

УДК 629.114:621-52

В.Н. БАСАЛАЕВ, В.В. МИХАЙЛОВ, канд. техн. наук, В.М. СОРОЧАН,  
О.В. ДРОБЫШЕВСКАЯ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск

С.А. КАРПЫЗА

Амкодор, Беларусь, Минск

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ  
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

*На примере микропроцессорного контроллера представлена схема и разработана математическая модель устройства для определения оценочных показателей процесса переключения передач гидромеханической трансмиссии мобильной машины, которая может быть использована как при проведении исследовательских испытаний в дорожных условиях, так и при моделировании рабочих процессов*

**Ключевые слова:** исследовательские испытания, микропроцессорный контроллер, датчики, гидромеханическая трансмиссия, фрикционная муфта, гидротрансформатор, переключение передач, оценочные показатели, математическая модель, нагруженность

**Введение**

В последнее время большое внимание уделяется вопросам снижения нагруженности гидромеханических трансмиссий и обеспечения требуемого качества процесса переключения передач. В качестве основных оценочных показателей, определяющих качество процесса переключения передач для трансмиссий мобильных машин, содержащих фрикционные муфты, рассматриваются [1]:

- уровень динамических нагрузок в трансмиссии;
- удельные работа и мощность буксования фрикционных муфт;
- удельная максимальная мощность буксования фрикционных муфт;
- температура нагрева фрикционных дисков за время буксования фрикционных муфт;
- максимальная величина первой производной ускорения движения машины в процессе переключения передач.

Из указанных показателей при проведении натурных исследований, определяются лишь динамические нагрузки, что не позволяет в полной мере оценить качество данного процесса. Более того, уровень динамических воздействий, возникающих в трансмиссии при проведении испытаний, в большинстве случаев измеряется с помощью тензорезисторов [2]. Это наиболее распространенный и достоверный способ замеров. Однако этот способ достаточно трудоемкий и дорогостоящий, так как требуется значительное время для его подготовки. При этом другие оце-

ночные показатели процесса переключения передач, связанные с работой и мощностью буксования фрикционных муфт, в таких испытаниях не могут быть установлены.

Ограничения в получении надежной информации об указанных показателях сдерживает дальнейшее совершенствование гидромеханических трансмиссий.

В настоящей работе предлагается схема запатентованного устройства на базе микропроцессорного контроллера, позволяющего установить названные оценочные показатели процесса переключения передач гидромеханической трансмиссии, а также дано описание математического аппарата для их расчета в ходе испытаний или проведения моделирования рабочих процессов.

**Схема устройства для определения оценочных показателей процесса переключения передач гидромеханической трансмиссии**

Схема данного устройства представлена на рисунке 1 [3].

Устройство содержит микропроцессорный контроллер 1, к входам которого подключены датчики 2 угловых скоростей двигателя 3 и турбинного колеса гидротрансформатора (ГТ) 4, также к входам контроллера подключены датчик 5 нагрузки двигателя, задаваемой положением педали подачи топлива, и датчик 6 продольного ускорения машины. Выход контроллера подключен к дисплею 7.

Блокировка ГТ осуществляется фрикционной муфтой 8.

Определение оценочных показателей процесса переключения передач рассматривается на примере ти-

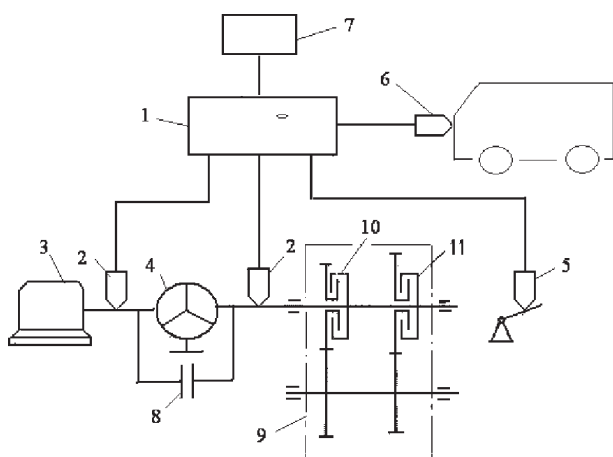


Рисунок 1 — Схема устройства для определения оценочных показателей процесса переключения передач гидромеханической трансмиссии

пового вального узла 9 переключения, содержащего фрикционные муфты 10 и 11 включения соответственно низшей и высшей передачи.

