

УДК 656.62

DOI: 10.37890/jwt.vi81.535

## **Экспериментальное исследование потерь напора в гидродинамическом уплотнении осевого грунтового насоса**

**С.Г. Яковлев**

ORCID: 0009-0006-7879-3612

*Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород, Россия*

**Аннотация.** Проблемой использования осевых насосов в качестве грунтовых является интенсивное изнашивание периферийных частей лопастей рабочего колеса. Для уменьшения износа рабочее колесо заключают в цилиндрическую обечайку. Однако эффективная защита переднего уплотнения осевого насоса при этом не обеспечивается, и предложенное ниже техническое решение предотвращает циркуляцию гидросмеси из напорной полости во всасывающую. Лопастная система гидродинамического уплотнения, нагнетая чистую воду в промываемый зазор, препятствует его износу, но при этом создает дополнительное сопротивление в виде вихревого потока. Испытания различных по конструкции выправляющих аппаратов позволяют в итоге снизить потери напора в промываемом зазоре 2,5 раза и уменьшить массогабаритные показатели осевого насоса в целом.

**Ключевые слова:** осевой грунтовой насос, гидродинамическое уплотнение, выправляющий аппарат, потери напора.

## **Experimental study of pressure losses in hydrodynamic sealing of the axial soil pump**

**Sergey G. Yakovlev**

ORCID: 0009-0006-7879-3612

*Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia*

**Abstract.** The problem of using axial pumps as ground pumps is the intensive wear of the peripheral parts of the impeller blades. In order to reduce wear the impeller is enclosed into the cylindrical shell. However, effective protection of the front seal of the axial pump is not provided, and the technical solution proposed below prevents the circulation of the hydraulic mixture from the pressure cavity into the suction one. The blade system of hydrodynamic sealing, pumping clean water into the flushed gap, prevents its wear, meanwhile creating additional resistance in the form of a vortex flow. As a result, installation of straightening devices of various designs allows it to reduce pressure losses in the flushed gap by 2.5 times and decrease the weight and dimensions of the axial pump in general.

**Keywords:** axial ground pump, hydrodynamic seal, straightening device, pressure loss.

### **Введение**

При работе дноуглубительных и добывающих землесосов часто наблюдается недостаточная производительность по грунтозабору, вследствие ограниченной всасывающей способности грунтового насоса. Так как использование подпорного насоса во всасывающей линии позволяет добиться повышения производительности по грунту на 30% и более, такое конструктивное решение считается перспективным [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Учитывая требования надежности и простоты, предъявляемые к конструкции подпорного насоса и его уплотнения, предложена схема

гидродинамического уплотнения периферийного зазора осевого грунтового насоса (рис.1) [7].

Насос содержит корпус 1 и установленные в нем рабочее колесо 2 с обечайкой 3, а также бронедиски 4 и 5. На наружной поверхности обечайки 3 и вращающегося бронедиска 4 установлены лопатки 6. Корпус со стороны лопаток 6 снабжен крышкой 7, в которой выполнены сквозные радиальные каналы 8. Выправляющий аппарат 9 служит для выпрямления вращающегося потока, создаваемого осевым рабочим колесом, повышая к.п.д. насоса.

