УДК 629.114.2-235

DOI: 10.35211/1990-5297-2021-3-250-15-19

В. И. Карлов, Ю. И. Крыхтин

**ИНЕРЦИОННЫЙ СТЕНД С ДИЗЕЛЬНЫМ ДВС ДЛЯ КОМПЛЕКСНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ И ИХ УЗЛОВ ЛЕГКИХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН***

Волгоградский государственный технический университет

E-mail: au@vstu.ru

Разработан инерционный стенд с дизельным двигателем внутреннего сгорания (ДВС) для комплексных исследований и испытаний механических трансмиссий и их узлов легких гусеничных машин (ГМ) с большой удельной мощностью (свыше 30 л.с./т).

Ключевые слова: дизельный инерционный стенд, трансмиссия, дисковый тормоз, ротор индукторного тормоза, инерционная масса, двухступенчатый редуктор.

© Карлов В. И., Крыхтин Ю. И., 2021.

* Работа выполнена при поддержке РФФИ и Администрации Волгоградской области по проекту № 19-48-340021.

V. I. Karlov, Yu. I. Krykhtin

INERTIAL STAND WITH DIESEL ENGINE FOR COMPLEX STUDIES OF MECHANICAL TRANSMISSIONS AND THEIR UNITS OF LIGHT CATERPILLAR MACHINES

Volgograd State Technical University

An inertial stand with an internal combustion diesel engine (ICE) was developed for comprehensive research and testing of fur transmissions and their units of light track vehicles (TV) with a large specific power (over 30 hp/t).

Keywords: diesel inertial stand, transmission, disc brake, rotor of inductor brake, inertial mass, two-stage reduction gear.

В настоящее время широко используются инерционные электродвигатели для исследования трансмиссий и их узлов, в том числе стенды с тремя электродинамометрами, для легких ГМ в виду их простоты, доступности и дешевизны. Эти стенды имеют ограниченные возможности для проведения динамических исследований, так как в них трудно имитировать работу ДВС, которые устанавливаются на транспортных средствах. Кроме того, существующие исследовательские инерционные стенды, как правило, являются дорогостоящими в производстве и эксплуатации.

Актуальным является создание исследовательского стенда трансмиссии с ДВС, в первую очередь дизельным, на базе имеющегося на производящем трансмиссии предприятии технологического оборудования, чтобы уменьшить затраты на изготовление или закупку нового оборудования.

Целью работы является разработка дизельного инерционного стенда упрощенной конструкции с использованием имеющегося технологического оборудования для комплексных исследований механических трансмиссий и их

узлов для легких ГМ и обоснование его функционирования.

Новизной разработки является использование дизельного ДВС с согласующим редуктором, связанным с входным валом механизма передач и поворота (МПП), и компактного ротора индукторного тормоза (РИТ) с согласующим двухступенчатым (с прямой и повышающей ступенью на входе в индукторный тормоз) редуктором в качестве инерционных масс стенда, имитирующих бортовые инерционные массы ГМ, связанные с МПП через дисковые останочные тормоза (ОТ).

На рис. 1 показана кинематическая схема разработанного дизельного инерционного стенда, на котором используется МПП трансмиссии ГМ массой 17,5 тонн с двухдисковыми ОТ, установленными на корпусе МПП и связанными с выходными валами МПП.

На стенде проводятся исследования по главному фрикциону, по переключению передач, по фрикционным устройствам с новыми порошковыми материалами, по работе ОТ в режиме торможения и поворота ГМ [1], [5].

Рис. 1. Кинематическая схема дизельного инерционного стенда:

1 – ДВС; 2 – фрикционная муфта; 3 – согласующий редуктор; 4 – главный фрикцион; 5 – МПП; 6 – ОТ с шариковым нажимным механизмом типа «слезки», с полуромбовым тянущим механизмом включения и гидроцилиндром для усиления; 7 – двухступенчатый согласующий редуктор с зубчатой муфтой М для переключения ступеней; 8 – РИТ; $n_{\text{вх МПП}}$; $n_{\text{вых МПП}}$ – обороты соответственно входного вала и выходных валов МПП

На рис. 2 показано изменение кинетической энергии W_k ГМ от угловой скорости ω при $n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 2400$ об/мин в изделии и $n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 1820$ об/мин для одного ОТ в изделии и на стенде.