Для определения оценочных показателей в контроллере задаются характеристики двигателя, ГТ, массоинерционные и конструктивные параметры машины.

В выбранный момент времени движения мобильной машины информация от датчиков (натурные испытания) поступает в контроллер, где с учетом заданных в нем параметров машины производится вычисление оценочных показателей процесса переключения передач. Результаты вычислений выводятся на дисплей.

#### Определение момента сопротивления движению и массы мобильной машины

Для определения оценочных показателей процесса переключения передач в контроллере во время движения машины вычисляются момент сопротивления движению  $M_c$  и масса  $m_a$  машины.

При движении машины с разблокированным ГТ (муфта 8 блокировки ГТ разомкнута) для определения  $M_c$  и  $m_a$  контроллер периодически производит опрос датчика ускорения  $j$  машины.

Если  $j > 0$ , то в этой точке вычисляются угловая скорость  $\omega_m$  турбинного колеса ГТ и нагрузка двигателя  $Y$  (положение педали подачи топлива).

Крутящий момент  $M_{турб}$  турбинного колеса определяется по заданной в контроллере функциональной зависимости:

$$M_{турб} = f(\omega_m, Y). \quad (1)$$

В указанной точке в контроллере вычисляются силы инерции  $F_j$  турбинного колеса ГТ и вращающихся масс трансмиссии, приведенные к ведущим колесам мобильной машины.

Сила тяги  $F_k$  в этой точке определяется из уравнения:

$$F_k = M_{турб} u_{тр} \eta_{тр} / r_k, \quad (2)$$

где  $u_{тр}$  — передаточное число трансмиссии;  $\eta_{тр}$  — КПД трансмиссии;  $r_k$  — радиус качения ведущих колес.

В процессе разгона машины угловая скорость  $\omega_m$  турбинного колеса возрастает, а его крутящий момент  $M_{турб}$  и ускорение  $j$  машины снижаются. При этом когда ускорение машины становится равным нулю, т.е.  $j=0$ , ГТ в этой точке переходит на установившийся режим работы.

В данной точке крутящий момент  $M_{турб}$  турбинного колеса также вычисляется по зависимости (1). Момент  $M_c$  сопротивления движению в указанной точке находится из уравнения:

$$M_c = M_{турб} u_{тр} \eta_{тр}. \quad (3)$$

В зависимости от момента  $M_c$  в рассматриваемой точке определяется сила  $F_c$  сопротивления движению.

Учитывая, что за время переключения машины из одной точки в другую момент  $M_c$  сопротивления движению изменяется незначительно, масса  $m_a$  машины вычисляется в контроллере из уравнения для первой точки, где ускорение машины  $j > 0$ :

$$m_a = (F_k - F_c - F_j) / j. \quad (4)$$

Если масса  $m_a$  мобильной машины во время движения не изменяется, то ее достаточно определить один раз в начале движения. Затем для известной величины  $m_a$  используя уравнение (4), периодически в процессе движения машины в одной точке находится сила  $F_c$  и момент  $M_c$  сопротивления движению.

Для нахождения момента  $M_c$  и массы  $m_a$  при движении машины с заблокированным ГТ (муфта 8 блокировки ГТ замкнута), в контроллере задается функциональная зависимость:

$$M_o = f(\omega_o, Y), \quad (5)$$

где  $M_o$  — крутящий момент двигателя;  $\omega_o$  — угловая скорость двигателя.

В этом случае, как и во время движения машины с разблокированным ГТ, в одной точке определяются ускорение машины  $j$ , сила тяги  $F_k$ , силы инерции  $F_j$  вращающихся масс двигателя, ГТ и трансмиссии, а в другой точке — сила  $F_c$  сопротивления движению машины. Масса машины  $m_a$  вычисляется из уравнения (4).

