DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06

УДК 662.822

**А.С. Ереско¹, С.П. Ереско², Т.Т. Ереско²,
Е.В. Кукушкин², В.А. Меновщиков², А.А. Орлов²**

¹Инженерно-строительный институт

Сибирского федерального университета, Красноярск, Россия

²Сибирский государственный аэрокосмический университет
им. академика М.Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Рассматриваются направления развития, улучшения и совершенствования рабочих характеристик карданных передач на игольчатых подшипниках транспортно-технологических машин. На основе проведенного анализа было выявлено, что необходимо решить вопросы, связанные с усовершенствованием рабочих характеристик карданных передач на игольчатых подшипниках, а также вопросы расчета несущей способности силового контакта подшипников качения и технологии получения качественных материалов, а для этого необходимо разработать новые конструкции стенов для испытания карданных передач, математическую модель тормозного момента от параметров конструкции испытательного стенда. Проанализированы имеющиеся конструкции стенов для проведения испытаний карданных шарниров, к недостаткам которых можно отнести быстрый перегрев системы торможения. Разработана конструкция стенда для проведения испытаний карданных шарниров на игольчатых подшипниках, приведено полное описание его работы и настройки. Стенд отличается простотой конструкции и системой настройки тормозного момента с помощью регулируемого дросселя и манометра давления рабочей жидкости, отградуированного в единицах тормозного момента. Регулировка параметров в процессе испытания карданных передач позволит значительно экономить энергозатраты при одновременном снижении трудоемкости испытаний. Был проведен расчет основных параметров гидравлической системы, и была построена математическая модель тормозного момента, зависящая от параметров конструкции испытательного стенда. С целью определения условий работы гидравлического насоса, уточнения объема гидравлического бака и поверхности теплоотдачи, а также выявления необходимости применения теплообменников был выполнен тепловой расчет.

Ключевые слова: усталостные разрушения, игольчатые подшипники, современные исследования, испытательный стенд, карданный шарнир.

**A.S. Eresko¹, S.P. Eresko², T.T. Eresko²,
E.V. Kukushkin², V.A. Menovshchikov², A.A. Orlov²**

¹Civil Engineering Institute of Siberian Federal University,
Krasnoyarsk, Russian Federation

²Reshetnev Siberian State Aerospace University,
Krasnoyarsk, Russian Federation

CALCULATION OF THE HYDRAULIC SYSTEM OF BRAKE DEVICE OF STAND FOR THE TEST OF TRANSMISSIONS OF TRANSPORT-TECHNOLOGICAL MACHINES

The article discusses the development direction, improve and perfect the performance driveline on needle bearings of transport and technological machines. Based on the analysis, it was found that it

is necessary to solve the issues related to the improvement of performance driveline on needle bearings and questions the calculation of bearing capacity of the power rolling contact bearings and technology of high-quality materials, and for this it is necessary: to develop a new design of test benches for testing of driveline; to develop a mathematical model of the braking torque on the parameters of the test bench design. The analysis of existing designs of test benches for testing universal joints, the disadvantages of which include rapid overheating of the braking system. A stand design for testing universal joints with needle bearings and a complete description of the work and adjustment. The stand is characterized by simplicity of design and system setting the braking torque with an adjustable throttle and hydraulic fluid pressure gauge, calibrated in units of the braking torque. Adjust test parameters during the test driveline will significantly save energy while reducing the complexity of the test. calculation of the main parameters of the hydraulic system was carried out and a mathematical model of the braking torque, which depends on the parameters of the test bench design. In order to determine the working conditions of the hydraulic drive, clarify the scope of the hydraulic tank and the heat transfer surface, as well as identifying the need for heat exchangers calculation was performed.

Keywords: fatigue failure, needle bearings, modern concepts of research, test stand, universal joint.

Введение

Основная часть узлов трения – это подшипниковые узлы. В основном их отказ происходит за счет абразивного изнашивания, которое возникает вследствие попадания инородных тел в рабочую область подшипникового узла. Кроме всего прочего, их отказ происходит за счет так называемого усталостного разрушения.

При изготовлении подшипниковых узлов не учитываются особенности их работы (например, игольчатые подшипники карданных передач по параметрам волнистости и шероховатости рабочих поверхностей подшипника не всегда соответствуют требованиям условий работы в том или ином случае). При системном подходе к проектированию подшипниковых узлов можно на стадии проектирования обеспечить требуемое тепловыделение и, как следствие, требуемую предельную быстротходность.

Постоянно возникают все новые, актуальные вопросы, основная роль которых принадлежит подшипниковым узлам, работающим в условиях качения под нагрузкой, которая влияет на работоспособность подшипников. В полной степени не исследованы процесс нарушения кинематики подшипника и его влияние на работоспособность карданного шарнира. Это связано с повреждением тел и дорожек качения, влиянием и распределением сил сопротивления качению по площадям катящегося контакта. Влияние теплового износа в равной степени способствует изменению и разрушению дорожек качения и является первоочередным вопросом, требующим подробного рассмотрения.

