

doi: 10.51639/2713-0576_2026_6_3_65

Научная статья

УДК 621.642

ГРНТИ 73.37.19

ВАК 2.8.5

Повышение надежности аппарата воздушного охлаждения газа путем модернизации его вентилятора

Артем Витальевич Лахтуров, Вячеслав Александрович Татаринцев*

ФГБУ ВО «Брянский государственный технический университет»,

Россия, Брянск

* v_a_t52@mail.ru

Аннотация

Выполнен анализ отказов аппарата воздушного охлаждения газа. Установлена проблема низкой надежности подшипниковой опоры вертикального вала вентилятора. Цель работы – повышение надежности привода по отказу подшипника нижней опоры вала вентилятора за счет разработки более совершенной конструкции. В результате обоснована и разработана модернизированная конструкция опоры вала привода с повышенным ресурсом.

Ключевые слова: надежность, аппарат воздушного охлаждения (АВО), вертикальный вал, вентилятор, ременная передача, опора, подшипник.

Привод вентилятора обеспечивает вращательное движение его лопастей и включает в себя асинхронный электродвигатель, ременную передачу, вал и его опоры (рисунок 1). Анализ данных о техническом состоянии элементов АВО газа позволил выделить основные виды и причины их отказов [1].

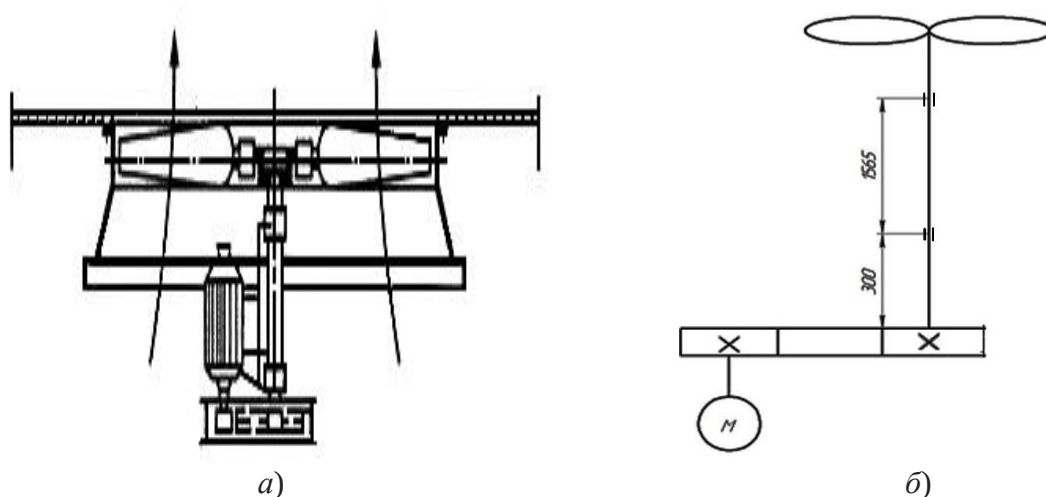


Рисунок 1 – АВО газа с приводом клиноременной передачей – а
и кинематическая схема привода вентилятора – б

Цель исследования – выполнить анализ возможных видов отказов элементов АВО, на основе которого оценить наиболее ненадежные элементы и оценить влияние на них параметров случайного процесса нагруженности и характеристик сопротивления разрушению (прочности). Для достижения этой цели применим подходы, изложенные в работе [2].

На стадии эксплуатации АВО идентифицированы отказы в работе привода вентилятора, состоящего из электродвигателя, ременной передачи, вертикального вала, двух его подшипниковых опор и самого вентилятора. С точки зрения схемной надежности привод можно представить в виде последовательного соединения пяти элементов ее составляющих, обеспечивающих выполнение заданных функций, поскольку отказ любого из элементов приводит к отказу системы в целом. В этом случае надежность системы привода не может быть выше надежности самого ненадежного элемента (рисунок 2). Повышение надежности этого элемента повышает надежность системы в целом.