#### Определение оценочных показателей процесса переключения гидромеханической трансмиссии

При поступлении сигнала в контроллер на включение передачи производится включение соответствующей фрикционной муфты узла 9 переключения передач.

При переключении с низшей на высшую передачу ведущие фрикционные диски муфты 11 высшей передачи вращаются быстрее ведомых дисков. В результате этого в процессе буксования муфты турбинное колесо ГТ нагружается моментом трения  $M_T$ . Вследствие этого угловая скорость турбинного колеса снижается в соответствии с уравнением движения инерционных масс ведущих частей трансмиссии, из которого можно определить момент трения  $M_T$  буксующей муфты высшей передачи:

$$M_T = M_{турб} - J_m \varepsilon_m, \quad (6)$$

где  $J_m$  — момент инерции турбинного колеса и ведущих частей трансмиссии, приведенный к входу узла 9 переключения передач;  $\varepsilon_m$  — угловое ускорение турбинного колеса, определяемое дифференцированием его угловой скорости  $\omega_m$ .

Крутящий момент  $M_{турб}$  турбинного колеса на каждой итерации процесса буксования муфты определяется из функциональной зависимости (1).

Из уравнения (6) видно, что любой из факторов, в том числе и податливости трансмиссии, влияющие на величину момента трения  $M_T$  буксующей муфты, находят свое отражение в изменении ускорения  $\varepsilon_m$  турбинного колеса и его крутящего момента  $M_{турб}$ , что позволяет вычислять фактические величины моментов трения  $M_T$ .

Для определения оценочных показателей процесса переключения передач находится угловая скорость скольжения  $\omega_{\text{омн}}$  фрикционных дисков муфты из уравнения:

$$\omega_{\text{омн}} = \omega_m - \omega_{\text{эм}} u_k, \quad (7)$$

где  $\omega_{\text{эм}}$  — угловая скорость на выходе узла переключения передач, определяемая интегрированием ускорения  $j$  машины;  $u_k$  — передаточное число высшей передачи узла переключения передач.

Мощность буксования  $N_i$  муфты высшей передачи на каждой итерации определяется из уравнения:

$$N_i = M_T \omega_{\text{омн}}. \quad (8)$$

В процессе буксования в контроллере производится сравнение величин  $N_i$  и определяется максимальная мощность буксования  $N_{\text{max}}$  муфты.

Средняя мощность буксования  $N$  муфты на временном участке  $\Delta t$  находится из уравнения:

$$N = \frac{N_i + N_{i-1}}{2}, \quad (9)$$

где  $N_{i-1}$  — мощность буксования муфты на предыдущей итерации.

Изменение работы буксования  $\Delta L$  муфты на временном участке  $\Delta t$  находится из уравнения:

$$\Delta L = N \Delta t. \quad (10)$$

Работа буксования  $L$  муфты находится из выражения:

$$L_i = L_{i-1} + \Delta L. \quad (11)$$

Динамическая составляющая крутящего момента  $\Delta M$  на входе узла переключения передач определяется из уравнения:

$$\Delta M = J_m \varepsilon_m. \quad (12)$$

В процессе буксования муфты в контроллере производится сравнение величин  $\Delta M$  и вычисляется максимальная величина  $\Delta M_{\text{max}}$  динамической составляющей крутящего момента на входе узла переключения передач.

Условием окончания буксования муфты является равенство:

$$\omega_{\text{д}} = \omega_{\text{эм}} u_k. \quad (13)$$

После выполнения данного условия находится время буксования  $t_{\text{б}}$ :

$$t_{\text{б}} = t,$$

где  $t$  — текущее время процесса буксования муфты.

По завершении буксования находится удельная работа буксования  $L_{\text{уд}}$  муфты.

