

## КОЛЕБАНИЕ СКОРОСТИ МТА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

*Михаил Шуляк*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка*

*Украина, Харьков, пр. Московский, 45. E-mail: [mihail\\_shulyak@mail.ru](mailto:mihail_shulyak@mail.ru)*

*Mihail Shulyak*

*Kharkov National Technical University of Agriculture name of Vasilenko  
45 Moskovsky av., Kharkiv, Ukraine. E-mail: [mihail\\_shulyak@mail.ru](mailto:mihail_shulyak@mail.ru)*

**Аннотация.** Эта статья освещает некоторые проблемы выбора рационального режима эксплуатации машинно-тракторного агрегата, возникающие во время выполнения технологической операции машинами переменной массы.

Выполнение МТА технологической операции связано с большими затратами энергии, которая расходуется как непосредственно на выполнение самой технологической операции, так и на динамические процессы, возникающие в системе взаимодействия «трактор – орудие».

Известно, что наиболее экономичный режим работы двигателя достигается при эксплуатации на номинальном режиме, поэтому при выборе режима работы МТА необходимо стремиться, использовать потенциальные возможности его двигателя на максимум.

При равномерном движении, осуществляемом при постоянной мгновенной скорости колесных машин, энергия двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления движению. Описано влияние основных параметров на функционирование агрегата, также выявлены факторы вызывающие дополнительные потери энергии, за счет возникновения колебаний действительной скорости при установившемся движении. Подход к выбору режима работы МТА на основе статических тяговых или эксплуатационных характеристик заведомо вносит большие ошибки, и как результат приводит к невозможности теоретической оценки оптимального режима работы МТА. Рекомендации, полученные при таком подходе, дадут возможность выбрать рациональный режим работы из некоторого количества предложенных вариантов

Определено, что производить выбор рационального режима работы необходимо с учетом дополнительных потерь энергии на колебания скорости и буксования движителей МТА. Особенно сильны данные колебания скорости свойственны машинам с переменной массой, так как масса сельхозмашины оказывает существенное влияние на формирование баланса мощности МТА.

**Ключевые слова:** машинно-тракторный агрегат, колебания скорости, буксование, потери энергии.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Выполнение МТА технологической операции связано с большими затратами энергии, которая расходуется как непосредственно на выполнение самой технологической операции, так и на динамические процессы, возникающие в системе взаимодействия «трактор–орудие».

При установившемся движении колесных машин возникают дополнительные потери энергии, поскольку указанное движение сопровождается появлением продольных линейных ускорений, вызывающих колебания линейной скорости машины относительно своего среднего значения. Установившееся движение транспортно-тяговой машины происходит при постоянном значении средней скорости, а равномерное – при постоянном значении мгновенной скорости движения.

Скорость движения МТА задается кинетической энергией трактора и зависит от работы как внешних, так и внутренних сил, для определения которых необходимо рассмотреть уравнение баланса мощности.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При установившемся движении машины равновесие (в отличие от равномерного движения) является не статическим, а динамическим. Это обусловлено периодическим изменением, как тяговой силы, так и сил сопротивления движению и приводит к появлению линейных ускорений, приводящих к периодическому (колебательному) изменению линейной скорости транспортно-тяговой машины. Очевидно, что любые изменения скорости приводят к дополнительному расходу энергии машины. Однако в известной литературе [1-3], посвященной энергетической эффективности транспортно-тяговых машин, исследованию указанного вопроса не уделено должного внимания.

Наименьший расход топлива достигается при движении тракторного агрегата на гоне с постоянной скоростью [4]. Для достижения этого условия необходимо рассмотреть МТА, как многомерную систему с управляемыми параметрами, влияющими

на колебания скорости при установившемся режиме движения агрегата.

При установившемся режиме скорость  $V$  в среднем остается постоянной, но внутри цикла изменяется от максимальной  $V_{\max}$  до минимальной  $V_{\min}$ , что оценивают коэффициентом неравномерности, характеризующим размах колебаний [5]:

$$\Delta = (V_{\max} - V_{\min}) / V. \quad (1)$$

Чем меньше,  $\Delta$  тем меньше размах колебаний и, как следствие меньше дополнительные потери энергии.

