

# ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

УДК 631.3.06.001.66

В.С. Красовских, В.В. Щербинин, В.В. Лакшинский  
V.S. Krasovskikh, V.V. Shcherbinin, V.V. Lakshinskiy

## БЕЗРАЗМЕРНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ПОТЕНЦИАЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОМБИНИРОВАННОГО ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА

### THE DIMENSIONLESS POTENTIAL OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF COMBINED TILLAGE SOWING UNIT

**Ключевые слова:** высокоэнергонасыщенные тракторы, комбинированный почвообрабатывающий посевной комплекс, трактор, орудие, рабочие органы, эксплуатационная потенциальная характеристика, математическое моделирование.

Предложено использование безразмерной величины коэффициента использования сцепного веса трактора для оценки основных факторов, влияющих на агротехнические, энергетические и технико-экономические показатели комбинированных почвообрабатывающих посевных комплексов в агрегате с тракторами разного уровня энергонасыщенности. Применены методы математического моделирования. Для обеспечения высокой степени достоверности аналитического моделирования работы агрегата применена разработанная математическая модель, учитывающая его функционирование не только на отдельном поле, но и на совокупности полей административно-хозяйственного района или конкретной природно-климатической зоны. Предложена безразмерная эксплуатационная потенциальная характеристика комбинированного почвообрабатывающего посевного агрегата, позволяющая оценить его выходные показатели в зависимости от величины коэффициента использования сцепного веса и на-

грузки на крюке трактора, в том числе и при различных компоновках агрегата. Представлена сравнительная оценка различных вариантов компоновок агрегатов.

**Keywords:** high-powered tractors, combined tillage seeding machine, a tractor, a tool working bodies, potential operational characteristics, mathematical modeling.

The use of dimensionless utilization of coupling weight of the tractor to assess the key factors affecting farming, energy and technical-economic indicators of combined tillage seeding systems in assembly with tractors of different levels of saturation, applied methods of mathematical modeling is suggested. To ensure a high degree of reliability of the analytical modeling of the operation of the unit applied mathematical model, taking into account its function not only in a separate field, but on the whole field of administrative district or specific climatic zones. The proposed dimensionless potential operational characteristics combined tillage sowing unit may evaluate its output depending on the value of the utilization rate of coupling weight and load on the hook of the tractor, including various configurations of the unit. A comparative evaluation of various configurations of units is presented.

**Красовских Виталий Степанович**, д.т.н., проф., Алтайский государственный аграрный университет. Тел.: (3852) 62-83-47. E-mail: traktory101@mail.ru.

**Щербинин Владимир Владимирович**, к.т.н., доцент, Алтайский государственный аграрный университет. E-mail: traktory101@mail.ru.

**Лакшинский Владислав Витальевич**, аспирант, Алтайский государственный аграрный университет. E-mail: traktory101@mail.ru.

**Krasovskikh Vitaliy Stepanovich**, Dr. Tech. Sci., Prof., Altai State Agricultural University. E-mail: traktory101@mail.ru.

**Shcherbinin Vladimir Vladimirovich**, Cand. Tech. Sci., Assoc. Prof., Altai State Agricultural University. E-mail: traktory101@mail.ru.

**Lakshinskiy Vladislav Vitalyevich**, Post-Graduate Student, Altai State Agricultural University. E-mail: traktory101@mail.ru.

### Введение

В настоящее время отечественными и зарубежными производителями сельскохозяйственной техники выпускается широкий ассортимент высокоэнергонасыщенных тракторов и агрегируемых с ними почвообрабатывающих посевных комплексов, предназначенных для почвозащитного и энергосберегающего земледелия. Кировский тракторный завод освоил производство тракторов второго (К-700, К-700А) и третьего (К-701) поколений, рассчитанных на выполнение основных полевых работ с рабочими скоростями движения, соответственно, 6-9 и 9-15 км/ч. Планируется расширение линейки высокоэнергонасыщенных тракторов серии К-9000 с мощностью двигателя от 250 до 400 кВт, что на 50-200 кВт превысит мощность двигателя трактора К-701. Возросшие мощности двигателей можно реализовать только за счёт увеличения ширины захвата агрегата или скорости движения. Большинство почвообрабатывающих и посевных машин и орудий обеспечивают качественное выполнение работ при скоростях движения, не превышающих 9-12 км/ч. Поэтому внедрение в производство высокоэнергонасыщенных тракторов обуславливает соответствующее увеличение ширины захвата агрегатов, что вызывает необходимость улучшения тяговосцепных показателей. У колёсных тракторов эти показатели можно улучшить за счёт спаривания ведущих колёс и увеличения сцепного веса путём частичного переноса массы агрегата с её ходовой части на шасси трактора [1-4].

**Цель** – оценка выходных показателей комбинированных почвообрабатывающих посевных агрегатов в зависимости от величины коэффициента использования сцепного веса и нагрузки на крюке трактора с использованием безразмерной эксплуатационной потенциальной характеристики; обоснование их рациональных компоновок, составов и режимов работы.

