

капота (выбор его весовых параметров, жесткости и элементов крепления), направленные на снижение его виброактивности.

Корпусные детали и узлы трактора, такие как лонжероны, муфта сцепления, кронштейны кабины, обладают высокой виброактивностью во всем диапазоне частот. Установка кабины трактора на основании, обладающем высокой виброактивностью, для обеспечения приемлемых условий труда оператора требует применения виброгасителей. Несмотря на использование резиновых амортизаторов, уровни виброскорости на кабине в зоне установки амортизаторов остаются высокими и достигают 1,26 см/с на низких и 0,22–0,44 см/с на высоких частотах.

Используя полученные данные, на МТЗ разработан ряд мероприятий, направленных на уменьшение вибрации отдельных деталей и узлов трактора. Основными направлениями заводских исследований в настоящее время являются снижение виброактивности капота, распределителя гидронавесной системы, рулевого управления, а также оптимизация схемы установки и параметров амортизаторов унифицированной кабины тракторов МТЗ-80/82.

УДК 629.114.2.02.001.63:635.1

М.А.СОЛОНСКИЙ (БИМСХ)

О ТЕОРЕТИЧЕСКОМ СОГЛАСОВАНИИ ПАРАМЕТРОВ ПРОПАШНЫХ ТРАКТОРОВ И СЕЛЬХОЗМАШИН

Для оценки совместимости параметров тракторов и сельхозмашин мы приняли четыре критерия согласования.

1. Потребная мощность двигателя, характеризующая способность МТА качественно выполнять все технологические операции при максимально возможной производительности:

$$N_{\text{н}} \geq N_0 + \frac{1}{\gamma_{\text{доп}}} \left[\frac{1}{\eta_{\text{тр}}} (P_{\text{кр}} + \sum R_{\text{ки}} f) V_{\text{т}} + \frac{N_{\text{вом}}}{\eta_{\text{вом}}} + \frac{N_{\text{гсом}}}{\eta_{\text{гсом}}} \right],$$

где $N_{\text{н}}$ — номинальная мощность двигателя; N_0 — мощность, потребляемая постоянно включенными потребителями; $N_{\text{вом}}$, $N_{\text{гсом}}$ — мощность, расходуемая на привод активных рабочих органов (АРО) через вал отбора мощности (ВОМ) и гидросистему отбора мощности (ГСОМ); $\eta_{\text{тр}}$, $\eta_{\text{вом}}$, $\eta_{\text{гсом}}$ — КПД трансмиссии, привода ВОМ и ГСОМ; $P_{\text{кр}}$ — тяговое сопротивление; $R_{\text{ки}}$ — нагрузка на колесо трактора; f — коэффициент сопротивления перекачиванию; $V_{\text{т}}$ — теоретическая скорость трактора; $\gamma_{\text{доп}}$ — допускаемый коэффициент загрузки двигателя.

2. Тяговые показатели, характеризующие способность трактора преодолевать тяговое сопротивление агрегируемых машин:

$$P_{\text{к}} \geq \sum P_{\text{сопр}}; P_{\varphi} \geq \sum P_{\text{сопр}},$$

где $P_{\text{к}}$, P_{φ} — касательная сила тяги, ограничиваемая либо мощностью двига-

теля, либо сцеплением колес с почвой; $\Sigma P_{\text{сопр}}$ – суммарное тяговое сопротивление.

3. Нагрузки на колесо трактора, характеризующие способность агрегата работать без перегрузки шин и потери управляемости:

$$R_{ki} \leq R_{k \text{ доп}} ; \quad \Sigma R_{\text{кп}} \geq \Sigma R_{\text{упр. доп}} ,$$

где $R_{k \text{ доп}}$ – допустимая нагрузка на каждое из колес по грузоподъемности шин или удельному давлению на почву; $\Sigma R_{\text{упр. доп}}$ – допустимая нагрузка на управляемые колеса; $\Sigma R_{\text{кп}}$ – нагрузка на управляемые колеса; R_{ki} – нагрузка на каждое из колес.

4. Грузоподъемность навесной системы трактора, характеризующая его способность осуществлять необходимое силовое воздействие на навесную или полунавесную сельхозмашину:

$$P_{\text{н доп}} \geq P_{\text{схм}} ,$$

где $P_{\text{н доп}}$ – допустимая грузоподъемность навесной системы; $P_{\text{схм}}$ – вертикальная составляющая нагрузки от воздействия сельхозмашины на навесную систему.

Этот комплекс критериев позволяет наиболее полно оценить степень согласованности параметров тракторов и сельхозмашин, а также работоспособность и надежность скомплектованных одно- или многооперационных МТА.

В соответствии с принятыми критериями согласования проанализируем совместимость параметров универсально-пропашного трактора УПТ-2 класса 20 кН с двигателем номинальной мощности $N_{\text{н}}$, равной 110 кВт, и агрегатируемых с ним сельхозмашин.

Максимальная мощность двигателя, которая может быть использована во время технологического процесса, составляет $N_e = N_{\text{н}} - N_0 = 100,6$ кВт. Объясняется это тем, что мощность N_0 , постоянно потребляемая насосами гидросистем усилителя рулевого управления, навески и трансмиссии, а также компрессором и кондиционером, составляет 9,4 кВт.

