

## УДК 631.3

**А.А. Панков, доц., канд. техн. наук**

*Восточнoукраїнський національний університет імені В.Даля*

**А.В. Щеглов, ст. преп., канд. техн. наук**

*Луганський національний аграрний університет*

# Анализ динамики удельного тягового сопротивления рядковых сеялок

В статье рассмотрен баланс составляющих удельного тягового сопротивления при работе рядковой сеялки. Установлена тенденция постепенного возрастания данного показателя в течение длительного периода времени.

**удельное сопротивление сеялки, тяговая мощность, высевающая система, агрегат, посев**

При выборе и оценке рационального энергетического баланса машинно-тракторного агрегата (МТА) необходимо знать и учитывать энергетические показатели тракторов и агрегируемых с ними сельскохозяйственных (с.-х.) машин.

При определении энергетических характеристик МТА определяют тяговые сопротивления орудий и машин, расчетные рабочие скорости и необходимую тяговую мощность энергетического средства [1].

Сопротивление с.-х. машин зависит от следующих факторов: типа и вида машины (плуг, сеялка, культиватор) и ее рабочих характеристик (количество корпусов, ширина захвата, пропускная способность), технологического режима работы (глубина обработки), количества машин в агрегате, скорости движения агрегата, физико-механических и геометрических характеристик грунта [2].

Рассмотрим отражение величины тягового сопротивления и тяговой мощности для его преодоления в различных публикациях и литературных источниках.

1. В лит.[1] указывается, что удельное сопротивление составляет  $P_c = 150-240 \text{ кг/м}$  ( $1,47-2,35 \text{ кН/м}$ ) при удельной массе машины  $m_{уд} = 200...230 \text{ кг/м}$  и учете веса посевного материала ( $80 \text{ кг/м}$ ). Здесь же колебания сопротивления предлагается оценивать коэффициентом возможной перегрузки  $\nu_{ц} = 1,1...1,3$  для посева зерновых культур.

2. Согласно [2], можно отметить, что для ширины захвата  $B = 3,6 \text{ м}$  (сеялка СЗ-3,6)  $P_c = 1,1...1,3 \text{ кН/м}$ .

3. На основании [3] принимается во внимание, что сопротивление двухдискового сошника составляет  $1,5...14,2 \text{ кг}$  ( $14,7...140 \text{ Н}$ ) при глубине хода  $h = 4...8 \text{ см}$ . При этом сеялка Т8-2А с  $B = 3,6 \text{ м}$ , массой  $m_c = 917 \text{ кг}$ ,  $h = 4...7 \text{ см}$  имеет  $P_c = 400 \text{ кг}$  ( $3,9 \text{ кН}$  или  $1,09 \text{ кН/м}$ ), а сеялка СК-24 с  $B = 3,6 \text{ м}$ , массой  $m_c = 1018 \text{ кг}$ ,  $h = 4...10,5 \text{ см}$  имеет  $P_c = 450 \text{ кг}$  ( $4,4 \text{ кН}$  или  $1,23 \text{ кН/м}$ ).

4. При рассмотрении [4] обнаруживается  $P_c = 1,3...1,8 \text{ кН/м}$ . Прирост значения  $P_c$  на скоростях  $5...9 \text{ км/ч}$  –  $1,5...2\%$ , а при  $9...15 \text{ км/ч}$  –  $3...4\%$ .

5. В [5] указывается величина  $P_c = 1,6...1,8 \text{ кН/м}$ , а неравномерность тягового сопротивления агрегатов составляет  $10...40\%$ .

6. По лит.[6] можно отметить  $P_c = 1,25 \dots 1,5 \text{ кН/м}$  при  $B = 7,2 \text{ м}$ , действительной скорости  $n_m \approx 60 \text{ шт}$ , количестве сошников  $n_c = 48 \text{ шт}$ ,  $m_c = 3450 \text{ кг}$ ,  $h = 1 \dots 8 \text{ см}$ , объеме семян в бункере  $W_{\text{сем.}} = 906 \text{ дм}^3$ , объеме удобрений  $W_{\text{уд.}} = 424 \text{ дм}^3$ . При этом тяговая мощность для сеялки составляет  $25 \dots 30 \text{ кВт}$ .