### Объекты и методы

Для оценки основных факторов, влияющих на агротехнические, энергетические и технико-экономические показатели комбинированных почвообрабатывающих посевных комплексов в агрегате с тракторами различного уровня энергонасыщенности, возникает необходимость в разработке обобщённых методов оценки.

В качестве входного воздействия, описывающего процесс функционирования системы «почва – сельскохозяйственная маши-

на – движитель – трансмиссия – двигатель» («П-М-Дж-Т-Дв»), предлагается использовать безразмерную величину коэффициента использования сцепного веса трактора  $\varphi_{кр}$ :

$$\varphi_{кр} = \frac{P_{кр}}{G_{сц}}, \quad (1)$$

где  $P_{кр}$ ,  $G_{сц}$  – нагрузка на крюке трактора и его сцепной вес, кН.

Тогда на основании общеизвестных соотношений можно определить коэффициенты полезного действия (КПД).

1. КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$ :

$$\eta_{тр} = \eta_{хх} \cdot \eta_{ц}^c \cdot \eta_{к}^m \cdot \eta_{пл}^n, \quad (2)$$

где  $\eta_{хх}$  – КПД холостого хода;

$\eta_{ц}$ ,  $\eta_{к}$ ,  $\eta_{пл}$  – КПД, соответственно, цилиндрической, конической пар зацепления в ступенчатой трансмиссии и планетарного механизма;

$c$ ,  $m$ ,  $n$  – число пар зацепления цилиндрических, конических шестерён и планетарных механизмов.

2. КПД буксования  $\eta_{\delta}$ :

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta, \quad (3)$$

где  $\delta$  – величина буксования движителей трактора;

$$\delta = \{\ln[A/(\varphi_m - \varphi_{кр})]\}/B, \quad (4)$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $\varphi_m$  – коэффициенты, полученные при обработке большого количества опытных данных [5].

3. КПД перекачивания  $\eta_f$ :

$$\eta_f = \varphi_{кр} / (\varphi_{кр} + f), \quad (5)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления перекачиванию.

4. Тяговый КПД трактора  $\eta_{тяг}$ :

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \cdot (1 - \delta) \cdot \varphi_{кр} / (\varphi_{кр} + f). \quad (6)$$

Одним из способов улучшения выходных эксплуатационных показателей посевных комплексов является обоснование рационального компоновочного решения агрегата, определяющего расположение масс основных элементов сельскохозяйственной машины, агрегируемой с трактором, с учетом его собственного распределения веса в условиях эксплуатации и особенностей компоновки. В условиях эксплуатации машинно-тракторный агрегат подвергается воздействию множества внешних и внутренних факторов, многие из которых имеют случайный характер. Поэтому для описания процесса функционирования и определения выходных показателей агрегата целесообразно использовать методы математического моделирования, основанные на применении теории вероятностей [1-4]. Разработанная вероятностная математическая модель, описывающая процесс функ-

ционирования тягового агрегата как системы «П–М–Дж–Т–Дв», позволяет оценивать агротехнические, энергетические и технико-экономические показатели комбинированных почвообрабатывающих посевных агрегатов при неустановившемся характере внешних воздействий.

Для обеспечения высокой степени достоверности аналитического моделирования работы агрегата необходимо обосновать его состав и эксплуатационные режимы работы не только на отдельном поле, но и на совокупности полей административно-хозяйственного подразделения или конкретной природно-климатической зоны.

По результатам многочисленных исследований установлено [1-3], что к основным оценочным критериями, характеризующим изменение внешних воздействий на систему «П–М–Дж–Т–Дв», относятся математическое ожидание приведенного удельного тягового сопротивления агрегата  $\bar{K}_{пр}$ , коэффициент вариации  $v_{пр}$  и коэффициент пропорциональности  $\bar{\varepsilon}_{пр}$  на отдельном поле; математическое ожидание приведенных средних удельных сопротивлений  $M(\bar{K}_{пр})$ , приведенный коэффициент вариации приведенных средних удельных тяговых сопротивлений агрегата  $v_{гн}$  (далее – коэффициент вариации по группе полей), приведенный коэффициент пропорциональности по группе полей  $M(\bar{\varepsilon}_{пр})$ , а также математическое ожидание приведенных коэффициентов вариации удельного тягового сопротивления по отдельным полям  $M(v_{пр})$ .

Рациональная ширина захвата агрегата  $B$  должна быть подобрана так, чтобы во всем диапазоне изменения математических ожиданий удельных сопротивлений по группе полей конкретной зоны от  $\bar{K}_{мин}$  до  $\bar{K}_{макс}$  максимальная средняя нагрузка на крюке энергосредства  $\bar{P}_{кр макс}$  не превышала установленный предел по допустимой величине буксования движителей трактора  $\delta_{макс} \leq \delta_{дт}$ , а средняя скорость движения агрегата  $\bar{V}$  находилась в диапазоне от  $\bar{V}_{мин}$  до  $\bar{V}_{макс}$  согласно агротехническим требованиям.

