

ГИДРОТЕХНИЧЕСКОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО,
ГИДРАВЛИКА И ИНЖЕНЕРНАЯ ГИДРОЛОГИЯ

Научная статья

УДК 621.65

doi: 10.31774/2712-9357-2025-15-1-216-231

**Влияние потенциальной энергии всасывающих трубопроводов
насосного оборудования на отметку установки оси насоса и
потребляемую мощность приводных двигателей**

**Дмитрий Степанович Цыпленков¹, Ирина Николаевна Винокурова²,
Руслан Расулович Мазанов³, Юлия Сергеевна Уржумова⁴**

^{1, 4}Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт имени А. К. Кортунова –
филиал Донского государственного аграрного университета, Новочеркасск,
Российская Федерация

²Донской государственный аграрный университет, Персиановский,
Российская Федерация

³Дагестанский государственный аграрный университет имени М. М. Джамбулатова,
Махачкала, Российская Федерация

¹dmitriitceplenkov@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0004-8808-0494>

²vin29@internet.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0617-4784>

³mazanov.rus@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0002-6208-648X>

⁴urzhumovay@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-5602-6523>

Аннотация. Цель: теоретически обосновать влияние потенциальной энергии всасывающих трубопроводов насосного оборудования на отметку установки оси насоса и мощность приводного двигателя. **Материалы и методы.** Теоретические исследования основывались на обосновании влияния величины потенциальной энергии в корпусе насоса на напор, на анализе зависимости коэффициентов гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе от высоты установки оси насоса относительно поверхности водоисточника, на оценке влияния потенциальной энергии во всасывающем трубопроводе на полезную мощность приводных двигателей. **Результаты.** Установлено, что при проектировании насосного оборудования на отметку оси насоса и мощность приводного двигателя влияет потенциальная энергия во всасывающем трубопроводе, колеблющаяся от положительной величины до отрицательной. В ходе анализа характеристик насоса К90/85 обнаружено отсутствие существенного влияния кинетической энергии. Основным фактор, влияющий на потенциальную энергию, – коэффициент гидравлического сопротивления, изменяющийся в процессе эксплуатации вследствие коррозии внутренней поверхности трубопровода. При изменении коэффициента гидравлического сопротивления от 0,02 до 0,5 отметка установки оси насоса колеблется от плюс 1,92 до минус 31,11 м, что приводит к полной остановке подачи. В процессе изучения влияния длины трубопровода выявлено, что высота установки оси насоса колеблется от плюс 3,24 до минус 3,43 м, это указывает на степень заглубления здания насосной станции. При исследованиях влияния потенциальной энергии на мощность приводного двигателя установлено снижение с 23,59 до 17,8 кВт при соответствующем росте полной энергии во всасывающем трубопроводе с 3,28 до 26,92 м. **Выводы.** В процессе эксплуатации существующих и проектирования новых насосных станций следует иметь в виду факт наличия постоянной величины скоростного напора во всасывающем трубопроводе, не превышающего 0,2–0,3 м, при соответствующем подборе диаметра и возможность увеличения коэффициента гидравлического сопротивления для внутренней поверхности.

Ключевые слова: потенциальная энергия, насосное оборудование, приводной двигатель, скоростной напор, коэффициент гидравлического сопротивления, мощность

Для цитирования: Влияние потенциальной энергии всасывающих трубопроводов насосного оборудования на отметку установки оси насоса и потребляемую мощность приводных двигателей / Д. С. Цыпленков, И. Н. Винокурова, Р. Р. Мазанов, Ю. С. Уржумова // Мелиорация и гидротехника. 2025. Т. 15, № 1. С. 216–231. <https://doi.org/10.31774/2712-9357-2025-15-1-216-231>.

HYDRAULIC ENGINEERING, HYDRAULICS AND ENGINEERING HYDROLOGY

Original article

The potential energy impact of the suction tube of pumping facilities on the mark of pump axis installation and the power consumption of drive motors

Dmitriy S. Tsyplenkov¹, Irina N. Vinokurova², Ruslan R. Mazanov³,
Yulia S. Urzhumova⁴

^{1, 4}Novocherkassk Engineering and Land Reclamation Institute – branch of the Don State Agrarian University, Novocherkassk, Russian Federation

²Don State Agrarian University, Persianovski, Russian Federation

³Dagestan State Agricultural University named after M. M. Dzhambulatov, Makhachkala, Russian Federation

¹dmitriitceplenkov@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0004-8808-0494>

²vin29@internet.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0617-4784>

³mazanov.rus@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0002-6208-648X>

