

КПД МОБИЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ЛЕБЕДКИ С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ

Г.С. ГОРИН, д.т.н., профессор;
О.Л. МИРАНОВИЧ, к.т.н. (БГАТУ)

Современная система растениеводства на приусадебных участках основана на тяге мотоблоков, мини-тракторов либо стационарных сельскохозяйственных лебедок. Для дальнейшего роста производства сельскохозяйственной продукции необходимо увеличить число названных энергосредств.

Мотоблоки и мини-тракторы дороги, сложны в управлении и обслуживании и не решают задач механизации труда на приусадебных участках. Они не развивают необходимую тягу при обработке тяжелых глинистых почв.

При работе со стационарными сельскохозяйственными лебедками необходимы большие затраты времени и физических усилий двух операторов на перемещение орудия и удержание якоря. После завершения рабочего хода сельхозорудия операторы выполняют трудоемкие операции по извлечению якоря из почвы, переносу лебедки и закориванию ее на новом месте.

К штангам управления мотоблока МТЗ-06 также прикладываются большие усилия. При крутом повороте пахотного агрегата с выглубленным плугом в конце гона последние достигают 110...125 Н, а при выглублении плуга – 57...114 Н [1]. Для людей старшего возраста такие нагрузки непосильны.

У мотоблоков и мини-тракторов также неудовлетворительные эргономические показатели – шум, загазованность, вибрация, большая масса при относительно малом тяговом усилии. Тяговый КПД, как правило, не превышает 0,6.

Для обработки приусадебных участков предложена мобильная сельскохозяйственная лебедка (МСЛ), рабо-

тающая с канатной тягой и без нее.

Цель применения МСЛ – повышение КПД, снижение массы, а также усилий на управление и переналадку при одновременной возможности выполнения мобильных процессов одним оператором.

МСЛ включает: штангу управления 1 (рис.), электродвигатель, клиноременный редуктор сцепления, опорные колеса 2, а также канатный барабан 3, соединенный с волновым редуктором. На корпусе электродвигателя установлен барабан кабеля. МСЛ запитывается от бытовой сети через розетку “европейского” типа. Орудие соединено с рамой МСЛ [2, с. 50...52].

МСЛ снабжена выносным якорным устройством, состоящим из двух упоров, на которых установлены брус и канатный барабан.

МСЛ имеет меньшую массу, а следовательно, и стоимость по сравнению с аналогами с канатной тягой орудия. МСЛ управляет один оператор. Натяжная ветвь каната расположена на предельно низком уровне h (см. рис.), что снижает усилия на рукоятках управления (N).

Тяговый КПД МСЛ с приводом на канатный барабан рассмотрим при агрегатировании с плугом ПЛ-1.

$$\eta_T = \eta_f \eta_{TP} \eta_{Scy}$$

где η_f - КПД, учитывающий потери на качение,

η_{TP} - КПД трансмиссии,

η_{Scy} - КПД клиноременного сцепления.

$$\eta_f = P_{кр.н} / (P_{кр.н} + P_f),$$

где $P_{кр.н}$ - тяговое сопротивление орудия,

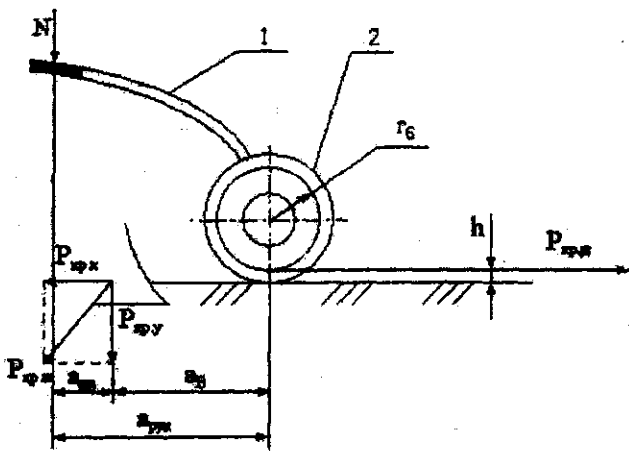
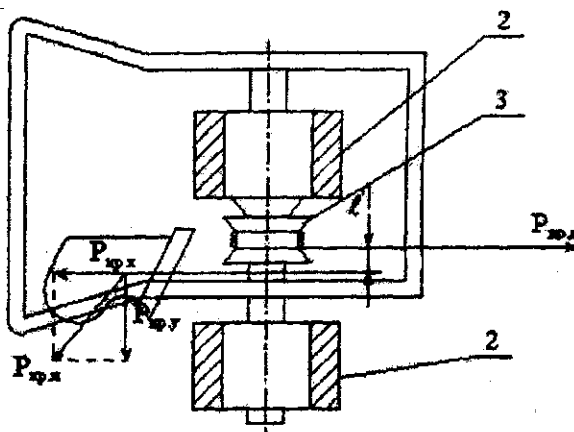


Рис. Сила и реакции, действующие на МСЛ при намотке каната.



