

УДК 629.4

*И. В. Больших, А. С. Шапшал, Т. З. Талахадзе, Д. И. Овчинников, М. А. Набоков*

## **ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПАССАЖИРСКИХ ТЕПЛОВОЗОВ**

**Аннотация.** В статье рассмотрены особенности конструкции гидростатического привода вентиляторов холодильной камеры пассажирского тепловоза. Выполнен анализ неисправностей гидропривода. Предложен вариант модернизации штатной системы гидростатического привода. Модернизация привода вентиляторов холодильной камеры позволит повысить тягово-энергетические показатели работы пассажирских тепловозов ТЭП70БС.

**Ключевые слова:** гидростатический привод, кинематическая схема, вентилятор охлаждения, ТЭП70БС, модернизация, тягово-энергетические показатели.

**Для цитирования:** Повышение тягово-энергетических показателей пассажирских тепловозов / И. В. Больших, А. С. Шапшал, Т. З. Талахадзе, Д. И. Овчинников, М. А. Набоков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 2. – С. 54–59.

Тепловоз, как самый сложный механизм, представляет собой совокупность множества взаимосвязанных систем, каждая из которых играет критическую роль в его функционировании. Сердцем тепловоза является дизельный двигатель, бесперебойная работа которого напрямую зависит от эффективного отвода тепла. Эта задача возлагается на систему охлаждения, являющуюся одной из наиболее важных подсистем тепловоза. Для её эффективного функционирования необходим надёжный и управляемый привод вентиляторов, отвечающих за циркуляцию охлаждающего воздуха [1].

В частности, в современных тепловозах, например, в серии ТЭП70БС, широкое применение нашла система гидростатического привода вентиляторов холодильной камеры дизеля. Эта система, основанная на использовании гидравлических насосов и моторов, обеспечивает плавное изменение скорости вращения вентиляторов в зависимости от текущей нагрузки на дизель и температуры окружающей среды. Это позволяет поддерживать оптимальный температурный режим для воды, масла и воздуха наддува дизеля, что критически важно для предотвращения перегрева и обеспечения долговечности двигателя [2].

Гидростатический привод вентиляторов холодильника в тепловозе ТЭП70БС реализован следующим образом: сами вентиляторы, вместе с секциями радиаторов, расположены в специальных шахтах, находящихся в дизельном отделении. В этих шахтах также установлены спрямляющие аппараты, обеспечивающие равномерное распределение воздушного потока, и гидравлические моторы, приводящие вентиляторы в движение. Для регулирования воздушного потока используются боковые жалюзи с пневматическим управлением, которые обеспечивают дополнительную адаптацию системы к меняющимся условиям эксплуатации [3].

Однако, несмотря на ряд преимуществ, гидростатический привод обладает значительными недостатками. Среди них можно выделить сложность конструкции, повышенный расход энергии, необходимость в регулярном техническом обслуживании и относительно низкий КПД. Все эти факторы негативно влияют на общие тягово-энергетические характеристики тепловоза, снижая его эффективность и увеличивая эксплуатационные расходы [4].

В связи с этим, в данной работе рассматривается возможность замены устаревшей

системы гидростатического привода на более современную и эффективную альтернативу. Целью предлагаемых изменений является значительное повышение тягово-энергетических показателей тепловоза ТЭП70БС, что предполагает увеличение его мощности, снижение потребления топлива и повышение надёжности работы. Анализ существующих решений и разработка новой системы потребует детального исследования различных вариантов, включая оценку технических и экономических параметров, а также проведение всесторонних испытаний, чтобы обеспечить оптимальный выбор и гарантировать безопасность и эффективность эксплуатации модернизированного тепловоза. Выбор новой системы будет основан на компромиссе между стоимостью, надёжностью и эффективностью. Поэтому детальный анализ является необходимым этапом на пути к решению данной задачи [5,6,7].

