

Научная статья
УДК 621.67 ; 631.3:636.084
DOI 10.66783/2782-3172.2026.17.86.013

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ В ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ НА НАПОРНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСА

Артём Васильевич Шевченко

Вятский государственный агротехнологический университет, Киров, Россия
shev_av_vgatu@mail.ru

Аннотация

В статье представлены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивных параметров рабочего колеса и неподвижных лопаток насоса-смесителя на его напорно-энергетические характеристики. Определены оптимальные углы установки и число лопаток, обеспечивающие максимальные напор, КПД и минимальную потребляемую мощность.

Ключевые слова: насос, смеситель, рабочее колесо, неподвижные лопатки, напор, подача, коэффициент полезного действия, мощность

Финансирование: исследование, на основе результатов которого написана данная статья, финансировалось за счет собственных средств автора

Для цитирования: Шевченко А. В. Влияние конструктивных параметров в экспериментальной установке на напорно-энергетические показатели насоса // Вестник Вятского ГАТУ. 2026. № 3. С. 126–138. DOI: 10.66783/2782-3172.2026.17.86.013.

DESIGN PARAMETERS INFLUENCE IN THE EXPERIMENTAL SETUP ON THE PRESSURE AND ENERGY PERFORMANCE OF THE PUMP

Artem V. Shevchenko

Vyatka State Agrotechnological University, Kirov, Russia
shev_av_vgatu@mail.ru

Abstract

This article presents the experimental studies results examining the influence of the design parameters of the impeller and fixed blades of a mixer pump on its pressure and energy characteristics. The optimal installation angles and number of blades ensuring maximum pressure, efficiency, and minimum power consumption are determined.

Keywords: pump, mixer, impeller, fixed blades, pressure, flow rate, efficiency, power

Funding: the study on which this article is based was funded by the authors' own funds

For citation: Shevchenko AV. Design parameters influence in the experimental setup on the pressure and energy performance of the pump. Vestnik Vyatskogo GATU. 2026;(3):126–138. DOI: 10.66783/2782-3172.2026.17.86.013. (In Russ.).

Введение. Исследования, направленные на улучшение технологических процессов приготовления жидких кормовых смесей, имеют большое значение для сельскохозяйственного сектора экономики России [2, 5].

Современные тенденции развития животноводческой индустрии требуют постоянного совершенствования технологий подготовки корма, позволяющего достигать максимальной производительности и минимизации затрат. Это требует тщательного анализа влияния конструктивных особенностей технологического оборудования на напорно-энергетические показатели насоса.

Таким образом, данная работа посвящена выявлению взаимозависимости конструктивных параметров оборудования и показателей эффективности производственного процесса приготовления жидких кормовых смесей, что обеспечивает научную основу для дальнейших инноваций и технического прогресса в аграрной сфере [1, 3].

Основная цель заключается в изучении влияния конструктивных параметров в экспериментальной установке горизонтального исполнения на напорно-энергетические показатели насоса.

Задачи исследования:

1. Определение оптимальных углов установки лопаток рабочего колеса β_2 и неподвижных лопаток $\beta_{нл}$ и их числа Z , обеспечивающих оптимальный напор H , наименьшую потребляемую мощность P и максимальный коэффициент полезного действия η .
2. Разработка рекомендаций по выбору оптимальных конструктивных решений для определения оптимальных напорно-энергетических показателей.
3. Проведение экспериментов и обработка полученных результатов с целью выявления наиболее значимых факторов, влияющих на производительность насоса.

Материалы и методы. Исследование конструктивных параметров заключается в определении угла установки лопаток рабочего колеса β_2 , неподвижных лопаток $\beta_{нл}$ и их количества Z на напорно-энергетические характеристики насоса (рисунок 1) [4, 6].

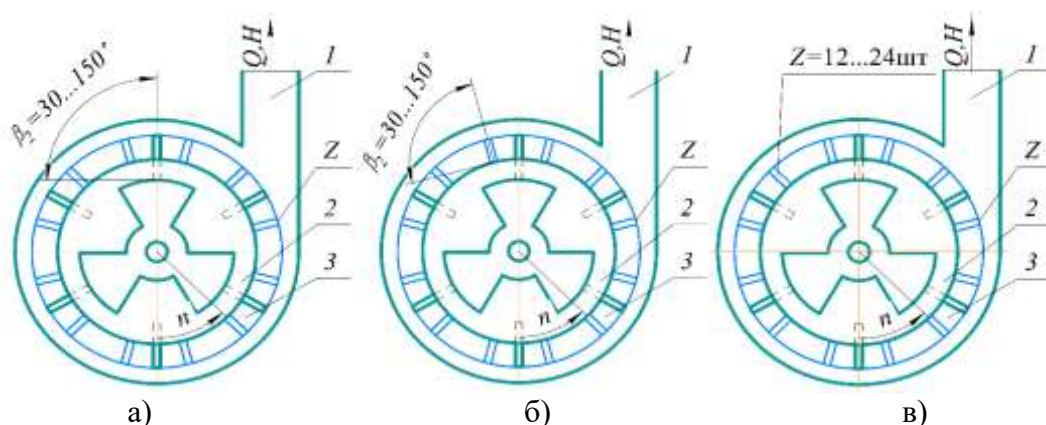


Рисунок 1. Схема установки для приготовления жидких кормовых смесей при изучении влияния изменения углов установки лопаток рабочего колеса β_2 (а), установки неподвижных лопаток $\beta_{нл}$ (б) и их числа Z (в) на напорно-энергетические характеристики насоса:

1 – напорный патрубок; 2 – рабочее колесо; 3 – диск с неподвижными лопатками

Критериями оптимизации являются максимальные и номинальные показатели, такие как напор H , потребляемая мощность P и коэффициент полезного действия η .

Результаты исследований и их обсуждение. Изучим влияние угла установки лопаток β_2 рабочего колеса на напорно-энергетические характеристики при неизменном угле неподвижных лопаток $\beta_{нл} = 90^\circ$ и их количестве $Z = 18$ шт. (рисунок 2).

