

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, адъютант 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>).

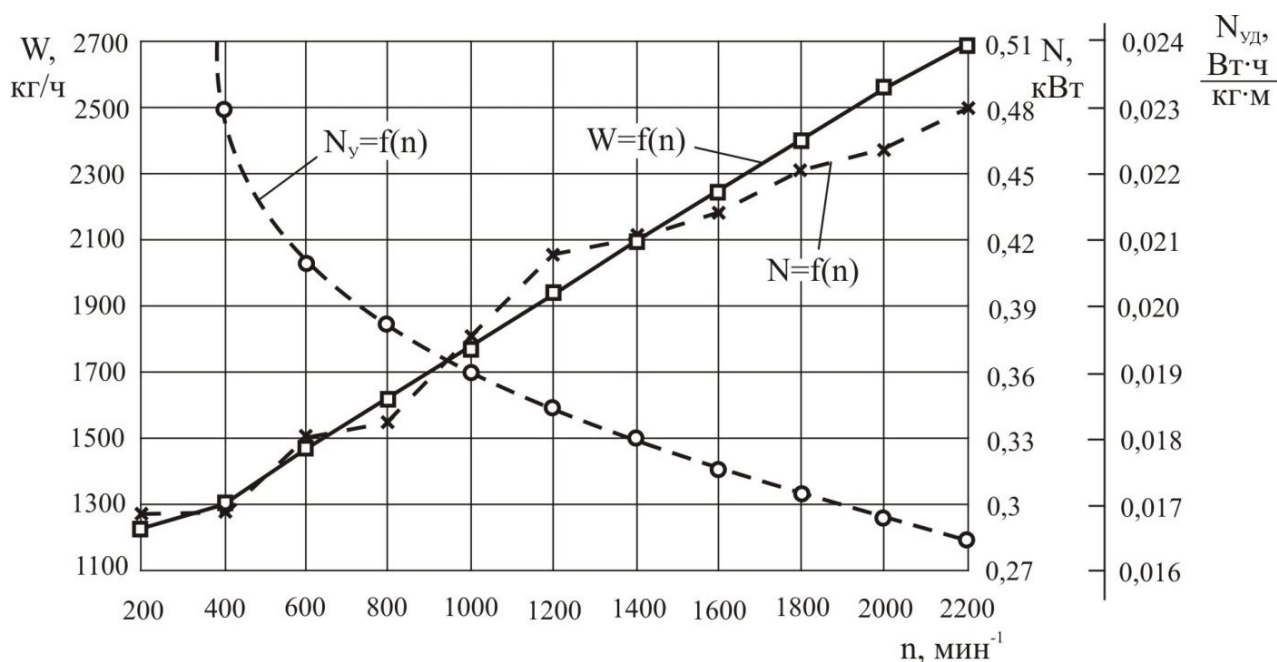


Рисунок 1 – Зависимость производительности (подачи)  $W$ , энергозатрат  $N$ , удельных энергозатрат  $N_{уд}$  от частоты вращения  $n$

Экспериментальные исследования проводились на установке длиной  $L = 15,5$  м, перемещаемый материал - отработанное масло с примесями удобрения с плотностью  $\rho = 1380$  кг/см<sup>3</sup> и кинематической вязкостью  $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с при четырех вариантах пружин.

Результаты определения основных показателей рабочего процесса: производительности (подачи), осевой скорости перемещения жидкости, осевой скорости движения винтовой поверхности пружины, коэффициента осевого отставления (на малых до 800 мин<sup>-1</sup> частотах вращения – осевого опережения) материала от осевой скорости винтовой поверхности, мощности привода и удельных энергозатрат приведены в таблице 1. Зависимость основных показателей рабочего процесса перемещения жидкости ( $W, v_{zМ}, v_{zn}, K_{\phi}, N, N_{уд}$ ) от частоты вращения пружин. Плотность жидкости  $\rho = 1370$  кг/см<sup>3</sup>,  $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с,  $L = 15,5$  м

Таблица 1 – Зависимость основных показателей рабочего процесса перемещения жидкости

n, мин <sup>-1</sup>	W, кг/ч	$v_{zМ}$ , м/с	$v_{zn}$ , м/с	$K_{\phi}$	N, Вт	$N_{уд}$ , Вт·ч/кг·м
1	2	3	4	5	6	7
Пружина №1. $D_k = 40$ мм, $d_n = 32$ мм, $S = 22$ мм, $\delta = 4$ мм						
0	1038	0,250	–	–	–	–
190	914	0,255	0,070	3,6	270	0,019
1	2	3	4	5	6	7
300	967	0,257	0,110	2,3	280	0,019

1	2	3	4	5	6	7
420	1121	0,278	0,154	1,8	290	0,017
770	1411	0,334	0,282	1,2	300	0,014
Пружина №2. $D_k = 40$ мм, $d_n = 25$ мм, $S = 25$ мм, $\delta = 3$ мм						
0	1453	0,359	–	–	–	–
190	1793	0,373	0,076	4,91	270	0,010
300	1674	0,350	0,120	2,92	275	0,011
420	1657	0,351	0,168	2,09	280	0,011
770	1696	0,373	0,308	1,21	300	0,011
Пружина №3. $D_k = 50$ мм, $d_n = 42$ мм, $S = 43$ мм, $\delta = 8$ мм						
0	1383	0,226	–	–	–	–
190	1611	0,289	0,136	2,1	280	0,011
300	1883	0,310	0,215	1,4	380	0,013
420	2141	0,358	0,301	1,2	400	0,012
770	3207	0,460	0,551	0,8	410	0,008

Таким образом, использование определенных нами параметров рабочего органа устройства для сбора проливов нефтепродуктов с поверхности грунта, рассчитанных в данной работе, является наиболее эффективным и отвечает военно-техническим и экономическим требованиям.

Литература:

1. Артемьев В.Г. Основы совершенствования пружинно-транспортирующих рабочих органов и их использование в различных технологических процессах растениеводства и животноводства// Дисс.д.т.н. – Ульяновск: УГСХА, 1996. С. 211...218.
2. Патент РФ №2213180. Устройство для сбора нефтепродуктов / Кузнецов Н.П., Третьяков В.А., Чембровская А.И. – Опубл. 27.09.2003.

УДК 631.31

### **Совершенствование механизации транспортирования зерна в СПК «Пламя революции» Барышского района Ульяновской области**

**А.А. Родионов, студент 5 курса инженерного факультета  
Научный руководитель: Е.И.Зотов, старший преподаватель**

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

Поточный метод уборки и обработки зерна предусматривает строгую последовательность и непрерывность всех стадий технологического процесса, имеющих короткий производственный цикл. Чтобы вести послеуборочную обработку зерна по этому методу, в хозяйстве имеется зерноочистительный агрегат ЗАВ- 20, на котором все основные и вспомогательные операции