

РАСЧЕТ ТЕЧЕНИЯ В НАСОСЕ-СМЕСИТЕЛЕ

Алешкин А.В.¹, Савиных П.А.^{2,3}, Солонщиков П.Н.³, Шевченко А.В.³

¹Вятский государственный университет, Киров;

²Федеральный аграрный научный центр Северо-Востока имени Н.В. Рудницкого, Киров;

³Вятский государственный агротехнологический университет, Киров

Ключевые слова: насос-смеситель, давление, статор, ротор, лопатки, частица, подача, моделирование, скорость, частица.

Аннотация. В статье рассматривается вопрос изучения гидравлических характеристик в насосе смесителе. Так определены рациональные углы установки лопаток рабочего колеса, дающие наилучшие гидравлические характеристики при смешивании. Выполнено моделирование работы насоса смесителя с разбиением на два домена – ротор и статор с построением сетки внутренних объемов при двух вариантах ввода частиц порошка, а также решены уравнения движения потока жидкости методом конечных объемов и выполнен расчет движения твердых частиц порошка в потоке жидкости. Моделирование проводилось с помощью пакета «Ansys CFX» и во встроенном графическом редакторе «DesignModeler». Проведен анализ расчетных полей скоростей и давлений жидкости, а также траекторий движения твердых частиц порошка, полученных из результатов решения уравнений, загруженных в постпроцессор. Выявлено, что оптимальными конструктивными параметрами угла установки лопаток на рабочем колесе составляет 30°, что соответствует направлению лопаток «вперед».

CALCULATION OF THE FLOW IN THE MIXER PUMP

Aleshkin A.V.¹, Savinykh P.A.^{2,3}, Solonshchikov P.N.³, Shevchenko A.V.³

¹Vyatka State University, Kirov;

²N.V. Rudnitsky Federal Agrarian Research Center of the North-East, Kirov;

³Vyatka State Agrotechnological University, Kirov

Keywords: pump-mixer, pressure, stator, rotor, blades, particle, feed, modeling, speed, particle.

Abstract. The article deals with the study of hydraulic characteristics in the mixer pump. So rational angles of installation of impeller blades giving the best hydraulic characteristics at mixing are defined. Modeling of work of the mixer pump with division into two domains – rotor and stator with construction of internal volume grid at two variants of powder particles input, as well as equations of fluid flow motion were solved by the finite volume method and calculation of motion of solid powder particles in the fluid flow was performed. Modeling was carried out using the package “Ansys CFX” and in the built-in graphical editor “DesignModeler”. The calculated fields of velocities and pressures of liquid, as well as trajectories of motion of solid powder particles, obtained from the results of solving the equations loaded into the postprocessor, were analyzed. It is revealed that the optimal design parameters of the angle of blade installation on the impeller are 30°, which corresponds to the direction of blades “forward”.

Введение. Применение жидких кормовых смесей необходимо для получения значительных приростов массы и благоприятного влияния на пищеварительную систему сельскохозяйственных животных. Но для качественного приготовления жидких кормов с соответствующими зоотехническими требованиями, необходимы специальные технические средства. Для этого отлично подойдёт насос-смеситель, базирующийся на лопастном насосе. Качество смешивания в таких установках обеспечивается рабочим колесом с лопатками (ротор) и ответной частью, в виде неподвижных лопаток (статор). Поэтому особое внимание следует уделить конструктивным параметрам этих двух элементов, а также подробнее изучить процесс движения жидкости непосредственно в рабочей камере.

Постановка задачи и цели исследования. Завершенность процесса смешивания характеризуется таким показателем как степень однородности. Степень однородности – это отношение содержания контрольного компонента в анализируемой пробе к содержанию того же компонента во всей смеси.

При всем большом разнообразии конструктивных схем смесительных устройств, серийно выпускаемых отечественными предприятиями, они имеют ряд недостатков: малая

производительность, большая металлоёмкость, низкий КПД и плохое качество смеси из-за несовершенства конструкции и режимов работы. Смесительные установки, созданные на базе лопастных насосов, требуют дальнейшего исследования и совершенствования.

Для решения этой проблемы необходимо подробнее изучить процессы, происходящие непосредственно в рабочей камере лопастного насоса, в которой смешивание происходит за счёт вращения рабочего колеса с лопатками и установленных неподвижных лопаток на стенках.

Для получения качественной смеси необходимо изучить влияние установки угла наклона лопаток ротора, смоделировав работу насоса. Определить траекторию движения частиц порошка и образование полей давлений, образующихся в поперечном сечении насоса.

Материалы и методы исследований.

Моделирование работы насоса-смесителя проводили с помощью пакета «Ansys CFX» [1-3]. На первом этапе внутренние полости насоса моделировались во встроенном графическом редакторе «DesignModeler» с разбиением их на два домена – ротор и статор, которые контактируют между собой по непрерывным цилиндрическим поверхностям с равными радиусами кривизны и по плоскостям (рис. 1).

На втором этапе проводилось построение сетки внутренних объемов насоса, состоящей из основных тетраэдральных конечных элементов и призматических элементов в пограничном слое. На рисунке 2 представлен результат разбиения в разрезе вертикальной плоскостью.