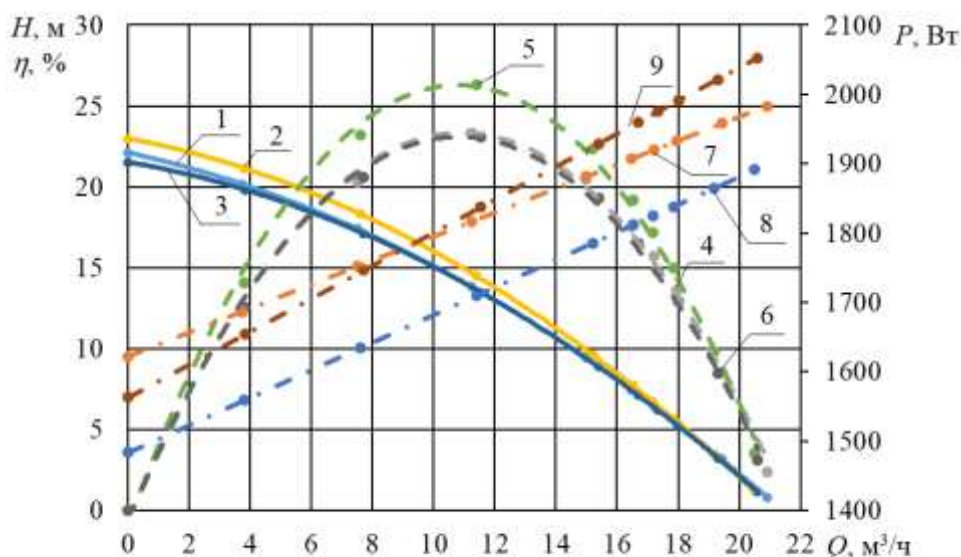


Рисунок 2. Напорно-энергетические характеристики установки при $\beta_2 = 30^\circ, 90^\circ$ и 150° , $\beta_{нл} = 90^\circ$ и $Z = 18$ шт.:

1, 2, 3 – зависимости для напора $H = f(Q)$; 4, 5, 6 – зависимости коэффициента полезного действия $\eta = f(Q)$; 7, 8, 9 – зависимости потребляемой мощности $P = f(Q)$ соответственно при $\beta_2 = 30^\circ, \beta_2 = 90^\circ$ и $\beta_2 = 150^\circ$

Представленная напорно-энергетическая характеристика (рисунок 2), показывает, что при угле установки $\beta_2 = 90^\circ$ напор будет иметь максимальное значения $H_{\max} = 22,99$ м (при $Q = 0$ м³/ч), подача $Q_{\max} = 20,50$ м³/ч. Коэффициент полезного действия достигает максимальное значение $\eta = 26,32$ %, максимальное значение потребляемой мощности будет $P_{\max} = 1,891$ кВт ($P_{\max} = 1891$ Вт), при этом номинальные показатели будут составлять соответственно при $\eta = 26,32$ %: подача $Q_n = 11,40$ м³/ч, напор $H_n = 9,64$ м и потребляемая мощность $P_n = 1,710$ кВт ($P_n = 1710$ Вт).

Линии, изображённые на рисунке 2, представляют собой кривые, или зависимости, характерные для центробежных насосов. Поэтому для возможного пересчёта характеристик, с учётом разных конструктивных параметров, представим их в виде следующих уравнений.

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $\beta_2 = 30^\circ$:

$$H = -0,029x^2 - 0,408x + 22,109; \quad (1)$$

$$\eta = -0,216x^2 + 4,707x - 1,567; \quad (2)$$

$$P = 17,271x + 1622,4. \quad (3)$$

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $\beta_2 = 90^\circ$:

$$H = -0,035x^2 - 0,347x + 22,985; \quad (4)$$

$$\eta = -0,251x^2 + 5,407x - 1,885; \quad (5)$$

$$P = 19,878x + 1483,6. \quad (6)$$

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $\beta_2 = 150^\circ$:

$$H = -0,033x^2 - 0,306x + 21,512; \quad (7)$$

$$\eta = -0,221x^2 + 4,790x - 1,705; \quad (8)$$

$$P = 23,683x + 1563,1. \quad (9)$$

Уравнения для напора H (1), (4) и (7) представляют собой полином второй степени, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2 = 0,993$, $R^2 = 0,990$ и $R^2 = 0,989$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(1)} = 299,86$, $F_{(4)} = 200,18$ и $F_{(7)} = 182,54$, что больше табличного значения $F_{табл} = 2,52$ ($f_1 = 7$, $f_2 = 20$ и $q = 5\%$), следовательно, уравнения (1), (4) и (7) адекватно описывают процесс изменения напора H , м.

Для коэффициента полезного действия η уравнения (2), (5) и (8) представляют собой полином второй степени, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2 = 0,963$, $R^2 = 0,951$ и $R^2 = 0,947$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(2)} = 52,03$, $F_{(5)} = 38,41$ и $F_{(8)} = 35,77$, что больше табличного значения $F_{табл} = 2,52$ ($f_1 = 7$, $f_2 = 20$ и $q = 5\%$), следовательно, уравнения (2), (5) и (8) адекватно описывают процесс изменения коэффициента полезного действия.

Для потребляемой мощности P уравнения (3), (6) и (9) представляют собой линейную модель, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2 = 0,977$, $R^2 = 0,984$ и $R^2 = 0,961$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(3)} = 380,85$, $F_{(6)} = 470,54$ и $F_{(9)} = 184,57$, что больше табличного значения $F_{табл} = 2,45$ ($f_1 = 8$, $f_2 = 20$ и $q = 5\%$), следовательно, уравнения (3), (6) и (9) адекватно описывают процесс изменения потребляемой мощности.

Для анализа влияния угла установки рабочего колеса β_2 на максимальные (рисунок 3, а) и номинальные показатели (рисунок 3, б) приведём зависимости.

