

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Межинститутская базовая кафедра
«Прикладная физика и космические технологии»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ В.Е. Косенко
подпись инициалы, фамилия
«_____» _____ 2023 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Разработка комплексного метода
для оптимизации работы электронасосного агрегата
системы терморегулирования космического аппарата
тема

15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»
код и наименование направления

15.04.05.02 «Технология производства космических аппаратов»
код и наименование магистерской программы

Руководитель	_____	профессор МБК ПФиКТ, д-р техн. наук	_____	В.В. Двирный
	подпись, дата	должность, ученая степень		инициалы, фамилия
Выпускник	_____			Т.А. Сигаева
	подпись, дата			инициалы, фамилия
Рецензент	_____	зам. директора ОЦ КТМС АО «РЕШЕТНЁВ» канд. техн. наук	_____	А.В. Леканов
	подпись, дата	должность, ученая степень		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	_____	профессор МБК ПФиКТ, д-р техн. наук	_____	В.Е. Чеботарёв
	подпись, дата	должность, ученая степень		инициалы, фамилия

Красноярск 2023

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Межинститутская базовая кафедра

«Прикладная физика и космические технологии»

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ В.Е. Косенко

подпись инициалы, фамилия

«_____» _____ 2023 г.

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

в форме магистерской диссертации

Студенту: Сигаевой Татьяне Александровне.

Группа МТ 21-04М.

Направление 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Специализированная программа подготовки: 15.04.05.02 «Технология производства космических аппаратов».

Тема магистерской диссертации (МД): «Разработка комплексного метода для оптимизации работы электронасосного агрегата системы терморегулирования космического аппарата».

Утверждена приказом по университету от «20» марта 2023г. № 4538/с

Руководитель МД: Валерий Васильевич Двирный, д-р техн. наук, профессор МБК ПФ и КТ

Перечень разделов МД:

1 Описание электронасосного агрегата в системе терморегулирования космического аппарата и особенности его работы.

2 Анализ факторов, влияющих на работу подшипников электродвигателя электронасосного агрегата системы терморегулирования космического аппарата.

3 Комплекс мер для оптимизации работы электронасосного агрегата и экспериментальные исследования.

Перечень графического материала представлен в виде слайдов презентации в количестве 17 штук.

Руководитель ВКР _____
подпись

В.В. Двирный
инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению _____
подпись

Т.А. Сигаева
инициалы и фамилия

« _____ » _____ 20__ г.

РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация на тему «Разработка комплексного метода для оптимизации работы электронасосного агрегата системы терморегулирования космического аппарата» содержит 94 страницы текстового документа, 18 использованных источников, 32 рисунка, 14 таблиц.

СИСТЕМА ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА, ЭЛЕКТРОНАСОСНЫЙ АГРЕГАТ, ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС, УСТРОЙСТВО ИСПОЛНИТЕЛЬНОЙ АВТОМАТИКИ.

Объект – система терморегулирования космического аппарата.

Предмет – электронасосный агрегат.

Цель – разработать комплексный метод для оптимизации работы электронасосного агрегата системы терморегулирования космического аппарата.

Выполнены задачи:

- изучены особенности конструкции и определены критичные элементы электронасосного агрегата;
- рассмотрены внутренние силы и внешние факторы, оказывающие влияние на работу электронасосного агрегата;
- разработан ряд мероприятий, способствующих оптимизации работы электронасосного агрегата;
- проведены экспериментальные исследования и доказана эффективность мероприятий для оптимизации работы электронасосного агрегата.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	8
1 Описание электронасосного агрегата в системе терморегулирования космического аппарата и особенности его работы.....	10
2 Анализ факторов, влияющих на работу подшипников электродвигателя электронасосного агрегата системы терморегулирования космического аппарата.....	16
2.1 Оценка погрешностей изготовления корпуса электродвигателя.....	16
2.2 Оценка погрешностей изготовления ротора электродвигателя.....	18
2.3 Определение начального угла контакта в подшипнике и допустимых углов перекоса.....	21
2.4 Оценка момента инерции и массы ротора электродвигателя	24
2.5 Оценка наиболее опасных элементов с точки зрения трибологических требований.....	25
2.6 Оценка возможности возникновения дефектов в электромеханической части электродвигателя, преобразователя и системы управления электронасосного агрегата.....	26
2.7 Анализ радиальной силы от дисбаланса ротора.....	28
2.8 Анализ осевого и радиального усилий от крыльчатки.....	28
2.9 Анализ осевых сил, связанных с поджатием торцов колец подшипников.....	35
2.10 Анализ центробежных сил, действующих на шарики подшипников.....	37

2.11 Анализ сил, связанных с гироскопическим моментом.....	39
2.12 Анализ сил трения шариков о наружное и внутреннее кольца.....	43
2.13 Исследование изменений осевой и радиальной жесткостей подшипника и возможной их пульсации в результате совместного действия внешних и внутренних сил, действующих на кольца подшипников и тела качения.....	47
2.14 Исследование воздействия гироскопического момента и момента от сил трения на блокировку вращения наружного кольца подшипника.....	50
2.15 Расчет номинального ресурса подшипника.....	53
2.16 Расчет модифицированного ресурса подшипника.....	58
3 Комплекс мер для оптимизации работы электронасосного агрегата и экспериментальные исследования.....	62
3.1 Анализ дефектов, полученных в процессе ресурсных испытаний электронасосного агрегата и комплекс мер для оптимизации его работы	62
3.2 Подшипники электродвигателя.....	62
3.3 Смазывание подшипников электродвигателя и циркуляция теплоносителя.....	63
3.4 Температурная деформация статора в процессе приварки биметаллического кольца.....	65
3.5 Повышенная осевая нагрузка на подшипники электродвигателя.....	67
3.6 Повышенная радиальная нагрузка на подшипники электродвигателя.....	68
3.7 Большой разброс гидравлических параметров, получаемый при изготовлении крыльчаток.....	69

3.8 Порядок проведения испытаний по подбору крыльчаток и расходных шайб.....	69
3.9 Порядок проведения испытаний по проверке параметров.....	73
3.10 Порядок проведения градуировки по расходу-напорным характеристикам.....	73
3.11 Порядок определения зависимости изменения потребляемого электродвигателем тока от изменения расхода, создаваемого насосом.....	74
3.12 Порядок проведения испытаний по термоциклированию.....	75
3.13 Результаты испытаний.....	78
Заключение.....	80
Список сокращений.....	82
Список использованных источников.....	83
Приложение А Результаты испытаний по подбору крыльчаток и расходных шайб для электронасосного агрегата.....	85
Приложение Б Результаты испытаний по градуировке электронасосного агрегата.....	87
Приложение В Результаты испытаний по определению зависимости изменения, потребляемого электродвигателем тока от изменения расхода.....	89
Приложение Г Результаты испытаний по проверке параметров после механических нагрузок.....	89
Приложение Д Результаты испытаний по термоциклированию.....	91
Приложение Е Результаты испытаний по проверке параметров до применения комплексного метода для оптимизации работы электронасосного агрегата.....	93
Приложение Ж Результаты испытаний по проверке параметров после применения комплексного метода для оптимизации работы электронасосного агрегата.....	94

ВВЕДЕНИЕ

Разработка перспективных космических аппаратов (КА) с увеличенными сроками активного существования (САС) в негерметичном исполнении предъявляет повышенные требования к системе терморегулирования (СТР). Система терморегулирования приборного отсека является неотъемлемой частью любого космического аппарата. Она должна обеспечивать нормальную работу электронного оборудования непрерывно в течение длительного срока работы. Безотказная работа электронасосного агрегата (ЭНА) СТР КА в течение всего САС является одним из ключевых показателей надежной работы СТР. Статистические данные показывают, что на поломки в машиностроении влияет целый комплекс факторов.

В современных КА применяются пассивная СТР, активная СТР и смешанная СТР. Пассивная СТР представлена тепловыми трубами. Активная СТР включает в себя гидравлический контур, в котором ЭНА постоянно обеспечивает циркуляцию теплоносителя и систему «жалюзи» и электрообогревателей, отвечающих за поддержание температуры теплоносителя в заданных пределах. Смешанная СТР включает в себя активную и пассивную СТР. В данной работе будет рассматриваться активная СТР с анализом работы ЭНА.

В составе каждого ЭНА установлены два электродвигателя (ЭД) постоянного тока, бесконтактные, экранированные, со стабилизированной частотой вращения, с правым или левым направлением вращения вала. Они образуют два гидронасоса (ГН): основной и резервный. При эксплуатации КА работает основной ГН, резервный ГН находится в «холодном» резерве. ЭД ЭНА является критичным элементом.

В конструкциях ЭД ЭНА используются однорядные шариковые радиальные подшипники качения. Основные процессы, сопровождающие работу и выход из строя подшипников в составе ЭД ЭНА - это динамические

процессы и процессы смазывания. Динамические процессы, вызывая высокие нагрузки между деталями подшипников, способны привести к повреждениям поверхностей. Этому должны препятствовать правильно организованные процессы смазывания и охлаждения, назначение которых разделить взаимодействующие поверхности подшипника и, следовательно, создать условия для его длительной работы. Отказ подшипников ЭД может характеризоваться как постепенный отказ, при котором происходит нарастание воздействия негативных факторов. Вследствие этого, изменяется техническое состояние подшипников и, контролируя его, имеется возможность не только следить за работоспособностью СТР (осуществлять мониторинг), но и прогнозировать ресурс её работы.

1 Описание электронасосного агрегата в системе терморегулирования космического аппарата и особенности его работы

СТР КА обеспечивает поддержание баланса тепловой энергии и ее перераспределение между конструкциями аппарата, радиоэлектронной аппаратурой (РЭА) и узлами КА в заданном температурном диапазоне в течение всего САС КА [1,2]. Система «жалюзи» и электрообогреватели периодически включаются в работу на короткий период подстройки, в то время как ЭНА должен непрерывно работать в течение всего САС КА. Выход из строя СТР, в основном, происходит в результате отказа ЭНА, причем возможной причиной отказа является выход из строя ЭД.

Условия эксплуатации ЭНА:

- температура теплоносителя от минус 40 °С до плюс 40 °С;
- напряжение питания (27±0,2) В;
- давление РЖ (рабочей жидкости) на входе в ЭНА 49,0 – 196,1 кПа (0,5-2 кгс/см²);
- сопротивление цепи питания, включая внутреннее сопротивление источника и коммутационных элементов, должно быть не более (0,5±0,01) Ом;
- температура посадочного места преобразователей от минус 30 °С до плюс 40 °С;
- окружающая среда ЭНА (с преобразователями) – вакуум не более $1,33 \cdot 10^{-6}$ кПа (10^{-5} мм рт.ст.).

ЭНА предназначен для создания циркуляции теплоносителя в жидкостном контуре СТР с требуемым расходом. Основные параметры ЭНА при нормальных условиях указаны в таблице 1.

Таблица 1 - Основные параметры ЭНА при нормальных условиях

Параметр	Значение
1 Напряжение питания	27 В
2 Перепад давлений между выходом и входом ЭНА	0,61 кгс/см ²
3 Ток потребления ЭД	≤1,25 А
4 Объемный расход	110-150 см ³ /с
5 Частота вращения вала ЭД	5900 об/мин
6 Масса ЭНА с преобразователями	3,8 кг

Гидравлическая конструкция ЭНА включает в себя два бесконтактных, экранированных ЭД, два преобразователя для управления ЭД, две крыльчатки, перекидной клапан и герметичный контур. Каждый ЭД с крыльчаткой образует гидронасос (ГН). Один ГН находится в холодном резерве. Вход теплоносителя в ЭНА общий для двух ГН, а выход теплоносителя каждого ГН соединен с гидравлической магистралью через обратный клапан. При работе одного гидронасоса обратный клапан потоком теплоносителя перекрывает выход со второго насоса в основную гидромагистраль, что исключает обратное перетекание теплоносителя через неработающий насос. Конструкция гидравлической части ЭНА представлена на рисунке 1.

Принципиальная особенность применяемого типа ЭД заключается в том, что ротор отделен от статора посредством герметичной гильзы и находится в среде рабочей жидкости, которая смазывает подшипники ЭД. С ЭД в систему измерений выдаются телеметрические сигналы пропорциональные частоте вращения вала ЭД и телеметрические сигналы пропорциональные частоте следования сигналов датчика положения ротора (ДПР). Ввиду специфики работы ЭНА, подшипники ЭД являются критичным элементом ЭД. Они испытывают нагрузку на протяжении всего срока службы и подвержены износу.

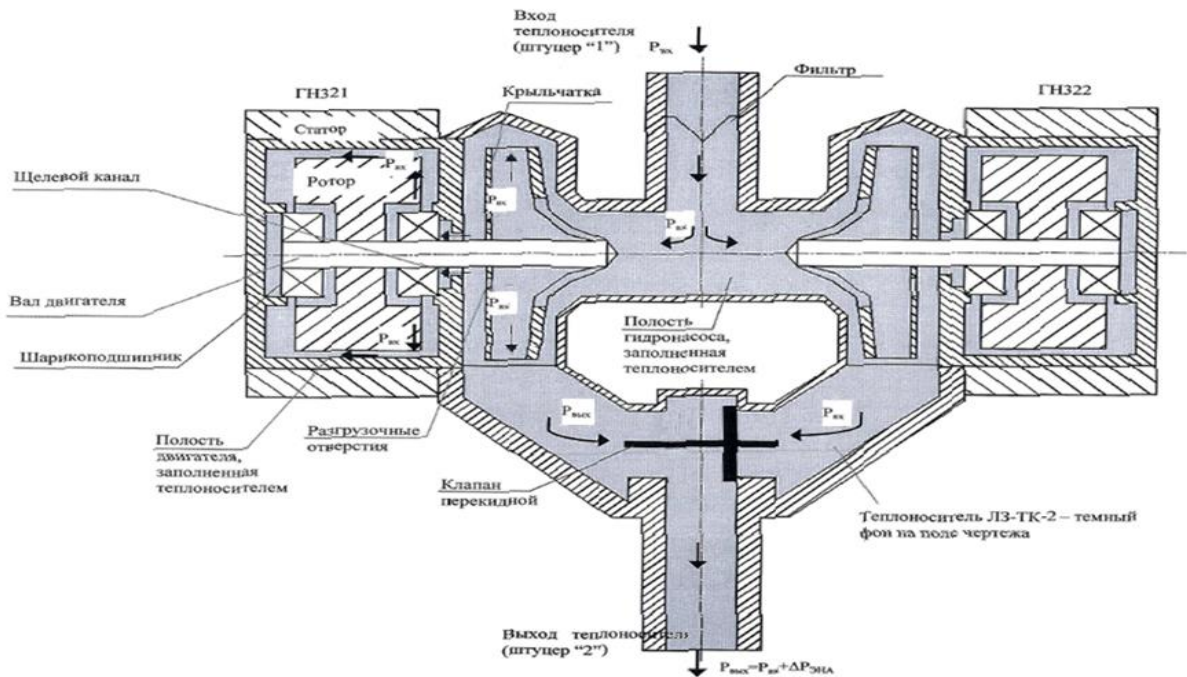


Рисунок 1 – Конструкция гидравлической части ЭНА

В качестве нагнетателя в системе терморегулирования применяются центробежные насосы. Основными частями такого насоса является корпус спиральной формы, внутри которого размещается рабочее колесо, рисунок 2. Рабочее колесо состоит из двух дисков, с выфрезерованными лопастями на ведущем диске. Лопасты отогнуты от радиального направления в сторону, противоположную направлению вращения.

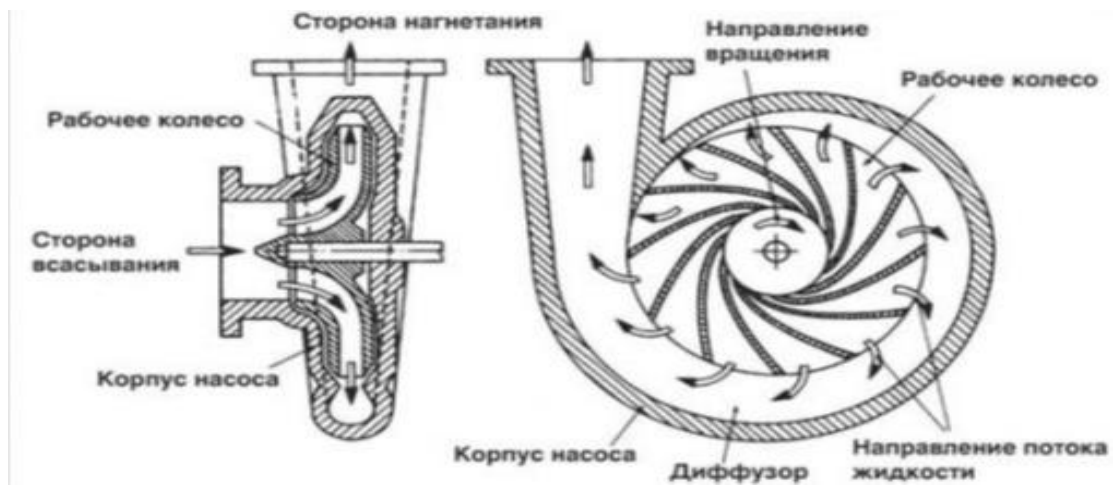
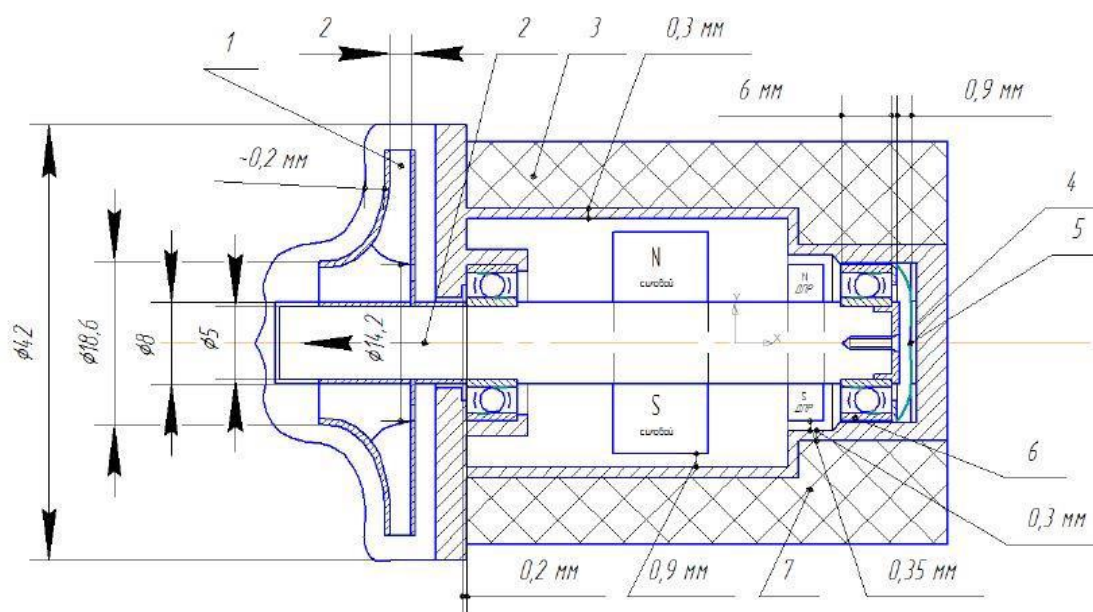


Рисунок 2 — Устройство центробежного насоса

В заполненном жидкостью корпусе вращающееся рабочее колесо за счет центробежных сил перемещает жидкость от центра рабочего колеса к периферийным участкам. В результате там создается повышенное давление, и жидкость через спиральный отвод и конический диффузор вытесняется в напорный трубопровод, а в центре рабочего колеса создается разрежение, заставляющее жидкость поступать в насос. Таким образом, жидкость непрерывно подается в сторону нагнетания. На рисунке 3 показана установка центробежного насоса на вал ротора ЭД.



1 — рабочее колесо (крыльчатка); 2 — вал; 3, 7 — статор; 4 — корпус;
5 — пружина; 6 — подшипники

Рисунок 3 - Расположение крыльчатки на оси вала ЭД

Исходя из схемы устройства ЭНА, показанной на рисунке 3 и, как показал опыт эксплуатации, наиболее критичным элементом является опорный подшипник 6, находящийся в задней стенке корпуса ЭНА. Подшипниковая опора, поджатая пружиной 5 и смазываемая теплоносителем, подвергается повышенным нагрузкам, и, следовательно, постепенному износу.

Так как при повышении температуры теплоносителя его смазывающая способность снижается, нагрев в процессе функционирования ЭНА имеет важное значение. Говоря о нагреве, необходимо рассматривать подшипниковую систему целиком. В комплексе система подшипника качения включает в себя подшипник качения, смазку и доступ смазки к зонам контакта тел качения. Подшипники качения несут нагрузку вращающихся элементов и не могут функционировать долгое время без смазки. В случае температурной деструкции смазывающего материала подшипник быстро выходит из строя. Проблемы со смазкой чаще всего являются основной причиной выхода из строя подшипников, когда происходит подъем температуры в системе функционирования теплоносителя.

Смазочный материал между шариками и дорожкой качения уменьшает трение и износ и, таким образом, снижает тепловыделение. Смазочные материалы будут работать эффективно до того момента, пока не потеряют своих свойств из-за высокой температуры. Таким образом, обеспечение необходимого уровня температуры является нетривиальной задачей поддержания неустойчивого равновесия.

Путем для прохождения теплоносителя, являющимся и смазочным материалом, к подшипникам является сложная траектория, показанная на рисунке4, включающая малые зазоры между статором и ротором электрической машины (0,9 мм) и статором и ротором ДПР (0,3 мм) и осевые зазоры. Малые проходные сечения и зазоры оказывают существенное влияние на эксплуатационные характеристики малорасходных систем. Наличие каких-либо примесей, твердых взвешенных частиц в рабочей жидкости может приводить к абразивному износу гидродинамической опоры с малыми радиальными зазорами, к возможному заклиниванию всей системы.

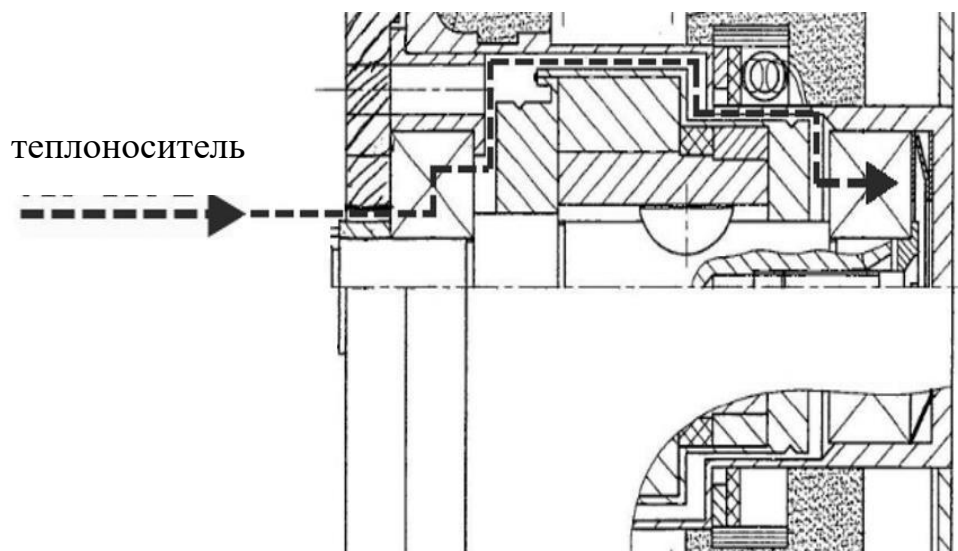


Рисунок 4 — Траектория перемещения теплоносителя в гильзе ротора ЭД

При наличии взвешенных частиц происходит увеличение вязкости рабочей жидкости, что вызывает изменение характеристики работы узлов [3]. С ростом концентрации в рабочей жидкости взвешенных частиц увеличивается нагрузка на привод вала из-за повышения вязкости рабочей жидкости. При этом работоспособность опоры качения не изменяется, и наибольшее значение концентрации при условии создания жидкостной смазки в щели определяется допустимой величиной нагрузки.

Более сложная картина будет наблюдаться в период пуска и останова, так как в состоянии покоя твердые частицы, находящиеся в зазоре, могут прилипнуть к поверхности ротора и корпуса (гильзы), вызывая абразивный износ всей щели. Износ существенно возрастет при увлечении концентрации твердых частиц [3].

