

Ս. Ն. ԱԾՅԱՆ

К ИССЛЕДОВАНИЮ БЕЗРАЗМЕРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Применяемые в современных автомобилях гидромеханические передачи (ГМП) могут быть подразделены на группы с дифференциалом на входе и с дифференциалом на выходе.

Для сравнительного анализа схем ГМП запишем передаваемые через гидротрансформатор выражения крутящего момента:

$$M_n = M_1 \cdot B, \tag{1}$$

и мощности

$$N_n = N_1 \cdot B_1, \tag{2}$$

где

$$B_1 = \frac{1}{1 - K_t i_x} \tag{3}$$

Здесь M_1 — крутящий момент (кг. м) на входном валу ГМП:

K_t — коэффициент трансформации гидротрансформатора:

$i_x = |n_n/n_m|_{n_0=0}$ — оценочный параметр:

n_n — число оборотов вала насоса;

n_m — число оборотов вала механической передачи.

Из рис. 1 видно, что момент двигателя M_1 на режиме трансформатора передается двумя параллельными путями через механическую передачу и гидротрансформатор. Момент M_1 равен сумме моментов, передаваемых насосному колесу гидротрансформатора M_n и солнечной шестерне M_c :

$$M_1 = M_n + M_c. \tag{4}$$

Известно, что крутящий момент водила

$$M_2 = M_n \cdot K_t. \tag{5}$$

Из условия равновесия передачи можно получить:

$$M_c = \frac{M_n K_t}{i_g \eta_g}. \tag{6}$$

где i_g — внутренне передаточное отношение дифференциального механизма; η_g — к.п.д. дифференциального механизма.

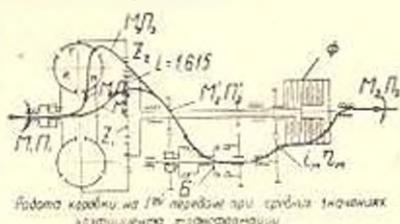


Рис. 1

Из уравнений (5) и (6) находим

$$M_2 = \frac{M_1 i_G \eta_G}{K_T} \quad (7)$$

$$M_3 = M_2 i_G \eta_G \quad (8)$$

Коэффициент трансформации ГМП равен:

$$K_n' = \frac{M_2 + M_3}{M_1 + M_n} \quad (9)$$

На основании (6)–(9) получим следующее выражение для коэффициента ГМП с понижающей передачей:

$$K_n = \frac{(1 + i_G \eta_G)}{K_T + i_G \eta_G} K_T i_n \eta_n \quad (10)$$

Здесь η_n — к.п.д. понижающей передачи.

Исходным условием для определения скоростного передаточного отношения служат уравнения:

$$n_1 = n_2 (1 + i_G) - n_3 i_G \quad (11)$$

$$i_G = n_2 / n_1 \quad (12)$$

Имея в виду, что число оборотов вала при числе оборотов входного вала передачи n_1 и передаточном числе гидротрансформатора i_G равно

$$n_3 = n_1 i_G \quad (13)$$

на основании (11)–(13) получим следующее выражение для определения скоростного передаточного отношения ГМП:

$$i_n = \frac{1 + i_G i_G}{(1 + i_G) i_n} \quad (14)$$

Используя уравнения (4) и (7) и обозначив через

$$\lambda_n = \frac{M_2}{n_1} \quad \text{и} \quad \lambda_1 = \frac{M_n}{n_1} \quad ,$$

получим следующие выражения для коэффициентов крутящих моментов ГМП и гидротрансформатора:

$$\lambda_n = i_G \left(1 + \frac{K_T}{i_G \eta_G} \right) \quad (15)$$

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_n}{1 + \frac{K_T}{i_G \eta_G}} \quad (16)$$

Для выявления степени изменения безразмерной характеристики в самом трансформаторе при неустановившихся режимах относительно установившегося режима с помощью формул (1)–(16) определяем характеристики гидротрансформатора $\eta_{ГТ}$ и $K_{ГТ}$ при установившемся режиме $\eta_{ГТ}$ и $K_{ГТ}$. Как видно из (рис. 2) к.п.д. передачи на неустан-

новившихся режимах работы на всем диапазоне ниже, чем к.п.д. в установившихся режимах. Разница между ними увеличивается с увеличением передаточного отношения ГМП по $i_{11} = 0,45$. Это объясняется тем, что по мере увеличения передаточного числа ГМП, нагрузка, передаваемая через гидротрансформатор, увеличивается, а следовательно, увеличиваются общие и относительные потери в ГМП. Результаты исследования показали, что величина к.п.д. ГМП при неустановившемся режиме меньше, чем при установившемся. Для получения четкого представления о характере изменения к.п.д. ГМП в процессе разгона необходимо выявить взаимосвязь между величинами к.п.д. и ускорениями ведущего вала. Неустановившийся режим работы ГМП