Анализ максимальных показателей (рисунок 3, а) показывает, что максимальная подача составляет $Q_{\max} = 20,90$ м³/ч и будет достигаться при угле $\beta_2 = 30^\circ$, дальнейшее его увеличение до $\beta_2 = 150^\circ$ после небольшого падения достигнет $Q_{\max} = 20,60$ м³/ч, что примерно в 1,02 раза меньше по сравнению со значением $Q_{\max} = 20,90$ м³/ч при $\beta_2 = 30^\circ$. При этом максимальный напор $H_{\max} = 22,99$ м при угле $\beta_2 = 90^\circ$, а при $\beta_2 = 30^\circ$ снизится до $H_{\max} = 22,11$ и $\beta_2 = 150^\circ$ до $H_{\max} = 21,53$ м что примерно в 1,04 и 1,02 раза меньше для угла $\beta_2 = 30^\circ$ и $\beta_2 = 150^\circ$ соответственно по сравнению со значением при $\beta_2 = 90^\circ$. Полезная максимальная мощность $P_{н. \max}$, Вт достигает максимальное значение $P_{н. \max} = 450,10$ Вт при угле $\beta_2 = 90^\circ$ и соответственно уменьшается в 1,07 раза при $\beta_2 = 30^\circ$ и $\beta_2 = 150^\circ$. Коэффициент полезного действия имеет максимальное значение $\eta = 26,32\%$ при $\beta_2 = 90^\circ$, что выше в 1,13–1,14 раза значений при $\beta_2 = 30^\circ$ и 150° .

Номинальные показатели (рисунок 3, б) отражают, что максимальное значение подачи $Q_n = 11,55$ м³/ч будет при $\beta_2 = 150^\circ$, напор будет равен $H_n = 14,49$ м при $\beta_2 = 90^\circ$.

Минимальное значение потребляемой мощности (рисунок 3, б) составит $P_n = 1710,21$ Вт при $\beta_2 = 90^\circ$, а ее рост происходит при $\beta_2 = 30^\circ$ и $\beta_2 = 150^\circ$.

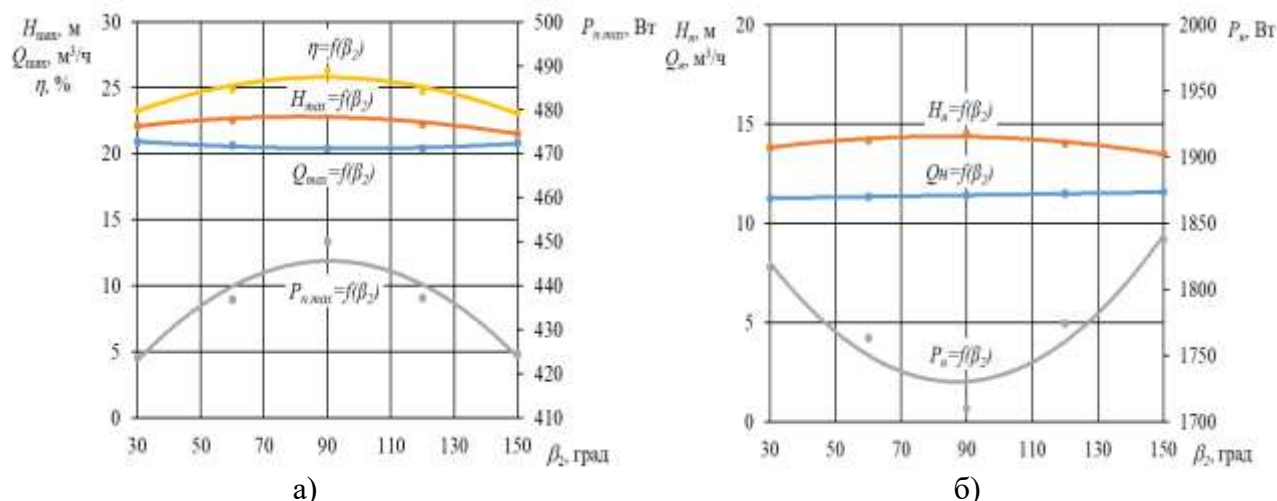


Рисунок 3. Влияние угла установки лопаток рабочего колеса β_2 на изменения:

- а) максимальных показателей подачи Q_{max} (м³/ч), напора H_{max} (м), полезной мощности $P_{n,max}$ (Вт), коэффициента полезного действия η (%);
б) номинальных показателей подачи Q_n (м³/ч), напора H_n (м) и потребляемой мощности P_n (Вт)

Полученные кривые (рисунок 3, а и б) выразим следующими зависимостями:

$$Q_{max} = 0,0001x^2 - 0,024x + 21,54; \quad (10)$$

$$H_{max} = -0,0003x^2 - 0,045x + 20,97; \quad (11)$$

$$P_{n,max} = -0,0062x^2 + 1,119x + 394,98; \quad (12)$$

$$\eta = -0,0007x^2 + 0,131x + 19,96; \quad (13)$$

$$P_n = 0,0278x^2 - 4,838x + 1940,10; \quad (14)$$

$$H_n = -0,0002x^2 + 0,033x + 12,99; \quad (15)$$

$$Q_n = 0,0025x + 11,18. \quad (16)$$

Полученные уравнения (10)–(15) представляют собой полином второй степени, коэффициенты детерминации соответственно составляют $R^2 = 0,938$, $R^2 = 0,933$, $R^2 = 0,918$, $R^2 = 0,919$, $R^2 = 0,921$ и $R^2 = 0,929$. При этом в уравнении (16) представляет собой линейную зависимость при коэффициенте детерминации $R^2 = 1$, что говорит об абсолютной значимости. Так расчётный коэффициент Фишера составляет $F_{(10)} = 5,0$, $F_{(11)} = 4,65$, и $F_{(15)} = 4,33$, что больше табличного значения $F_{табл} = 4,1$ (при $f_1 = 2$, $f_2 = 10$ и $q = 5$ %), следовательно, уравнения (10), (11) и (15) адекватно описывают процесс влияния угла установки лопаток рабочего колеса β_2 на максимальные и номинальные показатели напорно-энергетической характеристики. При этом расчетный коэффициент Фишера для уравнений (12)–(14) составит, $F_{(12)} = 3,75$, $F_{(13)} = 3,77$ и $F_{(14)} = 3,87$, что меньше табличного значения, соответственно, можно сделать вывод о неадекватности описания процесса влияния на показатели напорно-энергетической характеристики.

Таким образом, исследуя влияние угла установки β_2 на напорно-энергетическую характеристику установки для приготовления жидких кормовых смесей в горизонтальном исполнении, приходим к выводу, что максимальные показатели напора H_{max} , полезная мощность $P_{n,max}$ и коэффициент полезного действия η будут иметь наибольшее значение

при угле $\beta_2 = 90^\circ$, а подача $Q_{\max}$ при $\beta_2 = 30^\circ$. Для номинальных показателей, напор H_n достигает наибольшего значения при $\beta_2 = 90^\circ$, а подача Q_n при $\beta_2 = 150^\circ$. Наименьшее значение потребляемой мощности P_n будет достигаться в интервале $\beta_2 = 70^\circ - 110^\circ$.