Момент инерции поступательного движения ГМ, приведенный к оси ОТ (выходного вала МПП), определяется по формуле:

$$J_{\text{п}} = \frac{G}{g} \cdot \frac{R_{\text{зв}}^2}{i_{\text{бп}}^2} = \frac{17 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot 0,292^2 \text{ м}}{9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 7,908^2} = 2,363 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2,$$

где G – вес ГМ; $R_{\text{зв}}$ – радиус ведущего колеса гусеничного движителя; g – ускорение свободного падения; $i_{\text{бп}}$ – передаточное отношение бортовой передачи ГМ.

Рис. 2. Изменение кинетической энергии

С добавлением приведенного к оси ОТ момента инерции $J_{\text{вр}} = 0,693 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ W_k ГМ (масса 1814 кг, максимальная скорость 70 км/ч) от угловой скорости ω : 1 – для одного ОТ в изделии, $n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 2400$ об/мин, $I_{\text{м}} \dots V_{\text{м}}$ – передачи в МПП на ГМ; 2 – для одного ОТ на стенде: $I_{\text{с}} \dots IV_{\text{с}}$ – передачи в МПП,

$n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 2400$ об/мин и $I'_{\text{с}} \dots V'_{\text{с}}$ – передачи в МПП, $n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 1820$ об/мин вращающихся деталей полный момент инерции ГМ (приведенный к оси ОТ) равен:

$$J_{\Sigma} = J_{\text{п}} + J_{\text{вр}} = 2,363 + 0,693 = 3,056 \text{ (кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \text{)}.$$

Определение момента инерции РИТ $J_{\text{р}} = 0,225 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, связанного с выходным валом МПП, производится по геометрическим размерам РИТ.

С каждой стороны МПП на выходной (на стенде) вал для имитации работы ГМ требуется установить маховик, имеющий момент инерции:

$$J_{\text{мах}} = \frac{3,056 - 0,45}{2} = 1,303 \text{ (кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \text{)}.$$

Момент инерции одного РИТ, приведенный к оси ОТ, $J_{\text{р.прив}} = \frac{J_{\text{р}}}{i_{\text{ред}}^2} = 2,638 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, что значительно больше, чем требуется для имитации работы ГМ на стенде (примерно в два раза). Здесь $i_{\text{ред}} = 0,292$ – передаточное отношение двухступенчатого редуктора 7, показанного на рис. 1.

Работа трения двух ОТ МПП на стенде равна кинетической энергии ГМ при движении с максимальной скоростью, определяемой по формуле:

$$W_k = \frac{mV_{\text{мах}}^2}{2} = 298 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где $m = 1784 \text{ кг}$ – масса ГМ; $V_{\text{мах}} = 65,79 \text{ км/час}$ – максимальная скорость движения ГМ на пятой (высшей) передаче.

Работа трения одного ОТ МПП на стенде:

$$W_{\text{к1}} = 0,5W_k = 149 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Определим угловую скорость вращения вала – выходного вала двухпоточного МПП, при которой кинетическая энергия ОТ стенда равна:

$$W_{\text{к1}} = \frac{J_{\text{р.прив}} \cdot (\omega_{\text{вых}}^{\text{МПП}})^2}{2},$$

где $\omega_{\text{вых}}^{\text{МПП}} = \frac{\pi n_{\text{МПП}}^{\text{вых}}}{30}$ – максимальная угловая скорость выходного вала МПП; $n_{\text{МПП}}^{\text{вых}}$ – частота вращения выходного вала МПП.

$$\omega_{\text{вых}}^{\text{МПП}} = \sqrt{\frac{2W_{\text{к1}}}{J_{\text{р.прив}}}}, \Rightarrow n_{\text{МПП}}^{\text{вых}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2W_{\text{к1}}}{J_{\text{р.прив}}}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 149 \cdot 10^3}{2,638}} = 3210 \text{ (об/мин)},$$

причем $n_{\text{МПП}}^{\text{вых}} = 3210$ об/мин на 4-ой передаче МПП при $n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 2400$ об/мин.