Особое место при расчетах напряженного состояния в зоне контакта занимают задачи, учитывающие силы трения. Влияние сил тре-

ния на контактные напряжения рассмотрено в работах Каттанео, Картера, Фепля, Фрома, Миндлина, Порицкого. В реальных условиях при работе игольчатых подшипников крайне редко происходит проскальзывание тел качения. Смазка и другие факторы определяют величину внешних касательных нагрузок [1].

1. Постановка задачи исследования

В стендах для испытаний карданных подшипников, применяемых для проверки карданных передач машин, вращение карданного вала осуществляется аналогично принятой схеме транспортных и технологических машин, а регулирование – с помощью редукторов. Однако в большинстве случаев снятие показаний происходит с вращающего вала, что значительно усложняет снятие и контроль результатов испытаний.

В качестве первого аналога к используемой для расчета конструкции стенда для испытаний карданных передач на игольчатых подшипниках был использован стенд с замкнутым силовым контуром для испытания агрегатов трансмиссии транспортных средств¹, который включает в себя двигатель, включенный в силовой контур гидравлический нагрузочный и вспомогательные передачи, причем гидравлический нагрузочный имеет регулируемый тормоз в виде гидронасоса с регулируемым дросселем, установленным в его нагнетательной гидравлической магистрали. Вторым аналогом был принят известный стенд для испытаний агрегатов трансмиссий транспортных средств, включающий в себя двигатель, гидравлический насос, нагрузочную гидравлическую машину, регулятор нагрузки в виде регулируемого дросселя и предохранительный клапан, гидравлический бак, соединенный с входным каналом гидравлического насоса и выходным каналом приводной гидравлической машины, причем выходной канал нагрузочной гидравлической машины связан с выходным каналом гидравлического насоса и с входным каналом приводной гидравлической машины. К основным недостаткам принятых аналогов испытательных стендов можно отнести перегрев гидравлической системы торможения. В качестве третьего аналога был принят известный испытательный

¹ Стенд с замкнутым силовым контуром: пат. 681344 СССР, МКИЗ G 01 M 13/02 / К.Я. Львовский, В.З. Малаховский, Н.И. Комаров, К.К. Ивлиев. № 2476615/27-11; заявл. 14.04.77; опубл. 25.08.79. Бюл. № 31. 2 с.

стенд², включающий в себя электродвигатель, технологическую передачу, устройство нагружения и испытываемую карданную передачу, где технологическая передача выполнена в виде механической коробки переключения передач, присоединенной к входному валу карданной передачи, выходной вал которой присоединен к устройству нагружения через раздаточный редуктор. Основным недостатком данного аналога испытательного стенда является невозможность изменения угла излома испытываемой карданной передачи.

Известно техническое решение, которым является стенд для испытания карданных передач³, включающий в себя установленные на основной раме электродвигатель, технологическую передачу в виде механической коробки переключения передач, испытываемую карданную передачу, а также устройство нагружения и раздаточный редуктор, установленные на подвижной раме с возможностью ее перемещения по прорезам основной рамы и фиксации положения в горизонтальной плоскости по нониусу, отградуированному в единицах угла излома карданной передачи. К основным недостаткам можно отнести быстрый перегрев системы торможения, нестабильность тормозного момента, невозможность плавного регулирования параметров нагружения, вызванные потерями энергии на трение рабочей жидкости.

На основе анализа [1–7] было выявлено, что необходимо решить вопросы, связанные с усовершенствованием рабочих характеристик карданных передач на игольчатых подшипниках, и вопросы расчета несущей способности силового контакта подшипников качения и технологии получения качественных материалов, а для этого необходимо разработать новые конструкции стендов для испытания карданных передач, математическую модель тормозного момента, зависящую от параметров конструкции испытательного стенда.

2. Описание оборудования

На основе проведенного анализа конструкций испытательных стендов была создана новая конструкция стенда для испытаний карданных передач. Техническими задачами стенда для испытаний кар-

² Стенд для испытаний карданных передач: пат. 149002 Рос. Федерация, МПК⁷ G01M 13/02 (2006.01) / Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско. № 2014120845; заяв. 22.05.2014; опубл. 20.12.2014. Бюл. № 35. 1 с.

³ Стенд для испытаний карданных передач: пат. 153924 Рос. Федерация, МПК⁷ G01M 13/02 (2006.01) / С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков. № 2014147821/28; заяв. 26.11.2014; опубл. 10.08.2015. Бюл. № 22. 2 с.