На основании полученных соотношений (1)-(6) можно определить средние значения выходных показателей агрегата при работе на отдельном поле:

1) среднюю мощность на крюке трактора  $\bar{N}_{кр}$ :

$$\bar{N}_{кр} = N_{нкр} \cdot \eta_{тяг}; \quad (7)$$

$$N_{нкр} = N_n \cdot \eta_{им} \cdot \eta_{пр}, \quad (8)$$

где  $N_n$  – номинальная мощность двигателя, кВт;

$\eta_{им}$  – коэффициент использования номинальной мощности двигателя с учетом неустановившейся нагрузки;

$\eta_{пр}$  – коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод рабочих органов машины (например, затраты на транспортировку семян и удобрения от бункера до сошников посевного комплекса);

$N_{нкр} = N_n \cdot \eta_{им} \cdot \eta_{пр}$  – часть номинальной мощности двигателя, реализуемая через тягу, кВт;

2) среднюю скорость движения агрегата  $\bar{V}$ :

$$\bar{V} = \frac{\bar{N}_{кр}}{P_{кр}} = \frac{\bar{N}_{кр}}{\bar{\varphi}_{кр} \cdot G_{сц}}; \quad (9)$$

или после преобразования можно определить по выражению

$$\bar{V} = g_э \cdot \mu_v, \quad (10)$$

где  $g_э = N_{нкр} / G_{сц}$  – удельная энергонасыщенность тягово-транспортного средства, кВт/кН;

$\mu_v = \eta_{тр} \cdot (1 - \delta) \cdot (\varphi_{кр} + f)$  – коэффициент скорости движения (безразмерная величина).

Тяговое сопротивление комбинированного агрегата складывается из тягового сопротивления почвообрабатывающего посевного орудия  $\bar{P}_м$  и силы сопротивления перекачиванию бункера с технологическим материалом  $P_б$  (семена, удобрения и другие компоненты):

$$\bar{P}_м = P_{кр г} - P_б = \bar{\varphi}_{кр г} \cdot G_{сц} - f_б \cdot (G_б - \Delta G_б), \quad (11)$$

где  $\bar{\varphi}_{кр г}$  – максимально допустимая величина коэффициента использования сцепного веса по буксованию движителя;

$f_б$  – коэффициент сопротивления перекачиванию бункера;

$G_б, \Delta G_б$  – соответственно, вес бункера и часть веса, перенесенная на шасси трактора, кН.

При прицепном варианте соединения трактора с бункером  $\Delta G_б = 0$ , полунавесном  $\Delta G_б > 0$  и при навесном  $\Delta G_б = G_б$ .

3. Исходя из вышеизложенного, максимально допустимую ширину захвата агрегата  $B$  следует определять по формуле:

$$B = \frac{\bar{\varphi}_{кр г} \cdot G_{сц} - f_б \cdot (G_б - \Delta G_б)}{\bar{K}_{пр макс} \cdot \{1 + M(\varepsilon_{пр}) \cdot [\bar{V}^2 - V_{пр}^2]\}}. \quad (12)$$

На рисунке 1 представлена безразмерная эксплуатационная характеристика агрегата, которая позволяет оценить основные обобщенные факторы, влияющие на его выходные показатели: мощность на крюке  $\bar{N}_{кр}$  (7), скорость движения  $\bar{V}$  (9), чистую производительность агрегата  $\bar{W}$  (13) и

удельные затраты энергии по элементам мощностного баланса при работе на отдельном поле  $\bar{\mathcal{E}}_i$  (14):

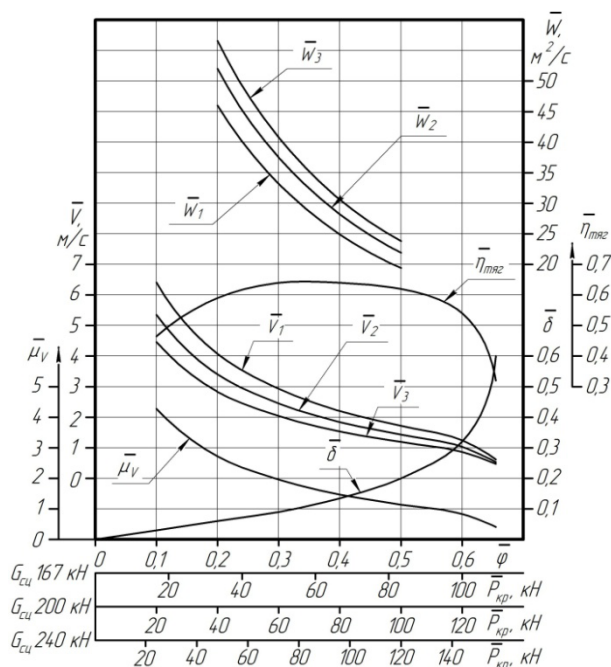
$$\bar{W} = B \cdot \bar{V}; \quad (13)$$

$$\bar{\mathcal{E}}_i = \bar{N}_i / \bar{W}, \quad (14)$$

где  $W$  – чистая производительность агрегата, м<sup>2</sup>/с;

$\bar{\mathcal{E}}_i$  – энергозатраты по элементам на механические потери в трансмиссии, буксование, перекачивание трактора и тяговое сопротивление агрегата, кДж/м<sup>2</sup>.