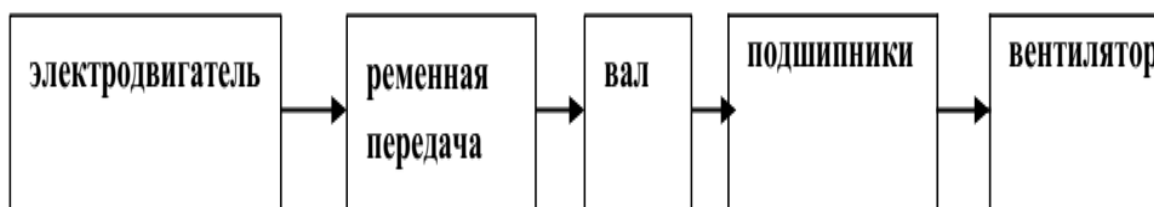


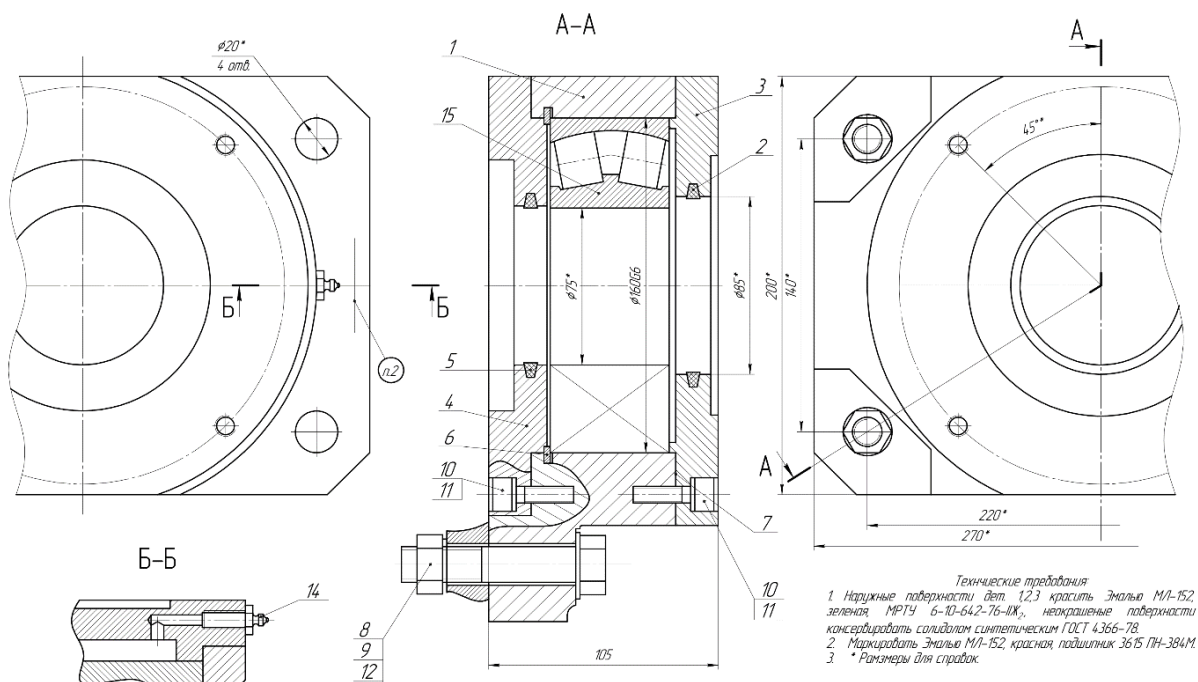
Рисунок 2 – Расчетная схема надежности элементов привода вентилятора