данных передач на игольчатых подшипниках являются исключение быстрого перегрева системы торможения, нестабильности тормозного момента, плавное регулирование системы гидравлического нагружения, которое решается тем, что в известном стенде для исследования карданных передач, включающем в себя установленные на раме электродвигатель, технологическую передачу в виде механической коробки переключения передач, присоединенной к входному валу испытываемой карданной передачи, выходной вал которой присоединен к устройству нагружения через раздаточный редуктор, установленный на дополнительной раме, дополнительное устройство нагружения выполнено в виде гидравлического насоса, вал которого присоединен к выходному валу раздаточного редуктора, а входной канал гидравлического насоса соединен с гидравлическим баком, выходной канал соединен со входом регулируемого дросселя, выход которого через теплообменник соединен с гидравлическим баком, причем между выходным каналом гидравлического насоса и входом дросселя установлены предохранительный клапан и манометр, отградуированный в единицах тормозного момента. С помощью этого достигаются исключение перегрева системы торможения из-за охлаждения рабочей жидкости, улучшение условий эксплуатации за счет исключения нестабильности тормозного момента, плавного регулирования тормозного момента⁴.

Стенд для испытаний карданных передач на игольчатых подшипниках (рис. 1, 2) включает электродвигатель 1, выходной вал которого соединен с входным валом механической коробки переключения передач 2 (установлены на раме 4), соединенной выходным валом с входным валом испытываемой карданной передачи 3. Выходной вал карданной передачи 3 соединен с входным валом раздаточного редуктора 5, установленного на дополнительной раме 6 вместе с устройством нагружения, которое выполнено гидравлическим и представляет собой гидравлический насос 7, вал которого присоединен к выходному валу раздаточного редуктора 5. Входной канал гидравлического насоса 7 соединен с гидравлическим баком 8 с рабочей жидкостью, а его выходной канал присоединен к входному каналу дросселя 9, регулирующего нагрузку. Между дросселем и гидравлическим насосом установлены манометр 10, отградуированный в единицах тормозного момента, и предо-

⁴ Стенд для испытаний карданных передач: пат. 162876 Рос. Федерация, МПК7 G01M 13/02 (2006.01) / С.П. Ереско, А.С. Ереско, Т.Т. Ереско, В.С. Ереско, Е.В. Кукушкин, А.В. Стручков, И.И. Хоменко. № 2015157365; заяв. 30.12.2015; опубл. 27.06.2016. Бюл. № 18. 2 с.

хранительный клапан 11 для выпуска избыточного давления в гидравлический бак 8. Выходной канал дросселя подсоединен к гидравлическому баку через теплообменник 12. Предохранительный клапан 11 подключен электрически к электроконтактному манометру, который включен в электрическую сеть и представляет собой электромагнитный клапан постоянного тока с напряжением 24 В.

Рис. 1. Стенд для испытания карданных шарниров на игольчатых подшипниках

Рис. 2. Гидравлическая схема стенда

Электродвигатель создает крутящий момент, который передается на механическую коробку переключения передач с помощью муфты, а с коробки переключения передач – на входной конец карданной передачи. Тормозной момент от гидравлического устройства нагружения передается на выходной конец карданной передачи. Он создается с помощью гидравлического насоса и регулируемого дросселя. При вращении ведущего и ведомого роторов гидравлического насоса на стороне входа создается разрежение, в результате чего жидкость под атмосферным давлением заполняет впадины между зубьями гидравлического насоса и в них перемещается со стороны входа рабочей жидкости на сторону ее выхода. На выходе при зацеплении зубьев происходит выдавливание рабочей жидкости в магистрали гидравлической системы. Установленный в магистрали высокого давления регулируемый дроссель препятствует ее движению, но при этом гидравлический насос создает высокое давление рабочей жидкости, вследствие которого возникает тормозной момент на валу гидравлического насоса, передающийся с помощью раздаточного редуктора на карданный вал. Для исключения перегрева рабочей жидкости в гидравлической системе имеется теплообменник, а для предупреждения превышения рабочего давления установлен предохранительный клапан, который управляется электроконтактным манометром, который в случае превышения рабочего давления срабатывает и направляет поток рабочей жидкости в гидравлический бак, и при этом давление в гидравлической системе падает.

В нашем случае в качестве устройства торможения гидравлической системы был использован гидравлический насос НШ-10В-3Л ТУ 3632-014-05747979-97. Насосы гидравлические шестеренные типа НШ крепятся на валу отбора мощности, тормозной момент передается при помощи шлицевого соединения вала насоса и вала отбора мощности и предназначены для нагнетания минерального масла в гидравлических системах. Насосы выпускаются в климатическом исполнении У категории размещения I по ГОСТ 15150–69. Техническая характеристика насоса НШ-10В-3Л ТУ 3632-014-05747979-97 представлена в табл. 1.

Основным критерием отказа гидравлических насосов является утечка рабочей жидкости через уплотнение за счет выхода из строя манжеты. Критерием выработки ресурса насоса является снижение подачи более чем на 20 % от номинального значения за счет износа базовых деталей (роторов, корпуса).