⁴urzhumovay@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0001-5602-6523>

Abstract. Purpose: to substantiate theoretically the impact of the potential energy of suction tube of pumping facilities on the installation mark of the pump axis and the drive motor power. **Materials and methods.** The theoretical studies were based on the substantiation of the impact of potential energy in the pump housing on head, on the analysis of dependence of hydraulic resistances coefficients in the suction tube on the installation height of the pump axis relative to the water source surface and on the impact of potential energy in the suction tube on the useful power of drive motors. **Results.** It has been determined that when designing pumping facilities, the pump axis mark and the drive motor power are affected by the potential energy in the suction tube, ranging from positive to negative value. When analyzing the K90/85 pump characteristics, it was found that there was no significant effect of kinetic energy. The main influencing factor on potential energy is the hydraulic resistance coefficient, which varies during operation due to corrosion of the inner surface of the pipeline. When hydraulic resistance coefficient changes from 0.02 to 0.5, the pump axis installation mark ranges from +1.92 to –31.11 m, which leads to a complete stop of the supply feed. Studying the influence of the pipeline length, it was found that the height of the pump axis installation varies from +3.24 to –3.43 m, which indicates the degree of the pumping station building depth. In the study of impact of potential energy on the drive motor power, a decrease from 23.59 to 17.8 kW with a corresponding increase in the total energy in the suction pipeline from 3.28 to 26.92 m was stated. **Conclusions:** when operating existing and newly designed pumping stations, it should be borne in mind that there is a constant value of the velocity head in the suction pipeline not exceeding 0.2–0.3 m with appropriate diameter selection and the possibility of increasing the coefficient of hydraulic resistance for the inner surface during operation.

Keywords: potential energy, pumping facilities, drive motor, velocity head, hydraulic resistance coefficient, power

For citation: Tsyplenkov D. S., Vinokurova I. N., Mazanov R. R., Urzhumova Yu. S. The potential energy impact of the suction tube of pumping facilities on the mark of pump axis installation and the power consumption of drive motors. *Land Reclamation and Hydraulic Engineering*. 2025;15(1):216–231. (In Russ.). <https://doi.org/10.31774/2712-9357-2025-15-1-216-231>.

Введение. В практике эксплуатации насосов, как центробежных, так и осевых, потенциальная энергия во всасывающих трубопроводах, зависящая от отметки горизонта водоисточника и величины потерь напора, оказывает существенное влияние на кавитационный запас и потребляемую мощность приводных двигателей [1–3].

При расчетах величины напора гидромеханического оборудования H_n , м, учитывается разница полных энергий напорной $\mathcal{E}_2$, м, и всасывающей линий $\mathcal{E}_1^1$, м (рисунок 1):

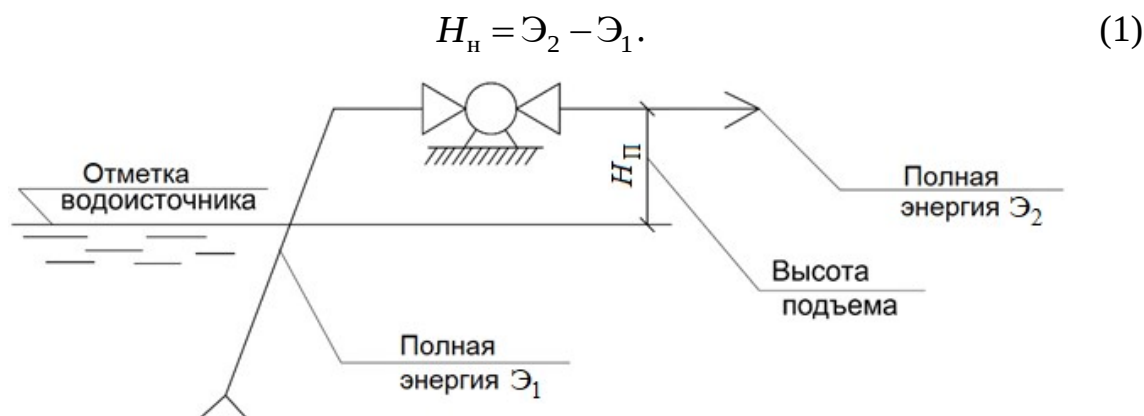


Рисунок 1 – Схема установки центробежного насосного оборудования с положительной высотой всасывания

Figure 1 – Installation diagram of a centrifugal pumping equipment with a positive suction height

Величины напора H_n и подачи Q_n соответственно являются основными параметрами при расчете потребляемой мощности двигателей, кВт:

$$N_n = \frac{9,8 \cdot H_n \cdot Q_n}{\eta_n}. \quad (2)$$

При этом H_n берется в м, Q_n в м³/с, η_n – КПД двигателя. Из зависимости (2) видно, что чем выше полная энергия $\mathcal{E}_1$, тем ниже значение H_n ,

¹Справочник по гидравлическим расчетам / П. Г. Киселев [и др.]; под ред. П. Г. Киселева. М.: Энергия, 1984. 312 с.

кроме того, известно, что полная энергия во всасывающих трубопроводах

$\mathcal{E}_1$ определяется суммой потенциальной $\mathcal{E}_{п.в} = \frac{P_{в}}{g\rho}$ и кинетической $\frac{V_{в}^2}{2g}$

энергий в м, где $\frac{P_{в}}{g\rho}$ – манометрическое (вакуумметрическое) давление во

всасывающем трубопроводе (потенциальная энергия), постоянно изменяется по длине.

Значение $\frac{P_{в}}{g\rho}$ может быть как положительным, так и отрицательным

(выше или ниже атмосферного).

Отрицательное давление при входе в рабочее колесо не может быть ниже 0,24 м (при температуре 20 °С), всякое превышение называют кавитационным запасом, определяется, как правило, заводом-изготовителем.

$\frac{V_{в}^2}{2g}$ – кинетическая энергия (скоростной напор), м. Величина посто-

янная вследствие неизменяющейся скорости потока при постоянном диаметре во всасывающем трубопроводе $D_{в}$ в мм.

Из вышеизложенного видно, что полная энергия во всасывающем трубопроводе изменяется в основном вместе с величиной потенциальной энергии $\mathcal{E}_{п}$.