В нижней опоре вертикального вала АВО газокompрессора ГТК-25И применяется подшипниковый узел ПН 384-000 со сферическим двухрядным самоустанавливающимся роликоподшипником серии 3615. В процессе работы в этой подшипниковой опоре наблюдается существенное повышение температуры и утечка смазочного материала. Осевая нагрузка на нижней подшипник обусловлена весом вертикального вала и установленных на нем элементов (ротора вентилятора и большого шкива клиноременной передачи) и осевой тягой вентилятора (пропеллерный эффект) (рис. 1, б). Расчет веса производился через объемы элементов по известным чертежным размерам (рис. 2). Оценка осевой тяги вентилятора производилась по величине статического напора вентилятора, вычисленного через потребляемую мощность с использованием величин производительности и эффективного к.п.д, который был принят равным 0,5. Тяга определялась как произведение перепада статического давления на рабочем колесе вентилятора на «ометаемую» им площадь [2].

Недостатки существующей конструкции (рисунок 3).

1. В существующей конструкции применен радиальный сферический роликовый подшипник 3615 ГОСТ 5721-75 с бортиками на внутреннем кольце. При действии значительной осевой нагрузки, соизмеримой с радиальной, ролики смещаются к бортикам на внутреннем кольце, что вызывает повышенное трение и последующей нагрев опоры. За счет перекосов осевую нагрузку воспринимает только один ряд роликов, что снижает динамическую грузоподъемность подшипника.

- поверхность вала в месте контакта с сальником должна иметь твердость не менее 45 HRC (существующая – 30...35 HRC);
- шероховатость поверхности не более $Ra = 1,2$ мкм;
- допустимое биение вала – 0,1 мм;
- температура опоры не выше 90 °С (существующая – свыше 100 °С);
- не рекомендуется применять в условиях повышенной загрязненности.



Долговечность таких сальников – несколько сотен часов. Нагрев подшипника из-за трения торцов роликов подшипника о бурты внутреннего кольца приводит к разжижению пластической смазки, пригоранию уплотнения (сальника) и истеканию смазки из полости опоры через нижний сальник.

1. На первом этапе разработан промежуточный (переходный) вариант, включающий изменение конструкций нижней и верхней крышек с установкой в них резиновых армированных манжет ГОСТ 875 -79, а также выполнение в нижней крышке контрольной масляной канавки, используемой для контроля при запрессовке пластической смазки.

Твердость поверхности вала в месте контакта с манжетами должна быть не менее 45 HRC, шероховатость не более $Ra = 0,66$ мкм, допустимое биение вала 0,175 мм, рабочая температура $-45...+150$ °C. В нижней крышке выполняется карман для сбора отработанной пластического смазочного материала.

Сферический самоустанавливающийся роликоподшипник с несимметричными роликами 3615 ГОСТ 5721-75 предлагается заменить на сферический самоустанавливающийся роликоподшипник 53615 ГОСТ 24696-81 с симметричными роликами и плавающим бортом на внутреннем кольце. Подшипник типа 53000 имеет повышенную на 25...30 % динамическую грузоподъемность по сравнению с подшипником типа 3000. Оба подшипника снабжены стальными или массивными бронзовыми и латунными сепараторами (рисунок 4).

На втором этапе с учетом изменений, связанных с конструкцией верхней и нижней крышек и применением манжетных уплотнений, предложено разделить функции восприятия радиальной и осевой нагрузок между двумя подшипниками.