Анализ поломок гидропривода вентиляторов холодильной камеры позволил выявить несколько основных причин отказов. Во-первых, часто наблюдается механическое повреждение корпуса гидромотора и перегрев его подшипников из-за износа или перегрузки. Во-вторых, утечки масла происходят из-за повреждений резиновой диафрагмы. В-третьих, износ пружины терморегулятора приводит к неправильной работе системы. Система гидропривода характеризуется высоким давлением масла (до 16-20 МПа) в нагнетательном трубопроводе между насосом и гидромотором, а также наличием масляного радиатора для охлаждения. Это указывает на сложность системы и необходимость использования высококачественного масла для обеспечения её надёжной работы. Также, хотелось бы отметить, что гидропривод отличается высокой стоимостью и недостаточной надёжностью в сравнении с альтернативными решениями.

После подробного разбора приводов вентилятора холодильника дизеля можно сделать вывод, что гидростатический привод имеет ряд недостатков и заставляет нас задуматься о замене на электрический, который является на сегодняшний день наиболее востребованным и эффективным. Для наиболее подробной и качественной оценки штатного привода вентиляторов холодильной камеры и модернизированного необходимо составить кинематические схемы и выполнить расчёт потерь мощности на их привод.

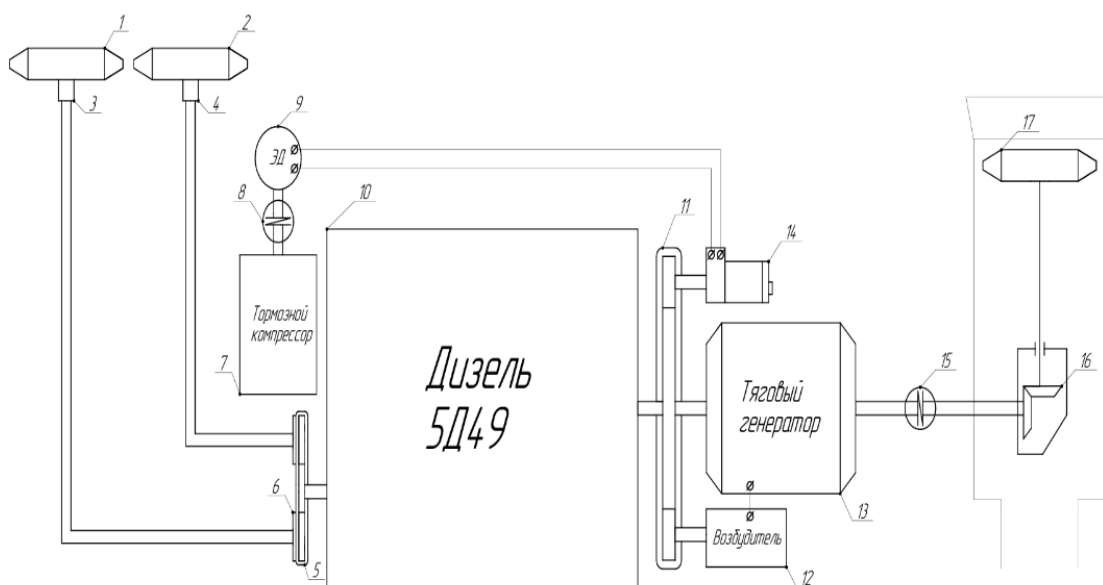
На рис. 1 показана штатная кинематическая схема привода вспомогательного оборудования до модернизации гидравлического привода.

На рисунке 2 показана кинематическая схема привода после модернизации. В предложенной схеме гидростатический привод предлагается заменить на мотор-вентиляторы.