Для различных типов сельхозмашин практикой установлены интервалы  $\Delta = 0,2 \dots 0,3$  [6]. Согласно работе [7] допустимые значения  $\Delta = 0,18 \dots 0,26$ . Поскольку коэффициент неравномерности весьма малая величина, можно принять среднюю скорость  $V$  равной среднему арифметическому значению, тогда отличие минимальной и максимальной скорости от  $V$  в начале цикла не должно превышать 2% [8].

Фактическую мощность двигателя, которая может быть использована для тяги и привода рабочих органов машин, передвижения агрегата с заданным нагрузочно-скоростным режимом работы, определяют из уравнения [8]:

$$N_e^{\phi} = N_f + N_{\delta} \pm N_a \pm N_w \pm N_j + N_{sp}, \quad (2)$$

где:  $N_f, N_{\delta}$  – затраты (потери) мощности на передвижение трактора или самоходной машины и буксование их движителей, кВт;  $N_a, N_w, N_j$  – затраты (потери) мощности на преодоление сил сопротивления: подъему трактора или самоходной машины, воздушной среды, инерции, кВт;  $N_{sp}$  – полезные затраты на создание мощности тяговой (крюковой), кВт.

Как двигатель, так и МТА в целом приспособлен к сохранению силового баланса за счет потери скорости. Для МТА свойственно потеря скорости при увеличении затрат мощности, как на преодоление воздействия внешних факторов, так и на создание тяговой мощности и мощности на привод рабочих органов машин. Так как мы утверждаем, что наиболее экономичный режим работы достигается при постоянном значении скорости, рассмотрим влияние выше перечисленных потерь на скорость движения МТА [8].

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определить параметры функционирования МТА, вызывающие дополнительные потери энергии за счет колебания действительной скорости при установившемся движении.

#### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

По условию установившегося движения средняя скорость  $V = const$  запишем в уравнение (2) выполняя условие  $N = P \cdot V$ :

$$N_e^{\phi} = P_f \cdot V_o + P_{\delta} \cdot \frac{V_o}{\delta} \pm P_a \cdot V_o \pm \pm P_w \cdot V_o \pm P_i \cdot V_o + P_{sp} \cdot V_o, \quad (3)$$

где:  $P_f$  – сопротивление перекачиванию трактора;  $V_o$  – действительная скорость МТА;  $P_{\delta}$  – движущая сила трактора;  $P_a, P_w, P_j$  – силы, затраченные на преодоление подъема, сопротивления воздушной среды, инерции;  $P_{sp}$  – тяговое усилие.

Проведем преобразования и выразим скорость:

$$V_o = \frac{N_e^{\phi}}{(P_f + P_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta} \pm P_a \pm P_w \pm P_i + P_{sp})}. \quad (4)$$

Мощность определяется по формуле [5]:

$$N_e^{\phi} = \frac{P_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}}. \quad (5)$$

Подставим (5) в (4) получим:

$$V_o = \frac{P_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{(P_f + P_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta} \pm P_a \pm P_w \pm P_i + P_{sp}) \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}}. \quad (6)$$

Аналитически выраженная зависимость между силами, действующими на агрегат, и скоростью его движения может быть выражена уравнением движения агрегата. Основой его является второй закон механики – закон Ньютона.

Применяя принцип парциальных ускорений [9-13] и второй закон Ньютона, приведем силы в уравнении (6) к виду  $F_i = m \cdot \dot{V}_i$ , где  $\dot{V}_i$  парциальное ускорение формирующее силу  $F_i$ :

$$V_o = \frac{m \cdot \dot{V}_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{m \cdot (\dot{V}_f + \dot{V}_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta} \pm \dot{V}_a \pm \dot{V}_w \pm \dot{V}_i + \dot{V}_{sp}) \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}}. \quad (7)$$

Массу можно сократить:

$$V_o = \frac{\dot{V}_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{(\dot{V}_f + \dot{V}_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta} \pm \dot{V}_a \pm \dot{V}_w \pm \dot{V}_i + \dot{V}_{sp}) \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}}. \quad (8)$$

Преобразуем (8) приняв, что  $\dot{V}_{\delta} = \dot{V}_{\delta} \cdot \frac{1}{\delta}$ :

$$V_o = \frac{\dot{V}_{\delta} \cdot r_k \cdot n_n}{(\dot{V}_f + \dot{V}_{\delta} \pm \dot{V}_a \pm \dot{V}_w \pm \dot{V}_i + \dot{V}_{sp}) \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}}. \quad (9)$$

Если принять, что отношение парциальных ускорений задаст коэффициент  $k$ , то равномерному движению будет соответствовать  $k = 1$ :

$$k = \frac{\dot{V}_{\delta}}{(\dot{V}_f + \dot{V}_{\delta} \pm \dot{V}_a \pm \dot{V}_w \pm \dot{V}_i + \dot{V}_{sp})}. \quad (10)$$

В случае  $k > 1$  получим условие разгона, а при  $k < 1$  замедление МТА.