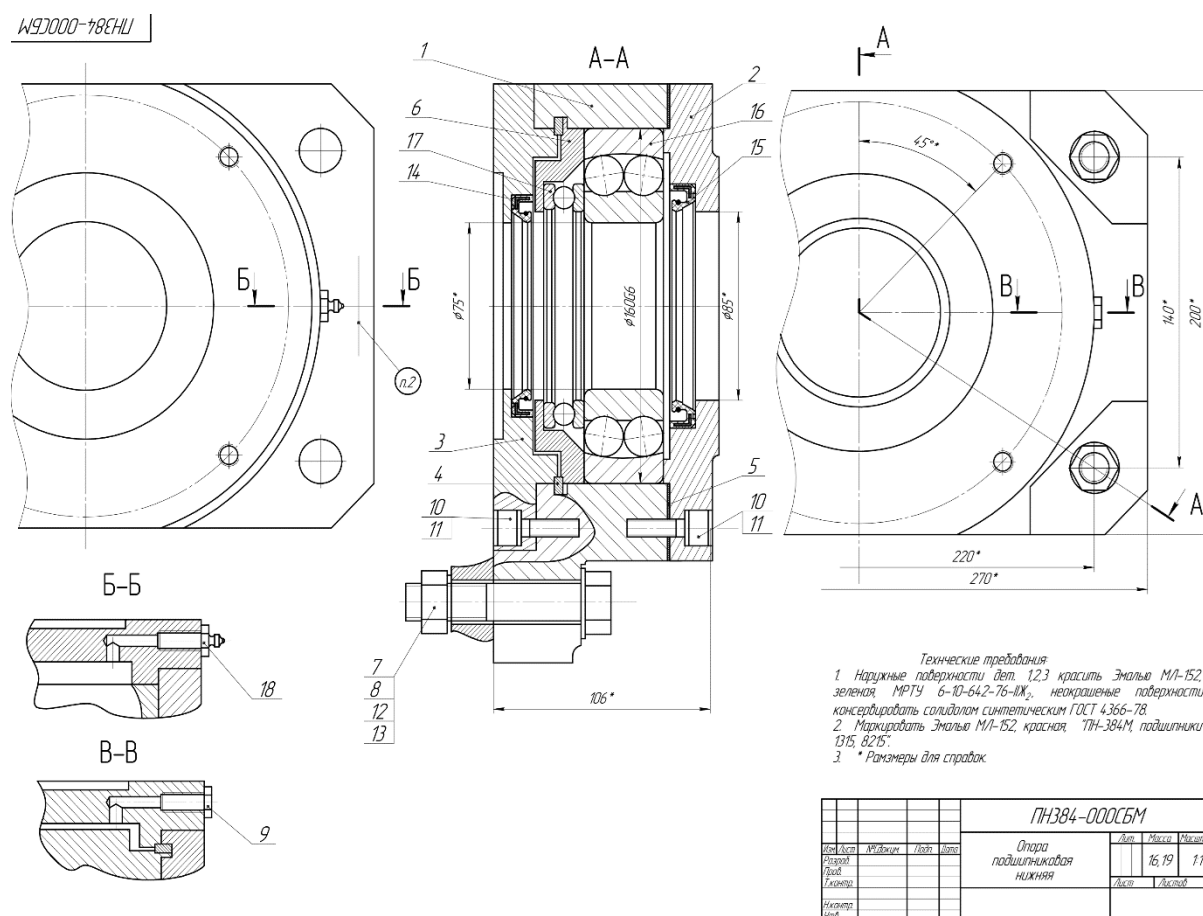


Рисунок 4 – Модернизированная конструкция нижней опоры

Радиальную силу воспринимает сферический самоустанавливающийся шарикоподшипник 1315 ГОСТ 5720-75, а осевую – упорный шарикоподшипник 8215 ГОСТ 6874-75.

Для установки последнего конструкция снабжена стаканом, фиксируемым в корпусе двумя полукольцами.

Нагрузка на подшипник нижней опоры зависит от силы начального натяжения ремней ременной передачи, поэтому её необходимо регламентировать в соответствии с передаваемым вращающим моментом.

Для клиновых ремней сечения типа C – 600...850 Н. При этом прогиб f от нагрузки G , приложенной посередине ветви ремня, рассчитывалась по формуле $f = 1,55a/100$, где a – межосевое расстояние, мм., при $a = 1115$ мм $f = 17,3$ мм. Величина силы, приложенной по середине ветви ремня сечения типа C – $G = 28...36$ Н. Конструкция наиболее трудоемкой детали – корпуса не претерпела изменений.

Сохранены конфигурация и размеры полуколец, прокладок, болтов, гаек и шайб. Подобран смазочной материал. Разработаны рекомендации по регулировке и контролю силы натяжения ременной передачи.

