

**М.Е. Исаметова\***, Р.К. Нусіпәли, Г.У. Калдан, О.А. Джасинбеков, Х.А. Ахмедов  
Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева,  
Алматы, Казахстан  
\*e-mail: isametova69@mail.ru

## АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С МОДИФИЦИРОВАННОЙ ЛОПАСТНОЙ РЕШЕТКОЙ

**Аннотация.** В статье рассмотрены проблемы повышения энергоэффективности динамических насосов, предложена методика модернизации рабочих колес. Для повышения гидравлического КПД был рассмотрен вариант замены традиционной гомогенной лопастной решетки на гетерогенную решетку. Для обоснования целесообразности применения варианта модификации, приведена и проанализирована теория безударного входа потока в рабочее колесо. В статье был приведен алгоритм расчета и блок-схема для автоматизации расчета параметров колеса с гетерогенной лопастной решеткой, где исходными данными были напор насоса  $H$ , подача насоса  $Q$ , частоты вращения вала центробежного многоступенчатого насоса  $n$ . Также был предложен параметр варьирования подачи для определения углов набегания и углов установки лопастей гетерогенной решетки, который определяется из условия расширения зоны подачи. Приведены результаты автоматизированного расчета параметров гетерогенной лопастной решетки.

**Ключевые слова:** центробежный насос, рабочее колесо, лопастная решетка, модификация, энергоэффективность, напор, подача.

**Введение.** Центробежные насосы (ЦН) широко используются во всех отраслях промышленности. И на сегодняшний день мы имеем очевидный факт того, что энергоёмкость насосного оборудования является достаточно высокой. В различных отраслях энергопотребление насосов составляет в среднем 25-60% от всей затрачиваемой мощности [1]. Распределение потребления электроэнергии насосным оборудованием, по данным Европейской организации производителей насосного оборудования «EuroPump» [2] занимает второе место после потребления энергии технологическим оборудованием. При этом почти третья часть энергозатрат приходится на динамические насосы. Исходя из вышесказанного следует что, проблема снижения затрат энергии, потребляемой насосным оборудованием является одной из ключевых задач технической науки. Особую остроту данная проблема приобретает на сегодняшнее время из-за резкого сокращения относительно дешевых традиционных источников энергии.

На сегодняшний день можно выделить следующие направления модернизации насосного оборудования:

- совершенствование проточной части насоса в целях повышения экономичности;
- расширение рабочей зоны по подаче;
- снижение виброактивности насоса;
- увеличение ресурса передних и межступенных уплотнений рабочих колес за счет применения износостойких незадираемых материалов;
- применение торцовых уплотнений, отвечающих требованиям стандарта API 682;
- уменьшения осевого хода ротора двигателя [3].

**Объект исследования.** Объектом модернизации является многоступенчатый горизонтальный центробежный насос. Многоступенчатые ЦН имеют некоторые конструктивные особенности: углы сбегания потока из рабочего колеса малы, скорости относительно велики и доля преобразования скоростной энергии, приходящаяся на отводящее устройство, значительна, вследствие этого снижаются гидравлические показатели ступени.

Для модернизации рабочих колёс необходимо выбирать лопастную систему с оптимальными свойствами, однако мероприятия, способствующие улучшению одного из

параметров, чаще всего находится в противоречии с обеспечением других. На данный момент существует достаточное количество научных изысканий по модификации геометрии и структуры лопастных колес, с целью улучшения гидравлических характеристик. Анализ приведен в таблице 1.

Таблица 1. Данные по модификации лопастной системы колеса

Признаки Авторы	Автор 1 [4]	Автор 2 [5]	Автор 3[6]	Автор 4[7]
Модификация	орамашивание	двухъярусная решетка	гетерогенная с тремя парами лопастей и одинаковыми выходными углами	нанесение гидрофобных покрытий на поверхность каналов и дисков колеса
Достоинства	оказывает влияние на собственные частоты колеса, а именно увеличивает их	увеличивает скорость потока	не требует модернизации направляющего аппарата	уменьшение шероховатости каналов
Недостатки	усложняет геометрию и технологию изготовления	увеличивает трение потока о лопасти	неравномерность потока вдоль лопаток	сложность в технологии нанесения и увеличение цикла производства колес

После анализа существующих направлений модернизации центробежных колес было решено существующую лопастную решетку модифицировать в гетерогенную, то есть решетку с переменным шагом. Этот способ позволит технически остаться в рамках существующей технологии производства колеса и увеличив рабочую зона насоса, увеличить общеинтегральный гидравлический КПД.