Преобразовав (9) получим:

$$V_o = k \cdot \frac{r_k \cdot n_n}{10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{tr}}, \quad (11)$$

Выразим парциальные ускорения, используя второй закон Ньютона [12]:

$$\dot{V}_{\delta} = \frac{P_{\delta}}{m} = \frac{M_k}{r_k \cdot m}, \quad (12)$$

где:  $M_k$  – крутящий момент;  $r_k$  – радиус колеса.

$$\dot{V}_f = -\frac{P_f}{m} = -f \cdot g, \quad (13)$$

где:  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $g$  – ускорение свободного падения.

$$\dot{V}_\delta = -\frac{P_\delta}{m} = \frac{M_\kappa}{r_\kappa \cdot m \cdot \delta}, \quad (14)$$

где:  $\delta$  – коэффициент буксования.

$$\dot{V}_\alpha = \pm \frac{P_\alpha}{m} = \frac{G_{гр} \cdot \sin \alpha}{m} = g \cdot \sin \alpha, \quad (15)$$

где:  $\alpha$  – угол подъема.

$$\dot{V}_w = \pm \frac{P_w}{m} = \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3 \cdot m}, \quad (16)$$

где:  $C$  – коэффициент, учитывающий влияние обтекаемости формы машины (МТА), вязкости и плотности воздуха;  $V_0$  – скорость движения агрегата относительно воздушной среды;  $F_\lambda$  – площадь лобового сечения агрегата.

$$\dot{V}_i = \pm \frac{P_i}{m} = 0,1 \cdot g \cdot K_{nm} \cdot j, \quad (17)$$

где:  $K_{nm}$  – коэффициент приведения масс;  $j$  – ускорение прямолинейно-поступательного движения;

Так как  $P_{сп} = R_m = k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha)$  в случае навесной сельхозмашины [14]:

$$\dot{V}_{сп} = \frac{P_{сп}}{m} = \varphi_{сп.с} \cdot 10^{-3} \cdot g = \frac{k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha)}{m}, \quad (18)$$

где:  $\varphi_{сп.с}$  – коэффициент использования сцепного веса трактора;  $k_v$  – значение удельного сопротивления;  $B_m$  – ширина захвата;  $G_m$  – вес машины;  $\lambda_0$  – коэффициент догрузки.

Подставим парциальные ускорения в уравнение (9):

$$V_o = \frac{M_\kappa}{(-f \cdot g + \frac{M_\kappa}{r_\kappa \cdot m \cdot \delta} \pm g \cdot \sin \alpha \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3 \cdot m} \pm \dots)} \quad (19)$$

$$\pm 0,1gK_{nm}j + \frac{k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha)}{m})m \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}$$

Проведем преобразования:

$$V_o = \frac{M_\kappa}{\frac{M_\kappa}{r_\kappa \cdot \delta} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha) + \dots} \quad ; (20)$$

$$V_o = \frac{M_\kappa}{\frac{M_\kappa}{r_\kappa \cdot \delta} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha) + \dots} \quad (21)$$

$$+ (\sin \alpha - f \pm 0,1K_{nm} \cdot j)g \cdot m \cdot 10^4 \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}$$

При установившемся режиме работы между  $M_e$  и  $M_\kappa$  существует следующая зависимость:

$$M_\kappa = M_e \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}. \quad (22)$$

Подставим в (21) и проведем преобразования:

$$V_o = \frac{M_e}{\frac{M_e \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}}{r_\kappa \cdot \delta} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + G_m(\lambda_0 f \pm \sin \alpha) + \dots} \quad (23)$$

$$+ \frac{M_e}{(\sin \alpha - f \pm 0,1 \cdot K_{nm} \cdot j)g \cdot m \cdot 10^4} \cdot \frac{n_n}{10^4}$$

Буксование движителей МТА задается неравномерностью опорной поверхности, неоднородностью грунтовых включений в ней [15, 16, 17] и непостоянством силового воздействия сельскохозяйственной машины на трактор (изменчивость крутящего усилия во времени или за пройденный путь) [18, 19].