Материалы и методы. Теоретическое обоснование влияния величины $\frac{P_{в}}{g\rho}$ в корпусе насоса на напор $H_{н}$, зависящей от конструкции, прово-

дится для отрицательной, максимально возможной потенциальной энергии

$\frac{P_{в}}{g\rho} = -7$ м, уменьшающейся по мере приближения потока к корпусу насоса

и рабочему колесу [4, 5].

Способность насосного оборудования транспортировать жидкость зависит от вышеобозначенной величины 0,24 м (рисунок 2), при этом заво-

дская допустимая вакуумметрическая высота всасывания (м) выразится уравнением:

$$H_{\text{в}}^{\text{д}} = H_{\text{п}} + \sum h_w + \frac{V_{\text{в}}^2}{2g}, \quad (3)$$

где $H_{\text{п}}$ – высота установки над поверхностью водоисточника, м;

$\sum h_w, \frac{V_{\text{в}}^2}{2g}$ – соответственно суммарные потери и кинетическая энергия

во всасывающем трубопроводе, м.

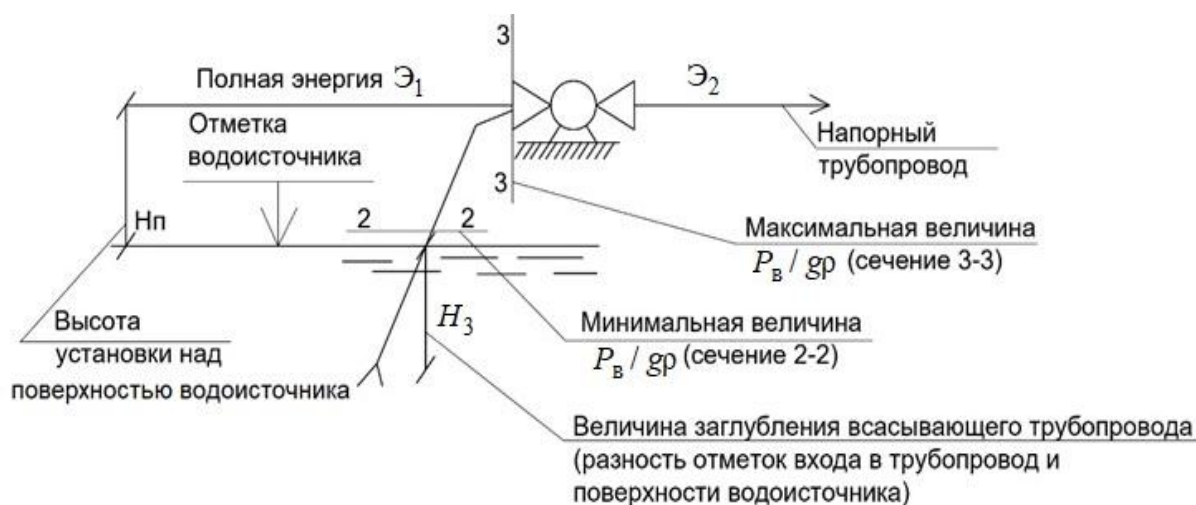


Рисунок 2 – Схема распределения потенциальной энергии по длине всасывающего трубопровода

Figure 2 – Diagram of potential energy distribution along the suction tube length

Для теоретического обоснования влияния величины $\frac{P_{\text{в}}}{g\rho}$ на напор $H_{\text{н}}$ принимается для примера насос К90/85 (рисунок 3, таблица 1).

При этом:

$$H_{\text{в}}^{\text{д}} = H_{\text{п}} + \sum h_w, \quad (4)$$

без влияния кинетической энергии $\frac{V_{\text{в}}^2}{2g}$, считаем данную величину постоянной при вычислении напора насоса $H_{\text{н}}$.