**Теоретические основы методики расчета лопастных систем с переменным шагом.**

Концепция переменного шага (рисунок 1) базируется на идеях перераспределения преимущественно ударных потерь на входе в лопастную систему во всём рабочем колесе.

Реализация подобных решений предполагает использование новых подходов при проектировании. В частности, лопастная система насоса рассчитывается не на одну точку ( $Q_{расч}$ ,  $H_{расч}$ ), а на требуемую область подач ( $Q(Q_1, Q_2...Q_n)$ ,  $H(H_1, H_2...H_n)$ ).

Таким образом формируемая гидродинамическая решётка имеет разные углы наклона и углы установки. Как следствие расширяется рабочая зона насоса. При этом вблизи оптимума  $\eta_{opt}$  может иметь место локальное снижение КПД, однако его значения на границах расчётного диапазона подач  $Q_{min}$  и  $Q_{max}$  возрастают. Таким образом среднеинтегральный КПД насоса с гетерогенной лопастной системой оказывается выше, чем у аналогов с классической (гомогенной) лопастной системой [8]

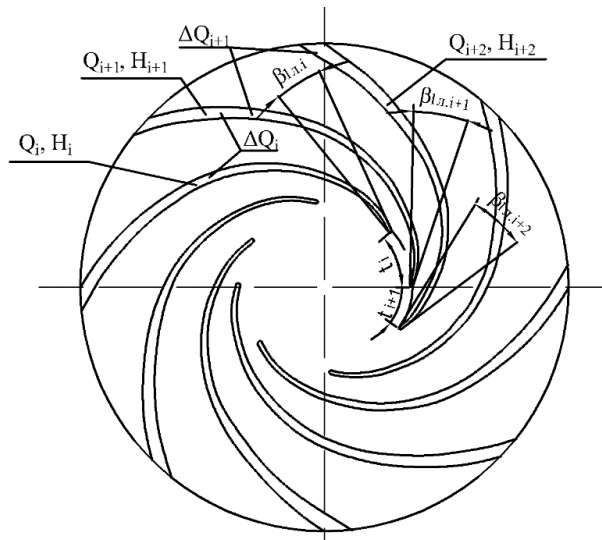


Рисунок 1. Схема для расчета параметров гетерогенной решетки

Для анализа достоверности утверждения, что гетерогенная решетка уменьшает ударные потери в насосном колесе нами была рассмотрена методика расчета ударных потерь приведенная автором в работе [9 26].

Согласно методике для проекций абсолютных скоростей на окружное направление по углу натекания и окружное направление по конструктивному углу лопасти запишем:

- проекция абсолютной скорости на окружное направление по углу натекания:

$$h_{уд,н} = \varphi_n \frac{\Delta v_{ун1}^2}{2g}; \quad (1)$$

где:  $h_{уд,н}$  – потери потока на удар при входе в колесо;  $\varphi_n$  - коэффициент ударных потерь решетки насосного колеса;  $\Delta v_{ун1}^2$  – разница окружных составляющих абсолютной скорости при отклонениях направления потока от его направления в режиме безударного входа.

Для проекций абсолютных скоростей на окружное направление по углу натекания и окружное направление по конструктивному углу лопасти запишем:

- проекция абсолютной скорости на окружное направление по углу натекания:

$$v_{ун1}^2 = U_{1н} - \frac{ctg(\beta_{1н})}{2\pi \cdot R_{н1} \cdot b_{н1} \cdot \Psi_{1н}} Q; \quad (2)$$

где:  $U_{1н}$  – окружная скорость;  $\beta_{1н}$  – угол набегания потока на лопасть;  $R_{н1}$  - радиус входа в колесо;  $b_{н1}$  – ширина канала колеса на входе;  $\Psi_{1н}$  - коэффициент стеснения потока.