При этом, формируется дополнительное сопротивление перекачиванию самого трактора (как заднего, так и переднего моста) за счет непрерывного изменения динамического радиуса колеса при вертикальных колебаниях остова трактора, также проявляются постоянные перераспределения вертикальных нагрузок по мостам трактора, которые генерируют продольные угловые колебания остова трактора.

При оценке потерь энергии МТА при установившемся движении необходимой составляющей является учет потерь мощности на буксование [20].

Буксование можно представить, как отношение действительного  $S_o$  и теоретического  $S_r$  пройденных путей:

$$\delta = 1 - \frac{S_o}{S_r}. \quad (24)$$

Подставим в выражение (22):

$$V_o = \frac{M_e}{\frac{M_e \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}}{r_\kappa \cdot 1 - \frac{S_o}{S_r}} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + \dots} \quad ; (25)$$

$$+ G_{аз} (\pm \sin \alpha (\lambda_0 f + (0,1 \cdot K_{nm} \cdot j - f))) \cdot 10^4$$

$$V_o = \frac{N_e^\phi}{\frac{M_e \cdot i_0 \cdot \eta_{тр}}{r_\kappa \cdot 1 - \frac{S_o}{S_r}} \pm \frac{CF_\lambda \cdot V_0^2}{1,3} + k_v \cdot B_m + \dots} \quad (26)$$

$$+ G_{аз} \cdot (\pm \sin \alpha) (\lambda_0 f + (0,1 \cdot K_{nm} \cdot j - f))$$

Вес агрегата с учетом переменной массы сельхозмашины можно записать:

$$G_{аз} = (m_{тр} + m_{сх} + \frac{dm_{сп}}{dt} \cdot t) \cdot g, \quad (27)$$

где:  $m_{тр}$  – масса трактора;  $m_{сх}$  – масса сельскохозяйственной машины;  $m_{сп}$  – масса груза.

Так как  $m_{тр}, m_{сх} \cdot g = const$ ,  $G_{аз} = f(\frac{dm_{сп}}{dt} \cdot t)$  или  $G_{аз} = f(m_{сп})$ , с учетом  $n_n = f(M_e)$ , а  $\lambda_0 = f(G_{аз})$  из-

менения скорости являются функцией:

$$\Delta V_o = f(M_e, S_o, k_v, j, m_{cp}). \quad (28)$$

Установившееся движение транспортно-тяговой машины происходит при постоянном значении средней скорости  $V_o$ , а равномерное – при постоянном значении мгновенной скорости движения  $V_{oi}$ . То есть при оценке работы МТА при установившемся движении принимают среднее значение скорости на каком-то пройденном пути  $S$  не учитывая колебания скорости, соответственно не оценивая потери энергии вызванные этими колебаниями. Как итог такой оценки мы получаем расход топлива, который не соответствует расходу в реальной эксплуатации.

### ВЫВОДЫ

1. Подход к выбору режима работы МТА на основе статических тяговых или эксплуатационных характеристик заведомо вносит большие ошибки, и как результат приводит к невозможности теоретической оценки оптимального режима работы МТА. Рекомендации, полученные при таком подходе, дадут возможность выбрать рациональный режим работы из некоторого количества предложенных вариантов.

2. Для выбора оптимального режима для МТА необходимо оценивать динамические потери при установившемся движении, возникающие при колебании действительной скорости движения и динамической составляющей буксования.

