

бежным НИИ, конструкторским и производственным структурам автомобильной промышленности, а также предприятиям, эксплуатирующим и ремонтирующим подвижной состав для дальнейшего изучения и доработки предложенного балансировочного станка с целью возможного внедрения его в практику [1].

Литература:

1. Е.В. Сливинский, Универсальный станок для динамической балансировки колёс грузовых и легковых автомобилей./Автотранспортное предприятие / 2008-№4.
2. [www.avia.freecopy.ru](http://www.avia.freecopy.ru) /Энциклопедия авиации.

УДК 631.3.14.4

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПЛАНИРОВОЧНЫХ МАШИН

*Хасанов И., Хикматов П., Норов С.  
Бухарский государственный университет  
Buharskiy state university*

*In given article is done theoretical attempt of the hanging to capacity planned unit coming from criterion of the optimum velocity of the motion and widths of the seizure of the instrument that it is important for further deepened studies in this direction*

Главными критериями определяющими оптимальное сочетание основных параметров длиннобазового планировщика являются: качество работы агрегата, удовлетворяющее требованиям агротехники, максимум производительности, минимум материальных средств, приходящихся на единицу обработанной площади [1,2,3,4].

Как известно теоретическая часовая производительность длиннобазового планировщика может быть выражена через мощность двигателя трактора и удельного сопротивления агрегата, либо через скорость поступательного движения и ширины захвата следующей зависимостью:

$$W_{\text{м}} = \frac{27N_3}{K_{(v)}} \cdot \xi_{N_3(v)} \eta_{T(v)}, \text{ га}\cdot\text{ч} \quad (1), \quad W_{\text{м}} = 0,1 \text{ В} \cdot \text{В} \cdot \text{ч}, \text{ га}\cdot\text{ч} \quad (2)$$

где  $N_3$  - номинальная эффективная мощность двигателя, квт

$K_{(v)}$  - удельное сопротивление длиннобазового планировщика, зависящий от скорости движения,  $\xi_{N_3}$  - коэффициент использования мощности двигателя, зависящий от скорости движения;  $\eta_{T(v)}$  - тяговый к.п.д. трактора,

зависящий от скорости движения агрегата и загрузки на крюке трактора;  $V$  - поступательная скорость движения агрегата, км/ч;

Анализ имеющихся исследований [1,4,5] показывают, что удельное сопротивление агрегата “ $K_V$ ” в функции скорости поступательного движения длиннобазового планировщика можно выразить зависимостью:

$$K_V = K_H + a_K (V^{C_1} - V^{C_2}), \quad (3)$$

где  $K_H$  - удельное сопротивление агрегата при низких скоростях движения (при  $V_H = 3 \div 4$  км/ч), н/м;  $a_K$  - коэффициент пропорциональности,

учитывающий изменение тягового сопротивления агрегата на каждый километр скорости поступательного движения, н.ч/м.км;  $C_K$  - постоянный коэффициент, равный в нашем случае можно принять  $1,2 \div 2,0$  [2,4].

Степень использования мощности двигателя  $K_M$  зависит как от коэффициента приспособляемости двигателя, так и от степени неравномерности тягового сопротивления длиннобазового планировщика,  $V_R$ .

По данным проф. Киртбая Ю.К. [4] увеличение степени неравномерности тягового сопротивления, что имеет место при повышении рабочих скоростей, способствует снижению допускаемого значения коэффициента нагрузки двигателя, который определяется по выражению:

$$\xi_{N_3} = \xi_M = 0,98 \cdot K_M - 0,5 \cdot V_R$$

Имеющиеся исследования других авторов [2,5] показывают, что с повышением скорости движения агрегата степень использования мощности двигателя может повышаться, так как частота колебаний тягового сопротивления увеличивается и в результате динамика агрегата улучшается. Учитывая изложенное с некоторым приближением при небольшом изменении скорости движения длиннобазового планировщика ( $3 \div 9$  км/ч) величина  $\xi_{N_3}$  может быть принята постоянной.

[3,4] В нашем случае для средних значений  $K_M = 1,16$  и  $V_R = 0,4$  при выполнении планировочных работ имеем:

$$\xi_{N_3} = \xi_M = 0,98 \cdot 1,16 - 0,2 = 0,94,$$

что совпадает с рекомендациями С.А.Иофинова для средних эксплуатационных условий. [1]

Тяговый к.п.д. трактора в функции скорости поступательного движения  $\eta_{\pi(v)}$  в общем виде, как известно, может быть представлен:

$$\eta_{\pi(v)} = \eta_{f(v)} \cdot \eta_{\delta(v)} \cdot \eta_{m(v)},$$

К.п.д., учитывающий потери мощности на перекачивание трактора в функции скорости ( $\eta_{f(v)}$ ), определяется:

$$\eta_{f(v)} = \frac{K_{(v)} \cdot B}{K_V \cdot B + P_{f(v)}} = \frac{K_{(v)} \cdot B}{K_{(v)} B + G_3 \cdot f(v)}, \quad (4)$$

