

Сплошными линиями на рис. 1 показаны кривые зависимостей часowego расхода топлива, построенные по уравнениям (1), (2) и (3).

Для некоторых других почвообрабатывающих операций и посева функциональные зависимости часowego расхода топлива на поворотах и переездах от мощности двигателя колесного трактора приведены в табл. 1. Часовой расход топлива при работе двигателя на малых оборотах во время остановок для всех операций одинаков и определяется по уравнению (3).

Полученные формулы функциональных зависимостей расхода топлива на холостом ходу и остановках от мощности двигателя могут использоваться для расчетов при обосновании и прогнозировании оптимальности основных параметров почвообрабатывающих и посевных МТА с колесными тракторами. При оптимизации параметров МТА, выполняющих другие операции, такие зависимости могут быть получены аналогично.

Многовариантные расчеты приведенных затрат на единицу работы показывают, что при одних и тех же параметрах, режимах работы и часовой производительности МТА уменьшение затрат на топливо достигается выбором оптимальных способов движения агрегатов при выполнении полевых операций, сокращением времени на переезды и остановки.

Л и т е р а т у р а

1. Типовые нормы выработки и расхода топлива на механизированные полевые работы в сельском хозяйстве. - Л., 1976. ч. II. 2. Глиняный В.Г., Хлуднев А.И., Шавлахов А.Е. Справочная книга по нормированию труда в сельском хозяйстве. - М., 1974.

УДК 629.114.2-585.21

П.П.Артемов, В.Н.Лангазов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИВОДА ВОМ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

кл.20 кН (МТЗ - 142)

В сельском хозяйстве с каждым годом применяется все больше высокопроизводительных машин с активными рабочими органами, имеющими привод от механизма вала отбора мощности (ВОМ) трактора. В настоящее время все тракторы сельскохозяйственного назначения оборудованы механизмом ВОМ, конст-

рукция которого в связи с повышением энергонасыщенности и требований к механизму ВОМ все более усложняется. Поэтому при работе машинно-тракторного агрегата (МТА) надежность механизма ВОМ играет первостепенную роль. Высокая эксплуатационная надежность и долговечность механизма ВОМ может быть достигнута только при точных инженерных расчетах, в процессе конструирования. Эти расчеты должны учитывать характер нагружения механизма ВОМ при агрегатировании трактора с различными сельскохозяйственными машинами.

Таким образом, исследование динамических нагрузок, возникающих в приводе ВОМ в момент пуска и разгона, весьма актуально.

Исследовались динамические нагрузки привода ВОМ при пуске на колесном универсально-пропашном тракторе кл. 20 кН Минского тракторного завода. В отличие от других универсально-пропашных тракторов кл. 14 кН, у которых ВОМ при работающем двигателе включался при помощи сухих фрикционных муфт сцепления или ленточных тормозов планетарного редуктора, этот трактор имеет для включения ВОМ фрикционную мокрую муфту сцепления с гидравлическим управлением. Применение ее позволяет значительно облегчить управление ВОМ, улучшить его эксплуатационные качества в сравнении с ВОМ, имеющим механическую систему управления, а также открывает широкие возможности для автоматизации процесса управления его работой. Однако при работе трактора в комплексе с сельскохозяйственными машинами, у которых активные рабочие органы с большим моментом инерции, при пуске и разгоне в приводе ВОМ возникают динамические нагрузки, превышающие номинальные почти в 10 раз.

Задачей исследований было определение факторов, влияющих на величину динамического крутящего момента с целью разработки рекомендаций по ее снижению. Загрузка ВОМ трактора осуществлялась с помощью специального стенда. Программа и методика стендовых испытаний предусматривала измерение следующих параметров: частоты вращения хвостовика ВОМ и коленчатого вала двигателя; крутящего момента на ВОМ; давление масла перед краном управления и на входе в муфту включения ВОМ; перемещение золотника крана управления. Переменными параметрами были: давление масла перед краном управления; темп перемещения золотника крана управления; величина загрузки ВОМ; частота вращения коленчатого вала двигателя; тормозной момент стенда.

Давление масла в системе перед краном управления изменялось в пределах 0–1,0 МПа с интервалом 0,1 МПа при помощи специальной клапанной коробки. Темп перемещения золотника крана управления изменялся с помощью специального устройства в диапазоне 0,5–3,0 с с интервалом 1 с. Величину загрузки ВОМ изменяли навешиванием на вал стэнда дискон₂ с различным моментом инерции J от 43 Н·м² до 172 Н·м² с интервалом 43 Н·м².

В качестве кранов управления использовали кран трактора МТЗ-142 и трактора MASSEI FERGUSON-1150 (MF-1150).

Анализ динамики пуска ВОМ испытуемого трактора показывает (рис. 1), что при плавном и непрерывном перемещении золотника крана управления давление в бустере муфты ВОМ изменяется ступенчато. В начале включения давление быстро растет до величины $p_1 = 0,1–0,3$ МПа, затем в течение отрезка времени t_2 остается практически постоянным и начиная с давления p_2 быстро повышается до давления p_4 . Время, в течение которого давление в бустере муфты изменяется от 0 до $p_4 = 1,0$ МПа, назовем временем полного включения муфты ВОМ – T .