- проекция абсолютной скорости на окружное направление по углу решетки:

$$v_{ун1л}^2 = U_{1н} - \frac{ctg(\beta_{1нл})}{2\pi \cdot R_{н1} \cdot b_{н1} \cdot \Psi_{1н}} Q; \quad (3)$$

Где:  $\beta_{1нл}$  - угол потока набегания на лопасть по углу решетки

При расходе, соответствующем безударному входу на колесо, разность окружных составляющих скорости:

$$\Delta v_{ун1}^0 = v_{ун1}^0 - v_{ун1л}^0 = \left( \frac{ctg(\beta_{1н}^0)}{2\pi \cdot R_{н1} \cdot b_{н1} \cdot \Psi_{1н}} - \frac{ctg(\beta_{1нл})}{2\pi \cdot R_{н1} \cdot b_{н1} \cdot \Psi_{1н}} \right) Q_0. \quad (4)$$

где:  $Q_0$  - постоянная величина расхода для фиксированных значений крутящего момента

На рисунке 2 рассмотрим следующую модель течения в треугольниках скоростей:

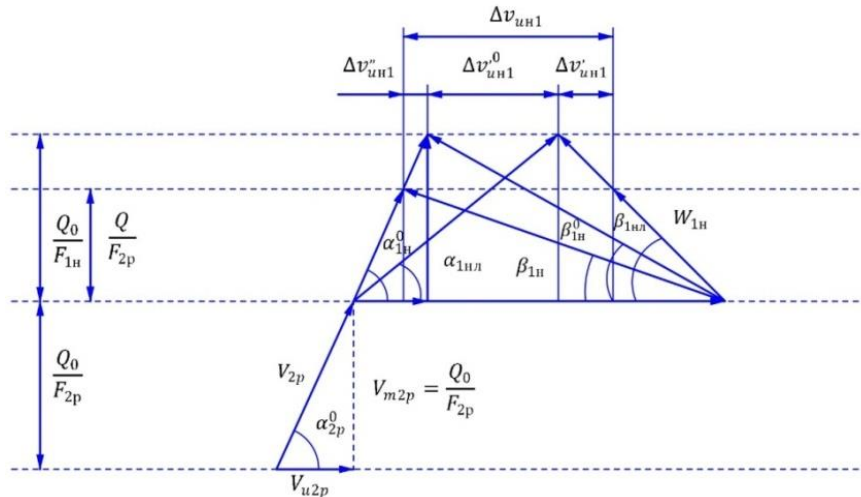


Рисунок 2. Модель течения в треугольниках скоростей для системы рабочее колесо

Из рисунка 2 видно, что полная разность состоит из трех слагаемых:

$$\Delta v_{u1n}^2 = \Delta v'_{u1n} + \Delta v''_{u1n} + \Delta v^0_{u1n} \quad (5)$$

Имеем:

$$\Delta v'_{u1n} = \frac{ctg(\beta_{1n})}{2\pi \cdot R_{n1} \cdot b_{n1} \cdot \Psi_{1n}} (Q_0 - Q); \quad (6)$$

$$\Delta v''_{u1n} = \frac{ctg(\alpha_{2pl})}{2\pi \cdot R_{n1} \cdot b_{p2} \cdot \Psi_{2p}} (Q - Q_0). \quad (7)$$

Учитывая соотношение

$$v_{u1n}^2 = \frac{R_{p2}}{R_{n1}} v_{up2} = \frac{R_{p2}}{R_{n1}} \frac{ctg(\alpha_{2pl})}{2\pi \cdot R_{p2} \cdot b_{p2} \cdot \Psi_{2p}} Q = \frac{ctg(\alpha_{2pl})}{2\pi \cdot R_{n1} \cdot b_{p2} \cdot \Psi_{2p}} Q \quad (8)$$

Окончательно

$$\Delta v_{u1n}^2 = 2g(LQ + KQ_0)^2 = 2g(Le^{-x} + K)^2 Q_0^2$$

Тогда выражение для функции потерь:

$$h_{уд,н} = \varphi_n \frac{\Delta v_{u1n}^2}{2g} = \varphi_n (Le^{-x} + K)^2 Q_0^2 \quad (9)$$

Если проанализировать выражение (9), можно сделать вывод, что функция потери на удар квадратично зависит от величины окружной составляющей абсолютной скорости  $v_u$ , где одна из составляющих этой величины при расходе, соответствующем безударному входу на турбину, разность окружных составляющих скорости при входе в колесо, уменьшая угол установки лопасти, а соответственно шаг, можно отметить стремление величины  $h_{уд,н}$  к минимуму.

### Автоматизация проектирования центробежного колеса с гетерогенной лопастной решеткой в математической среде MATLAB.

Для сокращения сроков проектирования рабочего колеса с гетерогенной лопастной решеткой, исключения ошибок при расчетах и повышения точности построения геометрии трех лопастей с разной кривизной был создан автоматизированный модуль в математической среде MATLAB.