Здесь  $f_{(v)}$  - коэффициент сопротивления качению трактора в функции скорости поступательного движения, который можно представить зависимостью:

$$f_{(V)} = f_H + a_f (V^{C_f} - V_H^{C_f}), \quad (5)$$

где  $f_H$  - коэффициент сопротивления качению трактора при низких

скоростях движения ( $V_{н} = 3 \div 4$  км/ч);

Для гусеничного трактора на фоне близком к работе планировочных машин коэффициент сопротивления качению  $f_{н} = 0,06 \div 1,10$ , а коэффициент пропорциональности  $a_f = 0,005 \div 0,006$  ч/км. Показатель степени  $C_f$  находится в пределах  $0,3 \div 1,5$ . В расчетах с целью упрощения может быть принят равным  $C_f = 1,0$ . [2,4]  $C_s$  – эксплуатационный вес трактора с учетом веса топлива, обслуживающего персонала, кг.

Коэффициент, учитывающий потери мощности на буксование как известно выражается зависимостью:

$$\eta_{\delta(v)} = 1 - \frac{\delta(v)}{100},$$

где  $\delta$  – буксование трактора в функции скорости движения и тягового усилия на  $\delta(v)$ -ке трактора.

Буксование трактора аналитически может представлено параболическим уравнением высшего порядка

$$\delta = a \frac{P_{кп}}{G_s} + b \left( \frac{P_{кп}}{G_s} \right)^c,$$

где  $a, b, c$  – численные коэффициенты.

Пренебрегая последним с достаточной степенью точности получим:

$$\delta = a \frac{P_{кп}}{G_s},$$

Чтобы повысить точность последней зависимости, коэффициент ( $a$ ) можно выразить в функции скорости движения на основании кривой буксования, полученной при снятии тяговой характеристики для конкретного трактора или по данным типовой тяговой характеристики на соответствующем агрофоне. Тогда:

$$\delta(v) = a(v) \frac{P_{кп}}{G_s},$$

В этом случае:

$$\eta_{\delta(v)} = 1 - \frac{a(v) \cdot P_{кп}}{100 \cdot G_s} = 1 - a(v) \frac{K(v) \cdot B}{G_s}, \quad (6)$$

Изменением к.п.д. силовой передачи и гусеницы  $\eta_{мг}(v)$  в зависимости в пределах сельскохозяйственных скоростей (до 20 км/ч) может быть принято по линейной зависимости [4]

$$\eta_{M2}(V) = \eta_{M2H} - a_{M2}(V - V_H) \quad , (7)$$

где  $a_{M2}$  -коэффициент пропорциональности, равный  $0,002 \div 0,004$  ч/км;  $\eta_{M2H}$ -значение к.п.д. при низкой скорости.

По данным [1,3,4] составляет 0,86-0,88 при низких скоростях движения:

$V$  - любое заданное значение скорости, км/ч .

Окончательно тяговый к.п.д. трактора в функции скорости движения и ширины захвата с учетом уравнений (4,5) представится выражением:

$$\eta_{T(V)B} = \frac{K_V \cdot B}{K_{(V)} \cdot B + G_3 [f_H + a_f (V^C - V_H^C)]} \cdot (1 - a_{(V)} \frac{K_{(V)} \cdot B}{G_3}) [\eta_{M2H} - a_{M2}(V - V_H)] \quad ; (8)$$

Решая совместно уравнение (1) и (2), находим значение ширины захвата агрегата в функции скорости движения при принятой нагрузке двигателя и постоянном расходе мощности :

$$B = \frac{270 \cdot N_e \cdot \xi_{N_e(V)} \cdot \eta_{T(V)}}{K_{(V)} \cdot V} \quad , \text{ м} \quad (9)$$

После постановки значения тягового к.п.д. трактора и математических преобразований, ширина захвата агрегата определяется:

$$B = \frac{270 N_e \xi_{N_e(V)} \cdot \eta_{M2(V)} - V \cdot G_3 \cdot f(V)}{(V + \frac{2,7 \cdot a_{(V)} \cdot N_e \xi_{N_e(V)} \cdot \eta_{M2(V)}}{G_3}) \cdot K_V} \quad , \text{ м} \quad (10)$$