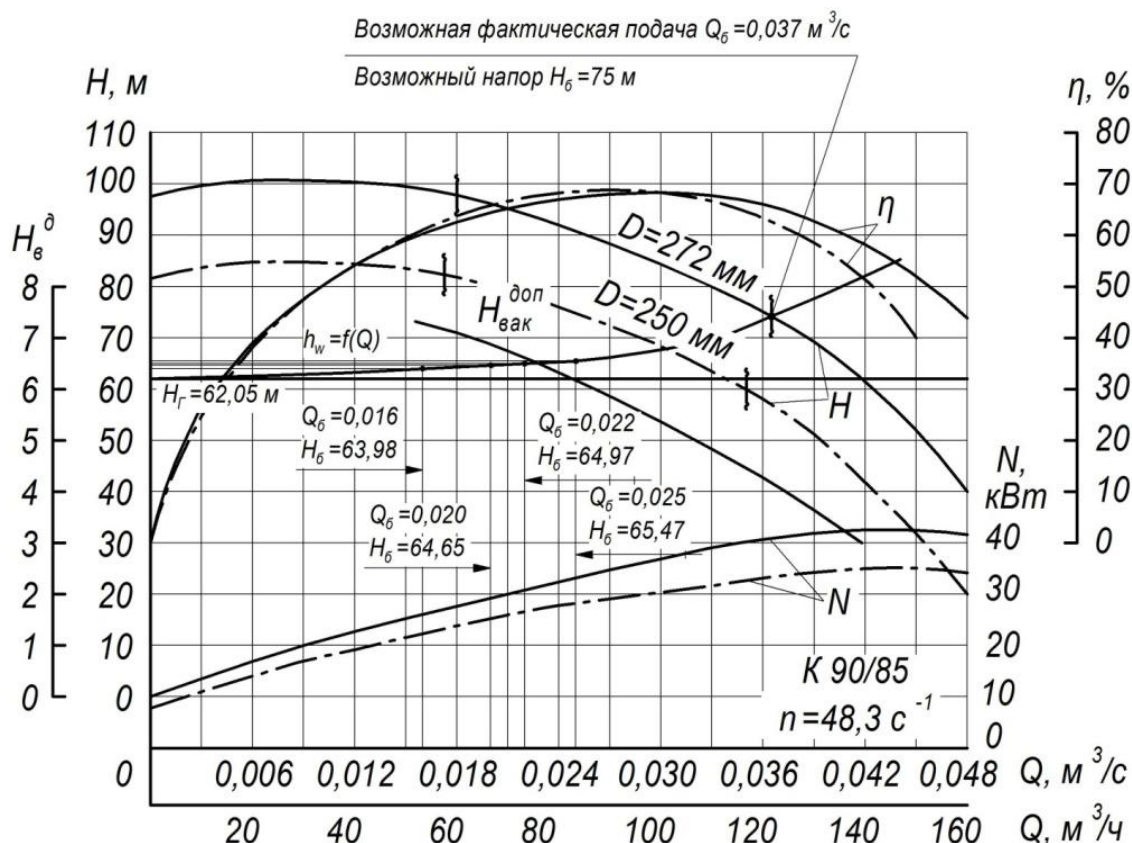


Рисунок 3 – Заводская графическая напорно-расходная характеристика центробежного насоса K90/85 (характеристика рассматривается для диаметра рабочего колеса 272 мм)

Figure 3 – Industrial graphic head and rate characteristics of the K90/85 centrifugal pump (the characteristic is considered for the impeller diameter of 272 mm)

Таблица 1 – Табличная напорно-расходная характеристика насоса K90/85

Table 1 – Tabular head and rate characteristics of the K 90/85 pump

Подача, $\text{м}^3/\text{с}$	Энергия во всасывающем трубопроводе $\mathcal{E}_1$, м	Энергия в напорном трубопроводе $\mathcal{E}_2$, м	Напор $H_n = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1$, м
0,016	–1,92	94,98	96,90
0,020	–2,58	95,36	97,94
0,022	–2,89	102,18	105,07
0,025	–3,38	106,40	109,78

Анализ данных таблицы 2 показывает, что величина скоростного напора 0,20 м в пределах обозначенной скорости 1,5 м/с не оказывает существенного влияния на полную энергию $\mathcal{E}_1$ во всасывающем трубопроводе, при увеличении напора от 94,0 до 110 м подача уменьшается на 39,6 $\text{м}^3/\text{ч}$

при соответственном уменьшении вакуума от минус 3,2 до минус 1,7 м и напора на 16,4 м.

Таблица 2 – Данные заводской напорно-расходной характеристики без учета скоростного напора во всасывающем трубопроводе

Table 2 – The data of the industry head and rate characteristics without taking into account the velocity head in the suction tube

Подача, $\text{м}^3/\text{с}$	Напор, м	Допустимая высота всасывания $H_B^Д$, м	Скоростной напор во всасывающем трубопроводе $V_B^2/2g$, м	Допустимая высота всасывания $H_B^Д$ (Θ_1) без учета скоростного напора $V_B^2/2g$, м	Напор H_H без учета скоростного напора во всасывающем трубопроводе $V_B^2/2g$, м	Напор насоса $H_H = \Theta_2 - \Theta_1$, м
0,025	96,4	–3,40	0,20	–3,20	94,00	99,6
0,025	97,0	–3,20	0,20	–3,00	96,78	100,0
0,024	100,0	–3,00	0,20	–2,80	94,10	102,8
0,022	102,0	–2,80	0,20	–2,60	101,00	104,6
0,020	104,0	–2,60	0,20	–2,40	103,60	106,4
0,018	106,0	–2,40	0,20	–2,20	105,40	108,2
0,016	108,0	–2,00	0,20	–1,80	107,60	109,8
0,014	110,0	–1,80	0,20	–1,70	110,40	111,7

Результаты и обсуждение. Для обоснования влияния изменения величины $\frac{P_B}{g\rho}$ в корпусе насоса на напор вычисляются суммарные потери напора (местные и по длине), оказывающие основное влияние на эксплуатационные характеристики насосного оборудования [6]. При критических увеличениях потерь, связанных с засорением (коррозией), величина $\frac{P_B}{g\rho}$ в трубопроводе уменьшается до значений, превышающих величину заводского кавитационного запаса 0,24 м перед входом потока в рабочее колесо и приводящих к прекращению подачи (срыву вакуума). Кроме того, на срыв вакуума влияет повышение расчетных потерь напора при необоснованном увеличении длины всасывающего трубопровода и скорости потока. Всякое изменение скорости и длины в сторону увеличения влечет за собой рост полной энергии, уменьшение напора насоса и соответственно повышение величины потребляемой энергии.