Изучим влияние угла установки неподвижных лопаток $\beta_{нл}$ на напорно-энергетические характеристики при неизменном угле лопаток рабочего колеса $\beta_2 = 90^\circ$ и количестве неподвижных лопаток $Z = 18$ шт. (рисунок 4).

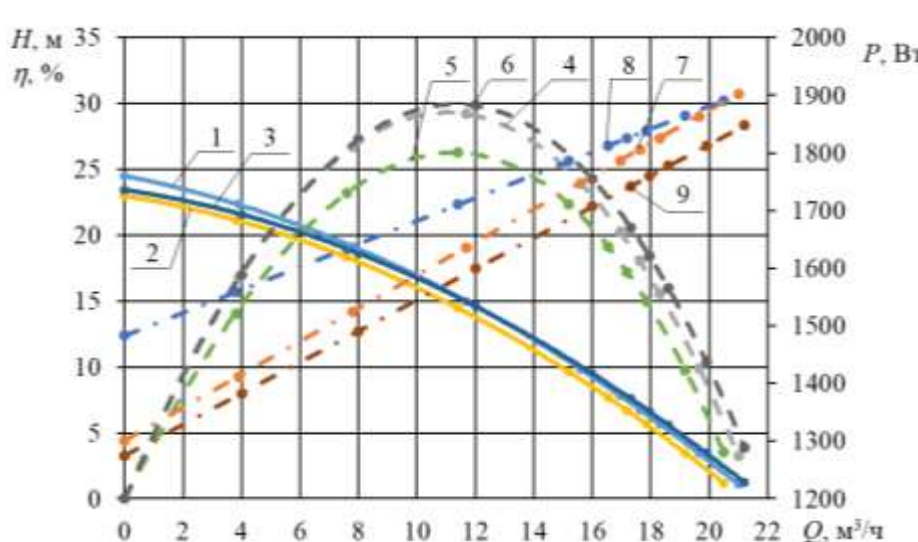


Рисунок 4. Напорно-энергетические характеристики установки при $\beta_2 = 90^\circ$, $\beta_{нл} = 30^\circ, 90^\circ$ и 150° и $Z = 18$ шт.:

1, 2, 3 – зависимости для напора $H = f(Q)$; 4, 5, 6 – зависимости коэффициента полезного действия $\eta = f(Q)$; 7, 8, 9 – зависимости потребляемой мощности $P = f(Q)$ соответственно при $\beta_{нл} = 30^\circ, \beta_{нл} = 90^\circ$ и $\beta_{нл} = 150^\circ$

На рисунке 4 представлена напорно-энергетическая характеристика при изменении угла установки неподвижных лопаток $\beta_{нл}$, которая показывает, что при угле установки $\beta_{нл} = 30^\circ$ напор будет иметь максимальное значения $H_{\max} = 24,50$ м (при $Q = 0$ м³/ч), подача $Q_{\max} = 21,20$ м³/ч при $\beta_{нл} = 150^\circ$. Коэффициент полезного действия достигает максимальное значение $\eta = 29,89\%$ при $\beta_{нл} = 150^\circ$, а максимальное значение потребляемой мощности будет $P_{\max} = 1,920$ кВт ($P_{\max} = 1920,41$ Вт), при $\beta_{нл} = 30^\circ$.

Максимальные номинальные показатели будут составлять соответственно при $\eta = 29,89\%$: подача $Q_n = 12,00$ м³/ч, напор $H_n = 14,62$ м и потребляемая мощность $P_n = 1,599$ кВт ($P_n = 1599,04$ Вт) при угле $\beta_{нл} = 150^\circ$.

Полученные линии (рисунок 4) представим в виде следующих уравнений.

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $\beta_{нл} = 30^\circ$:

$$H = -0,033x^2 - 0,431x + 24,499; \quad (17)$$

$$\eta = -0,272x^2 + 5,920x - 1,604; \quad (18)$$

$$P = 28,653x + 1300,7. \quad (19)$$

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $\beta_{нл} = 90^\circ$:

$$H = -0,035x^2 - 0,347x + 22,985; \quad (20)$$

$$\eta = -0,251x^2 + 5,407x - 1,885; \quad (21)$$

$$P = 19,878x + 1483,6. \quad (22)$$

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $\beta_{нл} = 150^\circ$:

$$H = -0,034x^2 - 0,328x + 23,441; \quad (23)$$

$$\eta = -0,273x^2 + 6,043x - 1,968; \quad (24)$$

$$P = 27,053x + 1274,4. \quad (25)$$

Уравнения для напора H (17), (20) и (23) представляют собой полином второй степени, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2 = 0,992$, $R^2 = 0,990$ и $R^2 = 0,989$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(17)} = 236,75$, $F_{(20)} = 200,18$ и $F_{(23)} = 174,28$, что больше табличного значения $F_{табл} = 2,52$ (при $f_1 = 7$, $f_2 = 20$ и $q = 5\%$), следовательно, уравнения (17), (20) и (23) адекватно описывают процесс изменения напора.

Для коэффициента полезного действия η уравнения (18), (21) и (24) представляют собой полином второй степени, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2 = 0,967$, $R^2 = 0,951$ и $R^2 = 0,953$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(18)} = 58,44$, $F_{(21)} = 38,41$ и $F_{(24)} = 40,34$, что больше табличного значения $F_{табл} = 2,52$ (при $f_1 = 7$, $f_2 = 20$ и $q = 5\%$), следовательно, уравнения (18), (21) и (24) адекватно описывают процесс изменения коэффициента полезного действия.

Для потребляемой мощности P уравнения (19), (22) и (25) представляют собой линейную модель, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2 = 0,967$, $R^2 = 0,984$ и $R^2 = 0,956$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(19)} = 222,01$, $F_{(22)} = 470,54$ и $F_{(25)} = 153,91$, что больше табличного значения $F_{табл} = 2,45$ ($f_1 = 8$, $f_2 = 20$ и $q = 5\%$), следовательно, уравнения (19), (22) и (25) адекватно описывают процесс изменения потребляемой мощности.