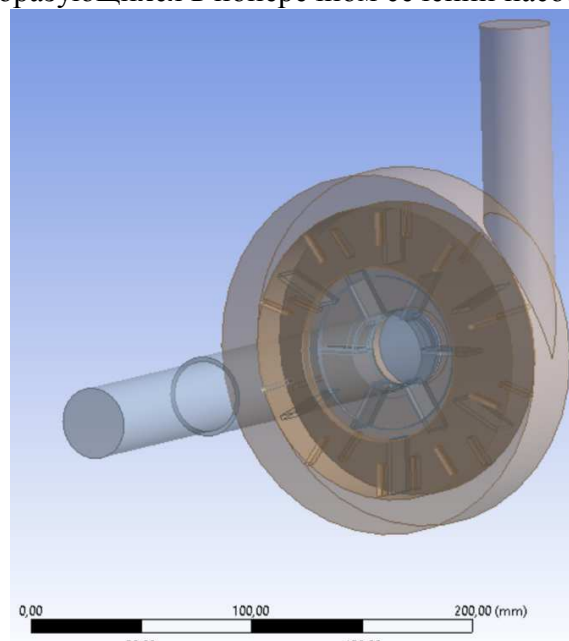


Рис. 1. Схема представление доменов жидкости внутри насоса-смесителя

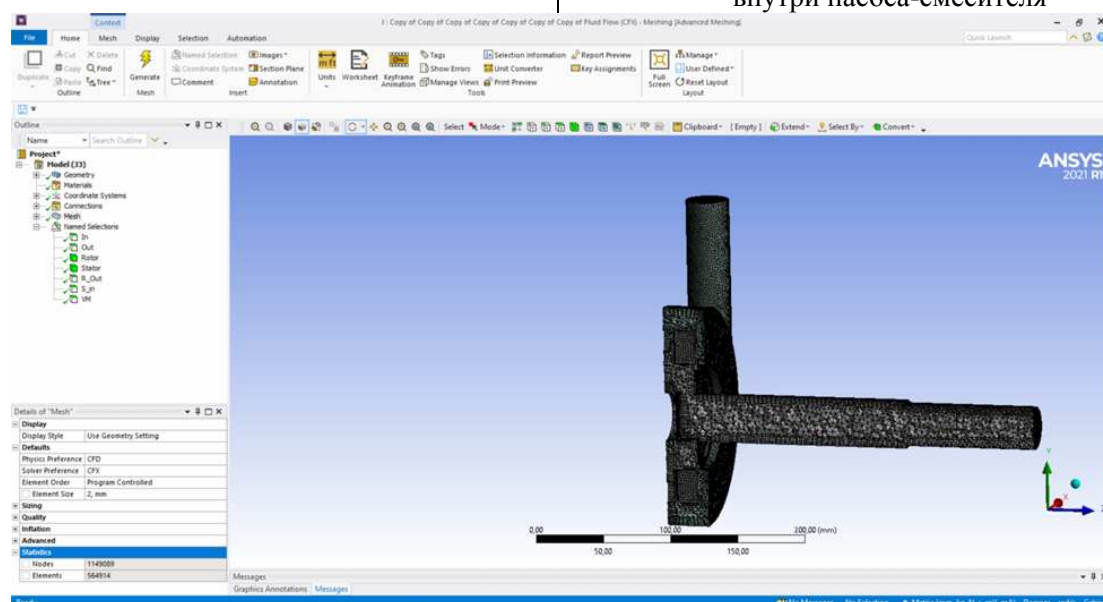


Рис. 2. Разбиение доменов насоса-смесителя на конечные элементы в разрезе вертикальной плоскостью (1149089 узлов, 564914 элементов)

На третьем этапе моделирования проведено задание граничных условий (рис. 3). Рассмотрены два варианта ввода частиц порошка диаметром 0,00005 м:

1. Подача материала шнеком во время загрузки 0,16 кг/с, ввод в камеру насоса производился со скоростью 0,8 м/с в трех зонах, обозначенных стрелками в секторах ротора, отдаленных от его оси на рисунке 3.

2. Ввод по оси ротора, циркулирующей массы порошка вместе с водой, со скоростью равной скорости потока воды с массовым расходом 0,27 кг/с.

Скорость воды на входе в ротор при сравнении разных конструктивных вариантов равнялась 2,22 м/с, при снятии характеристики насоса варьировалась от 0 до 5 м/с. Избыточное давление в выходном сечении задавалось равным 76833 Па. Давление на входе определялось расчетом. По разности давлений на выходе и входе рассчитывалось давление, развиваемое насосом. Частота вращения ротора взята $\omega = 156$ рад/с. Использовалась модель FrozenRotor, в которой применен принцип Даламбера для расчета течения в неинерциальной системе отсчета с добавлением переносных и кориолисовых сил инерции.

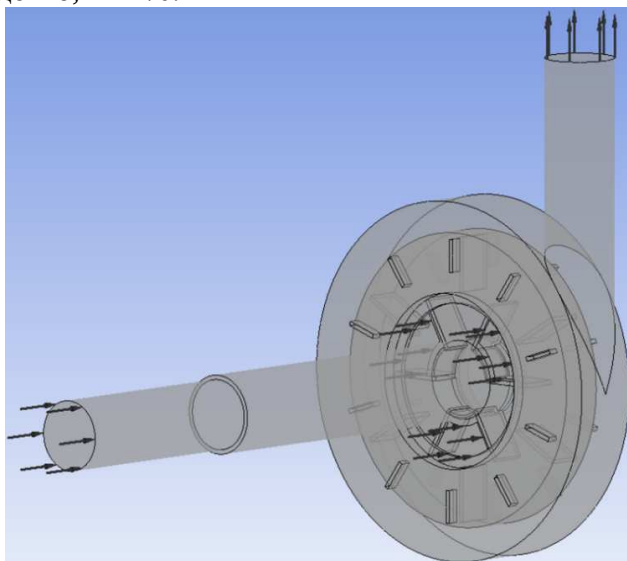


Рис. 3. Задание граничных условий

На четвертом этапе проводилось решение уравнений движения потока жидкости методом конечных объемов и расчет движения твердых частиц порошка в потоке жидкости. В каждом численном эксперименте проводилось сто шагов по виртуальному времени без учета влияния сил тяжести, что обусловлено особенностью решателя в CFX, при несовпадении оси вращения и силы тяжести по направлению.

