

# ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ / TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT

УДК 62-82:629.083

doi: 10.15507/2658-4123.032.202204.520-538

Научная статья



## Определение номинальных значений размеров и допускаемых отклонений ответственных деталей агрегатов зарубежной техники

П. А. Ионов, П. В. Сенин, С. В. Пьянзов , Н. В. Раков, А. М. Земсков

*Национальный исследовательский Мордовский  
государственный университет  
(г. Саранск, Российская Федерация)*

 [serega.pyanzov@yandex.ru](mailto:serega.pyanzov@yandex.ru)

### Аннотация

*Введение.* Без технической (конструкторской) документации разработка и адаптация отечественных технологий, направленных на техническое обслуживание и ремонт зарубежной техники, не представляется возможной. В качестве объекта исследования выбран наиболее распространенный зарубежный объемный гидропривод Sauer-Danfoss серии 90, состоящий из гидронасоса 90R100 и гидромотора 90M100. Цель исследования – определить номинальные значения размеров и допускаемые отклонения деталей в ресурсолимитирующих соединениях объемного гидропривода зарубежного производства.

*Материалы и методы.* Первая серия стендовых испытаний посвящена поиску диапазонов изменения значимых факторов, оказывающих влияние на объемный КПД. Вторая серия – получению регрессионных моделей и определению методом круглого восхождения значений износа деталей и зазоров в ресурсолимитирующих соединениях объемного гидропривода Sauer-Danfoss, соответствующих величине объемного КПД нового агрегата. Номинальные значения размеров и допускаемые отклонения деталей в соединениях гидропривода определяли методом размерного анализа.

*Результаты исследования.* Стендовые испытания позволили определить диапазоны изменения износов деталей и зазоров в соединениях объемных гидроприводов, влияющих на объемный КПД. Предложен и реализован комплексный подход к определению номинальных размеров и допускаемых отклонений ответственных деталей агрегатов зарубежной техники, включающий комбинацию экспериментальных исследований (стендовые испытания) и метода размерного анализа. Для нового объемного гидропривода Sauer-Danfoss серии 90 получены следующие значения: диаметр отверстия в блоке цилиндров под поршень  $22,7^{+0,006}$  мм; диаметр поршня  $22,7_{-0,004}$  мм; диаметр отверстия в задней крышке под золотник  $9,5^{+0,004}$  мм; диаметр золотника  $9,5_{-0,0025}$  мм.

© Ионов П. А., Сенин П. В., Пьянзов С. В., Раков Н. В., Земсков А. М., 2022



Контент доступен по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License.  
This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

*Обсуждение и заключение.* Определены номинальные значения размеров и допускаемые отклонения деталей, а также величины технологических зазоров в ресурсолимитирующих соединениях нового объемного гидропривода Sauer-Danfoss серии 90. Полученные результаты являются основой для разработки технологии восстановления работоспособности и повышения долговечности агрегатов объемного гидропривода зарубежного производства.

*Ключевые слова:* объемный гидропривод, стендовые испытания, коэффициент полезного действия, критерий предельного состояния, ресурсолимитирующее соединение, регрессионная модель, размерная цепь

*Благодарности:* авторы выражают признательность анонимным рецензентам.

*Конфликт интересов:* авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

*Для цитирования:* Определение номинальных значений размеров и допускаемых отклонений ответственных деталей агрегатов зарубежной техники / П. А. Ионов [и др.] // Инженерные технологии и системы. 2022. Т. 32, № 4. С. 520–538. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202204.520-538>

*Original article*

## Determination of Nominal Dimensions and Permissible Variations in Dimensions of Critical Parts of Foreign Machinery Units

P. A. Ionov, P. V. Senin, S. V. Pyanzov , N. V. Rakov, A. M. Zemskov

*National Research Mordovia State University  
(Saransk, Russian Federation)*

 [serega.pyanzov@yandex.ru](mailto:serega.pyanzov@yandex.ru)

### *Abstract*

*Introduction.* Developing and adapting domestic technologies aimed at the maintenance and repair of foreign equipment is impossible without design documentation. The object of the study was the volumetric hydraulic drive Sauer-Danfoss of 90 series consisting of a hydraulic pump 90R100 and a hydraulic motor 90M100. The purpose of the study is to determine the nominal dimensions and permissible variations in dimensions of critical parts that affect efficiency of the foreign hydraulic drive.

*Materials and Methods.* The first series of bench tests was devoted to finding the ranges of variation of significant factors influencing the volumetric efficiency. In the second series, there were constructed regression models and by using the steepest ascend method, there were determined the values of critical parts wear and clearances in the critical parts connections affecting efficiency of the hydraulic drive Sauer-Danfoss. The nominal values of dimensions and permissible variations in dimensions of the hydraulic drive critical parts were determined by the dimensional analysis method.

*Results.* The bench tests made it possible to determine the ranges of changes in critical parts wear and clearances in the critical parts connections of volumetric hydraulic drives that affect the volumetric efficiency. There has been proposed and implemented a comprehensive approach to determining the nominal dimensions and permissible variations in dimensions of critical parts of foreign equipment units. This approach suggests a combination of experimental studies (bench tests) and the method of dimensional analysis. For the new volumetric hydraulic drive Sauer-Danfoss series 90 the following values are received: diameter of a hole in the cylinder block under the piston  $22.7^{+0.006}$  mm, piston diameter  $22.7_{-0.004}$  mm, diameter of a hole in the rear cover under the spool  $9.5^{+0.004}$  mm, spool diameter  $9.5_{-0.0025}$  mm.

*Discussion and Conclusion.* There have been determined the nominal values of dimensions, permissible variations in dimensions of critical parts, and the values of technological clearances in the critical parts connections of the new volumetric hydraulic drive Sauer-Danfoss series 90 that affect its efficiency. The results obtained are the basis for the development of technology to restore the efficiency and increase the durability of the volumetric hydraulic drive units of foreign origin.

**Keywords:** volumetric hydraulic drive, bench tests, efficiency factor, limit state criterion, regression model, dimensional chain

**Acknowledgements:** The authors express their gratitude to the anonymous reviewers.

**Conflict of interest:** The authors declare no conflict of interest.

**For citation:** Ionov P.A., Senin P.V., Pyanzov S.V., et al. Determination of Nominal Dimensions and Permissible Variations in Dimensions of Critical Parts of Foreign Machinery Units. *Engineering Technologies and Systems*. 2022;32(4):520–538. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202204.520-538>

## Введение

В период 2005–2015 гг. Российская Федерация активно закупала энергонасыщенную и высокопроизводительную технику зарубежного производства. В гарантийный период эксплуатации, в среднем 3–5 лет, проблемы с техническим обслуживанием и ремонтом вышедшей из строя техники решали дилерские центры производителей. По истечении гарантийного периода с техническим обслуживанием и ремонтом возникали сложности. Дилерские центры частично решают обозначенную проблему: осуществляют замену (продажу) новых агрегатов или необходимых запасных частей за большую стоимость. Однако в большинстве случаев, не имея достаточных финансовых средств, проблему технического обслуживания и ремонта в постгарантийный период решали собственными силами и средствами эксплуатирующих организаций.

Введение в 2014–2022 гг. санкций привело к существенному сокращению импорта новых агрегатов и запасных частей для технического обслуживания и ремонта. Из-за этого большинство дилерских центров закрылось. Это серьезно обострило ситуацию с техническим обслуживанием и ремонтом зарубежной

техники. Выход видится в разработке новых технологий технического обслуживания и ремонта зарубежной техники или адаптации существующих отечественных технологий. Однако без технической (конструкторской) документации, являющейся коммерческой тайной заводов-изготовителей, решить данную задачу невозможно. Поэтому актуальным является исследование, направленное на определение номинальных значений размеров и допускаемых отклонений ответственных деталей агрегатов зарубежной техники.

Одной из наиболее сложных и дорогостоящих систем в современной энергонасыщенной зарубежной технике является привод ходовой части, включающий в свое конструктивное исполнение сложные аксиально-поршневые гидроагрегаты: гидронасос и гидромотор. Данные гидроагрегаты образуют единую замкнутую систему – объемный гидропривод, от технического состояния которого во многом зависят надежность и эксплуатационные показатели техники.

