

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО И ВОДНОГО ХОЗЯЙСТВА
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИРРИГАЦИИ И МЕЛИОРАЦИИ

УДК 631.347:62-522

На правах рукописи

САТТАРОВ БУНЁД БАХТИЯРОВИЧ

Повышение надежности распределителя мелиоративных машин
на базе тракторов ТТЗ

5А450301 – по специальности «Механизация гидромелиоративных
работ»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание академической степени магистра

Научный руководитель:
к.ф-м.н, Аннакулова Г.К.

Ташкент 2013

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО И ВОДНОГО ХОЗЯЙСТВА
РЕПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИРРИГАЦИИ И МЕЛИОРАЦИИ

Специальность: 5А450301 – “Механизация гидромелиоративных работ”

Кафедра: МГР **Научный руководитель:** к.ф.-м.н Аннакулова Г.К.

Учебный год: 2013 г. **Магистрант:** Саттаров Б.Б.

АННОТАЦИЯ НА МАГИСТРСКОЮ ДИССЕРТАЦИЮ

Актуальность работы: Современные дорожно-строительные и мелиоративные машины как всякие механические системы состоят из различных по конструкции и выполняемой функции частей, систем, агрегатов, элементов, узлов и деталей, обладающих различающихся надежностью. Гидравлические силовые приводы, выполняя ответственные задачи по управлению рабочим процессом строительно-дорожных и мелиоративных машин, обеспечивая их непрерывную работу, облегчает труд обслуживающего персонала и повышая производительность с одновременным улучшением качества работ. Однако, как показывают анализы, работа гидросистемы указанных машин отличается большей неравномерностью и неустойчивостью в обеспечении заданной функции, т.е. по безотказной работе в установленном по техническим условиям периоде.

Цель и задачи работы: Гидрораспределитель является одним из основных видов направляющей гидроаппаратуры, назначение, которого состоит в определении направления потока жидкости в гидролиниях открытием или закрытием проходного сечения.

Работу основной массы гидрораспределителей обеспечивает ее сборочные единицы (золотник, перепускной и разгрузочные клапаны и т.д.), которые находятся в корпусе, перемещается там, в осевом направлении, тем самым приводя в движение жидкость. По данным анализов перепускной клапан работает очень суровых условиях. Во время эксплуатации мелиоративных машин на распределитель, действуют разные субъективные и

объективные факторы (загрязненность рабочей жидкости, кавитационные процессы, гидравлические удары), которые влияют на снижение надежности распределителя и приводит его к дальнейшему отказу.

Объект исследования: Навесной одноковшовый экскаватор марки ЭО-2621А на базе тракторов ТТЗ

Методика исследования: В результате исследований опубликованы 2 статьи.

Научная новизна: Работа направлена на повышение надежности распределителя путем снижения гидравлического удара возникающего в ходе эксплуатации машин применив перепускной клапан мембранного типа.

Важность работы: Перепускной клапан мембранного типа снижает действие гидравлического удара, что приводит увеличению срока службы и длительной безотказной работы распределителя.

Выводы и рекомендации:

1. Основными причинами неисправностей перепускного клапана являются изменения формы и зазоров в сочленениях под действием температуры и загрязненности масла, скачкообразные изменения и пульсации давления масла под действием гидравлического удара, появляющегося при закрытии и открытии золотников и кавитационные процессы в узких местах прохода жидкости.

2. Улучшить надежность гидрораспределителя возможно применением мембраны в поршневом узле перепускного клапана, предотвращающего гидравлический удар при закрытии прохода жидкости через узкое отверстие демпфера, что значительно обеспечивает стабильность работы перепускного и разгруженного (предохранительного) клапанов.

Научный руководитель

(Подпись)

Магистр

(Подпись)

MINISTRY OF AGRICULTURE AND WATER RESOURCES OF
UZBEKISTAN

TASHKENT INSTITUTE OF IRRIGATION AND MELIORATION

Faculty: Master programm

Master: Sattarov B.B.

Department: Mechanization of hydromeliorative works

Scientific advisor: Annaqulova G.K.

Academic year: 2013 **Specialty:** Mechanization of hydromeliorative works

Annotation

Relevance of work: Modern road construction and reclamation machines like all mechanical systems consist of different structures and function units, systems, assemblies, components, sub-assemblies and parts with varying reliability. Hydraulic actuators, performing important tasks for managing workflow road construction and reclamation machines, ensuring their continued operation, facilitates the work of staff and increasing productivity with increase the quality of the work. However, the analysis shows that the work hydraulic systems of these machines characterized by greater non-uniformity and instability in ensuring a given function, ie a fail-safe operation in accordance with established specifications period.

Purpose and objectives: Hydraulic distributor is one of the main types of hydraulic equipment, the purpose of which is to determine the direction of flow of the fluid opening or closing in hydraulic lines the flow area.

The bulk of Works control valves provides assembly units (slide valve, overflow valve and discharge valves, etc.) which are in the housing, moves it in the axial direction, thereby driving motion the liquid. According to the analysis of the bypass valve works very harsh conditions. During operation, the meliorative machines on the distributor, there are various subjective and objective factors (pollution of the working fluid, cavitation, water hammer) that affect the reliability reduction of the distributor and it leads to further denial.

Object of study: Mounted single bucket excavator EO-2621A on the basis of TTZ tractors.

Methods of study: As a result of researches are published 2 articles.

Scientific novelty: The work is aimed at improving the reliability of the distributor by reducing hydraulic shock arising from the operation of machines by applying a bypass valve membranous type.

The importance of the work: Overflow valve membranous type reduces the the effect of water hammer resulting in increased service life and long uptime of distributor.

Conclusions and recommendations: The main reasons malfunctions for the overflow valve are changing shape and gaps in the joints due to temperature and oil contamination, abrupt changes in pressure pulsations oil by hydraulic shock that appears when closing and opening of the slide valve and cavitation in the narrow passageways liquid. Improve the reliability of the hydraulic distributor may use the membrane in the piston assembly overflow valve, preventing water hammer at the close of the passage of fluid through the narrow opening of the damper, which ensures greatly the stability of the bypass valve and unloaded (relief) valves.

Scientific advisor:

(signature)

Master:

(signature)

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Глава I Описание гидросистемы и ее основного элемента гидрораспределителя.....	6
1. Анализ причин снижения надежности элементов гидросистемы.....	16
2. Цель и задачи работы.....	19
3. Критерии и показатели для оценки надежности гидросистем и устройств.....	20
4. Физические основы надежности гидравлических устройств.....	23
5. Процессы, ухудшающие работоспособность гидравлических устройств дорожно-строительно-мелиоративных машин (ДСММ)	25
6. Основные характеристики для оценки надежности гидросистем.....	27
7. Методы определения показателей надежности гидросистем и устройств.....	34
8. Вероятность безотказной работы $P(t)$ – основной параметр надежности системы.....	38
Выводы по I главе.....	40
Глава II. Основные причины отказов в работе распределительных устройств гидросистем.....	40
1. Влияние загрязненности и температуры рабочей жидкости на условия работы гидравлических агрегатов.....	45
2. Гидравлический удар.....	48
3. Кавитация и ее проявление в работе элементов гидрораспределителя.....	58
4. Определение характеристик надежности элементов гидравлической системы по данным об их отказах.....	60
Выводы по II главе.....	66

Глава III. Техническое решение повышения надежности гидрораспределителя.....	66
1. Патентный поиск по теме.....	66
2. Определение числа отверстий, их диаметра и расстояний между ними в мембране.....	70
3. Разработка конструкции мембранного перепускного клапана гидрораспределителя.....	75
4. Безопасность жизнедеятельности при работе с строительно-мелиоративными машинами.....	81
5. Технико-экономический эффект разработанных мероприятий.....	88
Выводы по III главе.....	98
Выводы	
Литература	
Приложения: патенты, сведения о неисправности гидросистемы, статьи по теме	

ВВЕДЕНИЕ

Повышение жизненного уровня и обеспечение благосостояния народа неразрывно связаны с обеспечением населения высококачественными продуктами питания, а промышленность сырьем. Водохозяйственное строительство, являясь важным звеном по обеспечению бесперебойной подачи воды в сельскохозяйственные объекты и улучшению мелиоративных состояний земель как главный фактор интенсификации производства, повышения продуктивности земель, урожайности сельхозкультур и качества сельхозпродуктов.