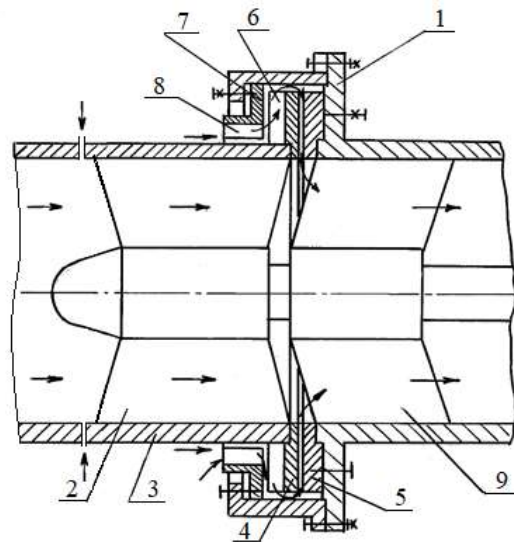


Рис.1. Схема осевого грунтового насоса

При вращении в корпусе рабочего колеса 2 с обечайкой 3 вращается и бронедиск 4 с закрепленными на нем лопатками 6. При этом грунтовая смесь нагнетается к потребителю, а жидкость без взвесей из окружающей среды через радиальные каналы 8 нагнетается в промываемый зазор между бронедисками 4 и 5, препятствуя попаданию в него водогрунтовой смеси. От работы гидродинамического уплотнения зависят подача, к.п.д. осевого грунтового насоса, которые при износе промываемого зазора и увеличении его размеров будут снижаться, поэтому создание эффективного гидроуплотнения является актуальной задачей.

### Методы

Исследования [8] показывают, что вымывание твердых частиц из промываемого зазора обеспечивается при скорости жидкости в нем не менее  $3\div 4,5$  м/с. Следовательно, указанной величиной скорости определяется расход на промывку при заданных размерах уплотнительной щели. При этом напор лопастной системы гидродинамического уплотнения складывается из потерь напора в промываемом зазоре и напора осевого насоса.

Аналогичная по принципу действия лопастная система гидроуплотнения, применяемая на переднем диске центробежных грунтовых насосов [9], показала высокую эффективность при использовании её на различных проектах земснарядов. Однако, отличие предлагаемого варианта заключается в более сложной форме промываемого зазора и меньшей густоте решетки лопастной системы, что делает невозможным использование результатов имеющихся испытаний.

Для исследования потерь напора была изготовлена модель гидродинамического уплотнения (рис. 2), основными элементами которой являются: 1 – рабочее колесо с

лопастной системой гидроуплотнения, 2 - передний бронедиск, 3 – задний бронедиск. Оба бронедиска имеют возможность осевого перемещения для регулирования зазоров между ними и рабочим колесом.

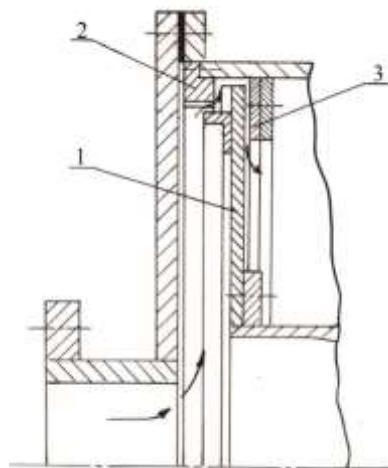


Рис.2. Гидродинамическое уплотнение для испытания на лабораторном стенде

Схема первого варианта модели гидродинамического уплотнения без выправляющего аппарата, испытанного на лабораторном стенде, представлена на рис.3. Потери напора  $\Delta P/\rho g$  промываемой жидкости сосредоточены на участках между сечениями 4-4 и 3-3, 3-3 и 2-2, 2-2 и 1-1 и представляют собой разность между напором  $H_1$ , развиваемым лопастной системой и напором  $H_2$  в сечении 1-1. Результаты испытаний рассматриваемой модели показаны на рис. 4 (прямая 1) и на требуемой подаче  $14 \text{ м}^3/\text{ч}$  составляют 5,7 м. При этом напор  $H_1$  почти в два раза превышает напор  $H_2$ .

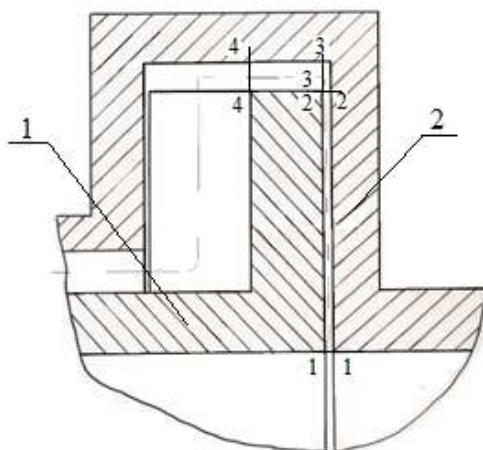


Рис.3. Схема модели гидродинамического уплотнения без выправляющего аппарата:  
лопастная система гидроуплотнения; 2- корпус