Результаты решения уравнений загружались в постпроцессор на пятом этапе моделирования, где проводился анализ расчетных полей скоростей и давлений жидкости, а также траекторий движения твердых частиц порошка [4].

Результаты и выводы исследований. На рисунке 4 представлена модель стандартной турбулентности k-ε, где приведены результаты решения уравнений при движении твердых частиц порошка.

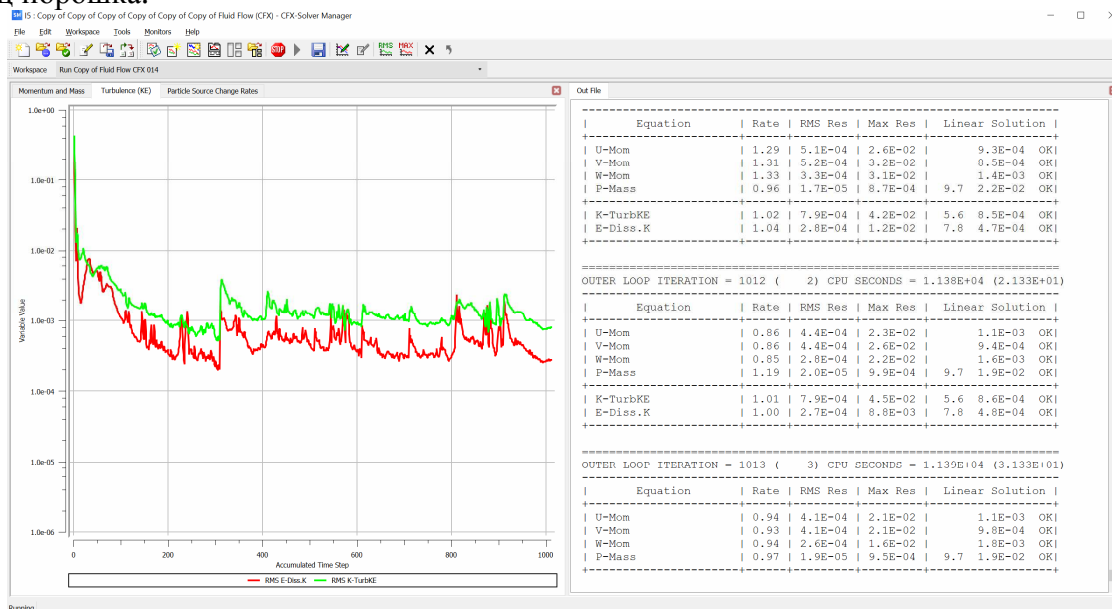


Рис. 4. Окно решателя с графиком невязок по модели турбулентности k-ε

Представлены поля давлений в плоскости осевого сечения ротора и выходного патрубка насоса-смесителя (рис. 5). Видим, что наибольшее давление располагается в напорном патрубке, а также по краям рабочей камеры, но при этом, в верхней части давление ниже, чем в других (рис. 5, а). Также можно наблюдать равномерное распределение давления по всей длине всасывающего патрубка, отличающееся от наивысшего давления в полтора раза (рис. 5, б).

Распределение давлений нарастает к периферии ротора, причем из рисунка 5, а, следует, что в зоне ввода материала давление несколько ниже, чем на входе в насос, но выше опорного атмосферного. Чтобы жидкость не выдавливалась в питающий шнек необходимо снижать сопротивление на выходе из насоса до значения давления в окне ввода ниже опорного.

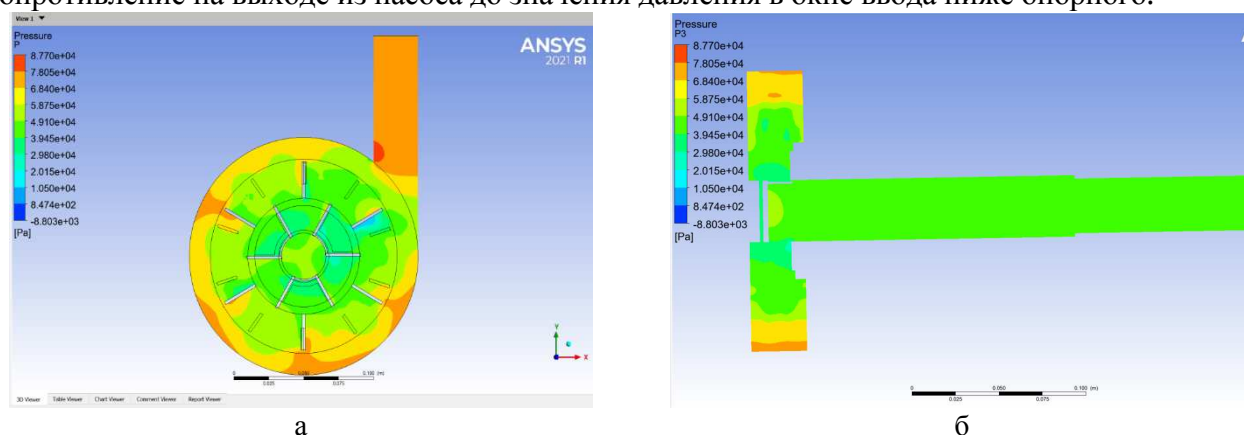


Рис. 5. Распределение давлений в плоскости осевого сечения ротора (а) и выходного патрубка (б)

Представлены линии тока воды подвижном и неподвижном доменах, по которым видно, что максимальные скорости тока достигают 11 м/с в статоре на входе в выпускной патрубок (рис. 6, а). Неравномерность скоростей по периферии статора обусловлена концентрической формой его обвода [5, 6]. При спиралевидных контурах статора скорости распределяются равномернее, но снижается эффективность перемешивания частиц порошка и жидкости [7, 8]. Также представлено поле скоростей в осевом сечении насоса, из которого видна циркуляция воды с центробежными радиальными и обратными токами (рис. 6, б).