По результатам проведенных ранее исследований установлены наиболее распространенные в РФ модели объемных гидроприводов: ОАО «Пневмостроймашина», Россия, и Hydrosila,

Украина, (модели ГСТ-90, ГСТ-112 и PVH/MFH-112) – 65,7 %; Sauer-Danfoss, Германия, – 24,5 % (90R100 и 90M100); Eaton, США, – 3,4 % (6423-618 и 6433-113); Linde, Германия, – 5,4 % (BMV 70R и BMF75); Bosch Rexroth, Германия, – 0,99 % (AA4VG90 и A2FM90)<sup>1</sup>.

Объемный гидропривод PVH/MFH-112 компании Hydrosila является отечественным аналогом объемного гидропривода ГСТ-90, -112 производства ОАО «Пневмостроймашина». Данные гидроприводы детально изучены, есть конструкторская документация, известны технологические зазоры в ответственных соединениях, определены причины потери их работоспособности, разработаны технологические рекомендации по их диагностированию, техническому обслуживанию и ремонту<sup>2</sup>.

В настоящее время интерес для исследования представляют зарубежные объемные гидроприводы. Мало данных о причинах потери их работоспособности, они существенно отличаются в конструктивном исполнении отдельных деталей и соединений. Наиболее распространенным зарубежным производителем в РФ является компания Sauer-Danfoss с объемным гидроприводом серии 90 (гидронасос марки 90R100 и гидромотор 90M100)<sup>3</sup>. Этот гидропривод выбран в качестве объекта исследований.

Цель исследования – определить номинальные значения размеров и допускаемые отклонения деталей в ре-

сурсолимитирующих соединениях объемного гидропривода зарубежного производства.

### Обзор литературы

Объемный гидропривод компании Sauer-Danfoss серии 90 нашел широкое применение в конструкциях отечественной и зарубежной техники сельскохозяйственного (Acros 530, 580; Torum 740; RSM-161; RSM-1401)<sup>4</sup> [1], дорожно-строительного (Volvo Construction G-900; Ammann AV 70X; Case 885 B AWD; Doosan DX255NLC-5) [2–6] и коммунального (JCB 4CX ECO; МКСМ-800; Nilfisk City Ranger 3500; ПУМ-5021) назначения [7–13].

Критерием предельного состояния (критерием оценки работоспособности) объемного гидропривода является снижение величины объемного КПД ( $\eta_{об}$ ) гидронасоса/гидромотора на номинальных режимах работы более чем на 20 % от нормативного (паспортного) значения<sup>5</sup> [1–4].

В исследованиях отмечено, что ресурсолимитирующими соединениями, вносящими значительный вклад в снижение величины объемного КПД гидроприводов ГСТ Hydrosila, являются «поршень – втулка»; «золотник – корпус», «распределитель 1 – распределитель 2» гидронасоса/гидромотора объемного гидропривода. Для восстановления работоспособности данных гидроприводов существует технология ремонта<sup>6</sup>. Восстановить изношенные детали аналогичных соединений зарубежных объемных гидроприводов,

<sup>1</sup> Пьянзов С. В. Совершенствование стенда и методики для контроля технического состояния объемных гидроприводов сельскохозяйственной техники : дис. ... канд. тех. наук. Саранск, 2021. 318 с.

<sup>2</sup> Там же ; Галин Д. А. Оценка работоспособности и повышение долговечности объемного гидропривода ГСТ-90 : дис. ... канд. тех. наук. Саранск, 2007. 224 с. ; Земсков А. М. Технология повышения долговечности объемного гидропривода (на примере ГСТ-112) : дис. ... канд. тех. наук. Саранск, 2014. 295 с.

<sup>3</sup> Пьянзов С. В. Совершенствование стенда и методики...

<sup>4</sup> Там же ; Галин Д. А. Оценка работоспособности и повышение долговечности... ; Земсков А. М. Технология повышения долговечности...

<sup>5</sup> Там же.

<sup>6</sup> Там же.

например Sauer-Danfoss, не представляется возможным, прежде всего, из-за отсутствия данных о номинальных конструкторских размерах и допускаемых отклонениях деталей и значениях технологических зазоров в соединениях.

В настоящее время для определения размеров ответственных деталей в машиностроении используют два подхода: статистический и расчетно-аналитический.

Статистический подход позволяет определить среднее значение размеров деталей и допускаемых отклонений в исследуемых соединениях агрегата на основании сбора, обработки и анализа большой выборки новых деталей. Определение количества деталей для проведения исследований осуществляют с доверительной вероятностью 0,80–0,95<sup>7</sup>. Достоинство данного метода заключается в высокой точности получаемых результатов [14; 15]. Недостаток метода – в сложности его реализации, связанной с необходимостью большого количества новых исследуемых деталей [16–19].

Расчетно-аналитический подход основан на методе размерного анализа деталей путем построения и решения размерных цепей соединения. В качестве достоинства авторы отмечают простоту, наглядность и доступность данного метода без применения сложного математического аппарата и 100-процентную вероятность попадания допусков исследуемых деталей в заданные пределы [20–22].

Недостаток метода обусловлен необходимостью наличия некоторого количества исходных данных для расчета. Например, при отсутствии величин зазоров в соединениях объемного гидропривода определить номинальные размеры и допускаемые

отклонения исследуемых деталей данным методом невозможно.

Таким образом, можно сделать вывод, что ни один из существующих методов не позволяет достигнуть заявленную цель. Поэтому предлагается применить комплексный подход – комбинацию экспериментальных исследований (стендовые испытания) и метода размерного анализа. Стендовые испытания нового объемного гидропривода Sauer-Danfoss позволят установить величины зазоров в соединениях, а размерный анализ достоверно определить значения номинальных размеров и допускаемых отклонений деталей ресурсолимитирующих соединений.

### Материалы и методы

Контроль технического состояния объемного гидропривода Sauer-Danfoss проводят по наиболее важным параметрам диагностирования: подача/расход рабочей жидкости, рабочее давление, крутящий момент, температура рабочей жидкости и КПД (полный, гидромеханический и объемный). При этом величина объемного КПД является критерием оценки работоспособности диагностируемого объекта.

Объемные КПД отдельных гидроагрегатов (гидронасоса  $\eta_{об.пр.}^H$  / гидромотора  $\eta_{об.пр.}^M$ ) объемного гидропривода определяются исходя из следующих выражений:

$$\eta_{об.пр.}^H = (\eta_{об.нов.}^H - 0,2 \cdot \eta_{об.нов.}^H) = (0,95 - 0,2 \cdot 0,95) = 0,76, \quad (1)$$

$$\eta_{об.пр.}^M = (\eta_{об.нов.}^M - 0,2 \cdot \eta_{об.нов.}^M) = (0,95 - 0,2 \cdot 0,95) = 0,76, \quad (2)$$

где  $\eta_{об.нов.}^H = 0,95$  – объемный КПД нового гидронасоса;  $\eta_{об.нов.}^M = 0,95$  – объемный КПД нового гидромотора.

Таким образом, падение объемного КПД ниже предельного значения ( $\eta_{об.пр.} = 0,76$ ) говорит о том, что

<sup>7</sup> Пьянзов С. В. Совершенствование стенда и методики...

объемный гидропривод непригоден к дальнейшей эксплуатации вследствие больших утечек рабочей жидкости из-за износов деталей и увеличения зазоров в его соединениях.

Для определения влияния на работоспособность (величину объемного КПД) объемного гидропривода значенный износ деталей и зазоров в соединениях проводили серию стендовых испытаний на специализированном стенде с гидравлическим нагружающим устройством, разработанным в рамках реализации программы «У.М.Н.И.К.» (Фонд содействия инновациям, проект № 0038566, № гос. рег. 12454ГУ/2017)<sup>8</sup>. Параметры диагностирования испытуемых объемных гидроприводов контролировали с помощью разработанного специализированного программного обеспечения (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019614369) в режиме реального времени. Контролируемые параметры сравнивали с регламентированными, установленными заводами-изготовителями.

Стендовые испытания разделили на две группы. Первая группа включала в себя однофакторные (пассивные) эксперименты. Вторая группа – многофакторные (активные) эксперименты.

Однофакторный эксперимент проводили для трех значимых соединений объемных гидроприводов Hydrosila и Sauer-Danfoss. Первый этап посвящен влиянию на объемный КПД зазора в соединении «поршень – втулка». Эксперимент начинали от технологического (минимального по конструкторской документации) зазора  $z = 25$  мкм для нового объемного гидропривода Hydrosila с шагом 10–15 мкм до падения величины КПД ниже предельного значения. Увеличения зазора добивались механической обработкой рабочих

поверхностей поршней. Для объемного гидропривода Sauer-Danfoss значение технологических зазоров неизвестно, поэтому принимали минимальные значения, полученные перекомпоновкой новых деталей,  $z = 10$  мкм. Величины зазоров и износы деталей в других соединениях испытуемых объемных гидроприводов принимались постоянными, равными минимальным значениям, полученным перекомпоновкой новых деталей или соответствующим шероховатости их поверхностей.