Изменение $H_B^Д$ и соответственно высоты установки оси насоса H_{II} в связи с увеличением коррозии внутренней поверхности всасывающего трубопровода учитывает коэффициент гидравлического сопротивления λ в зависимости от расчета потерь, определяемых по формуле:

$$h_w = \lambda \frac{L_B}{D_B} \cdot \frac{V_B^2}{2g}. \quad (5)$$

Для стальных всасывающих трубопроводов длиной не более $L_B = 150$ м, укладываемых до 2010 г. [6–8], на насосных станциях коэффициент λ принимался 0,02, при этом потери напора для диаметра 250 мм и скорости потока $V_B = 1,5$ м/с составляют:

$$h_w = 0,02 \frac{150}{0,25} \cdot \frac{1,5^2}{19,62} = 1,37.$$

Высота установки оси насоса K90/85 H_{II} (см. рисунок 3) с учетом того, что в месте входа в колесо $\frac{P_B}{\rho g} = 0,24$ м, при $H_B^Д$ согласно данным таблицы 2 приведена в таблице 3.

Таблица 3 – Высота установки оси насоса относительно отметки водоисточника при потерях напора во всасывающем трубопроводе 1,37 м

Table 3 – Installation height of the pump axis relative to the mark of the water source with pressure loss in the suction tube of 1.37 m

Допустимая высота всасывания, м	Потери напора h_w , м	Скоростной напор $V_B^2 / 2g$, м	Высота установки оси насоса H_{II} , м
–3,40	1,37	0,11	1,92
–3,00			1,52
–2,80			1,32
–2,40			0,92
–2,00			0,52
–1,80			0,32

Анализ данных таблицы 3 показывает, что при потерях 1,37 м, соответствующих скорости потока 1,5 м/с, длине трубопровода 150 м и $H_B^Д$ от минус 3,4 до минус 1,8 м, высота установки оси насоса относительно

горизонта водоисточника колеблется от 0,32 до 1,92 м. Зависимость, иллюстрирующая дальнейшее увеличение потерь напора при соответствующем изменении коэффициента гидравлического сопротивления λ и высоты установки оси насоса, приведена в таблице 4.

Таблица 4 – Зависимость потерь напора во всасывающем трубопроводе и высоты установки оси насоса H_{Π} от коэффициента гидравлического сопротивления λ

Table 4 – Dependence of head loss in the suction tube and the installation height of the pump axis H_p on the hydraulic resistance coefficient λ

Коэффициент λ	Потери напора h_w , м	Допустимая высота всасывания $H_{\text{в}}^{\text{д}}$, м	Высота установки оси насоса H_{Π} , м	Скоростной напор $V_{\text{в}}^2/2g$, м
0,02	1,37	–3,40	1,92	0,11
0,04	2,75		0,54	
0,06	4,12		–0,83	
0,08	5,50		–2,21	
0,10	6,88		–3,59	
0,15	10,32		–7,03	
0,50	34,40		–31,11	

В процессе анализа данных таблицы 4 установлено, что при изменении коэффициента гидравлического сопротивления во всасывающем трубопроводе λ от 0,02 до 0,5 высота установки оси насоса относительно поверхности водоисточника колеблется от плюс 1,92 м (выше горизонта) до минус 31,11 м (ниже горизонта), это указывает на необходимость учета влияния данной величины при проектировании для назначенных сроков эксплуатации. Кроме того, при расчетах следует иметь в виду влияние длины всасывающего трубопровода, изменяющей потери [9–12]. В таблице 4 показан расчет потерь для конкретной величины $L_{\text{в}} = 150$ м.

В ходе расчета изменения величины $H_{\text{в}}^{\text{д}}$ и высоты установки оси насоса определено, что длина всасывающего трубопровода также играет существенную роль независимо от степени заиления и коррозии и соответственно от величин коэффициента гидравлического сопротивления λ . Ниже приводится расчет величины H_{Π} в зависимости от длины $L_{\text{в}}$ (таблица 5).

Таблица 5 – Зависимость потерь напора во всасывающем трубопроводе и высоты установки оси насоса H_{Π} от длины $L_{\text{в}}$

Table 5 – Dependence of head losses in the suction tube and the installation height of the pump axis H_p on the length L_v

Длина всасывающего трубопровода $L_{\text{в}}$, м	Скоростной напор $V_{\text{в}}^2 / 2g$, м	Допустимая величина кавитационного запаса $H_{\text{в}}^{\text{д}}$, м	Коэффициент λ (для стальных новых трубопроводов)	Потери напора по длине $\lambda \frac{L_{\text{в}}}{D_{\text{в}}} \cdot \frac{V_{\text{в}}^2}{2g}$, м	Высота установки оси насоса H_{Π} , м
100	0,11	–3,40	0,02	0,044	3,24
300				0,13	3,16
500				0,22	3,07
100	0,11	–3,40	0,10	0,22	3,07
300				0,67	2,62
500				1,12	2,17
100	0,11	–3,40	0,30	0,67	2,62
300				2,018	1,27
500				3,36	–0,07
100	0,11	–3,40	0,60	1,34	1,95
300				4,03	–0,74
500				6,72	–3,43

Увеличение длины на 50 м соответствует изменению отметки насоса на 0,83 м, росту степени заглубления здания насосной станции относительно окружающей среды, стоимости строительства здания, монтажа оборудования и укладки трубопроводов. Приведено обоснование влияния потенциальной энергии $\frac{P_{\text{в}}}{g\rho}$ во всасывающих трубопроводах насосного оборудования на высоту установки H_{Π} , указывающее на значительное изменение гидравлических параметров при расчетах напора, отметки оси насоса относительно поверхности водоисточника и соответственно установленной мощности и потребляемой энергии приводных двигателей [5, 6].