Быстрое нарастание давления в начале включения обусловлено тем, что диски муфты ВОМ еще неподвижны и объем бустера практически постоянен. Время t_1 характеризует длительность процесса заполнения бустера муфты ВОМ маслом. При достижении давления в бустере величины 0,1–0,3 МПа диски начинают двигаться в осевом направлении и давление остается почти постоянным, так как объем бустера все время увеличивается до момента соприкосновения дисков.

Время t_2 характеризует длительность процесса перемещения дисков до их сжатия. Время t_3 характеризует длительность процесса нарастания крутящего момента на хвостовике ВОМ до максимального значения.

В результате серии опытов ВОМ с кранами управления трактора кл. 20 кН и трактора MF-1150, статические характеристики которых представлены на рис. 2, было установлено, что уменьшение тангенса угла наклона статической характеристики крана управления примерно в 2 раза расширяет зоны t_1 на 90%; t_2 на 40%; t_3 на 10–15% и способствует снижению пикового значения крутящего момента на хвостовике ВОМ на 30% (рис. 1).

Анализ графика на рис. 3 показывает, что величина пикового значения крутящего момента, возникающего на хвостовике

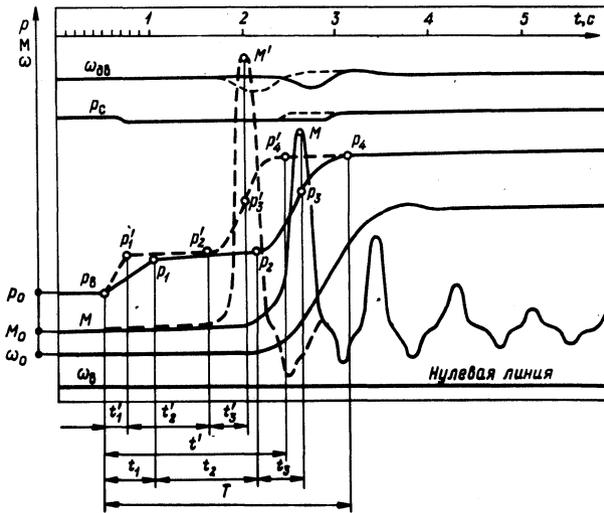


Рис. 1. Осциллограмма процесса включения и разгона ВОМ:
 ---- с краном трактора МТЗ-142; ——— с краном MF-1150.

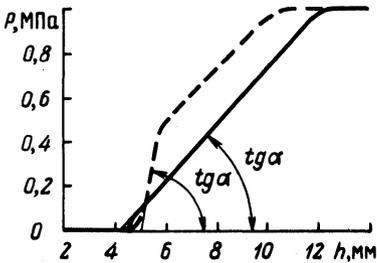


Рис. 2. Статические характеристики кранов управления муфтой ВОМ:
 ---- кран трактора МТЗ-142;
 ——— кран MF-1150.

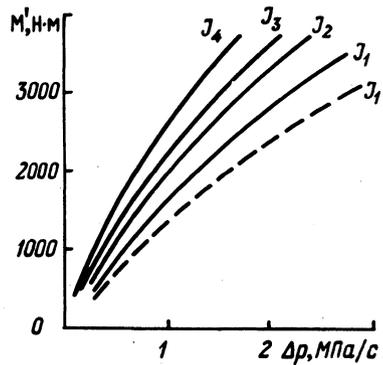


Рис. 3. Зависимость момента на хвостовике ВОМ от темпа роста давления в муфте ВОМ и оборотов двигателя:
 $J_1 = 43 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 86 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; $J_3 = 129 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$; $J_4 = 172 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$.

ВОМ при включении и разгоне, зависит от момента инерции разгоняемых масс, частоты вращения вала двигателя и скорости нарастания давления в бустере муфты ВОМ. Скорость нарастания давления (в МПа/с) определяется по формуле:

$$\Delta P = \frac{P_3 - P_2}{t_3}.$$

На основании анализа результатов испытаний сделаны следующие выводы:

1. Величина пикового значения крутящего момента на хвостовике ВОМ не зависит от темпа перемещения золотника крана управления муфтой ВОМ трактора МТЗ-142.

2. Применение крана управления следящего действия типа MF -1150 способствует снижению пиковых нагрузок на 30%.

УДК 631.372:629.114.2.02.075

Ю.Е.Атаманов, И.Л.Трофименко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВОРОТЛИВОСТИ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО ТРАКТОРА

В работе анализируется влияние скорости движения на некоторые параметры, определяющие поведение шарнирно-сочлененного трактора с крюковой нагрузкой на повороте.

Криволинейное движение трактора рассматривалось на ровной горизонтальной поверхности с постоянной скоростью в вариантах 4x2 и 4x4 (рис. 1). В вариантах 4x2 исследовалось движение с передним (ПВМ) или только с задним (ЗВМ) ведущим мостом. В варианте 4x4 - с заблокированным межосевым приводом с коэффициентом конструктивного кинематического несоответствия и без него. Принималось, что в ведущих мостах установлены простые конические дифференциалы.

Система уравнений, описывающая движение трактора, имеет вид

$$m\ddot{x} = \sum_1^i x; \quad m\ddot{y} = \sum_1^i y; \quad I\ddot{\beta} = \sum_1^i M_A; \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1)$$

где x , y , M_A - обобщенные силы по обобщенным координатам.

Система уравнений (1) неопределима, поскольку число неизвестных больше числа уравнений. Выразим неизвестные, относящиеся к первой секции, через неизвестные, относящиеся ко