Второй этап посвящен влиянию на объемный КПД зазора в соединении «золотник – корпус». Эксперимент начинали от минимального технологического зазора  $z = 8$  мкм для нового объемного гидропривода Hydrosila с шагом 4–15 мкм до падения величины КПД ниже предельного значения. Увеличения зазора добивались механической обработкой рабочих поверхностей золотников. Для объемного гидропривода Sauer-Danfoss значение технологических зазоров неизвестно, поэтому принимали минимальные значения, полученные перекомпоновкой новых деталей,  $z = 4$  мкм. При этом износы в соединениях «распределитель 1 – распределитель 2» (Hydrosila) и «блок с напайкой – распределитель» (Sauer-Danfoss) испытуемых объемных гидроприводов принимались постоянными, равными минимальным значениям, соответствующим шероховатости поверхностей новых деталей. Зазоры в соединениях «поршень – втулка» (Hydrosila и Sauer-Danfoss) соответствуют минимальным значениям, полученным перекомпоновкой новых деталей.

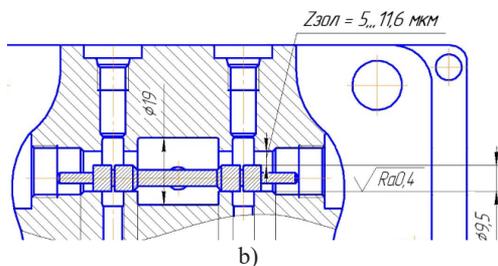
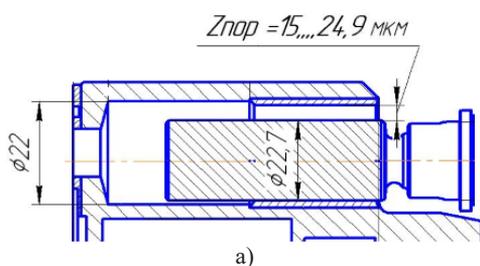
Третий этап посвящен влиянию суммарной площади износа в соединении «блок с напайкой – распределитель» (Sauer-Danfoss) и «распределитель 1 –

<sup>8</sup> Там же.

распределитель 2» (Hydrosila) на объемный КПД гидронасоса. Площади износов распределителей определяли по профилограммам, полученным с использованием профилографа-профилометра «Тэйлор Хобсон»<sup>9</sup>.

Во второй группе стендовых испытаний проводили многофакторный эксперимент по методике, представленной в других работах<sup>10</sup>. Цель эксперимента заключалась в получении регрессионных моделей влияния значимых факторов на параметр оптимизации – объемный КПД при номинальных значениях рабочего давления. Определение значений износа деталей и зазоров в ресурсолимитирующих соединениях зарубежного объемного гидропривода Sauer-Danfoss, соответствующих величинам объемного КПД нового гидропривода 0,95 и 0,98, проводили оптимизацией регрессионных моделей методом крутого восхождения<sup>11</sup>.

На основе найденных значений зазоров выполнили расчет номинальных размеров и допусковых отклонений деталей ресурсолимитирующих соединений методом размерного анализа [16–22].

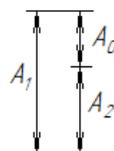


Р и с. 1. Схемы ресурсолимитирующих соединений объемного гидропривода Sauer-Danfoss: а) соединение «поршень – втулка» гидропривода Sauer-Danfoss; б) соединение «золотник – корпус» гидропривода Sauer-Danfoss

Fig. 1. Schemes of critical parts connections that affect efficiency of the volumetric hydraulic drive Sauer-Danfoss: a) connection “piston – sleeve” in the hydraulic drive Sauer-Danfoss; b) connection “spool – case” in the hydraulic drive Sauer-Danfoss

Схемы ресурсолимитирующих соединений объемного гидропривода Sauer-Danfoss представлены на рисунке 1.

Данные соединения однотипные, состоят из двух составляющих звеньев и замыкающего звена (см. рис. 2).



Р и с. 2. Общая схема размерной цепи соединений:  $A_1$  – диаметр отверстия в корпусной детали (блоках цилиндров, задней крышке);  $A_2$  – диаметр вала (поршня или золотника)

Fig. 2. General scheme of the dimensional chain of connections:  $A_1$  – diameter of the hole in the body part (cylinder blocks, back cover);  $A_2$  – diameter of the shaft (piston or spool)

В рассматриваемых размерных цепях известны предельные значения замыкающих и номинальные размеры составляющих звеньев, следовательно, решалась прямая задача размерной цепи. При этом использовали метод полной взаимозаменяемости и способ расчета максимума-минимума, чтобы требуемая точность зазоров в соединениях

<sup>9</sup> Земсков А. М. Технология повышения долговечности...

<sup>10</sup> Там же ; Пьянзов С. В. Совершенствование стенда и методики...

<sup>11</sup> Земсков А. М. Технология повышения долговечности...

обеспечивалась при самых неблагоприятных сочетаниях составляющих звеньев без каких-либо дополнительных операций в виде подбора или пригонки.

Расчет звеньев проводился на основании РД 50-635-87 в следующей последовательности:

1. Определили нижнее  $A_{0н}$  и верхнее  $A_{0в}$  предельные отклонения замыкающих звеньев.

2. Нашли координаты середины  $A_{0с}$  полей допусков замыкающих звеньев согласно следующему выражению:

$$A_{0с} = \frac{A_{0н} + A_{0в}}{2}. \quad (3)$$

3. Далее определили поля допусков замыкающих звеньев  $T_0$ :

$$T_0 = A_{0в} - A_{0н}. \quad (4)$$

4. Нашли среднее число единиц допуска составляющих звеньев  $\alpha_c$ :

$$\alpha_c = \frac{T_0}{i_{31} + i_{32}}. \quad (5)$$

где  $i_{31}$  и  $i_{32}$  – единица допуска составляющих звеньев по ГОСТ 25347-82<sup>12</sup>.

5. По полученным значениям  $\alpha_c$  определяем качества составляющих звеньев, назначаем основные отклонения по ГОСТу<sup>13</sup>. Далее проводили проверочный расчет.

6. Определили допуск замыкающего звена с учетом принятых составляющих звеньев  $T_0^{проб}$ :

$$T_0^{проб} = T_1 + T_2. \quad (6)$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – допуски звенов 1 и 2.

7. Назначения допусков проверяли исходя из выполнения условия:

$$T_0 \geq T_0^{проб}.$$

Расчет размерных цепей с корректирующими звеньями проводился в следующей последовательности.

8. Если проверочные условия не выполняются, то прибегают к решению размерных цепей с корректирующими звеньями, расчет включал в себя следующие шаги:

– в качестве корректирующих звеньев назначались звенья  $A_{2кор}$ ;

– определяли допуск корректирующего звена  $T_{2кор}$ :

$$T_{2кор} = T_0 + T_1. \quad (7)$$

– по полученным значениям допусков назначались качества корректирующих звеньев и величины предельных отклонений (основные отклонения звеньев прежние);

– находили допуск замыкающих звеньев с учетом допусков корректирующих звеньев  $T_{0кор}^{проб}$ :

$$T_{0кор}^{проб} = T_1 + T_{2кор}. \quad (8)$$

– проверяли правильность назначения допусков с учетом корректирующих звеньев.