Средняя удельная мощность буксования  $N_{\text{уд}}$  муфты определяется из уравнения:

$$N_{\text{уд}} = \frac{L_{\text{уд}}}{t_{\text{б}}}. \quad (14)$$

Максимальная удельная мощность буксования  $N_{\text{уд}}^{\text{max}}$  муфты находится из уравнения:

$$N_{\text{уд}}^{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{S_{\text{д}}}, \quad (15)$$

где  $S_{\text{д}}$  — площадь поверхностей трения фрикционных дисков муфты.

Изменение температуры  $\Delta t^{\circ}$  фрикционных дисков за время буксования муфты определяется в зависимости от работы буксования  $L$ :

$$\Delta t^{\circ} = f(L). \quad (16)$$

Коэффициент динамичности  $K_{\text{д}}$  на входе узла переключения передач находится из уравнения:

$$K_{\text{д}} = \frac{\Delta M_{\text{max}} + M_C^{\text{экс}}}{M_C^{\text{экс}}}, \quad (17)$$

где  $M_C^{\text{экс}}$  — момент сопротивления движению, приведенный к входу узла переключения передач.

При переключении с высшей на низшую передачу включается фрикционная муфта 10 узла 9 переключения передач. В этом случае ведомые диски муфты низшей передачи вращаются быстрее ведущих дисков. В результате этого в процессе буксования муфты 10 во время сжатия фрикционных дисков этой муфты ее момент трения  $M_T$  способствует разгону турбинного колеса и торможению выходного вала коробки передач.

В этом случае момент трения  $M_T$  муфты определяется из уравнения:

$$M_T = J_m \varepsilon_m - M_{\text{тупрб}}. \quad (18)$$

Оценочные показатели процесса переключения гидромеханической трансмиссии на низшую передачу определяются аналогично случаю переключения на высшую передачу.

Условием окончания буксования муфты низшей передачи является равенство:

$$\omega_m = \omega_{\text{эм}} u_{k-1}, \quad (19)$$

где  $u_{k-1}$  — передаточное число низшей передачи.

Для определения динамических нагрузок на выходе узла переключения, возникающих в процессе переключения передач, используется уравнение движения инерционных масс ведомых частей трансмиссии.

Для случая переключения на высшую передачу это уравнение имеет вид:

$$J_{\text{эм}} \varepsilon_{\text{эм}} = M_T u_k - M_C^{\text{экс}}, \quad (20)$$

где  $J_{\text{эм}}$  — суммарный момент инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе машины, вращающихся частей трансмиссии и ведущих колес, приведенный к выходу узла переключения передач;  $\varepsilon_{\text{эм}}$  — угловое ускорение на выходе узла переключения;  $M_C^{\text{экс}}$  — момент сопротивления движению, приведенный к выходу узла переключения передач.

Динамическая составляющая  $\Delta M$  крутящего момента на выходе узла переключения определяется из уравнения:

$$\Delta M = M_T u_k - M_C^{\text{экс}}. \quad (21)$$

При переключении на низшую передачу уравнение движения инерционных масс ведомых частей трансмиссии имеет вид:

$$J_{\text{эм}} \varepsilon_{\text{эм}} = -(M_T u_k + M_C^{\text{экс}}). \quad (22)$$

Динамическая составляющая  $\Delta M$  при переключении на низшую передачу находится из уравнения:

$$\Delta M = -(M_T u_k + M_C^{\text{экс}}). \quad (23)$$

В процессе буксования фрикционных муфт также производится вычисление максимальной величины  $\Delta M_{\text{max}}$  динамической составляющей крутящего момента на выходе узла переключения передач.