Эти показатели можно оценить в зависимости от уровня энергонасыщенности тягово-транспортного средства  $g_{\Sigma}$ , величина которого зависит от номинальной мощности двигателя  $N_n$ , сцепного веса  $G_{\text{сц}}$  и вариантов комплектования агрегата по формулам (11)-(14).



**Рис. 1. Эксплуатационные показатели посевного комплекса в составе трактора К-744Р2 и ПК «Кузбасс» в зависимости от величины коэффициента сцепного веса и нагрузки на крюке трактора при сцепном весе:  $G_{\text{сц}} = 167 \text{ кН}$ ;  $G_{\text{сц}} = 200 \text{ кН}$ ;  $G_{\text{сц}} = 240 \text{ кН}$**

Математическая модель, описывающая процесс работы посевного почвообрабатывающего агрегата на группе полей, может быть представлена в виде одномерной модели, в которой в качестве входного воздействия принято приведенное математическое удельное тяговое сопротивление  $M(\bar{K}_{\text{кр}})$ , соответствующее определенной скорости движения  $\bar{V}_{\text{пр}}$ .

Взаимосвязь значений показателей работы посевного почвообрабатывающего ком-

плекса определяется решением системы уравнений:

$$\left\{ M(\bar{P}_m) = B \cdot M(\bar{K}_{\text{кр}}) \cdot \left[ 1 + \bar{\varepsilon}_{\text{пр}} \left( (M(\bar{V}))^2 - V_{\text{пр}}^2 \right) \right]; \quad (15) \right.$$

$$M(\bar{P}_{\text{кр}}) = M(\bar{P}_m) + P_{f_6}; \quad (16)$$

$$\left. M(\bar{V}) = \frac{M(\bar{N}_{\text{кр}})}{M(\bar{P}_{\text{кр}})}; \quad (17) \right\}$$

$$M(\bar{N}_{\text{кр}}) = N_n \cdot \eta_{\text{им}} \cdot M(\bar{\eta}_{\text{тяг}}). \quad (18)$$

С достаточной степенью точности значение  $M(\bar{\eta}_{\text{тяг}})$  можно представить по выражению (6), приняв  $M(\bar{\delta}) = \delta$ , а  $M(\bar{\varphi}_{\text{кр}}) = \varphi$ .

Система уравнений (15)-(18) не имеет решения в явном виде, т.к. при определении выходных показателей приходит к нелинейному трансцендентному уравнению. Для его решения используем численные итерационные методы [6, 7].

Остальные эксплуатационные показатели агрегата рассчитываем по формулам:

$$M(\bar{W}) = B \cdot M(\bar{V}); \quad (19)$$

$$M(\bar{\mathcal{E}}_j) = \frac{M(\bar{N}_j)}{M(\bar{W})}, \quad (20)$$

где  $M(\bar{W})$  – математическое ожидание чистой производительности агрегата для группы полей, м<sup>2</sup>/с;

$M(\bar{N}_j)$  – затраты мощности по  $j$ -м затратам, кВт;

$M(\bar{\mathcal{E}}_j)$  – удельные затраты энергии оценивались по элементам на основании мощностного баланса агрегата, кДж/м<sup>2</sup>.

Суммарное тяговое сопротивление посевного комплекса складывается из тягового сопротивления комбинированного почвообрабатывающего посевного орудия и силы сопротивления перекачиванию бункера с технологическим материалом. В зависимости от способа агрегатирования трактора с посевным комплексом величина догрузки ведущих колес тягово-транспортного средства будет изменяться, тем самым влияя на сцепной вес трактора  $G_{\text{сц}}$ , следовательно, на его тягово-сцепные свойства.

Полный перенос веса бункера посевного комплекса на шасси трактора позволяет добиться наилучшего использования потенциальных возможностей ходовой системы трактора, однако ужесточает требования к агротехнической проходимости. С целью снижения техногенного влияния движителей агрегата на свойства почвы, ее структуру и уровень энергозатрат предлагается использовать в конструкции посевного комплекса широкопрофильные шины низкого давления оригинальной конструкции, разработанные



на кафедре «Тракторы и автомобили» АГАУ [8, 9].