### Результаты исследования

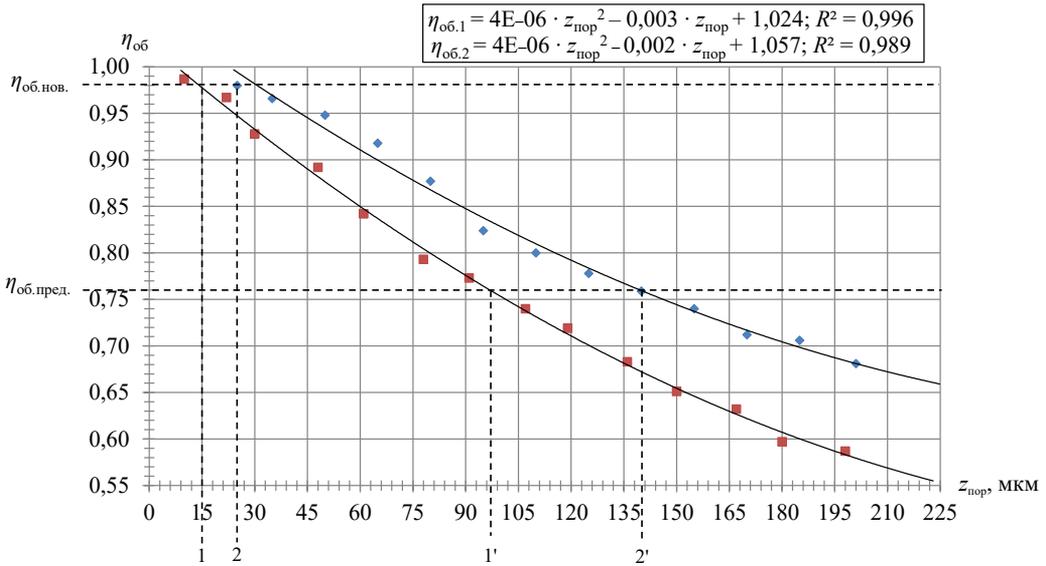
Результаты первой группы стендовых испытаний объемных гидроприводов представлены на рисунках 3–5.

На рисунке 3 представлено изменение величины объемного КПД  $\eta_{об}$  для зарубежных объемных гидроприводов Sauer-Danfoss и Hydrosila от зазоров в соединении «поршень – втулка».

Анализируя рисунок, можно сделать вывод, что при максимальном значении величины объемного КПД  $\eta_{об.нов.}$  величина зазора в соединении «поршень – втулка» для объемных гидроприводов Sauer-Danfoss и Hydrosila составляет  $z_{пор.нов.1} = 15$  мкм

<sup>12</sup> ГОСТ 25347-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. М.: ИПК Издательство стандартов, 1982. 54 с.

<sup>13</sup> Там же.



Р и с. 3. Изменение объемного КПД  $\eta_{об}$  от зазора в соединении «поршень – втулка»  $z_{пор}$ :  $\eta_{об.нов.}$  – максимальное значение объемного КПД при минимальном технологическом зазоре в соединении нового гидропривода Hydrosila; 0,76 – предельное значение объемного КПД; 1 – зазор, соответствующий  $\eta_{об.нов.}$  для гидропривода Sauer-Danfoss ( $z_{пор.нов.1} = 15$  мкм); 2 – зазор, соответствующий  $\eta_{об.нов.}$  для гидропривода Hydrosila ( $z_{пор.нов.2} = 25$  мкм); 1' – зазор, соответствующий  $\eta_{об.пред.}$  для гидропривода Sauer-Danfoss ( $z_{пор.пред.1'} = 97$  мкм); 2' – зазор, соответствующий  $\eta_{об.пред.}$  для гидропривода Hydrosila ( $z_{пор.пред.2'} = 140$  мкм)

Fig. 3. Change in the volumetric efficiency caused by a clearance in the connection “piston – sleeve”  $z_{пор}$ :  $\eta_{об.нов.}$  – maximum value of volumetric efficiency with a minimum technological clearance in the connection of the new hydraulic drive Hydrosila; 0.76 – limit value of volumetric efficiency; 1 – clearance corresponding to  $\eta_{об.нов.}$  for hydraulic drive Sauer-Danfoss ( $z_{пор.нов.1} = 15$  μm); 2 – clearance corresponding to  $\eta_{об.нов.}$  for hydraulic drive Hydrosila ( $z_{пор.нов.2} = 25$  μm); 1' – clearance corresponding to  $\eta_{об.пред.}$  for hydraulic drive Sauer-Danfoss ( $z_{пор.пред.1'} = 97$  μm); 2' – clearance corresponding to  $\eta_{об.пред.}$  for hydraulic drive Hydrosila ( $z_{пор.пред.2'} = 140$  μm)

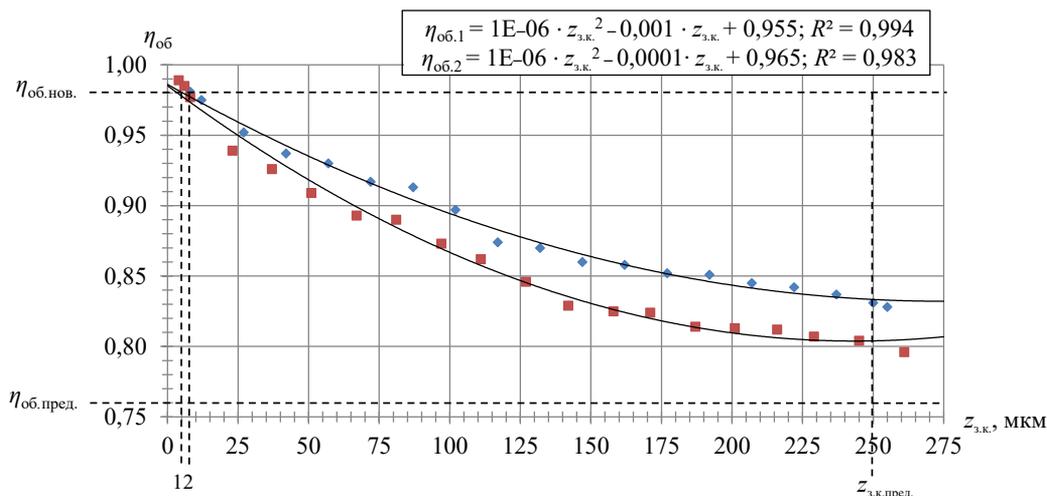
и  $z_{пор.нов.2} = 25$  мкм соответственно. Предельное значение величины объемного КПД объемных гидроприводов Sauer-Danfoss и Hydrosila наблюдается при следующих величинах зазора:  $z_{пор.пред.1'} = 97$  мкм и  $z_{пор.пред.2'} = 140$  мкм соответственно.

На рисунке 4 представлено изменение величины объемного КПД  $\eta_{об}$  для зарубежных объемных гидроприводов Sauer-Danfoss и Hydrosila от зазоров в соединении «золотник – корпус».

Анализируя рисунок, можно сделать вывод, что при максимальном значении величины объемного КПД  $\eta_{об.нов.}$  величина зазора в соединении

«золотник – корпус» для объемных гидроприводов Sauer-Danfoss и Hydrosila составляет  $z_{з.к.нов.1} = 5$  мкм и  $z_{з.к.нов.2} = 8$  мкм соответственно. Предельное значение величины объемного КПД объемных гидроприводов Sauer-Danfoss, Hydrosila не наблюдается, поэтому для исследуемых объемных гидроприводов принимаем предельное значение величины зазора в соединении  $z_{з.к.пред.} = 250$  мкм.

На рисунке 5 представлено изменение величины объемного КПД  $\eta_{об}$  для зарубежных объемных гидроприводов Sauer-Danfoss и Hydrosila от суммарной площади износа в соединениях.



Р и с. 4. Изменение объемного КПД  $\eta_{об}$  от зазора в соединениях «золотник – корпус»  $z_{з.к.}$ :  $\eta_{об.нов.}$  – максимальное значение объемного КПД при минимальном технологическом зазоре в соединении нового гидропривода Hydrosila; 0,76 – предельное значение объемного КПД;

1 – зазор, соответствующий  $\eta_{об.нов.}$  для гидропривода Sauer-Danfoss ( $z_{з.к.нов.1} = 5$  мкм);

2 – зазор, соответствующий  $\eta_{об.нов.}$  для гидропривода Hydrosila ( $z_{з.к.нов.2} = 8$  мкм);

$z_{з.к.пред.}$  – предельное значение зазора в соединениях  $z_{з.к.пред.} = 250$  мкм

Fig. 4. Change in the volumetric efficiency caused by the clearance in the critical parts connections “spool – housing”  $z_{з.к.}$ ;  $\eta_{об.нов.}$  – maximum value of volumetric efficiency with a minimum technological gap in the connection of the new hydraulic drive Hydrosila; 0.76 – limit value of volumetric efficiency;

1 – clearance corresponding to  $\eta_{об.нов.}$  for hydraulic drive Sauer-Danfoss ( $z_{з.к.нов.1} = 5$  μm);

2 – clearance corresponding to  $\eta_{об.нов.}$  for hydraulic drive Hydrosila ( $z_{з.к.нов.2} = 8$  μm);

$z_{з.к.пред.}$  – limit value of the clearance in the connections  $z_{з.к.пред.} = 250$  μm