Сельское хозяйство, являясь основной базой по обеспечению страны сельскохозяйственными продуктами в достаточном количестве и высокого качества, вместе с тем требует обратить на себя пристального внимания в части повышения материально-технической базы, культуры производства, внедрение передовых методов агротехники, обеспечение высококвалифицированными кадрами. Организация ведения сельскохозяйственного производства на основе фермерских хозяйств оправдала себя как новый высокоэффективный способ, повышающий эффективность проводимых работ. Для повышения продуктивности и плодородия земель требуется проведение значительных объемов работ по улучшению мелиоративного состояния почвы и поэтому государство планирует вложение в сельское хозяйство значительное количество капитальных вложений. На период 2010-2013 гг. запланировано вложение в сельское хозяйство денежных средств на сумму 800 млрд. сумов, на покупки за границей сотни высокопроизводительных дорожно-строительных и мелиоративных машин. За последние годы выполнены значительные объемы земляных работ по строительству новых, ремонт и очистка существующих ирригационных сетей, каналов, коллекторов и многих других объектов [4, 48].

Ускорение научно-технического прогресса, повышение уровня организации сельхозпроизводства на основе фермерских хозяйств,

способствуют интенсификации производства, улучшению качества продукции, внедрению передовых методов ведения дорожно-строительных и мелиоративных работ, а также повышению производительности общественного труда и машин и снижению себестоимости единицы выполненных работ.

Строительные и мелиоративные работы отличаются своеобразной особенностью заключающийся в следующем: растянутость фронта работ, разбросанность объектов, большие колебания в удельных объемах отдельных строительных операций, неудовлетворительные условия для передвижения машин, разнообразные условия работ (работа с черпанием из под воды, в мелких и заросших растительностью грунтов), удаленность объектов от железных и шоссейных дорог и культурных центров, отсутствие воды или неудовлетворительное ее качество, заболоченность местности и т.д.

Большое разнообразие и специфические условия производства работ требует разработки конструкции и производства надежной, удобной и безопасной высокопроизводительной техники, приспособленной к механизации работ и автоматизации производственных процессов в мелиоративных системах. Разрабатываемые техники и механизмы, их узлы и агрегаты для вышеуказанных работ должны обладать достаточной надежностью и работоспособностью, т.е. исправно выполнять заданную функцию в установленный срок эксплуатации.

Современные дорожно-строительные и мелиоративные машины как всякие механические системы состоят из различных по конструкции и выполняемой функции частей, систем, агрегатов, элементов, узлов и деталей, обладающих различающихся надежностью. Гидравлические силовые приводы, выполняя ответственные задачи по управлению рабочим процессом строительно-дорожных и мелиоративных машин, обеспечивая их непрерывную работу, облегчает труд обслуживающего персонала и повышая производительность с одновременным улучшением качества работ. Однако, как показывает анализ работы гидросистемы указанных машин отличается

большой неравномерностью и неустойчивостью в обеспечении заданной функции, т.е. по безотказной работы в установленном по техническим условиям периоде. Вместе с тем надежность гидросистемы строительно-мелиоративных машин, являясь многофакторным параметром, зависящим от объективных и субъективных факторов, он подчиняется законом случайных величин, обработка которых ведется методами математической статистики и теории вероятностей.

Глава I. Описание гидросистемы и ее основного элемента гидрораспределителя

В экскаваторе ЭО – 5123 применяется двухпоточная система объемного гидропривода от автоматически регулируемых насосов с объединением потоков вручную и групповым последовательно – параллельным питанием гидродвигателей [49, 51].

Принцип действия гидросистемы (Рис. 1.1)

Рабочая жидкость из гидробака 10 насосами 15 и 17 силовой установки экскаватора направляется под давлением двумя потоками к золотникам гидрораспределителей 18, 25, 32.

При нейтральном положении рукояток блоков 1 и 14 управления напорные линии в гидрораспределителях 18 и 32 перекрыты, и рабочая жидкость проходит через открытые золотники регулирующего гидрораспределителя 25 к корпусу фильтров 12, а затем через маслоохладитель 8 в гидробак 10. Параллельно маслоохладителю установлен предохранительный клапан 11.

При включении (перемещении) золотников гидрораспределителей 18 и 32 золотники регулирующего гидрораспределителя 25 одновременно перекрывают прямой слив от насосов 15 и 17 и рабочая жидкость по напорным линиям направляется в гидроцилиндры 27–30 или гидромоторы 20–22. Из противоположных полостей гидроцилиндров или гидромоторов рабочая жидкость через гидрораспределитель 25 сливается в гидробак 10.

На напорных линиях перед гидрораспределителем 32 установлены обратные клапаны 26, предотвращающие опускание рабочего оборудования в начальные моменты включения рукояток блоков 1 и 14 управления.

Скорость рабочих движений (перемещений штоков гидроцилиндров, вращения поворотной платформы и передвижения экскаватора) изменяют перемещением золотников регулирующего гидрораспределителя 25 с помощью рукояток блоков управления.

Система гидроуправления обеспечивает перемещение золотников гидрораспределителей всех рабочих механизмов и тормозов механизма передвижения экскаватора. В нее входят следующие элементы:

одинаковые по конструкции блоки 1 и 14 для включения рабочего оборудования, поворота платформы и передвижения машины. Каждый из блоков имеет по четыре золотника, работающих по принципу регулируемого редуционного клапана;

педальный блок 23 управления служит для безнасосного опускания стрелы, имеет два таких же золотника, как и блок 1, но один из них не используется (резервный);

блок 2 клапанов для блокировки включения механизмов рабочего оборудования;

блок 16 клапанов для управления передвижением экскаватора; клапаны 24 типа «ИЛИ» для включения каждого золотника регулирующего гидрораспределителя 25 от одной из двух подводимых к клапану линий управления;

трехзолотниковый блок 33, четырехзолотниковый блок 34 и клапан 35 типа «ИЛИ» обеспечивают (в совокупности) возможность включения двух движений элементов рабочего оборудования от разных насосов или суммирование потоков рабочей жидкости при включении одного рабочего движения.

При раздельном включении стрелы, рукояти и ковша давление от рабочих отводов золотников блоков 1 и 14 управления передается двум золотникам гидро – распределителя 32 (включающим данное движение) и двум золотникам регулирующего гидрораспределителя 25. При опускании стрелы включается по одному золотнику в этих гидрораспределителях.

Совмещение поворота платформы с подъемом стрелы происходит от одного силового потока, так как золотник включения поворота платформы и один золотник механизма стрелы гидрораспределителя 32 соединены с насосом 17.

Часть гидролиний управления группой золотников, подключенных к насосу 77 (левый ряд гидрораспределителя 73), соединены с полостями управления золотников непосредственно. Остальные гидролинии этой группы связаны с другими полостями золотников гидрораспределителей посредством блока 34 золотников дискретного типа. Подобная связь предусмотрена для группы золотников, подключенных к насосу 15 (правый ряд гидрораспределителя 32), где полости управления золотника рукояти подключены к рабочим отводам блока управления непосредственно, а полости управления золотников стрелы и ковша соединены посредством блока 33 золотников дискретного типа.

Система блокировки выполнена таким образом, что при включении золотников основных рабочих движений, связанных с насосом 17, поворот платформы и движение стрелы не блокируются (при включении любого из этих движений стрела блокирует ковш и рукоять, а ковш блокирует рукоять). При включении золотников, связанных с насосом 15, рукоять блокирует ковш и стрелу, а ковш блокирует стрелу.

При совмещении двух движений, например подъема стрелы и рукояти, стрела поднимается при подключении насоса 17, связанные с этим насосом золотники ковша и рукояти блокируются, а рукоять работает от насоса 15, при этом блокируются ковш и стрела. При совмещении двух движений, например подъема стрелы и рукояти, стрела поднимается при подключении насоса 17, связанные с этим насосом золотники ковша и рукояти блокируются, а рукоять работает от насоса 15, при этом блокируются ковш и стрела.

Гидроразмыкатели 6 предназначены для включения тормозов механизма передвижения экскаватора при подаче жидкости под давлением в гидроцилиндры управления тормозами. Магнитный фильтр 7 очищает рабочую жидкость в сливной гидролинии управления. С помощью ручного насоса 4 типа «Родник» с магистральным фильтром 5 заполняют гидробак 10 чистой рабочей жидкостью.

