродиод и потери давления на преодоление местных сопротивлений, является скорость жидкости.

На рис. 8 и 9 показана картина распределения линий тока жидкости в гидродиоде повышенной диодности в прямом и обратном направлениях.

Поскольку основные потери происходят в резисторных диодах, установленных в трубке вихревого диода, рассмотрим распределения вектора скорости во фрагменте проточной части трубки вихревого диода, при прямом направлении движения жидкости (рис. 10) и в обратном (рис. 11).

Полученные распределения скоростей показывают, что величина скорости и характер течения очень сильно зависят от направления движения жидкости.

Во время движения жидкости в прямом направлении (рис. 9), жидкость вначале проходит через резисторные диоды. Проходя первый резисторный диод поток сужается и далее, выходя из узкого сечения, не сразу заполняет весь объем широкой части гидродиода. В месте выхода струи, жидкость отрывается от стенок и далее движение продолжается в виде свободной струи, которая отделена от остальной части жидкости



Рис. 8. Визуализация линий тока жидкости в гидродиоде повышенной диодности при прямом направлении движения жидкости



Рис. 9. Визуализация линий тока жидкости в гидродиоде повышенной диодности при обратном направлении движения жидкости



Рис. 10. Распределение скоростей в проточной части трубки вихревого диода при прямом направлении движения жидкости



Puc. 11. Распределение скоростей в проточной части трубки вихревого диода при обратном направлении движения жидкости

поверхностью раздела. Как видно из рис. 9, поверхность раздела неустойчива и по мере отдаления от точки выхода неустойчивость только возрастает, что приводит к возникновению вихрей и транзитная струя перемешивается с жидкостью, находящейся во впадине. Отрыв потока и вихреобразование во время прохождения жидкости через впадину, приводит к частичной потере энергии. Следует заметить, что скорости в зоне вихря достигают не больших величин 2-3 м/с, а вот скорости в непосредственной близости от места выхода струи достигают величины около 20 м/с. При дальнейшем течении транзитная струя начинает расширяться, что приводит к потере скорости, но последующее сужение трубопровода опять приводит к возрастанию скорости и процессы повторяются. Следует отметить, что наличие небольших скоростей движения жидкости в области вихря и наоборот больших скоростей в ядре потока не приводит к существенным потерям энергии за счет вязкостного трения и турбулентного перемешивания.

Пройдя диафрагменные диоды струя до входа в вихревой диод расширяется, и мы можем наблюдать аналогичную картину.

Поступая в вихревой диод поток упирается во внешнею стенку и далее закручивается (рис. 8), образую радиальные вихри по всему объему вихревого диода, после чего поступает на выход. Потери энергии в вихревом диоде происходят за счет вязкостного трения и турбулентного перемешивания.

При обратном направлении движения жидкости (рис. 9 и 11) она вначале проходит через вихревой диод, в результате чего формируется интенсивное спиральное вихревое течение, причем спираль загромождает весь объем вихревой камеры. Такое течение жидкости приводит к увеличению затрат энергии на прохождение спирального отвода. Далее закрученный поток поступает во входной патрубок с резисторными диодами. Резкое уменьшение проходного сечения с установкой выступа резистивного диода под определенным углом (на рис. 9 и 11  $\beta$ =60°) приводит к дополнительному сопротивлению движения жидкости. Как видно на рис. 11, распределение скоростей более равномерное и числовые значения не превышают 14-15 м/с.

На характер распределения скоростей во впадинах резисторных диодов очень сильно влияет осевая закрутка потока, созданная вихревой камерой.

Поток жидкости под действием центробежных сил прижимается к внешним стенкам, что приводит к образованию отрывной зоны. Такой характер течения приводит к дополнительному уменьшению расхода, т.е. эффективность гидродиода возрастает.

Анализируя численные значения скоростей, можно сказать, что значение максимальной ско-

рости в случае прямого направления течения жидкости превосходит аналогичную величину максимальной скорости при движении жидкости в обратном направлении. Это подтверждает тот факт, что расход жидкости в прямом направлении больше, чем в обратном направлении  $(G_1 > G_2; G_1 = 0,1793 \text{ кг/с}; G_2 = 0,0954 \text{ кг/с}),$  что подтверждает эффективность разработанного гидродиода.

