

Выражая полные дифференциалы левых частей уравнений (14) и заменяя дифференциалы переменных малыми конечными приращениями, составляем систему уравнений, решая которую находим перемещения  $\delta_k$ ,  $u_k$ ,  $v_k$  для незакрепленных узлов, в том числе узла, к которому приложена нагрузка.

Составленная программа на языке "Фортран" для ЭВМ, ЕС-1020 предназначена для расчета плоской стержневой системы (рама, ферма) произвольной конструкции (при нагрузке в своей плоскости). При этом определяются перемещения узлов, изгибающие моменты, энергия деформации.

Выполненные расчеты различных вариантов конструкций силовых элементов кабины трактора "Беларусь" показали, что применение стальных силовых элементов в каркасе тракторной кабины с сечениями 55 x 90 x 2,5мм позволит выдержать энергию удара при опрокидывании тракторов МТЗ-80/82 при максимальных деформациях, равных 165мм, что оградит зону безопасности от вхождения в нее жестких элементов кабины.

Исследование деформаций плоских рам, входящих в пространственную конструкцию каркаса, при статическом нагружении позволяет сделать вывод: применяемый метод расчета плоских рам с учетом значительных пластических деформаций может быть использован при расчете конструкций кабин тракторов, самоходных шасси и других транспортных средств.

#### Л и т е р а т у р а

1. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. - М., 1975. 2. Серенсен С.В., Когаев В.П. Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие. - М., 1975. 3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов, 5-е изд. - М., 1970.

УДК 621 - 82 - 19

О.П.Лапотко, В.В.Арсенов

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА МТЗ-80Б

Определение надежности рабочей жидкости основано на рассмотрении изменения ее функциональных свойств в эксплуатации. В гидроприводах сельхозмашин одной из наиболее важных функций применяемой жидкости является ее противозносное свой-

ство [1]. В качестве критерия отказа рабочей жидкости принимается выход значений ее функционального свойства или нескольких свойств из поля допуска. Функциональное противоизносное свойство рабочей жидкости гидротрансмиссии в большинстве случаев определяется постепенными отказами, распределенными по нормальному закону. Его основная особенность заключается в том, что он является предельным законом, к которому приближаются суммы большого числа независимых (или слабозависимых) случайных величин, распределенных по любым законам, и имеющих сравнительно близкие дисперсии. Поэтому было принято нормальное распределение функциональных свойств рабочих жидкостей, зависящих от большого числа ее физико-химических констант и параметров режима эксплуатации.

Линейная реализация процесса ухудшения функционального противоизносного свойства жидкости гидропривода со случайными нормально распределенными величинами начального значения параметра  $\omega_0$  и скорости накопления повреждения  $a$  может быть представлена как

$$\omega(t) = \omega_0 + at.$$

Распределение времени наработки до отказа определяется дисперсионным распределением Бернштейна, которое отличается от нормального тем, что его дисперсия зависит от времени  $t$  [2]. Модель постепенного отказа с линейными реализациями показана на рис. 1.

Основным показателем надежности рабочей жидкости гидроприводов машин принят показатель безотказности в соответствии с ГОСТ 13377-75.

Вероятность безотказной работы относительно постепенных отказов определяется выражением

$$P(t) = \prod_{j=1}^n [1 - Q_j(t)], \quad (1)$$

где  $Q_j(t)$  - вероятность отказа по  $j$ -му функциональному свойству.

Функцию работоспособности  $\varphi_j(t)$  рабочей жидкости по предельно допустимому значению  $\omega_{j,d}(t)$  функционального свойства можно представить в виде [3]

$$\varphi_j(t) = \omega_{j,d} - \omega_j(t) > 0.$$

Тогда вероятность отказа  $Q_j(t)$

$$Q_j(t) = \int_{\omega}^{\infty} f[\omega_j(t)] d\omega_j(t) = \int_{\omega_d}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_{\varphi_j}(t)} e^{-\frac{[\omega_j(t) - \bar{\omega}_j(t)]^2}{2(\sigma_{\varphi_j})^2}} d\omega(t) \quad (2)$$

Среднеквадратичное отклонение  $j$ -й функции работоспособности  $\sigma_{\varphi_j}$  определяется известными методами математической статистики. Для удобства выкладок можно произвести замену переменной

$$\frac{\omega_j(t) - \bar{\omega}_j(t)}{\sigma_{\varphi_j}(t)} = Z. \quad (3)$$

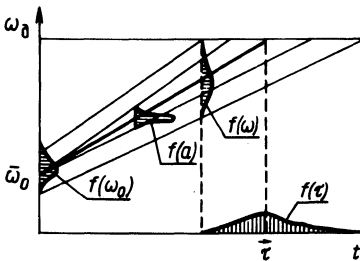


Рис. 1. Модель постепенного отказа с линейными реализациями.