Таблица 1

Техническая характеристика насоса НШ-10В-3Л ТУ 3632-014-05747979-97

№ п/п	Показатель	Значение
1	Подача, м ³ /ч (л/с), не менее	0,8 (0,22)
2	Давление на выходе, МПа (кгс/см ²): – номинальное – максимальное	16 (160) 21 (210)
3	Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин): – номинальная – максимальная	25 (1500) 40 (2400)
4	КПД, %, не менее	81
5	Мощность насоса, кВт, не более	7
6	Кинематическая вязкость рабочей жидкости, м ² /с (°ВУ) – оптимальная – минимально допустимая при кратковременной работе насоса	0,55·10 ⁻⁴ –0,75·10 ⁻⁴ (7,5–10) 0,15·10 ⁻⁴ (2,3)
7	Температура перекачиваемой жидкости, °С (К)	0–80 (273–353)
8	Масса насоса, кг, не более	2,5

Примечания: 1. Показатели указаны при работе на масле с кинематической вязкостью 0,75·10⁻⁴ м²/с (10 °ВУ) на номинальном режиме. 2. Максимальное давление – это кратковременно допустимое давление продолжительностью не более 1 % от общего времени работы насоса. Работа насоса в режиме максимального нагружения продолжительностью не более 3 с за цикл, интервал между циклами – не менее 4 мин.

3. Расчет основных параметров

Для разработки математической модели тормозного момента от параметров конструкции испытательного стенда необходимо рассчитать основные параметры гидравлической системы и найти уравнение тормозного момента на валу устройства нагружения. С целью определения условий работы гидравлического насоса, уточнения объема гидравлического бака и поверхности теплоотдачи, а также выявления необходимости применения теплообменников необходимо выполнить тепловой расчет [8, 9].

Определяем полезную мощность на валу гидравлического насоса по формуле

$$N = \frac{M \cdot n}{9552,5}, \quad (1)$$

где M – крутящий момент, Н·м; n – частота вращения гидронасоса, об/мин.

Находим крутящий момент исходя из формулы (1):

$$M = \frac{9552,5 \cdot N}{n}, \quad (2)$$

где N – полезная мощность,

$$N = \frac{Q \cdot P_{\text{ном}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}}, \quad (3)$$

где Q – подача гидравлического насоса, л/мин; $P_{\text{ном}}$ – давление, развиваемое гидравлическим насосом, МПа; $\eta_{\text{н}}$ – общий КПД гидравлического насоса.

Подставим в выражение (2) формулу (3) и получим

$$M = \frac{159,21 \cdot Q \cdot P_{\text{ном}}}{\eta_{\text{н}} \cdot n}. \quad (4)$$

Давление, развиваемое гидравлическим насосом, можно представить как давление с учетом потерь и определить по формуле

$$P_{\text{ном}} = P - \Sigma \Delta P, \quad (5)$$

где P – фактическое давление гидравлического насоса, МПа; $\Sigma \Delta P$ – суммарные потери давления в гидравлической системе, МПа.

Согласно гидравлической схеме (рис. 3) основным элементом является дроссель, расход рабочей жидкости которого определяется из следующего соотношения:

$$Q = \mu A_{\text{др}} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{\text{др}}}{\rho}}, \quad (6)$$

где Q – расход рабочей жидкости, м³/с; $A_{\text{др}}$ – площадь поперечного сечения, м²; $\Delta p_{\text{др}}$ – перепад давления на дросселе, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; μ – динамическая вязкость.

В качестве рабочей жидкости использовали гидравлическое масло ЛЗ-МГ-2 ТУ 38.101328-81, технические характеристики которого представлены в табл. 2.

Рис. 3. Схема подключения трубопроводов гидравлического устройства торможения

Таблица 2

Технические характеристики масла ЛЗ-МГ-2

№ п/п	Наименование показателя	Норма по ГОСТ (ТУ)
1	Кинематическая вязкость, мм ² /с: – при 50 °С, не менее – при –50 °С, не более	4,0 210
2	Температура, °С: – вспышки в открытом тигле, не ниже – застывания, не выше	92 –70
3	Кислотное число, мгКОН/г, не более	0,03
4	Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие
5	Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не более	840
6	Стабильность против окисления, показатели после окисления: – массовая доля осадка, %, не более – кислотное число (изменение), мгКОН/г, не более	0,04 0,2
7	Содержание механических примесей	Отсутствие
8	Содержание воды	Отсутствие

Вязкость минеральных масел в интервале давлений $P = 5\text{--}100$ МПа и температур $T = 20\text{--}80$ °С определяем по выражению

$$\mu = \mu_0 \cdot \exp\left(\frac{P - P_0}{P_m} - \frac{T - 40}{T_m}\right), \quad (7)$$