Таким образом, в качестве примера сравнительную оценку основных агротехнических, энергетических и технико-экономических показателей комбинированного посевного агрегата в составе трактора К-744Р2 и посевного комплекса ПК «Кузбасс», на основе разработанной математической модели, проводим для следующих принятых вариантов компоновочной схемы (рис. 2 а, б):

1. Трактор (колесная формула 4К4), прицепное почвообрабатывающее посевное орудие, прицепной бункер (перемещающийся по обработанной поверхности поля) ( $f = 0,09$ ;  $f_б = 0,16$ ;  $G_{сц} = 157$  кН;  $G_б = 100$  кН) (базовый вариант).

2. Трактор со спаренными колесами (8К8) 1 (рис. 2 а), бункер 2, установленный на шасси трактора, прицепное орудие 3 ( $G_{сц} = 228$  кН;  $P_{f_б} = 0$ ).

3. Трактор (8К8) 1 (рис. 2 б), полунавесное орудие 2, на раму которого установлен бункер 3, задняя часть рамы опирается на движитель 4, оборудованный широкопрофильными шинами низкого давления ( $p_{ш} = 2-4$  кПа), ( $f_б = 0,075$ ). Величина переноса веса орудия на шасси трактора составляет  $\Delta G_б = 13$  кН. Сцепной вес  $G_{сц} = 180$  кН.

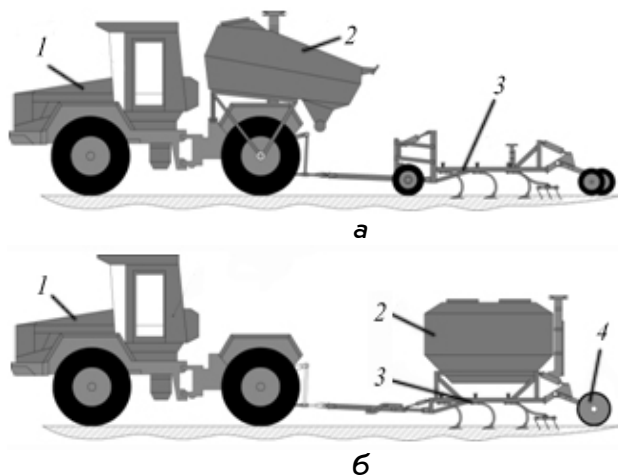


Рис. 2. Предлагаемые компоновочные схемы посевных агрегатов

Анализ полученных результатов показал, что рациональная компоновка агрегата позволяет реализовать значительный потенциал в области повышения его эксплуатационных свойств и снижения энергоемкости технологического процесса:

1. Во всех рассмотренных вариантах компоновки посевного агрегата максималь-

ная чистая производительность агрегата и наименьшие энергозатраты на единицу обработанной площади достигаются при предельно допустимой загрузке трактора по тяге  $\bar{P}_{кр max}$ , которая ограничивается допустимой величиной буксования движителей ( $\delta_d = 0,12$ ) и минимальной скоростью движения ( $V_{min} = 1,4$  м/с) в соответствии с агротехническими требованиями.

2. Для обоих вариантов предлагаемых компоновочных схем спаривание ведущих колес трактора является целесообразным с точки зрения повышения его тягово-сцепных свойств, увеличения максимальной ширины захвата и, как следствие, снижения удельных энергозатрат.

3. Полный перенос веса бункера на шасси трактора позволяет увеличить ширину захвата агрегата по сравнению с базовым вариантом более чем в 2 раза, в 1,5 раза увеличить чистую часовую производительность и сократить относительную площадь следов его ходовых систем (трактора и бункера) с 60 до 15%. Это обеспечивает снижение непроизводительных удельных затрат энергии на вертикальную деформацию почвы ходовыми системами трактора, бункера и орудия, соответственно, в 1,6; 3 и 1,26 раза, а на буксование движителей трактора – в 1,8 раза.

4. Размещение бункера на раме посевного орудия с частичным переносом веса последней на шасси трактора и оснащение ходовой системы орудия широкопрофильными шинами низкого давления обеспечивает минимальные показатели по удельным энергозатратам.

На основании обработки многочисленных экспериментальных данных было установлено, что при наиболее вероятных режимах работы трактора К-744Р2 в агрегате с ПК «Кузбасс» на группе полей степных районов Алтайского края с достаточно высокой степенью точности можно принять параметры и коэффициенты, равными:  $M(\bar{K}_{пр}) = 3,1$  кН/м;  $M(\bar{\varepsilon}_{пр}) = 0,042$  с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;  $v_{гп} = 0,14$ ;  $f = f_б = 0,09$ ;  $\eta_{им} = 0,92$ ;  $\eta_{тр} = 0,91$ ;  $M(\bar{\delta}) = 0,1$ , а математическое ожидание на крюке определить из соотношения:

$$M(\bar{P}_{кр}) = M(\bar{\varphi}_{кр}) G_{сц} = 0,3G_{сц}.$$

Подставив значения этих величин в (7)-(12), после преобразования получим выражения для определения ширины захвата в зависимости от вариантов компоновки агрегата:

1. Прицепной бункер:

$$B_1 = \frac{0,3G_{cc} - 0,09}{0,919 + 0,1075 \left(\frac{N_H}{G_{cc}}\right)^2} \quad (21)$$

2. Часть веса бункера  $\Delta G_6 = 33$  кН перераспределяется на шасси трактора (полунавесной вариант):

$$B_2 = \frac{0,3G_{cc} - 0,09(G_6 - \Delta G_6)}{0,919 + 0,1075 \left(\frac{N_H}{G_{cc}}\right)^2} \quad (22)$$

3. Навесной вариант:

$$B_3 = \frac{G_{cc}}{12,16 + 1,42 \left(\frac{N_H}{G_{cc}}\right)^2} \quad (23)$$

Математическое ожидание скорости движения:

$$M(\bar{V}) = 1,8 \frac{N_H}{G_{cc}} \quad (24)$$

В выражениях (21)-(24) отношение номинальной мощности двигателя  $N_H$  (кВт) к сцепному весу  $G_{cc}$  (кН) тягово-транспортного средства будем именовать как удельная энергонасыщенность трактора  $q_3$  (кВт/кН).

Из приведенных выражений следует, что при определенных условиях эксплуатации рассматриваемого почвообрабатывающего посевного комплекса на выходные показатели оказывают влияние сцепной вес и номинальная мощность двигателя.

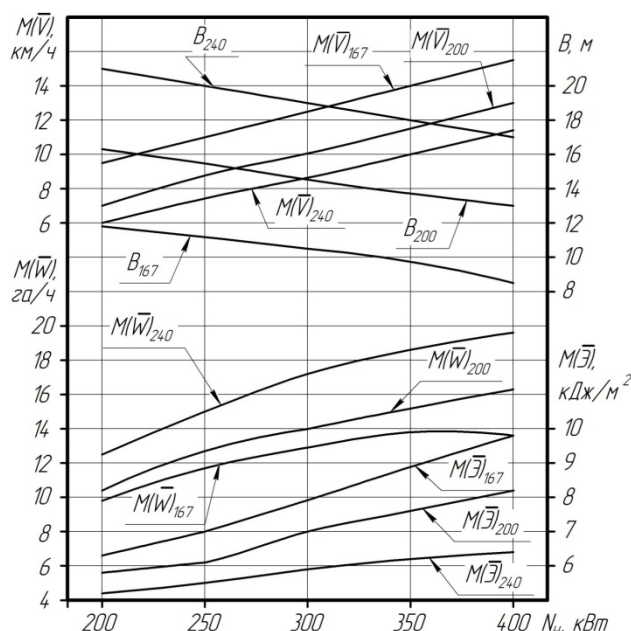
Допустим, что с изменением этих параметров остальные факторы будут оставаться постоянными при различных рациональных нагрузочных и скоростных режимах работы агрегатов.

На рисунке 3 представлены графики, характеризующие изменение максимально допустимой ширины захвата агрегата  $B$  по буксованию движителей, математические ожидания скорости движения по группе полей  $M(\bar{V})$ , производительность  $M(\bar{W})$  и уровень энергозатрат  $M(\bar{\mathcal{E}})$  от величины номинальной мощности двигателя  $N_H$ .

Наихудшие показатели соответствуют агрегату по первому варианту компоновки. В виду относительно небольшого сцепного веса ширина захвата изменялась от 8,2 до 11,8 м, а скорость движения, соответственно, уменьшалась с 15,7 до 9,5 км/ч. Интенсивность прироста производительности с увеличением мощности снижалась, а при  $N_H > 350$  кВт, даже падала. Это объясняется тем, что удельное сопротивление почвы возрастает в квадратичной зависимости от скорости движения (12) или уровня энергонасыщенности трактора (рис. 4).

По второму варианту агрегатирования ширина захвата изменялась в диапазоне

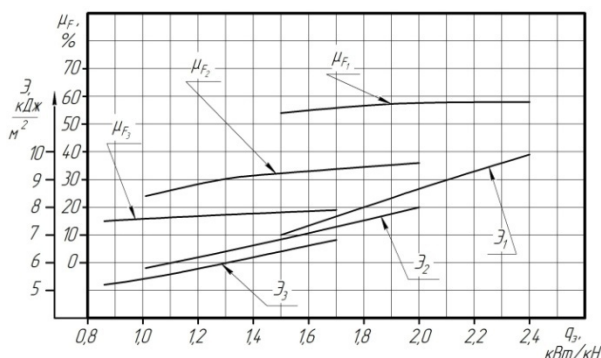
12-16 м, а скорость движения – соответственно от 7 до 13 км/ч, что соответствовало агротехническим требованиям по скорости движения. Производительность при этом возросла на 5-17%, а уровень удельных энергозатрат снизился в 1,24-1,43 раза. Наилучшие показатели соответствовали третьему варианту компоновки, который позволил за счет увеличения сцепного веса в 1,44 раза увеличить ширину захвата от 16,5 до 21 м, скорость движения при этом изменялась в пределах 6-11 км/ч. Темп прироста производительности с увеличением номинальной мощности двигателя существенно возрастал и по сравнению с первым вариантом компоновки составил от 27 до 40%, а уровень удельных энергозатрат снизился в 1,5-2 раза (рис. 4).