Алгоритм автоматизированного модуля для определения геометрических параметров базировался на классических расчетах колеса с периодической лопастной решеткой по методикам [10] и алгоритме расчета параметров гетерогенной решеткой, где результатами будут углы установки лопастей то есть углы набегания жидкости  $\beta_1$ , и углы выхода  $\beta_2$ , и шаг установки лопасти  $t$ .

Исходными данными для расчета основных конструктивных параметров насоса являются значения потребного напора насоса  $H$ , подачи насоса  $Q$ , частоты вращения вала центробежного многоступенчатых насоса  $n$ , а также начальные приближения конструктивных параметров, полученные по приближенной методике [10], [11], [12] расчета основных конструктивных параметров. Для расчета параметров гетерогенной лопастной решетки вводится цикл по величинам напора и подачи, которые определяются из условия расширения зоны подачи на величину  $Q_i = (0.75; 1.25; 1.5)Q_{ном}$  выполняются итерации по формулам вычисления основных параметров колеса. В результате расчета по описанному алгоритму (см. блок-схему алгоритма рисунок 3) определяются значения основных конструктивных параметров рабочего колеса центробежного насоса с гетерогенной лопастной решеткой.

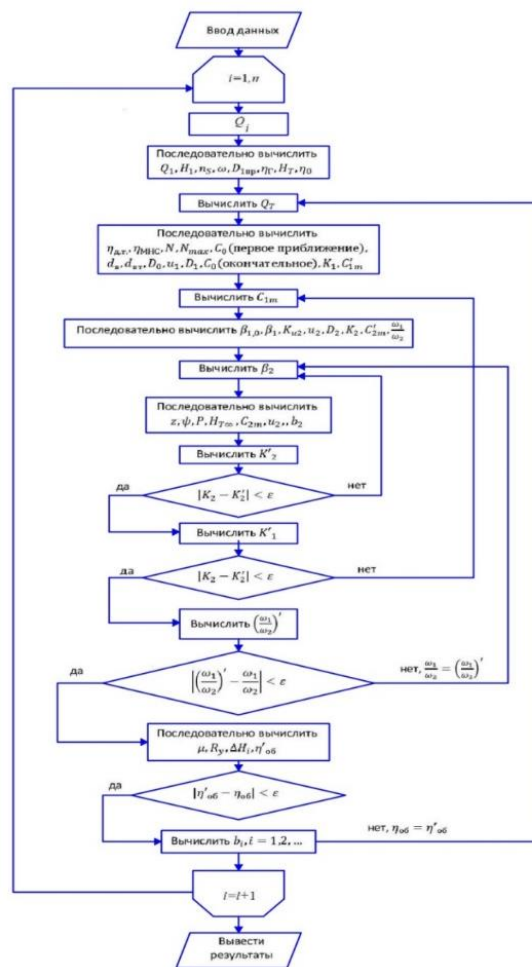


Рисунок 3. Блок схема

Для создания пользовательского интерфейса автоматизированного модуля была выбрана математическая среда MatLab.

Язык MatLab является высокоуровневым интерпретируемым языком программирования, имеет структуры данных, широкий спектр функций, интегрированную среду разработки, объектноориентированные возможности. На рисунках 4 приведено диалоговое окно с результатами автоматизированного расчета.