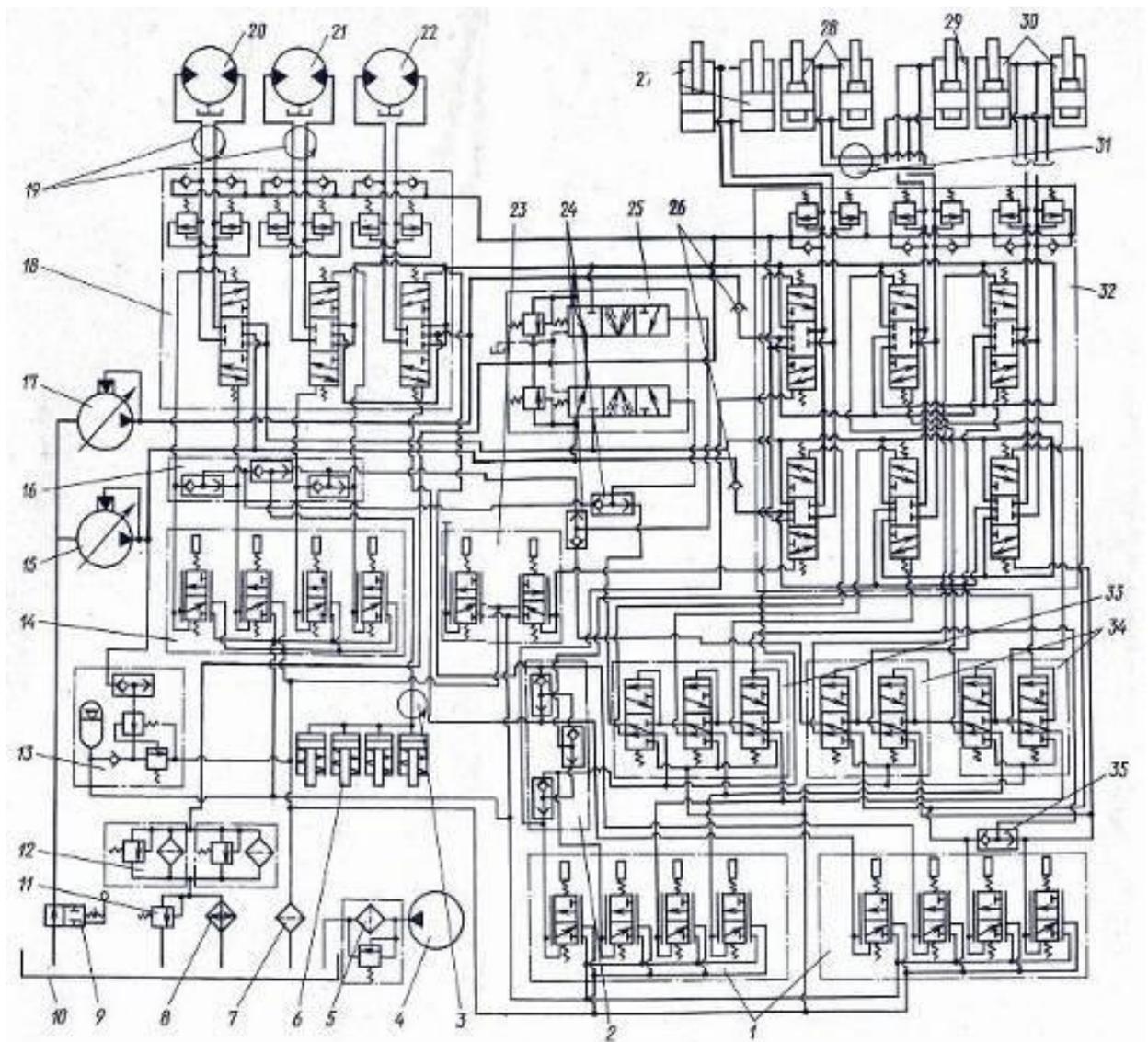


Рис.1.1 Гидросхема экскаватора: 1, 14 – блоки управления, 2, 16 – блоки клапанов, 3, 19 – центральный коллектор, 4 – ручной насос, 5, 12 – магистральные фильтры, 6 – гидроразмыкатели, 7 – магнитный фильтр, 8 – маслоохладитель, 9 – гидрозатвор, 10 – гидробак, 11 – предохранительный клапан, 13 – пневмогидроаккумулятор с блоком клапанов, 15, 17 – насосы силовой установки, 18, 25, 32 – гидрораспределители, 20 – 22 – гидромоторы привода гусеничных лент механизма поворота, 23 – педальный блок управления, 24, 35 – клапаны «или», 26 – обратные клапаны, 27 – 30 – гидроцилиндры подъёма стрелы и поворота челюстей грейфера, ковша, рукояти, 31 – вращающееся соединение, 33, 34 – блоки золотников дискретного типа

Гидрораспределители

Гидрораспределители предназначены для направления потока рабочей жидкости от насосов к исполнительной части гидросистемы. Различаются секционные (состоящие из отдельных секций) и моноблочные (выполнены в одном литом блоке) [52, 54].

Моноблочный гидрораспределитель экскаватора ЭО-2621А состоит из чугунного корпуса 5 (рис. 1.2.), трех золотников 3, 4, 11, крышек 1, 2, 10, штуцерных пластин 8, перепускного Б и предохранительного А клапанов. В отверстия 6 и 7 пластины 8 завинчиваются штуцеры, соединяющие трубопроводами полости распределителя со штоковой и поршневой полостями силового цилиндра. Через отверстие 12 распределитель соединяется с напорной магистралью. Предохранительный клапан (рис. 1.3) размещается в корпусе распределителя и состоит из корпуса 5, в гнезде которого лежит шарик 4 пружины 17 с направляющим стержнем 3, регулировочного винта 18 с контргайкой 2 и колпачковой гайкой 1.