2 Анализ факторов, влияющих на работу подшипника электродвигателя электронасосного агрегата системы терморегулирования космического аппарата

2.1 Оценка погрешностей изготовления корпуса электродвигателя

При работе ЭД ось ротора вращается относительно реальной (рабочей) оси, так как всегда имеют место погрешности изготовления корпуса, ротора и подшипников. Этому способствуют наличие зазоров в местах посадок и зазоров между телами качения и кольцами подшипников. В результате реальная ось, в отличие от идеальной, не только может быть смещена и перекошена, но и может блуждать.

Рассмотрим фрагмент чертежа корпуса ЭД, на котором показаны посадочные места для установки подшипников.

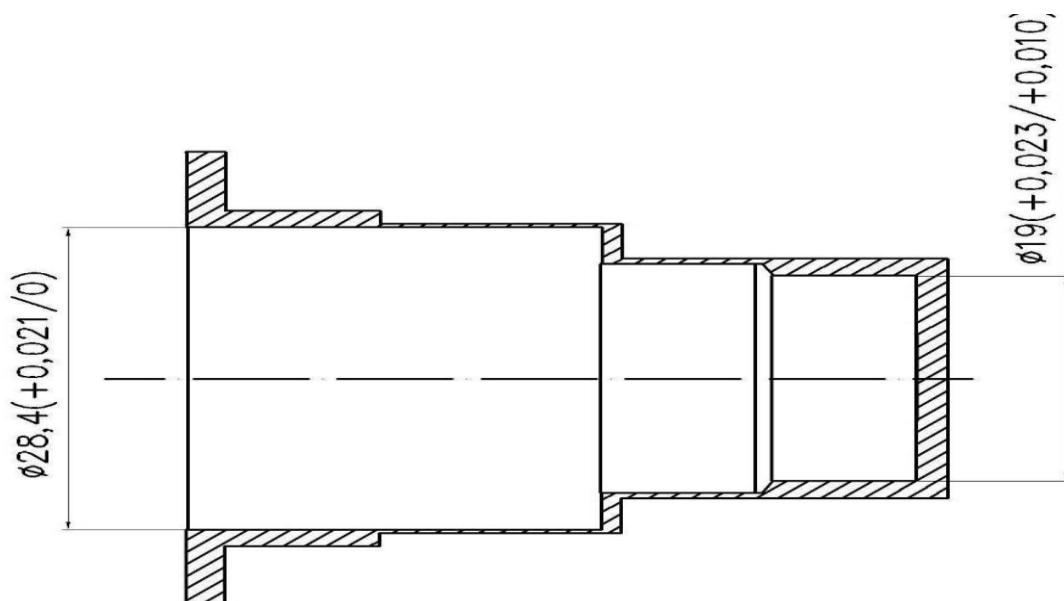


Рисунок 5 – Фрагмент чертежа корпуса

Расточки под подшипники диаметрами $28,4(+0,021/0)$ и $19(+0,023/+0,010)$ должны выполняться с одной установки. Размер диаметра $19(+0,023/+0,010)$ должен контролироваться после сборки статора.

Передний подшипник устанавливается в отверстии диаметром $28,4(+0,021/0)$ с помощью переходной втулки, показанной на рисункеб. На чертеже втулки указывается, что посадка её в корпус выполняется так, чтобы зазор между поверхностями был в пределах 10-16 мкм. Посадочный размер во втулке под передний подшипник обрабатывается по посадочному диаметру наружного кольца подшипника, обеспечивая зазор 2-6 мкм.

На схеме рисунка 6 показаны итоговые зазоры на сопряженных поверхностях, связанных с установкой подшипников в корпус.

Подшипники выполняются по второму ряду радиального зазора с 5-ой степенью точности. В соответствие с этим зазор в подшипнике должен быть в пределах 10...15 мкм, радиальное биение наружного кольца собранного подшипника при вращающемся внутреннем кольце не должно превышать величины 5 мкм, а осевое биение наружного кольца не должно быть больше 8 мкм. При задании осевой нагрузки на подшипники зазор в обоих подшипниках выбирается, поэтому в статических расчетах он не должен учитываться.

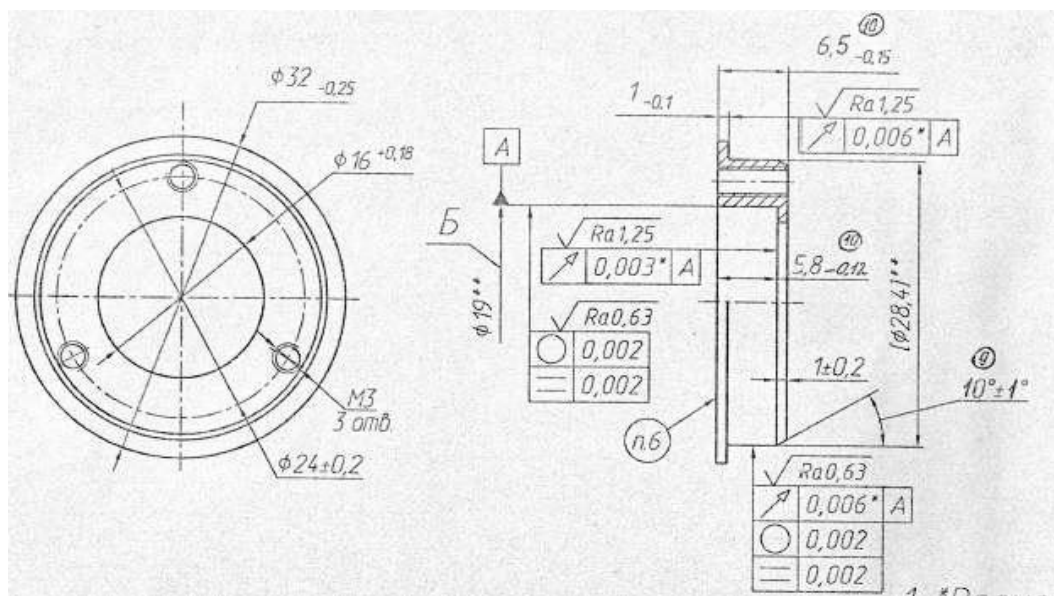


Рисунок 6 – Переходная втулка

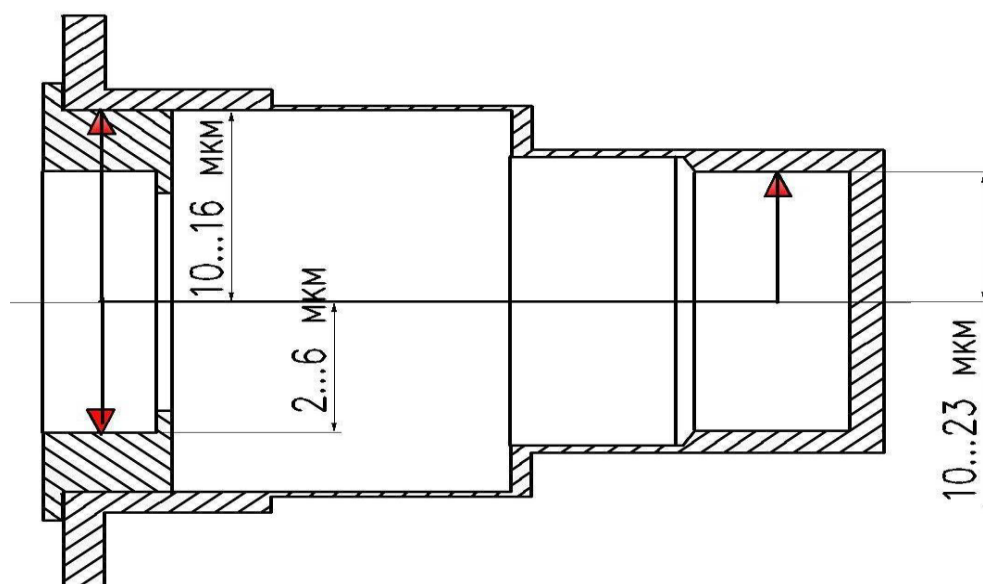
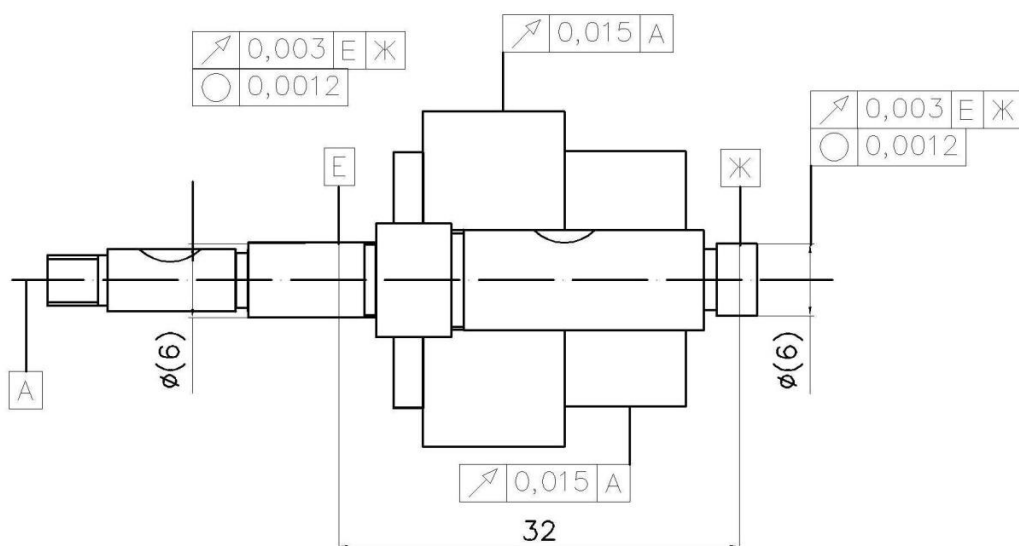


Рисунок 7 – Схема зазоров в посадках подшипников

2.2 Оценка погрешностей изготовления ротора электродвигателя

Рассмотрим чертеж допусков на посадочные места подшипников качения в роторе ЭД



Размеры в скобках обработать по подшипнику, обеспечив натяг $0...4$ мкм.

Рисунок 8 - Посадочные места подшипников качения в роторе

Из рисунка 8 видно, что посадочные поверхности для установки подшипников на вал выполняются с одной установки при расположении вала в центрах, а в местах посадок внутренних колец подшипников на вал обеспечивается натяг.

Суммарный зазор в месте установки переднего подшипника будет равен:
- при расчете по методу максимума - минимума используем соотношение

$$\delta_{\Sigma n} = \delta_1 \pm \delta_2, \quad (1)$$

где $\delta_1 = 10 \dots 16$ мкм - зазор между корпусом и переходной втулкой;

$\delta_2 = 2 \dots 6$ мкм — зазор между переходной втулкой и наружным кольцом подшипника.

В результате, с учетом разнонаправленности минимальных зазоров и одинаковой направленности максимальных зазоров, получаем $\delta_{\Sigma n} = 8 \dots 22$ мкм.

- при расчете по вероятностному методу берется середина поля рассеивания рассматриваемых зазоров. Кроме этого, учитывается, что ориентация расположения зазора равновероятно в любом направлении в интервале углов от 0 до 2π . С учетом рекомендаций [4] получаем

$$\delta_{\Sigma \text{вер}} = 0,85 \sqrt{\delta_{c1}^2 + \delta_{c2}^2} = 0,85 \cdot \sqrt{13^2 + 4^2} = 11,56 \text{ мкм}. \quad (2)$$

Зазор, имеющий место при установке заднего подшипника, будет равен:

- рассчитанный по методу максимума минимума

$$\delta_{\Sigma 3} = 10 \dots 23 \text{ мкм};$$

- рассчитанный по вероятностному методу

$$\delta_{\Sigma\text{звер}}=(10+23)/2=16,50 \text{ мкм.}$$

Рассмотрим радиальные биения подшипниковых опор:

- для переднего подшипника суммарное радиальное биение с учетом рекомендаций работы [4] получаем:

$$- e_{\Sigma\text{п}}=0,85 \sqrt{e_{1\text{п}}^2 + e_{2\text{п}}^2 + e_{3\text{п}}^2}=0,85 \cdot \sqrt{6^2 + 5^2 + 3^2}=7,11 \text{ мкм,} \quad (3)$$

где $e_{1\text{п}}=6$ мкм — допуск на погрешность, создающую первичное радиальное биение при установке втулки в корпус, рисунок 8;

$e_{2\text{п}}=5$ мкм - радиальное биение наружного кольца собранного подшипника при вращающемся внутреннем кольце;

$e_{3\text{п}}=3$ мкм - допуск на погрешность, создающую первичное радиальное биение при установке внутреннего кольца подшипника на вал, рисунок 8;

- для заднего подшипника суммарное радиальное биение с учетом рекомендаций работы [4] получаем:

$$- e_{\Sigma\text{з}}=0,85 \sqrt{e_{1\text{з}}^2 + e_{2\text{з}}^2}=0,85 \cdot \sqrt{5^2 + 3^2}=4,96 \text{ мкм,} \quad (4)$$

где $e_{1\text{з}}=5$ мкм - радиальное биение наружного кольца собранного подшипника при вращающемся внутреннем кольце;

$e_{2\text{з}}=3$ мкм - допуск на погрешность, создающую первичное радиальное биение при установке внутреннего кольца подшипника на вал, рисунок 8.

Таким образом, получаем:

- наибольшее возможное параллельное смещение оси ротора по отношению к статору равно 22 мкм;

- наименьшее возможное параллельное смещение оси ротора по отношению к статору равно 8 мкм;

- вероятностное возможное параллельное смещение оси ротора по отношению к статору равно 16,5 мкм;

- наибольший возможный монтажный перекося осей

$$\gamma_{max} = \frac{\delta_{\Sigma n_{max}} + \delta_{\Sigma z_{max}}}{l} = \frac{(22+23) \cdot 180 \cdot 60}{32 \cdot 10^3 \cdot \pi} = 4,83 \text{ угл. мин}; \quad (5)$$

- наибольшее возможное блуждание оси по обороту ротора с углом перекося

$$\varepsilon_{max} = \frac{e_{\Sigma n} + e_{\Sigma z}}{l} = \frac{(7,11+4,96) \cdot 180 \cdot 60}{32 \cdot 10^3 \cdot \pi} = 1,30 \text{ угл. мин}. \quad (6)$$

2.3 Определение начального угла контакта в подшипнике и допустимых углов перекося

Начальный угол контакта — это угол, который возникает в подшипнике при смещении наружного кольца подшипника вдоль оси относительно внутреннего без деформирующего усилия. Для расчета начального угла контакта в подшипнике рассмотрим расчетную схему, показанную на рисунке 9.

Из рисунка 9 можно найти соотношение между радиальным и осевым зазорами:

$$S = 4 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\delta}{4} \cdot \left(r_{ж} - \frac{D_w}{2} \right) - \left(\frac{\delta}{4} \right)^2} \quad (7)$$

Величина радиального зазора в подшипнике δ , радиус жёлоба $r_{ж}$ и диаметр тела качения (шарика) D_w оговариваются стандартом и для рассматриваемого подшипника они равны $\delta = 10-15$ мкм, $r_{ж} = 0,52D_w$, $D_w = 3,97$ мм. В результате расчетов получаем

- при $\delta=10$ мкм, $S=79$ мкм;

- при $\delta=15$ мкм, $S=96$ мкм.

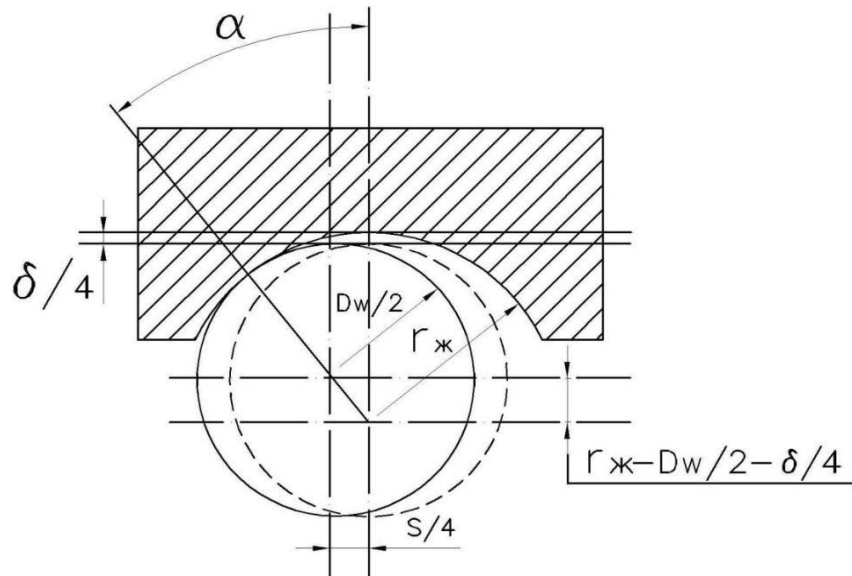


Рисунок 9 - Расчетная схема

Из расчетной схемы вытекает соотношение

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{S}{4}}{\left(r_{\text{ж}} - \frac{D_w}{2} - \frac{\delta}{4}\right)} \quad (8)$$

отсюда получаем значения начальных углов контакта при наименьшей и наибольшей величинах радиального зазора

$$\begin{aligned} \alpha_{\min} &= \operatorname{arctg} \left[\frac{S}{4 \cdot \left(r_{\text{ж}} - \frac{D_w}{2} - \frac{\delta}{4}\right)} \right] = \operatorname{arctg} \left[\frac{79}{4 \cdot (2064.4 - 1985 - 2.5)} \right] = \operatorname{arctg} [0.257] = \\ &= 14,416^\circ \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{\max} &= \operatorname{arctg} \left[\frac{S}{4 \cdot \left(r_{\text{ж}} - \frac{D_w}{2} - \frac{\delta}{4}\right)} \right] = \operatorname{arctg} \left[\frac{96}{4 \cdot (2064.4 - 1985 - 3.75)} \right] = \operatorname{arctg} [0.293] = \\ &= 16,679^\circ \end{aligned} \quad (10)$$

Допускаемый угол перекоса θ определяется в ненагруженном радиальном однорядном шариковом подшипнике как максимальный угол, при котором внутреннее кольцо может вращаться относительно наружного без возникновения опасных напряжений в деталях [5]. В общем случае его определяют как сумму двух углов:

$$\theta = \theta_{\text{в}} + \theta_{\text{н}}, \quad (11)$$

где $\theta_{\text{в}}$, $\theta_{\text{н}}$ — углы перекоса, допускаемые внутренним и наружным кольцами относительно оси подшипника.

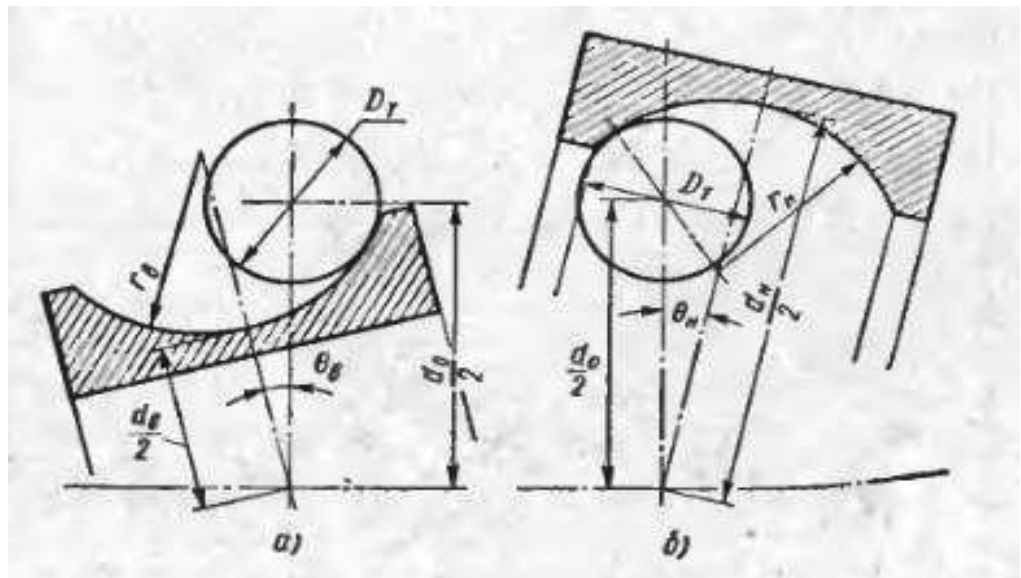


Рисунок 10 — Расчетная схема определения допускаемого угла перекоса

Приняв для рассматриваемого подшипника углы перекоса, допускаемые внутренним и наружным кольцами одинаковыми, и используя новые обозначения $D_w = D_m$ и $r_{\text{ж}} = r_{\text{в}} = r_{\text{н}}$ и $d_m = d_0$, получаем

$$\theta \approx 2 \cdot \cos^{-1} \left\{ 1 - \frac{\delta}{4d_m} \left[\frac{\left(2\frac{r_{\text{ж}}}{D_w} - 1\right)D_w - \frac{\delta}{4}}{d_m + \left(2\frac{r_{\text{ж}}}{D_w} - 1\right)D_w - \frac{\delta}{2}} + \frac{\left(2\frac{r_{\text{ж}}}{D_w} - 1\right)D_w - \frac{\delta}{4}}{d_m + \left(2\frac{r_{\text{ж}}}{D_w} - 1\right)D_w - \frac{\delta}{2}} \right] \right\} \quad (12)$$

В результате при $\delta=10$ мкм, получаем $\theta_{min}=21,747$ угл. мин; при $\delta=15$ мкм $\theta_{max}=26,528$ угл. мин. Так как расчетные углы перекося, имеющие место при монтаже, не превышают 6 угл. мин, то можно не опасаться выхода шарика на кромку подшипника.

2.4 Оценка момента инерции и массы ротора электродвигателя

Для оценки массы и момента инерции ротора ЭД рассмотрим его конструкцию в сборе, представленную на рисунке 11, в которой установлены только внутренние кольца подшипников.

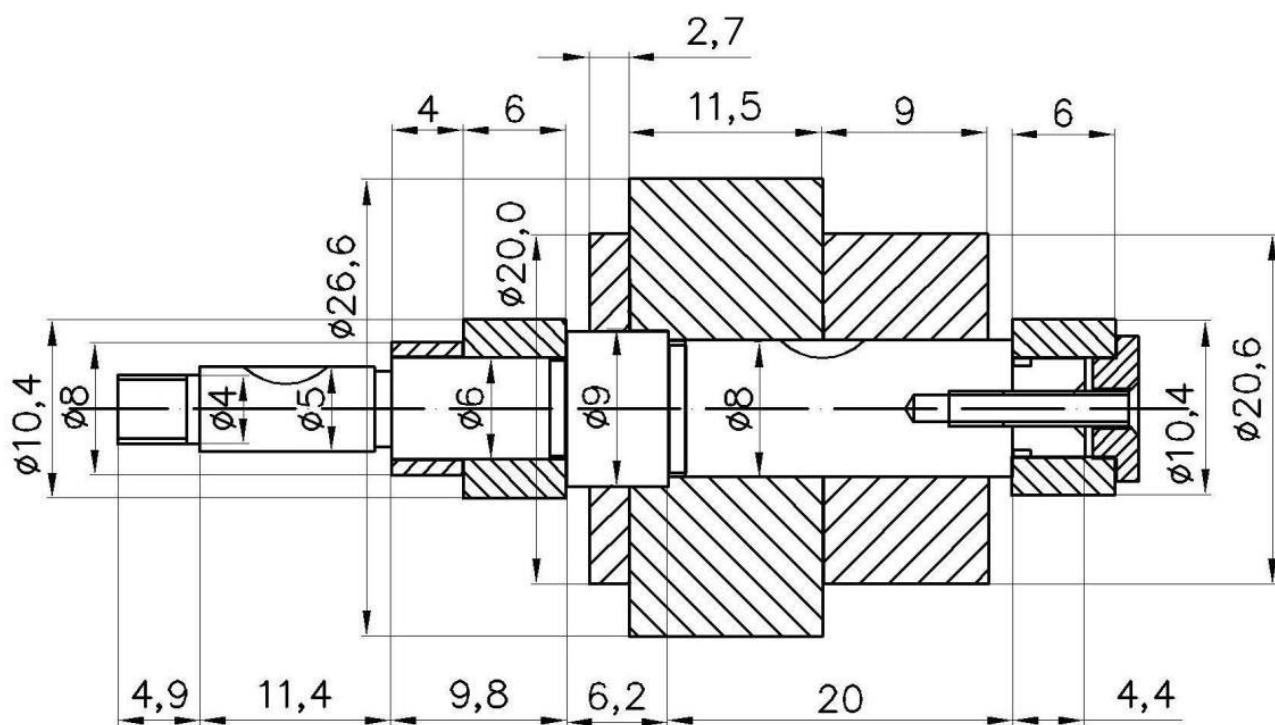


Рисунок 11 — Расчетная схема ротора ЭД

Результаты расчетов показывают, что масса ротора ЭД равна $M_{\Sigma}=0,091$ кг, а момент инерции ротора равен $I_{\Sigma}=6,021 \cdot 10^{-6}$ кг·м².