Мощность, затрачиваемая дизелем на привод одного гидронасоса, может быть определена по следующей зависимости [8]:

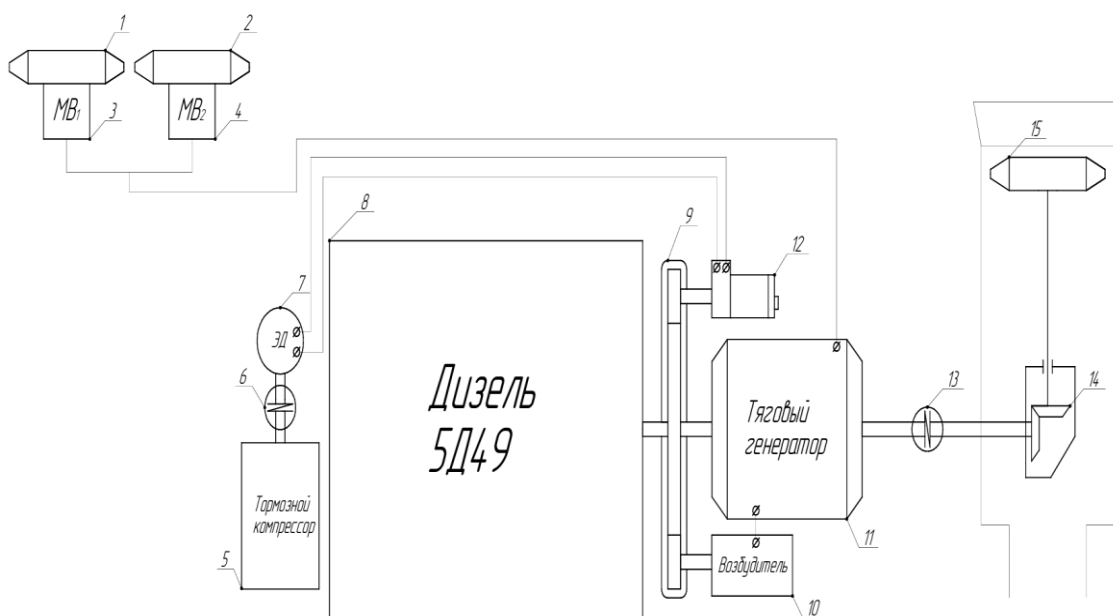
$$N_{\text{нас}} = \frac{n_{\text{нас}} \cdot (p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}) \cdot q_{\text{гн}}}{60 \cdot \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{рр}}},$$

где  $n_{\text{нас}}$  – частота вращения вала гидронасоса (об/мин);  
 $p_{\text{вх}}$  – давление масла на входе в гидронасос (Па);  
 $p_{\text{вых}}$  – давление масла на выходе из гидронасоса;  
 $q_{\text{гн}}$  – расход рабочей жидкости за один оборот вала;  
 $\eta_{\text{мех}}$  – механический КПД гидронасоса;  
 $\eta_{\text{об}}$  – объемный КПД гидронасоса;  
 $\eta_{\text{рр}}$  – КПД раздаточного редуктора.



**Рис. 1. Кинематическая схема привода вспомогательного оборудования ТЭП70БС (штатная)**

1, 2 – вентиляторы холодильника дизеля; 3, 4 – гидромоторы; 5 - редуктор гидронасосов; 6 – гидронасосы; 7 – тормозной компрессор; 8 – муфта; 9 - тяговый электродвигатель; 10 – дизель; 11 – редуктор; 12 – возбуждатель; 13 – тяговый генератор; 14 – стартер генератор; 15 – оболочковая муфта; 16 – угловой редуктор; 17 – вентилятор охлаждения электрических машин и агрегатов



**Рис. 2. Кинематическая схема привода вспомогательного оборудования ТЭП70БС (модернизированная)**

1, 2 – вентилятор; 3, 4 – электродвигатель; 5 – тормозной компрессор; 6 – муфта; 7 – тяговый электродвигатель; 8 – дизель; 9 – редуктор; 10 – возбуждатель; 11 – тяговый генератор; 12 – стартер-генератор; 13 – оболочковая муфта; 14 – угловой редуктор; 15 – вентилятор охлаждения электрических машин и агрегатов

Мощность, затрачиваемая на вращение колеса осевого вентилятора КТЗ-1-70, с учетом возникающих в гидравлическом приводе потерь энергии определяется по формуле [8]:

$$N_{BK} = N_{нас} \cdot \eta_{pp} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{гп} \cdot \eta_{об}^{гм} \cdot \eta_{мех}^{гм},$$

где  $\eta_{об}^{гм}$  — объемные потери гидромотора;

$\eta_{мех}^{гм}$  — механические потери гидронасоса;

$\eta_{гп}$  — КПД гидравлической линии;

С учетом низкой скорости движения жидкости в гидроприводе КПД гидравлической линии  $\eta_{гп}$  может быть принят равным 0,99 [8].