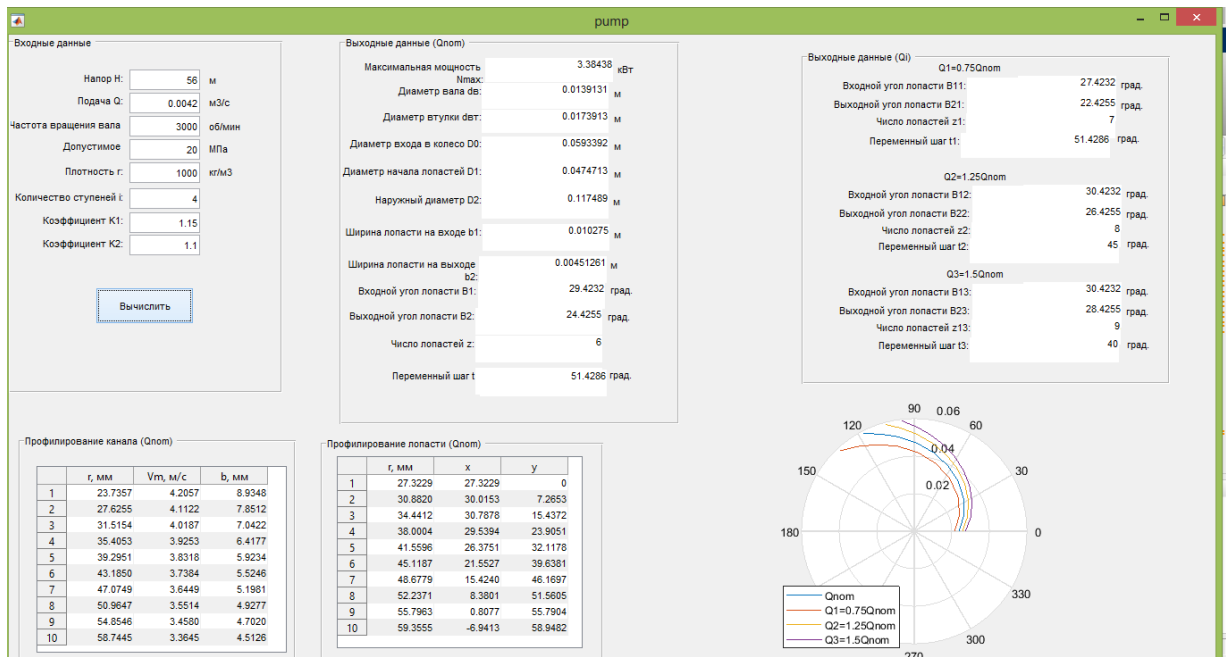


Рисунок 4. Окно программы с результатами расчета

Автоматизированный модуль позволяет сделать импорт данных декартовых координат ( $x$ ;  $y$ ) кривизны лопасти в любую CAD систему трехмерного моделирования. Для выполнения этой функции в алгоритм программы заложен оператор перевода цилиндрической системы координат в декартову.

По данным диапазона варьирования подачи, согласно промышленным испытаниям, по кривой Q-H характеристик (рисунок 5) были определены напоры и геометрические параметры трех лопастей гетерогенной решетки, данные сведены в таблице 2.

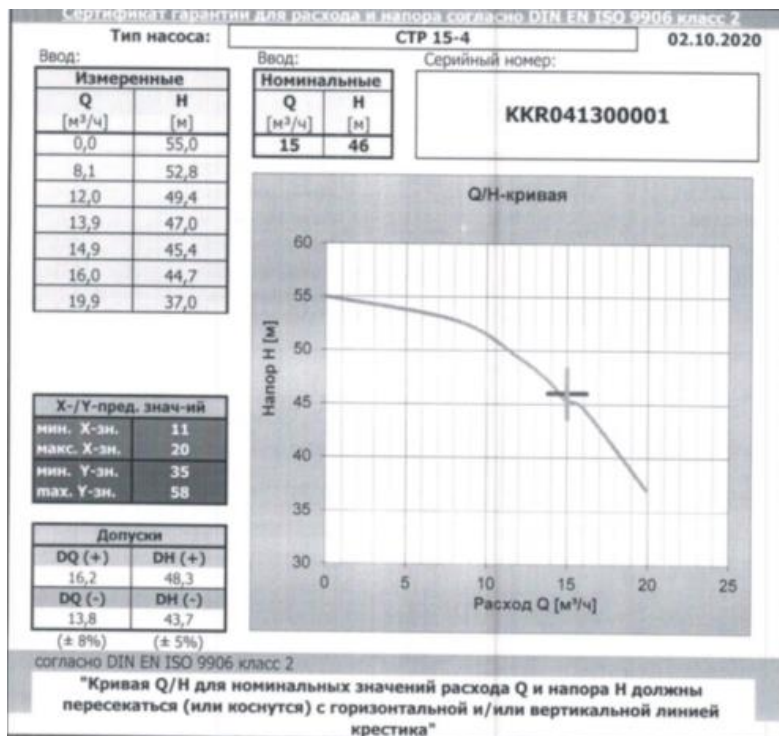


Рисунок 5. Протокол испытаний

Таблица 2. Данные расчета геометрических характеристик гетерогенной лопастной решетки

	minQ	0,7Q	1Q	1,2Q	1,5Q
Q, м3/сут	8	10	15	18	23
H, м	53	51,5	46	41	29
b <sub>1</sub> , м	0,021	0,023	0,028	0,03	0,035
b <sub>2</sub> , м	0,006	0,005	0,008	0,009	0,002
β <sub>1</sub> , в градусах	25,3	26,2	27,3	27,8	30,2
β <sub>2</sub> , в градусах	18,4	19,1	19,9	20,3	22

По результатам расчета была построена первая цифровая модель центробежного колеса с решеткой переменного шага установки лопастей (рисунок 6).

