

РАЗРАБОТКА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СТЕНДА ДЛЯ РАЗБОРКИ И СБОРКИ РЕДУКТОРОВ ГРУ- ЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ РАЗЛИЧНОЙ ГРУЗОПОДЪЕМ- НОСТИ

Н. М. Тамбовский, С. К. Тойгамбаев

*ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный
университет – МСХА имени К. А. Тимирязева»
(г. Москва, Российская Федерация)*

***Аннотация.** В данной статье производится разработка и проектирова-
ние конструкции стенда для разборки и сборки редукторов грузовых ав-
томобилей различной грузоподъемности. Проведен энергетический и ки-
нематический расчет привода стенда.*

***Ключевые слова:** стенд; конструкция, проект; привод.*

DEVELOPMENT AND DESIGN OF THE STAND STRUC- TURE FOR DISASSEMBLY AND ASSEMBLY OF TRUCK GEARBOXES OF VARIOUS LOAD CAPACITIES

N. M. Tambovsky, S. K. Toigambayev,

*Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy
(Moscow, Russian Federation)*

***Abstract.** This article is devoted to the development and design of the stand
structure for disassembly and assembly of truck gearboxes of various load ca-
pacities. The energy and kinematic calculation of the stand drive is carried out.*

***Keywords:** stand for disassembly and assembly of truck gearboxes; projected
design; energy and kinematic calculation of the drive.*

Предлагаемая конструкция стенда для разборки и сборки редукторов: стенд стационарный [1] с полноповоротным вращением вокруг горизонтальной оси стола, с червячным редуктором, ручной, габаритные размеры 852x600x1000мм, масса 60 кг.

Стенд (рис. 1) это сварная конструкция [2], состоящая из основания 1 и рамы 2 типа вилка, на которой крепятся червячный редуктор 7 и корпус 4 с опорным валом 5 и кронштейном 6. На конце выходного вала червячного редуктора крепится втулка с

кронштейном. Между обоими кронштейнами располагается редуктор заднего моста автомобиля [3], закрепляемый за фланец [4].

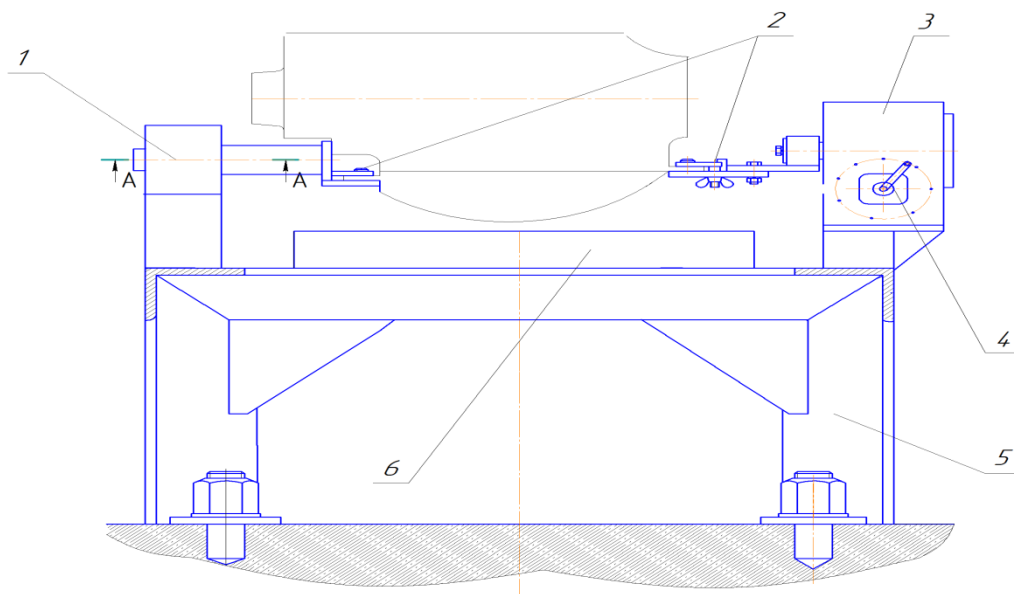


Рисунок 1 – Схема станда для разборки и сборки редукторов

Преимущества:

- использование червячного редуктора для вращения ремонтируемого агрегата вокруг горизонтальной оси;
- возможность создания условий при конструкционной доработке вращения станда вокруг вертикальной оси;
- при наличии соответствующих кронштейнов возможность разборки и сборки редукторов всех автомобилей;
- нет необходимости в покупке дополнительного оборудования.