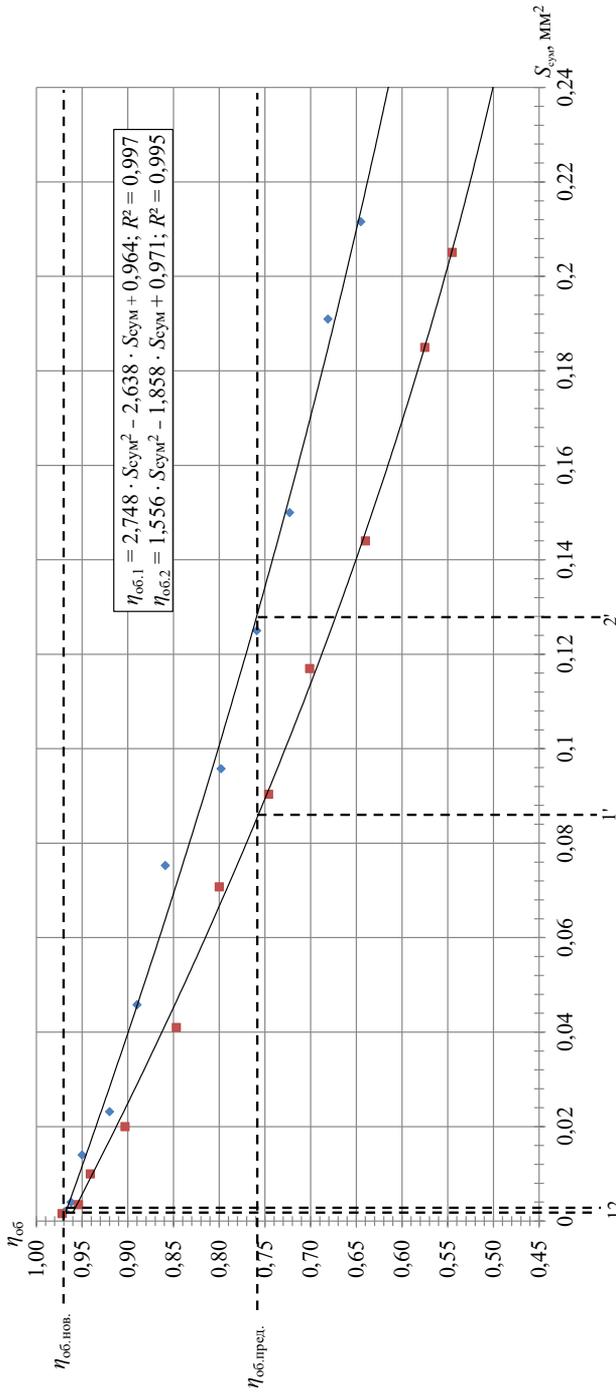
Анализируя рисунок, можно сделать вывод, что то при максимальном значении величины объемного КПД  $\eta_{об.нов.}$  величина суммарной площади износа в соединении «блок с напайкой – распределитель» (Sauer-Danfoss) и «распределитель 1 – распределитель 2» (Hydrosila) составляет  $S_{сум1} = 0,001$  мм<sup>2</sup> и  $S_{сум2} = 0,002$  мм<sup>2</sup> соответственно. Предельное значение величины объемного КПД объемных гидроприводов Sauer-Danfoss и Hydrosila наблюдается при следующих величинах суммарной площади износа:  $S_{сум.пред.1'} = 0,086$  мм<sup>2</sup> и  $S_{сум.пред.2'} = 0,128$  мм<sup>2</sup> соответственно.

Следует отметить, что с увеличением износов и зазоров в соединениях для всех гидроприводов происходит резкое падение величины объемного КПД.

Наибольшее падение объемного КПД наблюдается у объемного гидропривода Sauer-Danfoss. По нашему мнению, это связано с величиной рабочего давления в линиях объемного гидропривода: чем выше давление, тем интенсивнее происходит утечка рабочей жидкости и в результате наблюдается резкое падение объемного КПД гидроагрегата.

Проведенные эксперименты позволили определить диапазоны изменения зазоров для дальнейших исследований.

По результатам многофакторного эксперимента получены регрессионные модели, описывающие связь объемного КПД зарубежных гидроприводов Sauer-Danfoss и Hydrosila с износами деталей и зазорами в соединениях:



Р и с. 5. Изменение объемного КПД  $\eta_{об}$  от суммарной площади износа в соединении «блок с напайкой – распределитель» и «распределитель 1 – распределитель 2»;  $S_{сум}$ :  $\eta_{об.нов.}$  – максимальное значение объемного КПД при минимальной площади износа в соединении нового гидропривода Hydrosila; 0,76 – предельное значение объемного КПД; 1 – суммарная площадь износа, соответствующая Hydrosila ( $S_{сум} = 0,001 \text{ мм}^2$ ); Sauer-Danfoss ( $S_{сум} = 0,001 \text{ мм}^2$ ); 2 – суммарная площадь износа, соответствующая Sauer-Danfoss ( $S_{сум.пред.1} = 0,086 \text{ мм}^2$ ); 2' – суммарная площадь износа, соответствующая Sauer-Danfoss для гидропривода Hydrosila ( $S_{сум.пред.2} = 0,128 \text{ мм}^2$ )

Fig. 5. Change in volumetric efficiency caused by the total area of wear in the connection “block with solder – distributor” and “distributor 1 – distributor 2”;  $S_{сум}$ :  $\eta_{об.нов.}$  – maximum value of volumetric efficiency with a minimum wear area in the connection of the new hydraulic drive Hydrosila; 0,76 – limit value of volumetric efficiency; 1 – total wear area corresponding Hydrosila ( $S_{сум} = 0,001 \text{ mm}^2$ ); 2 – total wear area corresponding  $\eta_{об.нов.}$  for hydraulic drive Hydrosila ( $S_{сум} = 0,002 \text{ mm}^2$ ); 1' – total wear area corresponding  $\eta_{об.пред.}$  for hydraulic drive Sauer-Danfoss ( $S_{сум.пред.1} = 0,086 \text{ mm}^2$ ); 2' – total wear area corresponding  $\eta_{об.пред.}$  for hydraulic drive Hydrosila ( $S_{сум.пред.2} = 0,128 \text{ mm}^2$ )

– для Hydrosila:

$$\eta_{об.1} = 1,0326 - 1,5742 \cdot S_{сум} - 1,165 \cdot 10^{-3} \cdot z_{пор} - 5 \cdot 10^{-4} \cdot z_{з.к.} - 5,29 \cdot 10^{-3} \cdot S_{сум} \cdot z_{пор}, \quad (9)$$

– для Sauer-Danfoss:

$$\eta_{об.2} = 1,0186 - 2,5948 \cdot S_{сум} - 2,267 \cdot 10^{-3} \cdot z_{пор} - 6,3 \cdot 10^{-4} \cdot z_{з.к.} - 7,41 \cdot 10^{-3} \cdot S_{сум} \cdot z_{пор}. \quad (10)$$

Адекватность полученных регрессионных моделей проверяли по критерию Фишера. При значимости  $q = 5\%$  и степени свободы  $N_{1,ад} = 3$  и  $N_{2,ад} = 16$  получено критическое значение  $F_{кр} = 3,24$  (согласно методике, изложенной в РДМУ 109-77). Расчетное значение критерия Фишера для объемных гидроприводов Hydrosila и Sauer-Danfoss составило:  $F_1 = 3,103$  ( $F_1 = 3,103 < F_{кр} = 3,24$ ) и  $F_2 = 2,931$  ( $F_2 = 2,931 < F_{кр} = 3,24$ ) соответственно. Так как расчетное значение меньше критического, гипотеза об адекватности полученных моделей принимается. Таким образом, полученные регрессионные модели адекватно описывают взаимосвязь факторов с объемным КПД.

Установлено, что наиболее значимыми факторами, влияющими на объемный КПД гидропривода Sauer-Danfoss, являются: суммарная площадь износа  $S_{сум}$  в соединении «блок с напайкой – распределитель»; зазор в соединении «поршень – втулка»  $z_{пор}$ ; зазор в соединении «золотник – корпус»  $z_{з.к.}$  и комбинация факторов: суммарная площадь износа в соединении «блок с напайкой – распределитель» и зазор в соединении «поршень – втулка». Данные соединения объемного гидропривода являются ресурсолимитирующими.

Для определения соответствия величин объемного КПД значениям износа деталей и зазоров в соединениях зарубежных гидроприводов Hydrosila и Sauer-Danfoss проводили оптимизацию регрессионных моделей (9) и (10) методом крутого восхождения. Результаты оптимизации представлены в таблицах 1, 2.