**Рис. 3. Влияние величины номинальной мощности двигателя  $N_H$  и сцепного веса трактора  $G_{cc}$  на рациональную ширину захвата агрегата  $B$ , скорость движения  $M(\bar{V})$ , производительность  $M(\bar{W})$  и удельные энергозатраты  $M(\bar{\mathcal{E}})$ .**  
 Варианты: 1)  $G_{cc} = 167$  кН; 2)  $G_{cc} = 200$  кН; 3)  $G_{cc} = 240$  кН

Увеличение ширины захвата агрегата оказало положительное влияние на снижение площади следов от ходовой системы трактора и бункера по отношению к обработанной поверхности. По первому варианту компоновки площади следов от ходовых систем составили 55-60%, по второму – 25-30 и по третьему – 15-18%.

При проведении экспериментальных исследований [1] было установлено, что по следу трактора К-744Р2 и бункера ПК «Кузбасс» потери урожая зерновых составляют около 9,2%.



**Рис. 4.** Влияние уровня энергонасыщенности трактора  $q_z$  и способа комплектования агрегата на удельные энергозатраты  $\mathcal{E}$  и относительную величину суммарной площади следов трактора и бункера  $F_{сп}$  к обработанной поверхности  $F$ ,  $\mu_F = F_{сп} / F$ . Варианты: 1)  $G_{сц} = 167$  кН; 2)  $G_{сц} = 200$  кН; 3)  $G_{сц} = 240$  кН

### Выводы

Во всех вариантах компоновки посевного агрегата при работе на группе полей максимальная чистая производительность и наименьшие энергозатраты на единицу обработанной площади достигаются при максимально допустимой ширине захвата, которая ограничивается максимально допустимой нагрузкой по тяге  $\bar{P}_{кр\max}$ , соответствующей допустимой величине буксования движителей  $\bar{\delta}_д$  или минимальной скорости движения  $\bar{V}_{min}$  в соответствии с агротехническими требованиями.

Спаривание колёс трактора целесообразно. При увеличении сцепного веса более 200 кН необходимо страивание колёс заднего моста или применение колёс, оборудованных широкопрофильными шинами низкого давления [8, 9]. При установке бункера на шасси трактора его вес необходимо частично или полностью переносить не на остов трактора, а непосредственно на оси колёс заднего моста с целью снижения дополнительной нагрузки на подшипники полуосей трактора.

Без увеличения сцепного веса трактора К-744Р2 увеличивать номинальную мощность двигателя более 250 кВт нецелесообразно.

### Библиографический список

1. Бережнов Н.Н. Обоснование рациональной компоновки и режимов работы

энергонасыщенных почвообрабатывающих посевных комплексов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01. – Барнаул, 2007. – 22 с.

2. Красовских В.С., Бережнов Н.Н. Результаты исследования почвообрабатывающего посевного тягово-транспортного агрегата // Вестник АГАУ. – 2007. – № 4 (30). – С. 57-62.

3. Красовских В.С., Бережнов Н.Н., Рыкова Ю.В. Повышение эффективности использования комбинированных посевных агрегатов за счёт оптимизации их компоновочных решений // Вестник АГАУ. – 2013. – № 3 (101). – С. 99-102.

4. Красовских В.С., Щербинин В.В., Крылов О.В., Лакшинский В.В. Обоснование рациональной компоновки, состава и режимов работы комбинированного посевного агрегата // Аграрная наука – сельскому хозяйству: матер. IX Междунар. науч.-практ. конф. – Барнаул, 2014. – Кн. 3. – С. 28-36.

5. Колобов Г.Г., Парфёнов А.П. Тяговые характеристики тракторов – М.: Машиностроение, 1972. – 152 с.

6. Лесин В.В., Лисовец Ю.П. Основы методов оптимизации. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 344 с.

7. Трауб Дж. Инженерные методы решения уравнений. – М.: Мир, 1985. – 117 с.

8. Красовских Е.В., Красовских В.С. Колёсный движитель транспортного средства (варианты) // Пат. 2378129 РФ, С1 МПК В60С 3/04, В60 С 5/20. – № 2008143030/11: заявл. 29.10.2008; опубли. 10.01.2010, Бюл. № 1. – 11 с.

9. Красовских В.С., Соколов В.В., Павлюченко Г.В., Павленко В.В. Широкопрофильные шины низкого и сверхнизкого давления // Вестник АГАУ. – 2013. – № 2 (100). – С. 113-116.