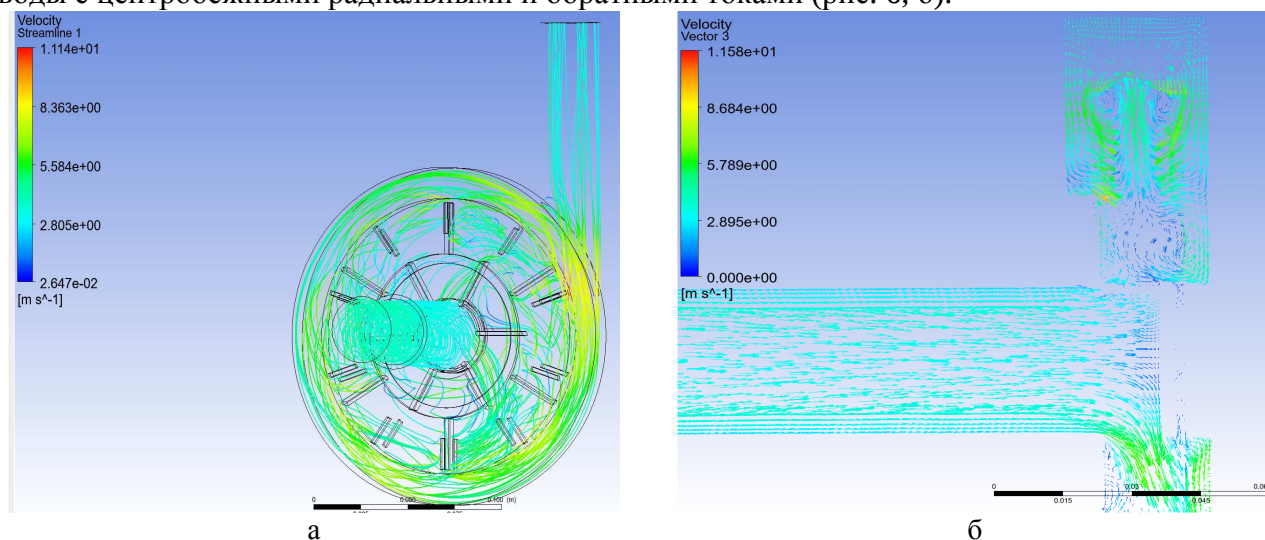


Рис. 6. Линии тока жидкости в роторе и статоре насоса (а) и фрагмент поля скоростей в осевом сечении насоса (б)

Показаны абсолютные скорости течения жидкости (рис. 7), которые направлены по касательным к линиям тока в статоре (рис. 6, а), но не по касательным для линий тока в роторе, так как они соответствуют относительному току.

Представлены траектории частиц в обоих доменах, излом на которых соответствует переходу из ротора в статор и переходу относительной в абсолютную траекторию (рис. 8).

Схема установки лопаток ротора с наклоном вперед и назад с полем давлений в поперечном сечении насоса представлена на рис. 9. Видим, что в поперечном сечении насоса давление по краям рабочей камеры выше при расположении лопаток ротора назад (рис 9, б), чем при расположении лопаток вперед (рис 9, а). Также прослеживается зона пониженного давления вдоль самих лопаток ротора и ближе к центру, где располагаются окна ввода.

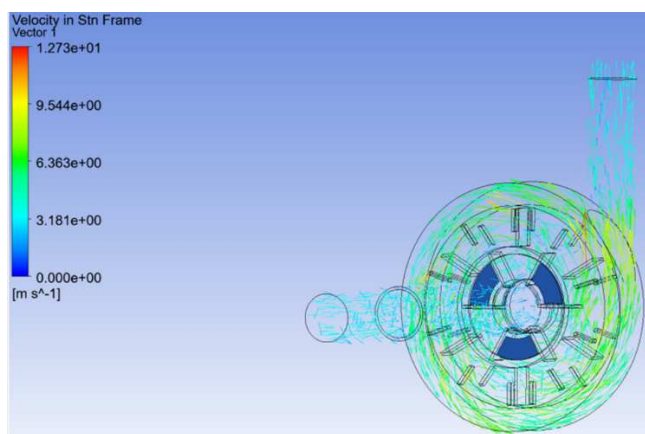


Рис. 7. Абсолютные скорости течения жидкости с выделенными зонами ввода частиц порошка