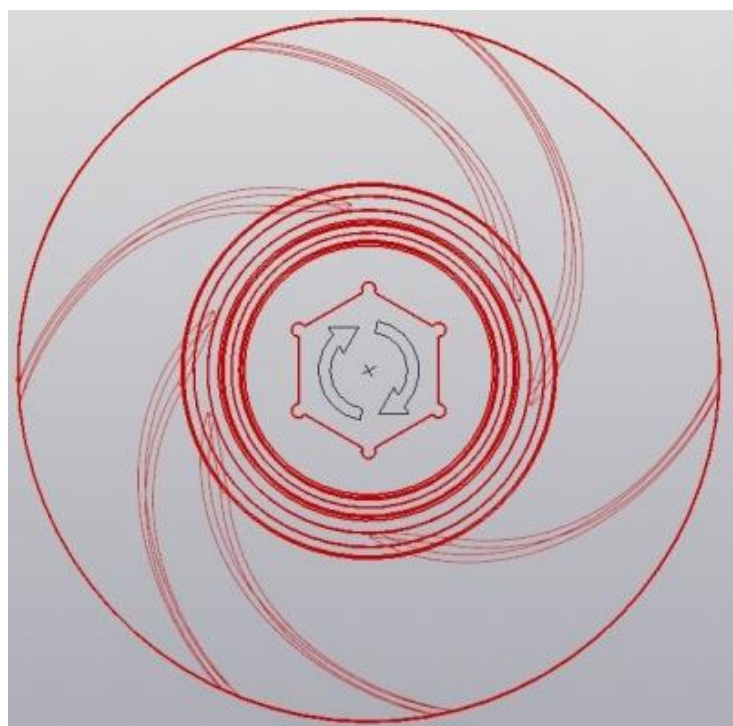


Рисунок 6. Цифровая модель колеса с гетерогенной решеткой

#### Выводы.

1. Проведенный комплекс научных исследований современных направлений модернизации динамических насосов позволяет сделать вывод, что наиболее перспективным направлением является замена гомогенной решетки лопастей на гетерогенную, что приведет к повышению интегрального гидравлического КПД.

2. Функция потери на удар квадратично зависит от величины окружной составляющей абсолютной скорости, увеличивая угол установки лопасти, а соответственно шаг, можно отметить стремление величины функции ударных потерь к минимуму.

3. На основе классических методик гидродинамического расчета параметров центробежных колес была разработана методика проектирования колес с гетерогенной лопастной решеткой, захватывающая расширение рабочей зоны насоса от  $0,7Q_{ном}$  до  $1,5 Q_{ном}$ .