где μ_0 – коэффициент динамической вязкости при атмосферном давлении P_0 и температуре 40 °С. Для масла ЛЗ-МГ-2, например, $\mu_0 = 0,171$, $T_m = 65,4$ °С, а зависимость P_m в МПа от температуры может быть аппроксимирована кусочно-линейной функцией табличных данных:

$$P_m = \begin{cases} 0,8T + 25,5, & 20^\circ \leq T \leq 40^\circ, \\ 1,16T + 11,1, & 40^\circ \leq T \leq 60^\circ, \\ 1,5T + 3,3, & 60^\circ \leq T \leq 80^\circ. \end{cases} \quad (8)$$

Зная, что

$$\mu = \vartheta \rho, \quad (9)$$

подставим в формулу (4) выражения (6) и (9) и получим

$$M = 225,16 \cdot \frac{\vartheta \cdot \rho^{0,5} \cdot A_{др} \cdot \Delta P_{др}^{0,5} \cdot P_{ном}}{\eta_n \cdot n}. \quad (10)$$

Исходя из технической характеристики гидравлического насоса, зная коэффициент полезного действия гидравлического насоса, получим уравнение тормозного момента на валу устройства нагружения:

$$M = 277,98 \cdot \frac{\vartheta \cdot \rho^{0,5} \cdot A_{др} \cdot \Delta P_{др}^{0,5} \cdot P_{ном}}{n}. \quad (11)$$

Потери в гидравлической системе определяем по формуле

$$\Sigma \Delta P = \Sigma \Delta P_{тр} + \Sigma \Delta P_m + \Sigma \Delta P_{га}, \quad (12)$$

где $\Sigma \Delta P_{тр}$ – суммарные потери на трение по длине всех участков трубопровода, МПа; $\Sigma \Delta P_m$ – суммарные потери давления в местных сопротивлениях трубопроводов, МПа; $\Sigma \Delta P_{га}$ – суммарные потери давления в гидроаппаратах, МПа.

Потери давления на трение по длине трубопровода определяем по формуле

$$\Delta P_{тр} = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d_{тр}} \cdot \frac{v^2}{2} = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d_{тр}} \cdot \left(\frac{Q}{A_{тр}}\right)^2, \quad (13)$$

а на местном сопротивлении – по формуле

$$\Delta P_m = \xi_m \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \xi_m \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{A_{тр}}\right)^2, \quad (14)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; λ – коэффициент потерь на трение по длине; l – длина трубы, м; $d_{тр}$ – диаметр трубы, м; ξ_m – коэффициент потерь на местном сопротивлении; v – средняя скорость потока в рассчитываемом участке трубопровода, м/с; Q – расход жидкости,

м³/с; $A_{\text{тр}}$ – площадь сечения потока на рассчитываемом участке трубопровода, м².

Значение коэффициента потерь на трение по длине λ зависит от режима течения жидкости по числу Рейнольдса. Для ламинарных потоков оно определяется по формуле

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}}, \quad (15)$$

учитывая то, что

$$\text{Re} = v \cdot \frac{d}{\nu}, \quad (16)$$

находим потери давления на трение

$$\Delta P_{\text{тр}} = 150 \cdot \frac{l \cdot v \cdot \rho}{\pi \cdot d^5}, \quad (17)$$

для турбулентных потоков воспользуемся формулой А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (18)$$

Учитывая вышеуказанные формулы, получаем

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,64 \cdot \frac{\rho \cdot \lambda \cdot v^{0,75} \cdot \Delta^{0,25} \cdot v^{0,25}}{\pi \cdot d^{3,5}} \cdot Q, \quad (19)$$

где Δ – коэффициент для стальных труб, равный 0,1–0,5.

При ламинарном течении потеря давления на трение возрастает пропорционально скорости (расходу) в первой степени, значит, линейно. При переходе к турбулентному течению замечен некоторый скачок сопротивления и затем – более крутое нарастание величины по кривой, близкой к параболе второй степени (рис. 4).

Согласно технической характеристике гидравлического насоса расход жидкости $Q = 21$ л/мин = 0,00035 м³/с, диаметр трубы $d_{\text{тр}} = 8$ мм = 0,008 м, средняя скорость потока в расчетном участке трубопровода $v = 4,3$ мм²/с = 0,0043 м²/с, плотность рабочей жидкости (использовалось масло гидравлическое ЛЗ-МГ-2 ТУ 38.101328-81) $\rho = 0,840$ г/см³ = 840 кг/м³. Согласно формулам (4), (5) число Рейнольдса $\text{Re} = 1296$ в зависимости от коэффициента потерь на трение по длине $\lambda = 0,0057$, площадь сечения потока на расчетном участке трубопровода (см. рис. 3)

$A_{\text{тр}} = 0,005 \text{ м}^2$. По результатам теоретических исследований получаем сводную таблицу данных расчета (табл. 3) [10].