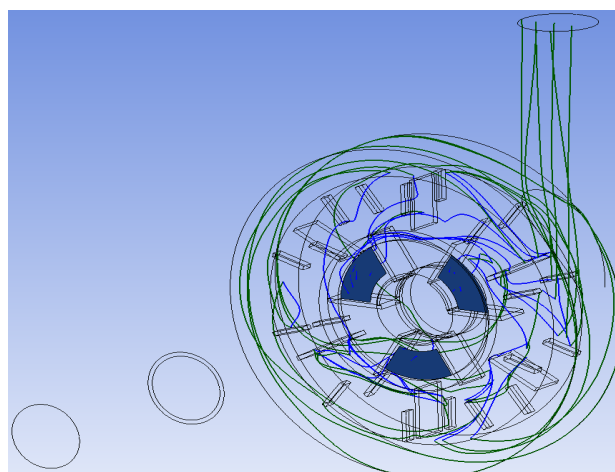
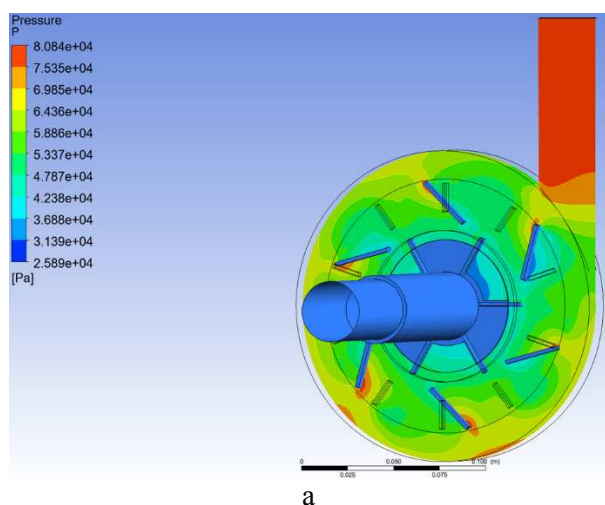
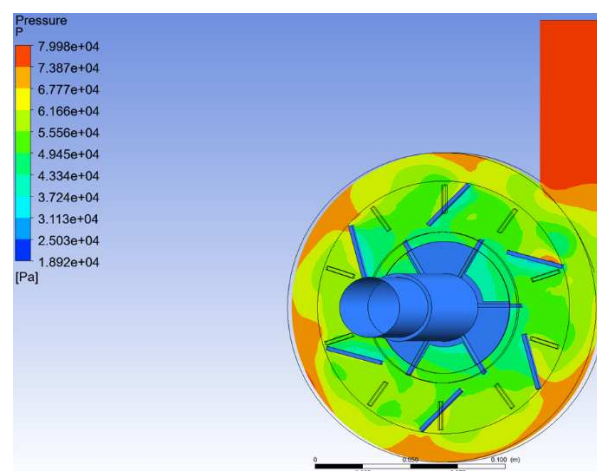


Рис. 8. Траектории частиц в обоих доменах с выделенными зонами ввода



а



б

Рис. 9. Схема установки лопаток ротора с наклоном вперед (а) и с наклоном назад (б) с отображением полей давлений в поперечном сечении насоса

По расчетам определены длины траекторий для различных конструктивных решений установки лопаток ротора (рис. 10). Анализируя данные, видим, что при наклоне лопаток вперед происходит значительное увеличение длины траектории движения частицы порошка, вследствие чего, она будет дольше находиться в поле центробежных сил.

Определены расчетные значения давлений, развиваемых насосом при трех вариантах установки лопаток ротора (рис. 11). Полученные данные показывают, что при заданных условиях давление при радиальном расположении лопаток будет максимальным.

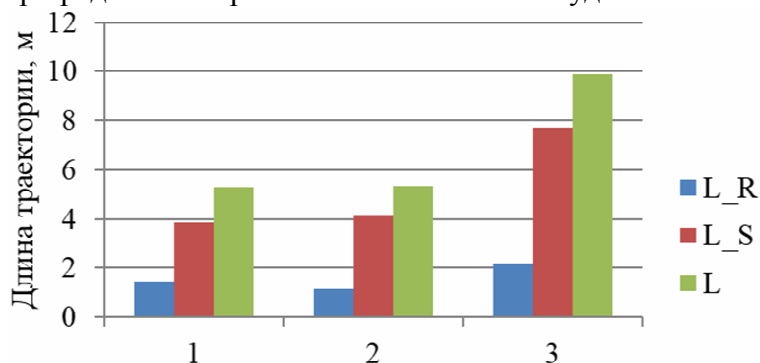


Рис. 10. Длины траекторий для различных конструктивных решений установки лопаток ротора: 1 – наклон назад; 2 – радиальные лопатки; 3 – наклон вперед, где: L_R – длина траекторий в роторе 10 частиц; L_S – длина траекторий в статоре 10 частиц; L – суммарная длина траекторий 10 частиц

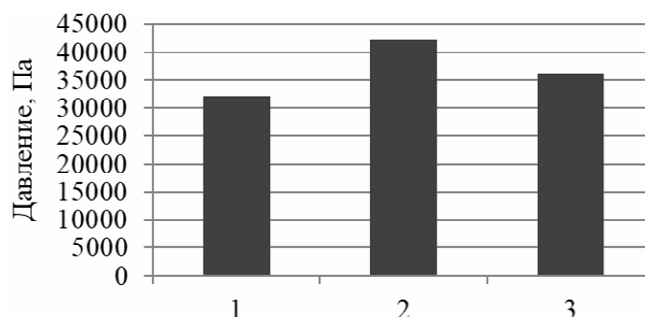


Рис. 11. Расчетные значения давлений, развиваемых насосом при трех вариантах установки лопаток ротора: 1 – наклон назад; 2 – радиальные лопатки; 3 – наклон вперед

Поэтому дальнейшее исследование проводим при радиальном расположении лопаток рабочего колеса при различных наклонах лопаток статора (рис. 12, а, б).

Также в процессе моделирования видим, что имеет место пониженное давление в окнах рабочего колеса, что говорит о том, что порошок, поступающий в них, будет двигаться не только за счет рабочего органа, но и за счет давления, созданного в этой зоне.