Это свидетельствует об относительно больших потерях энергии при движении промывочной воды в канале между сечениями 4-4 и 1-1, увеличивающихся с ростом подачи. Данное явление можно объяснить тем, что частицы жидкости в промываемом зазоре, прилегающие непосредственно к диску рабочего колеса, увлекаются им во

вращательное движение и за счет действия центробежной силы отбрасываются обратно к периферии, создавая дополнительное сопротивление основному потоку [10, 11]. Таким образом, на основной поток, движущийся от периферии к центру, накладывается дополнительный, движущийся от центра к периферии. Снижение потерь напора в промываемом зазоре приведет к уменьшению габаритов и металлоемкости осевого грунтового насоса в целом, а также затрат энергии на промывку.

Как уже отмечалось выше основные потери энергии, вследствие вихревого движения промывочной жидкости, сосредоточены на участке между сечениями 2-2 и 1-1. С целью предотвращения вращательного движения воды на рассматриваемом участке был установлен выправляющий аппарат с радиальными лопатками (рис. 5), что позволило существенно снизить потери напора - на требуемой подаче 14 м<sup>3</sup>/ч потери напора составляют 3,8 м. Однако результаты замеров потенциального напора (рис.6) цилиндрическим зондом вдоль канала между радиальными лопатками на участке между сечениями 2-2 и 1-1 свидетельствуют о том, что при данной схеме обтекания нет плавного преобразования скоростного напора в давление, к чему стремятся при проектировании выправляющих аппаратов.

На расстоянии 4 мм (рис.6) наблюдается падение потенциального напора, вызванное образованием вихревой зоны (сечение 2-2) и связанное с резким изменением направления окружной скорости. При этом вихревая зона наблюдается на различных подачах. Возможность уменьшения потерь энергии заключается в конструктивном изменении радиальных лопаток и обеспечении при этом безударного входа потока на выправляющие лопатки.

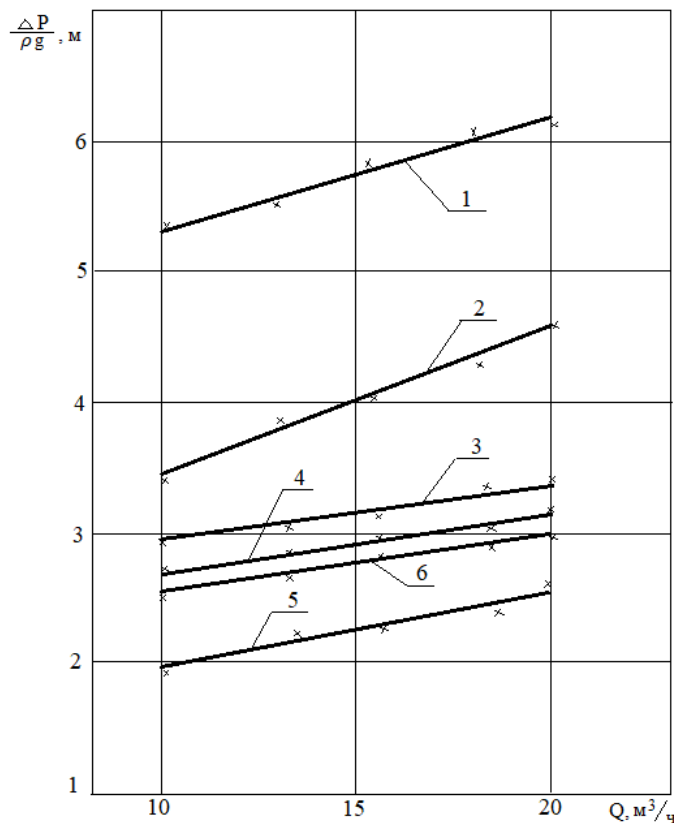


Рис.4. Зависимости  $\Delta P/\rho g=f(Q)$ . Результаты испытаний при работе: без выправляющего аппарата; 2 – с выправляющим аппаратом, имеющим радиальные лопатки;