7. В лит.[7] рассматривается сеялка «Стокланд». Для  $B = 2 \text{ м}$  при скорости  $V_d = 9,7 \text{ км/ч}$  ( $2,7 \text{ м/с}$ ) тяговая мощность составит  $N_{\text{тяг.}} = 7,2 \text{ л.с.}$  ( $5,3 \text{ кВт}$ ), то есть  $P_c = 1,96 \text{ кН}$  ( $0,98 \text{ кН/м}$ ), а при  $V_d = 7,6 \text{ км/ч}$  ( $2,1 \text{ м/с}$ )  $N_{\text{тяг.}} = 5,6 \text{ л.с.}$  ( $4,12 \text{ кВт}$ ), т.е. также  $P_c = 1,96 \text{ кН}$ . В то же время для других тракторных сеялок при  $V_d = 7,2 \text{ км/ч}$  ( $2,01 \text{ м/с}$ ) тяговая мощность  $N_{\text{тяг.}} = 15,3 \text{ л.с.}$  ( $11,25 \text{ кВт}$ ), а  $P_c = 6 \text{ кН}$ .

8. По лит.[8] -  $P_c = 1,2 \dots 1,6 \text{ кН/м}$ .

9. В источнике [9] указывается прирост тягового сопротивления – 1,7% на 1 км/ч скорости. При этом для сеялки СУ-24 с  $B = 3,6 \text{ м}$ ,  $h = 4 \dots 8 \text{ см}$ ,  $P_c = 110 \text{ кгс/м}$  ( $1,08 \text{ кН/м}$ ) при  $V_d = 4 \dots 5 \text{ км/ч}$ . Но при  $V_d = 10,85 \text{ км/ч}$  ( $3 \text{ м/с}$ )  $P_c = 430 \text{ кг}$  ( $4,22 \text{ кН}$ ) или  $1,17 \text{ кН/м}$ .

10. В более новом издании данной книги [10] показано, что для агрегата МТЗ80/82+СЗ-3,6,  $B = 3,6 \text{ м}$  -  $P_c = 1,5 \dots 2 \text{ кН/м}$ . при скорости  $V_d = 2,5 \dots 3,9 \text{ м/с}$  для этого агрегата тяговое сопротивление составляет  $6,5 \dots 7,5 \text{ кН}$  с необходимой мощностью двигателя  $N_e = 44,2 \dots 47,8 \text{ кВт}$ .

11. Из лит.[11]:  $B = 10,8 \text{ м}$  (сеялки СЗ-3,6),  $N_{\text{тяг.}} = 60 \text{ кВт}$  или  $N_{\text{тяг.}} = 5,56 \text{ кВт/м}$ . Если принять  $V_d = 2,5 \text{ м/с}$ , получим  $P_c = 2,22 \text{ кН/м}$  с учетом сопротивления сцепки СП-11  $P_{\text{сц}} = 1,25 \text{ кН}$ .

12. По лит.[12] соответственно сопротивление рядковой сеялки  $P_c = 1 \dots 1,95 \text{ кН/м}$ .

13. Согласно [13], при  $V_d = 3,5 \text{ м/с}$   $P_c = 2,4 \text{ кН/м}$ , а энергонасыщенность составляет  $21,3 \text{ кВт/тонну}$ . Здесь же, для агрегата из трактора, сцепки СП-11, двух сеялок СЗ-3,6 при  $B = 7,2 \text{ м}$ ,  $V_d = 2 \dots 3 \text{ м/с}$  технологическое сопротивление составит  $10 \dots 15 \text{ кН}$ , т.е.  $P_c = 1,4 \dots 2,08 \text{ кН/м}$ , а  $N_{\text{тяг.}} = 20 \dots 45 \text{ кВт}$ .