Осциллографирование процесса включения ОТ на стенде производится при $n_{\text{дв}} = 1290$ об/мин, что соответствует $n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 1820$ об/мин. После запуска ДВС (при выключенном главном фрикционе) включается первая передача МПП, включается главный фрикцион и через повышающий редуктор на правом выходном валу МПП раскручивается инерционная масса РИТ. Спустя 0,5...1с после повторного выключения главного фрикциона, включается осциллограф на запись всех необходимых параметров и включается ОТ выходного вала МПП. Торможение производится посредством силового гидроцилиндра ОТ, путем создания в нем рабочего давления масла $p_{\text{гц}}$ из следующего ряда возможных значений: $p_{\text{гц}} = 0,2; 0,4; 0,8$ МПа. После остановки вращающейся массой РИТ осциллограф выключается.

Осциллографирование торможений выходного вала МПП при работе с нагрузкой (инерционной массой) повторяется при тех же частотах вращения $n_{\text{дв}} = 1290$ об/мин ($n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 1820$ об/мин) на II, III, IV передачах в МПП и $p_{\text{гц}} = 0,2; 0,4; 0,8$ МПа на каждой передаче. Аналогично проводятся работы на другом режиме работы - $n_{\text{дв}} = 1680$ об/мин ($n_{\text{МПП}}^{\text{вх}} = 2400$ об/мин).

По полученный осциллограмме при торможении выходного вала МПП, связанного с РИТ, определяются значения времени $t_{\text{т}}$ снижения угловых скоростей РИТ с $\omega_{\text{р.т. max}}$ до нуля. Замедления определяются на примерно равнозамедленном участке осциллограммы с момента начала падения оборотов РИТ до момента $\omega_{\text{р.т. min}}$, отстоящего на $t = 0,4$ с от полной остановки РИТ. По найденному $t_{\text{т}}$, определяется сред-

нее угловое замедление выходного вала МПП за этот промежуток времени:

$$\varepsilon_{\text{р.т. ср}} \approx \frac{\omega_{\text{р.т. max}} - \omega_{\text{р.т. min}}}{t_{\text{т}}}, \text{ с}^{-2}.$$

Момент торможения РИТ на i -ой передаче МПП и на прямой передаче в согласующем двухступенчатом редукторе ($i_{\text{ред}} = 1$): $M_{\text{т.и}} = J_{\text{р}} \cdot \varepsilon_{\text{р.т. ср}}$, а без учета трения в опорах РИТ $M_{\text{т.и}} = (J_{\text{р}} \cdot \varepsilon_{\text{р.т. ср}} - M_{\text{сопр}})$. Момент трения на валу ОТ (динамический) определяется по формуле:

$$M_{\text{тр.и}} = \frac{J_{\text{р}} \cdot \varepsilon_{\text{р.т. ср}} - M_{\text{сопр}}}{i_{\text{ред}} \cdot \eta},$$

где i - текущий номер включенной передачи в МПП; η - к.п.д. согласующего двухступенчатого редуктора; $M_{\text{сопр}}$ - момент трения в опорах РИТ (определяется при свободном вращении РИТ):

$$M_{\text{сопр}} = \frac{2 \cdot W_{\text{к}}}{\omega_{\text{р.с. max}} \cdot t_{\text{о.с.в}}} = \frac{J_{\text{р}} \cdot \omega_{\text{р.с. max}}}{t_{\text{о.с.в}}} = J_{\text{р}} \cdot \varepsilon_{\text{р.с}},$$

где $W_{\text{к}}$ - кинетическая энергия, развиваемая при вращении РИТ при работе с $i_{\text{ред}} = 1$; $\omega_{\text{р.с. max}}$ - максимальная угловая скорость свободного вращения РИТ; $t_{\text{о.с.в}}$ - среднее значение времени остановки свободного вращения РИТ;

$$\varepsilon_{\text{р.с}} \approx \frac{\omega_{\text{р.с. max}} - \omega_{\text{р.с. min}}}{t_{\text{о.с.в}}},$$

где с^{-2} - угловое замедление свободного вращения РИТ.