Для анализа влияния угла установки неподвижных лопаток $\beta_{нл}$ на максимальные (рисунок 5, а) и номинальные показатели (рисунок 5, б) приведём зависимости.

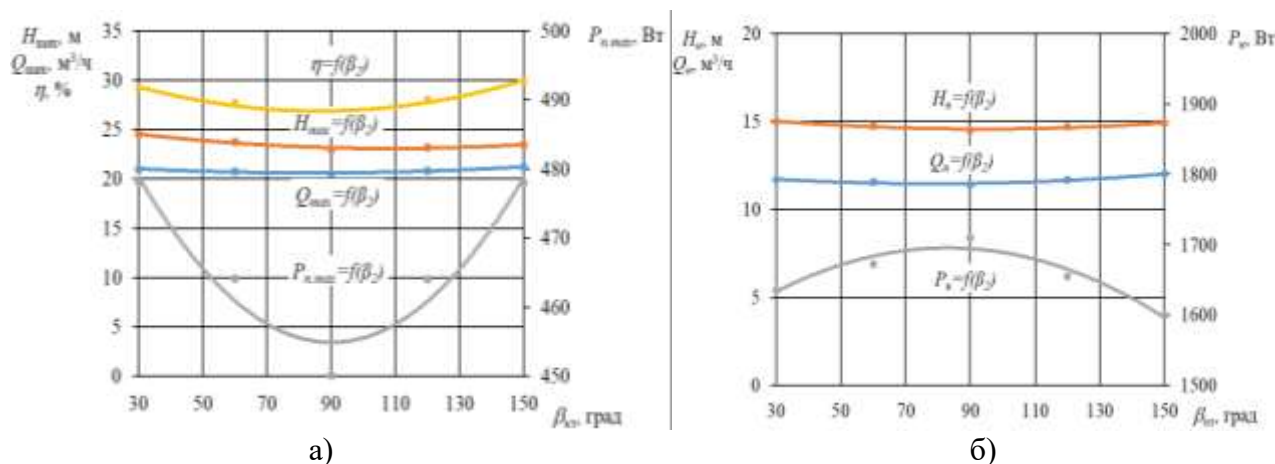


Рисунок 5. Влияние угла установки неподвижных лопаток $\beta_{нл}$ на изменения:

- а) максимальных показателей подачи Q_{max} (м³/ч), напора H_{max} (м), полезной мощности $P_{n,max}$ (Вт), коэффициента полезного действия η (%);
- б) номинальных показателей подачи Q_n (м³/ч), напора H_n (м), потребляемой мощности P_n (Вт)

Анализ максимальных показателей (рисунок 5, а) позволяет сделать вывод, что максимальная подача $Q_{\max} = 21,20 \text{ м}^3/\text{ч}$ достигается при угле $\beta_2 = 150^\circ$, уменьшается до $Q_{\max} = 20,50 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $\beta_2 = 90^\circ$ и вновь немного увеличивается до $Q_{\max} = 21,00 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $\beta_2 = 30^\circ$. При этом максимальный напор $H_{\max} = 24,50 \text{ м}$ при угле $\beta_2 = 30^\circ$, при $\beta_2 = 150^\circ$ снижается до $H_{\max} = 23,44$, при $\beta_2 = 90^\circ$ – до $H_{\max} = 22,99 \text{ м}$, что примерно в 1,07 и 1,02 раза меньше для угла $\beta_2 = 30^\circ$ и $\beta_2 = 150^\circ$ соответственно по сравнению со значением при $\beta_2 = 90^\circ$. Полезная максимальная мощность достигает максимальное значение при угле $\beta_2 = 30^\circ$ и $\beta_2 = 150^\circ$ примерно $P_{n.\max} = 478 \text{ Вт}$, что больше значения при угле $\beta_2 = 90^\circ$ в 1,06 раза. Коэффициент полезного действия имеет максимальное значение $\eta = 29,89 \%$ при $\beta_2 = 150^\circ$, что выше в 1,02–1,14 раза значений при $\beta_2 = 30^\circ$ и 90° .

Номинальная подача (рисунок 5, б) будет иметь максимальное значение $Q_n = 12,00 \text{ м}^3/\text{ч}$ при угле установки неподвижных лопаток $\beta_{нл} = 150^\circ$, а наименьшее значение при угле $\beta_{нл} = 90^\circ$. Номинальный напор H_n , м, убывает с увеличением угла установки неподвижных лопаток $\beta_{нл}$, соответственно максимальное значение достигается $H_n = 15,00 \text{ м}$ при $\beta_{нл} = 30^\circ$. Потребляемая номинальная мощность возрастает до значения $P_n = 1,710 \text{ кВт}$ ($P_n = 1710,21 \text{ Вт}$) при достижении значения угла $\beta_{нл} = 90^\circ$, а минимальное значение составит $P_n = 1,635 \text{ кВт}$ ($P_n = 1635,94 \text{ Вт}$) при $\beta_{нл} = 30^\circ$ и $P_n = 1,599 \text{ кВт}$ ($P_n = 1599,04 \text{ Вт}$) при $\beta_{нл} = 150^\circ$.

Полученные кривые (рисунок 5, а и б) выразим следующими зависимостями:

$$Q_{\max} = 0,0001x^2 - 0,024x + 21,61; \quad (26)$$

$$H_{\max} = 0,0002x^2 - 0,051x + 25,85; \quad (27)$$

$$P_{n.\max} = 0,0067x^2 - 1,202x + 509,03; \quad (28)$$

$$\eta = 0,0008x^2 - 0,134x + 32,63; \quad (29)$$

$$P_n = -0,0221x^2 + 3,666x + 1543,2; \quad (30)$$

$$H_n = 0,0001x^2 - 0,021x + 15,53; \quad (31)$$

$$Q_n = 0,0001x^2 - 0,017x + 12,12. \quad (32)$$

Полученные уравнения (26)–(32) представляют собой полином второй степени, коэффициенты детерминации соответственно составляют $R^2 = 0,926$ $R^2 = 0,960$ $R^2 = 0,918$ $R^2 = 0,921$ $R^2 = 0,928$ $R^2 = 0,922$ и $R^2 = 0,942$. Так расчётный коэффициент Фишера составляет $F_{(26)} = 4,16$, $F_{(27)} = 7,96$, $F_{(30)} = 4,33$ и $F_{(32)} = 5,37$, что больше табличного значения $F_{\text{табл}} = 4,1$ (при $f_1 = 2$, $f_2 = 10$ и $q = 5 \%$), следовательно, уравнения (26), (27), (30) и (32) адекватно описывают процесс влияния угла установки лопаток рабочего колеса β_2 на максимальные и номинальные показатели напорно-энергетической характеристики. При этом расчётный коэффициент Фишера для уравнений (28), (29) и (31) составит $F_{(28)} = 3,75$, $F_{(29)} = 3,90$ и $F_{(31)} = 3,92$, что меньше табличного значения, следовательно, можно сделать вывод о неадекватности описания процесса влияния на показатели напорно-энергетической характеристики.