2.5 Оценка наиболее опасных элементов с точки зрения трибологических требований

Проблема обеспечения длительного ресурса и надежности узлов трения космической техники весьма важна в связи со спецификой условий работы КА — глубокий вакуум, отсутствие кислородной среды, повышенный нагрев, большие градиенты полей напряжений, температур, значительные вибрации, облучение, сложность применения традиционных смазочных материалов, невозможность проведения ремонта диктует повышенные трибологические требования к трущимся элементам включая трение жидкостей.

На рисунке 12 представлен анализ статистики отказов насосного оборудования, эксплуатируемого в наземных условиях, непосредственно по отдельным узлам и деталям. Как видно из диаграммы, наиболее часто происходят повреждения подшипников и уплотнений. В сумме эти узлы дают 81,4 % от общего количества повреждений. В значительной степени это соотношение представляет собой «запланированную закономерность», так как данные элементы относятся к группе быстро изнашиваемых элементов насосных агрегатов [6].

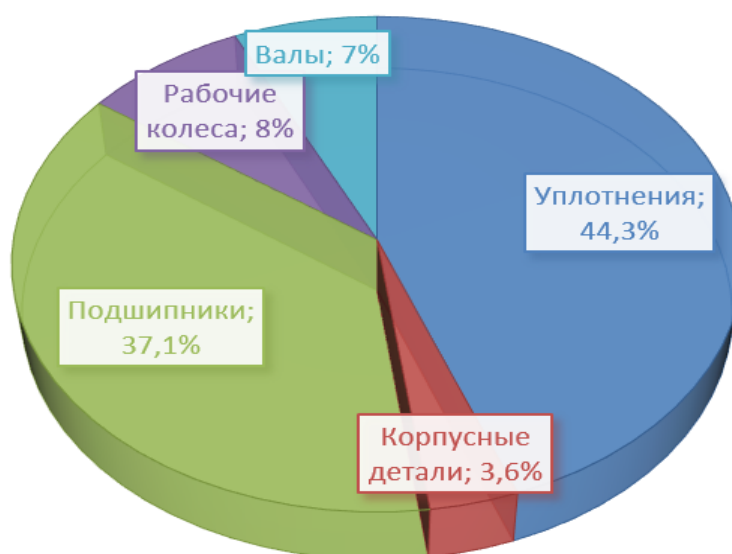


Рисунок 12 — Распределение повреждений по элементам насосных агрегатов КА

Подшипники качения машин работают, как правило, в условиях высоких удельных контактных нагрузок и частот вращения (в большинстве случаев с изменением абсолютных значений и направления движения), достаточно жестких температурных режимов, когда окружающая их среда содержит самые разнообразные коррозионно-активные и абразивные частицы. Существуют данные [7], что около 30% отказов подшипников качения обусловлено их изнашиванием в процессе эксплуатации. При этом наиболее интенсивное изнашивание наблюдается при попадании в смазочный материал подшипников твердых абразивных частиц размером более 100 мкм [8].

2.6 Оценка возможности возникновения дефектов в электромеханической части электродвигателя, преобразователя и системы управления электронасосного агрегата

Электромеханическая часть ЭНА представляет собой вентильный электропривод с герметичным экранированным ЭД. Электрическая схема подключения ЭД и преобразователя представлена на рисунке 13.

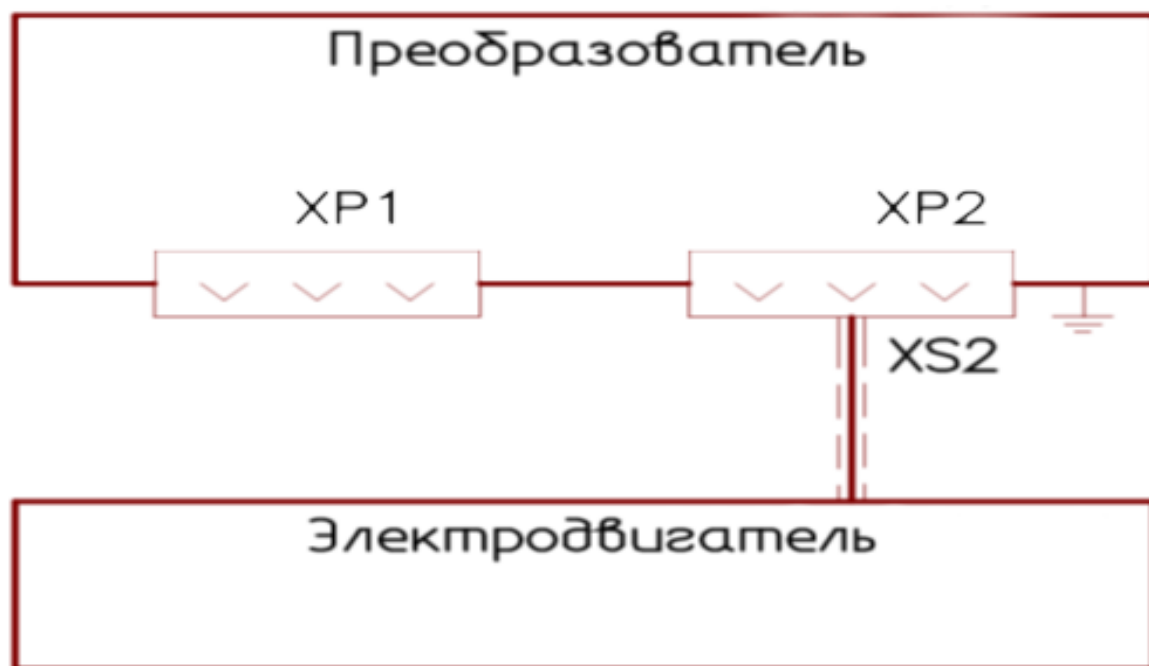


Рисунок 13 — Электрическая схема подключения ЭД и преобразователя

Электромеханическая часть ЭНА состоит из:

- ЭД;
- ДПР в составе ЭД;
- блока управления — преобразователя;
- соединительного кабеля.

На основании изучения опыта эксплуатации ЭНА на борту КА, результатов ресурсных испытаний, данных входного контроля ЭД, а также обобщения экспертных оценок специалистов отказы можно представить в следующем виде:

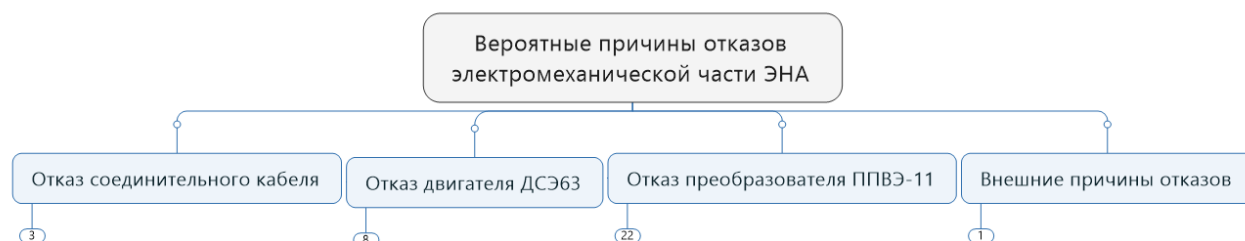


Рисунок 14 — Вероятные причины отказов электромеханической части ЭНА

К вероятным отказам соединительного кабеля можно отнести обрыв проводов, короткое замыкание проводов экрана кабеля, обрыв экрана кабеля.

Вероятный отказ ЭД включает в себя отказ ЭД (потеря магнитных свойств магнитов ротора, обрыв фазных обмоток, короткое замыкание фазных обмоток) и отказ ДПР (потеря магнитных свойств магнита ДПР, обрыв сигнальных цепей, короткое замыкание сигнальных цепей).

К вероятным отказам преобразователя можно отнести отказ системы питания, отказ системы обработки сигналов ДПР, отказ системы формирования фазных токов (отказ электрорадиоизделий), отказ преобразователя из-за перегрева.

К внешним причинам отказа можно отнести отказ внешнего источника питания.

2.7 Анализ радиальной силы от дисбаланса ротора

В разделе 3 установлено, что вероятностное значение радиального биения передней опоры ротора равняется 7,11 мкм, а задней — 4,46 мкм. В этом же разделе было найдено, что масса ротора ЭД равна $\Sigma_1=0,091$ кг. Расчеты показывают, что центр тяжести ротора находится примерно посередине между опорами. Рассмотрим расчетную схему, на которой показано наихудшее сочетание радиальных биений опор, рисунок 15. Из рисунка 15 следует, что центр масс имеет радиальное биение $e_1=5,79$ мкм.

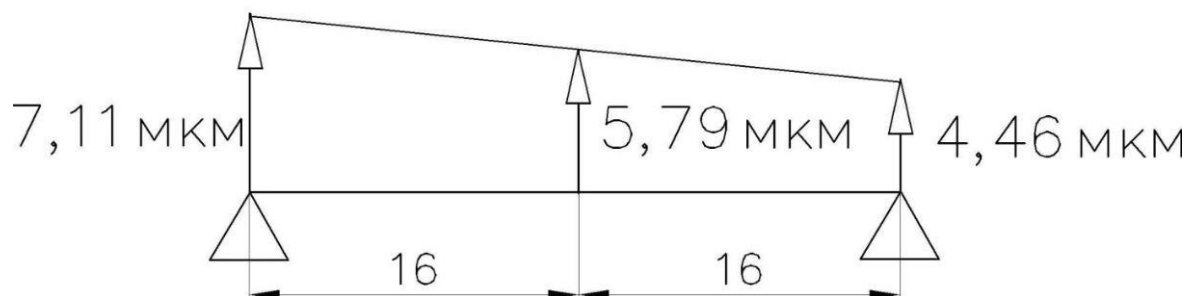


Рисунок 15 — Расчетная схема радиального биения ротора ЭД

Силу, возникающую от дисбаланса ротора, можно найти по зависимости

$$F_{об} = M\Sigma_1 \cdot \omega^2 \cdot e_1 = M\Sigma_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot e_1 = 0,091 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 6000}{30}\right)^2 \cdot 5,79 \cdot 10^{-6} = 0,208 \text{ Н} \quad (13)$$

2.8 Анализ осевого и радиального усилий от крыльчатки

При работе герметичного ЭНА на его ротор действуют массовые и поверхностные силы, которые, в свою очередь, создают радиальную и осевую силы. Осевая сила, действующая на рабочее колесо, возникает вследствие неравномерности распределения давления на наружной и внутренней поверхностях рабочего колеса. Для уравнивания осевого давления в

ступице колеса одноколесных насосов делают разгрузочные отверстия. Вследствие этого, снижается давление в полости между валом насоса задним диском. Давление здесь примерно равно давлению на входе в колесо. Наличие разгрузочных отверстий на 4—6% снижает КПД насоса, так как появляется дополнительный переток жидкости из нагнетательной во всасывающую полость. Однако такой способ уравнивания осевого усилия оправдан, благодаря своей простоте, т.к. это увеличивает срок службы подшипников ЭД, а значит, и самого ЭНА.

Суммарная осевая сила, действующая на рабочее колесо, находится из соотношения

$$F_{\text{оск}} = F_{\text{гн}} - F_{\text{гв}} - F_{\text{разгр}}, \quad (14)$$

где $F_{\text{гн}}$ — сила от давления на наружную поверхность рабочего колеса;

$F_{\text{гв}}$ — сила от давления на внутреннюю поверхность рабочего колеса;

$F_{\text{разгр}}$ — сила от давления, вызванного наличием разгрузочных отверстий.

Рассмотрим расчетную схему распределения давлений на поверхностях рабочего колеса [9], представленную на рисунке 16.

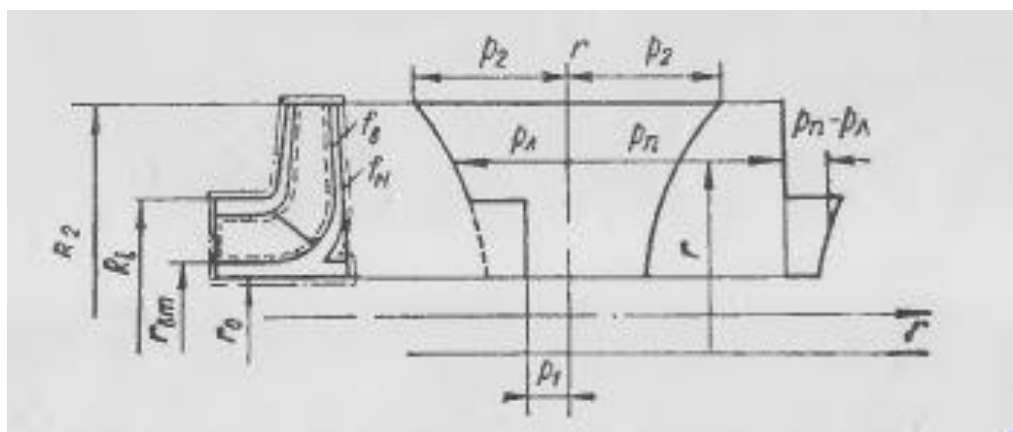


Рисунок 16 — Схема распределения давлений на поверхности рабочего колеса

Сила $F_{\text{ГН}}$ определяется по зависимости [9]

$$F_{\text{ГН}} = -\gamma\pi(r^2 - r_{\text{ВТ}}^2) \cdot [H_{\text{п.к}} - K_{\text{ж}}^2 \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{r^2 - r_{\text{ВТ}}^2}{2R_2^2}\right)] = -726,8 \cdot \pi \cdot ((9,3 \cdot 10^{-3})^2 - (7,1 \cdot 10^{-3})^2) \cdot [2,1232 - 0,45^2 \cdot \frac{12,93^2}{2g} \left(1 - \frac{(9,3 \cdot 10^{-3})^2 + (7,1 \cdot 10^{-3})^2}{2(21 \cdot 10^{-3})^2}\right)] = -0,05473 \text{ кгс}, \quad (15)$$

где $\gamma = 726,8 \text{ кгс/м}^3$ наибольший удельный вес теплоносителя (берется при $t=0^\circ\text{C}$);

$r=9,3 \cdot 10^{-3}$ — радиус сечения колеса на входе в рабочее колесо, м;

$r_{\text{вм}}=7,1 \cdot 10^{-3}$ - радиус сечения рабочего колеса на уровне рагрузочных отверстий, м;

Потенциальный напор рабочего колеса:

$$H_{\text{п.к}} = [H_{\text{Г}} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2u_2^2}\right) \cdot \eta_{\text{к}}] = [30,491 \cdot \left(1 - \frac{g \cdot 30,491}{2 \cdot 12,93^2}\right) \cdot 0,66] = 2,1232 \text{ м}, \quad (16)$$

Теоретический напор ЭНА:

$$H_{\text{Г}} = \frac{\Delta P_{\text{ЭНА}}}{\gamma \cdot \eta_{\text{ЭНА}}} = \frac{6050}{726,8 \cdot 0,273} = 30,491 \text{ м}, \quad (17)$$

$\Delta P_{\text{ЭНА}}=6050 \text{ кгс/м}^2$ — напор ЭНА при температуре теплоносителя $t=0^\circ\text{C}$;

$\eta_{\text{ЭНА}}=0,273$ — коэффициент полезного действия ЭНА;

Окружная скорость на радиусе выходного сечения ($R_2=21 \cdot 10^{-3}$ м) рабочего колеса:

$$u_2 = \omega \cdot R_2 = 628,319 \cdot 21 \cdot 10^{-3} = 12,93 \text{ м/с}, \quad (18)$$

угловая скорость вращения рабочего колеса:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628,3191/\text{с}, \quad (19)$$

$\eta_k = 0,66$ — гидравлический коэффициент полезного действия рабочего колеса;

$R_{ж} = 0,45$ — коэффициент, учитывающий соотношение угловых скоростей теплоносителя и рабочего колеса.

Сила от давления на внутреннюю поверхность рабочего колеса $F_{ГВ}$ определяется по зависимости [10]

$$F_{ГВ} = \gamma \frac{Q' v_0}{g} = 726,8 \cdot \frac{170,06 \cdot 10^{-6} \cdot 0,72}{g} = 0,0091 \text{ кгс}, \quad (20)$$

где расход теплоносителя через рабочее колесо с учетом перетечек через зазоры между неподвижным корпусом и рабочим колесом:

$$Q' = V_{ЭНА} \cdot K_{пер} = 128 \cdot 10^{-6} \cdot 1,33 = 170,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (21)$$

$V_{ЭНА} = 128 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ — объемный расход теплоносителя через ЭНА.

Скорость входа потока теплоносителя в рабочее колесо:

$$V_0 = \frac{V_{ЭНА}}{S_{ВХ}} = \frac{128 \cdot 10^{-6}}{1,766 \cdot 10^{-4}} = 0,72 \text{ м/с}, \quad (22)$$

Площадь проходного сечения на входе в рабочее колесо:

$$S_{ВХ} = \pi \cdot (R_{ВХ}^2 - R_{ВТ}^2) = \pi \cdot ((8,5 \cdot 10^{-3})^2 - (4,0 \cdot 10^{-3})^2) = 1,766 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (23)$$

В результате получаем осевую силу от давления на внутреннюю поверхность рабочего колеса

$$F_{ГВ} = -0,0091 \text{ кгс}.$$

Для оценки осевой силы, возникающей вследствие наличия разгрузочных отверстий, рассмотрим рабочее колесо насоса, рисунок 17.

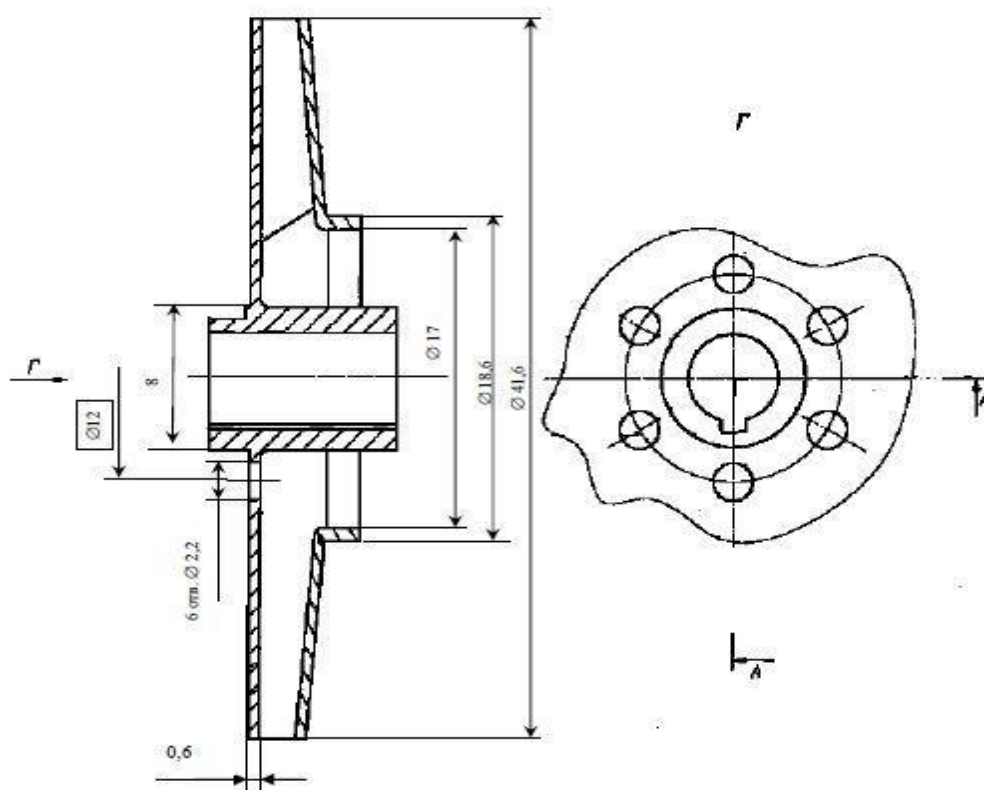


Рисунок 17 — Расположение рабочих отверстий на рабочем колесе

Осевая сила, вызванная течением потока через разгрузочные отверстия, определяется из соотношения:

$$F_{\text{разгр}} = S_{\text{кл}} \cdot \Delta P_{\text{ро}} = 1,08 \cdot 10^{-4} \cdot 3550 = 0,0391 \text{ кгс}, \quad (24)$$

где $S_{\text{кл}} = 1,08 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ — площадь кольцевой поверхности, охватывающей разгрузочные отверстия;

$$\Delta P_{\text{ро}} = \xi_1 \cdot \frac{\rho \cdot V_{\text{заз}}^2}{2} + \xi_2 \cdot \frac{\rho \cdot V_{\text{отв}}^2}{2} = 1,96 \cdot \frac{726,8 \cdot 1,85^2}{2} + 1,00 \cdot \frac{726,8 \cdot 1,75^2}{2} = 3550 \text{ Па}; \quad (25)$$

$\rho=726,8$ — плотность теплоносителя при 0°C , кг/м^3 ; $\xi_1=1,96$ — коэффициент гидравлического сопротивления входа в разгрузочное отверстие;
 $\xi_2=1,00$ — коэффициент гидравлического сопротивления выхода из разгрузочного отверстия;

Суммарная скорость теплоносителя в кольцевом зазоре:

$$V_{\text{заз}} = \sqrt{V_{\text{лин}}^2 + V_{\text{рад}}^2} = \sqrt{1,84^2 + 0,235^2} = 1,85 \text{ м/с}, \quad (26)$$

Линейная скорость теплоносителя, вращающегося в кольцевом зазоре на уровне разгрузочных отверстий, равная половине окружной скорости рабочего колеса:

$$V_{\text{лин}} = 0,5 \cdot \omega \cdot r_{\text{отв}} = 0,5 \cdot 628,319 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 1,84 \text{ м/с}, \quad (27)$$

Радиальная скорость теплоносителя в зазоре на уровне разгрузочных отверстий:

$$V_{\text{рад}} = \frac{V_{\text{ут}}}{S_p} = \frac{40 \cdot 10^{-6}}{61,7 \cdot 10^{-4}} = 0,235 \text{ м/с}, \quad (28)$$

$V_{\text{ут}}=40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ — объемная утечка теплоносителя через боковые зазоры между крыльчаткой и корпусом в радиальном направлении (принимается);

$S_p=1,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ — расчетная величина площади зазоров между рабочим колесом и корпусом на уровне разгрузочных отверстий;

Скорость течения теплоносителя через разгрузочные отверстия можно найти из выражения

$$V_{\text{отв}} = \frac{V_{\text{ут}}}{S_{\text{отв}}} = \frac{40 \cdot 10^{-6}}{0,228 \cdot 10^{-4}} = 1,75 \text{ м/с}; \quad (29)$$

$$S_{\text{отв}} = 6 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{отв}}^2}{4} = 6 \cdot \frac{\pi \cdot (2,2 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0,228 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad (30)$$

$$d_{\text{отв}} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

В результате осевая сила, действующая на вал от центробежного насоса, согласно формуле (14) будет равна:

$$F_{\text{оск}} = -0,0547 - 0,0091 - 0,0391 = -0,1029 \text{ кгс} = 1,01 \text{ Н.}$$

Рассмотрим радиальную силу, действующую на рабочее колесо. Она возникает вследствие неуравновешенности давления в спиральном отводе насоса и рассчитывается по формуле [10]

$$F_r = 0,36 \cdot \left[1 - \left(\frac{V_{\text{ЭНА}}}{V_{\text{опт}}} \right)^2 \right] \cdot 2R_2 \cdot B_2 \cdot \Delta P_{\text{ЭНА}} = 0,36 \cdot \left[1 - \left(\frac{128 \cdot 10^{-6}}{170 \cdot 10^{-6}} \right)^2 \right] \cdot 2 \cdot 21 \cdot 10^{-3} \cdot 3,2 \cdot 10^{-3} \cdot 6050 = 0,1256 \text{ кгс} = 1,23 \text{ Н}, \quad (31)$$

где $V_{\text{ЭНА}} = 128 \cdot 10^{-6}$ — объемный расход теплоносителя через ЭНА, м³/с;

$V_{\text{опт}} = 170 \cdot 10^{-6}$ — оптимальный расход теплоносителя через ЭНА, м³/с;

$R_2 = 21 \cdot 10^{-3}$ — внешний радиус рабочего колеса, м;

$B_2 = 3,2 \cdot 10^{-3}$ — ширина рабочего колеса, включая диски, м;

$\Delta P_{\text{ЭНА}} = 6050 \text{ кгс/м}^2$ — напор ЭНА при температуре теплоносителя $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

2.9 Анализ осевых сил, связанных с поджатием торцов колец подшипников

Рассмотрим схему, на которой приведены все осевые и радиальные внешние силы, действующие на вал ротора и подшипники ЭД, показанные на рисунке 18. От крыльчатки гидронасоса на вал ротора передается осевая и радиальная силы, имеющие величины $F_{оск}=1,01\text{ Н}$ и $F_{Rк}=1,23\text{ Н}$ соответственно.