По расчетам определены длины траекторий для различных конструктивных решений установки лопаток ротора (рис. 13). Анализируя данные, видим, что при суммарной длине траектории 10 частиц, достигается максимальная длина траектории при радиальном расположении лопаток статора. При этом суммарная длина траектории движения частиц при наклоне неподвижных лопаток статора вперед и назад отличаются незначительно.

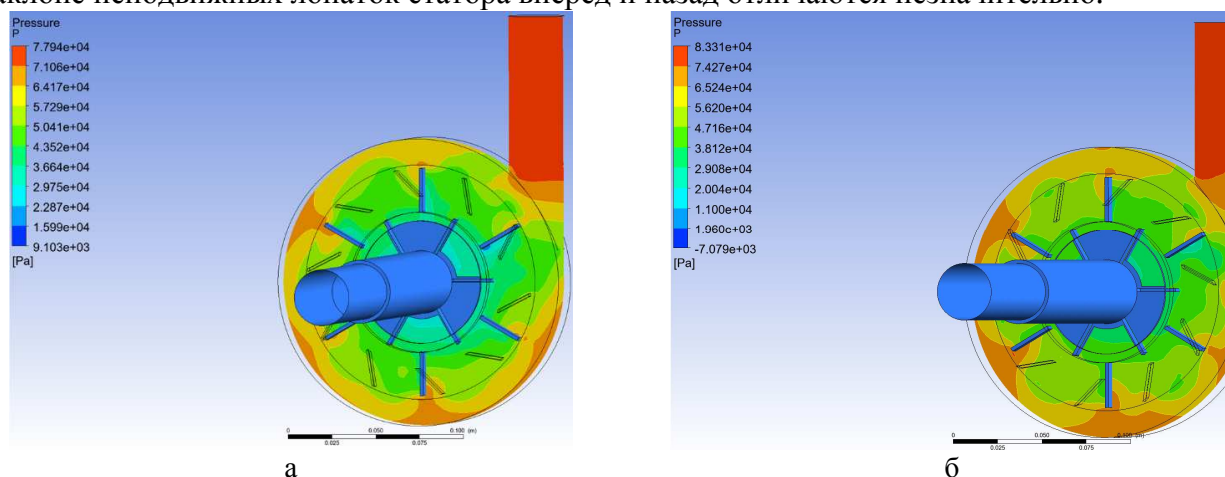


Рис. 12. Схема установки лопаток статора с наклоном вперед (а) и с наклоном назад (б) с обозначением полем давлений в поперечном сечении насоса

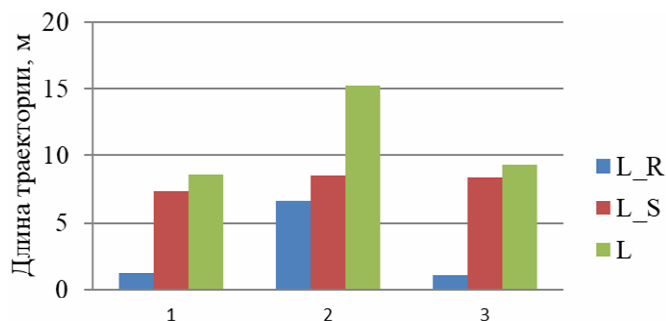


Рис. 13. Длины траекторий для различных конструктивных решений установки лопаток статора: 1 – наклон назад; 2 – радиальные лопатки; 3 – наклон вперед, где: L_R – длина траекторий в роторе 10 частиц; L_S – длина траекторий в статоре 10 частиц; L – суммарная длина траекторий 10 частиц

Определены расчетные значения давлений, развиваемых насосом при трех вариантах установки лопаток ротора (рис. 14). Полученные данные показывают, что при заданных условиях, давление при лопатках статора, установленных вперед, будет максимальным, а при лопатках назад – минимальным.

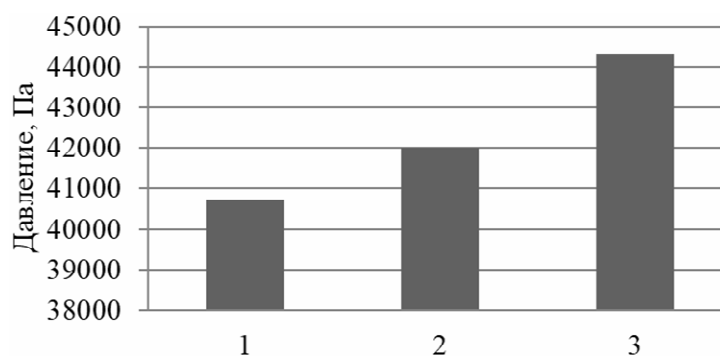


Рис. 14. Расчетные значения давлений, развиваемых насосом при трех варианта установки лопаток статора: 1 – наклон назад; 2 – радиальные лопатки; 3 – наклон вперед

Проводим исследования по напорно-энергетической характеристики насоса-смесителя при движении порошка. На основе численных измерений решателя в CFX, получены точки, по которым построен график зависимости напорно-энергетической характеристики и произведена аппроксимация полученных данных (рис. 15).