P_f - сила сопротивления качению.

$$\eta_{TP} = 1 - (\xi M_n i_{TPi} / (P_{кр.н} + P_f) r_b),$$

где ξ - множитель, определяющий, какую часть номинального крутящего момента электродвигателя M_n составляет момент, затрачиваемый на преодоление потерь в трансмиссии,

r_b - радиус канатного барабана,

i_{TPi} - передаточное число трансмиссии на i - передаче.

Коэффициент ξ определяли экспериментально

$$\xi = I_{xx} U \eta_9 / N_n,$$

где I_{xx} - ток холостого хода при проворачивании трансмиссии МСЛ,

U - напряжение сети ($U = 220$ В),

η_9 - КПД электропривода,

N_n - номинальная мощность ТЭД.

Передаточное число трансмиссии МСЛ

$$i_{TPi} = i_{реми} \cdot i_p,$$

где $i_{реми}$ - передаточное число клиноременной передачи,

i_p - передаточное число волнового редуктора ($i_p = 75$).

Экспериментально установлено, что $I_{xx} = 1,0$ А;

$U = 220$ В; $\eta_9 = 0,8$; $M_n = 4,34$ Н·м; $\xi = 0,14$;

$i_{TP1} = 82,5$; $i_{TP2} = 78,8$; $P_{кр.н} = 1,625$ кН; $P_f = 0,038$

кН; $r_b = 0,15$ м; тогда КПД трансмиссии по передачам

$\eta_{TP1} = 0,80$; $\eta_{TP2} = 0,81$.

КПД клиноременного сцепления

$$\eta_{сц} = 1 - S_{сц},$$

где $S_{сц}$ - коэффициент скольжения клинового ремня ($S_{сц} \approx 0,01 \dots 0,2$) [3, с.253].

Наименьшие значения $S_{сц}$ соответствуют малым тяговым усилиям.

При $S_{сц} = 0,1$; $\eta_{сц} = 0,9$. Тогда при $\eta_f = 0,977$ тяговый КПД МСЛ $\eta_{T1} = 0,703$, $\eta_{T2} = 0,712$.

При появлении курсовой неустойчивости, вызванной смещением линии тяги каната относительно результирующей тягового сопротивления орудия, возрастают боковые усилия, которые воспринимает полевая доска плуга, что приводит к снижению общего КПД.

КПД, учитывающий потери на трение полевой доски, определяли по выражению [4. С. 62].

$$\eta_{\Delta R_x} = 1 - \Delta R_x / P_{кр.н},$$

где ΔR_x - сила трения в контакте полевой доски орудия с боковой поверхностью обреза почвы, возникающая вследствие воздействия отклоняющего момента

$$\Delta R_x = (M_{откл} / a_g) \mu,$$

где a_g - вынос колеса в продольной плоскости,

μ - коэффициент трения ($\mu = 0,3 \dots 0,35$) [4, с. 135...138],

$M_{откл}$ - отклоняющий момент ($M_{откл} = P_{кр.н} l'$),

l' - поперечное смещение линии тяги в канате относительно тягового сопротивления орудия (см. рис.).

При $M_{откл} = 0,25$ кН·м; $\mu = 0,3$; $\Delta R_x = 0,054$ кН; $\eta_{\Delta R_x} = 0,967$.

Общий КПД агрегата на базе МСЛ учитывает дополнительные потери, возникающие при отклонении от прямолинейности движения

$$\eta_{общ.} = \eta_T \eta_{\Delta R_x}; \eta_{общ.} = 0,679.$$

Теоретические скорости движения МСЛ определяли по формуле:

$$V_T = 2\pi r_b n_n / i_{TPi},$$

где n_n - частота вращения электродвигателя.

При $n_n = 47,7$ с⁻¹; скорости МСЛ по передачам

$$V_{T1} = 0,5$$
 м/с;

$$V_{T2} = 0,6$$
 м/с.

Действительные скорости движения МСЛ меньше вследствие буксования клинового ремня сцепления.

$$V_{pi} = V_{Ti} (1 - S_{сц}),$$

Тяговая мощность МСЛ

$$N_{kpi} = P_{кр.н} V_{pi}.$$

При $P_{кр.н} = 1,625$ кН; $V_{p1} = 0,45$ м/с; $N_{кр} = 0,73$ кВт,

$$V_{p2} = 0,54$$
 м/с; $N_{кр} = 0,88$ кВт.

Расход энергии в час определяли по формуле:

$$G_3 = N_{ТЭД} / \eta_{ТЭД},$$

где $N_{ТЭД}$ - мощность ТЭД,

$\eta_{ТЭД}$ - КПД ТЭД ($\eta_{ТЭД} = 0,85 \dots 0,9$).

$$N_{ТЭД} = N_{кр} / \eta_{общ.}$$

Удельный расход энергии

$$q_e = N_{ТЭД} / N_{кр}.$$

При $N_{кр} = 0,73$ кВт; $\eta_{ТЭД} = 0,85$; $\eta_{общ.} = 0,679$; $N_{ТЭД} = 1,08$ кВт получено $G_3 = 1,27$ кВт·ч/ч; $q_e = 1,74$ кВт·ч/т. кВт·ч.