Таким образом, исследуя влияние угла установки неподвижных лопаток $\beta_{нл}$ на напорно-энергетическую характеристику, приходим к выводу, что максимальные и номинальные показатели будут достигаться в интервале $\beta_{нл} = 30^\circ$ – 60° и $\beta_{нл} = 120^\circ$ – 150° , а значения близкие к $\beta_{нл} = 90^\circ$ снижают параметры напорно-энергетической характеристики.

Изучим влияние количества неподвижных лопаток Z на напорно-энергетические характеристики при неизменном угле лопаток рабочего колеса $\beta_2 = 90^\circ$ и неподвижных лопаток $b_{нл} = 90^\circ$ (рисунок 6).

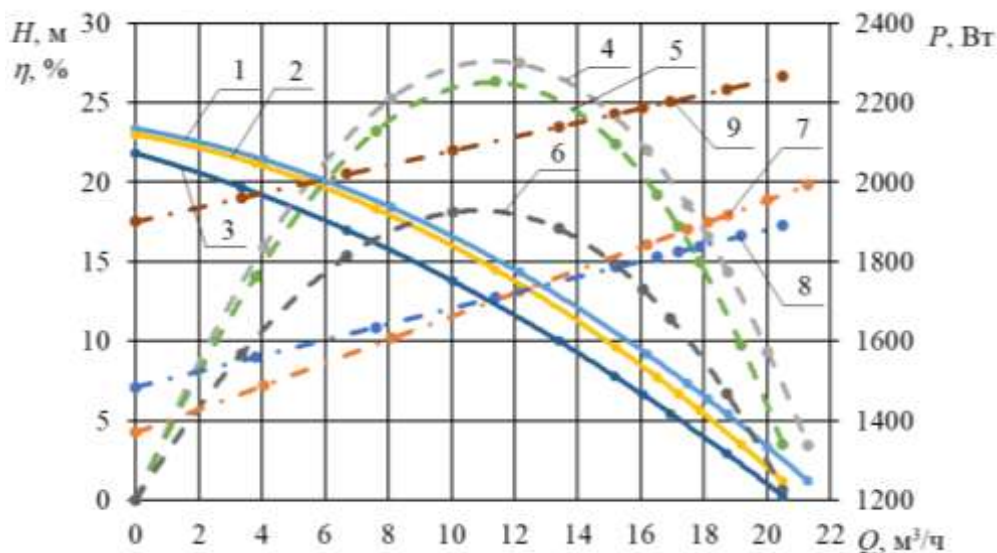


Рисунок 6. Напорно-энергетическая характеристика при различном количестве неподвижных лопаток Z , шт.:

1, 2, 3 – зависимости напора $H = f(Q)$; 4, 5, 6 – зависимости коэффициента полезного действия $\eta = f(Q)$; 7, 8, 9 – зависимости потребляемой мощности $P = f(Q)$ соответственно при $Z = 12$ шт., $Z = 18$ шт. и $Z = 24$ шт.

Представленная напорно-энергетическая характеристика (рисунок 6) показывает, что при числе неподвижных лопаток $Z = 12$ шт. достигаются максимальные значения напора $H_{\max} = 23,36$ м и подачи $Q_{\max} = 21,30$ м³/ч. Коэффициент полезного действия достигает максимальное значение $\eta = 27,49$ % при $Z = 12$ шт., а максимальное значение потребляемой мощности будет $P_{\max} = 2,266$ кВт ($P_{\max} = 2665,91$ Вт), при $Z = 24$ шт.

Максимальные номинальные показатели будут составлять соответственно при $\eta = 27,49$ %: подача $Q_n = 12,15$ м³/ч, напор $H_n = 14,33$ м и потребляемая мощность $P_n = 1,726$ кВт ($P_n = 1725,54$ Вт) при $Z = 12$ шт.

Линии, полученные на рисунке 6, представим в виде следующих уравнений.

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $Z = 12$:

$$H = -0,033x^2 - 0,349x + 23,361; \quad (33)$$

$$\eta = -0,249x^2 + 5,421x - 1,727; \quad (34)$$

$$P = 29,197x + 1370,8. \quad (35)$$

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $Z = 18$:

$$H = -0,035x^2 - 0,347x + 22,985; \quad (36)$$

$$\eta = -0,251x^2 + 5,407x - 1,885; \quad (37)$$

$$P = 19,878x + 1483,6. \quad (38)$$

Напор H , коэффициент полезного действия η и потребляемая мощность P при $Z = 24$:

$$H = -0,024x^2 - 0,559x + 21,807; \quad (39)$$

$$\eta = -0,178x^2 + 3,731x - 0,904; \quad (40)$$

$$P = 17,776x + 1901,5. \quad (41)$$

Уравнения для напора H , м (33), (36) и (39) представляют собой полином второй степени, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2=0,989$, $R^2=0,990$ и $R^2=0,997$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(33)}=177,24$, $F_{(36)}=200,18$ и $F_{(39)}=774,89$, что больше табличного значения $F_{табл}=2,52$ (при $f_1=7$, $f_2=20$ и $q=5\%$), следовательно, уравнения (33), (36) и (39) адекватно описывают процесс изменения напора H , м.