14. В справочнике [14] указывается, что при  $B = 3,6 \text{ м}$ ,  $m_c = 760 \text{ кг}$ ,  $W_{\text{сем.}} = 300 \text{ дм}^3$  тяговое сопротивление составляет  $350 \dots 400 \text{ кг}$  ( $P_c = 0,95 \dots 1,1 \text{ кН/м}$ ). Для  $m_c = 370 \text{ кг}$ ,  $W_{\text{сем.}} = 120 \text{ кг}$ ,  $B = 1,5 \text{ м}$  соответственно  $P_c = 0,82 \dots 0,98 \text{ кН/м}$  при  $h = 4 \dots 8 \text{ см}$ .

15. По лит.[15] прирост тягового сопротивления составляет 2,5% на 1 км/ч.

16. В лит.[16] указывается, что сопротивление сошника при глубине хода  $h = 6 \text{ см}$  составляет  $140 \dots 170 \text{ Н}$ .

После анализа литературных источников условно разделим их на 3 группы по периоду времени (году публикации) - Т:

1. 1960-е гг., лит.[3,7,14], средняя величина  $P_{c1} = 1,045 \text{ кН/м}$ ;
2. 1970-е гг., лит.[1,2,9,15], средняя величина  $P_{c2} = 1,34 \text{ кН/м}$ ;
3. 1980-е гг., лит.[4,5,8,10,11,13,16], средняя величина  $P_{c3} = 1,72 \text{ кН/м}$ .

Полученные результаты представим в виде зависимости  $P_c = f(T)$ , рис.1.

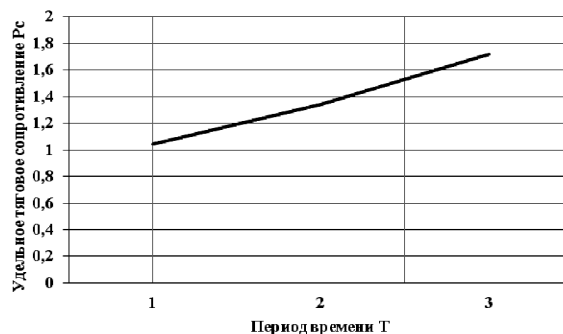


Рисунок 1. – Зависимость удельного тягового сопротивления рядковой сеялки в динамике развития и применения

Исходя из рис.1, очевидно постепенное возрастание удельного тягового сопротивления в течение относительно длительного периода времени, что требует дополнительных исследований. Имеет место вопрос: в результате чего имеет место прогрессирующее возрастание величины удельного сопротивления? Однако, как известно, наука никогда точно не отвечает на вопрос, не поставив сотню новых вопросов.

Поэтому возникает следующий вопрос: «Каким образом распределяются затраты мощности в посевной машине на преодоление тягового сопротивления?»

Тяговое сопротивление  $P_c$  посевной машины в работе состоит из следующих составляющих, согласно [3]:

$$P_c = R_n + R_c + R_a + R_{тр} + R_{уд}, Н, \quad (1)$$

где  $R_n$  – сопротивление перекачиванию колес сеялки по почве, Н;

$R_c$  – сопротивление сошников, погруженных в почву, Н;

$R_a$  – сопротивление высевающих аппаратов, Н;

$R_{тр}$  – сопротивление трению в механизмах передач и подшипниках, Н;

$R_{уд}$  – сопротивление от случайных толчков и ударов, Н.

Рассмотрим данный вопрос с помощью [17]. Здесь представлена характеристика процесса работы сеялки СЗС-6 (Клен-6). Несмотря на то, что в проспектах фирмы «Клен» [18] представлена скорость движения  $V_d = 12$  км/ч, по результатам работы имеет место скорость  $V_d = 8...9$  км/ч. Это связано с неустойчивостью хода трактора МТЗ-82 в результате перераспределения масс при навешивании сеялки. Масса сеялки  $m_c = 1500$  кг, масса семян в бункере (озимая пшеница с объемным весом  $0,76$  т/м<sup>3</sup>) –  $900$  кг, суммарная масса  $m_{\Sigma} = 2400$  кг. Число сошников -  $n_c = 48$  шт. Принимаем глубину заделки семян  $h = 6$  см. Очевидно, что трактор работает на IV – й передаче, при которой максимальная тяговая (крюковая) мощность составляет  $N_{кр} = 31,62$  кВт [19].