Результаты оптимизации регрессионной модели для объемного гидропривода Hydrosila показали, что значения КПД  $\eta_{об} = 0,95$  соответствуют верхним технологическим зазорам в соединениях, а КПД  $\eta_{об} = 0,98$  – нижним технологическим зазорам. Полученные результаты коррелируют с конструкторской

Т а б л и ц а 1

T a b l e 1

**Результаты оптимизации регрессионной модели (9) для объемного гидропривода Hydrosila**  
**Results of regression model optimization (9) for volumetric hydraulic drive Hydrosila**

Параметр / Parameter	$S_{сум}, \text{мм}^2 /$ $S_{сум}, \mu\text{м}^2$	$z_{пор}, \text{мкм} /$ $z_{пор}, \mu\text{м}$	$z_{з.к.}, \text{мкм} /$ $z_{з.к.}, \mu\text{м}$	Объемный КПД $\eta_{об} /$ Volumetric efficiency $\eta_{об}$
$b_i$	-1,57420	-0,001656	-0,0005	–
$b_i \mathcal{U}$	-0,09917	-0,095220	-0,0605	–
$l$	0,00001	0,300000	0,1400	–
Опыты на линии восхождения / Experiments on the line of ascent				
<b>1</b>	<b>0,00200</b>	<b>25,0</b>	<b>8,00</b>	<b>0,983787</b>
2	0,00201	25,3	8,14	0,983200
...	...	...	...	...
57	0,00256	41,8	15,84	0,950863
<b>58</b>	<b>0,00257</b>	<b>42,1</b>	<b>15,98</b>	<b>0,950274</b>
59	0,00258	42,4	16,12	0,949685

документацией и паспортными данными, установленными заводом-изготовителем, что подтверждает достоверность полученных результатов<sup>14</sup>.

Применив данный подход к объемному гидроприводу Sauer-Danfoss, определим верхние (максимальные при КПД  $\eta_{об} = 0,95$ ) и нижние (минимальные при КПД  $\eta_{об} = 0,98$ ) технологические зазоры в ресурсолимитирующих соединениях.

Результаты оптимизации позволили получить номинальные значения минимальных износов и технологических зазоров в соединениях нового объемного гидропривода Sauer-Danfoss ( $S_{сум} = 0,001 \text{ мм}^2$ ,  $z_{пор} = 15 \text{ мкм}$  и  $z_{з.к.} = 5 \text{ мкм}$  при  $\eta_{об} = 0,97$ ) и максимальных износов и технологических зазоров при  $\eta_{об} = 0,95$  ( $S_{сум} = 0,00166 \text{ мм}^2$ ,  $z_{пор} = 24,9 \text{ мкм}$  и  $z_{з.к.} = 11,6 \text{ мкм}$ ).

Полученные результаты являются исходными данными для расчета номинальных значений размеров и допускаемых отклонений деталей ресурсолимитирующих соединений объемного гидропривода Sauer-Danfoss.

Для суммарной площади износа соединения «блок с напайкой – распределитель» объемного гидропривода Sauer-Danfoss в качестве максимального технологического зазора между плоскими стенками принимается значение, равное суммарному отклонению от плоскостности для рассматриваемых поверхностей деталей. Данное значение соответствует величине суммарной шероховатости зоны уплотнения соединения и составляет 0,2 мкм.

Результаты расчетов по соединениям  $z_{пор}$  и  $z_{з.к.}$  объемного гидропривода Sauer-Danfoss приведены в таблице 3.

Методом размерного анализа установлены номинальные значения размеров и допускаемые отклонения деталей в ресурсолимитирующих соединениях для нового объемного гидропривода Sauer-Danfoss серии 90:

- диаметр отверстия в блоке цилиндров под поршень  $22,7^{+0,006} \text{ мм}$ ;
- диаметр поршня  $22,7_{-0,004} \text{ мм}$ ;
- диаметр отверстия в задней крышке под золотник  $9,5^{+0,004} \text{ мм}$ ;
- диаметр золотника  $9,5_{-0,0025} \text{ мм}$ .

Т а б л и ц а 2

Table 2

Результаты оптимизации регрессионной модели (10) для объемного гидропривода Sauer-Danfoss  
Results of regression model optimization (10) for volumetric hydraulic drive Sauer-Danfoss

Параметр / Parameter	$S_{сум}$ , мм <sup>2</sup> / $S_{сум}$ , μm	$z_{пор}$ , мкм / $z_{пор}$ , μm	$z_{з.к.}$ , мкм / $z_{з.к.}$ , μm	Объемный КПД $\eta_{об}$ / Volumetric efficiency $\eta_{об}$
$b_i$	-2,59480	-0,002267	-0,00063	–
$b_i \mathcal{U}$	-0,11027	-0,092947	-0,07717	–
$l$	0,00002	0,300000	0,20000	–
Опыты на линии восхождения / Experiments on the line of ascent				
<b>1</b>	<b>0,00100</b>	<b>15,0</b>	<b>5,0</b>	<b>0,978726</b>
2	0,00102	15,3	5,2	0,977864
...	...	...	...	...
33	0,00164	24,6	11,4	0,951082
<b>34</b>	<b>0,00166</b>	<b>24,9</b>	<b>11,6</b>	<b>0,950217</b>
35	0,00168	25,2	11,8	0,949352

<sup>14</sup> Пьянзов С. В. Совершенствование стенда и методики...

Результаты расчета размерных цепей способом максимума-минимума  
Results of calculation of dimensional chains by the maximum-minimum method

Этапы / Stages	Обозначение параметра / Parameter designation	Лимитирующие соединения / Limiting connections	
		$Z_{\text{пор}}$	$Z_{\text{з.к.}}$
1	$A_{0н}, \text{мкм} / A_{0н}, \mu\text{m}$	15	5
	$A_{0в}, \text{мкм} / A_{0в}, \mu\text{m}$	25	12
2	$A_{0с}, \text{мкм} / A_{0с}, \mu\text{m}$	20	8,5
3	$T_0, \text{мкм} / T_0, \mu\text{m}$	10	8
4	$i_3$	1,31	0,90
	$\alpha_c$	3,82	3,89
5	IT (квалитет) / IT (accuracy degree)	4	4
	$T_1$ и $T_2, \text{мкм} / T_1$ and $T_2, \mu\text{m}$	6	4
	Основное отклонение звена $A_1$ / Main deviation links $A_1$	22,7H	9,5H
	Основное отклонение звена $A_2$ / Main deviation links $A_2$	22,7h	9,5h
	Поле допуска звена $A_1, \text{мм} /$ Tolerance field links $A_1, \text{mm}$	22,7 <sup>+0,006</sup>	9,5 <sup>+0,004</sup>
	Поле допуска звена $A_2, \text{мм} /$ Tolerance field links $A_2, \text{mm}$	22,7 <sub>-0,006</sub>	9,5 <sub>-0,004</sub>
	Проверочный расчет / Verification calculation		
6	$T_0^{\text{пров}}, \text{мкм} / T_0^{\text{пров}}, \mu\text{m}$	12	8
7	Проверка условия / Condition testing	10 < 12	7 < 8
		Не выполняется / The condition is not met	Не выполняется / The condition is not met
8	Расчет размерных цепей с корректирующими звеньями $A_{2\text{кор}}$ / Calculation of dimensional chains with corrective links $A_{2\text{кор}}$		
	Расчетное значение $T_{2\text{кор}}, \text{мкм} /$ Calculated value $T_{2\text{кор}}, \mu\text{m}$	4	3
	IT (квалитет) / IT (accuracy degree)	3	3
	Принятое значение $T_{2\text{кор}}, \text{мкм} /$ Accepted value $T_{2\text{кор}}, \mu\text{m}$	4	2,5
	Поле допуска звена $A_{2\text{кор}}, \text{мм} /$ Tolerance field links $A_{2\text{кор}}, \text{mm}$	22,7 <sub>-0,004</sub>	9,5 <sub>-0,0025</sub>
	$T_{0\text{кор}}^{\text{пров}}, \text{мкм} / T_{0\text{кор}}^{\text{пров}}, \mu\text{m}$	10	6,5
	Проверка условия / Condition testing	10 = 10	7 > 6,5
	Выполняется / The condition is met	Выполняется / The condition is met	

Таким образом, в работе предложен и реализован комплексный подход к определению номинальных размеров

и допускаемых отклонений ответственных деталей агрегатов зарубежной техники, включающий комбинацию

экспериментальных исследований (стендовые испытания) и метода раз- мерного анализа.