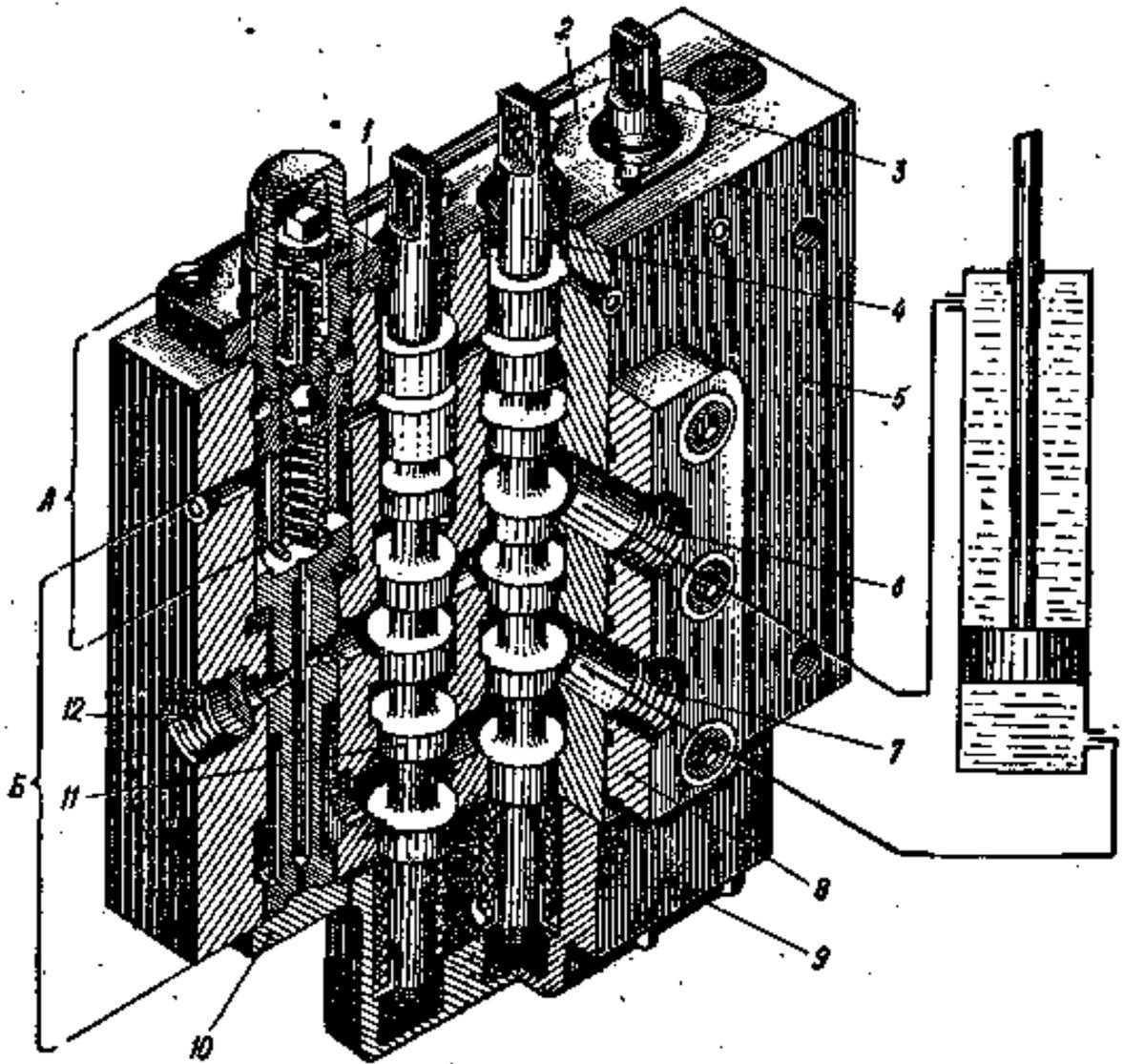
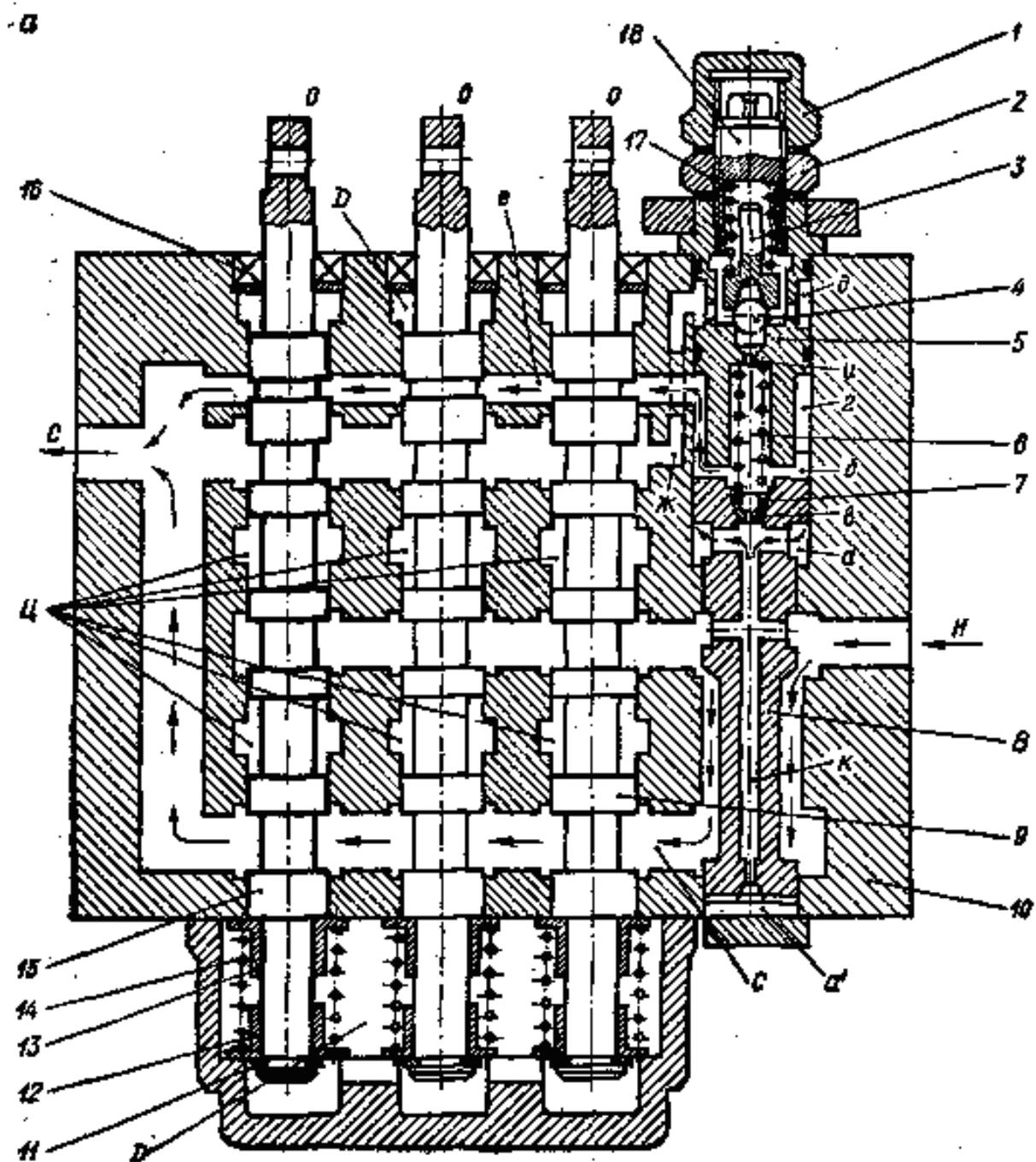
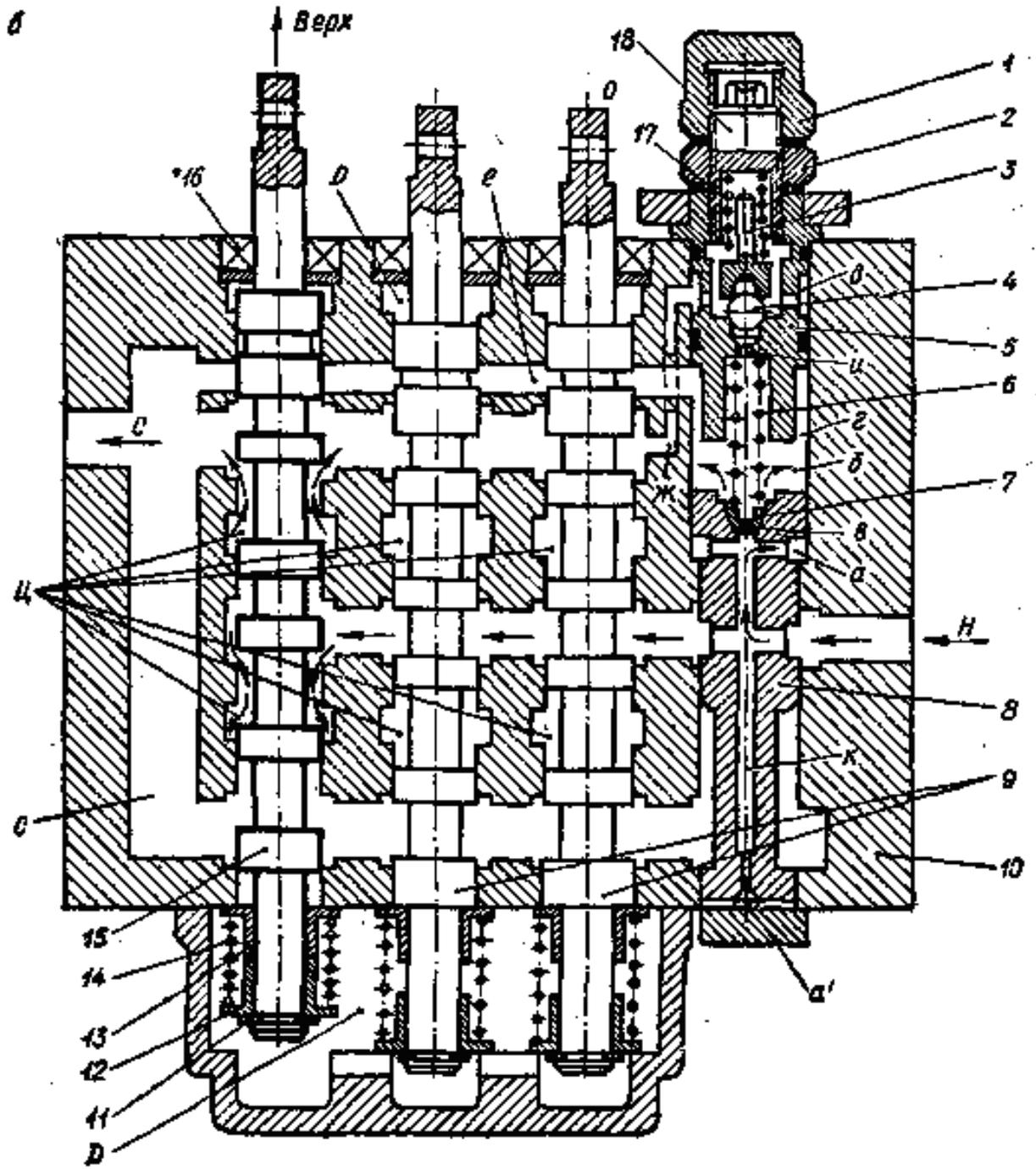


Рис. 1.2. Гидрораспределитель экскаватора ЭО-2621А



a)



б)

(стальные стержни с кольцевыми выточками и поясками). Каждый из них имеет три положения: среднее, нейтральное и два рабочих - верхнее и нижнее. На нижнюю часть надеты пружина 14 и две втулки 12 и 13 удерживающиеся от спадания стопорным кольцом 11. С их помощью золотник автоматически устанавливается в нейтральное положение. В местах выхода золотников из корпуса устанавливаются уплотнения и грязесъемники.