4. На основе разработанных алгоритмов теоретического расчета создана блок-схема и автоматизированный модуль для расчета параметров колеса с модифицированной гетерогенной лопастной решеткой.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на их основе // материалы V международной конференции. – Воронеж: Научная книга, 2009. – 356 с.
- [2] Ecopump.ru'2009 Эффективность и экологичность насосного оборудования: Тезисы докладов международной научно-технической конференции. – Москва: Из-во РАПН, 2009 – 458 с
- [3] Айтореева., Г.К. Перспективы совершенствования НЦС для систем поддержания пластового давления. [Текст] / Г.К. Айтореева., А.Ниязбек., «Роль и место молодых ученых в реализации Стратегии «Казахстан-2050»: Тр. меж. Сатпаевских чтений, посвящ. 80-летию КазНТУ им. К.И.Сатпаева. - Алматы: КазНТУ, 2014. - Том 2. - С. 274-278
- [4] А. Швиндин, Проблемы и перспективы развития насосного оборудования для систем ППД. 2014г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://neftegaz.ru/science/engineer/331847-problemy-i-perspektivy-razvitiya-nasosnogo-oborudovaniya-dlya-sistem-ppd/>
- [5] Малюшенко, В.В. Определение оптимального числа лопастей рабочих колёс питательных насосов. // Извещения вузов. Сер. Энергетика. – 1964. – №4. – С. 58-65.
- [6] Патент на изобретение RU2452875C2 Рабочее колесо центробежного насоса. Вячеслав Алексеевич Рыженков (RU) Вячеслав Алексеевич Рыженков Александр Викторович Волков (RU) Александр Викторович Волков Александр Гаврилович Парыгин (RU) Александр Гаврилович Парыгин Георгий Петрович Хованов (RU) Георгий Петрович Хованов. Дата публикации: 10.06.2012
- [7] Йохэннинг, Ф. Полифениленсульфид – производство, применение, перспективы // Полимерные материалы. Изделия, оборудование, технологии. — 2012. — №12. — С. 40–44.
- [8] Патент на изобретение RU 2709404 C2 Рабочее колесо для центробежных насосов. Гроппо Ренато, Бальбо Фабио, Маттеацци Мариано, Обути Масаси, Сакихама Даи, Куроива Со. Дата публикации: 17.12.2019
- [9] Аннотация проекта (ПНИЭР), выполняемого в рамках ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014 – 2020 годы»
- [10] Ржебаева, Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов [Текст] / Н.К. Ржебаева, Э.Е. Ржебаев // Учебное пособие. - Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. -220с.
- [11] Ломакин, В.О. Разработка комплексного метода расчета проточных частей центробежных насосов с оптимизацией параметров [Текст]: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Специальность 05.04.13 - Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. Москва - 2017
- [12] Кузнецов А.В., Панайотти С.С., Савельев А.И. Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса / Учебное пособие. — Калуга, 2013. — 170 с.

## REFERENCES

- [1] Razrabotka, proizvodstvo i jekspluatacija turbo-, jelektronasosnyh agregatov i sistem na ih osnove // materialy V mezhdunarodnoj konferencii. – Voronezh: Nauchnaja kniga, 2009. – 356 s.
- [2] Ecopump.ru'2009 'Effektivnost' i jekologichnost' nasosnogo oborudovaniija: Tezisy dokladov mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii. – Moskva: Iz-vo RAPN, 2009 – 458 s.
- [3] Ajtoreeva., G.K. Perspektivy sovershenstvovaniija NCS dlja sistem podderzhaniija plastovogo davlenija. [Tekst] / G.K. Ajtoreeva., A.Nijazbek., «Rol' i mesto molodyh uchenyh v realizacii Strategii «Kazahstan-2050»: Tr. mezh. Satpaevskih chtenij, posvjashh. 80-letiju KazNTU im. K.I.Satpaeva. - Almaty: KazNTU, 2014. - Tom 2. - S. 274-278.
- [4] A. Shvindin, Problemy i perspektivy razvitija nasosnogo oborudovaniija dlja sistem PPD. 2014g. [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <https://neftegaz.ru/science/engineer/331847-problemy-i-perspektivy-razvitiya-nasosnogo-oborudovaniya-dlya-sistem-ppd/>
- [5] Maljushenko, V.V. Opredelenie optimal'nogo chisla lopastej rabochih koljos pitatel'nyh nasosov. // Izvetija vuzov. Ser. Jenergetika. – 1964. – №4. – S. 58-65.
- [6] Patent na izobretenie RU2452875C2 Rabochee koleso centrobezhnogo nasosa. Vjacheslav Alekseevich Ryzhenkov (RU) Vjacheslav Alekseevich Ryzhenkov Aleksandr Viktorovich Volkov (RU) Aleksandr Viktorovich Volkov Aleksandr Gavrilovich Parygin (RU) Aleksandr Gavrilovich Parygin Georgij Petrovich Hovanov (RU) Georgij Petrovich Hovanov. Data publikacii: 10.06.2012.
- [7] Johjenning, F. Polifenilensul'fid – proizvodstvo, primenenie, perspektivy // Polimernye materialy. Izdelija, oborudovanie, tehnologii. — 2012. — №12. — S. 40–44.



[8] Patent na izobretenie RU 2709404 C2 Rabochee koleso dlja centrobeznyh nasosov. Groppo Renato, Bal'bo Fabio, Matteacci Mariano, Obuti Masasi, Sakihama Dai, Kuroiva So. Data publikacii: 17.12.2019.

[9] Annotacija proekta (PNIJeR), vypolnjaemogo v ramkah FCP «Issledovaniya i razrabotki po prioritetnym napravlenijam razvitija nauchno-tehnologicheskogo kompleksa Rossii na 2014 – 2020 gody».