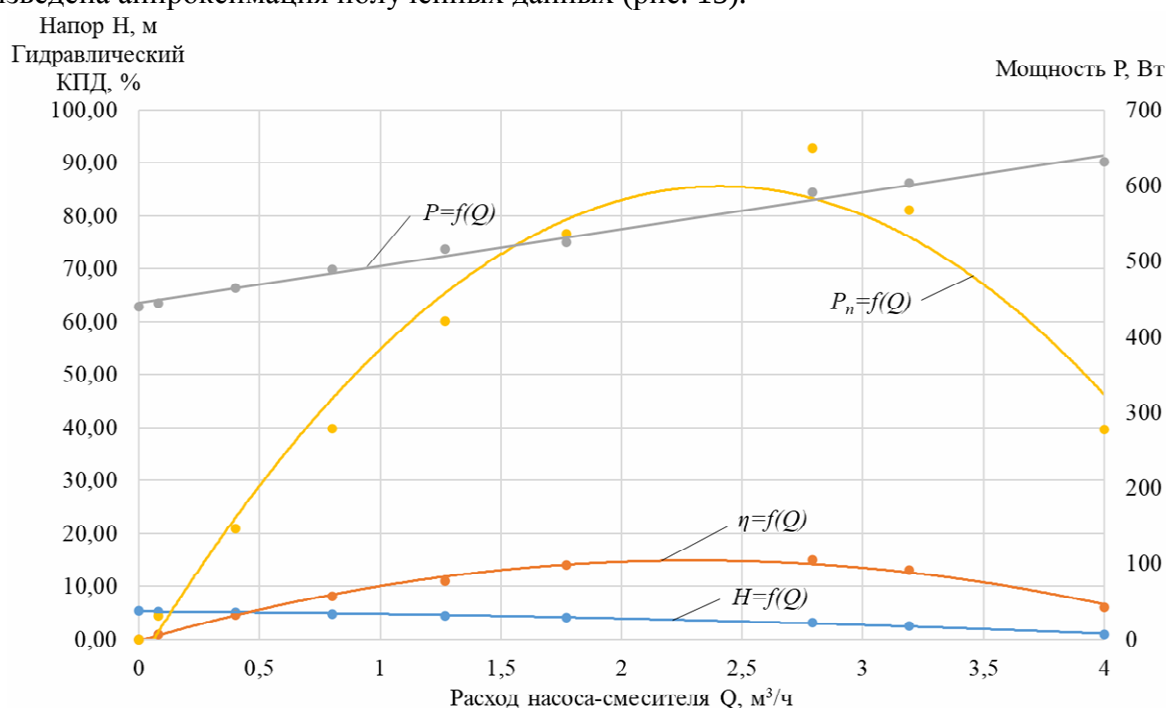


Рис. 15. Напорно-энергетическая характеристика насоса-смесителя

Анализируя данные, видим, что зависимость давления от расхода насоса смесителя $H = f(Q)$ представляет собой полином 2 степени, характерный для насосов центробежного типа. Также представлена зависимость мощности от расхода насоса-смесителя $P_n = f(Q)$ (полезная мощность, произведение давления на объемный расход) и $P = f(Q)$ (потребляемая мощность, произведение момента на роторе на угловую скорость), по которой видно, что потребляемая мощность изменяется почти по линейной зависимости, а полезная мощность представлена в виде полинома 2 степени. Гидравлический КПД $\eta = f(Q)$, также соответствует характеристике насоса, где максимальное значение составляет 16, при этом рабочий расход будет составлять $2,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ и соответственно рабочее давление составит 32000 Па при потребляемой мощности 600 Вт .

Характеристика насоса является крутопадающей, что свидетельствует об устойчивом режиме подачи при изменении сопротивления. Рекомендуемые углы установки лопаток – с наклоном вперед, так как при этом удлиняются траектории частиц порошка. При радиальных лопатках эффект удлинения траекторий можно обеспечить уменьшением подачи насоса на той же угловой скорости.

Представим зависимости в виде уравнений для напора H , м, гидравлического КПД, η , а также полезной P_n и потребляемой P мощности, Па:

$$H = -0,1896 \cdot Q^2 - 0,28 \cdot Q + 5,23; \quad (1)$$

$$\eta = -2,8044 \cdot Q^2 + 13,21 \cdot Q - 0,32; \quad (2)$$

$$P_n = -0,19 \cdot Q^2 - 0,28 \cdot Q + 5,23; \quad (3)$$

$$P = 48,76 \cdot Q + 445,18. \quad (4)$$

Заключение

1. В ходе исследований была смоделирована работа насоса смесителя, получены траектории движение частицы в рабочей камере, с возможностью прогнозирования гидравлической характеристики при изменяющихся свойствах смеси. Полученный алгоритм позволяет определить возможные удельные энергозатраты при процессе смешивания.

2. По результатам анализа длин траекторий твердых частиц в потоке, с целью более интенсивного перемешивания их с потоком жидкости, выбрана схема с радиальной установкой лопаток статора и схема с наклоном вперед у роторных лопаток.

3. Установлена возможность ввода материала непосредственно в насос шнеком в зонах, с пониженным давлением до 76833 Па.