Для коэффициента полезного действия уравнения (34), (37) и (40) представляют собой полином второй степени, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2=0,954$, $R^2=0,951$ и $R^2=0,985$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(34)}=41,43$, $F_{(37)}=38,41$ и $F_{(40)}=132,08$, что больше табличного значения $F_{табл}=2,52$ (при $f_1=7$, $f_2=20$ и $q=5\%$), следовательно, уравнения (34), (37) и (40) адекватно описывают процесс изменения коэффициента полезного действия от числа неподвижных лопаток.

Для потребляемой мощности уравнения (35), (38) и (41) представляют собой линейную модель, коэффициент детерминации составляет соответственно $R^2=0,966$, $R^2=0,984$ и $R^2=0,976$. Коэффициент Фишера составляет $F_{(35)}=195,99$, $F_{(38)}=470,54$ и $F_{(41)}=592,17$, что больше табличного значения $F_{табл}=2,45$ ($f_1=8$, $f_2=20$ и $q=5\%$), следовательно, уравнения (35), (38) и (41) адекватно описывают процесс изменения потребляемой мощности.

Для анализа влияния числа неподвижных лопаток Z на максимальные (рисунок 7, а) и номинальные показатели (рисунок 7, б) приведём зависимости.

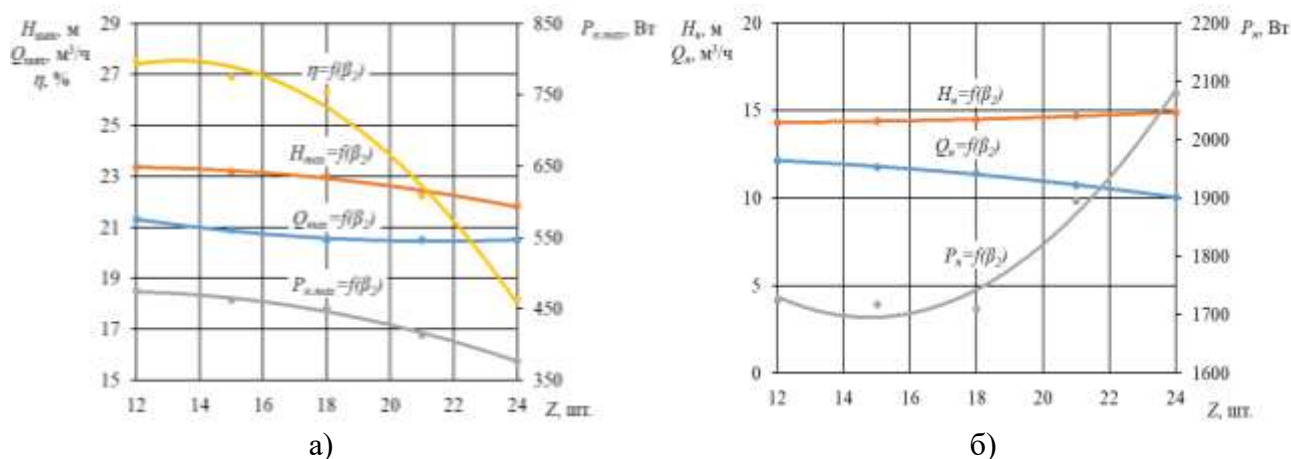


Рисунок 7. Влияние числа неподвижных лопаток Z на изменения:

- а) максимальных показателей подачи Q_{max} (м³/ч), напора H_{max} (м), полезной мощности $P_{n,max}$ (кВт), коэффициента полезного действия η (%);
- б) номинальных показателей подачи Q_n (м³/ч), напора H_n (м) и потребляемой мощности P_n (кВт)

Анализ максимальных показателей (рисунок 7, а) демонстрирует, что максимальная подача $Q_{max} = 21,30$ м³/ч достигается при числе неподвижных лопаток $Z = 12$ шт., дальнейшее их увеличение до $Z = 24$ шт. снизит $Q_{max} = 20,50$ м³/ч, что примерно в 1,04 раза меньше по сравнению со значением подачи при $Z = 12$ шт. Максимальный напор составляет $H_{max} = 23,36$ м при числе неподвижных лопаток $Z = 12$ шт., а при $Z = 24$ шт. достигнет $H_{max} = 21,81$ м, что примерно в 1,07 раза меньше по сравнению со значением напора

при $Z = 12$ шт. Полезная максимальная мощность достигает максимальное значение $P_{n.max} = 474,33$ Вт при $Z = 12$ шт. и соответственно уменьшается при $Z = 18$ и $Z = 24$. Коэффициент полезного действия изменяется полиномиально и имеет максимальное значение $\eta = 27,94\%$ при $Z = 12$ шт., минимальное значение составит $\eta = 18,12\%$ при $Z = 24$ шт.

Исследования влияния числа неподвижных лопаток на номинальные показатели (рисунок 7, б) показывают, что подача составляет $Q_n = 12,15$ м³/ч при $Z = 12$ шт., напор будет равен $H_n = 14,33$ м при $Z = 12$ шт. Минимальное значение номинальной потребляемой мощности составляет $P_n = 1,726$ кВт при $Z = 12$ шт., дальнейшее увеличение числа лопаток ведет к увеличению потребляемой мощности.

Полученные кривые (рисунок 7, а и б) выразим следующими зависимостями:

$$Q_{max} = 0,0095x^2 - 0,410x - 24,85; \quad (42)$$

$$H_{max} = -0,0095x^2 + 0,214x + 22,15; \quad (43)$$

$$P_{n.max} = -0,5828x^2 + 12,862x + 403,22; \quad (44)$$

$$\eta = -0,0837x^2 + 2,231x + 12,661; \quad (45)$$

$$P_n = 4,5866x^2 - 135,57x + 2697,4; \quad (46)$$

$$H_n = 0,003x^2 - 0,059x + 14,61; \quad (47)$$

$$Q_n = -0,0071x^2 + 0,082x + 12,18. \quad (48)$$

Полученные уравнения (42)–(48) представляют собой полином второй степени, коэффициенты детерминации соответственно составляют $R^2 = 0,982$, $R^2 = 0,994$, $R^2 = 0,995$, $R^2 = 0,989$, $R^2 = 0,980$, $R^2 = 0,996$ и $R^2 = 0,998$. Так, расчётный коэффициент Фишера составляет $F_{(42)} = 18,33$, $F_{(43)} = 58,50$, $F_{(44)} = 61,50$, $F_{(45)} = 29,67$, $F_{(46)} = 16,10$, $F_{(47)} = 81,41$ и $F_{(48)} = 182,40$, что больше табличного значения $F_{табл} = 4,1$ (при $f_1 = 2$ и $f_2 = 10$, $q = 5\%$), следовательно, уравнения (42)–(48) адекватно описывают процесс влияния числа неподвижных лопаток на максимальные и номинальные показатели напорно-энергетической характеристики.