[10] Rzhebaeva, N.K., Rzhebaev Je.E. Raschet i konstruirovaniye centrobeznyh nasosov [Tekst] / N.K. Rzhebaeva, Je.E. Rzhebaev // Uchebnoe posobie. - Sumy: Izd-vo SumGU, 2009. -220s.

[11] Lomakin, V.O. Razrabotka kompleksnogo metoda rascheta protochnyh chastej centrobeznyh nasosov s optimizaciej parametrov [Tekst]: dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni doktora tehniceskikh nauk. Special'nost' 05.04.13 - Gidravlicheskie mashiny i gidropnevmoagregaty. Moskva – 2017.

[12] Kuznecov A.V., Panaiotti S.S., Savel'ev A.I. Avtomatizirovannoe proektirovaniye mnogostupenchatogo centrobezhnogo nasosa / Uchebnoe posobie. — Kaluga, 2013. — 170 s.

**М.Е. Исаметова\*, Р.К. Нусипәли, Г.У. Калдан, О.А. Джасинбеков, Х.А. Ахмедов**  
Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық зерттеу техникалық университеті, Алматы, Қазақстан  
\*e-mail: isametova69@mail.ru

### **ЖЕТІЛДІРІЛГЕН ҚАЛАҚТЫ ТОРЫ БАР ОРТАДАН ТЕПКІШ СОРҒЫНЫҢ ЖҰМЫСШЫ ДӨҢГЕЛЕГІН ЖОБАЛАУДЫ АВТОМАТТАНДЫРУ**

**Андатпа.** Мақалада динамикалық сорғылардың энергия тиімділігін арттыру мәселелері қарастырылған және жұмысшы дөңгелектерді жетілдіру әдістемесі ұсынылған. Гидравликалық пайдалы әсер коэффициентін арттыру үшін дәстүрлі біртекті қалақшалы торын гетерогенді торға ауыстыру мүмкіндігі қарастырылды. Жетілдірілген нұсқасын қолданудың орындылығын негіздеу үшін ағынның доңғалаққа соққысыз кіру теориясы келтірілген және талданған. Мақалада гетерогенді қалақшалы торы бар доңғалақ параметрлерін есептеуді автоматтандыруға арналған есептеу алгоритмі және блок-схема келтірілген, онда бастапқы мәліметтер сорғысының арыны  $H$ , сорғысының берілуі  $Q$ , центрифугалық көп сатылы сорғы білігінің айналу жылдамдығы  $n$  болып табылады. Сондай-ақ, гетерогенді тордың пышақтарының орналасу бұрыштары мен орнату бұрыштарын анықтау үшін берілісті өзгерту параметрі ұсынылды, ол беру аймағын кеңейту шартымен анықталады. Гетерогенді қалақшалы торының параметрлерін автоматтандырылған есептеу нәтижелері келтірілген.

**Негізгі сөздер:** ортадан тепкіш сорғы, жұмысшы дөңгелек, қалақты тор, жетілдіру, энергия тиімділік, арын, беру.

**M.E. Isametova\*, R.K. Nussipali, G.U. Kaldan, O. A. Dzhasinbekov, H.A. Akhmedov**  
Kazakh national research technical university named after K.I. Satpayev, Almaty, Kazakhstan  
\*e-mail: isametova69@mail.ru

### **AUTOMATION OF CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER DESIGNING WITH MODIFIED VANE GRILLE**

**Abstract.** The article deals with the problems of increasing the energy efficiency of dynamic pumps, and suggests a method for upgrading the impellers. To increase the hydraulic efficiency, the option of replacing the traditional homogeneous vane grille with a heterogeneous grille was considered. To justify the feasibility of using the modification option, the theory of shockless flow entry into the impeller is presented and analyzed. The article presents a calculation algorithm and a flowchart for automating the calculation of the parameters of a wheel with a heterogeneous vane grille, where the initial data were the pump head  $H$ , the pump supply  $Q$ , and the shaft speed of a centrifugal multi-stage pump  $n$ . A feed variation parameter was also proposed for determining the angles of occurrence and the angles of installation of the blades of a heterogeneous grille, which is determined from the condition of the expansion of the feed zone. The results of the automated calculation of the parameters of a heterogeneous vane lattice are presented.

**Keywords:** centrifugal pump, impeller, vane grating, modification, energy efficiency, head, feed.