Недостатки:

- использование для вращения редуктора ручного труда.

За основу проектируемой конструкции станда для разборки и сборки редуктора принимаем используемый на предприятии стенд собственного изготовления [5]. Основной причиной выбора данной конструкции является его технологическая равноценность существующим аналогам стандов [6], возможность модернизации и отсутствие необходимости в покупке оборудования.

Выбранная конструкция станда для разборки и сборки редуктора заднего моста отвечает всем предъявляемым требовани-

ям [7], основанным на существующем модельном ряде автомобилей предприятия [8]. Конструкция имеет ряд преимуществ над существующими прототипами, в частности ориентацией на удобство при разборке и сборке редукторов среднего и заднего мостов автомобилей КамАЗ. Также эту конструкцию возможно модернизировать собственными силами [9].

Проектируемая конструкция стенда для разборки и сборки редуктора заднего (среднего) моста будет состоять из следующих элементов:

1. Основание 5, выполненное из швеллеров;
2. Плита на которой монтируется каркас стенда и расположен поддон для сбора масла 6;
3. Червячный редуктор 3;
4. Корпус с опорным валом 1;
5. Кронштейны для фиксации редуктора 2.

Принцип работы стенда таков (рис. 1): от рукоятки 4 закрепленной на конце ведущего вала червячного редуктора 3 крутящий момент передается через червяк на червячное колесо.

Далее, через дополнительную опору ведомый вал редуктора передает крутящий момент на кронштейн 2 закрепленный на его конце.

Кронштейны закреплены на ведомом валу червячного редуктора и опорном валу корпуса 1. Кронштейны имеют специальные приспособления, позволяющие жестко закреплять редуктор за отверстия фланца [10].

Во время работы ремонтируемый редуктор остается неподвижным за счет самотормозящего эффекта [11], создаваемого червячным редуктором и фиксацией штифта рукоятки 4 в любом из отверстий, расположенных на стенке червячного редуктора. Редуктор автомобиля можно повернуть вокруг оси на любой угол [12].

Опора с подшипниками и червячный редуктор крепятся болтами к двум поперечинам, имеющим профиль швеллера. Поперечины приварены к каркасу стенда [13].

Модернизация существующего стенда заключается в улучшении условий мобильности труда, а именно все существующие подобные стенды позволяют вращать ремонтируемый редуктор лишь вокруг горизонтальной оси. При этом, если в операциях по

разборке участвует гайковерт, то нет необходимости в прокладывании дополнительных кабелей или шлангов.

Энергетический и кинематический расчёты привода сводятся к выбору червячного редуктора, усиливающего прилагаемую работу работника к рукоятке стенда, к определению мощностей, угловых скоростей и крутящих моментов на валах [14].

Ввиду того, центр тяжести разбираемого редуктора будет изменять свое положение относительно центра вращения в ходе разборки-сборки, необходимо определить расстояние, при котором центр тяжести будет находиться на максимальном удалении [15]. Примем это расстояние равным 84 мм.

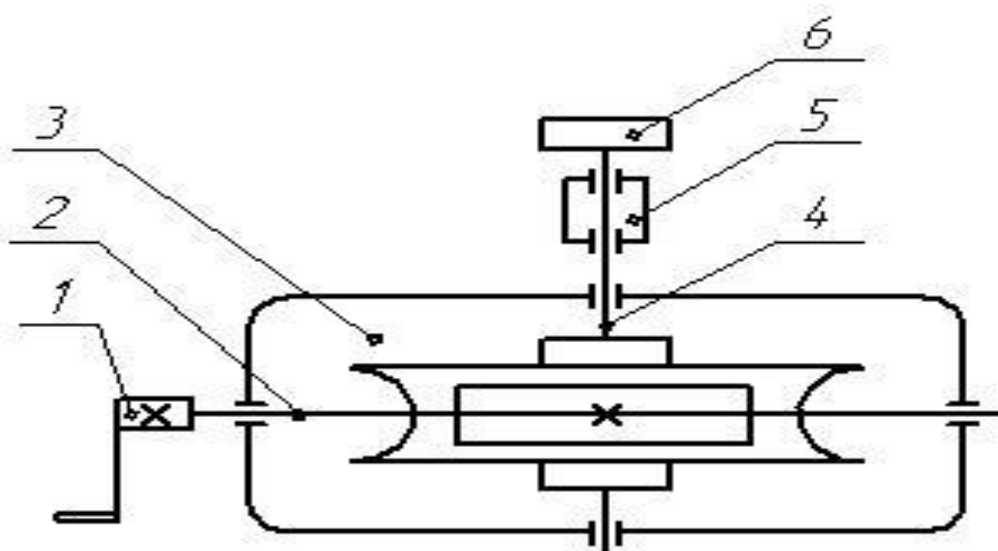


Рисунок 2 – Кинематическая схема стенда:

- 1 – рукоятка; 2 – ведущий вал; 3 – редуктор червячный; 4 – ведомый вал;
5 – дополнительная опора; 6 – кронштейн.

Принимаем, что центр масс двигателя расположен на оси вращения. Мощность на рабочем валу стенда ($N_{p.v.}$, кВт) определяем по формуле:

$$N_{p.v.} = \frac{G_p \cdot A \cdot n_{p.v.} \cdot \pi}{30 \cdot 1000}, \quad (1)$$

где G_p – вес редуктора. Масса редуктора в сборе автомобиля КамАЗ составляет 182 кг.

$$G_p = m \cdot g = 182 \cdot 9,8 = 1783,6 \text{ Н};$$

A – максимальное расстояние между центром тяжести редуктора и центром вращения. Учитывая геометрическое расположение редуктора на стенде принимаем равным $120 \text{ мм} = 0,12 \text{ м}$;

$n_{\text{р.в.}}$ – частота вращения рабочего вала, $n_{\text{р.в.}} = 6,5 \text{ мин}^{-1}$.

$$N_{\text{р.в.}} = \frac{1783,6 \cdot 0,12 \cdot 6,5 \cdot 3,14}{30 \cdot 1000} = 0,14 \text{ кВт.}$$

Потребная мощность на первом валу привода, кВт:

$$N_1 = N_{\text{р.в.}} / \eta_{\text{пр}}, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода. КПД определяем по формуле:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{чр}} \cdot \eta_{\text{п}}^3, \quad (3)$$

где $\eta_{\text{чр}}$ – КПД червячного редуктора, $\eta_{\text{чр}} = 0,8$;

$\eta_{\text{п}}^2$ – КПД опорных пар (подшипников качения), принимаем $\eta_{\text{п}} = 0,99$;

$$\eta_{\text{пр}} = 0,8 \cdot 0,99^2 = 0,78.$$

$$N_1 = 0,14 \cdot 0,78 = 0,11 \text{ кВт.}$$

Используя выше приведенную формулу по определению мощности на рабочем валу редуктора, определяем мощность на входном валу.

Усилие прилагаемое человеком к рукоятке стенда в среднем равно 15 кг , т.е. 150 Н . Расстояние от точки приложения до оси ведущего вала $170 \text{ мм} = 0,17 \text{ м}$.

Передаточное отношение червячной передачи (i) определяется по формуле:

$$i = \frac{n_{\text{ч}}}{n_{\text{чк}}} = 10 \quad (4)$$

где $n_{\text{ч}}$, $n_{\text{чк}}$ – соответственно частота вращения червяка и червячного колеса, мин^{-1} .

Определим частоту вращения червяка:

$$n_{\text{ч}} = n_{\text{чк}} \cdot i = 6,5 \cdot 10 = 65 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на входном валу ($N_{\text{в.в.}}$, кВт):

$$N_{\text{в.в.}} = \frac{G_{\text{р}} \cdot A \cdot n_{\text{в.в.}} \cdot \pi}{30 \cdot 1000} = \frac{150 \cdot 0,17 \cdot 65 \cdot 3,14}{30 \cdot 1000} = 0,17 \text{ кВт.}$$

Для определения геометрических параметров червячного редуктора определим крутящий момент червячного колеса ($T_{\text{р.в.}}$, Н·м):

$$T_{\text{PB}} = \frac{N_{\text{PB}}}{\omega_{\text{PB}}}, \quad (5)$$

где ω_{PB} – угловая скорость, рад^{-1} :

$$\omega_{\text{PB}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{PB}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6,5}{30} = 0,68 \text{ рад}^{-1}, \quad (6)$$

$$\omega_{\text{BB}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{BB}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 65}{30} = 6,8 \text{ рад}^{-1}.$$

$$T_{\text{PB}} = \frac{0,14 \cdot 10^3}{0,68} = 205 \text{ Н} \cdot \text{м} = 205 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определим крутящий момент ведущего вала (T_{BB} , Н·м):

$$T_{\text{BB}} = \frac{T_{\text{PB}}}{u \cdot \eta} = \frac{205}{10 \cdot 0,8} = 25,6 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (7)$$