Определим остальные составляющие в выражении (1). Среднее сопротивление перекачиванию по вспаханной почве при поднятых сошниках составляет  $20...25\%$  от веса сеялки, то есть:

$$R_n = (0,2...0,25)G_c = 0,2 \cdot 23544 = 4709 Н, \quad (2)$$

где  $G_c = m_{\Sigma} \cdot g = 2400 \cdot 9,81 = 23544$  Н – вес сеялки.

Коэффициент «0,2» принимаем потому, что сеялка навесная.

Сопротивление сошников, погруженных в почву. На основании [3,16] принимаем сопротивление одного сошника  $p_{сш} = 140$  Н, тогда:

$$R_c = p_{сш} \cdot n_c = 140 \cdot 48 = 6720 Н, \quad (3)$$

Сопротивление высевающих аппаратов выразим посредством мощности на их привод:  $N_a = 280$  Вт [20].

Составляющая  $R_{тр}$  здесь отсутствует, так как данная конструкция сеялки имеет электрический привод высевающих аппаратов.

Сопротивление от случайных толчков и ударов определяем коэффициентом возможной перегрузки, который принимаем  $v_{ц} = 1,1$ .

На основании вышеизложенных рассуждений определим тяговую мощность, необходимую для сеялки  $N_{тяг.с}$ :

$$N_{\text{тяг.с}} = 1,1[(R_{\text{п}} + R_{\text{с}})] \cdot V_{\text{д}} + N_{\text{а}} = 1,1[(4709 + 6720)] \cdot 2,46 + 280 = 31235 \text{Вт}. \quad (4)$$

Полученное значение  $N_{\text{тяг.с}} = 31,24 \text{кВт} \approx N_{\text{кр}} = 31,62 \text{кВт}$ , значит сделанные предпосылки верны.

Исходя из значения  $N_{\text{тяг.с}} = 31,24 \text{кВт}$  можно определить значение  $P_{\text{с}}$ :

$$P_{\text{с}} = N_{\text{тяг.с}} / (V_{\text{д}} \cdot B) = 31240 / 2,46 \cdot 6 = 2,12 \text{кН/м}, \quad (5)$$

Необходимо отметить, что подход к составляющей  $R_{\text{а}}$  является несколько статичным. В [13] отмечается, что из всех составляющих уравнения (1) наиболее существенным является сопротивление перекачиванию  $R_{\text{п}}$  и сопротивление сошников  $R_{\text{с}}$ , а сопротивление высевающих аппаратов и на трение не превышают 2...2,5% от среднего сопротивления машины. В другом источнике – [12] – показано аналогичное значение, то есть  $R_{\text{а}} \approx 100 \text{Н}$  на валу катушечных высевающих аппаратов. Можно пользоваться и тем, что момент сопротивления вращению одной катушки зернового катушечного высевающего аппарата достигает  $M_{\text{а}} = 1,4 \dots 1,8 \text{Нм}$ , согласно также [12].

В случае с сеялкой «Клен-6» это положение, в общем, верно. Но в связи с тем, что интенсивность обработки материала значительно усилилась за прошедшее время в результате стремления к повышению производительности, необходимо рассмотреть этот вопрос более детально. Кроме того, высеваются семена различных культур, а это должно накладывать отпечаток на состояние вопроса. К тому же, на высевах используются машины с пневматической централизованной высевающей системой (ПЦВС), а энергетика рабочего процесса их высевающей системы в литературе освещена недостаточно [22]. Рассмотрим данный (следующий) вопрос.

Катушечные высевающие аппараты. Принимаем скорость движения машины такую же, как и для сеялки «Клен-6», то есть  $V_{\text{д}} \approx 2,5 \text{м/с}$  (9км/ч). В любом литературном источнике по конструкции и эксплуатации посевных машин, например [4,23,24] имеется таблица передаточных отношений на вал высевающих аппаратов для семян сеялки СЗ-3,6, в зависимости от высеваемой культуры. Определим угловую скорость вращения « $\omega$ » опорно-приводного колеса сеялки диаметром  $D_{\text{к}} = 1245 \text{мм} = 1,245 \text{м}$ , с учетом скольжения колес ( $\epsilon = 0,05$ ):

$$\omega = (1 - \epsilon)V_{\text{д}} / 0,5D_{\text{к}} = (1 - 0,05) \cdot 2,5 / (0,5 \cdot 1,245) = 3,81 \text{с}^{-1}, \quad (6)$$