Таким образом в результате проведенного исследования, следует полагать следующее:

 проведенный анализ преимуществ и недостатков существующих конструкций гидродиодов позволил сгенерировать новую конструкцию вихревого гидродиода повышенной диодности, которая защищена патентом РФ;

 представленная конструкция гидродиода позволит улучшить качественные показатели работы КМУ, повысить их надежность и отказоустойчивость;

 – разработана 3D модель вихревого гидродиода повышенной диодности и проведен расчет течения жидкости в прямом и обратном направлении;

 проведен численный эксперимент, по результатам которого были определены наиболее оптимальные геометрические размеры в вихревом гидродиоде повышенной диодности для заданных граничных условий;

 дальнейшие исследования будут направлены на проведение натурного эксперимента с установкой гидродиода повышенной диодности на КМУ, что позволит обосновать адекватность принятых суждений.

#### Литература

1. Военная доктрина Российской Федерации (утверждена Президентом РФ № Пр. 2076 от 25.12.2014 г.) [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.kremlin.ru/events / president/ news/47334/.html. Дата обращения: 11.02.2021.

2. Грузоподъемные машины бронетанковых войск / В.В. Миловидов. Академия БТВ. 1987. С. 5–18.

3. Шевченко А.А., Гончаров П.Н. Основные направления развития зарубежной и отечественной БТВТ и ВАТ, концептуальные требования к перспективным образцам // Вестник Академии Военных наук. 2012. № 3 (40). С. 163–169.

4. Хуако З.А. Исследование влияния раскачивания груза при вращении колонны на производительность и динамическую нагруженность механизмов манипулятора // 70 лет кафедре механизации лесного хозяйства и проектирования машин Воронежской гос. лесотехн. академии: Межвуз. сб. науч. тр. — Воронеж. 2007. 230 с.

5. Емтыль З.К. Совершенствование кинематики, динамики и конструкции лесопромышленных гидроманипуляторов: автореферат дис. докт. техн. наук: 05.21.01 / Емтыль Зауркан Камболетович. — Воронеж. 2002. 35 с.

6. Лагерев А.В. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота поршневого типа КМУ многоцелевых транспортно-технологических машин / А.В. Лагерев, Е.А. Лагерева // Вестник Брянского гос. технич. универ. 2014. № 1. С. 37–45.

7. Лагерев А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. — Брянск: РИО БГУ. 2015. 186 с.

8. Болдырев В.М. Обоснование рекомендаций по организации и технологии войскового ремонта техники производственно-технического назначения в боевых условиях / В.М. Болдырев. Дис. канд. техн. наук. — М.: ОА ВС РФ. 2007. 271 с.

9. Павлюченко Е.А. и др. Гидравлика и гидропривод: практикум // Е.А. Павлюченко, В.Е. Щерба, А.В. Григорьев, Е.Ю. Носов — Омск: ОмГТУ. 2020. 188 с.

10. Носов Е.Ю., Краморов А.Г. Экспериментальное исследование характера стационарного потока жидкости через гидродиоды // Омский научный вестник. 2007. № 3 (60). С. 50–52.

11. Обоснование направлений развития подвижных средств восстановления ВВСТ в тактическом уровне Сухопутных войск на период до 2030 года: отчет о НИР «ПСТОР» / ОАБИИ. — Омск. 2016. 122 с.

12. Пат. 199636 U1 Российская Федерация, МПК F 15 C 1/16. Вихревой диод повышенной диодности / Кайгородов С.Ю., Цветков И.В. № 2020115387; заявл. 06.05.2020; опубл. 11.09.2020, Бюл. 26.

13. Calculation of the Incompressible Viscous Fluid Flow in Piston Seals of Piston Hybrid Power Machines / V.E. Shcherba, V.V. Shalai, N.V. Pustovoy, E.A. Pavlyuchenko, S.V. Gribanov, E.A. Dorofeev. DOI: 10.3390/machines8020021 // Machines. 2020. Vol. 8 (2), 21. P. 1–28. URL: https://doi.org/10.3390/machines8020021

14. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Дрофа. 2003. 846 с.