Определяем межосевое расстояние (a_w , мм) из условия контактной выносливости:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{z_2} \cdot [\sigma_H] \right)^2 \cdot T_{\text{PB}} \cdot K }, \quad (8)$$

где $[\sigma_H]$ – контактное напряжение. Принимаем $[\sigma_H] = 150$ МПа, при материале червяка Сталь 45 с закалкой до твердости не менее HRC 45, и венца червячного колеса бронзу БрА9ЖЗЛ, при скорости скольжения в зацеплении $v_s = 5$ м/с;

q – предварительный коэффициент диаметра червяка, $q = 8$

z_2 – число зубьев червячного колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 1 \cdot 10 = 10. \quad (9)$$

K – коэффициент нагрузки, $K = 1,2$

$$a_w = \left(\frac{10}{8} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{10} \cdot 150 \right)^2 \cdot 205 \cdot 1,2 } = 61 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное межосевое расстояние $a_w = 63$ мм (ГОСТ 2144-76).

Определяем значение модуля (m , мм) по формуле:

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 63}{10 + 8} = 7. \quad (10)$$

Принимаем по ГОСТ 2144-76 стандартное значение модуля $m = 8$ мм.

Определяем основные геометрические размеры червяка и червячного колеса:

делительный диаметр червяка:

$$d_1 = q \cdot m = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм}; \quad (11)$$

делительный диаметр червячного колеса:

$$d_2 = z_2 \cdot m = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм}. \quad (12)$$

Определяем диаметр выходного конца ведущего вала:

$$d_{в1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{вв}}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{25,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 17,2 \text{ мм} \quad (13)$$

Принимаем диаметр равный 18 мм.

Определяем диаметр выходного конца рабочего вала:

$$d_{в2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{рв}}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{205 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 34,4 \text{ мм} \quad (14)$$

Принимаем диаметр равный 35 мм.

Результаты кинематического расчета сводим в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты кинематического расчета

Вал редуктора	Частота вращения (n), мин ⁻¹	Угловая скорость (ω), с ⁻¹	Мощность (N), кВт	Крутящий момент (T), Н·м
входной вал редуктора	65	6,8	0,17	25,6
рабочий вал стэнда	6,5	0,68	0,14	205

По результатам кинематического расчета из существующих конструкций червячных редукторов более всего подходит редуктор марки ЧМ-63.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Стенд для ремонта редукторов КРОН-640 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.garo.cc/katalog/garazhnoe-oborudovanie/stendy-dlja-sborki/stend-dlja-remonta-reduktorov-r>.

2. Тойгамбаев С. К., Теловов Н. К. Стенд для разборки-сборки муфт сцепления // Аспирант и соискатель. 2019. № 4 (112).
3. Тойгамбаев С. К. Разработка стенда для разборки и сборки коробок передач грузовых автомобилей // Республиканский научно-практический журнал «Тагылым». 2020. № 06 (77).
4. Стенд для сборки и разборки редукторов [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://findpatent.ru/patent/122/1225749.html>.
5. Тойгамбаев С. К., Соколов О. К. Оптимизация параметров участка ТО и ремонта машинно-тракторного парка. М. : ООО «Издательство «Спутник+», 2020. 21 с.
6. Конструкторская разработка стенда сборки разборки редукторов задних мостов автомобилей [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://diplom89.ru/konstruktivnye/stendy/69-stend-remonta-reduktorov-zadnih-mostov>.
7. Дидманидзе О. Н., Парлюк Е. П., Пуляев Н. Н. Основы работоспособности и надежность технических систем. М. : ООО УМЦ Триада, 2020. 232 с.
8. Саньков В. М., Евграфов В. А., Юрченко Н. И. Основы эксплуатации транспортных и технологических машин и оборудования. М. : Колос, 2017.
9. Тойгамбаев С. К. Способы повышения долговечности и надежности деталей машин // Вестник науки Казахского агротехнического университета им. С. Сейфулина. 2008. № 1 (48).
10. Дидманидзе О. Н., Иванов С. А. Пути развития транспортных энергоустановок // М. : ООО «Триада», 2006. 64 с.
11. Кондратьев Е. Т. Технология конструкционных материалов и материаловедение. М. : Колос, 2018. 353 с.
12. Апатенко А. С., Севрюгина Н. С. Формирование сервиса технологических машин в региональном водохозяйственном комплексе // Инновации в природообустройстве и защите в чрезвычайных ситуациях. 2020. № 7. С. 43-48.
13. Тойгамбаев С. К. Стенд для обкатки и испытания двигателей // Актуальные проблемы современной науки. 2014. № 5 (78).
14. Ерохин М. Н. Детали машин и основы конструирования. М. : Колос, 2019.
15. Ерохин М. Н., Карп А. В., Выскребенцев Н. А. и др. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения. М. : Колос, 2019. 228 с.