При $N_{кр} = 0,88$ кВт; $\eta_{ТЭД} = 0,85$; $\eta_{общ.} = 0,689$; $N_{ТЭД} = 1,28$ кВт получено $G_3 = 1,50$ кВт·ч/ч; $q_e = 1,45$ кВт·ч/т. кВт·ч.

Активная мощность, потребляемая ТЭД, равна:

$$N_{ТЭД}^a = N_{ТЭД} \cos \varphi,$$

где $\cos\varphi$ - коэффициент мощности ($\cos\varphi = 0,96$).

Из приведенных данных следует, что МСЛ с ТЭД мощностью 1,3 кВт развивает на второй передаче ($i_{TP2} = 78,8$) тяговое усилие $P_{кр.н} = 1,625$ кН при $V_p = 0,54$ м/с; $N_{кр} = 0,88$ кВт; $\eta_T = 0,712$; $\eta_{общ} = 0,689$. При этом ТЭД работает при значениях $N_{ТЭД}$, не превышающих номинальное. Для сравнения тяговый КПД мотоблока не превышает 0,55, а КПД его двигателя меньше 0,3. Общий КПД мотоблока 0,165.

Таким образом, КПД МСЛ превышает аналогичный показатель мотоблока при малых массе, стоимости, усилиях на управление и удельном расходе энергии. Тяговое усилие МСЛ составляет 1,5...2,0 кН, мотоблока 1 кН.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бурков В.В и др. Мини-тракторы. - Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение. 1987.-272 с.
2. Вопросы механизации растениеводства на приусадебных участках. /О.Л Миранович // Материалы международной научно-практической конференции "Повышение эффективности использования сельскохозяйственной техники". Ч-1.- Горки. БСХА, 1998. - 184с.: ил.
3. Иванов М.И. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1991.- 383с.: ил.
- Сильченко А.А. Обоснование параметров, определяющих тягово-энергетические свойства электрифицированного блока тягового класса 1 кН для механизации растениеводства в приусадебных и тепличных хозяйствах. Дис. ... к-та техн. наук: 05.20.01. -Мн.: БАТУ, 1999.-178с.

УДК 621.521:664

ТЕСТИРОВАНИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ДОИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

М.В. КОЛОНЧУК (БНТУ)

The article describes the relationship between technical state of vacuum milk equipment and it's extreme parameters - pressure, air bleed and pump speed.

Возможность эксплуатации доильных установок обуславливается техническим состоянием вакуумных насосов, герметичностью и засоренностью вакуумных систем. Герметичность нарушается при увеличении мест подсоса воздуха. Воздух просачивается через молочно-вакуумные краны и соединительные муфты молочных трубопроводов, трещины мембран, посадочные места клапанов спуска конденсата. В зимнее время под воздействием отрицательных температур воздуха пластмассовые трубы молочных трубопроводов в конце кормовых проездов остывают и сжимаются сильнее, чем резиновые муфты. Это приводит к большим зазорам в стыке муфт и значительному подсосу воздуха через них. В процессе эксплуатации зазоры между деталями вакуумного насоса увеличиваются. Интенсификация перетекания воздуха из нагнетательной полости во всасывающую снижает производительность вакуумного насоса. По этим причинам рабочий вакуум на эксплуатируемых доильных установках составляет зачастую 80% от требуемой величины - 50 кПа. Доеение коров низким вакуумом снижает на 3...25% надой молока, вынуждает устанавливать дополнительные вакуумные насосы и повышать затраты электрической энергии. Экстренность наладки вакуумной системы рекомендуется определять по времени повышения давления при тестировании [1]:

$$\Delta t = V \Delta p / U,$$

где Δt - время повышения давления; V - объем вакуумной системы; U - скорость просачивания воздуха; Δp - разность давлений. Просачивание воздуха в вакуумную систему доильной установки считается значительным,

если падение вакуума в молочном трубопроводе превышает 14 кПа за 20 секунд, а в вакуумном трубопроводе - 25 кПа за 60 секунд [2]. Контролируемое время повышения давления зависит от объема вакуумной системы. Объем же может быть больше или меньше проектного вследствие допускаемых на практике отклонений в монтажных схемах доильных установок. Это сказывается на точности оценки степени герметичности вакуумной системы. Применяемые другие методы и средства оценки герметичности характеризуются сложностью методики выполнения работ, низкой точностью и требуют применения расходомеров и индикаторов производительности, поправочных коэффициентов и таблиц. Приемы количественной оценки герметичности молочных трубопроводов отсутствуют. Знание же реальной герметичности элементов вакуумной системы требуется для оценки запаса производительности вакуумного насоса. Наличие запаса гарантирует стабилизацию рабочего вакуума при увеличении просачивания воздуха через щели, а также во время случайного напуска воздуха при подключении и отключении доильных аппаратов. Отсутствие запаса производительности установки является ее предельным состоянием. Поэтому целью диагностирования доильной установки является оценка быстроты действия вакуумного насоса, величины просачивания воздуха в вакуумные и молочные трубопроводы и их засоренности, эффективности работы доильных аппаратов.

Теория вакуумной техники позволяет оценивать потерю производительности вакуумных насосов по пре-