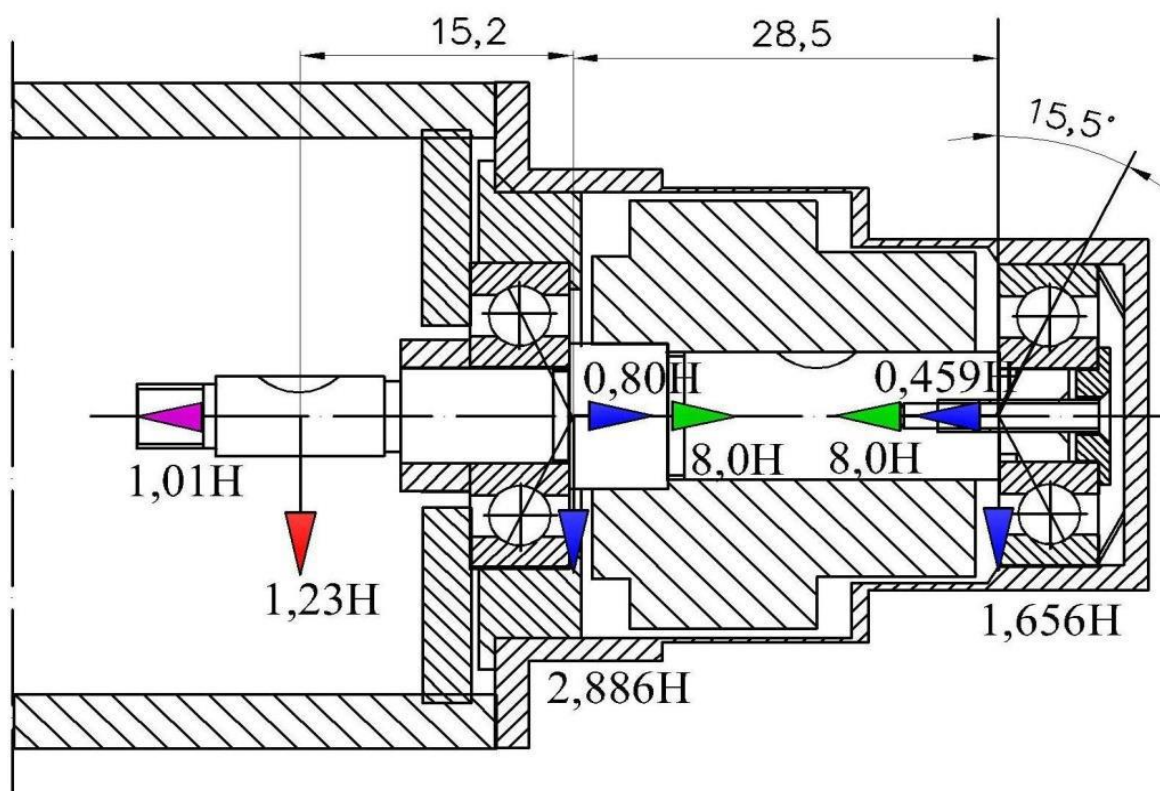


Рисунок 18 – Схема действия внешних сил на ротор и подшипники ЭД

Тарельчатая пружина задаёт осевое усилие $F_{подж}=8,0\text{ Н}$ на наружное кольцо заднего подшипника. При вращении ротора действию пружины противодействует осевая составляющая от центробежных сил. Её суммарная величина от шести шариков $z=6$ равна:

$$F_{\Sigma \text{цб.ос}} = F_{\text{цб}} \cdot z \cdot \tan \alpha = 0,076 \cdot 6 \cdot \tan(15,5^\circ) = 0,126 \text{ Н} \quad (32)$$

Осевая сила $F_{\text{подж}}$ через внутреннее кольцо заднего подшипника передается на вал ротора и на внутреннее кольцо переднего подшипника. Происходит смещение внутреннего и наружного колец переднего подшипника и подшипник тоже начинает работать как радиально-упорный с углом контакта $\alpha_0 = 15,5^\circ$. Таким образом, возникает реактивная осевая сила, действующая на вал ротора в противоположном направлении величиной $F_{\text{реак}} = 8,0 \text{ Н}$.

Вследствие силы одностороннего магнитного притяжения, всегда имеющей место из-за погрешностей изготовления и сборки, на каждый подшипник действуют радиальные нагрузки $F_{rн} = 1,00 \text{ Н}$.

Рассмотрим суммарные радиальные силы, действующие на передний и задний подшипники. Радиальные силы от крыльчатки, возникающие в каждом подшипнике, при наихудшем сочетании направлений сил суммируются с силами одностороннего магнитного притяжения в каждом подшипнике. В результате получаем для переднего подшипника

$$F_{r_{\text{пп}}} = \frac{1,23 \cdot (15,2 + 28,5)}{28,5} + 1 = 2,886 \text{ Н},$$

для заднего

$$F_{r_{\text{зп}}} = \frac{1,23 \cdot 15,2}{28,5} + 1 = 1,656 \text{ Н}$$

Эти силы, вследствие наличия углов контакта α_0 , создают осевые составляющие равные:

– для переднего подшипника:

$$F_{\text{ос.п}} = F_{r_{\text{пп}}} \cdot \tan \alpha_0 = 2,886 \cdot \tan 15,5^\circ = 0,80 \text{ Н,}$$

– для заднего подшипника:

$$F_{\text{ос.з}} = F_{r_{\text{зп}}} \cdot \tan \alpha_0 = 1,656 \cdot \tan 15,5^\circ = 0,459 \text{ Н.}$$

Подсчитаем осевые силы в каждом подшипнике. В результате на переднем подшипнике получаем:

$$F_{\Sigma \text{ос.п}} = F_{\text{оск}} - F_{\text{подж}} - F_{\text{ос.п}} = -1,01 - 8,0 - 0,80 = -9,81 \text{ Н} \quad (33)$$

На заднем подшипнике имеем:

$$F_{\Sigma \text{ос.з}} = F_{\text{оск}} + F_{\text{реак}} + F_{\text{ос.з}} = -1,01 + 8,0 + 0,456 = 7,446 \text{ Н} \quad (34)$$

Центробежные силы будут уменьшать осевые усилия на каждом из подшипников. В результате осевая сила снизится на величину $F_{\Sigma \text{цб.ос}} = 0,126 \text{ Н}$.

Результаты расчетов показаны в таблице 2.

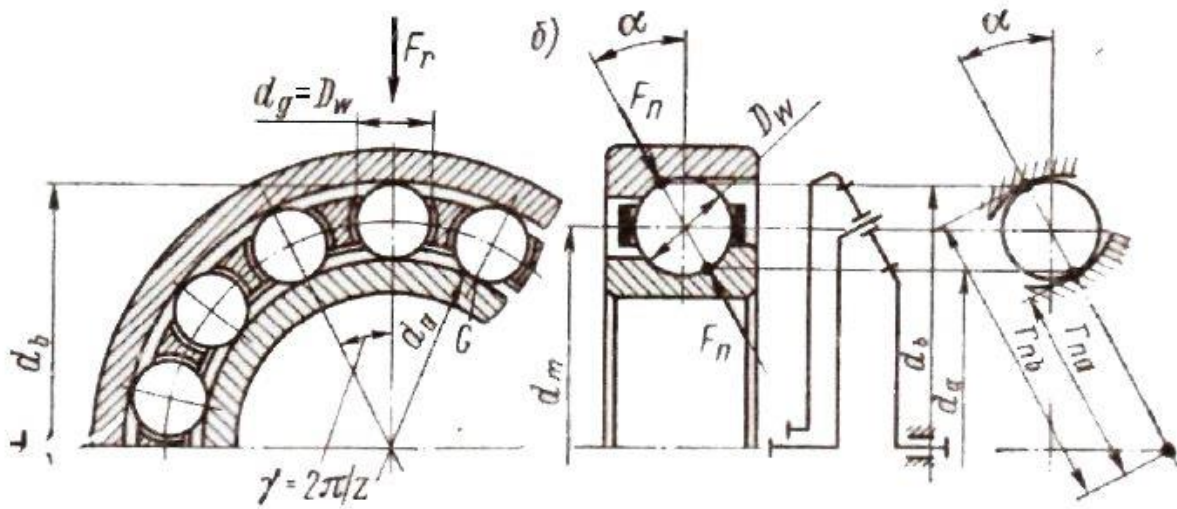
Таблица 2 — Сводные результаты расчетов

Сила, действующая на подшипник	Передний подшипник	Задний подшипник
Суммарная радиальная сила, Н	2,886	1,656
Суммарная осевая сила, Н	9,684	7,320

2.10 Анализ центробежных сил, действующих на шарики подшипников

При работе подшипников тела качения совершают планетарное движение, вследствие чего возникают центробежные силы, воздействующие на наружное кольцо подшипника. Рассмотрим конструкцию шарикового однорядного

подшипника качения, показанного на рисунке 19 работающего с осевой



нагрузкой.

Рисунок 19– схема шарикового подшипника качения

Если угловую частоту вращения сепаратора подшипника качения обозначить ω_h , то центробежная сила, действующая шарик массой m , будет равна:

$$F_{цб} = 0,5m \cdot \omega_h^2 \cdot d_m = 0,5 \cdot 2,559 \cdot 10^{-4} \cdot 218,011^2 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3} = 0,076 \text{ Н}, \quad (35)$$

где $m = \frac{4}{3}\pi \cdot \rho \cdot r_{ш}^3 = \frac{4}{3}\pi \cdot 7812 \cdot (1,985 \cdot 10^{-3})^3 = 2,559 \cdot 10^{-4} \text{ кг}$;

$\rho = 7812 \text{ кг/м}^3$ - плотность подшипниковой стали ШХ15 при температуре $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;

$r_{ш} = \frac{D_w}{2} = \frac{3,97 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,985 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — радиус тела качения подшипника;

$D_w = 3,97 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — диаметр тела качения.

Угловая частота вращения сепаратора зависит от рабочего угла контакта α и определяется, при вращающемся внутреннем кольце подшипника и остановленном наружном, по формуле:

$$\omega_h = \frac{\omega_B}{2} \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right) = \frac{628,319}{2} \left(1 - \frac{3,97 \cdot 10^{-2}}{12,5 \cdot 10^{-2}} \cos(15,5^\circ) \right) = 218,011 \text{ 1/с}, \quad (36)$$

где $\omega_B = \frac{\pi \cdot n_B}{30} = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628,319 \text{ 1/с}$ — угловая частота вращения внутреннего кольца подшипника при работе в ЭНА;

$n_B = 6000 \text{ об/мин}$ — частота вращения внутреннего кольца подшипника при работе в ЭНА;

$d_m = 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — средний диаметр подшипника;

$\alpha = \alpha_0 = 15,5^\circ$ — начальный угол контакта при средней величине зазора.

2.11 Анализ сил, связанных с гироскопическим моментом

Рассмотрим расчетную схему на рисунке 20

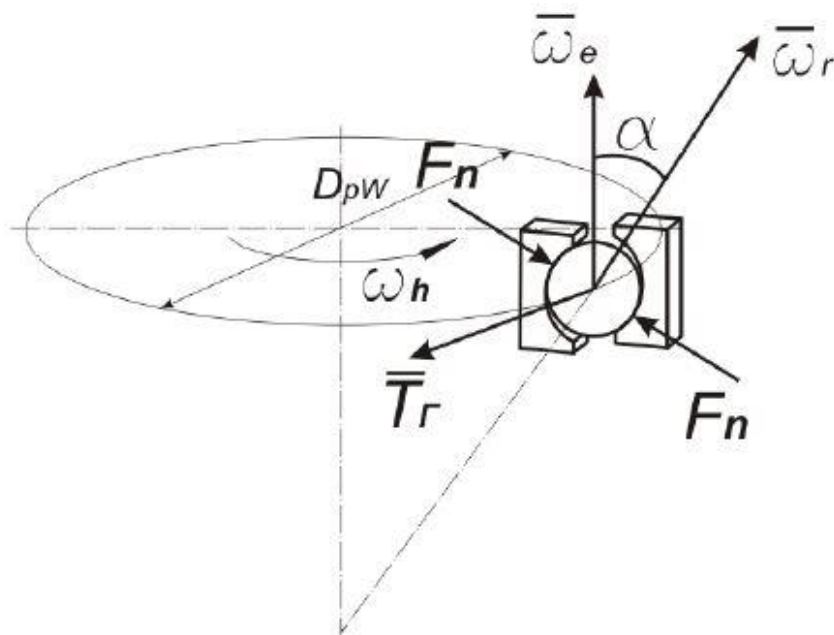


Рисунок 20 — Схема условий возникновения гироскопического момента

Для возникновения гироскопического момента в подшипнике качения необходимо наличие угла контакта α . Этот угол всегда имеется у радиально-упорных, упорно-радиальных и упорных подшипников. В шариковых радиальных подшипниках качения он появляется, если в результате действия

осевой силы на одно из колец подшипника происходит смещение колец вдоль оси друг относительно друга.

Величину гироскопического момента можно определить по формуле:

$$T_r = J_m \cdot (\omega_{Dw} - \omega_h) \cdot \omega_h \cdot \sin \alpha = 4,028 \cdot 10^{-10} \cdot 896,515 \cdot 218,011 \cdot \sin(15,5^\circ) = 2,104 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (37)$$

где момент инерции тела качения (шарика) относительно собственной оси вращения:

$$J_m = \frac{2}{5} m \cdot r_{ш}^2 = \frac{2}{5} \cdot 2,559 \cdot 10^{-4} \cdot (1,985 \cdot 10^{-3})^2 = 4,028 \cdot 10^{-10} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (38)$$

$m = 2,559 \cdot 10^{-4} \text{ кг}$ — масса тела качения подшипника;

$r_{ш} = 1,985 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — радиус тела качения;

угловая частота вращения тела качения относительно сепаратора:

$$\omega_{Dw} - \omega_h = 0,5 \cdot \omega_g \left[\frac{d_m}{D_w} - \frac{D_w}{d_m} \cos^2 \alpha \right] = 0,5 \cdot 628,319 \cdot \left[\frac{12,5 \cdot 10^{-3}}{3,97 \cdot 10^{-3}} - \frac{3,97 \cdot 10^{-3}}{12,5 \cdot 10^{-3}} \cos^2(15,5^\circ) \right] = 896,5151/\text{с}, \quad (39)$$

$\omega_h = 218,011 \text{ 1/с}$.

На рисунке 21 показаны направления вращения шариков под действием гироскопического момента.

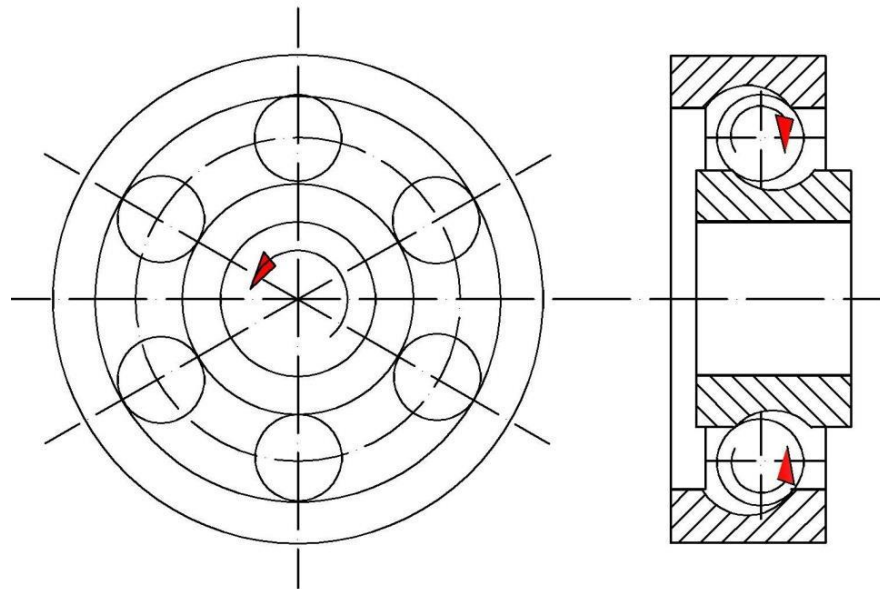


Рисунок 21 — Направления вращения шариков под действием гироскопического момента

Из рисунка 21 видно, что при вращении внутреннего кольца подшипника против часовой стрелки шарики стремятся вращаться в осевой плоскости. Если такое вращение имеет место, то вращающееся внутреннее кольцо увлекает за собой наружное. Набрав кинетическую энергию, оно может при касании посадочной поверхности его разбивать и нагревать.

Для предотвращения такого вращения необходимо, чтобы момент трения между шариками и кольцами подшипников был больше гироскопического момента. Момент трения можно найти из соотношения:

$$T_f = 2 \cdot \frac{D_w}{2} \cdot f \cdot F_n, \quad (40)$$

где F_n — нормальная сила, действующая между телом качения и кольцами подшипника,

f — коэффициент трения скольжения в зоне контакта тела качения и колец.

Используя результаты расчетов, приведенные в таблице 2, нормальная сила, действующая на один наиболее загруженный шарик, может быть найдена из выражений:

— для переднего подшипника

$$F_{nп} = \frac{F_{rmaxп}}{\cos\alpha} + \frac{F_{подж} - F_{оск}}{z \cdot \sin\alpha} = \frac{2,405}{\cos(15,5^\circ)} + \frac{9,684}{6 \cdot \sin(15,5^\circ)} = 8,535 \text{ Н}, \quad (41)$$

$$\text{где } F_{rmaxп} = \frac{5 \cdot F_{rпн}}{z} = \frac{5 \cdot 2,886}{6} = 2,405 \text{ Н},$$

— для заднего подшипника

$$F_{nз} = \frac{F_{rmaxз}}{\cos\alpha} + \frac{F_{подж} + F_{оск}}{z \cdot \sin\alpha} = \frac{1,380}{\cos(15,5^\circ)} + \frac{7,320}{6 \cdot \sin(15,5^\circ)} = 5,997 \text{ Н}, \quad (42)$$

$$\text{где } F_{rmaxз} = \frac{5 \cdot F_{rзн}}{z} = \frac{5 \cdot 1,656}{6} = 1,380 \text{ Н},$$

Коэффициент трения скольжения в подшипнике зависит от условий смазывания зон контакта. При эластогидродинамическом смазывании, обеспечивающим полное разделение взаимодействующих поверхностей масляным слоем, коэффициент трения скольжения может снизиться до 0,02 [11]. В результате получаем,

$$T_{fп} = 2 \cdot \frac{D_w}{2} \cdot f \cdot F_n = 2 \cdot \frac{3,97 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 0,02 \cdot 8,535 = 67,768 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$T_{fз} = 2 \cdot \frac{D_w}{2} \cdot f \cdot F_n = 2 \cdot \frac{3,97 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 0,02 \cdot 5,997 = 47,616 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Таким образом, момент трения в обоих подшипниках более чем на порядок выше, чем гироскопический момент, поэтому гироскопический момент, казалось бы, не может реализоваться. Однако, это в том случае, если осевая нагрузка подшипников постоянна. Используемая для задания осевой нагрузки тарельчатая пружина имеет высокую жесткость. При изменении её деформации на 2,9 мкм осевая сила изменяется на ~ 1 Н. В результате при осевом биении

наружного кольца заднего подшипника 8 мкм (норма задается стандартом ГОСТ 520-2011 для подшипников рассматриваемого размера 5 степени точности) осевая сила может изменяться от 4,56 Н до 10,079Н.

2.12 Анализ сил трения шариков о наружное и внутреннее кольца

Для оценки момента трения, возникающего при работе подшипников качения в ЭДТ_f, воспользуемся уточненным методом расчета, предложенным инженерами шведской фирмы SKF [12]:

$$T_f = \Phi_{ish} \Phi_{rs} T_{fk} + T_{fc} + T_{fp}, \quad (43)$$

где T_{fk} – момент сопротивления вращению, связанный с трением качения;
 Φ_{ish} — коэффициент, учитывающий нагрев смазочного материала при трении;
 Φ_{rs} — коэффициент, учитывающий кинематическое масляное голодание;
 T_{fc} — момент сопротивления вращению, связанный с трением скольжения;
 T_{fp} — момент сопротивления вращению, связанный с взбалтыванием и разбрызгиванием смазки.

Рассмотрим момент сопротивления, связанный с трением качения для переднего подшипника. Он определяется по зависимости:

$$\begin{aligned} T_{fkII} &= \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot G_{rrn} \cdot (v \cdot n)^{0,6} = 0,997 \cdot 0,999 \cdot 3,981 \cdot 10^{-4} \cdot (0,8 \cdot 6000)^{0,6} = \\ &= 0,064 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \end{aligned} \quad (44)$$

где $G_{rrn} = R_1 \cdot d_m^{1,97} [F_{rn} + F_g + R_2 F_{an}]^{0,54} = 5,03 \cdot 10^{-7} \cdot 12,5^{1,97} \cdot [2,886 + 1,67 + 1,97 \cdot 9,469]^{0,54} =$
 $= 3,981 \cdot 10^{-4}$ — коэффициент,

где $R_1 = 5,03 \cdot 10^{-7}$ — коэффициент, принимаемый для радиально-упорных подшипников;

$d_m=12,5$ мм — средний диаметр подшипника;

$F_{rп}=2,886$ Н — радиальная сила, действующая на передний подшипник;

$F_{rз}=1,656$ Н — радиальная сила, действующая на задний подшипник;

$F_g=R_3 \cdot d_m^4 \cdot n^2=1,9 \cdot 10^{-12}(12,5)^4(6000)^2=1,67$ — коэффициент;

$R_2=1,97$ — коэффициент, принимаемый для радиально-упорных подшипников;

$R_3=1,9 \cdot 10^{-12}$ — коэффициент, принимаемый для радиально-упорных подшипников;

$n=6000$ об/мин — скорость вращения внутреннего кольца подшипника;

$F_{aп}=9,469$ Н — осевая сила, действующая на передний подшипник;

$F_{aз}=8,469$ Н — осевая сила, действующая на задний подшипник;

$\nu=0,8$ мм²/с — кинематическая вязкость теплоносителя при $t=20$ °С

Рассчитывая по аналогии момент сопротивления, связанный с трением качения для заднего подшипника, получаем:

$$T_{fкз}=\Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot G_{rrз} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6}=0,997 \cdot 0,999 \cdot 3,674 \cdot 10^{-4} \cdot (0,8 \cdot 6000)^{0,6}=0,059 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $G_{rrз}=R_1 \cdot d_m^{1,97} [F_{rз}+F_g+R_2 F_{aз}]^{0,54}=5,03 \cdot 10^{-7} \cdot 12,5^{1,97} \cdot [1,656+1,67+1,97 \cdot 8,469]^{0,54}=$
 $=3,674 \cdot 10^{-4}$.

Коэффициент Φ_{ish} , учитывающий нагрев смазочного материала при трении, одинаковый для переднего и заднего подшипников, предлагается определять по формуле:

$$\Phi_{ish}=\frac{1}{1+1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}}=\frac{1}{1+1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (6000 \cdot 12,5)^{1,28} \cdot 0,8^{0,64}}=0,997 \quad (45)$$

Коэффициент Φ_{rs} учитывает так называемое кинематическое масляное голодание, которое наступает при высоких частотах вращения подшипников вследствие затруднения заполнения дорожек качения подшипника смазочным материалом:

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \cdot v \cdot n \cdot (d+D) \sqrt{\frac{K_z}{2 \cdot (D-d)}}}} = \frac{1}{e^{3 \cdot 10^{-8} \cdot 0,8 \cdot 6000 \cdot (6+19) \sqrt{\frac{4,4}{2 \cdot (19-6)}}}} = 0,999, \quad (46)$$

где $K_{rs} = 3 \cdot 10^{-8}$ - коэффициент, учитывающий пониженное поступление смазочного материала в зону контакта;

$K_z = 4,4$ — коэффициент, принимаемый для радиально-упорных шариковых подшипников.