Рис. 4. Зависимость потери давления по длине трубы от скорости и расхода

Таблица 3

Сводная таблица данных расчета гидравлической системы

Участки гидравлической системы				Потери давления, Па		
№	Описание	Наименование	Длина, м	$\Delta P_{\text{тр}}$	$\Delta P_{\text{м}}$	$\Delta P_{\text{га}}$
1	Высокое давление	Трубопровод, крестовина	0,300	44	2110	0,000
2		Армированный шланг	0,850	124	5080	0,000
3	Низкое давление	Трубопровод	0,390	57	2320	0,000
4		Армированный шланг	3,100	454	18 500	0,000
5		Трубопровод	4,734	632	28 100	0,000
6		Армированный шланг	0,340	49	2030	0,000
7	Давление масла при самотеке	Армированный шланг	1,220	178	7320	0,000
8		Трубопровод, фильтр, обратный клапан	0,712	104	4190	180 000
9		Армированный шланг	0,884	129	5280	0,000
10	Аварийный сброс масла	Армированный шланг	0,850	124	5080	0,000
11		Трубопровод, предохранительный клапан	0,800	117	4790	0,000
12		Армированный шланг	3,100	454	18504	0,000
Суммарные потери давления ΔP , Па			285 770	2466	103 304	180 000

Количество теплоты или тепловой энергии $E_{\text{гп}}$, получаемой рабочей жидкостью в единицу времени, соответствует потерянной в гидроприводе мощности и определяется по формуле

$$E_{\text{гп}} = \Delta N = N_{\text{гп}} - N_{\text{пол}}. \quad (20)$$

Условие приемлемости теплового режима гидравлического насоса имеет следующий вид:

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq T_{\text{доп}} = T_{\text{max}} - T_{\text{о max}}, \quad (21)$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$ – перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме; $T_{\text{доп}}$ – максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом; T_{max} – максимально допустимая температура рабочей жидкости; $T_{\text{о max}}$ – максимальная температура окружающего воздуха.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{\text{уст}} \leq T_{\text{доп}}$, определяется по выражению

$$A \geq \frac{E_{\text{гп}}}{K_{\text{б}} K_{\text{тр}} \Delta T_{\text{доп}}}, \quad (22)$$

где $K_{\text{б}}$ и $K_{\text{тр}}$ – коэффициенты теплоотдачи гидравлического бака и труб: для гидробака $K_{\text{б}} = 8\text{--}12$; для труб $K_{\text{тр}} = 12\text{--}16$; при обдуве гидробака $K_{\text{б}} = 20\text{--}25$; для гидравлического бака с водяным охлаждением $K_{\text{б}} = 110\text{--}175$.

Площадь поверхности теплообмена складывается из суммарной площади поверхности труб $A_{\text{тр}}$, через которые происходит теплообмен с окружающей средой, и площади поверхности теплоотдачи бака $A_{\text{б}}$. Определив площадь поверхностей труб из соотношения

$$A_{\text{тр}} = \pi d \Sigma l, \quad (23)$$

где d – внешний диаметр трубы; Σl – сумма длин труб, находим площадь поверхности теплоотдачи гидравлического бака $A_{\text{б}}$. Определить объем бака $V_{\text{б}}$ можно и по площади его поверхности:

$$A_{\text{б}} = ab + 2ah_1 + 2bh_1, \quad (24)$$

где a и b – длина и ширина бака соответственно; h_1 – уровень масла в баке.

Заключение

Анализ работ [1–7] показал, что не всегда в основу гипотезы или точки зрения было положено экспериментальное исследование, поэтому встает вопрос о проектировании новых конструкций испытательного оборудования для проверки теоретического обоснования вопросов, связанных с износом. Без понимания самого процесса износа невозможно создание эффективных методов борьбы с этим явлением. Была предложена новая конструкция стенда для испытания

карданных передач на игольчатых подшипниках, позволяющая испытывать карданные передачи (в том числе и авторской разработки⁵) [11], исключая перегрев системы торможения за счет охлаждения рабочей жидкости, а также дающая возможность улучшить условия эксплуатации за счет обеспечения плавности регулирования тормозного момента. Был проведен расчет основных параметров гидравлической системы, и было найдено уравнение тормозного момента на валу устройства нагружения. С целью определения условий работы гидравлического насоса, уточнения объема гидравлического бака и поверхности теплоотдачи, а также выявления необходимости применения теплообменников был выполнен тепловой расчет [12]. Стенд отличается простотой конструкции и системой настройки тормозного момента с помощью регулируемого дросселя и манометра давления рабочей жидкости, отградуированного в единицах тормозного момента. Регулировка параметров испытаний в процессе испытания карданных передач позволят значительно экономить энергозатраты при одновременном снижении трудоемкости испытаний.

Результаты получены в рамках выполнения государственных заданий № 9.447.2014/к и 211/2014.

The results obtained in the framework of the state order № 9.447.2014/k и 211/2014.