### Обсуждение и заключение

Поставленная цель достигнута. Проведенные исследования позво- лили определить номинальные зна- чения размеров и допускаемые от- клонения деталей, а также величины

технологических зазоров в ресурсо- лимитирующих соединениях нового зарубежного объемного гидропривода Sauer-Danfoss серии 90. Полученные результаты являются основой для раз- работки технологии восстановления работоспособности и повышения дол- говечности агрегатов объемного гидро- привода зарубежного производства.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ding H., Liu Y., Zhao Ya. A New Hydraulic Synchronous Scheme in Open-Loop Control: Load-Sensing Synchronous Control // Measurement and Control. 2020. Vol. 53, Issue 1–2. P. 119–125. doi: <https://doi.org/10.1177/0020294019896000>
2. Method for Determining the Optimal Operating Time before Replacement of High-Pressure Hoses of Hydraulic Drives of Transport and Technological Machines [Электронный ресурс] / А. И. Павлов [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1515. doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042065>
3. Rylyakin E. G., Semov I. N., Kukharev O. N. The Influence of the Oxidative Polymerization Processes on the Energy Consumption Due to Friction in the Resource Defining Hydraulic Couplings Hydraulic Drive Mate // Research Journal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences. 2019. Vol. 49, Issue 1. P. 1064–1069. URL: [https://www.rjpbcs.com/pdf/2019\\_10\(1\)%5B138%5D.pdf](https://www.rjpbcs.com/pdf/2019_10(1)%5B138%5D.pdf) (дата обращения: 03.08.2022).
4. Spectral Method for Monitoring the Technical Condition of Hydraulic Drives of Forest Harvester Machines [Электронный ресурс] / А. И. Павлов [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1515. doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042086>
5. Повышение уровня технического обслуживания энергонасыщенной техники / Ю. В. Катаев [и др.] // Техника и оборудование для села. 2022. № 4. С. 27–31. doi: <https://doi.org/10.33267/2072-9642-2022-4-27-31>
6. System for Remote Monitoring of Tractors and Detection of Their Incorrect Operation / М. N. Kostomakhin [et al.] // Russian Engineering Research. 2022. Vol. 42, Issue 4. P. 360–364. doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X22040189>
7. New Method for Monitoring the Residual Life of High Pressure Hoses [Электронный ре- сурс] / А. И. Павлов [et al.] // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1515. doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042082>
8. Numerical Simulation and Experimental Study on the Comparison of the Hydraulic Characteristics of an Axial-Flow Pump and a Full Tubular Pump / L. Shi [et al.] // Renewable Energy. 2020. Vol. 153. P. 1455–1464. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.02.082>
9. Разработка программного обеспечения стенда для контроля технического состояния объём- ных гидроприводов / С. В. Пьянзов [и др.] // Инженерные технологии и системы. 2021. Т. 31, № 4. С. 500–517. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.031.202104.500-517>
10. Разработка мобильного контрольно-диагностического устройства / Д. А. Жданко [и др.] // Тех- нический сервис машин. 2021. № 1. С. 34–44. doi: <https://doi.org/10.22314/2618-8287-2021-59-1-34-44>
11. Battarra M., Mucchi E. On the Assessment of Lumped Parameter Models for Gearpump Perfor- mance Prediction // Simulation Modelling Practice and Theory. 2019. Vol. 99. P. 34–40. doi: <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2019.102008>
12. Модернизация стенда КИ-28097М-03 для оценки качества ремонта регулируемых гидроаг- регатов / И. М. Макаркин [и др.] // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. 2021. № 9. С. 36–41. doi: <https://doi.org/10.33920/sel-10-2109-05>

13. Analysis of the Technical Condition of Agricultural Machinery Using Neural Networks [Электронный ресурс] / E. V. Pestryakov [et al.] // Advances in Intelligent Systems, Computer Science and Digital Economics III. CSDEIS 2021. Lecture Notes on Data Engineering and Communications Technologies ; Hu Z., Gavriushin S., Petoukhov S., He M. (eds). Vol 121. Cham : Springer, 2022. doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-97057-4\\_9](https://doi.org/10.1007/978-3-030-97057-4_9)

14. Оценка технического состояния круглых шестеренных гидронасосов навесных гидросистем тракторов / П. В. Чумаков [и др.] // Инженерные технологии и системы. 2020. Т. 30, № 3. С. 426–447. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.030.202003.426-447>

15. Величко С. А., Мартынова Е. Г., Иванов В. И. Оценка предельного состояния тестоделительных машин вакуумно-поршневого типа по критерию расхода масла // Инженерные технологии и системы. 2020. Т. 30, № 3. С. 448–463. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.030.202003.448-463>

16. Размерный анализ технологических процессов восстановления деталей машин / Ю. А. Харламов [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 5. С. 37–47. doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-5-37-47>

17. Польский Е. А., Сорокин С. В. Повышение надежности изделий машиностроения за счет совершенствования точностного анализа размерных цепей // Научные технологии в машиностроении. 2022. № 6. С. 38–48. doi: <https://doi.org/10.30987/2223-4608-2022-6-38-48>

18. Фролов В. В. Проектный расчет размерных цепей на основе имитационного моделирования // Вестник Витебского государственного технологического университета. 2019. № 2. С. 76–88. doi: <https://doi.org/10.24411/2079-7958-2019-13709>

19. Хвощевская Л. Ф., Журавлев Д. А. Анализ точности изделий машиностроения для случая параллельно связанных линейных размерных цепей // Системы. Методы. Технологии. 2022. № 1. С. 48–56. doi: <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2022-1-48-56>

20. Бейлин А. Б., Царфин Б. А. Исследование и расчет связанных размерных цепей на примере обеспечения показателей точности поворотного делительного стола // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2020. Т. 22, № 3. С. 5–11. doi: <https://doi.org/10.37313/1990-5378-2020-22-3-5-11>

21. Tamarkin M., Tishchenko E., Murugova E. Design of High Precision Machining Part Processes in Free Abrasives // Smart Innovation, Systems and Technologies. 2022. Vol. 247. P. 157–167. doi: [https://doi.org/10.1007/978-981-16-3844-2\\_17](https://doi.org/10.1007/978-981-16-3844-2_17)

22. Определение параметров точности механической обработки детали методом графов на основании размерных связей / Э. В. Митин [и др.] // Вестник машиностроения. 2022. № 6. С. 65–71. doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2022-6-65-71>

*Поступила 24.10.2022; одобрена после рецензирования 21.11.2022; принята к публикации 28.11.2022*

*Об авторах:*

**Ионов Павел Александрович**, заведующий кафедрой технического сервиса машин Института механики и энергетики Национального исследовательского Мордовского государственного университета (430005, Российская Федерация, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), кандидат технических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9794-0071>, Researcher ID: S-7146-2018, [resurs-ime@yandex.ru](mailto:resurs-ime@yandex.ru)

**Сенин Петр Васильевич**, первый проректор Национального исследовательского Мордовского государственного университета (430005, Российская Федерация, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), доктор технических наук, профессор, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3400-7780>, Researcher ID: H-1219-2016, [senin53@mail.ru](mailto:senin53@mail.ru)

**Пьянзов Сергей Владимирович**, старший преподаватель кафедры технического сервиса машин Института механики и энергетики Национального исследовательского Мордовского государственного университета (430005, Российская Федерация, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), кандидат технических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5845-1635>, Researcher ID: B-1548-2019, [serega.pyanzov@yandex.ru](mailto:serega.pyanzov@yandex.ru)

**Раков Николай Викторович**, доцент кафедры технического сервиса машин Института механики и энергетики Национального исследовательского Мордовского государственного университета (430005, Российская Федерация, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), кандидат технических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3687-9371>, Researcher ID: ABF-2838-2020, nikolaymgu@yandex.ru

**Земсков Александр Михайлович**, доцент кафедры технического сервиса машин Института механики и энергетики Национального исследовательского Мордовского государственного университета (430005, Российская Федерация, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), кандидат технических наук, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1489-6077>, Researcher ID: S-7748-2018, zam503@mail.ru

*Заявленный вклад авторов:*

П. А. Ионов – формирование структуры статьи, доработка начального текста, проведение и описание экспериментальных исследований, составление выводов и заключения.

П. В. Сенин – научное руководство, анализ и доработка текста.

С. В. Пьянзов – анализ литературных данных, подготовка текста с последующей доработкой, проведение и описание экспериментальных исследований, оптимизация регрессионных моделей, обработка полученных результатов исследования.