15. Pijush K., Kundu, Ira M., Cohen and David R. Dowling, Fluid Mechanics, Academic Press. https://doi.org/10.1016/C2009-0-63410-3

16. Menter F.R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective, International Journal of Computa-tional Fluid Dynamics. 2009. Vol. 23.  $N_{\odot}$  4. P. 305–316.

### References

1. Military Doctrine of the Russian Federation (approved by the President of the Russian Federation № Pr. 2076 of 25.12.2014) [Electronic resource]. Access mode: http://www.kremlin. ru/events/president/news/47334/.html Date of reference: 11.02.2021.

2. Lifting machines of armored troops / V.V. Milovidov. BTV Academy. 1987. P. 5–18.

3. Shevchenko A.A., Goncharov P.N. The main directions of development of foreign and domestic BTW and WAT, conceptual requirements for promising samples // Bulletin of the Academy of Military Sciences. 2012. № 3 (40). P. 163–169.

4. Khuako Z.A. study of the influence of loadswing during the rotation of the column on the performance and dynamic loading of the manipulator mechanisms // 70 years of the Department of mechanization of forestry and design of machinery Voronezh state Academy of forestry: Mezhvuz. SB. nauch. Tr. — Voronezh. 2007. 230 p.

5. Emtyl' Z.K. Improving the kinematics, dynamics and design of timber cranes: the author's abstract dis. doct. technical Sciences: 05.21.01 / Emtyl Zaurkan Kamboletovich. — Voronezh. 2002. 35 p.

6. Lagerev A.V. Optimal design of hydraulic mechanisms of rotation of the piston type of cranemanipulator installations of multi-purpose transport and technological machines / A.V. Lagerev, E.A. Lagereva // Bulletin of the Bryansk State Technical University. 2014. № 1. P. 37–45.

7. Lagerev A.V. Dynamic-strength analysis of hydraulic crane-manipulator installations of mobile machines / A.V. Lagerev, A.A. Milto, I.A. Lagerev. — Bryansk: RIO BSU. 2015. 186 p.

8. Boldyrev V.M. Substantiation of recommendations on the organization and technology of military repair of production and technical equipment in combat conditions. / V.M. Boldyrev. Dis. kand. tehn. nauk. — M.: OA VS RF. 2007. 271 p.

9. Pavlyuchenko E.A. et al. Hydraulics and hydraulic drive: practicum // E.A. Pavlyuchenko, V.E. Shcherba, A.V. Grigoriev, E.Yu. Nosov. — Omsk: OmSTU. 2020. 188 p.

10. Nosov E.Yu., Kramorov A.G. Experimental investigation of the character of stationary fluid flow through hydrodiodes. 2007. № 3 (60). P. 50–52.

11. Justification of the directions of development of mobile means of restoration of VVST in the tactical level of the Ground Forces for the period up to 2030: report on R & D «PSTOR» / OABII. — Omsk. 2016. 122 p.

12. Pat. 199636 U1 Russian Federation, IPC F 15 C 1/16. Vortical diode of increased diodicity / Kaigorodov S.Yu., Tsvetkov I.V. № 2020115387; application 06.05.2020; Publ. 11.09.2020. Byul. 26.

13. Calculation of the flow of incompressible viscous fluid in piston seals of piston hybrid power machines / V.A. Shcherba, V.V. Shalay, N.V. Pustovoy, E.A. Pavlyuchenko, S.V. Gribanov, E.A. Dorofeev. DOI: 10.3390/machines8020021 // Machines. 2020. Vol. 8 (2), 21. P. 1–28. URL: https://doi.org/10.3390/machines8020021

14. Loitsyansky L.G. Mechanics of liquid and gas. — Moscow: Bustard. 2003. 846 p.

15. Piyush K., Kundu, Ira M, Cohen and David R. Dowling, Fluid Mechanics, Academic Press, https://doi.org/10.1016/C2009-0-63410-3

16. Menter F.R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective, International Journal of Computa-tional Fluid Dynamics. 2009. Vol. 23. № 4. P. 305–316.