3, 4, 5, 6 – с выправляющим аппаратом, имеющим соответственно 10, 9, 8, 7 криволинейных лопаток

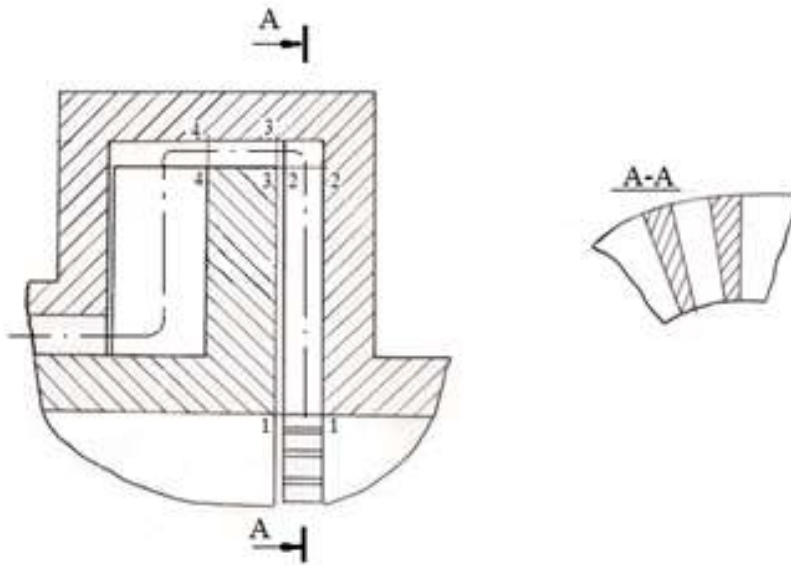


Рис.5. Схема модели гидродинамического уплотнения с выправляющим аппаратом с радиальными лопатками

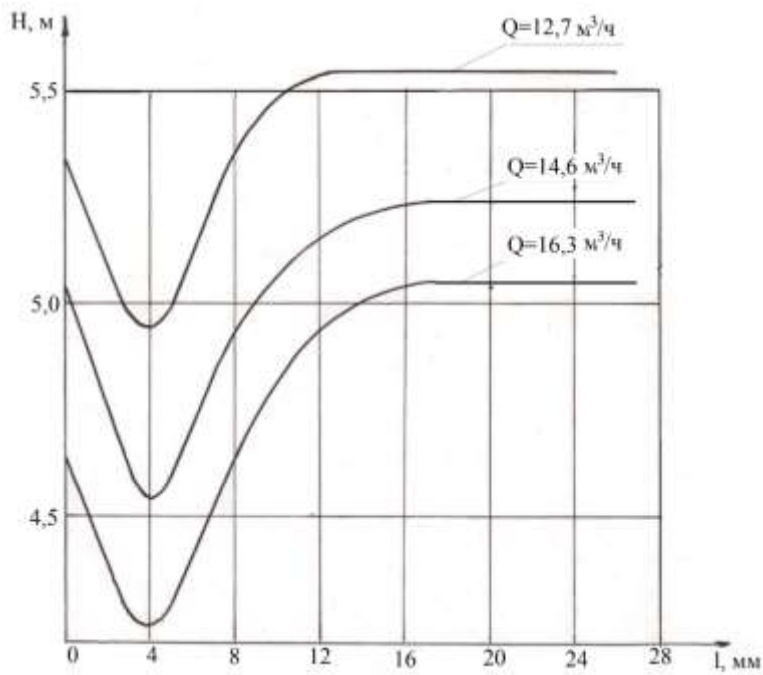


Рис.6. Изменение потенциального напора в радиальном канале

Установка выправляющего аппарата с криволинейными лопатками (рис.7), направленными против направления вращения рабочего колеса, обеспечивает плавное преобразование скоростного напора в потенциальный.