Коэффициент динамичности на выходе узла переключения определяется из уравнения:

$$K_{\text{д}} = \frac{\Delta M_{\text{max}} + M_C^{\text{экс}}}{M_C^{\text{экс}}}. \quad (24)$$

Оценочным показателем плавности атак движения машины является максимальная величина первой производной ускорения машины [4]:

$$a_{\max} = \frac{dj}{dt}. \quad (25)$$

Для определения динамических нагрузок, возникающих в процессе переключения передач на входе ГТ по заданной в контроллере функциональной зависимости:

$$\omega_n = f(\omega_m) \quad (26)$$

находится угловая скорость  $\omega_n$  насосного колеса ГТ и определяется его передаточное отношение гидротрансформатора  $i_{mn}$ :

$$i_{mn} = \frac{\omega_m}{\omega_n}. \quad (27)$$

Крутящий момент насосного колеса ГТ вычисляется из уравнения:

$$M_n = \gamma \lambda D_a^5 \omega_n^2, \quad (28)$$

где  $\gamma$  — плотность рабочей жидкости;  $\lambda$  — коэффициент момента насосного колеса ГТ;  $D_a$  — активный диаметр ГТ.

Коэффициент  $\lambda$  определяется по зависимости, заданной в контроллере:

$$\lambda = f(i_{mn}). \quad (29)$$

Для определения динамической составляющей крутящего момента на входе ГТ используется уравнение движения инерционных масс двигателя и насосного колеса ГТ:

$$(J_\delta + J_n)\varepsilon_\delta = M_\delta - M_n, \quad (30)$$

где  $J_\delta$  — момент инерции двигателя;  $J_n$  — момент инерции насосного колеса и ведущих частей муфты блокировки гидротрансформатора;  $\varepsilon_\delta$  — угловое ускорение двигателя.

Крутящий момент двигателя  $M_\delta$  находится по функциональной зависимости (5).

Заменяв левую часть уравнения (30) на динамическую составляющую  $\Delta M$ , получим:

$$\Delta M = M_\delta - M_n. \quad (31)$$

Аналогично рассмотренным выше предыдущим случаям в процессе сравнения величин  $\Delta M$ , находится максимальная величина динамической составляющей  $\Delta M_{\max}$  крутящего момента на входе ГТ.

Коэффициент динамичности на входе ГТ определяется из выражения:

$$K_\delta = \frac{\Delta M_{\max} + M_C^{an}}{M_C^{an}}, \quad (32)$$

где  $M_C^{an}$  — момент сопротивления движению, приведенный к входу ГТ.

## Заключение

В статье на примере работы микропроцессорного контроллера предложены схема обработки информации и алгоритм, позволяющие определять оценочные показатели процесса переключения передач в гидромеханической трансмиссии.

Сложности контроля силовых параметров в традиционных приводах с тензорезисторными датчиками существенно сдерживают возможности совершенствования самого процесса переключения.

Предлагаемый расчетно-экспериментальный метод определения оценочных показателей процесса позволяет отказаться от использования тензорезисторных схем фиксации нагрузки и передачи информации о ее уровне.

Представленный алгоритм может быть положен в основу моделирующих программ, а также реализован в качестве программного обеспечения бортовых микропроцессорных устройств управления.

Разработанный алгоритм позволит в значительной степени снизить трудоемкость и сроки проведения исследований мобильных машин при проведении натурных испытаний.

## Список литературы

1. Устройство определения оценочных показателей процесса переключения передач механической трансмиссии мобильной машины: пат. 5265 Респ. Беларусь / В.Н. Басалаев, В.Б. Альгин, В.В. Михайлов, Б.Н. Широков, А.И. Шарангович; заявитель Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси. — № 020080602; заявл. 28.07.08.
2. Испытания автомобилей / В.Б. Цимбалин [и др.]. — М.: Машиностроение, 1978. — С. 199.
3. Устройство определения оценочных показателей процесса переключения передач трансмиссии мобильной машины: пат. 5994 Респ. Беларусь / В.Н. Басалаев; заявитель Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси. — № 020090610; заявл. 14.07.09.
4. Курочкин, Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 2008. — 16 с.

Basalaev V.N., Mikhailau V.V., Sorochan V.M., Drobychevskaya O.V., Karpyza S.A.  
**Performance indicators definition during hydromechanical transmission gear shift**

The microprocessor controller device and mathematical model for control were presented. The performance indicators of mobile machines hydro mechanical transmission are shown to determine during shift road testing or modeling experimental period.

Поступила в редакцию 05.07.2010