Таким образом, исследуя влияние числа неподвижных лопаток на напорно-энергетическую характеристику, приходим к выводу, что максимальные и номинальные показатели будут достигаться в интервале $Z = 12–14$ шт.

Заключение. Исходя из вышеперечисленного, можно сделать вывод, что максимальные показатели напора H_{max} , полезная мощность $P_{n.max}$ и коэффициент полезного действия η будут иметь наибольшее значение при угле $\beta_2 = 90^\circ$, а подача Q_{max} при $\beta_2 = 30^\circ$. Для номинальных показателей напор H_n достигает наибольшего значения при $\beta_2 = 90^\circ$, а подача Q_n при $\beta_2 = 150^\circ$. Наименьшее значение потребляемой мощности P_n будет достигаться в интервале $\beta_2 = 70–110^\circ$. Максимальные и номинальные показатели напорно-энергетической характеристики будут достигаться в интервале $Z = 12–14$ шт. и в интервале $\beta_{нл} = 30^\circ–60^\circ$ и $\beta_{нл} = 120^\circ–150^\circ$, при этом значения близкие к $\beta_{нл} = 90^\circ$ снижают параметры напорно-энергетической характеристики.

Список источников

1. Булатов С. Ю., Семенов С. В., Сергеев А. Г. Функционально-морфологическая схема установки для приготовления зерновой патоки // Техника и оборудование для села. 2021. № 9 (291). С. 18–22.
2. Системы и методы оценки гомогенности кормовых смесей для сельскохозяйственных животных / И. В. Миронова, Э. Х. Латыпова, Е. А. Никитин, Д. А. Благов // Аграрная наука. 2024. № 5. С. 56–62.
3. Солонщиков П. Н. Методика проведения испытаний по определению качества продукта в установке для приготовления жидких кормовых смесей // Вестник Вятского ГАТУ. 2021. № 3 (9). С. 6.
4. Савиных П. А., Казаков В. А. Разработка установки для производства зерновой патоки и исследование ее технологических параметров // Техника и технологии в животноводстве. 2024. Т. 14, № 4. С. 57–63.
5. Эффективность смесителя кормов с комбинированными рабочими органами / А. Ю. Глазков, А. В. Китун, М. Е. Выгузов [и др.] // Актуальные вопросы электрохимии, экологии и защиты от коррозии : материалы III Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы электрохимии, экологии и защиты от коррозии», посвященной памяти профессора, заслуженного деятеля науки и техники РФ В. И. Вигдоровича, Тамбов, 18–20 октября 2023 года. Тамбов : Издательство ИП Чеснокова А.В., 2023. С. 381–385.
6. Патент на полезную модель 146974 РФ, МПК A29C9/00, A01J11/16, B01F7/02. Установка для приготовления смесей / В. Г. Мохнаткин, В. Н. Шулятьев, А. С. Филинков, П. Н. Солонщиков [и др.] (РФ). № 2014121853/10 ; заявлено 29.05.2014. Бюл. 2014. № 29. 2 с.

References

1. Bulatov SYu, Semenov SV, Sergeev AG. Functional and morphological scheme of the installation for preparing grain molasses. Tekhnika i oborudovaniye dlya sela. 2021;(9):18–22. (In Russ.).
2. Mironova IV, Latypova EK, Nikitin EA, Blagov DA. Systems and methods for assessing the homogeneity of feed mixtures for agricultural animals. Agrarnaya nauka. 2024;(5):56–62. (In Russ.).
3. Solonshchikov PN. Test procedure for determining the quality of the product in the installation for preparing liquid feed mixtures. Vestnik Vyatskogo GATU. 2021;(3):6. (In Russ.).
4. Savinykh PA, Kazakov VA. Development of an installation for producing grain molasses and the study of its technological parameters. Tekhnika i tekhnologii v zhivotnovodstve. 2024;14(4):57–63. (In Russ.).
5. Glazkov AY, Kitun AV, Vyguzov ME, et al. Effektivnost' smesitelya kormov s kombinirovannymi rabochimi organami = Efficiency of the feed mixer with combined implements. In: Aktual'nye voprosy elektrokhimikii, ekologii i zashchita ot korrozhenii: materialy III mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, posvyaschennoy pamyati professora, zasluzhennogo deyatelya nauki i tekhniki RF V. I. Vigdorovicha = Urgent issues of electrochemistry, ecology and corrosion protection: proceedings of the III international scientific and practical conference, dedicated to the memory of professor, honored worker of science and technology of the Russian Federation V. I. Vigdorovich, Tambov, October 18–20, 2023. Tambov: Chesnokova AV Publishing; 2023. P. 381–385. (In Russ.).
6. Patent na poleznuyu model' 146974 Rossiyskaya Federatsiya, MPK A29C9/00, A01J11/16, B01F7/02. Ustanovka dlya prigotovleniya smesey: 2014121853/10: zayavlen 29.05.2014. Byulleten' 29 2014. VG Mokhnatkin, VN Shulyatiev, AS Filinkov, PN Solonshchikov et al. (In Russ.).

Информация об авторе

Шевченко Артём Васильевич, старший преподаватель кафедры эксплуатации машин и технологического оборудования, ФГБОУ ВО «Вятский государственный агротехнологический университет», Октябрьский пр-т, д. 133, г. Киров, Российская Федерация, 610017

e-mail: shev_av_vgatu@mail.ru

Information about the author

Shevchenko Artem Vasilievich, senior lecturer, department of Machine and Technological Equipment Operation, Vyatka State Agrotechnological University, 133 Oktyabrskiy Prospekt, Kirov, 610017, the Russian Federation

e-mail: shev_av_vgatu@mail.ru

Конфликт интересов: автор заявил об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interest: the author declared that there was no conflict of interest

Статья / The article

поступила в редакцию / was received

01.09.2026

одобрена после рецензирования / approved after reviewing

10.09.2026

принята к публикации / accepted for publication

18.09.2026