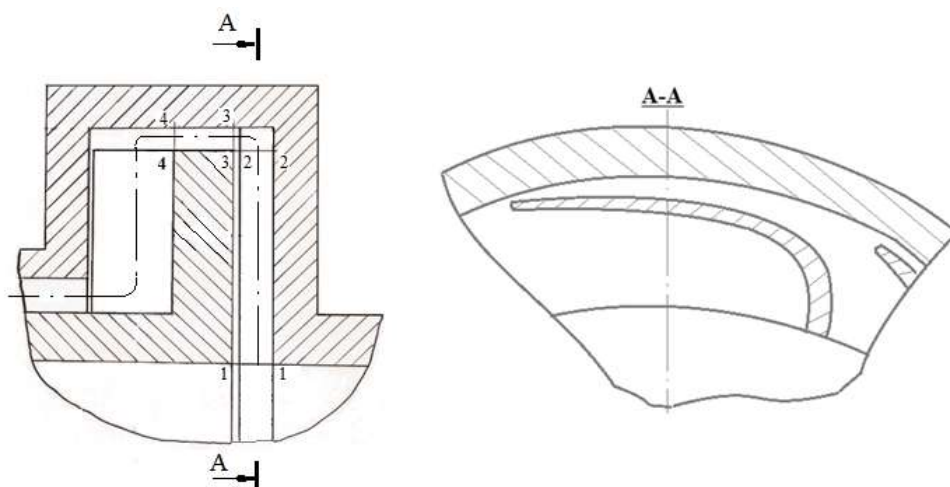


Рис.7. Схема модели гидродинамического уплотнения с выправляющим аппаратом с криволинейными лопатками

Для определения необходимого количества криволинейных лопаток были спроектированы и изготовлены четыре модели выправляющих аппаратов, имеющими 7,8,9,10 криволинейных лопаток, равномерно расположенных по окружности. Результаты испытаний вышеуказанных лопастных систем с различным количеством криволинейных лопаток представлены на рис. 4, из которого следует, что наименьшие потери напора соответствуют варианту с выправляющим аппаратом, имеющим восемь лопаток (потери напора на расчётной подаче составляют 2,3 м). Потери напора с выправляющими аппаратами, имеющими большее или меньшее количество лопаток в исследуемом диапазоне подач, больше. При этом в первом случае лопатки создают дополнительное сопротивление движению жидкости, а во втором – большая величина потерь напора связана с недостаточным воздействием лопаток на поток, и значит, после сечения 1-1 промывочная вода имеет большую окружную составляющую скорости.

Очевидно, что и в случае установки выправляющего аппарата с восемью лопатками нет полного преобразования окружной составляющей скорости в давление, вследствие ограниченного пространства для их размещения. Однако, этот оптимальный вариант выправляющего аппарата обеспечивает безударный вход потока и создаёт условия для минимума гидравлических потерь.

### Выводы

Испытания различных вариантов гидродинамического уплотнения осевого грунтового насоса с выправляющими аппаратами и без них позволили найти оптимальное решение, позволяющее значительно уменьшить потери напора в промываемом зазоре. Конструктивными мероприятиями, заключающимися в установке выправляющего аппарата с восемью криволинейными лопатками, обеспечивающими безударный вход потока, достигается снижение потерь напора в промываемом зазоре гидродинамического уплотнения в 2,5 раза на расчетной подаче 14 м<sup>3</sup>/ч.