При нейтральном положении золотников (рис. 1.3, а) рабочая жидкость по нагнетательному трубопроводу подводится в полость Н распределителя, откуда одновременно направляется по каналу к в полости a^1 и а. Из полости а она через узкое отверстие в демпфере 7 проникает в полость б. Благодаря дросселированию жидкости сквозь демпфер давление в полости б оказывается значительно меньше, чем в полости a^1 . Поэтому корпус сливного клапана 8, сжимая пружину б, поднимается и открывает проход жидкости по каналу С на слив. Со сливными отверстиями С через канал е соединяется и полость б. Таким образом, при нейтральном положении всех золотников полости Ц распределителя, связанные с рабочими полостями силовых цилиндров, заперты, а рабочая жидкость, нагнетаемая насосом в распределитель через каналы в, е и открытый перепускной клапан, по каналам С идет на слив.

При поднятом положении золотника (рис. 1.3, б) один из верхних поясков перекрывает сливной канал е и рабочая жидкость в полость б не поступает. Давление в полостях б и а выравнивается, и корпус перепускного клапана под действием пружины б плавно опускается вниз. Одна из прежде запертых полостей Ц (нижняя), связанная с поршневой полостью цилиндра, соединяется с напорной магистралью, а вторая - (верхняя) - со сливным каналом Ц. В результате рабочая жидкость, поступая в одну полость силового цилиндра, перемещает поршень, а из другой полости жидкость выдавливается в распределитель и на слив в бак.

При опущенном положении золотника (рис. 1.3, в) ниже нейтрального второй верхний поясок перекрывает сливной канал е. Корпус перепускного клапана закрыт и находится в нижнем положении. Теперь нижняя полость Ц (цилиндр) соединяется со сливом, а верхняя - с магистралью высокого давления. В результате поршень в цилиндре перемещается в обратном направлении. Если при включенном золотнике в напорной магистрали возникает давление, выше установленного максимального (например, поршень цилиндра пришел в крайнее положение), на которое отрегулирован предохранительный клапан, в полостях а и б давление также повышается. Под действием давления жидкости шариковый клапан 4, преодолевая сопротивление пружины 17, поднимается и открывает проход жидкости из полости б в д и через канал на слив. Как только давление в напорной магистрали становится ниже максимального, шарик 4 возвращается в исходное положение и поступление рабочей жидкости на слив прекращается [54, 55].

Предохранительный клапан регулируется винтом 18 (см. рис. 1.3). Пружина 17 настраивается так, чтобы клапан 4 открывался при давлении 7,5...8 МПа (75...80 для цилиндров поворота) и 10...10,5 (100...105 кгс/см² для всех остальных цилиндров).

1. Анализ причин снижения надежности элементов гидросистемы

Основная причина отказа элементов гидросистемы является низкое качество рабочей жидкости, несвоевременная его замена, несвоевременная замена масляного фильтра, засорение масляного радиатора-охладителя, неравномерное давление, гидравлические удары, заклинивания, жесткость работы и т.д. [13,14].

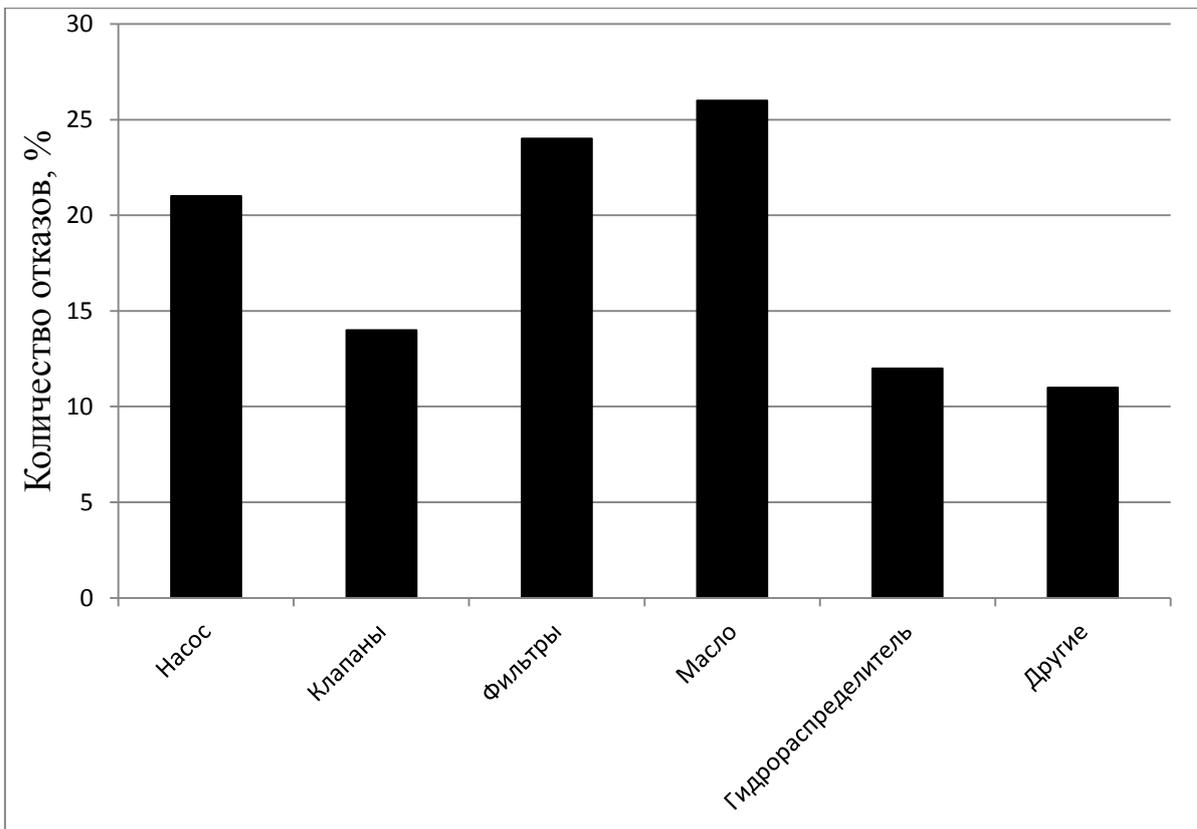


Рис 1.1.1. Отказы узлов гидросистемы

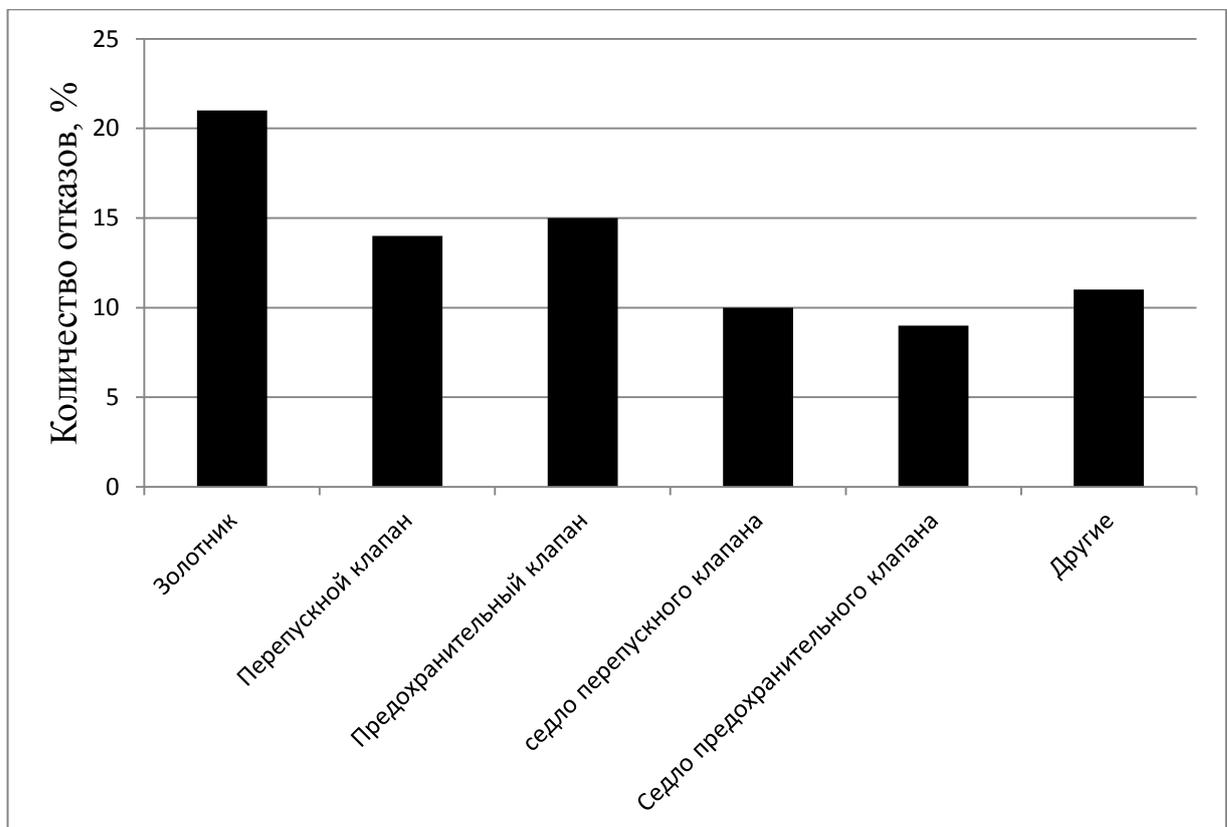


Рис 1.1.2. Отказы деталей распределителя «P80-3/1-11»

Результаты изучения надежности экскаваторов позволили сделать следующие выводы:

В условиях реальной эксплуатации гидросистемы выявлены наиболее характерные дефекты, снижающие его надежность.