### References

1. Berezhnov N.N. Obosnovanie ratsional'noi komponovki i rezhimov raboty energonasyshchennykh pochvoobrabatyvayushchikh posevnykh kompleksov: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.20.01. – Barnaul, 2007. – 22 s.

2. Krasovskikh V.S., Berezhnov N.N. Rezultaty issledovaniya pochvoobrabatyvayushchego posevnogo tyagovo-transportnogo agregata // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2007. – № 4 (30). – S. 57-62.

3. Krasovskikh V.S., Berezhnov N.N., Rykova Yu.V. Povyshenie effektivnosti ispol'

zovaniya kombinirovannykh posevnykh agregatov za schet optimizatsii ikh komponentovnochnykh reshenii // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2013. – № 3 (101). – S. 99-102.

4. Krasovskikh V.S., Shcherbinin V.V., Krylov O.V., Lakshinskii V.V. Obosnovanie ratsional'noi komponovki, sostava i rezhimov raboty kombinirovannogo posevnogo agregata // Agrarnaya nauka – sel'skomu khozyaistvu: mater. IX mezhdunar. nauchn.-prakt. konf.. – Barnaul. – 2014. – Kn. 3. – S. 28-36.

5. Kolobov G.G., Parfenov A.P. Tyagovye kharakteristiki traktorov. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 152 s.

6. Lesin V.V., Lisovets Yu.P. Osnovy metodov optimizatsii. – M.: Izd-vo MAI. – 1998. – 344 s.

7. Traub Dzh. Inzhenernye metody resheniya uravnenii. – M.: Izd-vo Mir. – 1985. – 117 s.

8. Krasovskikh E.V. Kolesnyi dvizhiteľ transportnogo sredstva (varianty) / E.V. Krasovskikh, V.S. Krasovskikh // Pat. 2378129 RF, S1 MPK V60S 3/04, V60 S 5/20. – № 2008143030/11: zayavl. 29.10.2008; opubl. 10.01.2010, Byul. № 1. – 11 s.

9. Krasovskikh V.S., Sokolov V.V., Pavlyuchenko G.V., Pavlenko V.V. Shirokoprofil'nye shiny nizkogo i sverkh nizkogo davleniya // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2013. – № 2 (100). – S. 113-116.



УДК 631.171.(0,75.8)

В.А. Завора  
V.A. Zavora

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНОГО ВАРИАНТА ТРАКТОРА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ РАСТЕНИЕВОДСТВА

### THEORETICAL FOUNDATIONS OF CHOOSING RATIONAL VARIANT OF A TRACTOR WHEN PERFORMING TECHNOLOGICAL OPERATIONS IN CROP GROWING

**Ключевые слова:** природные условия, суточная производительность, размер поля, эффективная мощность двигателя, удельные приведенные затраты, агротехнические сроки.

Основой энергетики сельскохозяйственного производства для выполнения полевых работ служат тракторы и самоходные шасси. При выборе типа тракторов или самоходных шасси необходимо руководствоваться следующими основными принципами. Количество типов тракторов и шасси должно быть минимальным. Это требование объясняется простотой в эксплуатации, обслуживании, подготовке трактористов, снабжении запасными частями и рядом других преимуществ. При выборе типов и количества тракторов нужно исходить из соответствия машин намеченному технологическому процессу. Тракторы выбранных типов должны выполнять все работы в хозяйстве. При выборе тракторов универсальных типов из ряда возможных следует руководствоваться принципом получения максимального экономического эффекта. Учет объема различных работ обязателен при выборе трактора универсального типа. Именно этим обстоятельством объясняется неодинаковая эффективность тракторов различных типов в хозяйствах разного направления. Подбор типа трактора по показателям эффективности на отдельных операциях неприемлем в данном случае. Отсюда становится ясным, что наиболее целесообразным будет машина, при использовании которой суммарные затраты будут самыми низки-

ми. В отыскании трактора такого типа и заключается задача специалистов хозяйства.

**Keywords:** natural conditions, daily output, field size, engine effective power, average expenses, and agronomic terms.

The source of energy for agricultural production at field work is tractors and self-propelled chassis. When choosing the type of tractors or self-propelled chassis one should be guided by the following basic principles. The number of types of tractors and chassis should be minimal. This requirement is due to the considerations of simplicity in operation, maintenance, preparation of the tractor operator, spare parts and a number of other advantages. When selecting the types and number of tractors one should proceed from the corresponding of the machinery to the intended technological process. The tractors of selected types should perform all operations on the farm. When choosing an all-purpose tractor types, one should be guided by the principle of obtaining the maximum economic benefit. The consideration of work volume is required when choosing a tractor of a universal type. This explains the varying effectiveness of different types of tractors on farms of different directions. The selection of tractor type in terms of efficiency is unacceptable for certain operations. It follows that the most appropriate machine will be the one which total cost will be the lowest. The search for this type of tractor is the task of a farm's expert team.