### Список литературы

1. Огородников С.П. Инжектирование на землесосных снарядах. – Госстройиздат, 1962. - 100с.
2. Шкундин Б.М., Огородников С.П., Мариенков В.П. О применении погружных грунтовых насосов. – Гидротехническое строительство, 1971, №11, с.50-51.
3. Стариков А.С. Применение погружных грунтовых насосов на земснарядах Минречфлота /Тезисы докладов всесоюзного научн.-техн. совещания «Интенсификация гидромеханизированных работ и подводной добычи с применением погружных грунтонасосных комплексов». – М.: ЦП ВНТГО, 1989, с.38-40.
4. Шкундин Б.М. Машины для гидромеханизации земляных работ. /-М.: Стройиздат, 1995. -224с.
5. Ялтанец И.М. Гидромеханизированные и подводные горные работы: учебник для вузов/ И.М. Ялтанец. – М.: ООО «Центр инновационных технологий», 2012. – 716 с.
6. Огородников С.П., Михеев И.И., Кулаков А.Е. Применение погружных осевых грунтовых насосов – эффективное направление повышения всасывающей способности земснарядов//Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2006 – СВ Гидромеханизация. – с.112-116.
7. Арефьев Н.Н., Яковлев С.Г. Осевой грунтовой насос. Авторское свидетельство СССР №1508011, 1989.
8. Смойловская Л.А., Кожевникова Е.И., Цыбаев Н.Т. Повышение износостойкости грунтовых насосов. Под общ. ред. канд. техн. наук Д.Я. Суханова. – Москва: [б. и.], 1964. - 65с.
9. Гамзин Б.П. Обоснование и разработка грунтового насоса с гидродинамическим передним уплотнением.: Дис. канд. техн. наук. – Горький, 1988. – 220 с.
10. Кожевников В.В. Исследование гидравлических сопротивлений узких щелей. – Труды ВИГМ, 1959, вып.24, с.77-92.
11. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машгиз, 1960. – 682 с.

#### References

1. Ogorodnikov S.P. Injection on dredging shells. – Gosstroyizdat, 1962. -100s.
2. Shkundin B.M., Ogorodnikov S.P., Marienkov V.P. On the use of submersible ground pumps. – Hydraulic engineering, 1971, No. 11, pp.50-51.
3. Starikov A.S. The use of submersible ground pumps on dredgers of the Ministry of Marine Fleet / Abstracts of the All-Union Scientific and Technical Meetings “Intensification of hydro–mechanized works and underwater mining using submersible ground pump complexes”. - М.: CP VNTGO, 1989, pp.38-40.
4. Shkundin B.M. Machines for hydro-mechanization of earthworks. /-M.: Stroyizdat, 1995. -224s.
5. Yaltanets I.M. Hydro-mechanized and underwater mining: textbook for universities/ I.M. Yaltanets. – М.: Center for Innovative Technologies LLC, 2012. – 716 p.
6. Ogorodnikov S.P., Mikheev I.I., Kulakov A.E. The use of submersible axial soil pumps is an effective way to increase the suction capacity of dredgers//Mining information and analytical bulletin. - 2006 – SV Hydromechanics, 112-116 p.
7. Arefyev N.N., Yakovlev S.G. Axial ground pump. USSR Copyright Certificate No.1508011, 1989.
8. Smolovskaya L.A., Kozhevnikova E.I., Tsybaev N.T. Increasing the wear resistance of ground pumps. Under the general editorship of the Candidate of technical Sciences D.Ya. Sukhanov. – Moscow: [B. I.], 1964. - 65с.
9. Gamzin B.P. Justification and development of a soil pump with a hydrodynamic front seal.: Dis. candidate of Technical Sciences. – Gorky, 1988. – 220 p.
10. Kozhevnikov V.V. Investigation of hydraulic resistances of narrow slits. – Proceedings of the WIGM, 1959, issue 24, pp.77-92.
11. Pfeleiderer K. Shoveling machines for liquids and gases. – М.: Mashgiz, 1960. – 682 p.

**ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Яковлев Сергей Герасимович**, к.т.н., доцент, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Волжский государственный университет водного транспорта» (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: yack17@yandex.ru

**Sergey G. Yakovlev**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Operation of Marine Power Plants, Volga State University of Water Transport" (VGUVT), 603951

Статья поступила в редакцию 14.10.2024; опубликована онлайн 20.12.2024.  
Received 14.10.2024; published online 20.12.2024.