С учетом передаточного отношения от колес на вал семявысевающих аппаратов  $i = 0,616$  (пшеница) определим угловую скорость катушек  $\omega_{\text{к}}$ :

$$\omega_{\text{к}} = \omega / i = 3,81 / 0,616 = 6,18 \text{с}^{-1}, \quad (7)$$

Зная крутящий момент на катушке ( $M_{\text{а}} = 1,8 \text{Нм}$ ), определим мощность на привод одной катушки  $N_{\text{к}}$ :

$$N_{\text{к}} = M_{\text{а}} \cdot \omega_{\text{к}} = 1,8 \cdot 6,18 = 11,1 \text{Вт}, \quad (8)$$

С учетом КПД привода  $\eta_{\text{п}} = 0,815$  (три цепные и две зубчатые передачи) получим подведенную к одной катушке мощность  $N_{\text{пк}}$ :

$$N_{\text{пк}} = N_{\text{к}} / \eta_{\text{п}} = 11,1 / 0,815 = 13,6 \text{Вт}, \quad (9)$$

При числе катушек  $n_k = 24$ шт получим  $\Sigma N_{пк} = 326$ Вт, а при  $n_k = 48$ шт получим  $\Sigma N_{пк} = 653$ Вт. Произведем подобные расчеты и для других культур. Результаты представим в табл.1.

Таблица 1 - Зависимость мощности  $\Sigma N_{пк}$ , Вт, от вида культуры при  $n_k = 24$ шт

Просо $i = 0,198,$ $\omega_k = 19,2с^{-1},$ $\gamma = 850кг/м^3$	Гречиха $i = 0,428,$ $\omega_k = 8,9с^{-1},$ $\gamma = 720кг/м^3$	Пшеница $i = 0,616,$ $\omega_k = 6,28с^{-1},$ $\gamma = 760кг/м^3$	Ячмень $i = 1,33$ $\omega_k = 2,9с^{-1},$ $\gamma = 450кг/м^3$
1020	472	326	152

При анализе табл.1 очевидно, что значение  $\Sigma N_{пк}$  зависит от размерно-массовых характеристик посевного материала. То есть, чем меньше размеры семян и больше их объемный вес, тем больше и величина  $\Sigma N_{пк}$ .

Кроме того, значение  $\Sigma N_{пк}$  зависит и от величины угловой скорости опорно-приводного колеса, а, следовательно, и от скорости поступательного движения посевной машины. Характеристика данной зависимости представлена в табл.2.

Таблица 2 - Зависимость мощности  $\Sigma N_{пк}$ , Вт, от значения поступательной скорости

Передаточное отношение «i»	$V_d$ , м/с (км/ч)			
	1,5(5,4)	2,0(7,2)	2,5(9,0)	3(10,8)
0,198	613	817	1020	1226
0,428	284	378	472	567
0,616	197	262	326	394
1,330	91	122	152	183

Хорошо согласуются с вышеизложенными соображениями данные по [21]. Здесь, для сеялки RABE-Multidrill M300 с  $B = 3$ м,  $m_c = 730$ кг,  $n_c = 25$ шт,  $W_{сем.} = 490$ дм<sup>3</sup> необходима тяговая мощность около 21кВт (то есть трактор с  $N_e = 40$ кВт при  $\eta_{тяг} = 0,52$ ). А согласно представленным зависимостям – 16кВт тяговой мощности при скорости  $V_d = 9$ км/ч или 21кВт при  $V_d = 12$  км/ч.

Немаловажным обстоятельством относительно катушечных высевальных аппаратов является то, что отбор мощности здесь  $\Sigma N_{пк}$  производится от опорно-приводных колес, то есть уже после всех потерь мощности на пути от двигателя к машине на почвенном фоне, обладающем слабой несущей способностью. При этом тяговый КПД посевного агрегата  $\eta_{тяг}$  составляет примерно 0,48...0,52 [10,25], и, следовательно, величина  $\Sigma N_{пк}$  увеличивается примерно в 2 раза. В противоположность этому, в других высевальных системах («Клен», ПЦВС и др.) отбор мощности производится от двигателя или трансмиссии трактора, избегая подобных значительных потерь.