Рассмотрим момент сопротивления вращению, связанный с трением скольжения для переднего подшипника. Для радиально-упорных шариковых подшипников предлагается следующая зависимость:

$$T_{f_{\text{сп}}} = G_{sl_{\text{п}}} \cdot \mu_{sl} = 0,13 \cdot 0,1 = 0,013 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (47)$$

$$G_{sl_{\text{п}}} = S_1 \cdot d_m^{0,26} [(F_{r_{\text{п}}} + F_{gg})^{4/3} + S_2 \cdot F_{a_{\text{п}}}^{4/3}] = 1,30 \cdot 10^{-2} \cdot (12,5)^{0,26} [(2,886 + 1,679)^{4/3} + 0,68 \cdot (9,469)^{4/3}] = 0,13; \quad (48)$$

$$F_{gg} = S_3 \cdot d_m^4 \cdot n^2 = 1,679, \quad (49)$$

где $S_1 = 1,30 \cdot 10^{-2}$; $S_2 = 0,68$; $S_3 = 1,91 \cdot 10^{-12}$ — коэффициенты, принимаемые для шариковых радиально-упорных подшипников;

$\mu_{sl} = 0,1$ — коэффициент трения скольжения в условиях образования полноценной смазочной пленки при использовании трансмиссионных жидкостей.

Для заднего подшипника по аналогии получаем

$$T_{f_{\text{сз}}} = G_{sl_3} \cdot \mu_{sl} = 0,115 \cdot 0,1 = 0,011 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$G_{sl_3} = S_1 \cdot d_m^{0,26} [(F_{r_3} + F_{gg})^{4/3} + S_2 \cdot F_{a_3}^{4/3}] = 1,30 \cdot 10^{-2} \cdot (12,5)^{0,26} [(1,656 + 1,679)^{4/3} + 0,68 \cdot (8,469)^{4/3}] = 0,115.$$

Рассмотрим составляющую момента сопротивления вращению, связанную с взбалтываем и разбрызгиванием смазки T_{fp} , она будет одинаковой как для переднего, так и для заднего подшипников. Заполнение подшипника жидкостью в ЭД можно приравнять к работе подшипника в масляной ванне в условиях полного погружения. В результате расчет составляющей момента сопротивления вращению, связанную с взбалтываем и разбрызгиванием смазки T_{fp} , можно определить по следующей формуле:

$$T_{fp} = V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 = 0,00125 \cdot 8,462 \cdot 10^{-12} \cdot (12,5)^5 \cdot (6000)^2 = 0,116 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (50)$$

где $V_M = 0,00125$ — коэффициент, учитывающий полное погружение подшипника в масляную ванну;

$$K_{ball} = \frac{K_z \cdot (d+D)}{D-d} \cdot 10^{-12} = \frac{4,4 \cdot (6+19)}{19-6} \cdot 10^{-12} = 8,462 \cdot 10^{-12}, \quad (51)$$

где $K_z = 4,4$ — геометрическая константа шарикового радиально-упорного подшипника.

В результате получаем, что при нормальной работе подшипников ЭД момент сопротивления в подшипниках будет равен:

— в переднем подшипнике

$$T_{fп} = T_{fкп} + T_{fсп} + T_{fp} = 0,064 + 0,013 + 0,116 = 0,193 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

— в заднем подшипнике

$$T_{fз} = T_{fкз} + T_{fсз} + T_{fp} = 0,059 + 0,011 + 0,116 = 0,187 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Если работа подшипников в ЭД сопровождается процессами колебаний или нарушаются условия поступления смазочного материала к трущимся

поверхностям, то момент сопротивления вращению может существенно измениться.

2.13 Исследование изменений осевой и радиальной жесткостей подшипника и возможной их пульсации в результате совместного действия внешних и внутренних сил, действующих на кольца подшипников и тела качения

При задании осевой нагрузки на подшипник в ЭД наружное кольцо смещается относительно внутреннего и возникает деформация между телами качения и кольцами, то есть образуется осевой натяг. Если такой подшипник дополнительно нагрузить радиальной силой, то наружное и внутреннее кольца смещаются друг относительно друга в радиальном направлении, при этом осевой натяг на одних телах качения возрастает, а на других падает, рисунок 22. На одном из тел качения при этом осевой натяг может становиться равным нулю или меньше нуля, тогда рассматриваемое тело качения оказывается ненагруженным и осевая жесткость подшипника снижается, поскольку воспринимать осевую силу будет меньшее число тел качения. Рассмотрим схему деформации тел качения в радиально-упорном подшипнике, для этого введем систему координат OXYZ. Здесь ось Z совпадает с осью вращения подшипника, а оси X и Y находятся в плоскости, перпендикулярной оси подшипника.

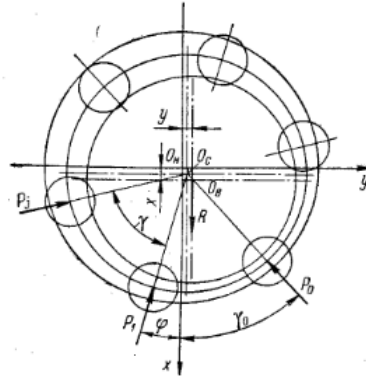


Рисунок 22 – Схема деформации тел качения в радиально-упорном подшипнике

Деформация в направлении j -ого шарика запишется в виде

$$\delta_{oc,j} = \delta_0 + x \cos \alpha \cdot \cos \gamma_j + y \cos \alpha \cdot \sin \gamma_j + z \sin \alpha, \quad (52)$$

где δ_0 – деформация от предварительного осевого натяга.

Центральный угол между двух соседних шариков:

$$\gamma_j = \gamma_0 + \frac{2\pi}{z} (j - 1), \quad (53)$$

x, y, z — перемещения центра внутреннего кольца относительно наружного в направлении неподвижных координат X, Y, Z ;

α — рабочий угол контакта.

Из уравнения видно, что при определенном сочетании составляющих деформации по осям, величина $\delta_{oc,j}$ может принимать нулевые или даже отрицательные значения. Отрицательные значения деформации тела качения соответствуют появлению зазора между кольцами подшипника и телами качения.

Результаты расчетов показывают, что при осевой силе на заднем подшипнике 7,32 Н осевая деформация каждого шарика (осевой натяг) равняется

2,71 мкм. Пусть радиальная сила, действующая на подшипник, равняется 1 Н, тогда, согласно расчетам, при радиальной жесткости, равной $C \sim 6 \cdot 10^6$ Н/м, получаем радиальную деформацию внутреннего кольца подшипника относительно наружного

$$\delta_r = \frac{F_r}{C} = \frac{1}{6 \cdot 10^6} = 0,167 \text{ мкм}, \quad (54)$$

что при рабочем угле контакта $\alpha = 17^\circ$ может ослабить осевой натяг на величину

$$\delta_{oc} = \delta_r \cdot \tan \alpha = 0,051 \text{ мкм}.$$

При работе ЭД в составе ЭНА, вследствие осевого биения наружного кольца подшипника при вращающемся внутреннем, осевая сила от пружины может изменяться от 4,56 Н до 10,08 Н, при этом осевой натяг может снизиться до величины 2,015 мкм.

Таким образом, осевой натяг подшипника за один оборот внутреннего кольца изменяется на величину $\Delta \delta_{oc} = 2,710 - 2,015 = 0,695$ мкм. Осевое виброускорение при этом составит:

$$\Delta \ddot{\delta}_{oc} = \Delta \delta_{oc} \cdot \omega_{oc}^2 = 0,695 \cdot 10^{-6} \cdot (628,318)^2 = 0,274 \text{ м/с}^2, \quad (55)$$

где $\omega_{oc} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 6000}{30} = 628,318$ рад/сек.

Теперь, зная массу ротора $M\Sigma$, можно найти осевую динамическую силу

$$F_{oc,дин} = M\Sigma \cdot \Delta \ddot{\delta}_{oc} = 0,091 \cdot 0,274 = 0,0249 \text{ Н}, \quad (56)$$

где $M\Sigma = 0,091$ кг — расчетная масса ротора ЭД, включающая массу внутренних колец подшипников.

Таким образом, динамическая сила в осевом направлении имеет незначительную величину, если отсутствуют резонансные явления. Зная осевую жесткость пружины, можно оценить круговую частоту собственных колебаний ротора. Она рассчитывается по формуле

$$\omega_{oc} = \sqrt{\frac{C_{пр}}{M_{\Sigma}}} = \sqrt{\frac{3,57 \cdot 10^5 \text{ Н/м}}{0,091}} = 2,076 \cdot 10^3 \text{ рад/сек.} \quad (57)$$

Это соответствует частоте

$$f_{oc} = \frac{\omega_{oc}}{2 \cdot \pi} = \frac{2,076 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi} = 330,406 \approx 333 \text{ Гц} \quad (58)$$

Очевидно, что при столь низкой частоте собственных колебаний ротора возможны резонансные явления, тем более что частота вынужденных вибраций ротора, при его вращении на номинальных оборотах $n=6000$ об/мин, составляет 100 Гц. При наступлении резонанса амплитуда колебаний осевой пружины резко возрастает, а осевой натяг может принимать нулевые и отрицательные значения, циклически изменяя как осевую, так и радиальную жесткости подшипников.

2.14 Исследование воздействия гироскопического момента и момента от сил трения на блокировку вращения наружного кольца подшипника

Расчетная величина гироскопического момента в подшипнике при частоте вращения ротора $n=6000$ об/мин равняется $T_r=2,104 \cdot 10^{-5}$ Нм. Если воздействию гироскопического момента не противодействуют силы трения, то шарики подшипника раскручиваются в плоскости, перпендикулярной оси с угловым ускорением, равным

$$\omega_{ш} = \frac{T_r}{J_m} = \frac{2,104 \cdot 10^{-5}}{4,028 \cdot 10^{-10}} = 5,234 \cdot 10^4 \text{ 1/с}^2, \quad (59)$$

где $J_m = 4,028 \cdot 10^{-10} \text{ кгм}^2$ – момент инерции тела качения относительно собственной оси.

Выше было показано, что частота собственных колебаний ротора вдоль оси равна $f_{oc} \approx 333$ Гц. Это значит, что период изменения осевой силы равняется $T = \frac{1}{f_{oc}} = \frac{1}{333} = 3 \cdot 10^{-3}$ сек, из них в течение $1,5 \cdot 10^{-3}$ сек осевая сила имеет пониженное значение, а другие $1,5 \cdot 10^{-3}$ сек — имеет повышенное значение. Если осевая сила уменьшается до такой величины, при которой гироскопический момент беспрепятственно развивается, то в течение $1,5 \cdot 10^{-3}$ сек он раскручивает шарики. Рассчитаем, до какой угловой частоты вращения могут раскрутиться шарики за время $1,5 \cdot 10^{-3}$ сек.

$$\omega_{ш} = \omega_{ш} \cdot t = 5,234 \cdot 10^4 \cdot 0,0015 = 78,51 \text{ рад/сек.} \quad (60)$$

Это соответствует

$$n_{ш} = \frac{\omega_{ш}}{2 \cdot \pi} = \frac{78,51}{2 \cdot \pi} = \frac{12,5 \text{ об}}{\text{сек}} = 750 \text{ об/мин.} \quad (61)$$

Таким образом, снижение осевой нагрузки от пружины, вызванное осевыми колебаниями ротора, может привести к тому, что в течение короткого промежутка времени гироскопический момент раскручивает шарики до высоких частот вращения. Так как шарики от действия гироскопического момента вращаются в осевой плоскости, то в этот промежуток времени наружное кольцо блокируется и начинает вращаться вместе с внутренним.

В последующую половину периода колебаний ротора осевая сила увеличивается, и возрастающий момент трения препятствует действию гироскопического момента. В результате наружное кольцо разблокируется, а шарики начинают вращаться в соответствие с законами кинематики подшипника.

Величина кинетической энергии набираемой наружными кольцами каждого подшипника и шариками за полупериод осевых колебаний ротора равняется:

$$W_{\Sigma} = \frac{J_K \cdot \omega_K^2}{2} + z \frac{J_m \cdot \omega_K^2}{2} = \frac{29,298 \cdot 10^{-9} \cdot 628,319^2}{2} + 6 \frac{4,028 \cdot 10^{-10} \cdot (78,51)^2}{2} = 5783 \cdot 10^{-6} + 7,45 \cdot 10^{-6} = 5,790 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}, \quad (62)$$

где момент инерции наружного кольца подшипника равен:

$$J_K = \frac{m_K}{2} \cdot (r_1 + r_2)^2 = \frac{3,304 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot [(8,235 \cdot 10^{-3}) + (9,5 \cdot 10^{-3})]^2 = 29,298 \cdot 10^{-9} \text{ кгм}^2, \quad (63)$$

масса наружного кольца подшипника равна:

$$m_K = \rho \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot b = 7812 \cdot \pi \cdot [(9,50 \cdot 10^{-3})^2 - (8,235 \cdot 10^{-3})^2] \cdot 6,0 \cdot 10^{-3} = 3,304 \cdot 10^{-3} \text{ кг}, \quad (64)$$

$\rho = 7812 \text{ кг/м}^3$ – плотность подшипниковой стали ШХ15 при температуре $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$,

радиус наружной посадочной поверхности подшипника равен:

$$r_2 = \frac{D}{2} = \frac{19 \cdot 10^{-3}}{2} = 9,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad (65)$$

радиус дорожки качения наружного кольца равен:

$$r_1 = \frac{d_m + D_W}{2} = \frac{(12,5 + 3,97) \cdot 10^{-3}}{2} = 8,235 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad (66)$$

$b = 6,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – ширина кольца подшипника;

$z = 6$ – число шариков в подшипнике.

Таким образом, дополнительно затрачиваемая мощность в течение полупериода осевых колебаний в одном подшипнике равна:

$$N_{\Sigma} = \frac{W_{\Sigma}}{t} = \frac{5,790 \cdot 10^{-3}}{0,0015} = 3,86 \text{ Ватт}, \quad (67)$$

Так как подшипника два, то эта мощность постоянно отбирается у ЭД и переходит в тепловую энергию.

Результаты испытаний мощности, потребляемой ЭД, показали, что она при наличии осевого натяга от пружины возрастает ~ на 10%. При отсутствии осевого натяга подшипники ЭД работают как радиальные, поэтому осевые колебания ротора отсутствуют, следовательно, дополнительно затрачиваемой мощности нет.

Номинальная потребляемая мощность ЭД $N_{дв}=39,15$ Вт, а расчетная теряемая мощность при осевых колебаниях ротора $N_{\Sigma}=3,86$ Вт, в результате рост мощности при этом составляет:

$$\Delta = \frac{N_{\Sigma}}{N_{дв} - N_{\Sigma}} \cdot 100 = \frac{3,86}{39,15 - 3,86} \cdot 100 = 10,94\%. \quad (68)$$

2.15 Расчет номинального ресурса подшипника

Ресурс – число оборотов подшипника качения, которое одно из колец подшипника совершает относительно другого кольца до появления первых признаков усталости материала одного из колец или одного из тел качения.

Номинальный ресурс согласно [13] – расчетный ресурс, соответствующий 90% ВБР для подшипников, изготовленных из широко используемого материала хорошего качества, при хорошем качестве изготовления и работающих в нормальных условиях эксплуатации, т.е. когда они:

- должным образом установлены;

- защищены от загрязнений, надлежащим образом смазаны;
- не подвергаются резкому изменению температур и скорости вращения.

Номинальный расчетный ресурс радиального подшипника рассчитывается как:

$$L_{10}=(C_r/P_r)^3 - \text{миллион оборотов}, \quad (69)$$

где C_r – динамическая радиальная грузоподъемность, Н;

P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н.

Динамическая радиальная грузоподъемность C_r согласно [13] – постоянная неподвижная радиальная нагрузка, которую подшипник качения теоретически может выдерживать в течение номинального ресурса в один миллион оборотов. (При 6000 об/мин миллион оборотов это 167 минут).

Динамическая радиальная грузоподъемность шариковых радиальный подшипников при диаметре шарика $12_{,w} < 25$ мм равна:

$$C_r = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot \cos \alpha)^{0.7} \cdot z^{2/3} \cdot D_w^{1.8} \quad (70)$$

где b_m – показатель свойства стали ($b_m=1,3$ для шариковых подшипников);

α – номинальный угол контакта, градусы ($\alpha=0$ для радиального подшипника);

z – количество тел качения (в нашем случае, $z=6$);

f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей, точности изготовления, выбирается из таблицы 2 [13] в зависимости от соотношения

$$D_w \cdot \cos \alpha / D_{PW}, \quad (71)$$

где D_{PW} – диаметр окружности по центрам шариков, мм.

Для рассматриваемого подшипника $D_{PW}=12,5\text{мм}$, $D_w=3,97\text{мм}$, тогда

$$D_w \cdot \cos \alpha / D_{PW} = 3,97/12,5 = 0,318. \quad (72)$$

Согласно таблицы 2 [13] для величины этого соотношения равной 0,318 методом экстраполяции получается $f_c=54,74$.

В итоге, динамическая радиальная грузоподъемность

$$C_r = 1,3 \cdot 54,74 \cdot 6^{2/3} \cdot 3,97^{1,8} = 2810 \text{ Н}. \quad (73)$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка согласно [13] – постоянная неподвижная радиальная нагрузка, под воздействием которой подшипник качения будет иметь такой же ресурс, как и в условиях действительного нагружения.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка равна:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (74)$$

где F_r - радиальная составляющая фактической нагрузки на подшипник, Н;

F_a – осевая составляющая фактической нагрузки на подшипник, Н;

X , Y – коэффициенты динамической радиальной и осевой нагрузок соответственно, выбираются из таблицы 3 [13] в зависимости от относительной осевой нагрузки $F_a/(i \cdot z \cdot D_w^2)$

При работе ЭНА осевая нагрузка равна 1,01Н по итогам расчета из раздела 2.8. Осевая нагрузка от краба составляет 9 Н. В итоге, осевая сила на передний подшипник $F_a \leq 10,7$ Н. Исходя из наибольшей величины $F_a = 10,7$ Н, относительная осевая нагрузка:

$$F_a/(i \cdot z \cdot D_w^2) = 10,7/(6 \cdot 3,97^2) = 0,113. \quad (75)$$

Полученное значение выходит за пределы, оговоренные в таблице 3 [13], поэтому, проводя экстраполяцию по Y для случая $(F_a/F_r) > \text{рисунк 23}$, получим $Y=2,57$, $e=0,18$

В нашем случае действительное соотношение $F_a/F_r = 10,7/1,23=8,70$, что в 48 раз больше, чем $e=0,18$. В данном случае, допустимость условий применения подшипника должна согласовываться с изготовителем, как указано во введении в [13] и приведенный далее расчет правомерен только с учетом итогов этого согласования. Значение X из таблицы 3 [13] равно 0,56. Подставляя полученные значения, имеем: $P_r = 0,56 \cdot 1,23 + 2,57 \cdot 10,7 = 28,2 \text{ Н}$.

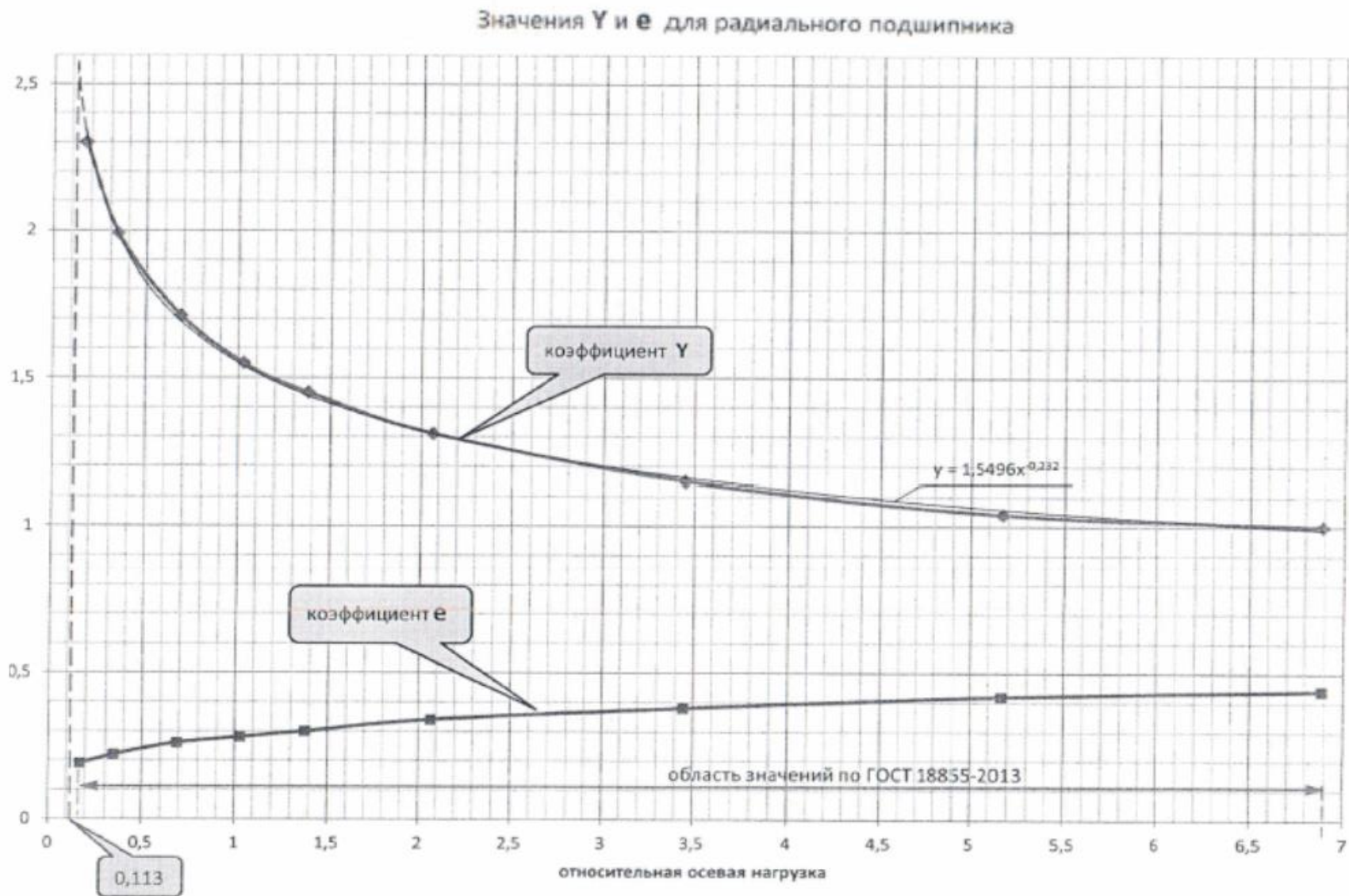


Рисунок 23 – Экстраполяция показателей γ и e , приведенных в таблице 3 [13]

Подставляя полученные величины нагрузок, номинальный ресурс подшипника равен:

$L_{10}=(C_r/P_r)^3 = (2810/28,2)^3 = 989400$ миллионов оборотов, что при 6000 об/мин составляет $989400 \cdot 106 / (3000 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365) = 314$ лет.

2.16 Расчет модифицированного ресурса подшипника

Модифицированный ресурс подшипника учитывает заданную ВБР, а также условия работы в системе – влияние качества смазки и загрязнений в зависимости от предела усталостной нагрузки. Модифицированный ресурс рассчитывается:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10}, \quad (76)$$

где a_1 – коэффициент модификации ресурса по ВБР;

a_{iso} – системный коэффициент модификации ресурса.

Коэффициент a_1 , согласно таблицы 12 [11], исходя из ВБР 95%, заданного в ТУ на ЭД, равен 0,64.

Коэффициент a_{iso} является функцией следующих параметров:

$$a_{iso} = f\left(\frac{e_c \cdot C_u}{P}; k\right), \quad (77)$$

где e_c – коэффициент учета уровня загрязнений;

• C_u – предел усталостной нагрузки;

P – динамическая эквивалентная нагрузка;

k – относительная кинематическая вязкость (v/v_1)

Предел усталостной нагрузки согласно [13] – нагрузка подшипника, при которой в наиболее нагруженном месте контакта дорожки качения достигается предел усталостного напряжения.

$$C_u = C_0/22, \quad (78)$$

где C_0 – статическая грузоподъемность.

Согласно [14], статическая грузоподъемность рассматриваемого подшипника легкой серии $C_0=1160$ Н, тогда $C_u=1160/22=52,7$ Н

Коэффициент учета загрязнений может быть отнесен к нормальному, поскольку при заправке контура проводится промывка с длительной прокачкой через тонкий фильтр с ячейкой 20мкм, что для случая прокачки масел соответствует тонкой фильтрации. Контур герметичный, попадание загрязнений извне исключено. Таким образом, коэффициент загрязнения взят из таблицы 13 [13] $e_c = 0,5$.

Подставляя полученные величины, имеем комплексный параметр

$$\frac{e_c \cdot C_u}{P} = \frac{0,5 \cdot 52,7}{28,2} = 0,934$$

Относительная кинематическая вязкость – отношение вязкости имеющейся смазки (жидкости) к номинальной величине, требуемой для надлежащей смазки:

$$k = v/v_1, \quad (79)$$

где $v = 0,82$ мм²/с – кинематическая вязкость теплоносителя при рабочей температуре 12 °С;

v_1 – номинальная кинематическая вязкость.