Анализ данных таблицы 5 показывает, что при увеличении длины всасывающего трубопровода от 100 до 500 м высота установки оси насоса относительно горизонта водоисточника H_{Π} колеблется, в зависимости от принятого коэффициента гидравлических потерь λ (0,02–0,60), от плюс

3,24 до минус 3,43 м (3,24 м – возможное расположение оси насоса выше поверхности водоисточника, минус 3,43 м – ниже).

Для определения степени влияния потенциальной энергии $\frac{P_B}{g\rho} = H_{\Pi} + \sum hw$ на мощность приводных двигателей проведен расчет при постоянной величине полной энергии в напорном трубопроводе $\mathcal{E}_2 = 99,6$ м (таблица 6).

Таблица 6 – Влияние потенциальной энергии во всасывающем трубопроводе на полезную мощность приводного двигателя

Table 6 – Potential energy impact in the suction tube on the drive motor performance

Длина всасывающего трубопровода $L_{\text{в}}$, м	Потери $\lambda \frac{L_{\text{в}}}{D_{\text{в}}} \cdot \frac{V_{\text{в}}^2}{2g}$, м	Высота $H_{\text{п}}$, м	Потенциальная энергия во всасывающем трубопроводе $\mathcal{E}_1$, м $(hw + H_{\text{н}})$	Полная энергия в напорном трубопроводе $\mathcal{E}_2$, м	Напор насоса $H_{\text{н}} = \mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1$, м	Полезная мощность привода водного двигателя $N_{\text{п}} = 9,8 Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}}$, кВт
$\lambda = 0,02$						
100	0,044	3,24	3,28	99,6	96,32	23,59
300	0,13	3,16	3,29		96,31	23,60
500	0,22	3,07	3,10		96,50	23,74
$\lambda = 0,10$						
100	0,22	3,07	3,30	99,6	96,30	23,59
300	0,67	2,62	3,29		96,30	23,60
500	1,12	2,17	3,29		96,30	23,60
$\lambda = 0,50$						
100	1,34	1,95	6,29	99,6	93,30	22,80
300	4,03	0,74	10,77		88,80	21,70
500	6,72	0,20	26,92		72,68	17,80

Данные о высоте H_{Π} и сумме $\sum hw$ приняты по таблице 5, подача средняя $Q_H = 0,025$ м³/с по таблице 2 для соответствующего напора.

Анализ данных таблицы 6 показывает снижение полезной мощности приводного двигателя с величины 23,59 до 17,8 кВт при соответственном увеличении полной энергии во всасывающем трубопроводе с 3,28 до 26,92 м.

Анализ полученных расчетных данных (см. таблицы 1–6) показывает

наличие величин потенциальной и кинетической энергии во всасывающих трубопроводах существующих насосных станций, как для мелиоративного профиля, так и для систем водоснабжения, влияние на отметку установки оси насоса относительно горизонта водоисточника и потребляемую мощность приводного двигателя. Установлено, что наиболее значимыми факторами являются коэффициенты гидравлического сопротивления, изменяющиеся в течение всего срока эксплуатации насосной станции, и длина трубопроводов. Выявлено, что увеличение длины на 50 м соответствует изменению отметки оси насоса на 0,83 м. Кроме того, определено снижение полезной мощности приводного двигателя взятого для примера насоса К90/85 с 23,59 до 17,8 кВт при соответствующем увеличении энергии во всасывающем трубопроводе с 3,28 до 26,92 м.

Выводы. Проведенными теоретическими исследованиями установлено:

- по заводской напорно-расходной характеристике принятого для примера насоса К90/85 отсутствие влияния изменения скоростного напора

- $\frac{V_{\text{в}}^2}{2g}$ на полную энергию во всасывающем трубопроводе;

- основным фактором, влияющим на величину энергии и отметку установки оси насоса, являются потери напора при изменении длины трубопровода и коэффициента гидравлического сопротивления λ ;

- при изменении коэффициента гидравлического сопротивления λ во всасывающем трубопроводе от 0,02 до 0,5 высота установки оси насоса относительно поверхности водоисточника колеблется от плюс 1,92 до минус 31,11 м;

- на фоне увеличения длины всасывающего трубопровода от 100 до 500 м высота установки оси насоса относительно горизонта водоисточника колеблется от плюс 3,24 до минус 3,43 м, что указывает на высокую степень заглубления здания насосной станции, рост стоимости строительства, монтажа оборудования и укладки трубопроводов;

- снижение полезной мощности приводного двигателя с 23,59 до 17,8 кВт при соответственном увеличении потенциальной энергии во всасывающем трубопроводе с 3,28 до 26,92 м.

При эксплуатации существующих и проектировании новых насосных станций следует иметь в виду соблюдение факта наличия постоянной вели-

чины скоростного напора $\frac{V_{\text{в}}^2}{2g}$ во всасывающем трубопроводе 0,2–0,3 м при

подборе диаметра и возможность увеличения коэффициента гидравлического сопротивления λ в процессе эксплуатации.

