

УДК 631.3

**Совершенствование пружинного насоса для перекачки вязких жидкостей**

**А.С. Мокроусов, студент 2 курса УлГТУ**

**Научный руководитель, А. С. Мокроусов, адъюнкт, ст.лейтенант**

**Ульяновский военный технический институт**

Одним из путей решения проблемы сбора пролитых нефтепродуктов на грунт является совершенствование существующих технических средств, в частности насосов. Сбор нефтепродуктов, в основном, осуществляют с помощью объемных насосов, достаточно хорошо зарекомендовавших себя при работе в условиях положительных температур. Однако эти насосы имеют недостатки основным, из которых являются их неустойчивая работа и резкое снижение подачи нефтепродуктов в условиях отрицательных температур. С этой целью было произведено исследование зависимости энергозатрат от режимно – конструктивных параметров рабочего органа устройства для сбора пролитых нефтепродуктов – разработанного насоса. [1]

Экспериментальные исследования проводились на лабораторно-производственной установке, общий вид которой приведен на рисунке 1.



Рисунок 1 – Общий вид экспериментальной установки

Варианты компоновки имели следующие параметры:

1.  $D_k = 50 \text{ мм}, d_n = 45 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 6 \text{ мм}, L = 3,9 \text{ м}, \gamma = 28^\circ$ .
2.  $D_k = 50 \text{ мм}, d_n = 42 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 8 \text{ мм}, L = 3,9 \text{ м}, \gamma = 28^\circ$ .
3.  $D_k = 50 \text{ мм}, d_n = 42 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 8 \text{ мм}, L = 6,4 \text{ м}, \gamma = 16^\circ$ .
4.  $D_k = 50 \text{ мм}, d_n = 45 \text{ мм}, S = 45 \text{ мм}, \delta = 6 \text{ мм}, L = 7,75 \text{ м}, \gamma = 16^\circ$ ,

материал кожуха – 4 м (полиэтилен), 3,75 м (резина).

5.  $D_k = 50$  мм,  $d_n = 45$  мм,  $S = 45$  мм,  $\delta = 6$  мм,  $L = 7,75$  м,  $\gamma = 16^\circ$ , материал кожуха – 4 м (гофрированный рукав), 3,75 м (резина).

6.  $D_k = 75$  мм,  $d_n = 66$  мм,  $S = 65$  мм,  $\delta = 8$  мм,  $L = 8,0$  м,  $\gamma = 16^\circ$ , материал кожуха – гофрированные рукава.

Результаты исследования приведены на рисунке 2 частоту вращения спирали изменяли двумя ведущими шкивами ( $d=97$  и  $130$  мм) и ведомым четырехручейным шкивом ( $i=0,46\dots 1,52$ ).

Осевая скорость винтовой поверхности (при  $n=1607$  мин<sup>-1</sup>):

$$\vartheta_{zn} = S \cdot n / 60 = 0,045 \cdot 1607 / 60 = 1,205, \text{ м/с.}$$

Осевая скорость жидкости:

$$\vartheta_{zm} = L / t = 3,9 / 6 = 0,65 \text{ м/с.}$$

Коэффициент осевого отставания:

$$K\vartheta = \vartheta_{zm} / \vartheta_{zn} = 0,65 / 1,205 = 0,54.$$

Угол подъема винтовой линии спирали (по отношению к  $d_{cp}$ ):

$$\alpha = \arctg S / \pi d_{cp} = \arctg 45 / 3,14 \cdot 39 = 21^\circ 40', \text{ (по отношению к } D_k)$$

$$\alpha = \arctg 45 / 3,14 \cdot 50 = 16^\circ 45'.$$

Таблица 1 – Результаты исследования спирально–винтового рабочего органа:  $D_k=50$  мм,  $d_n=45$  мм;  $S=45$  мм;  $\delta=6$  мм; материал  $\rho= 888$  кг/м<sup>3</sup> (отработанное масло); наклон к горизонту  $\gamma=28^\circ$ ; длина  $L=3,9$  м;  $H=1,75$  м;  $d_{cp}=d_n-\delta=39$  мм;  $\Delta=2,5$  мм; выход спирали из торца кожуха  $1,5 \cdot S$ ;  $\alpha=14^\circ 40'$

n, мин-1	t, с	$\vartheta_{zn}$ , м/с	$\vartheta_{zm}$ , м/с	K $\vartheta$	W, кг/ч
649	73	0,487	0,053	0,109	–
860	23	0,645	0,169	0,263	571
888	23	0,666	0,169	0,254	665
1142	13	0,86	0,30	0,345	1331
1184	10	0,89	0,39	0,44	1400
1523	7	1,14	0,558	0,49	1910
1607	6	1,205	0,65	0,54	2520
2143	4	1,61	0,98	0,608	3560

Зазор между внутренней поверхностью кожуха и наружным диаметром спирали:

$$\Delta = (D_k - d_n) / 2 = (50 - 45) / 2 = 2,5 \text{ мм.}$$

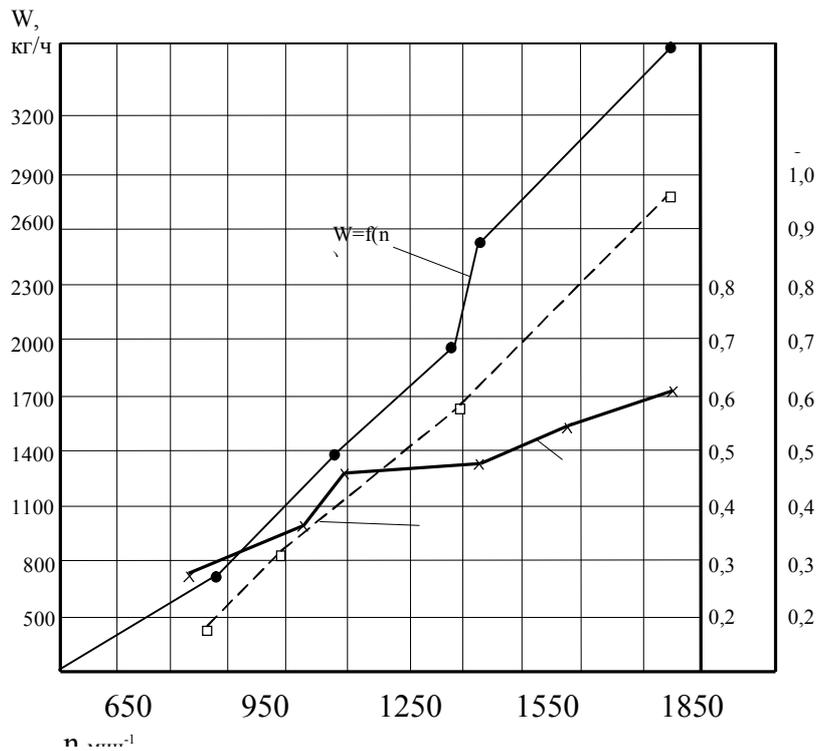


Рисунок 2 – Зависимость производительности подачи отработанного масла ( $\rho=888$  кг/м<sup>3</sup>) и отставания осевой скорости движения масла ( $\Theta_{zm}$ ) от осевой скорости винтовой поверхности ( $\Theta_{zn}$ ) спирали ( $K\Theta$ ) от частоты вращения спирали.

$D_k=50$  мм,  $d_n=45$  мм;  $S=45$  мм;  $\delta=6$  мм;  $\Delta=2,5$  мм;  $\gamma=28^\circ$ ;  $\alpha=21^\circ 40'$ ;  $H=1,75$  м;  $L=3,9$  м

Анализ таблицы 1 и рисунка 2 показывает, что производительность (подача) увеличивается прямо пропорционально от увеличения частоты вращения спирали, в частности увеличение частоты вращения спирали в 2,38 раза ( $n= 900 \dots 2150$  мин<sup>-1</sup>) приводит к росту производительности в 5,3 раза ( $W= 680 \dots 3600$  кг/ч).

Преимущество пружинных насосов состоит в простоте изготовления, в строго равномерной подаче жидкости. Они отличаются малым весом; надежностью работы и довольно высоким КПД. Разработанный пружинный насос обеспечивает снижение энергоемкости процессов на 40...80%, материалоемкости в 2...5 раз, экономию топлива на 20...30%, затрат труда в 3 раза. [1]

#### Литература:

1. Артемьев В.Г., Игонин В.Н., Филимонов Н.П. Пружинный насос для вязких жидкостей. Инф. листок - №23-95 Ульяновский ЦНТИ. – 1995.
2. Скобельдин Ю.А., Громадский А.С. Насосы трения. Специальные насосы и подъемники жидкости. – Краснодар, 1987.

3. Флоринский М.В. и Рычагов Б.Г. Насосы и насосные станции. – М.: Колос, 1967.

УДК 631.3

**Зависимость энергозатрат от режимно-конструктивных параметров рабочего органа устройства для сбора пролитых нефтепродуктов**

**А.А. Пшеничный, курсант 4 курса УВТИ**

**Научные руководители, В.Г. Артемьев, д.т.н., профессор; А. С. Мокроусов, адъюнкт УВТИ, ст.лейтенант**

**ФГОУ ВПО «Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия»**

Одним из путей решения проблемы сбора пролитых нефтепродуктов на грунт является совершенствование существующих технических средств, в частности их насосов. Сбор нефтепродуктов, в основном, осуществляют с помощью объемных насосов (шестеренных, винтовых), достаточно хорошо зарекомендовавших себя при работе в условиях положительных температур. Однако эти насосы имеют недостатки основным, из которых являются их неустойчивая работа и резкое снижение подачи нефтепродуктов в условиях отрицательных температур. С этой целью, на базе Ульяновского высшего технического института (УВТИ) было произведено исследование зависимости энергозатрат от режимно – конструктивных параметров рабочего органа устройства для сбора пролитых нефтепродуктов. [1]

Потребляемая для вращения пружина мощность ( $N$ ) зависит от ее частоты вращения и производительности (подачи) жидкости (рисунок 1). Сравнительные исследования, проведенные с пружинным рабочим органом при других конструктивных параметрах ( $D_k = 36$  мм,  $d_n = 25$  мм,  $S = 25$  мм,  $\delta = 3$  мм), показали, что при  $d_n = 35$  мм,  $\delta = 4,75$  мм при  $n = 300 \dots 1100$  мин<sup>-1</sup> производительность составила  $W = 17 \dots 32$  кг/мин; соответственно, при  $d_n = 25$  мм,  $S = 25$  мм,  $\delta = 3$  мм, -  $W = 18 \dots 27$  кг/мин, производительность (подача) уменьшается, в то же время наблюдается снижение удельных энергозатрат (Вт на 1 кг/ч.м.) от 0,016...0,024 ( $d_n = 35$  мм) до 0,014...0,021 ( $d_n = 25$  мм). Это объясняется уменьшением массы 1м пружины от  $G (\delta = 4,75$  мм) = 0,45кг до  $G (\delta = 3$  мм) = 0,165кг. В расчетах массы пружин принято (по данным профессора Артемьева В.Г.) считать в среднем, что длина проволоки пружины  $l$  равна трем длинам пружины. Установлено, что общая мощность привода при диаметре проволоки пружины  $\delta = 3$  мм остается постоянной  $N = 0,24$  кВт ( $n = 300 \dots 1100$  мин<sup>-1</sup>).