Или в более развернутом виде:

$$B = \frac{270 \cdot N_e \cdot \xi_{N_e(V)} [\eta_{M2H} - a_{M2}(V - V_H)] \cdot V \cdot G_3 \cdot [f_H + a_f (V^C - V_H^C)]}{\left\{ V + \frac{2,7 a_{(V)} N_e \xi_{N_e(V)} [\eta_{M2H} - a_{M2}(V - V_H)]}{G_3} \right\} \cdot [K_H + a_K (V^C K - V_H^C K)]} \quad , \text{ м}$$

Подставляя полученные значения ширины захвата агрегата в функции скорости поступательного движения в уравнение (2). Получим значение теоретической часовой производительности также в функции скорости поступательного движения, т.е.

$$W_{T(V)} = 0,1V \frac{270N_e \xi Ne(V) [\eta_{M2H} - a_{M2}(V - V_H)] - VG_{\Xi} [f_H + a_f (V^C_f - V^C_H f)]}{V + \frac{2,7a(V) Ne \xi Ne(V) [\eta_{M2H} - a_{M2}(V - V_H)]}{G_{\Xi}}} \left[ K_H + a_K (V^C_k - V^C_H k) \right], \text{ за/ч} \quad (12)$$

Аналитическое исследование установленной функциональной зависимости с целью определения наиболее выгодной (оптимальной) скорости приводит к уравнениям высших степеней, которые не могут быть решены в радикалах.

С удовлетворительной точностью эта задача решается графоаналитическим методом. Для этого первоначально, задаваясь последовательно значениями скорости по уравнению (11) определяется соответственно, ширина захвата длиннобазового планировщика. Теоретическая производительность определяется по уравнению (2).

На основании данных уравнений построены графики зависимости ширины захвата и теоретической производительности в функции скорости поступательного движения длиннобазового планировщика (рис.1 и 2).

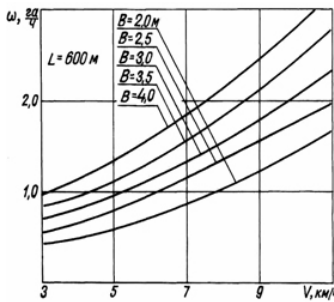


Рис. 1

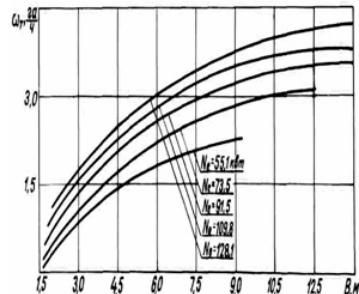


Рис. 2

Анализ графиков показывает, что теоретическая производительность длиннобазового планировщика имеет максимум при определенной скорости поступательного движения. Повышение скорости движения при максимальном использовании тягового усилия трактора, теоретическая производительность уменьшается.

Повышение энергонасыщенности трактора смещает максимум теоретической производительности в сторону больших скоростей.

Из графиков также следует, что для тракторов с мощностью = 73,5 , 91,5 кВт при испытании его на планировке полей, предельная ширина захвата агрегата, соответствующая наибольшей теоретической производительности, составляет 10,6 , 13,4 м, при скорости около 3 км/ч. Составление таких широкозахватных агрегатов в натуре не целесообразно из-за большой их громоздкости. Кроме того, такие агрегаты обладают плохой устойчивостью, что недопустимо при планировке орошаемых земель. В связи с этим, целесообразно рассмотреть агрегаты несколько меньшей ширины захвата, но работающие при повышенном скоростном режиме. С целью полного использования мощности двигателя с учетом существующей конструкции длиннобазовых планировщиков и разме-

---

ров планируемых участков, могут быть агрегаты с захватом  $3 \div 4$  м.

Полученные графические зависимости позволяют установить скоростные режимы для каждого значения ширины захвата и определить лишь теоретическую производительность.

Для практического использования выведенного уравнения и приведенных графиков следует проводить исследования производительности длиннобазовых планировщиков с учетом коэффициента использования времени смены и длины гонов спланируемых участков.

Литература:

1. Болтинский В.И. «Эффективность повышения скорости движения машинно-тракторных агрегатов». Ж-л Тракторы сельхоз машины №6, 1960 г.

2. Болтинский В.И. «Развития научных исследований по созданию скоростных Машино-тракторных агрегатов Ж-Л» Механизация и электрификация сельского хозяйства № 9 1969 г.

3. Иофинов С.А. «Теоретические основы оптимальных режимов работы тракторных агрегатов на повышенных скоростях» Труды ЦНИИМЭСХ, Минск, 1962 г.

4. Кацютин В.В. «Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин». Автореферат на соискание ученой степени д.т.н., Минск, 1964г.

5. Киртбая Ю.К. «Элементы теории оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных агрегатов». Ж-л «Тракторы и сельхоз машины» №12, 1966 г.

---