ПЦВС. Как уже отмечалось, сравнительные показатели энергоемкости здесь еще не выявлены [22]. Но при рассмотрении литературных источников обнаруживается значительный разброс значений потребляемой мощности. Так, согласно [22], при ширине захвата  $B = 6$ м минимальная необходимая мощность составляет 4,5кВт, то есть приблизительно 94Вт «на сошник». А по данным [26] – в среднем 1,1кВт или 30Вт «на сошник» (на высеве пшеницы системой типа 1×4×9). Очевидно, что в любом случае потребляемая мощность у ПЦВС значительно выше, чем для системы «Клен» и катушечных высевальных аппаратов.

Исходя из вышеприведенных рассуждений, представим ориентировочные значения энергетических характеристик для типичных распространенных высевальных систем (табл.3).

Таблица 3 - Показатели энергетической характеристики высевальных систем

Вид высев. сист.	Показатели						Примечание
	Ширина захвата В, м	Скорость движен. $V_d$ , м/с (км/ч)	Масса, кг		Объем бункера, $W_{\text{сем.}}$ , дм <sup>3</sup>	Тяговая мощн., кВт	
			Без семян	С сем. (озим. пшен.)			
«Клен»	6	2,5(9,0)	1500	2400	1200	31,24	Эл.магн. ВА
«Фиона супер»	6	2,5(9,0)	1000	2000	1320	30,0	Катуш. ВА
«Аккорд ДТ-6»	6	2,5(9,0)	1150... 1200	2300	1500	32,54	ПЦВС

Рассматривая табл.3, можно сказать, что показатели тяговой мощности для рассмотренных видов посевных машин идентичны при одинаковых значениях В и  $V_d$ . В случае агрегатирования с трактором МТЗ-82 технико-экономические показатели работы следующие:  $V_d = 8,5...9$  км/ч, передача – 4...5, удельный расход топлива  $g_{кр} = 464...477$  г/кВтч, часовой расход топлива  $G_T = 14,62$  кг/ч, теоретическая производительность  $W_T \approx 5,4$  га/ч, действительная производительность  $W_d \approx 4,5...5$  га/ч, (при коэффициенте использования времени смены  $\tau \approx 0,85...0,9$ ), гектарный расход топлива  $G_{га} \approx 2,9...3,2$  кг/га (3,4...3,8 л/га), буксование  $\delta \approx 0,12$ , тяговый КПД  $\eta_{\text{тяг}} = 0,557$ .

Кроме того, здесь выступает еще одно обстоятельство, связанное с переменной массой посевной машины, которая изменяется в среднем на 85% (табл.3). Следовательно, необходимая тяговая мощность (точнее ее составляющая  $R_{п}$ ) будет также изменяться в определенной зависимости. Определим данную зависимость при разной степени заполнения бункера (табл.4).

Таблица 4 - Показатели тяговой мощности, кВт, при разной степени заполнения бункера посевной машины

Вид высев. сист.	Степень заполнения, %				
	0	25	50	75	100
«Клен-6»	26,45	27,65	28,84	30,04	31,24
«Фиона супер»	24,60	25,94	27,29	28,64	30,00
«Аккорд ДТ-6»	26,33	27,90	29,44	31,00	32,54

Из табл.4 видно, что экстремальные значения необходимой тяговой мощности отличаются на 15...20%. Но при уменьшении сопротивления логично предположить увеличение скорости также на 15...20%, так как формула определения тяговой мощности является линейной. Поэтому кратко рассмотрим следующий вопрос - о переменной производительности посевного МТА.