Анализ отказов показывает (рис. 1.1.2), что из агрегатов и узлов экскаватора наименее надежны: золотник 21,2%, всего количество отказов; предохранительный клапан – 15,09%; перепускной клапан – 14,13%, седло разгрузочного клапана – 10,04% и другие – 11,07%.

Установлено, что низкий ресурс обладает перепускной клапан и седло предохранительного клапана, повышение которой является актуальной задачей.

Результаты изучения надежности и повышения срока службы перепускного и предохранительного клапанов позволили сделать следующие выводы:

- осуществить серьезную доработку конструкции перепускного клапана, который работала бы без гидравлического удара и заклинивании;
- исследовать факторов, влияющих на заклинивание и изнашивание перепускного и предохранительного клапанов.

Таблица 1.1.1.

Существующие неисправности перепускного и предохранительного клапанов и способы их устранения

Неисправности перепускного клапана и способы их устранения		
Неисправность перепускного клапана	Возможная причина	Способ устранения
1. Заклинивание клапана	Из-за перекоса, гидравлический удар, неравномерное давление около отверстия при истечении жидкости во время работы распределителя	Давление должно быть равномерным чтобы, давления была равномерно отверстием надо разделить на несколько частей, сохраняя ее проницаемости и

<p>2. Появляется кольцевая выработка на тарельчатой поверхности</p> <p>Изнашивается клапан:</p> <ul style="list-style-type: none"> - наружная поверхность хвостовика, - поверхность соприкосновения с корпусом распределителя - поверхность клапана, - седло предохранительного клапана 	<p>Резкое отпускане клапана с сопротивлением пружин + обратный гидравлический удар, загрязненность рабочей жидкости, повышение температуры, гидравлический удар</p>	<p>скорости. Использовать гасители гидравлического удара. Клапан должен мягко садится (по принципам плавающий), использовать гасители гидравлического удара</p>
---	---	---

2. Цель и задачи работы

Цель изучения надежности, основные факторы, влияющие на нее и разработка меры по повышению надежности распределителя гидросистемы строительно-мелиоративных машин [11, 13].

Задачи:

1. Изучить условие работы и распределение отказов в элементах гидросистемы машин. Определение цели и задачи работы.
2. Изучить надежность, критерий и показатели характеризующие надежности гидросистемы строительно-мелиоративных машин

3. На основе обработки статистических данных об отказе выявления закона распределения и определения характеристик отказов распределителя и его перепускного клапана.

4. Выявление основных причин отказов и факторы влияющие на надежность распределителя гидросистемы машин.

5. Проведение патентного поиска по выявлению технического решения повещающего надежности перепускного клапана гидрораспределителя.

6. Обоснование основных параметров и разработка конструктивных элементов мембраны перепускного клапана для гашения гидравлического удара.

7. Экономическое обоснование принятого технического решения значительно повышающего надежность гидрораспределителя.

3. Критерии и показатели для оценки надежности гидросистем и устройств

Надежность – способность рассматриваемого объекта оборудования или аппаратуры не отказывать в работе. Аппаратура считается надежной, если она работоспособна в эксплуатации и готова в любое время выполнять те функции, для которых она предназначена при сохранении значений параметров и рабочих характеристик в пределах установленных допусков. Количественно надежность объекта может быть определена вероятностными критериями и характеристиками, т.к. на нее действуют и она зависит от многочисленных конструктивных, производственных и разнообразных эксплуатационных факторов [6, 7, 8, 9].

Надежность любого технического устройства на практике проявляется в периодическом появлении тех или иных неисправностей, выводящих это устройство из строя. В связи с этим вводятся понятия: безотказности, неисправности и отказа; причем при анализе надежности всякое техническое устройство рассматривается как система или элемент.

Система – это совокупность совместно действующих объектов (технических устройств), которые предназначены для самостоятельного выполнения установленного задания. Элемент – часть системы, предназначенная для выполнения определенных функций.

Под безотказностью понимается свойство системы (или элемента) сохранять работоспособность в течение заданного времени в определенных условиях эксплуатации; количественно она определяется вероятностными характеристиками и параметрами.

Термин «неисправность» означает несоответствие системы (или отдельного элемента) хотя бы одному из требований, установленных как в отношении основных, так и второстепенных параметров, характеризующих удобство эксплуатации, внешний вид и другие факторы.

Под отказом понимают такое событие, при котором системы (или ее элементы), прекращают выполнять хотя бы одну из свойственных им функций в пределах установленных требований.

К повреждениям относятся все другие неисправности, которые в данный момент не приводят к отказу системы, но отклонением от нормы и при соответствующих условиях, если их своевременно не устранять, прогрессируют до возникновения отказа. Систему, в которой в данный момент нет отказа, называют работоспособной. Систему называют восстанавливаемой, если она допускает получение вновь утраченных ее после возникновения неисправности исходных параметров и технического состояния в результате устранения неисправности.

Невосстанавливаемой называется система, которая в случае возникновения отказа не подлежит или не поддается восстановлению.

Гидравлическая система в целом относится к восстанавливаемым системам, т.к. после замены отказавшего агрегата, например распределителя, она полностью восстанавливает свои утраченные характеристики. Агрегаты же гидросистемы являются элементами последней и зачастую могут быть отнесены к разряду невосстанавливаемых объектов.

В процессе эксплуатации происходит старение и износ деталей системы.

Под старением системы понимают процесс постепенного и непрерывного изменения ее параметров, которые не зависят от режимов работы.

Износ – процесс постепенного изменения параметров системы, вызываемый действием механических, электрических, тепловых и др. нагрузок, наличие которых определяется только режимом работы.

Продолжительность работы невосстанавливаемых элементов характеризуется долговечностью, под которой понимается суммарная наработка элементов от начала их эксплуатации до момента возникновения отказа, обусловленного основной неисправностью.

Техническая ресурс-суммарная наработка системы (или системы) от начала эксплуатации до ее прекращения, обусловленного изнашиванием или старением. Все основные характеристики и параметры надежности являются случайными величинами.

Для количественной оценки случайной величины используется понятие вероятность, что случайная величина окажется равна заданному значению или окажется в указанном интервале ее возможных значений.

Основными численными характеристиками случайных величин являются: математическое ожидание (среднее значение) и дисперсия (среднеквадратичное отклонение от среднего).

Основные критерии для оценки надежности гидросистем и ее элементов

Обычно к числу наиболее часто применяемых критериев надежности объектов любых технических систем, в том числе и гидравлических, относят: вероятность безотказной работы в течение определенного времени t , среднюю наработку до первого отказа $T_{\text{ср}}$, наработка на отказ $t_{\text{ср}}$, частоту отказов $f(t)$, интенсивность отказов $\lambda(t)$, коэффициент готовности $K_{\text{г}}$.

Для количественной оценки критерия надежности объект делят на восстанавливаемый и невосстанавливаемый, в соответствии с этим

различают критерии, характеризующие надежность невосстанавливаемых объектов и критерии, характеризующие надежность восстанавливаемых систем.

Невосстанавливаемыми называются такие объекты, которые не допускают ремонта. При отказе такого объекта выполняемая им операция срывается. Ее следует начинать сначала, если устранение отказа (замена объекта) возможно. К таким устройствам относят некоторые, объекты однократного действия: аварийные устройства, система пожаротушения и т.п.