Для используемого в приводе гидронасоса Т-20М/Н на 15-й позиции контроллера при полностью подклинивших вилках перепускных клапанов давление в системе должно быть не менее 110 кгс/см<sup>2</sup> (11,0 МПа), а механический и объемный КПД гидронасосов и гидромоторов составляет 0,96. КПД раздаточного редуктора с достаточной степенью точности может быть принят равным 0,98 [8].

После подстановки данных получим следующее значение номинальной мощности гидронасоса Т-20М/Н [8]:

$$N_{нас} = \frac{1380 \cdot (11 \cdot 10^{-6} - 0,15 \cdot 10^{-6})}{60 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,98} = 69076 \text{ Вт.}$$

Соответственно номинальная мощность двух гидронасосов составит 138,2 кВт. [8].

Модернизация охлаждающего устройства заключается в замене штатной гидростатической системы привода вентиляторов холодильной камеры на два мотор-вентилятора с асинхронными трехфазными электродвигателями АЖ280А10 и питанием от тягового генератора.

$$N'_{BO} = \frac{N_{BO}}{\eta_{эд}},$$

где  $\eta_{эд}$  — КПД привода электродвигателя,  $\eta_{эд} = 0,92$

$$N'_{BO} = \frac{55}{0,92} = 60 \text{ кВт}$$

Охлаждающее устройство подразумевает наличие двух вентиляторов, соответственно потери мощности на их привод составят 120 кВт. Модернизации подвергалась только система гидростатического привода, поэтому привод остального вспомогательного оборудования остался штатным.

Анализируя полученные результаты, можем сделать вывод, что модернизация привода вентиляторов холодильной камеры позволит повысить тягово-энергетические показатели работы пассажирских тепловозов ТЭП70БС и сэкономить 18,2 кВт мощности на привод вспомогательных агрегатов в номинальном режиме, а также значительно упростить конструкцию охлаждающего устройства, избавиться от ряда проблем, связанных с гидростатическим приводом.

## Библиографический список

1. Стратегия научно-технического развития холдинга РЖД на период до 2025 года и на период до 2030 года (Бела книга): [утверждена распоряжением ОАО «РЖД» от 17.04.2018 №769/р.
2. Пассажирский тепловоз ТЭП70БС / В. Г. Быков, Б. Н. Морошкин, Г. Е. Серделевич и др. – М.: Транспорт, 1976. – 232 с.
3. Руководство по эксплуатации. Тепловоз ТЭП70БС. ОАО Коломенский завод, 2004г.
4. **Вильнер, Я. М.** Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов; под ред. Б. Б. Некрасова. Минск: Высшейш. школа, 1976. – С. 15-20.
5. Пути повышения энергетической эффективности перспективных локомотивов / Н. В. Гребенников, А. А. Зарифьян, Т. З. Талахадзе, В. В. Черников // Локомотивы. Транспортно-технологические комплексы. XXI век: материалы V Международной научно-технической конференции, посвященной 180-летию железных дорог России. С.-Петербург, 14 -16 ноября 2017 г. – СПб.: ФГБОУ ВО РГУПС, 2017. – С. 33-38.
6. **Перминов, В. А.** Влияние технического состояния вспомогательного оборудования тепловозов на их энергоэффективность в эксплуатации / В. А. Перминов, В. В. Грачев, Д. Н. Курилкин, И. Э. Нестеров // Вестник научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава. – 2015. – № 97. – С. 10-22.
7. Улучшение тягово-энергетических характеристик автономных локомотивов за счет применения модульного исполнения элементов тяговой системы / Т. З. Талахадзе, Н. В. Гребенников, И. В. Больших // Бюллетень результатов научных исследований. – 2023. – № 4. – С. 78-89.
8. Определение параметров тягово-энергетических характеристик автономных локомотивов по данным микропроцессорных систем управления и диагностики: монография / Д. Н. Курилкин. – СПб.: ФГБОУ ВО РГУПС, 2022. – С. 22-24.