REFERENCES

1. Gearbox repair stand KRON-640. Available at: <https://www.garo.cc/katalog/garazhnoe-oborudovanie/stendy-dlja-sborki/stend-dlja-remonta-reduktorov-r>.
2. Toigambaev S. K., Telovov N. K. Disassembly stand – assembly of clutch couplings. *Aspirant i soiskatel'*, 2019, no. 4 (112).
3. Toigambaev S. K. Development of a stand for disassembling and assembling gearboxes of trucks. *Respublikanskii nauchno-prakticheskii zhurnal «Tagylym»*, 2020, no. 06 (77).
4. Stand for assembly and disassembly of gearboxes. Available at: <https://findpatent.ru/patent/122/1225749.html>.
5. Toigambaev S. K., Sokolov O. K. Optimization of the parameters of the maintenance area and repair of the machine-tractor park. Moscow, Sputnik+, 2020, 21 p.
6. Design development of a stand for assembly and disassembly of rear axle gearboxes. Available at: <https://diplom89.ru/konstruktivnye/stendy/69-stend-remonta-reduktorov-zadnih-mostov>.
7. Didmanidze O. N., Parlyuk E. P., Pulyaev N. N. Fundamentals of performance and reliability of technical systems. Moscow, UMTs Triada, 2020, 232 p.
8. San'kov V. M., Evgrafov V. A., Iurchenko N. I. Basically you operation of transport and technological machines and equipment. Moscow, Kolos, 2017.
9. Toigambaev S. K. Ways to improve the durability and reliability of machine parts. *Vestnik nauki Kazakhskogo agrotekhnicheskogo universiteta im. S. Seifulina*, 2008, no. 1 (48).
10. Didmanidze O. N., Ivanov S. A. Ways of development of transport power plants. Moscow, OOO «Triada», 2006, 64 p.
11. Kondrat'ev E. T. Technology of structural materials and materials science. Moscow, Kolos, 2018, 353 p.
12. Apatenko A. S., Seviugina N. S. Formation of service of technological machines in the regional water management complex, *Innovatsii v prirodobustroistve i zashchite v chrezvychainykh situatsiakh*, 2020, no. 7, pp. 43-48.
13. Toigambaev S. K. Stand for running in and testing engines. *Aktual'nye problemy sovremennoi nauki*, 2014, no. 5 (78).
14. Erokhin M. N. Machine parts and design basics. Moscow, Koloss, 2019.
15. Erokhin M. N., Karp A. V., Vyskrebentsev N. A. et al. Design and calculation of lifting and transport machines for agricultural purposes. Moscow, Kolos, 2019, 228 p.

Об авторах:

Тамбовский Николай Михайлович, студент ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева» (127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, д. 49), baykonur1960@yandex.ru.

Тойгамбаев Серик Кокибаевич, профессор кафедры технической эксплуатации технологических машин и оборудования природообустройства ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева» (127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, д. 49), кандидат технических наук, e-mail: kokibaewich@yandex.ru.

About the authors:

Nikolay M. Tambovsky, student, Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy (127550, Russian Federation, Moscow, Timiryazevskaya St., 49), baykonur1960@yandex.ru.

Serik K. Toygambaev, professor of the Department of Technical Operation of Technological Machines and Environmental Equipment, Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy (127550, Russian Federation, Moscow, Timiryazevskaya St., 49), Cand.Sc. (Engineering), kokibaewich@yandex.ru.