Н. В. Раков – анализ литературных данных, расчет допусков и предельных отклонений деталей ресурсолимитирующих соединений.

А. М. Земсков – проведение экспериментальных исследований.

*Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.*

## REFERENCES

1. Ding H., Liu Y., Zhao Ya. A New Hydraulic Synchronous Scheme in Open-Loop Control: Load-Sensing Synchronous Control. *Measurement and Control*. 2020;53(1–2):119–125. doi: <https://doi.org/10.1177/0020294019896000>
2. Pavlov A.I., Tarbeev A.A., Egorov A.V., et al. Method for Determining the Optimal Operating Time before Replacement of High-Pressure Hoses of Hydraulic Drives of Transport and Technological Machines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020;1515. doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042065>
3. Rylyakin E.G., Semov I.N., Kukharev O.N. The Influence of the Oxidative Polymerization Processes on the Energy Consumption Due to Friction in the Resource Defining Hydraulic Couplings Hydraulic Drive Mate. *Research Journal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences*. 2019;49(1):1064–1069. Available at: [https://www.rjpbcs.com/pdf/2019\\_10\(1\)/%5B138%5D.pdf](https://www.rjpbcs.com/pdf/2019_10(1)/%5B138%5D.pdf) (accessed 03.08.2022).
4. Pavlov A.I., Tarbeev A.A., Egorov A.V., et al. Spectral Method for Monitoring the Technical Condition of Hydraulic Drives of Forest Harvester Machines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020;1515. doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042086>
5. Kataev Yu.V., Kostomakhin M.N., Petrishchev N.A., et al. Increasing the Level of Maintenance of Energy-Saturated Equipment. *Machinery and Equipment for Rural Area*. 2022;(4):27–31. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.33267/2072-9642-2022-4-27-31>
6. Kostomakhin M.N., Kataev Yu.V., Petrishchev N.A., et al. System for Remote Monitoring of Tractors and Detection of Their Incorrect Operation. *Russian Engineering Research*. 2022;42(4):360–364. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X22040189>
7. Pavlov A.I., Tarbeev A.A., Egorov A.V., et al. New Method for Monitoring the Residual Life of High Pressure Hoses. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020;1515. doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/042082>
8. Shi L., Zhang W., Jiao H., et al. Numerical Simulation and Experimental Study on the Comparison of the Hydraulic Characteristics of an Axial-Flow Pump and a Full Tubular Pump. *Renewable Energy*. 2020;153:1455–1464. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.02.082>

9. Pyanzov S.V., Senin P.V., Ionov P.A., et al. Developing the Test Bench Software for the Technical Inspection of Volumetric Hydraulic Drives. *Engineering Technologies and Systems*. 2021;31(4):500–517. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.031.202104.500-517>
10. Zhdanko D.A., Gerasimov V.S., Kostomakhin M.N., Petrishchev N.A. Development of Mobile Control Diagnostic Device. *Machinery Technical Service*. 2021;(1):34–44. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.22314/2618-8287-2021-59-1-34-44>
11. Battarra M., Mucchi E. On the Assessment of Lumped Parameter Models for Gearpump Performance Prediction. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2019;99:34–40. doi: <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2019.102008>
12. Makarkin I.M., Dankov A.A., Ivleva I.B., et al. Modernization of the Bench KI-28097M-03 to Assess the Quality of Repair of Regulated Hydraulic Units. *Selskokhozyaystvennaya tekhnika: obsluzhivaniye i remont*. 2021;(9):36–41. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.33920/sel-10-2109-05>
13. Pestryakov E.V., Sayapin A.S., Kostomakhin M.N., Petrishchev N. A. Analysis of the Technical Condition of Agricultural Machinery Using Neural Networks. In: Hu Z., Gavriushin S., Petoukhov S., He M. (eds). *Advances in Intelligent Systems, Computer Science and Digital Economics III. CSDEIS 2021. Lecture Notes on Data Engineering and Communications Technologies*. Vol. 121. Cham: Springer; 2022. doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-97057-4\\_9](https://doi.org/10.1007/978-3-030-97057-4_9)
14. Chumakov P.V., Martynov A.V., Kolomeychenko A.V., et al. Evaluation of Technical Condition of Round Gear Hydraulic Pumps of Tractor Mounted Hydraulic Systems. *Engineering Technologies and Systems*. 2020;30(3):426–447. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.030.202003.426-447>
15. Velichko S.A., Martynova E.G., Ivanov V.I. The Assessment of the Limit State of the Vacuum Piston Type Dough Divider by Oil Consumption. *Engineering Technologies and Systems*. 2020;30(3):448–463. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.030.202003.448-463>
16. Kharlamov Yu.A., Zhiltsov A.P., Vishnevsky D.A., Bocharov A.V. Dimensional Analysis of Technological Processes for Reconditioning Machine Parts. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2021;(5):37–47. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-5-37-47>
17. Polskiy Ye.A., Sorokin S.V. Improving the Reliability of Mechanical Engineering Products by Improving the Precision Analysis of Dimensional Chains. *Science Intensive Technologies in Mechanical Engineering*. 2022;(6):38–48. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.30987/2223-4608-2022-6-38-48>
18. Frolov V.V. Design Calculation of Dimensional Chains on the Basis of Simulation Modeling. *Vestnik of Vitebsk State Technological University*. 2019;(2):76–88. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.24411/2079-7958-2019-13709>
19. Khvashevskaya L.F., Zhuravlev D.A. Analysis of the Accuracy of Machine-Building Products for the Case of Parallel Connected Linear Dimensional Chains. *Systems. Methods. Technologies*. 2022;(1):48–56. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2022-1-48-56>
20. Beylin A.B., Tsarfin B.A. Research and Calculation of the Connected Dimensional Chains by the Example of Providing Indicators of Rotaryindexing Tables Accuracy. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*. 2020;22(3):5–11. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.37313/1990-5378-2020-22-3-5-11>
21. Tamarkin M., Tishchenko E., Murugova E. Design of High Precision Machining Part Processes in Free Abrasives. *Smart Innovation, Systems and Technologies*. 2022;247:157–167. doi: [https://doi.org/10.1007/978-981-16-3844-2\\_17](https://doi.org/10.1007/978-981-16-3844-2_17)
22. Mitin E.V., Suldin S.P., Ovchinnikov A.Yu., et al. Determination of the Accuracy Parameters of Machining of a Part by the Graph Method Based on Dimensional Relations. *Vestnik mashinostroeniya*. 2022;(6):65–71. (In Russ., abstract in Eng.) doi: <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2022-6-65-71>

Submitted 24.10.2022; approved after reviewing 21.11.2022; accepted for publication 28.11.2022

*About the authors:*

**Pavel A. Ionov**, Head of the Technical Service Machines Chair of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russian Federation), Cand.Sci. (Engr.), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9794-0071>, Researcher ID: S-7146-2018, [resurs-ime@yandex.ru](mailto:resurs-ime@yandex.ru)

**Petr V. Senin**, First Vice-Rector, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russian Federation), Dr.Sci. (Engr.), Professor, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3400-7780>, Researcher ID: H-1219-2016, [senin53@mail.ru](mailto:senin53@mail.ru)

**Sergey V. Pyanzov**, Senior Lecturer of the Technical Service Machines Chair of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russian Federation), Cand.Sci. (Engr.), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5845-1635>, Researcher ID: B-1548-2019, [serega.pyanzov@yandex.ru](mailto:serega.pyanzov@yandex.ru)

**Nikolay V. Rakov**, Associate Professor of the Technical Service Machines Chair of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russian Federation), Cand.Sci. (Engr.), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3687-9371>, Researcher ID: ABF-2838-2020, [nikolaymgu@yandex.ru](mailto:nikolaymgu@yandex.ru)

**Alexander M. Zemskov**, Associate Professor of the Technical Service Machines Chair of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russian Federation), Cand.Sci. (Engr.), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1489-6077>, Researcher ID: S-7748-2018, [zam503@mail.ru](mailto:zam503@mail.ru)

*Contribution of the authors:*

P. A. Ionov – forming the structure of the article, finalizing the initial text, conducting and describing experimental studies, drawing conclusions and conclusions.

P. V. Senin – scientific guidance, analysis and revision of the text.

S. V. Pyanzov – analyzing literature, preparing the text with subsequent revision, conducting and describing experimental studies, optimizing regression models, processing of the obtained results of the study.

N. V. Rakov – analyzing literature, calculating tolerances and limit variations in dimensions of critical parts connections.

A. M. Zemskov – conducting experimental studies.

*All authors have read and approved the final manuscript.*