*I. V. Bol'shikh, A. S. Shapshal, T. Z. Talakhadze, D. I. Ovchinnikov, M. A. Nabokov*

#### INCREASING THE TRACTION AND ENERGY PERFORMANCE OF PASSENGER DIESEL LOCOMOTIVES

**Abstract.** The article discusses the design features of the hydrostatic drive for the refrigeration chamber fans of a passenger diesel locomotive. The analysis of the hydraulic drive malfunctions is performed. A variant of the upgrade of the standard system of the hydrostatic drive is proposed. The upgrade of the refrigeration chamber fans drive will allow to increase the traction and energy performance of passenger diesel locomotives TEP70BS.

**Keywords:** hydrostatic drive, kinematic diagram, fan motor, TEP70BS, modernization, traction and energy performance.

**For citation:** Increasing the Traction and Energy Performance of Passenger Diesel Locomotives / I. V. Bol'shikh, A. S. Shapshal, T. Z. Talakhadze, D. I. Ovchinnikov, M. A. Nabokov // Trudy Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobseniya. – 2025. – № 2. – P. 54–59.

**Сведения об авторах****Больших Иван Валерьевич**

Ростовский государственный университет  
путей сообщения (РГУПС),  
кафедра «Тяговый подвижной состав»,  
кандидат технических наук, доцент,  
e-mail: ivan.bolshih@yandex.ru

**Шапшал Александр Сергеевич**

Ростовский государственный университет  
путей сообщения (РГУПС),  
кафедра «Тяговый подвижной состав»,  
кандидат технических наук, доцент,  
e-mail: don-shapshal@bk.ru

**Талахадзе Темура Зурабович**

Ростовский государственный университет  
путей сообщения (РГУПС),  
кафедра «Тяговый подвижной состав»,  
кандидат технических наук, доцент,  
e-mail: 086temur086@gmail.com

**Овчинников Дмитрий Иванович**

Ростовский государственный университет  
путей сообщения (РГУПС),  
кафедра «Тяговый подвижной состав»,  
студент,  
e-mail: di.ow@mail.ru

**Набоков Михаил Александрович**

Ростовский государственный университет  
путей сообщения (РГУПС),  
кафедра «Тяговый подвижной состав»,  
студент,  
e-mail: nabokovma161@gmail.com

**Information about the authors****Bol'shikh Ivan Valeryevich**

Rostov State Transport University (RSTU),  
Chair «Traction Rolling Stock»,  
Candidate of Technical Sciences, Associate  
Professor,  
e-mail: ivan.bolshih@yandex.ru

**Shapshal Alexander Sergeevich**

Rostov State Transport University (RSTU),  
Chair «Traction Rolling Stock»,  
Candidate of Technical Sciences, Associate  
Professor,  
e-mail: don-shapshal@bk.ru

**Talakhadze Temur Zurabovich**

Rostov State Transport University (RSTU),  
Chair «Traction Rolling Stock»,  
Candidate of Technical Sciences, Associate  
Professor,  
e-mail: 086temur086@gmail.com

**Ovchinnikov Dmitry Ivanovich**

Rostov State Transport University (RSTU),  
Chair «Traction Rolling Stock»,  
Student,  
e-mail: di.ow@mail.ru

**Nabokov Mikhail Alexandrovich**

Rostov State Transport University (RSTU),  
Chair «Traction Rolling Stock»,  
Student,  
e-mail: nabokovma161@gmail.com