Величина v_1 определяется по диаграмме, приведенной в разделе 9, рисунок 2 [13].

Можно видеть, что при 6000об/мин и диаметре $D_{PW} = 12,5$ мм номинальная кинематическая вязкость $v_1 = 16,5$ мм²/с.

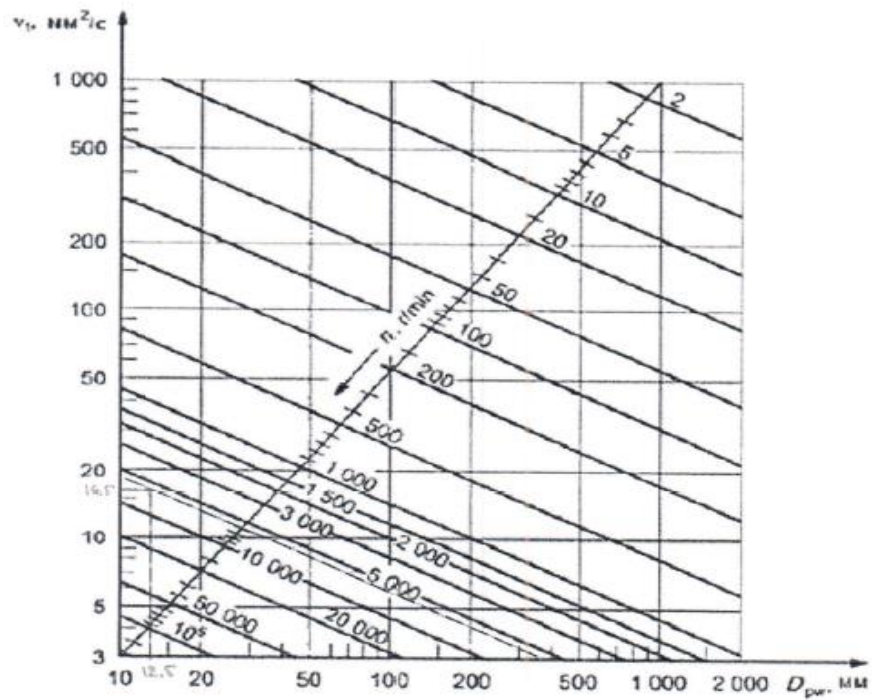


Рисунок 24 – Номинальная кинематическая вязкость ν_1

Тогда, относительная кинематическая вязкость $k = 0,82/16,5=0,05$

Для определения коэффициента a_{iso} в разделе 9 [13] приведен рисунок 25.

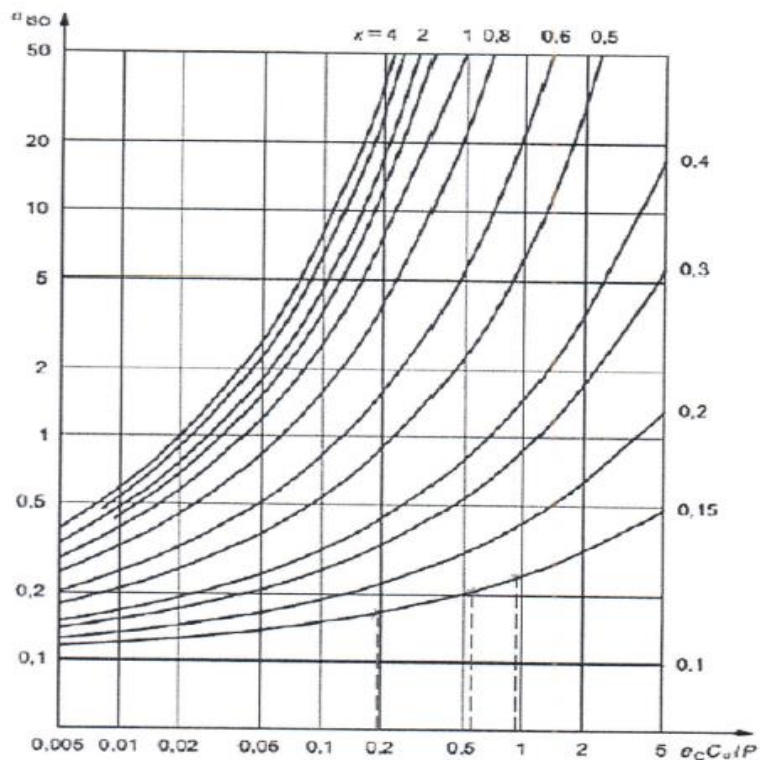


Рисунок 25 – Коэффициент модификации ресурса, a_{iso} , для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников.

Можно видеть, что значение $k = 0,05$ меньше предельного значения $0,1$, показанного на данной диаграмме.

Поскольку указания для данного случая в [13] отсутствуют, примем, что $a_{iso} = 0,1$.

Данная величина достигается при вязкости смазки (теплоносителя) $\nu = 1,6 \text{ мм}^2/\text{с}$, что соответствует температуре теплоносителя минус $24 \text{ }^\circ\text{C}$.

Модифицированный ресурс подшипника при ВБР=0,95 и при полученной величине a_{iso} в итоге равен:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} = 0,64 \cdot 0,1 \cdot 314 = 20,1 \text{ лет.}$$

3 Комплексный метод для оптимизации работы электронасосного агрегата и экспериментальные исследования

3.1 Анализ дефектов, полученных в процессе ресурсных испытаний электронасосного агрегата и комплекс мер для оптимизации работы электронасосного агрегата

Для оптимизации работы ЭНА рассматривались параметры, полученные в результате дефектации вышедших из строя ЭНА на этапе ресурсных испытаний:

- низкое качество подшипников ЭД;
- отсутствие смазывания подшипников ЭД ЭНА и циркуляции теплоносителя в гильзе ротора;
- температурная деформация статора ЭД в процессе приварки биметаллического кольца;
- повышенная осевая нагрузка на подшипники ЭД;
- повышенная радиальная нагрузка на подшипники ЭД;
- большой разброс гидравлических параметров, получаемый при изготовлении крыльчаток.

3.2 Подшипники электродвигателя

Подшипники изготавливаются из стали 8Х4В9Ф2-Ш, 110Х18М-ШД основу которой составляет железо [15]. Эта сталь применяется для изготовления прецизионных подшипников качения, работающих в агрессивных средах; теплостойких подшипников, сверхпрецизионных приборных подшипников; подшипников особо ответственного назначения.

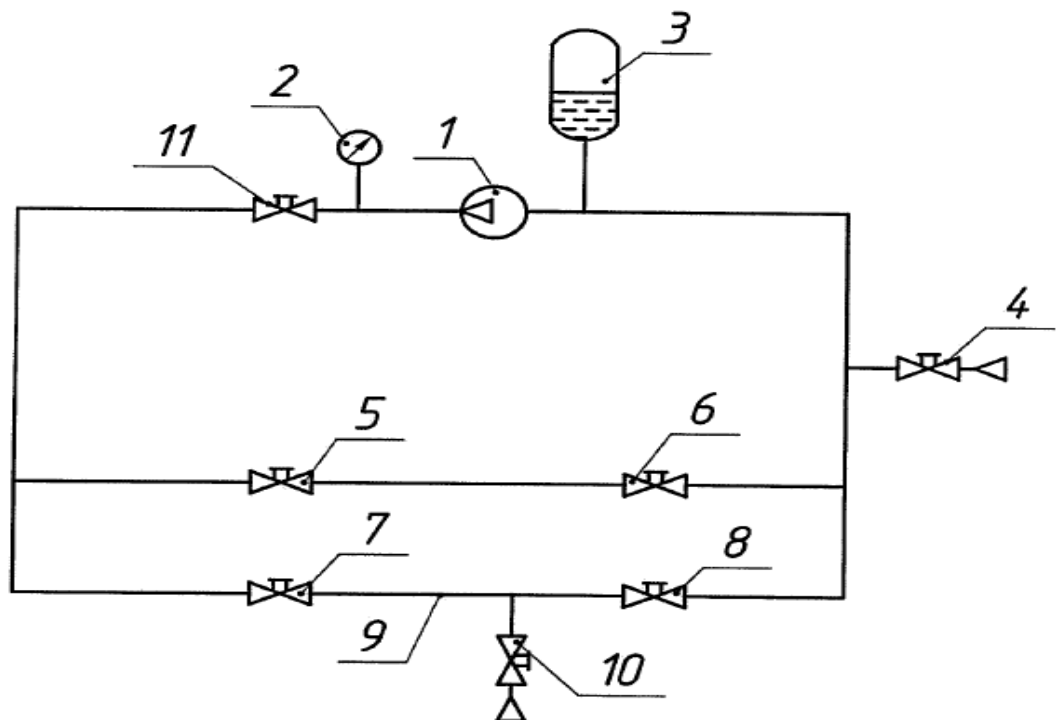
Согласно ВВК подшипники проходят проверку сопроводительной документации. В процессе дефектации был проведен замер твердости тела качения подшипника и получен результат $57\div 58\text{HRC}$, что соответствует нижней

границе твердости тела качения по КД. Рекомендуется увеличить твердость колец, тел качения до 70HRCи проводить проверки размеров подшипников, твердости колец и тел качения, испытания на вибрацию на этапе входного контроля, согласно [15].

3.3 Смазывание подшипников электродвигателя и циркуляция теплоносителя

Для исследования один из ЭД ЭНА был доработан, согласно [16], следующим образом:

В тыльной части гильзы ротора было проточено отверстие и приклеено смотровое окно из прозрачного оргстекла. Была произведена сборка доработанного ЭД и ЭНА. ЭНА был установлен в гидравлическую схему, согласно рисунка 26.



- 1 – ЭНА; 2 – манометр; 3 – компенсатор объема; 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11 – вентиль;
9 – гибкий шланг, заполненный подкрашенным спиртом с растворителем

Рисунок 26 - Схема испытания

Схема отличается от стандартных, установкой на входе в ЭНА через тройник вентиля и гибкого шланга с красящей жидкостью. Схема была заправлена теплоносителем вакуумным способом. Наблюдения в смотровое окно показали наличие теплоносителя на тыльном подшипнике ротора. При включении ЭНА на номинальной нагрузке наблюдения подтвердили вращение внутренней обоймы подшипника, а значит, и перемешивание теплоносителя.

При работающем ЭД осторожно открывая вентиль воронки запустили в систему $\sim 50 \text{ см}^3$ красящей жидкости. Наблюдения в смотровое окно показали, что теплоноситель на тыльном подшипнике окрасился в оранжевый цвет. Это доказывает наличие циркуляции теплоносителя между внутренним объемом ЭД и гидравлическим контуром. После отключения ЭНА смесь теплоносителя и красящей жидкости отстоялась и наблюдалась четкая граница раздела двух сред. При повторном включении ЭНА теплоноситель и красящая жидкость перемешались и смесь приобрела оранжевый цвет.

Проведенные исследования с использованием метода визуализации показали, что при заправке гидравлической схемы испытаний ЭНА теплоносителем гильза ротора ЭД полностью заполняется теплоносителем. В процессе работы ЭНА происходит массообмен теплоносителя между внутренним объемом ЭД и гидравлическим контуром [16].

В таблице 3 указаны параметры, с которыми проводился эксперимент.

Таблица 3 - Параметры эксперимента

Параметры	Значения
Перепад давления, кг/см ²	0,61
Расход, см ³ /с	120
Обороты ЭД, об/мин	5900

3.4 Температурная деформация статора в процессе приварки биметаллического кольца

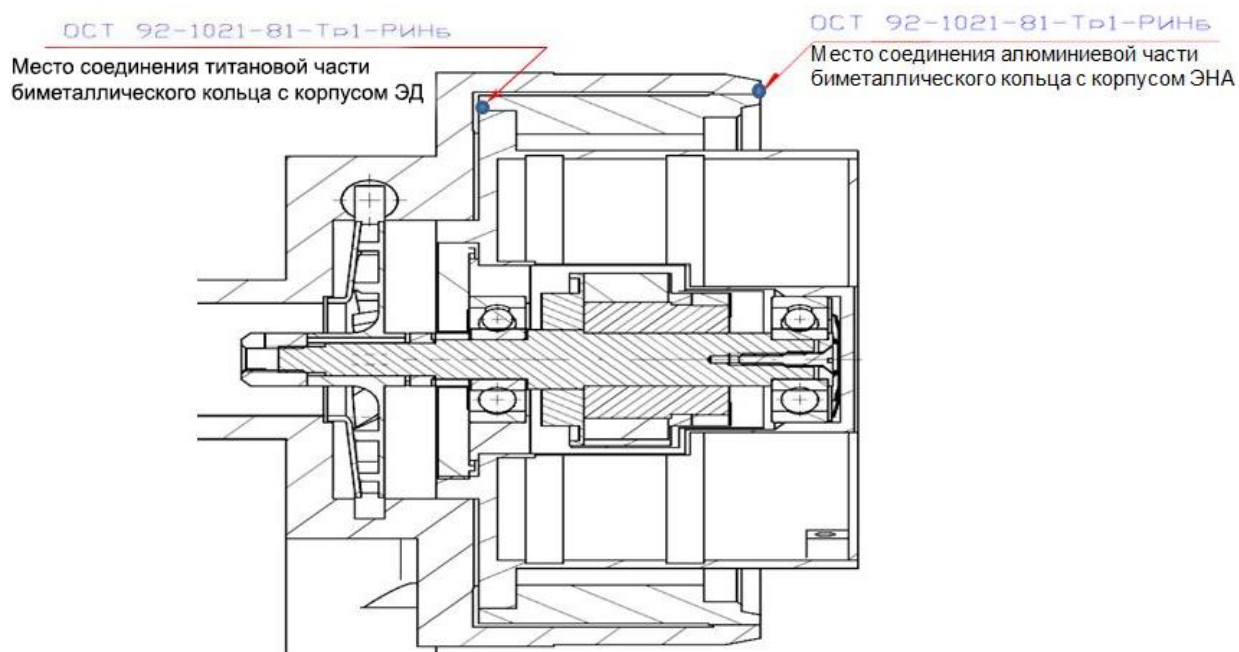


Рисунок 27 – Приварка биметаллического кольца

Корпус ЭНА изготовлен из сплава АМг6, а корпус ЭД из сплава ВТ14. Сплав АМг6 относится к высокой группе прочности, к 1 группе свариваемости (отличная свариваемость), коррозионностойкий, термически не упрочняемый. Химический состав сплава АМг6, согласно [17], показан в таблице 4.

Таблица 4 – Химический состав сплава АМг6

Сплав	Al%	Si%	Fe%	Cu%	Mn%	Mg%	Zn%	Ti%
АМг6	90,9-93,01	0,4	0,4	0,1	0,7-1,1	5,8-6,8	0,2	0,02-0,1

Сплав ВТ14 имеет высокую прочность, низкую склонность к коррозии, твердость НВ 255-341МПа и легко деформируется в разогретом состоянии. Химический состав сплава приведен в таблице 5 согласно [18, 19].

Таблица 5 - Химический состав сплава ВТ14

Сплав	Ti, %	Al, %	V, %	Mo, %	Fe, %	Zr, %	O, %	C, %	Si, %	N, %	H, %
ВТ14	86,99- 92,09	3,5- 6,3	0,9- 1,9	2,5- 3,8	0,25	0,3	0,15	0,1	0,15	0,05	0,015

Для соединения ЭД с ЭНА к корпусу ЭД приваривается биметаллическое кольцо посредством ЭЛС. Конструкция ЭНА относится к категории особо ответственных и включает в себя швы первой категории, к которым предъявляются такие требования как прочность и герметичность. При использовании ЭЛС сварочный шов имеет прочность идентичную прочности сплава ВТ14.

При механической обработке заготовок из-за неравномерности механических свойств в пределах одной заготовки образуется неравномерность остаточных напряжений в зоне обработки. Неравномерность остаточных напряжений особенно критична в тонкостенных деталях. Глубина зоны остаточных напряжений 0,05мм, а толщина стенки детали 0,3мм. При воздействии температур близких к предельным рабочим температурам ЭНА эти напряжения релаксируют, а значит возможен перекося детали. На практике, перекося обнаруживается по большому усилию извлечения ротора из корпуса ЭД. У нормально работающего ЭД усилие извлечения ротора в пределах 1 кгс. У аномально работающего ЭД усилие извлечения ротора 5кгс и более.

Если неравномерность механических свойств невелика, то релаксация напряжений опасности не представляет. В настоящее время на современном производстве нет средств для оценки неравномерности механических свойств в пределах заготовки. Поэтому, предлагается снизить величину остаточных напряжений перед воздействием повышенной температуры путем разделения чистовой механической обработки на два этапа, уменьшив величину остаточных напряжений. Финальная чистовая механическая обработка проводится после

приварки биметаллического кольца. Эти мероприятия значительно снижают риск ситуации, когда ротор оказывается в деформированной гильзе.

3.5 Повышенная осевая нагрузка на подшипники электродвигателя

Для измерения осевой силы, действующей на ротор ЭД технологический ЭНА был доработан следующим образом:

- разрезаны сварные швы биметалла, соединяющие корпус ЭНА с корпусом ЭД;
- вынуты сборки ЭД из корпуса ЭНА (основной и резервный);
- вынут ротор из ЭД и заменены шарикоподшипники на некондиционные шарикоподшипники с большим осевым люфтом;
- изготовлена оснастка (переходная втулка, втулка, шток);
- установлен датчик перепада давлений с индикатором;
- установлен шток таким образом, чтобы он касался торца оси вала ЭД одним концом и другим концом касался мембраны датчика перепада давлений;
- после включения ЭД под действием осевой силы вал ЭД выдвигается, толкает шток и датчик перепада давлений показывает осевую силу, а индикатор – перемещение оси ротора ЭД.

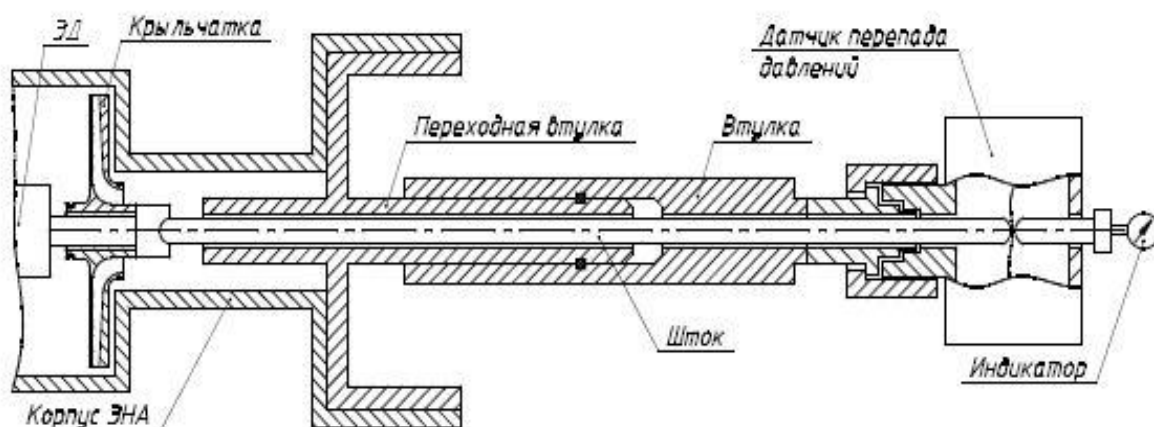


Рисунок 28 – Измерение осевой силы

Для разгрузки от осевых сил на тыльной стороне крыльчатки предлагается экспериментально подобрать и высверлить технологические отверстия. Разгрузка производится от 1,7 кг до 0,2 кг.



Рисунок 29 – Разгрузка от осевых и радиальных сил

3.6 Повышенная радиальная нагрузка на подшипники электродвигателя

Для разгрузки от радиальных сил предлагается проводить балансировку крыльчатки путем высверливания балансировочных отверстий и проверку на балансировочном стенде



Рисунок 30 – Балансировка крыльчатки

3.7 Большой разброс гидравлических параметров, получаемый при изготовлении крыльчаток

ЭНА комплектуется тремя комплектами крыльчаток и тремя расходными шайбами разного диаметра. Каждую шайбу устанавливают на выход ЭНА и проводят испытания по подбору крыльчаток. Эти же испытания проводят с каждой крыльчаткой и без шайбы. Для одного ЭНА проводится 24 испытания. Если с какой-либо крыльчаткой и шайбой гидравлические параметры выходят за пределы допустимых, то такие крыльчатки и шайбы не используются на этом ЭНА. В итоге подбирается одна расходная шайба, либо без нее в комплекте с одной крыльчаткой для каждого ЭД, которые наилучшим образом удовлетворяют требованиям по гидравлическим параметрам. Порядок проведения испытаний по подбору крыльчаток и расходных шайб изложен в п. 3.8 настоящей работы. Результаты подбора крыльчаток и расходных шайб показаны в Приложении А.

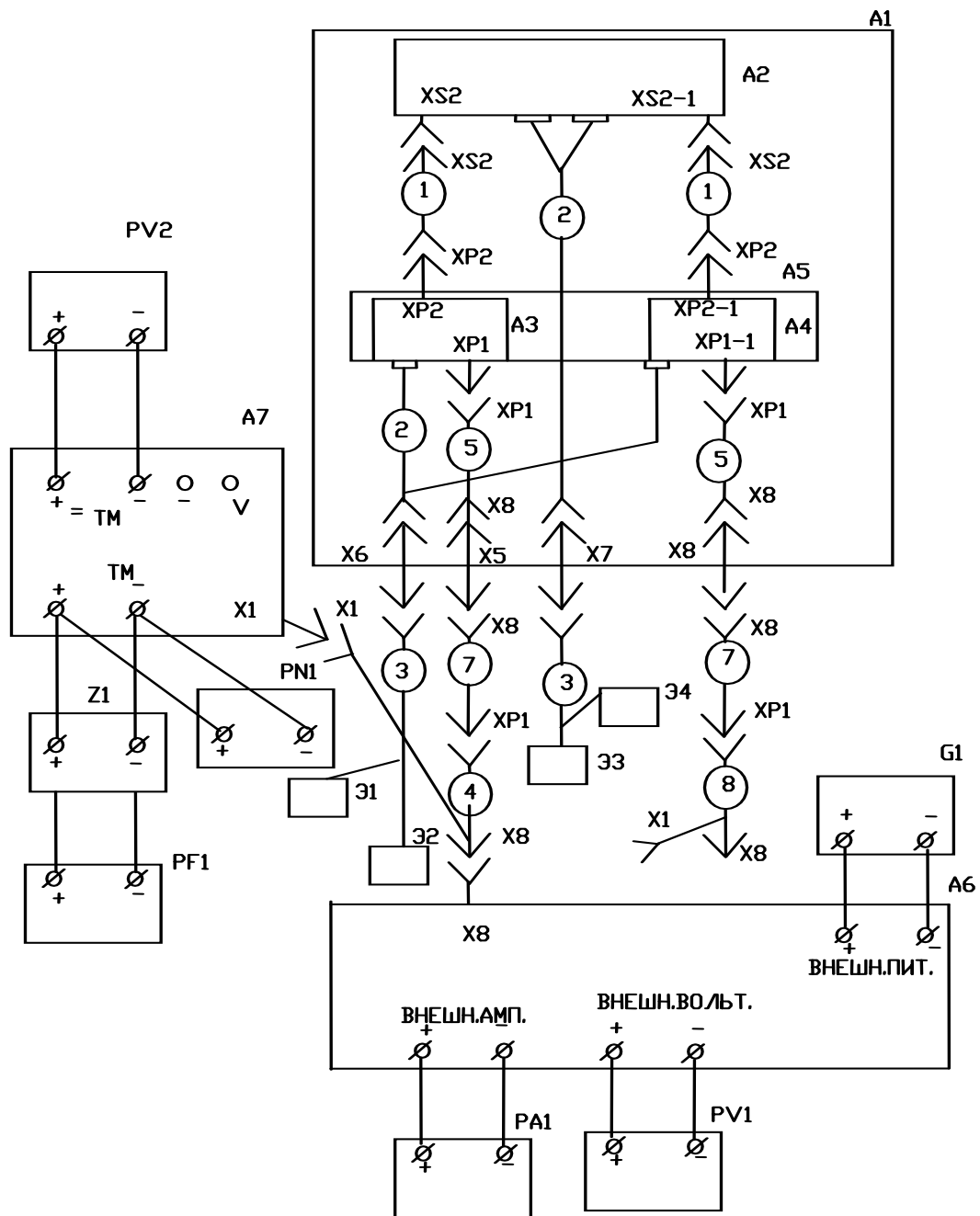
3.8 Порядок проведения испытаний по подбору крыльчаток и расходных шайб

В процессе изготовления ЭНА, изготавливают 3 пары крыльчаток и 3 расходные шайбы диаметрами 7 мм; 7,5 мм; 8 мм. Из этих шайб и крыльчаток выбирают те, которые наилучшим образом удовлетворяют требованиям по гидравлическим параметрам.