Список литературы

1. Абдулин А.Я., Проскурина Н.Б., Сенюшкин Н.С., Ямалиев Р.Р. Оценка возможности использования программного комплекса AnsysCFX при расчете центробежных компрессоров // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2011. – Т. 7, № 3. – С. 215-219.
2. Калимуллин Р.Р., Яминова Е.Н., Шестерякова Н.В. Выбор модели турбулентности при моделировании вихревого течения жидкости в теплогенераторе // Гидравлика. – 2016. – № 1(1). – С. 60-66.
3. Коркодинов Я.А. Обзор семейства k-ε моделей для моделирования турбулентности // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2013. – Т. 15, № 2. – С. 5-16.
4. Алешкин А.В., Савиных П.А., Нечаев, В.Н. Результаты исследований насоса и характеристики сети установки для производства зерновой патоки // Техника и оборудование для села. – 2024. – № 3(321). – С. 30-35.
5. Булатов С.Ю., Семенов С.В. Результаты исследований влияния трубчатого измельчителя на процесс нагрева воды в установке для приготовления зерновой патоки // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2024. – № 5(235). – С. 102-107.
6. Булатов С.Ю., Семенов С.В. Результаты моделирования движения потока воды в трубчатом измельчителе установки для приготовления зерновой патоки // Вестник Омского государственного аграрного университета. – 2023. – № 4(52). – С. 114-121.
7. Коновалов В.В., Чупшев А.В., Фомина М.В. Моделирование изменения качества смеси лопастного смесителя на основе технологических параметров // Инновационная техника и технология. – 2016. – № 3(8). – С. 57-66.
8. Фомина М.В., Коновалов В.В., Чупшев А.В., Терюшков В.П. Моделирование мощности вертикального лопастного смесителя на основе статистических выражений // Инновационная техника и технология. – 2016. – № 3(8). – С. 50-56.
9. Булатов С.Ю., Зыкин А.А., Нечаев В.Н., Сергеев А.Г., Шамин А.Е. Модель приготовления кормов в условиях малых форм хозяйствования // Техника и оборудование для села. – 2023. – № 4(310). – С. 26-30.
10. Никитин Е.А. Технико-технологический анализ систем приготовления кормовой смеси для // Инновации в сельском хозяйстве. – 2019. – № 2(31). – С. 53-61.
11. Ведищев С.М., Завражнов А.И., Прохоров А.В., Ложкина Е.Б. Обзор и анализ конструкций смесительных устройств // Наука в центральной России. – 2022. – № 4(58). – С. 91-101.
12. Ведищев С.М., Хольшев Н.В., Прохоров А.В., Глазков А.Ю., Выгузов М.Е. Отбор проб при оценке качества смешивания // Наука в центральной России. – 2023. – № 3(63). – С. 48-56.

References

1. Abdulin A.Ya., Proskurina N.B., Senyushkin N.S., Yamaliev R.R. Evaluation of the possibility of using the software package AnsysCFX in the calculation of centrifugal compressors // Bulletin of Voronezh State Technical University. 2011, vol. 7, no. 3, pp. 215-219.
2. Kalimullin R.R., Yaminova E.N., Shesteryakova N.V. Turbulence model selection in modeling of vortex fluid flow in a heat generator // Hydraulics. 2016, no. 1(1), pp. 60-66.
3. Korkodinov Ya.A. Review of k-ε model family for turbulence modeling // Bulletin of Perm National Research Polytechnic University. Mechanical Engineering, Materials Science. 2013, vol. 15, no. 2, pp. 5-16.

4. Alyoshkin A.V., Savinykh P.A., Nechaev, V.N. Results of research of the pump and network characteristics of the installation for the production of grain molasses // Technics and equipment for rural areas. 2024, no. 3(321), pp. 30-35.
5. Bulatov S.Yu., Semyonov S.V. Results of studies of the influence of a tubular pulverizer on the process of water heating in the installation for the preparation of grain molasses // Bulletin of Altai State Agrarian University. 2024, no. 5(235), pp. 102-107.
6. Bulatov S.Yu., Semenov S.V. Results of modeling of water flow in the tubular grinder of the installation for the preparation of grain molasses // Bulletin of Omsk State Agrarian University. 2023, no. 4(52), pp. 114-121.
7. Konovalov V.V., Chupshev A.V., Fomina M.V. Modeling changes in the mixture quality of a paddle mixer based on technological parameters // Innovative Engineering and Technology. 2016, no. 3(8), pp. 57-66.
8. Fomina M.V., Konovalov V.V., Chupshev A.V., Teryushkov V.P. Power modeling of vertical paddle mixer based on statistical expressions // Innovative engineering and technology. 2016, no. 3(8), pp. 50-56.
9. Bulatov S.Yu., Zykin A.A., Nechaev V.N., Sergeev A.G., Shamin A.E. Model of fodder preparation in the conditions of small farming // Technics and equipment for rural areas. 2023, no. 4(310), pp. 26-30.
10. Nikitin E.A. Techno-technological analysis of systems for the preparation of fodder mixture for // Innovations in Agriculture. 2019, no. 2(31), pp. 53-61.
11. Vedischev S.M., Zavrazhnov A.I., Prokhorov A.V., Lozhkina E.B. Review and analysis of mixing device designs // Science in Central Russia. 2022, no. 4(58), pp. 91-101.
12. Vedischev S.M., Kholshchev N.V., Prokhorov A.V., Glazkov A.Yu., Vyguzov M.E. Sampling in the assessment of mixing quality // Science in Central Russia. 2023, no. 3(63), pp. 48-56.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Алешкин Алексей Владимирович – доктор технических наук, профессор кафедры механики и инженерной графики	Alyoshkin Aleksey Vladimirovich – doctor of technical sciences, professor of the Department of mechanics and engineering graphics
Савиных Пётр Алексеевич – доктор технических наук, профессор кафедры эксплуатации машин и технологического оборудования, главный научный сотрудник, заведующий лабораторией механизации животноводства	Savinykh Petr Alekseevich – doctor of technical sciences, professor of the Department of operation of machines and technological equipment, chief researcher, head of the laboratory of animal husbandry mechanization
Солонщиков Павел Николаевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой эксплуатации машин и технологического оборудования	Solonshickov Pavel Nikolayevich – candidate of technical sciences, associate professor, head of the Department of operation of machines and technological equipment
Шевченко Артём Васильевич – ассистент кафедры эксплуатации машин и технологического оборудования	Shevchenko Artem Vasilievich – assistant of the Department of machine and technological equipment operation
artiom.shievchienko.2014@mail.ru	

Получена 18.03.2025