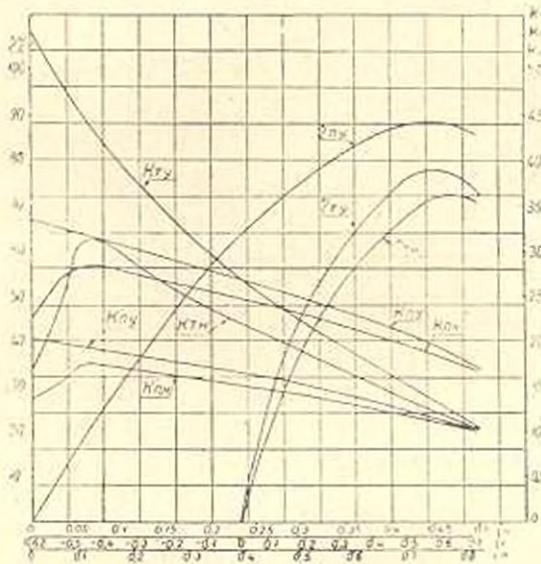


Рис. 2.

характерен тем, что мы имеем дело не только с внешними активными сопротивлениями, но и с инерционными нагрузками, зависящими от ускорения движения и от величины моментов инерции элементов, соединенных с ведущим и ведомым валами. Пугем сочетания различных инерционных нагрузок с различным открытием дросселя были получены разгонные характеристики ГМП в широком диапазоне изменения ускорений. Каждой величине приведенного момента инерции маховика соответствовала определенная величина постоянного открытия дросселя, причем характеристики снимались при больших открытиях дросселя.

Чтобы сопоставить полученные безразмерные характеристики эксперименты проводились при постоянном тепловом состоянии двигателя внутреннего сгорания ДВС и при постоянных величинах температуры и давления подпитки рабочей жидкости ГМП.

Для оценки изменения величины к.п.д. в зависимости от ускорения в качестве величины интенсивности разгона использовалось от-

ношение разности конечных и начальных оборотов коленчатого вала двигателя ко времени разгона.

$$\Delta n = \frac{n_k - n_n}{t}.$$

На рис. 3 приведена кривая зависимости величины максимального к.п.д. от интенсивности изменения оборотов первичного вала Δn

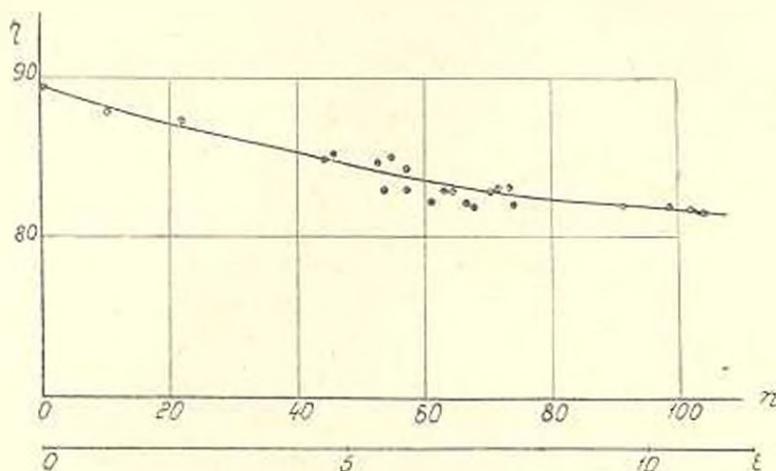


Рис. 3.

при $t=60$ с и интенсивности давления подпитки рабочей жидкости ГМП 3 кг/см^2 . Из характера кривой (рис. 3) видно, что по мере нарастания числа оборотов 0 до 105 об/мин. величина максимального к.п.д. гидромеханической коробки уменьшается до 9% по отношению к максимальному к.п.д. установившегося режима.

Величины ускорений, лежащие в диапазоне от 0 до 11 $1/\text{сек}^2$ и соответствующие им величины к.п.д. ГМП, при которых проводились эксперименты, соответствуют реальным эксплуатационным величинам указанных параметров для легковых автомобилей среднего класса.

Из сказанного выше можно сделать вывод, что средние значения к.п.д. гидромеханической коробки при работе в разгонных режимах по сравнению с установившимся режимом ухудшаются.