Список источников

1. Михайлова С. В., Погребная И. А. Повышение производительности центробежных насосов // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2019. Т. 46, № 2. С. 20–27. DOI: 10.21822/2073-6185-2019-46-2-20-27. EDN: NXMPWS.
2. Нафиков И. Р., Ситдилов Ф. Ф. Струйные аппараты для создания вакуума // Научная жизнь. 2019. № 1. С. 40–45. EDN: ZAJJDV.
3. Лысова О. А., Фрайштетер В. П., Смирнов А. Ю. Анализ способов пуска установок центробежных электронасосов в осложненных условиях // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2018. № 4. С. 87–96. DOI: 10.21440/0536-1028-2018-4-87-96. EDN: XQLBNJ.
4. Петров А. И., Валиев Т. З. Расчет процесса пуска центробежного насоса методами гидродинамического моделирования // Гидравлика. 2017. № 1(3). С. 63–75. EDN: ZSGYXX.
5. Энергетическое взаимодействие гидравлических параметров всасывающих и напорных линий гидравлического оборудования насосных станций / В. В. Трушев, Р. Р. Мазанов, Ю. С. Уржумова, С. А. Тарасьянц // Научная жизнь. 2023. Т. 18, № 5(131). С. 696–705. DOI: 10.35679/1991-9476-2023-18-5-696-705. EDN: RAJTBO.
6. Цегельский В. Г. Струйные аппараты. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. 573 с. EDN: ZCUXVD.
7. Абидов К. Г. Повышение надежности работы мелиоративных насосных станций с применением самозапуска электродвигателей // Электрооборудование: эксплуатация и ремонт. 2020. № 3. С. 34–38. EDN: TQCQAD.
8. Экспериментальное определение величины снижения энергозатрат мелиоративных насосных станций вследствие использования остаточной энергии в трубопроводной сети / Ю. С. Уржумова, Д. С. Цыпленков, В. Б. Панов, С. А. Тарасьянц // Мелиорация и гидротехника [Электронный ресурс]. 2022. Т. 12, № 4. С. 136–153. URL: <https://rosniipm-sm.ru/article?n=1317> (дата обращения: 15.01.2025). DOI: 10.31774/2712-9357-2022-12-4-136-153. EDN: YCQVKZ.
9. Сатункин И. В., Гуляев А. И. Стационарные насосные станции, методы повышения их эффективности и проектные решения при реконструкции Черновской оросительной системы // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2019. № 2(76). С. 129–133. EDN: SRRGSS.

10. Акименко А. В., Аникеев Е. А., Воронин В. В. Методика и алгоритм расчета и подбора насосных агрегатов для хранилищ жидких продуктов // Моделирование систем и процессов. 2022. Т. 15, № 1. С. 7–13. DOI: 10.12737/2219-0767-2022-15-1-7-13. EDN: NTADTB.

11. Головкова Ю. С., Иванов А. М., Сероченкова Е. А. Подбор и расчет насосов, используемых в водоснабжении // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 9. С. 65–70. EDN: IMVIXR.

12. Parameters affecting efficiency of centrifugal pump – A review / Shivani Chitale, Pranjal Jadhav, Snehal Dhoble, Satyajeet Deshmukh // International Journal of Scientific Research in Science and Technology. 2021. P. 49–58. DOI: 10.32628/ijrst218573. EDN: WNFDPF.

References

1. Mikhailova S.V., Pogrebnaya I.A., 2019. *Povyshenie proizvoditel'nosti tsentrobezhnykh nasosov* [Increasing the centrifugal pump performance]. *Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskie nauki* [Bulletin of Dagestan State Technical University. Technical Sciences], vol. 46, no. 2, pp. 20-27, DOI: 10.21822/2073-6185-2019-46-2-20-27, EDN: NXMPWS. (In Russian).

2. Nafikov I.R., Sitdikov F.F., 2019. *Struynnye apparaty dlya sozdaniya vakuuma* [Vacuum jet machines]. *Nauchnaya zhizn'* [Scientific Life], no. 1, pp. 40-45, EDN: ZAJJDV. (In Russian).

3. Lysova O.A., Freishteter V.P., Smirnov A.Yu., 2018. *Analiz sposobov puska ustanovok tsentrobezhnykh elektronasosov v oslozhnennykh usloviyakh* [Analysis of methods for starting centrifugal electric pumps installations in difficult conditions]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Gornyy zhurnal* [Bulletin of Higher Educational Institutions. Mining Journal], no. 4, pp. 87-96, DOI: 10.21440/0536-1028-2018-4-87-96, EDN: XQLBNJ. (In Russian).

4. Petrov A.I., Valiev T.Z., 2017. *Raschet protsessa puska tsentrobezhnogo nasosa metodami gidrodinamicheskogo modelirovaniya* [Calculation of the process of starting a centrifugal pump using methods of computational fluid dynamics]. *Gidravlika* [Hydraulics], no. 1(3), pp. 63-75, EDN: ZSGYXX. (In Russian).

5. Trushev V.V., Mazanov R.R., Urzhumova Yu.S., Tarasyants S.A., 2023. *Energeticheskoe vzaimodeystvie gidravlicheskiykh parametrov vsasyvayushchikh i napornykh liniy gidravlicheskogo oborudovaniya nasosnykh stantsiy* [Energy interaction of hydraulic parameters of suction and pressure lines of hydraulic equipment of pumping stations]. *Nauchnaya zhizn'* [Scientific Life], vol. 18, no. 5(131), pp. 696-705, DOI: 10.35679/1991-9476-2023-18-5-696-705, EDN: RAJTBQ. (In Russian).

6. Tsegel'skiy V.G., 2017. *Struynnye apparaty* [Jet Devices]. Moscow, Bauman Moscow State Technical University Publ., 573 p., EDN: ZCUXVD. (In Russian).