Восстанавливаемыми называются такие объекты, которые в процессе выполнения своих функций допускают ремонт. Если происходит отказ такого объекта, то он вызывает прекращение функционирования объекта только на период устранения отказа. Элементы гидросистемы относятся ко второй группе объектов.

К критериям оценки надежности невосстанавливаемых объектов выделяют из вышеприведенных следующие: вероятность безотказной работы $P(t)$, частота отказов $f(t)$, интенсивность отказов $\lambda(t)$, средняя наработка до первого отказа T_{cp} .

Для характеристики надежности восстанавливаемых объектов в большинстве случаев оценивают критериями: параметр потока отказов $\omega(t)$, наработка на отказ t_{cp} , коэффициент готовности K_r , коэффициент вынужденного простоя K_p .

4. Физические основы надежности гидравлических устройств

Нормальное функционирование элементов гидросистемы, прежде всего, зависит от физико-химических процессов изменения этих свойств и параметров, а также от интенсивности эксплуатационных нагрузок и факторов с учетом их случайного характера. При этом из всех физических процессов важное значение, играют процессы механического разрушения материалов вследствие трения и износа рабочих элементов устройств;

усталостные процессы в деталях, подверженных действию динамических нагрузок, старение материалов и прежде всего уплотнительных устройств, выполненных из резины, под действием эксплуатационных факторов: физико-химических процессов, происходящих в рабочей жидкости (минеральное или моторное масло).

Гидрораспределители относятся к устройствам эпизодического действия (насосы к непрерывным), их основные рабочие элементы составляют золотниковые и плунжерные пары, клапаны и пружины, которые подвержены прежде всего действию процессов трения и износа, в отдельных случаях – усталостным процессам.

К особым элементам следует отнести уплотнения, изготовленные из резины. Потеря работоспособности резины является следствием процесса износа, изменения свойств резины с течением времени, действием температуры и усталостных процессов.

В работе гидросистемы особую роль играет рабочая жидкость, являясь одновременно и смазочным материалом сопряженных поверхностей, теряет в процессе эксплуатации свои смазочные и другие свойства, которые обусловлены воздействием различных факторов, сопровождающих процессы мятия жидкости под высоким давлением, ее окисление, вследствие контакта с воздухом, эмульсирование, и вспенивание при попадании воздуха и влаги, загрязнения инородными частицами [13, 16].

Мятие жидкости происходит при ее придавливании под высоким давлением через щели, в особенности при дросселировании. Вязкость ее при этом в значительной степени уменьшается.

В результате окисления происходит выпадение отложений в виде смол, которые загрязняют гидросистему, понижают вязкость, а следовательно, уменьшают ее смазочную способность. С повышением температуры (на 10°C) интенсивности окисления удваивается. Механические агенты: пыль, краски, частицы металла являясь катализаторами процесса окисления масла,

могут служить причиной различных неисправностей в гидросистеме машины.

Для определения работоспособности гидросистем, необходимо выбрать функциональные параметры, оценивающие техническое состояние агрегатов в любой момент времени. В качестве функционирующих параметров для гидросистем следует выбирать геометрические и гидравлические величины, отражающие свойства рассматриваемых агрегатов. В качестве геометрических функционирующих параметров при этом целесообразно выбрать зазоры в сопряженных парах, а в качестве гидравлического функционирующего параметра у насосов – объемный КПД и у других агрегатов – утечки или относительные утечки рабочей жидкости, замеренные при рабочем давлении.

5. Процессы, ухудшающие работоспособность гидравлических устройств дорожно-строительно-мелиоративных машин (ДСММ)

Работа гидравлических систем и ее устройств на ДСММ протекает в сложных условиях: днем и ночью, летом и зимой, при меняющихся нагрузках, температуры, влажности, и запыленности воздуха, цикличность и сложности движений рабочих органов и т.п. приводящие в процессе эксплуатации к ухудшению значения ее параметров и приводя к утрате работоспособности [10, 11].

Условия и факторы, снижающие надежность гидравлических систем ДСММ можно разбить на три основных: быстропротекающие процессы, процессы средней скорости и медленнопротекающие процессы. Быстропротекающие процессы возникают, действуют и заканчивают при следующем цикле работы машины и вновь возникают при следующем цикле. К ним относят вибрацию узлов, изменение сил трения в подвижных соединениях, колебание рабочих нагрузок, пульсации давления рабочей жидкости вследствие неравномерности подачи насосом и многие др.

Процессы средней скорости протекают за время непрерывной работы машины, приводят к монотонному изменению начальных параметров машин, например изменение температуры окружающей среды и рабочей жидкости. Медленные процессы протекают в течение всего периода эксплуатации, например, систематический износ всех трущихся рабочих элементов и узлов гидравлических агрегатов, усталость трубопроводов, соединений, коррозия, старение резиновых изделий и т.п. [20, 21].

Все эти процессы являются случайными функциями, для которых характерно рассеивание значений параметров. Они-то и являются основными причинами возникающих при эксплуатации неисправностей и отказов элементов машин, в т.ч. и гидросистем ДСММ. На надежность гидросистем и ее элементов влияют в основном качество проектирования, изготовления и условия эксплуатации, а также многообразные объективные и субъективные факторы. Объективные факторы: воздействие окружающей среды, износ, механические воздействия, старение и др. Субъективные – зависят от действия человека, эксплуатирующего гидросистему машин.

Гидравлическое устройство ДСММ, как и любое гидравлическое или электрогидравлическое устройство обладает определенным запасом прочности, который и обеспечивает надежную его работу в эксплуатационных условиях в пределах установленного срока службы [22, 23].

Вероятность появления отказов вследствие нарушения механической, электрической или тепловой прочности может быть определены из следующего соотношения:

$$q = \int_0^t \frac{\partial q}{\partial t} dt = \int_0^t \frac{\partial q}{\partial(\Delta x)} \frac{\partial(\Delta x)}{\partial t} dt,$$

где Δx – запас прочности (механической, электрической или тепловой);
 $\frac{\partial(\Delta x)}{\partial t}$ – скорость изменения запаса прочности, обусловленная физико-химическими процессами, протекающими внутри или на поверхности материала;

$\frac{\partial q}{\partial(\Delta x)}$ – вероятность прочностной характеристики материала.

Вероятность безотказной работы, как известно, определяется из выражения:

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt},$$

где $\lambda(t)$ – интенсивность отказа

$$\lambda(t) = -\frac{\partial P}{\partial t} \frac{1}{P} = \frac{\partial q}{\partial t} \frac{1}{P}$$

или при $P \rightarrow 1$

$$\lambda(t) = \frac{\partial q}{\partial t} = \frac{\partial q}{\partial(\Delta)} \frac{\partial(\Delta x)}{\partial t}$$

С учетом всех отказов, обусловленных нарушением механической, электрической или тепловой прочности, можно считать:

$$\lambda(t) = \frac{\partial q}{\partial(\Delta x_m)} \sum_1^{k_m} \frac{\partial(\Delta x_{m_i})}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial(\Delta x_s)} \sum_1^{k_s} \frac{\partial(\Delta x_{s_i})}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial(\Delta x_\theta)} \sum_1^{k_\theta} \frac{\partial(\Delta x_{\theta_i})}{\partial t}.$$

6. Основные характеристики для оценки надежности гидросистем

При анализе надежности в условиях эксплуатации необходимо различать системы (или элементы), невосстанавливаемые и восстанавливаемые. Критерии оценки этих систем будут различными.

Для невосстанавливаемых элементов системы основными количественными характеристиками являются среднее время безотказной работы и интенсивность отказов [35, 43, 44].

Среднее время безотказной работы T_{cp} определяется как математическое ожидание времени между отказами.

При статистическом определении этого параметра для N однотипных восстанавливаемых систем (элементов) сначала вычисляется величина среднего времени t_{icp} наработки между отказами каждой системы (элемента) в течение заданного интервала времени испытаний, а затем сумма величин t_{icp} для всей партии систем (элементов) делится на их общее число N , т.е.

$$T_{cp}^* = \frac{\sum_{i=1}^N t_{icp}}{N}$$

Здесь t_{icp} – среднее время наработки между отказами каждого из n_i -го числа испытываемых систем.

$$t_{icp} = \frac{\sum_{i=1}^n t_{ij}}{n_i}$$

где t_{ij} – наработка между последующим и предыдущим отказами системы;

n_i – число отказов системы в течение заданного интервала времени испытаний.

Для однотипных невосстанавливаемых систем имеем $t_{icp} = t_i$ (т.к. n_i)

или

$$T_{cp}^* = \frac{\sum_{i=1}^N t_i}{N},$$

где t_i – время наработки i – й системы до возникновения отказа.