Результаты измерений и сделанных по ним расчетов, например, для определения момента трения в опорах РИТ при свободном вращении представлены в табл. 1. Аналогичные результаты при торможении РИТ с помощью ОТ представлены в табл. 2.

Таблица 1

Определение среднего момента трения $M_{\text{сопр.ср}}$ в опорах РИТ

$n_{\text{МПП}}^{\text{вх}}$, об/мин	№ передачи МПП	№ замедления	$t_{\text{о.с.}}, \text{с}$	$n_{\text{р.с. max}}^*$, об/мин	$\omega_{\text{р.с}}, \text{с}^{-1}$		$\varepsilon_{\text{р.с}}, \text{с}^{-2}$		$M_{\text{сопр.ср}}$, кГм
					$\omega_{\text{р.с. max}}$	$\omega_{\text{р.с. min}}$	$\varepsilon_{\text{р.с. max}}$	$\varepsilon_{\text{р.ср}}$	
2400	III	1	16,1	1800	188,4	10,7	11,04	10,6	2,39
		2	18,3	1800	188,4	10,2	9,74		
		3	17,5	1920	201	7,65	11,05		
1820	IV	1	20,9	2700	282,6	11,56	12,97	12,8	2,88
		2	21,9	2700	282,6	6,27	12,62		

* $n_{\text{р.с. max}}$ - максимальная частота свободного вращения РИТ; $M_{\text{сопр.ср}}$ - среднее значение момента трения в опорах РИТ.

Таблица 2

Определение момента $M_{тр}$ трения на валу ОТ*

$n_{вх}^{мш}$, об/ мин	№ передачи МПП	$n_{тс}$, об/ мин	t_T , с	$\omega_{p,тс}$, с ⁻¹		$\varepsilon_{p,тс}$, с ⁻²			$M_{т,i}$, кГМ			$M_{т,i}$, кГМ	$M_{тр,i}$, кГМ
				max	ср.	max	min	ср.	max	min	ср.		
2400	III	7800	3,49	817	408,5	471	78,5	275	106	17,6	62,5	60,0	214
1820	IV	8400	4,83	880	440,0	310	62,8	186	69,8	14,5	40,8	37,9	135

* – ротор при торможении связан с МПП через редуктор с $i_{ред} = 0,292$; $p_{гн} = 0,8$ МПа; $\omega_{p,т.мин} = 0$; $M_{т,i}$ – момент торможения РИТ на i -й передаче МПП и на прямой передаче в согласующем двухступенчатом редукторе ($i_{ред} = 1$); $M_{т,i}$ – момент торможения без учета трения в опорах РИТ; n_t – частота вращения РИТ в начале торможения; t_T – время торможения.

Компактный простой многофункциональный инерционный дизельный стенд для комплексных исследований механических трансмиссий ГМ экономичен в производстве и может быть использован при исследовании трансмиссий ГМ и их узлов, например, дисковых ОТ с новыми порошковыми фрикционными материалами сухого трения на секторных накладках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Труханов, В. М. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В. М. Труханов, В. Ф. Зубков, Ю. И. Крыхтин, В. Ф. Желтобрюхов. – М. : Машиностроение, 2001. – 736 с.

2. Чередниченко, Ю. И. Испытания автомобильных гидромеханических передач / Ю. И. Чередниченко. – М. : Машиностроение, 1969. – 219 с.

3. Иогансон, Р. А. Индукторные тормоза / Р. А. Иогансон. – М. : Энергия, 1966. – 104 с.

4. Крыхтин, Ю. И. Спеченные материалы на Fe-основе для фрикционных устройств большой удельной мощности / Ю. И. Крыхтин, В. И. Карлов // Трение и износ. – Гомель: ИММС НАН Беларуси, 2020. – Том 41, № 2. – С. 180–187.

5. Крыхтин, Ю. И. Испытания новых фрикционных изделий сухого трения на Fe-основе для повышения надежности и долговечности работы трансмиссий легких гусеничных машин / Ю. И. Крыхтин, В. И. Карлов // Известия ВолгГТУ : научный журнал № 9 (232) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2019. – (Серия «Прогрессивные технологии в машиностроении»). – С. 39–42.