Порядок проведения испытаний по подбору крыльчаток и расходных шайб:

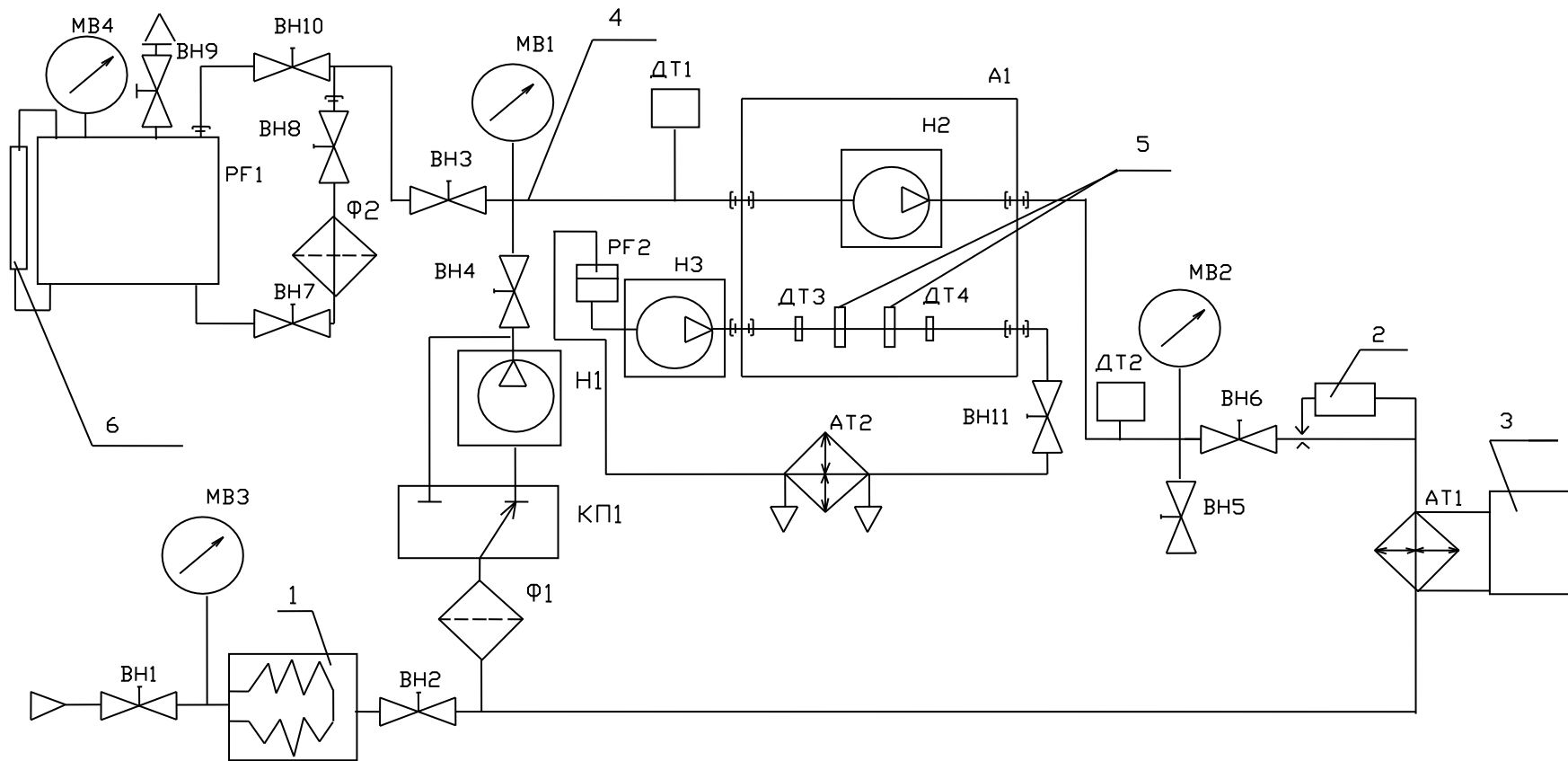
- 1) установить первый комплект крыльчаток на ВВ ЭД ЭНА;
- 2) установить расходную шайбу диаметром 7 мм на выходе ЭНА;
- 3) провести герметизацию ЭНА при помощи технологических стяжек;
- 4) собрать электрическую схему испытаний согласно рисунку 4;

- 5) собрать схему испытаний согласно рисунку 5. Исходное состояние схемы: КП1 в положении «1» закрыт. ВН1 закрыт, ВН3 - ВН11 – закрыты; ВН2 – открыт;
- 6) провести заправку схемы теплоносителем;
- 7) включить источник питания G1. Установить источником питания G1 по прибору PV1 напряжение питания ($27 \pm 0,2$) В и включить ЭД1 ЭНА;
- 8) установить вентилем ВН6 на ГН1 перепад давлений так, чтобы разность показаний мановакууметров МВ1 и МВ2 составила ($0,61 \pm 0,02$) кгс/см²), при этом установить на входе ЭНА абсолютное давление ($1,2 \pm 0,1$) кгс/см² по мановакууметру МВ3;
- 9) зафиксировать по прибору РА1 ток, потребляемый ГН1, по прибору РР1 – частоту фазового сигнала, с помощью трубки Вентури – объемный расход, по прибору РV2 – значение напряжения телеметрии по постоянному напряжению, по прибору РN1 – значение напряжения сигнала телеметрического выхода по переменному току;
- 10) выключить ЭД1 ЭНА и включить ЭД2 ЭНА;
- 11) провести работы по п.п. 8-9;
- 12) выключить ЭД2 ЭНА, слить теплоноситель;
- 13) снять расходную шайбу диаметра 7 мм и, последовательно устанавливая расходные шайбы диаметрами 7,5 мм, 8 мм и без установки шайбы на выходе ЭНА и провести работы по п.п. 6 – 12;
- 14) провести демонтаж ЭНА из схемы испытаний;
- 15) установить второй комплект крыльчаток на ВВ ЭД ЭНА;
- 16) провести работы по п.п. 2 – 13;
- 17) установить третий комплект крыльчаток на ВВ ЭД ЭНА;
- 18) провести работы по п.п. 2 – 13;



A1 - термобарокамера; A2 - ЭНА; A3, A4 - преобразователи; A5 - технологическое приспособление; A6 - пульт; A7 - блок нагрузок; Э1, Э2, Э3, Э4 - цифровой прибор ЭЛМЕТРО-ВиЭР; PF1 - частотомер; G1 - источник питания; PA1, PV1 - милливольтмиллиамперметр; PN1 - осциллограф; PV2 - вольтметр; Z1-фильтр; 1 - кабель; 2 - кабель; 3 - кабель; 4, 8 - кабель; 5 - кабель; 7 – кабель

Рисунок 31 - Электрическая схема испытаний



A1- барокамера ТБК; MB1...MB4-мановакууметры (предел измерения давления от минус 1 до 1,5 кгс/см², класс 1); BH1...BH11-вентили; Φ1, Φ2-фильтр (любое исполнение); ΔТ, ΔТ2-датчик температуры; ΔТ3, ΔТ4-датчик температуры; H1, H3-технологический гидроблок (любое исполнение); H2-испытуемый ЭНА; КП1-клапан перепускной; PF1, PF2-расходная емкость; AT1, AT2-теплообменник; 1-компенсатор объема; 2-трубка Вентури; 3-технологическая система создания и поддержания температуры; 4-трубопроводы основной гидромагистрали с внутренним диаметром от 14 до 20 мм (допускается установка гибких шлангов); 5-преобразователи; 6-уровнемерная трубка;

Рисунок 32 - Гидравлическая схема испытаний

3.9 Порядок проведения испытаний по проверке параметров

Порядок проведения испытаний по проверке параметров:

- 1) установить ЭНА и преобразователи в барокамеру;
- 2) собрать электрическую схему испытаний согласно рисунку 4;
- 3) собрать схему испытаний согласно рисунку 5. Исходное состояние схемы: КПП1 в положении «1» закрыт. ВН1 закрыт, ВН3 - ВН11 – закрыты; ВН2 – открыт;
- 4) провести заправку схемы теплоносителем;
- 5) довести давление в барокамере до 10^{-5} мм рт.ст;
- 6) включить источник питания G1. Установить источником питания G1 по прибору PV1 напряжение питания ($27 \pm 0,2$) В и включить ЭД1 ЭНА;
- 7) установить вентилем ВН6 на первом насосе перепад давлений так, чтобы разность показаний мановакууметров МВ1 и МВ2 составила ($0,61 \pm 0,02$) кгс/см²), при этом установить на входе ЭНА абсолютное давление ($1,2^{+0,1}$) кгс/см² по мановакууметру МВ3;
- 8) зафиксировать по прибору РА1 ток, потребляемый первым насосом, по прибору РF1 – частоту фазового сигнала, с помощью трубки Вентури – объемный расход, по прибору PV2 – значение напряжения телеметрии по постоянному напряжению, по прибору РN1-значение напряжения сигнала телеметрического выхода по переменному току;
- 9) выключить ЭД1 ЭНА и включить ЭД2 ЭНА;
- 10) провести работы по п.п.7-8;
- 11) довести давление в барокамере до атмосферного;
- 12) выключить ЭД2 ЭНА, слить теплоноситель и разобрать схемы испытаний.

3.10 Порядок проведения градуировки по расходе-напорным характеристикам

Порядок проведения градуировки по расходе-напорным характеристикам:

- 1) провести работы согласно п.п. 1-5;
- 2) включить источник питания G1. Установить источником питания G1 по прибору PV1 напряжение питания $(23 \pm 0,2)$ В и включить ЭД1 ЭНА;
- 3) провести градуировку по методике пп. 7, 8 раздела 3.9 при перепадах давлений: минимально возможном, $(0,4 \pm 0,02)$ кгс/см²; $(0,5 \pm 0,02)$ кгс/см² $(0,61 \pm 0,02)$ кгс/см² и максимальном;
- 4) устанавливая последовательно напряжение питания ЭНА $(25,6 \pm 0,2)$ В, $(27 \pm 0,2)$ В, $(34 \pm 0,2)$ В провести работы согласно п.3;
- 5) выключить ЭД1 ЭНА и включить ЭД2 ЭНА;
- 6) провести испытания согласно п.п. 2-4 для ЭД2;
- 7) выключить ЭД2 ЭНА.

3.11 Порядок определения зависимости изменения, потребляемого электродвигателем тока от изменения расхода, создаваемого насосом

Порядок определения зависимости изменения, потребляемого электродвигателем тока от изменения расхода, создаваемого насосом:

- 1) установить источником питания G1 по прибору PV1 напряжение питания $(27 \pm 0,2)$ В и включить ЭД1 ЭНА;
- 2) изменяя объемный расход, начиная от нуля через каждые (25 ± 5) см³/с до максимального, соответствующего максимально допустимому потребляемому току, измерять значения потребляемого тока первым насосом ЭНА;
- 3) установить источником питания G1 по прибору PV1 напряжение питания $(25,6 \pm 0,2)$ В;

- 4) провести испытания согласно п. 2 раздела 3.9;
- 5) выключить ЭД1 ЭНА;
- 6) установить источником питания G1 по прибору PV1 напряжение питания $(27 \pm 0,2)$ В и включить ЭД2 ЭНА;
- 7) провести испытания согласно п.п. 2-4 раздела 3.9 для ЭД2;
- 8) выключить ЭД2 ЭНА и разобрать схемы испытаний.

3.12 Порядок проведения испытаний по термоциклированию

Порядок проведения испытаний по термоциклированию:

- 1) термоциклирование проводить при температурах (48 ± 3) °С и минус (48 ± 3) °С для ЭНА; (48 ± 3) °С и минус (38 ± 3) °С для посадочной поверхности преобразователей. Количество циклов 10;
- 2) установить на ЭД ЭНА термометры сопротивления;
- 3) установить ЭНА и преобразователи в барокамеру;
- 4) собрать электрическую схему испытаний согласно рисунку 4;
- 5) собрать схему испытаний согласно рисунку 5. Исходное состояние схемы: КП1 в положении «1» закрыт. ВН1 закрыт, ВН3 - ВН11 – закрыты; ВН2 – открыт;
- 6) провести заправку схемы теплоносителем;
- 7) довести давление в барокамере до 10^{-5} мм рт.ст;
- 8) включить источник питания G1. Установить источником питания по прибору PV1 напряжение питания $(27 \pm 0,2)$ В;
- 9) включить ЭД1 ЭНА;
- 10) установить вентилем ВН6 на первом насосе перепад давлений так, чтобы разность показаний мановакуумметров МВ1 и МВ2 составила $(59,8 \pm 2)$ кПа $(0,61 \pm 0,02)$ кгс/см²;
- 11) довести температуру теплоносителя для ЭНА до (48 ± 3) °С. Температуру контролировать с помощью датчика ДТ1 по прибору ЭЛМЕТРО-

ВиЭР. Теплообменником АТ2 довести температуру посадочной поверхности преобразователя первого насоса до (48 ± 3) °С. Температуру контролировать с помощью датчика температуры ДТ2 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР.. Компенсатором объема поз.1 установить на входе ЭНА абсолютное давление $(1,3^{+0,1})$ кгс/см² по мановакууметру МВ1;

12) по истечении двух часов работы первого насоса, при необходимости, подрегулировать вентилем ВН6 перепад давлений так, чтобы разность показаний мановакууметров МВ1 и МВ2 составила $(59,8\pm 2)$ кПа $(0,61\pm 0,02)$ кгс/см²);

13) зафиксировать по прибору РА1 ток, потребляемый первым насосом, с помощью трубки Вентури – объемный расход, по прибору РV2-значение напряжения сигнала телеметрического выхода по постоянному току, по прибору РN1-значение напряжения сигнала телеметрического выхода по переменному току, по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР -температуру посадочной поверхности преобразователя первого насоса и температуру ЭД первого насоса;

14) выключить ЭД1 ЭНА и включить ЭД2 ЭНА;

15) вентилем ВН6 установить перепад давлений $(59,8\pm 2)$ кПа $(0,61\pm 0,02)$ кгс/см²), определяемый по сумме показаний мановакууметров МВ1 и МВ;

16) довести температуру теплоносителя для ЭНА до (48 ± 3) °С. Температуру контролировать с помощью датчика ДТ1 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР. Теплообменником АТ2 довести температуру посадочной поверхности преобразователя второго насоса до (48 ± 3) °С. Температуру контролировать с помощью датчика температуры ДТ3 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР;

17) по истечении двух часов работы второго насоса, при необходимости, подрегулировать вентилем ВН6 перепад давлений так, чтобы разность показаний мановакууметров МВ1 и МВ2 составила $(59,8\pm 2)$ кПа $(0,61\pm 0,02)$ кгс/см²);

18) зафиксировать по прибору РА1 ток, потребляемый вторым насосом, с помощью трубки Вентури – объемный расход, по прибору РV2-значение

напряжения сигнала телеметрического выхода по постоянному току, по прибору РN1-значение напряжения сигнала телеметрического выхода по переменному току, по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР -температуру посадочной поверхности преобразователя второго насоса и температуру ЭД второго насоса;

19) довести температуру теплоносителя для ЭНА до (-48 ± 3) °С. Температуру контролировать с помощью датчика ДТ1 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР. Теплообменником АТ2 довести температуру посадочной поверхности преобразователя второго насоса до (-38 ± 3) °С. Температуру контролировать с помощью датчика температуры ДТ3 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР. Компенсатором объема поз.1 установить на входе ЭНА абсолютное давление $(1,3^{+0,1})$ кгс/см² по мановакууметру МВ1;

20) по истечении двух часов работы второго насоса, при необходимости, подрегулировать вентилем ВН6 перепад давлений так, чтобы разность показаний мановакууметров МВ1 и МВ2 составила $(59,8\pm 2)$ кПа $(0,61\pm 0,02)$ кгс/см²);

21) зафиксировать по прибору РА1 ток, потребляемый вторым насосом, с помощью трубки Вентури – объемный расход, по прибору РV2-значение напряжения сигнала телеметрического выхода по постоянному току, по прибору РN1-значение напряжения сигнала телеметрического выхода по переменному току, по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР -температуру посадочной поверхности преобразователя второго насоса и температуру ЭД второго насоса;

22) выключить ЭД2 ЭНА и включить ЭД1 ЭНА;

23) установить вентилем ВН6 на первом насосе перепад давлений так, чтобы разность показаний мановакууметров МВ1 и МВ2 составила $(59,8\pm 2)$ кПа $(0,61\pm 0,02)$ кгс/см²;

24) довести температуру теплоносителя для ЭНА до (-48 ± 3) °С. Температуру контролировать с помощью датчика ДТ1 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР. Теплообменником АТ2 довести температуру посадочной поверхности преобразователя первого насоса до (-38 ± 3) °С. Температуру контролировать с

помощью датчика температуры ДТ2 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР. Компенсатором объема поз.1 установить на входе ЭНА абсолютное давление $(1,3^{+0,1})$ кгс/см² по мановакууметру МВ1;

25) по истечении двух часов работы первого насоса, при необходимости, подрегулировать вентилем ВН6 перепад давлений так, чтобы разность показаний мановакууметров МВ1 и МВ2 составила $(59,8 \pm 2)$ кПа $(0,61 \pm 0,02)$ кгс/см²;

26) зафиксировать по прибору РА1 ток, потребляемый первым насосом, с помощью трубки Вентури – объемный расход, по прибору РV2-значение напряжения сигнала телеметрического выхода по постоянному току, по прибору РN1-значение напряжения сигнала телеметрического выхода по переменному току, по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР -температуру посадочной поверхности преобразователя первого насоса и температуру ЭД первого насоса;

27) провести испытания согласно п.п. 11-26 ещё девять раз;

28) довести температуру теплоносителя для ЭНА до $(25-30)$ °С. Температуру контролировать с помощью датчика ДТ1 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР. Теплообменником АТ2 довести температуру посадочной поверхности преобразователя первого насоса до $(25-30)$ °С. Температуру контролировать с помощью датчика температуры ДТ2 по прибору ЭЛМЕТРО-ВиЭР;

29) довести давление в барокамере до атмосферного;

30) выключить ЭД2 ЭНА и разобрать схемы испытаний;

3.13 Результаты испытаний

Результаты испытаний:

1) результаты испытаний по подбору расходных шайб и крыльчаток представлены в приложении А;

2) результаты испытаний по градуировке представлены в приложении Б;

3) результаты испытаний по определению зависимости изменения потребляемого ЭД тока от изменения расхода, создаваемого насосом, представлены в приложении В;

4) результаты проверки параметров ЭНА после механических нагрузок представлены в приложении Г;

5) результаты испытаний по термоциклированию представлены в приложении Д;

6) результаты проверки параметров ЭНА до применения комплексного метода для оптимизации работы ЭНА представлены в приложении Е;

7) результаты проверки параметров ЭНА после применения комплексного метода для оптимизации работы ЭНА представлены в приложении Ж.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения работы были определены величины зазоров при установке переднего и заднего подшипников на ротор ЭД, а также были найдены значения радиальных биений опор и угла перекоса осей ротора и статора. Проведена оценка предельно допускаемого угла перекоса подшипника. При наименьшей величине радиального зазора, установленного стандартом 10 мкм, величина этого угла равна $\theta_{min}=21,747$ угл. мин, а при наибольшем 15 мкм — $\theta_{max}=26,528$ угл. мин. Полученные величины предельно допускаемых углов значительно выше рассчитанных монтажных углов перекоса, равных 4–5 угл. мин.

Применение метода визуализации показало наличие смазывания тыльного подшипника гильзы ротора и наличие циркуляции теплоносителя в гильзе ротора.

Проведен анализ радиальной силы, возникающей от дисбаланса центра масс ротора для ЭД. Расчетное значение этой силы составляет $F_{дб1}=0,208$ Н.

Проведен анализ осевого и радиального усилий от крыльчатки рабочего колеса центробежного насоса, используемого в СТР КА. Показано, что общее осевое усилие от крыльчатки складывается из силы, возникающей от давления на наружную поверхность рабочего колеса $F_{гн}$; силы от давления на внутреннюю поверхность рабочего колеса $F_{гв}$ и силы от давления, вызванного наличием разгрузочных отверстий $F_{разгр}$. Расчетная величина осевого усилия от крыльчатки равняется $F_{оск}=1,01$ Н, а радиального — $F_R= 1,23$ Н.

Анализ всех осевых и радиальных сил, действующих на подшипники ЭД, показал, что к переднему подшипнику приложены суммарные радиальная и осевая силы, соответственно равные 2,886 Н и 9,684 Н, а на заднем подшипнике эти силы равны 1,656 Н и 7,320 Н.

Проведен расчет центробежных сил и гироскопического момента, действующих на шарики подшипников при работе ЭД. Показано, что гироскопический момент может реализовываться только в том случае, если он

превышает момент от сил трения между телами качения и кольцами. Однако по расчетам это может иметь место при наличии интенсивных осевых колебаний.

Выполнен уточненный анализ сил трения и связанных с ними моментов сопротивления, возникающих при работе подшипников ЭД. Расчетные значения моментов сопротивления вращению равны для переднего и заднего подшипников 0,193 Н·мм и 0,187 Н·мм соответственно.

Проведенные расчеты показывают, что большой расчетный ресурс подшипников в ЭД обусловлен малой величиной динамической радиальной нагрузки.

Соотношение осевой и радиальной нагрузки дает величину $F_a/F_r = 10,7/1,23 = 8,70$, что намного больше граничного значения $e=0,18$, до которого осевая нагрузка не приводит к увеличению динамической радиальной нагрузки и, соответственно, к снижению ресурса.

Расчетный модифицированный ресурс подшипника (с учетом ВБР, предела усталостной нагрузки, качества смазки и загрязнений) составляет 20,1 года при ВБР 0,95.

Проведенные испытания показали, что предложенный комплекс мер подтвердил номинальные технические характеристики ЭНА. После применения комплексного метода для оптимизации работы ЭНА при допустимом токе в пределах требований ТУ объемный расход значительно возрос и находится в пределах требований ТУ.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- ВБР - вероятность безотказной работы;
- ВВК - ведомость входного контроля;
- ГН - гидронасос;
- ДПР - датчик положения ротора;
- КА - космический аппарат;
- КПД - коэффициент полезного действия;
- МД - магистерская диссертация;
- РЭА - радиоэлектронная аппаратура;
- САС - срок активного существования;
- СТР - система терморегулирования;
- ЭД - электродвигатель;
- ЭЛС - электронно-лучевая сварка;
- ЭНА - электронасосный агрегат.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Тестоедов, Н.А. Технология производства космических аппаратов: учебник для вузов Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т / Н.А. Тестоедов [и др.] – Красноярск, 2009. – 352 с.
- 2 Двирный, В.В. Малорасходные автономные нагнетали / В.В. Двирный, М.В. Краев. – Красноярск : Изд-во Краснояр. Ун-та, 1985. - 152с.
- 3 Стома, С.А. Бесконтактные электродвигатели постоянного тока в электронасосных агрегатах космических аппаратов / С.А. Стома, В.В. Кудрявцев, В.Н. Кузьмин, Е.М. Михайлов // Электротехника. — 1999. — № 6. – С. 11-13.
- 4 ГОСТ 21098-82 Цепи кинематические. Методы расчета точности. Cinematikchains. Methods of calculation accuraci: национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 20 декабря 1982 г. N 4911 : введен впервые : дата введения 1984-01-01 / разработан Министерством высшего и среднего специального образования. – Москва : Издательство стандартов, 1983. – 24с.
- 5 Спришевский, А. И. Подшипники качения / А.И. Спришевский — Москва : Машиностроение, 1968. – 630с.
- 6 Волков, А.В. Разработка методологии повышения эффективности и надежности эксплуатации теплоэнергетического насосного оборудования: специальность 05.04.13 «Гидравлические машины, гидропневмоагрегаты» : диссертация на соиск. уч. степ. д-ра техн. наук / Волков Александр Викторович; Московский энергетический институт. — Москва, 2006. — 252 с.
- 7 Чихос, Х. Системный анализ в трибонике / Х. Чихос; перевод с англ. С.А. Харламова — Москва : Мир, 1982. — 352 с.
- 8 Meyer, C.A. Debris and roller bearing performance: an overview // Automot. Eng. — 1987. — № 9. — P. 73 — 77.