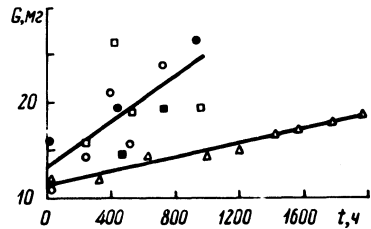


Рис. 2. Определение долговечности масла М10Г при испытаниях в объемной гидротрансмиссии (ОГТ):

Δ — стендовые испытания ОГТ; ○ — полевые испытания трактора № 374 с ОГТ, цикл 1 (● — цикл 2); □ — полевые испытания трактора № 375 с ОГТ, цикл 1 (■ — цикл 2).

С учетом выражений (1...3) вероятность безотказной работы жидкости можно определить по формуле

$$P_j(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\varphi_j(t)} \frac{\varphi_j(t)}{\sigma_{\varphi_j}(t)} e^{-\frac{z^2}{2}} dz. \quad (4)$$

На примере эксплуатации двух тракторов "Беларусь" МТЗ-80Б с объемной трансмиссией в КубНИИТИМе проведено ис-

следование по определению вероятности безотказной работы дизельного масла М10Г, примененного в качестве рабочей жидкости гидротрансмиссии трактора. Полевые испытания каждого трактора проведены в два цикла по 928...967 моточасов с полной заменой рабочей жидкости объемной гидротрансмиссией после отработки каждого цикла. При эксплуатации тракторов через определенный период наработки из гидросистемы отбирались пробы масел М10Г и определялось изменение функционального противоизносного свойства на установке МП-1 [1]. Результаты полевых испытаний двух тракторов "Беларусь" МТЗ-80 Б и стендовых испытаний гидропередачи МТЗ-80Б приведены на рис. 2. Значение функционального свойства масла М10Г при отработке назначенного ресурса, выраженное значением весового износа  $G$  пластин насоса установки МП-1, приведено в табл. 1.

По результатам предварительных испытаний предельно допустимое значение  $\omega$  функционального противоизносного свойства назначено равным  $\omega_D$  25мг износа пластин, что означает снижение противоизносного свойства масла М10Г при эксплуатации примерно в 2 раза.

Определено значение вероятности безотказной работы  $P_i(t)$  рабочей жидкости по функциональному противоизносному свойству по выражению (4), которое равно 0,72. Изменение противоизносных свойств обусловлено прежде всего накоплением механических примесей в рабочей жидкости от 0,0054% для свежих масел до 0,0392% на предельной наработке. Изменение других физико-химических свойств масла М10Г при полевых испытаниях тракторов незначительно. Стендовые испытания объемной гидропередачи МТЗ-80Б показали, что после

Таблица 1. Значения функционального противоизносного свойства масла М10Г при испытании по методу МП-1, мг

№ испытания	Трактор №374		Трактор №375	
	Цикл		Цикл	
	1	2	1	2
1	23,4	26,8	22,3	19,0
2	27,9	21,2	18,1	24,5

2000ч испытаний при принятом предельно допустимом значении  $\omega$  функционального противозносного свойства рабочую жидкость следует считать пригодной к дальнейшему применению.

#### Л и т е р а т у р а

1. Лапотко О.П., Арсенов В.В. Методы оценки противозносных свойств рабочих жидкостей гидроприводов машин. – Мат-лы науч.-техн. семинара "Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах". – Минск, 1976. 2. Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модели отказов. – М., 1966. 3. Методика расчета надежности изделий с учетом постепенных отказов. – М., 1976.

УДК 658.511.8:629.114.2

А.М.Матюшкин

### К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С ПОЛНОПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Тяговая характеристика позволяет наглядно продемонстрировать влияние конструктивных параметров ходовой части, трансмиссии и показателей установленного двигателя на тягово-сцепные и экономические показатели трактора. Однако для перспективных тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин, оснащаемых полнопоточными гидрообъемными приводами ходовой части, вопросы тягового расчета и построения теоретической тяговой характеристики нуждаются в доработке.

Тягово-экономические показатели проектируемого трактора с бесступенчатой полнопоточной гидрообъемной передачей во многом определяются типом, конструкцией и параметрами применяемых гидромашин (насос – гидродвигатель), способом их соединения, видом регулирования, а также основными параметрами режима (частотами вращения насоса и гидродвигателя, вязкостно-температурным состоянием рабочей жидкости, давлением в гидросистеме, диапазонами объемного и скоростного регулирования гидромашин).

Известны методики расчета и построения теоретической тяговой характеристики трактора с полнопоточной гидрообъемной трансмиссией [1], [2], [3], которые основаны на расчете параметров режима работы гидромашин при работе трактора в режиме максимальной постоянной мощности двигателя.