Выше установлено, что по мере расходования семян в бункере уменьшается и необходимая величина тяговой мощности и оператор постепенно переходит на повышенные передачи. В случае с трактором МТЗ-82 это передачи 5 и 6. То есть имеется три величины скоростей:  $V_{д4} = 8,2$  км/ч (2,28 м/с),  $V_{д5} = 9,6$  км/ч (2,68 м/с) и  $V_{д6} =$

11,3км/ч(3,14м/с) [10,19]. Усредняя, получим  $V_{д.ср} = 9,7км/ч(2,7м/с)$ . Соответственно тяговые и топливно-экономические показатели будут:  $g_{кр} = 476г/кВтч$ ,  $\delta \approx 0,11$ ,  $\eta_{тяг} = 0,52$ ,  $G_T = 14,6кг/ч$ ,  $W_T = 5,83га/ч$ ,  $W_d \approx 5...5,2га/ч$ ,  $G_{га} \approx 2,8...2,9кг/га$  (3,3...3,4л/га).

По предварительным расчетам видно, что при необходимости работы на передачах, смежных с оптимальной (на которой  $\eta_{тяг} \rightarrow \max$ ), с уменьшением тягового усилия тяговый КПД уменьшается в допустимых пределах (на 4%) и потери тяговой мощности невелики.

Но с другой стороны, при уменьшении загрузки по тяге и переходе на повышенную передачу увеличивается скорость движения и снижается буксование, что приводит к некоторому повышению производительности и улучшению удельных показателей.

## Список литературы

1. Анилович В.Я., Водолаженко Ю.Т. Конструирование и расчет с.-х. тракторов. Справочное пособие. Изд. 2-е, перераб. и доп.–М., Машиностроен., 1975.– 451с.
2. Гуськов В.В. Тракторы. Ч.II. Теория. – Минск, «Высшая школа», 1976.–381с.
3. Петрусов А.И., Комаристов В.Е. Машины для посева, посадки и внесения удобрений. (Теория, конструкции и расчет). – Харьков, изд-во ХГУ им.А.М.Горького, 1960. – 220с.
4. Бондаренко Н.Г. Эксплуатация МТП. Изд. 2-е, доп. и перераб. – Киев, «Вища школа», 1983. – 234с.
5. Денисов А.А., Тырнов Ю.А., Нефедченко С.Ф. Рациональное использование мощных тракторов. // «Механизация и электрификация с.-х.», №5, 1987. – С.44.
6. Зырянов В.А., Цыбуля Н.Г. Перспективные широкозахватные посевные агрегаты. // «Техника в с.-х.», №2, 1992. – С.55...68.
7. Журавлев Б.И. Пневматические сеялки. Серия «С.-х. машиностроение». – М., 1966. – 86с.
8. Коженкова К.И. и др. Технология механизированных с.-х. работ: Учебн. пособие. – Мн.: Ураджай, 1987. – 370с.
9. Поляк А.Я., Щупак А.Д. Эксплуатация МТА на повышенных скоростях. М., «Колос», 1973. – 300с.
10. Справочник по скоростной с.-х. технике. Поляк А.Я., Щупак А.Д., Антышев Н.М. и др. – М.: Колос, 1982. – 284с.
11. Репетов А. Какой агрегат выгоднее? // «Сельский механизатор», №4, 1986. – С.10.
12. Сысолин П.В., Погорельый Л.В. Почвообрабатывающие и посевные машины: история, машиностроение, конструирование. – К.: Феникс, 2004. – 266с.
13. Скотников В.А., Машенский А.А., Разумовский М.А., Чугалин Л.К. Проблемы современного тракторостроения. – Мн.: «Выш. школа», 1982. – 203с.
14. С.-х. машины, конструирование и расчет. Справочник.
15. Токарев В.А. Пути повышения производительности посевных агрегатов. // «Механизация и электрификация с.-х.», №3, 1976. – С.55...56.
16. Хоменко В.С., Зырянов В.А., Насонов В.А. Механизация посева зерновых культур и трав. Справочник. – К., «Урожай», 1988. – 163с.
17. Овсянников С.А., Цымбаленко С.В., Овсянников А.А. Эксплуатационно – технологические показатели посевного агрегата на базе сеялки СЗС-6. // «Механизация и электрификация с.-х.», №3, 1998. – С.41...42.
18. Проспекты фирмы МСНПП «Клен».
19. Тяговые характеристики с.-х. тракторов. Альбом-справочник. – М.: Россельхозиздат, 1978. – 248с.
20. Панков А.А. Сравнительный анализ эксплуатационных энергетических показателей работы высевающих аппаратов рядовых сеялок. В збірн. наук. праць ЛНАУ. Серія: технічні науки. Вид-во ЛНАУ, №49/72. Луганськ, 2005. – С.186...194.
21. Bestellkombinationen. Landtechnik Prüfberichte DLG-Haus Fachbereich Landtechnik - Prüfungsabteilung.
22. Внуков И.Е., Любушко Н.И. Направления совершенствования высевающих систем зерновых пневматических сеялок. // «Тракторы и с.-х. машины», №5, 1987. – С.33...35.
23. Гапоненко В.С., Войтюк Д.Г. С. – г. машины. Вид. 4-те, доп. та перероб. К., «Урожай», 1981. – 305с.
24. Комаристов В.Е., Дунай Н.Ф. Сельскохозяйственные машины. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.; «Колос», 1976. – 490с.
25. Поляк А.Я., Путинцева М.А., Щупак А.Д. Трактору – полную нагрузку. М.; «Колос», 1971. – 88с.
26. Скорляков В.И. Выбор рациональной аэродинамической схемы вентилятора для пневматических зерновых сеялок. // В сб. «Теоретические и технологические основы посева с.-х. культур». Том 125, М., ВИМ, 1991. – С.42...48.