Для подшипников 1315 ГОСТ 5720-75 и 8215 ГОСТ 6874-75 исследуем влияние изменения коэффициент надежности a и вероятности безотказной работы P , на расчетный скорректированный ресурс подшипника L_h . Результаты расчетов представлены на рисунке 5.

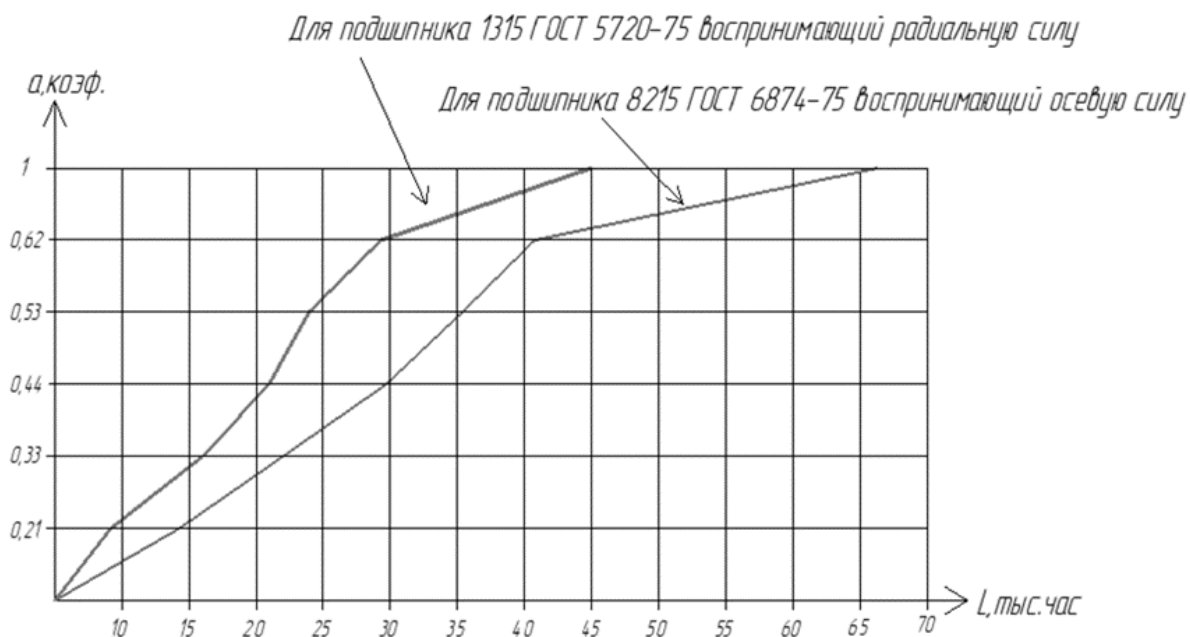


Рисунок 5 – Зависимость расчетного скорректированного ресурса подшипника от коэффициента надежности

Выполненные оценки расчетного ресурса показывают, что первое техническое обслуживание привода вентилятора нужно проводить через 5 лет и 3 месяца, поскольку 90-процентный ресурс подшипника 1315 ГОСТ 5720-75 составляет 46000 часов или 5,22 лет, а у подшипника 8215 ГОСТ 6874-75 соответственно 68000 часов или 7,7 лет.

Техническое обслуживание по сборке нижней подшипниковой опоры производится в следующей последовательности.

1. При снятом ведомом шкиве ременной передачи снизу надевается верхняя крышка с установленной в ней манжетой, затем регулировочные прокладки, корпус, подшипники – сначала радиальный сферический, затем упорный, тугое кольцо которого обращено к сферическому подшипнику, а свободное – опирается о стакан, затем два полукольца фиксируются в прорези корпуса и крепится нижняя крышка. Крышки фиксируются на корпусе винтами, а корпус болтами с гайками и шайбами закрепляется на установочной плите.