Список литературы

1. Меновщиков В.А., Ереско С.П. Исследование и совершенствование игольчатых подшипников карданных передач транспортно-технологических машин. – Красноярск: Изд-во Краснояр. гос. аграр. ун-та, 2006. – 283 с.
2. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Основные направления развития, улучшения и совершенствования рабочих характеристик карданных передач на игольчатых подшипниках // Решетневские чтения:

⁵ Карданный шарнир: пат. 141878 Рос. Федерация, МПК⁷ F16 D 3/26 / Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско; № 2014102339/11; заявл. 24.01.2014; опубл. 20.06.2014. Бюл. №17. 2 с.; Карданный шарнир: пат. 146989 Рос. Федерация, МПК⁷ F16 D 3/26 / Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков, А.А. Орлов, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско; № 2014119234/11; заявл. 13.05.2001; опубл. 27.10.2014. Бюл. № 30. 2 с.

материалы XVI Междунар. науч. конф. / Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2012. – С. 254–256.

3. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Ереско Т.Т. Анализ современных представлений и подходов при исследовании усталостных разрушений игольчатых подшипников // Решетневские чтения: материалы XVII Междунар. науч. конф. / Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2013. – С. 287–288.

4. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Малоцикловая усталость игольчатого подшипника // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы IX Всерос. науч.-практ. конф. / Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2013. – С. 154–155.

5. Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А. Современное состояние вопроса по исследованию пластического деформирования при статическом контактном нагружении игольчатых подшипников // Механики XXI века. – Братск: Изд-во Братск. гос. ун-та, 2014. – С. 37–40.

6. Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Ереско Т.Т. Вопросы формирования усталостных трещин в материалах игольчатых подшипников карданных шарниров // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы X Всерос. науч.-практ. конф. / Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2014. – С. 148–150.

7. Сравнительный анализ конструкций карданных шарниров неравных угловых скоростей / С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, Е.В. Кукушкин, В.А. Меновщиков // Вестник Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – 2015. – Т. 16, № 3. – С. 720–728.

8. Сольнищев Р.И. Автоматизация проектирования систем автоматического управления. – М.: Высшая школа, 1991. – 335 с.

9. Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. – М.: Форум, 2007. – 304 с.

10. Гадисов Р.Э., Ереско А.С., Кукушкин Е.В. Автоматизация измерений выходных параметров элементов гидропривода // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы II Всерос. науч.-практ. конф.: в 2 т. / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова; Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. – Красноярск, 2016. – С. 355–357.

11. Конструкция стенда для проведения испытаний карданных шарниров на игольчатых подшипниках в широком диапазоне размеров с изменением угла излома карданной передачи / Е.В. Кукушкин, С.П. Ереско, Т.Т. Ереско, В.А. Меновщиков, А.А. Орлов // Вестник

Пермского национального исследовательского политехнического университета. Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2016. – № 2. – С. 58–73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05

12. Ереско А.С. Совершенствование гидропривода грузоподъемных механизмов подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин: дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск: Изд-во Краснояр. гос. техн. ун-та, 2004. – 189 с.

References

1. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Issledovanie i sovershenstvovanie igol'chatykh podshipnikov kardannykh peredach transportno-tekhnologicheskikh mashin [Study and improvement of needle bearing universal joint transmission of transport and technological machines]. Krasnoarsk: Krasnoarskii gosudarstvennyi agrarnyi universitet, 2006. 283 p.

2. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Osnovnye napravleniia razvitiia, uluchsheniia i sovershenstvovaniia rabochikh kharakteristik kardannykh peredach na igol'chatykh podshipnikakh [Main directions of development, improve and perfect the performance driveline on needle bearings]. *Materialy XVI Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii "Reshetnevskie chteniia"*. Krasnoarsk: Sibirskii gosudarstvennyi aerokosmicheskii universitet, 2012, pp. 254-256.

3. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Eresko T.T. Analiz sovremennykh predstavlenii i podkhodov pri issledovanii ustalostnykh razrushenii igol'chatykh podshipnikov [The analysis of modern concepts and approaches in the study of fatigue failures of needle bearings]. *Materialy XVII Mezhdunarodnoi nauchnoi konferentsii "Reshetnevskie chteniia"*. Krasnoarsk: Sibirskii gosudarstvennyi aerokosmicheskii universitet, 2013, pp. 287-288.

4. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Malotsiklovaia ustalost' igol'chatogo podshipnika [Low cycle fatigue needle bearing]. *Materialy IX Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii "Aktual'nye problemy aviatsii i kosmonavtiki"*. Krasnoarsk: Sibirskii gosudarstvennyi aerokosmicheskii universitet, 2013, pp. 154-155.

5. Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Sovremennoe sostoianie voprosa po issledovaniu plasticheskogo deformirovaniia pri staticheskom kontaktnom nagruzhении igol'chatykh podshipnikov [Current status of the issue on the study of plastic deformation under static loading, the contact needle roller bearings]. *Mekhaniki XXI veka*. Bratsk: Bratskii gosudarstvennyi universitet, 2014, pp. 37-40.

6. Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Eresko T.T. Voprosy formirovaniia ustalostnykh treshchin v materialakh igol'chatykh podshipnikov kardannykh sharnirov [Questions of formation of fatigue cracks in materials needle bearing universal joints]. *Materialy X Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii "Aktual'nye problemy aviatsii i kosmonavtiki"*. Krasnoiarsk: Sibirskii gosudarstvennyi aerokosmicheskii universitet, 2014, pp. 148-150.

7. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Sravnitel'nyi analiz konstruksii kardannykh sharnirov neravnykh uglovykh skorostei [Comparative analysis of structures universal joints unequal angular velocity]. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2015, vol. 16, no. 3, pp. 720-728.

8. Sol'nitsev R.I. Avtomatizatsiia proektirovaniia sistem avtomaticheskogo upravleniia [Computer-aided design of automatic control systems]. Moscow: Vysshaia shkola, 1991. 335 p.

9. Nazemtsev A.S., Rybal'chenko D.E. Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy. Chast' 2. Gidravlicheskie privody i sistemy. Osnovy [Pneumatic and hydraulic drives and systems. Part 2. Hydraulic drives and systems. Bases]. Moscow: Forum, 2007. 304 p.

10. Gadisov R.E., Eresko A.S., Kukushkin E.V. Avtomatizatsiia izmerenii vykhodnykh parametrov elementov gidroprivoda [Automation of measuring of data-outs of elements of hydraulic drive]. *Materialy II Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii "Aktual'nye problemy aviatsii i kosmonavtiki"*. Krasnoiarsk: Sibirskii gosudarstvennyi aerokosmicheskii universitet, 2016, pp. 355-357.

11. Kukushkin E.V., Eresko S.P., Eresko T.T., Menovshchikov V.A., Orlov A.A. Konstruktsiia stenda dlia provedeniia ispytaniia kardannykh sharnirov na igol'chatykh podshipnikakh v shirokom diapazone razmerov s izmeneniem ugla izloma kardannoi peredachi [Stand construction for testing the universal joint on needle bearings in wide range of sizes with the angle changing driveline]. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Transport. Transportnye sooruzheniia. Ekologiya*, 2016, no. 2, pp. 58-73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05

12. Eresko A.S. Sovershenstvovanie gidroprivoda gruzopod'emnykh mekhanizmov pod'emno-transportnykh i stroitel'no-dorozhnykh mashin [Improvement of the hydraulic lifting mechanisms of hoisting-and-transport and building-road cars]. Krasnoiarsk: Krasnoiarskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 2004. 189 p.

Получено 27.10.2016

Об авторах

Кукушкин Евгений Владимирович (Красноярск, Россия) – аспирант кафедры «Основы конструирования машин», Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: ironjeck@mail.ru).

Ереско Сергей Павлович (Красноярск, Россия) – доктор технических наук, профессор, заслуженный изобретатель Российской Федерации, член-корреспондент Академии наук Высшей школы Российской Федерации, профессор кафедры «Основы конструирования машин», Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: eresko07@mail.ru).

Ереско Татьяна Трофимовна (Красноярск, Россия) – доктор технических наук, доцент, заведующая кафедрой «Основы конструирования машин», Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: ereskott@mail.ru).

Ереско Александр Сергеевич (Красноярск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерные системы зданий и сооружений», Инженерно-строительный институт Сибирского федерального университета (660041, Красноярск, пр. Свободный, 82, корпус № 23 (К), корпус № 24 (А), e-mail: eral@mail.ru).

Меновщиков Владимир Александрович (Красноярск, Россия) – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Основы конструирования машин», Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: menovchikovva@mail.ru).

Орлов Александр Александрович (Красноярск, Россия) – аспирант кафедры «Основы конструирования машин», Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: sanneks1985@gmail.com).

About the authors

Evgenii V. Kukushkin (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Postgraduate Student, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, Krasnoyarskii Rabochii av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: ironjeck@mail.ru).

Sergei P. Eresko (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev, Honored Inventor of the Russian Federation, Corresponding Member of the Academy of Sciences of the Russian Federation Higher School (31, Krasnoyarskii Rabochii av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: eresko07@mail.ru).

Tat'iana T. Eresko (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, Krasnoyarskii Rabochii av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: ereskott@mail.ru).

Aleksandr S. Eresko (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Civil Engineering Institute of Siberian Federal University, Department of Engineering Systems of Buildings and Constructions (building no. 23, building no. 24 (A), 82, Svobodnyi av., Krasnoyarsk, 660041, e-mail: eral@mail.ru).

Vladimir A. Menovshchikov (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, Krasnoyarskii Rabochii av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: menovchikovva@mail.ru).

Aleksandr A. Orlov (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Postgraduate Student, Department of Machine Design Basics, Siberian State Aerospace University named after Academician M.F. Reshetnev (31, Krasnoyarskii Rabochii av., Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation, e-mail: sanneks1985@gmail.com).