*А. Панков, А. Щеглов*

**Аналіз динаміки питомого тягового опору рядкових сівалок**

У статті розглянутий баланс складових питомого тягового опору при роботі рядкової сівалки. Встановлена тенденція поступового зростання даного показника протягом тривалого періоду часу.

*A. Pankov, A. Shheglov*

**The analysis of dynamics of specific hauling resistance of seed-drills**

In the article is considered balance of constituents of specific hauling resistance during work of seed-drill. The tendency of gradual growth of this index is set during the protracted period of time.

Одержано 20.03.12

**УДК 631.362.3**

**С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р. техн. наук,  
О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн.  
наук, В.В. Отт, магістрант**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Аналітична оцінка якості пневмосепарації на основі алгоритму функціонування зерноочисних машин**

В статті проведено аналітичну оцінку якості пневмосепараційного процесу на основі алгоритму функціонування зерноочисних машин загального призначення. Запропоновано системний аналіз вхідних та вихідних чинників системи, що впливають на кількісні і якісні показники сепарації, які отримані з використанням методики В.Е. Саїтова. Після побудови алгоритму функціонування зерноочисної машини проведено оцінку якості роботи та витрат енергії. Використовуючи теорію ймовірностей отримані залежності по оцінці ефекту очистки виходячи з рівня виділення компонентів кожної фракції по етапах очищення. Наведені дослідження доводять, що використання замкненого повітряного потоку комбінованої дії (послідовне продування похилим та вертикальним потоком) від одного джерела дозволяє підвищити якість сепарації без суттєвого підвищення енерговитрат **зерноочисна машина (ЗОМ), пневмосепарація, пневмосепаруючий канал (ПСК), алгоритм функціонування, багатофункціональний робочий орган**

**Постановка проблеми.** У аграрному виробництві держави питання збереження якісних показників зібраного врожаю зерна та насіння сільськогосподарських культур є особливо актуальним, оскільки несвоєчасна та неякісна післязбиральна обробка призводить як до різкої втрати посівних та продовольчих кондицій збіжжя, так і до різкого зниження його вартості на ринку аграрної продукції [1]. Зважаючи на те, що більшість існуючих у господарствах машин для здійснення операцій післязбиральної обробки є застарілими і малоефективними питання розробки конструкції, обґрунтування параметрів та режимів роботи нової зерноочисної техніки потребують нагального наукового та конструктивного вирішення.

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** Значна кількість наукових досліджень в області інтенсифікації процесів очищення зернових матеріалів від домішок направлена на розробку нових конструктивно-технологічних схем сепарації з обґрунтуванням окремих параметрів [1]. При цьому визначення якісних показників, в