- 9 Васильцов, Э.А. Герметичные электронасосы : учебное пособие / Э. А. Васильцов, В. В. Невелич. — Москва : Машиностроение, 1968. — 261 с.
- 10 Степанов, Л.И. Центробежные и осевые насосы: Теория, конструирование, применение / Л.И. Степанов — Москва : Гос. науч.-техн. издательство машиностроительной литературы, 1960. — 468 с.
- 11 Ковалев, М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М.П. Ковалев, М.З. Народецкий — Москва : Машиностроение, 1975. —280с.
- 12 Общий каталог подшипников качения фирмы SKF, 2006. — 1129с.
- 13 ГОСТ 18855-2013 (ISO 281:2007, MOD). Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. Москва : Стандартиформ, 2014. — 56 с.
- 14 ГОСТ 8338-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры. Издание с изменением №1, утвержденным в октябре 1983 г. Москва : ИПК Издательство стандартов. 2003 г. — 12 с.
- 15 ТУ 4479. Подшипники шариковые специального применения : дата введения 2001-07-01. — Москва : ОАО «ВНИПП», 2001 — 144 с.
- 16 Улыбушев, Е.А. Использование метода визуализации при испытаниях электронасосных агрегатов в космических аппаратах / Е.А. Улыбушев, А.П. Ладыгин, М.И. Синиченко [и др.] // Материалы XXV Международной научно-практической конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева (10-12 ноября 2021, г. Красноярск) : в 2 ч / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова — Красноярск, 2021 — ч. 1, с. 98-99.
- 17 ГОСТ 4784-2019 Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. Москва : Стандартиформ. 2019 г. — 35 с.
- 18 ГОСТ 19807-91 Титан и сплавы титановые деформируемые. Утвержден и введен в действие Постановлением комитета стандартизации и метрологии СССР от 17.07.91 № 260 — 7 с.
- 19 ОСТ 1 90013-81 Сплавы титановые. Марки. 1981 г. — 6 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Результаты испытаний по подбору крыльчаток и расходных шайб для электронасосного агрегата

Таблица А.1 - Подбор крыльчаток и расходной шайбы ГН 1

Внутр. диаметр расходной шайбы, <i>Dy</i> , (мм)	Потреб. ток, <i>I</i> , (А)		Частота Ф. сигнала, <i>F</i> , (Гц)		Объемный расход, <i>Q</i> , (см ³ /с)		Напряжение тел. пост., <i>U_п</i> , (В)		Напряжение тел. перем., <i>U_т</i> , (В)		Частота вращ. ВВ, <i>n</i> , (об/мин)		Частота <i>U</i> , (Гц)	Частота <i>V</i> , (Гц)	Частота <i>W</i> , (Гц)
	норма по ТУ	факт	норма по ТУ	факт	норма по ТУ	факт	норма по ТУ	факт	норма по ТУ	факт	норма по ТУ	факт	норма по ТУ	факт	норма по ТУ
Крыльчатка №1															
7,0	≤1,25	1,04	≥193,3	195	110-150	109	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	196	195
7,5	≤1,25	1,05	≥193,3	195	110-150	111	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	196	195
8,0	≤1,25	1,08	≥193,3	195	110-150	123	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	195	196	195
Без шайбы	≤1,25	1,14	≥193,3	195	110-150	142	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	196	195
Крыльчатка №2															
7,0	≤1,25	1,04	≥193,3	195	110-150	109	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	196	195
7,5	≤1,25	1,08	≥193,3	195	110-150	123	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	196	195
8,0	≤1,25	1,08	≥193,3	195	110-150	122	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	196	194
Без шайбы	≤1,25	1,16	≥193,3	195	110-150	149	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	196	195
Крыльчатка №3															
7,0	≤1,25	1,02	≥193,3	195	110-150	104	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	195	196
7,5	≤1,25	1,06	≥193,3	195	110-150	117	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	195	196
8,0	≤1,25	1,09	≥193,3	195	110-150	130	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	196	195	196
Без шайбы	≤1,25	1,14	≥193,3	195	110-150	147	3-5,5	5,07	4-6	4,96	≥5800	5850	195	196	195

Выбрана крыльчатка № 2 с шайбой диаметра 8 мм

Таблица А.2 - Подбор крыльчаток и расходной шайбы ГН 2

Внутр. диаметр расходной шайбы, <i>Dy, (мм)</i>	Потреб. ток, <i>I, (А)</i>		Частота Ф. сигнала, <i>F, (Гц)</i>		Объемный расход, <i>Q, (см³/с)</i>		Напряжение тел. пост., <i>U_m, (В)</i>		Напряжение тел. перем., <i>U_m, (В)</i>		Частота вращ. ВВ, <i>n, (об/мин)</i>		Частота <i>U, (Гц)</i>	Частота <i>V, (Гц)</i>	Частота <i>W, (Гц)</i>
	норма По ТУ	факт	норма По ТУ	факт	норма По ТУ	факт	норма По ТУ	факт	норма По ТУ		норма По ТУ	факт	норма По ТУ	факт	норма По ТУ
Крыльчатка №1															
7,0	≤1,25	0,99	≥193,3	196	110-150	104	3-5,5	5,17	4-6	4,88	≥5800	5880	195	197	195
7,5	≤1,25	0,98	≥193,3	196	110-150	100	3-5,5	5,17	4-6	4,88	≥5800	5880	195	195	197
8,0	≤1,25	1,03	≥193,3	196	110-150	117	3-5,5	5,17	4-6	4,88	≥5800	5880	195	197	195
Без шайбы	≤1,25	1,05	≥193,3	196	110-150	127	3-5,5	5,17	4-6	4,88	≥5800	5880	197	197	195
Крыльчатка №2															
7,0	≤1,25	1,0	≥193,3	196	110-150	106	3-5,5	5,16	4-6	4,88	≥5800	5880	195	197	195
7,5	≤1,25	1,04	≥193,3	196	110-150	119	3-5,5	5,16	4-6	4,88	≥5800	5880	195	195	197
8,0	≤1,25	1,05	≥193,3	196	110-150	123	3-5,5	5,16	4-6	4,88	≥5800	5880	195	195	197
Без шайбы	≤1,25	1,13	≥193,3	196	110-150	149	3-5,5	5,16	4-6	4,88	≥5800	5880	197	197	195
Крыльчатка №3															
7,0	≤1,25	0,99	≥193,3	196	110-150	105	3-5,5	5,16	4-6	4,88	≥5800	5880	197	197	195
7,5	≤1,25	1,0	≥193,3	196	110-150	110	3-5,5	5,16	4-6	4,88	≥5800	5880	197	195	197
8,0	≤1,25	1,0	≥193,3	196	110-150	111	3-5,5	5,16	4-6	4,88	≥5800	5880	195	195	197
Без шайбы	≤1,25	1,08	≥193,3	196	110-150	137	3-5,5	5,16	4-6	4,88	≥5800	5880	197	196	197

Выбрана крыльчатка №2 с шайбой диаметра 8 мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Результаты испытаний по градуировке электронасосного агрегата

Таблица Б.1 - Градуировка ГН 1

Напр. пит., $U, (В)$	Пер. давл. $\Delta P,$ (кгс/см ²)	Параметры при $R_{окр} \leq 10^{-5}$ мм рт. ст.; $R_{ржабс} = (1,2^{+0,1})$ кгс/см ² ; $T_{пос. пов. преобр.} = (25 \pm 10) ^\circ C$															
		$T_{ржс},$ ($^\circ C$)	Потребляемый ток, $I, (А)$		Частота фаз. сигнала $F, (Гц)$		Частота вращ. ВВ, л, (об/мин.)		Объемный расход, $Q, (см^3/с)$		Напряж. тел. постоянное, $U_{тел.пост.}, (В)$		Напряж. тел. переменное, $U_{тел.пер.}, (В)$		Частота $U, (Гц)$	Частота $V, (Гц)$	Частота $W, (Гц)$
			Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт			
23±0,2	0,35	25,2		1,58		192		5760		240		5,19		4,8	194	193	192
	0,4	25,2		1,48		195		5850		217		5,24		4,8	196	196	194
	0,5	25,3		1,37		196		5880		172		5,26		4,8	197	197	195
	0,61	25,5		1,22		196		5880		125		5,26		4,8	197	197	195
	0,69	25,8		0,86		196		5880		0		5,26		4,8	197	197	195
25,6±0,2	0,38	25,8		1,51		196		5880		>240		5,26		4,8	197	197	196
	0,4	25,9		1,50		196		5880		>240		5,25		4,8	198	197	196
	0,5	25,9		1,38		196		5880		0216		5,25		4,8	197	197	196
	0,61	26,1		1,09		196		5880		124		5,24		4,8	198	197	196
	0,69	26,1		0,78		196		5880		0		5,24		4,8	197	198	197
27±0,2	0,35	26,1		1,46		196		5880		>240		5,4		4,8	198	197	197
	0,4	26,3		1,41		196		5880		227		5,24		4,8	198	197	197
	0,5	26,5		1,26		196		5880		187		5,26		4,8	198	197	197
	0,61	26,6	≤1,25	1,08	≥193,3	196	≥5800	5880	110-150	122	3-5,5	5,25	4-6	4,8	196	196	197
	0,703	26,6		0,76		196		5880		0		5,25		4,8	196	196	197
34±0,2	0,38	26,8		1,15		196		5880		>240		5,24		4,8	197	197	197
	0,4	26,9		1,13		196		5880		>240		5,23		4,8	196	197	197
	0,5	26,9		1,07		196		5880		223		5,23		4,8	197	198	197
	0,61	27,1		0,83		196		5880		120		5,23		4,8	198	197	197
	0,69	27,3		0,61		196		5880		0		5,23		4,8	198	197	197

Получены расходо-напорные характеристики ГН1 при напряжениях питания 23±0,2 В, 25,6±0,2 В, 27±0,2 В, 34±0,2 В

Таблица Б.2 - Градуировка ГН 2

Напр. пит., $U, (В)$	Пер. давл. $\Delta P, (кгс/см^2)$	Параметры при $R_{окр} \leq 10^{-5} \text{ мм рт. ст.}; R_{ржаб} = (1,2^{+0,1}) \text{ кгс/см}^2; T_{пос. пов. преобр.} = (25 \pm 10) \text{ } ^\circ \text{C}$															
		$T_{рж}, (^\circ \text{C})$	Потребляемый ток, $I, (А)$		Частота фаз. сигнала $F, (Гц)$		Частота вращ. ВВ,л, (об/мин.)		Объемный расход, $Q, (см^3/с)$		Напряж. тел. постоянное, $U_{тел.пост.}, (В)$		Напряж. тел. переменное, $U_{тел.пер.}, (В)$		Частота $U, (Гц)$	Частота $V, (Гц)$	Частота $W, (Гц)$
			Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт			
23±0,2	0,36	25,2		1,60		196		5880		>240		5,01		4,8	191	192	192
	0,4	25,3		1,58		196		5880		>240		5,03		4,8	192	193	192
	0,5	25,3		1,52		196		5880		217		5,08		4,8	194	195	195
	0,61	25,6		1,31		196		5880		144		5,10		4,8	195	196	196
	0,70	25,8		0,90		196		5880		0		5,10		4,8	195	196	196
25,6±0,2	0,38	25,9		1,56		196		5880		>240		5,12		4,8	195	196	196
	0,4	25,9		1,54		196		5880		>240		5,11		4,8	195	196	196
	0,5	25,9		1,42		196		5880		221		5,11		4,8	195	196	196
	0,61	26,0		1,17		196		5880		137		5,11		4,8	195	196	196
	0,70	26,0		0,82		196		5880		0		5,11		4,8	195	196	196
27±0,2	0,32	26,1		1,47		196		5880		>240		5,12		4,8	195	196	196
	0,4	26,3		1,45		196		5880		226		5,12		4,8	195	196	197
	0,5	26,4		1,34		196		5880		219		5,11		4,8	196	196	195
	0,61	26,6	≤1,25	1,10	≥193,3	196	≥5800	5880	110-150	136	3-5,5	5,11	4-6	4,8	195	195	197
	0,70	26,7		0,77		196		5880		0		5,11		4,8	196	196	195
34±0,2	0,38	26,9		1,18		196		5880		>240		5,14		4,8	195	196	196
	0,4	26,9		1,16		196		5880		>240		5,13		4,8	195	196	196
	0,5	27,0		1,08		196		5880		221		5,13		4,8	195	196	196
	0,61	27,2		0,91		196		5880		144		5,12		4,8	195	196	196
	0,70	27,5		0,63		196		5880		0		5,12		4,8	195	196	196

Получены расходо-напорные характеристики ГН2 при напряжениях питания 23±0,2 В, 25,6±0,2 В, 27±0,2 В, 34±0,2 В

ПРИЛОЖЕНИЕ В.

Результаты испытаний по определению зависимости изменения, потребляемого электродвигателем тока от изменения расхода

Таблица В.1 - Зависимость изменения, потребляемого ЭД тока от изменения расхода, создаваемого насосом

Напряжение питания, U , (В)	Потребляемый ток, I , (А)		Объемный расход, Q , (см ³ /с)			Температура РЖ
	ГН 1	ГН 2	норма по ТУ	фактический		
				ГН 1	ГН 2	
25,6±0,2	0,81	0,78	0	0	0	25,6
	0,84	0,82	25±5	25	25	25,6
	0,90	0,88	50±5	49	50	25,8
	0,98	0,95	75±5	76	75	25,9
	1,05	1,02	100±5	100	100	26,0
	1,13	1,10	125±5	125	125	26,0
	1,20	1,17	150±5	150	150	26,1
	1,27	1,25	175±5	175	175	26,3
	1,35	1,33	200±5	200	200	26,3
	1,44	1,42	225±5	225	225	26,4
27±0,2	0,76	0,73	0	0	0	26,5
	0,78	0,75	25±5	24,6	25,1	26,5
	0,85	0,82	50±5	50,1	50,0	26,5
	0,92	0,91	75±5	76,0	76,4	26,6
	0,99	0,97	100±5	100,4	102,1	26,7
	1,07	1,07	125±5	126,3	126,7	26,7
	1,15	1,16	150±5	149,4	150,0	26,8
	1,22	1,25	175±5	176,2	175,1	26,8
	1,3	1,31	200±5	202,6	201,3	26,9
	1,39	1,35	225±5	227,0	227,1	27,0

Получена зависимость потребляемого тока от объемного расхода РЖ ГН1 при напряжениях питания 25,6±0,2 В, 27±0,2 В

ПРИЛОЖЕНИЕ Г.

Результаты испытаний по проверке параметров после механических нагрузок

Таблица Г.1 - Проверка параметров после механических нагрузок

Напр. пит., <i>U, (В)</i>	Пер. давл. ΔP , <i>(кгс/см²)</i>	Параметры при $P_{окр} \leq 10^{-5}$ мм рт. ст.; $P_{ржабс} = (1,2^{+0,1})$ кгс/см ² ; $T_{пос. пов. преобр.} = (25 \pm 10) ^\circ C$															
		<i>T_{ржс}</i> , <i>(° C)</i>	Потребляемый ток, <i>I, (А)</i>		Частота фаз. сигнала <i>F, (Гц)</i>		Частота вращ. ВВ,п, <i>(об/мин.)</i>		Объемный расход, <i>Q, (см³/с)</i>		Напряж. тел. постоянное, <i>U_{тел.пост.}, (В)</i>		Напряж. тел. переменное, <i>U_{тел.пер.}, (В)</i>		Частота <i>U, (Гц)</i>	Частота <i>V, (Гц)</i>	Частота <i>W, (Гц)</i>
			Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Факт	Факт	Факт
ГН 1																	
27±0,1	0,61	27,0	< 1,25	1,07	> 193,3	196	> 5800	5880	110 - 150	123	3 – 5,5	5,25	4 - 6	4,8	196	197	197
ГН 2																	
27±0,1	0,61	27,1	< 1,25	1,09	> 193,3	196	> 5800	5880	110 - 150	134	3 – 5,5	5,13	4 - 6	4,8	195	196	196

Проверены номинальные технические характеристики ЭНА. После механических воздействий характеристики не изменились.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д.

Результаты испытаний по термоциклированию

Таблица Д.1–Испытания по термоциклированию

№ цикла	№ насоса	$T_{pмс},$ °C	Темпер. преобр. $T, °C.$	$P_{ок} \leq 10^{-5} \text{ мм рт.ст.}$ $U_{пит} = (27 \pm 0,2) \text{ В}$	Контролируемые параметры							
					$\Delta P,$ (кгс/см ²)	$I, (A)$	$Q,$ (см ³ /с)	$T_{эд},$ (°C)	$T_{преоб},$ (°C)	$U_m,$ (В)	$U_{m-},$ (В)	$F_{ФАЗ},$ (Гц)
$P_{ил} = 1,3 \pm 0,1$ (кгс/см ²)		норма по ТУ		соотв.	0,61±0,02	≤1,7	факт.	факт.	факт.	3-5,5	4-6	≥193,3
1	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,94	96	45,3	45,5	4,93	4,96	197
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,87	82	46,0	45,8	4,89	4,8	195
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	0,61	147	-45,8	-36,6	5,22	4,56	196
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,36	162	-45,4	-37,0	5,3	4,72	198
2	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,94	98	45,5	45,2	4,93	4,96	197
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,87	83	45,9	45,3	4,89	4,8	195
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,26	144	-46,8	-35,9	5,21	4,56	195
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,35	161	-45,5	-36,8	5,3	4,72	198
3	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,95	102	45,2	45,3	4,96	4,96	197
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,86	81	47,0	46,8	4,88	4,8	195
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,26	144	-45,4	-36,7	5,21	4,64	195
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,35	162	-45,4	-37,1	5,3	4,72	198
4	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,96	103	45,5	45,7	4,93	5,04	198
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,86	79	46,6	45,8	4,89	4,8	195
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,25	143	-45,9	-37,6	5,21	4,64	195
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,36	162	-45,5	-37,0	5,3	4,72	198
5	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,95	101	46,4	45,9	4,93	4,96	197
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,85	77	45,9	46,8	4,9	4,8	195
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,25	143	-46,8	-36,6	5,2	4,56	195
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,35	162	-47,3	-37,1	5,29	4,472	198

Окончание таблицы Д.1 – Испытания по термоциклированию

№ цикла	№ насоса	$T_{ржс},$ °C	Темпер. преобр. $T, °C.$	$P_{\text{ок}} \leq 10^{-5}$ мм рт.ст. $U_{\text{пит}} =$ (27±0,2) В	Контролируемые параметры							
					$\Delta P,$ (кгс/см ²)	$I, (A)$	$Q,$ (см ³ /с)	$T_{\text{эд}},$ (°C)	$T_{\text{преоб}},$ (°C)	$U_{\text{н}},$ (В)	$U_{\text{м}},$ (В)	$F_{\text{ФАЗ}},$ (Гц)
$P_{\text{из}}=1,3+0,1$ (кгс/см ²)		норма по ТУ		соотв.	0,61±0,02	≤1,7	факт.	факт.	факт.	3-5,5	4-6	≥193,3
6	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,94	98	45,5	45,5	4,93	4,96	198
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,84	73	47,0	45,8	4,89	4,8	194
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,25	142	-46,8	-36,6	5,2	4,64	195
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,35	162	-45,4	-37,0	5,3	4,72	198
7	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,96	103	45,8	45,7	4,94	4,96	197
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,86	79	45,4	45,3	4,89	4,8	195
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,26	144	-46,5	-36,9	5,21	4,56	195
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,35	0,61	-45,9	-37,0	5,3	4,72	198
8	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,94	98	45,7	45,5	4,93	5,04	197
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,86	79	45,2	45,2	4,89	4,88	195
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,24	140	-46,4	-37,5	5,21	4,56	195
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,35	162	-46,9	-37,1	5,3	4,8	198
9	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,95	101	47,2	47,1	4,93	5,04	197
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,86	81	46,9	46,9	4,89	4,88	195
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,35	161	-46,7	-37,6	5,29	4,8	198
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,26	143	-47,1	-37,1	5,21	4,56	196
10	1	48±3	48±3	соотв	0,61	0,93	95	46,9	47,0	4,93	5,04	197
	2	48±3	48±3	соотв	0,61	0,84	75	46,7	46,8	4,89	4,88	194
	1	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,35	160	-46,5	-37,3	5,28	4,8	197
	2	-48±3	-38±3	соотв	0,61	1,26	144	-47,0	-36,6	5,21	4,56	195

Проверены номинальные технические характеристики ЭНА. После термоциклирования характеристики не изменились.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е.

Результаты испытаний по проверке параметров

до применения комплексного метода для оптимизации работы электронасосного агрегата

Таблица Е.1 - Проверка параметров до применения комплексного метода для оптимизации работы ЭНА

Напр. пит., $U, (В)$	Пер. давл. $\Delta P,$ (кгс/см ²)	Параметры при $P_{окр} \leq 10^{-5}$ мм рт. ст.; $P_{ржабс} = (1,2^{+0,1})$ кгс/см ² ; $T_{пос. пов. преобр.} = (25 \pm 10) ^\circ C$															
		$T_{ржс},$ ($^\circ C$)	Потребляемый ток, $I, (А)$		Частота фаз. сигнала $F, (Гц)$		Частота вращ. ВВ,п, (об/мин.)		Объемный расход, $Q, (см^3/с)$		Напряж. тел. постоянное, $U_{тел.пост.}, (В)$		Напряж. тел. переменное, $U_{тел.пер.}, (В)$		Частота $U, (Гц)$	Частота $V, (Гц)$	Частота $W, (Гц)$
			Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Факт
ГН 1																	
27±0,1	0,61	27,0	< 1,25	1,02	> 193,3	197	> 5800	5880	110 - 150	112	3 – 5,5	5,27	4 - 6	5,04	196	197	196
ГН 2																	
27±0,1	0,61	27,1	< 1,25	1,04	> 193,3	197	> 5800	5880	110 - 150	113	3 – 5,5	5,27	4 - 6	5,04	196	195	196

Проверены номинальные технические характеристики ЭНА до применения комплексного метода для оптимизации работы ЭНА. Технические характеристики находятся в пределах требований ТУ

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж.

Результаты испытаний по проверке параметров после применения комплексного метода для оптимизации работы электронасосного агрегата

Таблица Ж.1 - Проверка параметров после применения комплексного метода для оптимизации работы ЭНА

Напр. пит., <i>U, (В)</i>	Пер. давл. $\Delta P,$ <i>(кгс/см²)</i>	<i>T_{ржс},</i> <i>(° С)</i>	Параметры при $P_{окр} \leq 10^{-5}$ мм рт. ст.; $P_{ржабс} = (1,2^{+0,1})$ кгс/см ² ; $T_{пос. пов. преобр.} = (25 \pm 10) ^\circ C$														
			Потребляемый ток, <i>I, (А)</i>		Частота фаз. сигнала <i>F, (Гц)</i>		Частота вращ. ВВ, <i>л, (об/мин.)</i>		Объемный расход, <i>Q, (см³/с)</i>		Напряж. тел. постоянное, <i>U_{тел.пост.}, (В)</i>		Напряж. тел. переменное, <i>U_{тел.пер.}, (В)</i>		Частота <i>U, (Гц)</i>	Частота <i>V, (Гц)</i>	Частота <i>W, (Гц)</i>
			Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Норма по ТУ	Факт	Факт
ГН 1																	
27±0,1	0,61	26,7	< 1,25	1,09	> 193,3	197	> 5800	5880	110 - 150	136	3 - 5,5	5,28	4 - 6	4,8	196	195	196
ГН 2																	
27±0,1	0,61	26,8	< 1,25	1,08	> 193,3	197	> 5800	5880	110 - 150	134	3 - 5,5	5,28	4 - 6	4,8	195	195	197

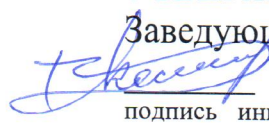
Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт

Межинститутская базовая кафедра
«Прикладная физика и космические технологии»
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 В.Е. Косенко

подпись инициалы, фамилия

« 15 » 06 2023 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Разработка комплексного метода
для оптимизации работы электронасосного агрегата
системы терморегулирования космического аппарата
тема

15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»
код и наименование направления

15.04.05.02 «Технология производства космических аппаратов»
код и наименование магистерской программы

Руководитель	<u>15.06.23</u> подпись, дата	профессор МБК ПФиКТ, д-р техн. наук должность, ученая степень	<u>В.В. Двирный</u> инициалы, фамилия
Выпускник	<u>06.06.23</u> подпись, дата		<u>Т.А. Сигаева</u> инициалы, фамилия
Рецензент	<u>06.06.2023</u> подпись, дата	зам. директора ОЦ КТМС АО «РЕШЕТНЁВ» канд. техн. наук должность, ученая степень	<u>А.В. Леканов</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролер	<u>05.06.2023</u> подпись, дата	профессор МБК ПФиКТ, д-р техн. наук должность, ученая степень	<u>В.Е. Чеботарёв</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2023