Проанализировав однооперационные МТА, мы сделали некоторые выводы. Трактор УПТ-2 с наибольшей баластировкой и плуг ПНТП-4×35 с отъемным корпусом не согласуются в 4-корпусном варианте по тяговому показателю $P_{\text{к}}$. При большой глубине h пахоты на почвах с высокими удельными сопротивлениями q ($q = 90$ кН/м² и $h > 0,2$ м) обработка может осуществляться плугом только в 3-корпусном варианте. Измельчитель кормов не согласуется с этим же трактором при его работе на стационаре по показателю потребной мощности ($N_e' = N_{\text{вом}}/\eta_{\text{вом}} = 110/0,925 = 119$ кВт $> N_e = 100,6$ кВт).

Данные согласования параметров многооперационных агрегатов приведены в табл. 1. В соответствии с таблицей на высших агротехнически допустимых скоростях не согласованы по критерию потребной мощности агрегаты второй (при $V = 3,06$ м/с) и шестой (при $V = 1,44$ и $1,77$ м/с). Это приводит к потере производительности агрегата. По критерию тяговых показателей все агрегаты работоспособны, поскольку $P_{\text{к}} > \Sigma P_{\text{сопр}}$. Критерий нагрузки на колеса выявляет, что при работе перегружены задние колеса второго и шестого агрегатов, при переезде – передние колеса третьего и пятого агрегатов. Согласно этому же критерию из условия управляемости нуждаются в догрузке пе-

Расчетные параметры согласования

№ п/п	Состав агрегата	N_e , кВт	$\Sigma P_{\text{сопр}}$, кВт	$P_k = P_{\varphi}$, кВт
1	УПТ-2 + ССТ – 18Б + ПОУ – 1200	82,8	24,7	43,2–56,2
2	УПТ – 2 + КРШ – 8,1 + ПОУ – 1200	106,1 (3,06 м/с)	29,1	39,0–50,7
		85,6 (2,44 м/с)		
3	КРШ – 8,1 + УПТ – 2 + ПОУ – 1200	71,4	26,4	31,2–40,6
4	КРШ – 8,1 + УПТ – 2 + ПОУ – 1200 + ССТ – 18Б	84,7	29,6	40,7–52,8
5	ПСШ – 8,1 + УПТ – 2 + КРШ – 8,1	60,4	30,1	36,0–46,8
6	КОФ – 4,2 + УПТ – 2 + КСМ – 6	121,3 (1,77 м/с)	32,1	32,8–42,4
		108,1 (1,41 м/с)		
		94,8 (1,04 м/с)		
7	КФЛ – 4,2 + УПТ – 2 + СЛС – 12	87,3	30,6	36,4–47,3
8	КФО – 4,2 + УПТ – 2 + ПОУ – 1200 + СУПО – 9	77,2	27,9	41,6–54,1

редние колеса шестого агрегата, у которого $2R_1 = 12,8 \text{ кН} \leq \Sigma P_{\text{упр. доп}} = 14,7 \text{ кН}$. По грузоподъемности навесной системы у четвертого агрегата имеет место перегрузка передней навески ($P_{\text{н доп}} = 16,0 \text{ кН} < P_{1\text{схм}} = 17,5 \text{ кН}$).

Чтобы устранить этот недостаток, нужно выполнить регулировку: соединить раскос с тягой через второе отверстие, вместо первого. (В тяге имеется три отверстия.)

Сопоставление рассмотренных результатов согласования с данными экспериментальных исследований по отдельным типам агрегатов свидетельствует об их удовлетворительном совпадении. А предложенный комплекс оценочных критериев совместимости параметров колесных тракторов и сельхозмашин и разработанная методика их согласования позволяют на стадии проектирования обоснованно выбирать потребную мощность двигателя; тяговые показатели; нагрузки на колеса и грузоподъемность навесной системы трактора. В условиях эксплуатации разработанная методика позволит комплектовать эффективные машинно-тракторные агрегаты.

трактора УПТ-2 и сельхозмашин

R_1/R_2 , кН		$P_{\text{к доп}}$, кВт	$P_{1\text{схм}}/P_{2\text{схм}}$, кВт	$P_{\text{н доп}}$, кВт
при переезде	при работе			
10,8	10,4	12,8	0	0
33,8	32,8	35,3	19,3	25,0
10,0	9,1	12,8	0	0
31,8	29,9	24,3	16,5	25,0
32,4	10,8	16,5	16,5	16,0
7,4	10,2	11,0	0	0
27,7	21,8	24,5	17,5	16,0
26,3	18,8	22,3	19,3	25,0
19,9	16,0	16,5	14,5	16,0
11,5	10,0	11,5	12,8	25,0
23,9	14,7	24,5	15,8	20,0
17,2	26,2	18,3	11,3	25,9
23,4	23,3	24,5	14,7	20,0
16,2	13,1	19,3	15,0	25,0
28,5	22,6	24,5	15,4	20,0
20,3	19,0	19,3	11,0	25,0

УДК 629.1.02:681.3.069

Э.И.ЯСЮКОВИЧ, канд.техн.наук (ММИ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭВМ ДИНАМИКИ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Применение математического моделирования позволяет значительно сократить сроки проектирования оптимальных параметров транспортных систем. Но одновременно возникает проблема адекватности математической модели и реального объекта, т.е. проблема достоверности получаемых результатов. Для обеспечения такой достоверности математическая модель должна наиболее полно описывать поведение тех основных узлов и агрегатов (подсистем) сложной транспортной динамической системы, которые оказывают заметное влияние на исследуемые или оптимизируемые параметры.

В данной работе рассматривается математическая модель двухзвенной транспортной системы, описывающая динамику ее следующих подсистем: вертикальной динамики ведущего и ведомого звеньев; курсового движения ведущего и ведомого звеньев; управляемых колес ведущего звена. Расчетная схема моделируемой системы представлена на рис. 1. При этом передний мост ее ведущего звена имеет схему, приведенную в работе [1].