7. Abidov K.G., 2020. *Povyshenie nadezhnosti raboty meliorativnykh nasosnykh stantsiy s primeneniem samozapuska elektrodvigately* [Improving the reliability of reclamation pumping stations by applying self-starting electric motors]. *Elektrooborudovanie: ekspluatatsiya i remont* [Electrical Equipment: Operation and Repair], no. 3, pp. 34-38, EDN: TQCQAD. (In Russian).

8. Urzhumova Yu.S., Tsyplenkov D.S., Panov V.B., Tarasyants S.A., 2022. [Experimental determination of the energy reduction magnitude in reclamation pumping stations consumption due to the use of residual energy in the pipeline network]. *Melioratsiya i gidrotekhnika*, vol. 12, no. 4, pp. 136-153, available: <https://rosniipm-sm.ru/article?n=1317> [accessed 15.01.2025], DOI: 10.31774/2712-9357-2022-12-4-136-153, EDN: YCQVKZ. (In Russian).

9. Satunkin I.V., Gulyaev A.I., 2019. *Statsionarnye nasosnye stantsii, metody povysheniya*

ikh effektivnosti i proektnye resheniya pri rekonstruktsii Chernovskoy orositel'noy sistemy [Stationary pump stations, methods for their efficiency improvement and design solutions for the Chernovskaya irrigation system reconstruction]. *Izvestiya Orenburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* [Bulletin of Orenburg State Agrarian University], no. 2(76), pp. 129-133, EDN: SRRGSS. (In Russian).

10. Akimenko A.V., Anikeev E.A., Voronin V.V., 2022. *Metodika i algoritm rascheta i podbora nasosnykh agregatov dlya khranilishch zhidkikh produktov* [Methodology and algorithm for calculating and selecting of pumping aggregates for storage tanks of liquid products]. *Modelirovanie sistem i protsessov* [Modeling of Systems and Processes], vol. 15, no. 1, pp. 7-13, DOI: 10.12737/2219-0767-2022-15-1-7-13, EDN: NTADTB. (In Russian).

11. Golovkova Yu.S., Ivanov A.M., Serochenkova E.A., 2019. *Podbor i raschet nasosov, ispol'zuemykh v vodosnabzhenii* [Selection and calculation of pumps used in water supply]. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki* [Bulletin of Tula State University. Technical Sciences], no. 9, pp. 65-70, EDN: IMVIXR. (In Russian).

12. Shivani Chitale, Pranjal Jadhav, Snehal Dhoble, Satyajeet Deshmukh, 2021. Parameters affecting efficiency of centrifugal pump – A review. *International Journal of Scientific Research in Science and Technology*, pp. 49-58, DOI: 10.32628/ijrsrst218573, EDN: WNFDPF.

Информация об авторах

Д. С. Цыпленков – аспирант, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт имени А. К. Кортунова – филиал Донского государственного аграрного университета, Новочеркасск, Российская Федерация, dmitriitceplenkov@mail.ru, ORCID: 0009-0004-8808-0494;

И. Н. Винокурова – аспирант, Донской государственный аграрный университет, Персиановский, Российская Федерация, vin29@internet.ru, ORCID: 0000-0003-0617-4784;

Р. Р. Мазанов – доцент кафедры эксплуатации, ремонта машин и механизации животноводства, кандидат технических наук, доцент, Дагестанский государственный аграрный университет имени М. М. Джамбулатова, Махачкала, Российская Федерация, mazanov.rus@mail.ru, ORCID: 0009-0002-6208-648X;

Ю. С. Уржумова – доцент кафедры мелиорации земель, кандидат технических наук, доцент, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт имени А. К. Кортунова – филиал Донского государственного аграрного университета, Новочеркасск, Российская Федерация, urzhumovay@mail.ru, ORCID: 0000-0001-5602-6523.

Information about the authors

D. S. Tsyplenkov – Postgraduate Student, Novocherkassk Engineering and Land Reclamation Institute – branch of the Don State Agrarian University, Novocherkassk, Russian Federation, dmitriitceplenkov@mail.ru, ORCID: 0009-0004-8808-0494;

I. N. Vinokurova – Postgraduate Student, Don State Agrarian University, Persianovski, Russian Federation, vin29@internet.ru, ORCID: 0000-0003-0617-4784;

R. R. Mazanov – Associate Professor of the Department of Operation, Repair of Machinery and Mechanization of Livestock, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Dagestan State Agricultural University named after M. M. Dzhambulatov, Makhachkala, Russian Federation, mazanov.rus@mail.ru, ORCID: 0009-0002-6208-648X;

Yu. S. Urzhumova – Associate Professor of Land Reclamation Department, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Novocherkassk Engineering and Land Reclamation Institute – branch of the Don State Agrarian University, Novocherkassk, Russian Federation, urzhumovay@mail.ru, ORCID: 0000-0001-5602-6523.

*Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Все авторы в равной степени несут ответственность за нарушения в сфере этики научных публикаций.*

*Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.
All authors are equally responsible for ethical violations in scientific publications.*

*Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.*

*Статья поступила в редакцию 14.11.2024; одобрена после рецензирования 24.02.2025;
принята к публикации 18.03.2025.*

*The article was submitted 14.11.2024; approved after reviewing 24.02.2025; accepted for
publication 18.03.2025.*