3. Особенно сильно данные колебания скорости свойственны машинам с переменной массой, так как масса сельхозмашины оказывает существенное влияние на формирование баланса мощности МТА.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Говорущенко Н.Я. 1990.** Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. Москва, 135.
2. **Гащук П.Н. 1992.** Энергетическая эффективность автомобиля. Львов, 208. (Украина).
3. **Евсеев П.П. 2006.** Некоторые вопросы энергетики автомобиля. Киев, 236. (Украина).
4. **Лебедев А.Т., Лебедев С.А. 2011.** Энергосберегающий режим движения тракторного агрегата на гоне. Механизация сельскохозяйственного производства. Харьков, № 107, 5 – 11. (Украина).
5. **Важенин А.Н., Арютов Б.А., Пасин А.В. 2008.** Регулирование движения МТА. Трактора и сельскохозяйственные машины, 28 – 29.
6. **Артоболевский И.И. 1975.** Теория механизмов и машин. Уч. Пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. Москва, 239.
7. **Барама. Х.Г., 1970.** Методика разработки нормативных материалов на механизированные полевые работы / Под ред. Х.Г. Барама. М.: ОНТИ ГОСНИТИ, 45.
8. **Костюченко Н.В., Костюченко Н. В., Плаксин А. М. 2010.** Эксплуатационные свойства мобильных агрегатов / Под ред. А. М. Плаксина. Астана: КАТУ им. С. Сейфуллина, 204.
9. **Артёмов Н.П. Лебедев А.Т., Алексеев О.П., Волков В.П., Подригало М.А., Полянский А.С. 2011.** Метод парциальных ускорений и его применение при исследовании динамики мобильных машин. Тракторы и сельхозмашины. № 1, 16-18.
10. **Артёмов Н.П. Подригало М.А. 2014.** Экспериментальное определение тяговых показателей тракторов по динамике их разгона. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Vol.15, № 7, Lublin, 47 – 52.
11. **Артёмов Н.П. 2013.** Определение управляемости и устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов моделированием парциальных ускорений. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Vol.15, № 7, Lublin 151 – 157.
12. **Артемьев Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожня В.В. 2012.** Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Под ред. М.А. Подригало. Х: Минскдрук, 220.
13. **Подригало М.А. 2013.** Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов. Харьков.: Академия ВВ МВД Украины, 222.
14. **Пастухов В.И., Джолос П.А., Мельник И.И. 2001.** Справочник по использованию в земледелии. Харьков, Веста, 347. (Украина).
15. **Кутьков Г. М. 1980.** Тяговая динамика тракторов. Москва: Машиностроение, 216.
16. **Барский И.Б. Анилович В.Я., Кутьков Г.М. 1973.** Динамика трактора. Москва, 280.
17. **Золотаревская Д.И. 2005.** Особенности качения колес по вязкоупругой почве. Тракторы и сельхозмашины, №8, 15 – 19.
18. **Кожуханцев А. Н. 1977.** О влиянии вертикальных колебаний колесного трактора на снижение его тягово-динамических показателей. Тракторы и сельхозмашины, №7, 10 – 11.
19. **Кутьков Г.М. Пучков В.С., Холин А.И. 1975.** Анализ источников генерации колебаний нагрузки на двигатель сельскохозяйственных тракторов. Тракторы и сельхозмашины, № 6, 9–10.
20. **Антощенко Р.В. 2013.** Теоретические исследования динамической модели колесного трактора класса 30КН. Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Т. 15, №7, 171-176.

**SPEED FLUCTUATIONS MTU VARIABLE MASS  
IN ESTABLISHED A REGIME OF MOVEMENT**

**Summary.** This article consider of some problems of choosing the rational mode of operation of the machine-tractor unit arising during the execution technological operation by machines with variable mass.

Performing technological operation MTU associated with high costs of energy, which is consumed directly to perform most technological operations and for dynamic processes occurring in the interaction of "tractor - instrument."

It is known that the most economical operation of the engine is achieved during operation at the nominal mode, so when choosing a mode of MTU its necessary to strive use the potential of its engine at maximum.

Case of uniform motion, carried out at a constant instantaneous speed of wheel machines, motor energy expended on overcoming the forces of the resistance movement. Describe the effect of the main parameters

for the functioning of the unit, also identified factors causing additional loss of energy due to the appearance of oscillations actual speed in steady motion.

The approach to the selection of the operating mode MTU based on the static traction or performance certainly makes a big mistake, and as a result makes it impossible to estimate the theoretical optimum operation of MTU. Recommendations obtained with this approach, given the opportunity to select an efficient mode of operation from a number proposed variants.

It has been determined that make the choice of rational mode of operation is necessary based on the additional energy loss of fluctuations in the speed and skidding propulsion MTU.

Particularly strong these fluctuations in the speed inherent in machines with variable mass, since the mass agricultural machinery has a significant influence on the formation of the balance of power MTU.

**Key words:** tractor units, fluctuations in speed, skidding, loss of energy.