2. Измерение радиальных биений вала осуществляется с помощью индикатора часового типа, закрепленного на стойке. Величина радиального биения в месте установки шкива ременной передачи не более 0,04 мм, в месте установки манжеты на опорных плитах и регулировкой самих плит вместе с опорой.

3. Один раз в год в летнее время производится разборка, дефектоскопия и промывка подшипникового узла. Заполнение смазкой подшипниковой опоры осуществляется через масленку в верхней крышке в количестве, соответствующих 2/3 свободного объема узла, что составляет примерно 260 г. Через 4 месяца работы осуществляется пополнение смазки через масленку до появления свежей по цвету и консистенции смазки из контрольного отверстия масляной канавки в нижней крышке.

4. Промывка подшипников производится в следующей последовательности:

- погрузить подшипник в ванну бензином "Нефрас" С-3-80/120 ГОСТ 9980. 1–5–86. При необходимости очистить поверхность кистью;
- повторить промывку погружением подшипника в чистую ванну с бензином
- погрузить подшипник в ванну со смесью бензина "Нефрас" и 5...10 % масла МС – 20 или МК– 22 ГОСТ 21743 – 76 или трансформаторного;
- если старый смазочный материал уплотнился и не удаляется бензином, рекомендуется промывать нагретым до 105...115 °С маслом или кипятить подшипник в одном растворе моющих средств (мыло, сода и др.);
- при хранении подшипников свыше 12 часов их необходимо консервировать в масле МС – 20 ГОСТ 21743 – 76 или индустриальном И –20А ГОСТ 20799-75 с добавлением 2...3 % ингибитора МСДА-1 ТУ 6-02-605-70. Смазанные подшипники завернуть в парафинированную бумагу БН-3-3,5 ГОСТ 9569-79.

Выполненные мероприятия позволили снизить риски отказов нижней опоры вертикального вала вентилятора АВО газа, что ведет к снижению эксплуатационных затрат на обслуживание и позволяет повысить надежность привода вентилятора в целом [4].

Конфликт интересов

Авторы статьи заявляют, что на момент подачи статьи в редакцию, у них нет возможного конфликта интересов с третьими лицами.

Список источников:

1. Бикмухаметова М.А., Салимова Г.Д. Анализ эксплуатационной надежности аппаратов воздушного охлаждения // Научно-образовательный журнал для студентов и преподавателей «StudNet». 2020. №8. С. 356-366.
2. Пятков М.И., Татаринцев В.А. Повышение надежности привода вентилятора аппарата воздушного охлаждения газа // В сборнике: Актуальные проблемы научного знания. Новые технологии ТЭК-2022. Материалы VI Международной научно-практической конференции. Отв. редактор С.Н. Нагаева. Тюмень, 2022. С. 310-315.
3. Толстошеев А.К., Татаринцев В.А. Проектирование статически определимых механизмов технологических мехатронных машин с параллельной кинематикой // Мехатроника, автоматизация, управление. 2019. Т. 20. № 7. С. 428-436.
4. Татаринцев В.А. Анализ рисков и обоснование уровня надежности элементов трубопроводного транспорта // В сборнике: Нефтегазовый терминал: сборник научных трудов международной научно-технической конференции имени профессора Н.А. Малыгина. Под общей ред. М.А. Александрова. Тюмень, 2021. С. 171-178.

Improving the reliability of the gas air cooling unit by upgrading its fan

Artem Vitalyevich Lakhturov, Vyacheslav Aleksandrovich Tatarintsev*

Bryansk State Technical University,

Bryansk, Russia

* v_a_t52@mail.ru

Abstract

An analysis of air-to-air gas cooler failures was conducted. The low reliability of the fan's vertical shaft bearing support was identified. The objective of this study was to improve the drive reliability in terms of bearing failures in the lower fan shaft support by developing a more advanced design. As a result, an improved drive shaft support design with an increased service life was validated and developed.

Keywords: reliability, air-to-air cooler (ACO), vertical shaft, fan, belt drive, support, bearing.