Среднее время исправной работы – одна из наиболее наглядных количественных характеристик. По ней можно судить о надежности элементов, входящих в систему и определить количество запасных элементов, необходимых для объекта находящегося в эксплуатации на данном интервале календарного времени.

Однако среднее время исправной работы не может полностью характеризовать работы элемента. Например, среднее время исправной работы T_{cp} у двух элементов может оказаться одинаковым, но надежность их будет различной. На следующей схеме (рис. 1.6.1) показано распределение отказов для двух элементов, имеющих равное среднее время исправной работы $t_{cp1} = t_{cp2}$. Вместе с тем элемент t_1 оказывается более надежным, чем второй элемент, т.к. время безотказной работы для первого элемента значительно больше соответствующего времени t_2 для второго элемента.

Частота отказов представляет собой плотность распределения вероятностей наработки между отказами и определяется статистически. Эта характеристика является отношением количества отказавших однотипных невосстанавливаемых систем (элементов) ΔN или общего числа отказов

однотипных восстанавливаемых систем (элементов) Δn в течение рассматриваемого промежутка времени Δt к произведению первоначального количества рассматриваемых систем N_0 и Δt .

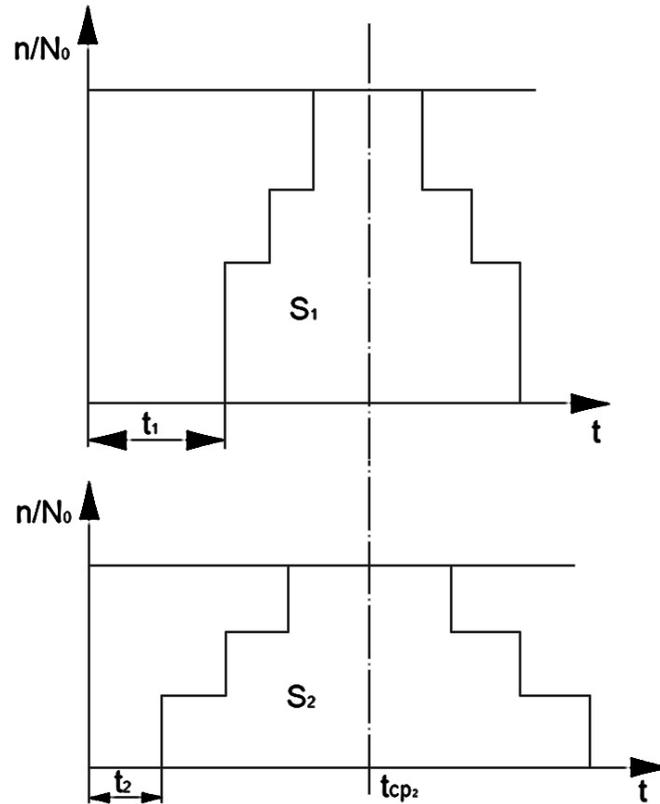


Рис. 1.6.1. Распределение отказов для двух элементов, имеющих одинаковое среднее время безотказной работы $t_{срi} \cdot S_1 = S_2$

Для невосстанавливаемых систем это определяется следующим соотношением:

$$f_H = \frac{\Delta N}{N_0 \Delta t}$$

Для восстанавливаемых систем (элементов)

$$f_0 = \frac{\Delta n}{N_0 \Delta t}$$

Примерный график частоты отказов по времени показан на рис. 1.6.2. Имея эту характеристику можно судить о числе элементов, которые могут выйти из строя на интересующем интервале времени.

Для условий эксплуатации в ряде случаев удобнее пользоваться не частотой отказов, а их интенсивностью [10, 11].

Интенсивность отказов λ_i определяется как отношение количества однотипных невосстанавливаемых систем (элементов) ΔN_i , отказавших в течение рассматриваемого промежутка времени Δt_i к произведению количества систем (элементов) $N = N_0 - n$, работоспособных к началу этого промежутка времени, на Δt_i

$$\lambda_i = \frac{\Delta N_i}{N \Delta t_i} = \frac{\Delta N_i}{(N_0 - n) \Delta t_i} \dots (\dots)$$

Здесь n – число отказавших систем (элементов) к началу данного промежутка времени Δt_i . Интенсивность отказов, представленная как функция времени, называется λ – характеристикой.

Типичная λ – характеристика показана на рис. 1.6.2, вид ее аналогичен кривой частоты отказов, однако последняя располагается значительно ниже. Эти кривые могут быть построены как для элементов, так и для системы в целом. При этом, как правило, большинство кривых λ имеют три ярко выраженных участка [45].

Участок I характерен для начального периода эксплуатации. Здесь наблюдаются отказы, которые возникли в результате скрытых неисправностей, вследствие несовершенства производства, а также ошибок проектирования. Кроме того, на этом участке учитываются отказы, появившиеся из-за ошибок обслуживающего состава при освоении техники.

Рассматриваемый участок характерен резким скачком увеличения интенсивности отказов. Следует заметить, что в ряде случаев резкого скачка может и не обнаруживаться.

Участок II является основным и учитывает интенсивность отказов в процессе длительной эксплуатации агрегата или системы.

Как видно из графика, интенсивность здесь имеет примерно постоянное значение. Появление отказов на этом участке обусловлены скрытыми дефектами производства, преждевременным старением, внешними и многими другими причинами.

Ввиду этого исследования надежности системы на этом участке представляет наибольший интерес, как для теории, так и для практики.

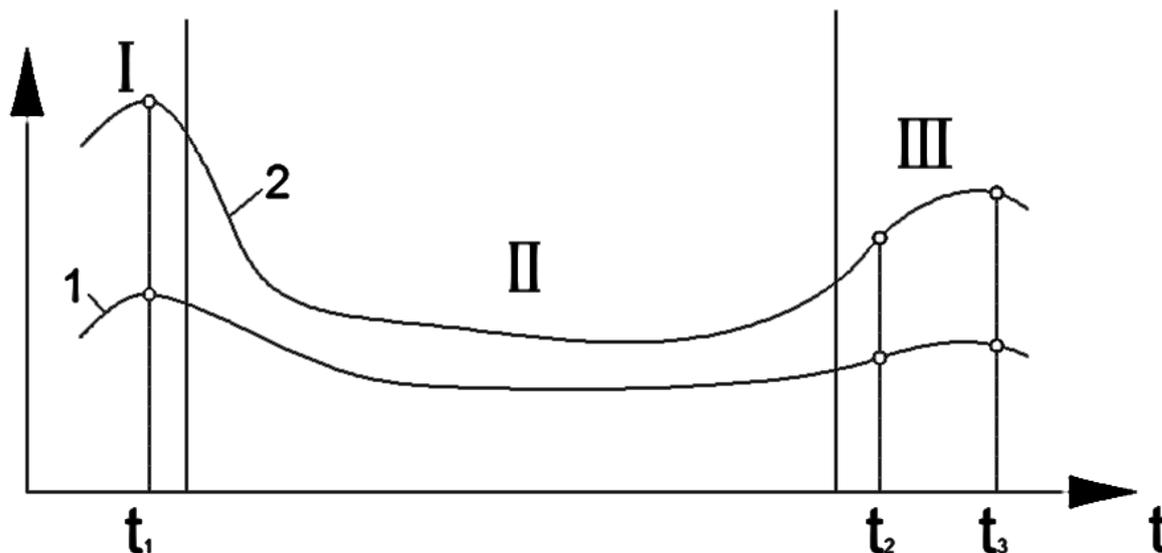


Рис. 1.6.2. Графики зависимости частоты: 1- частоты отказов; 2- интенсивности отказов от времени.

Участок III характерен возрастанием интенсивности отказов, что объясняется, как правило, появлением массового износа и старением элементов рассматриваемой системы.

Выявление и анализ этого участка представляет большой интерес для эксплуатации, т.к. он дает материал для обоснования сроков службы агрегатов гидравлической системы.

Анализ кривой, кроме того, показывает, что в ряде случаев участок I можно исключить из эксплуатации путем проведения приработки агрегатов заводских условиях и выработки наиболее слабых элементов [24, 25].

Частоту отказов на участке II можно понизить правильной и грамотной организации регламентных работ, тщательным исследованием причин отказов и разработкой мероприятий по их предупреждению.

На графике видно, что при достижении времени t_3 наступает падение кривой, связанное с уменьшением число отказов, которая объясняется уменьшением числа исправных к этому времени элементов, может оказаться небольшим.

В случае восстанавливаемых систем, какими являются гидравлические системы, общее количество элементов остается все время постоянным и равным N_0 ; при этом λ – характеристика приобретает следующий вид:

$$\lambda = \frac{\Delta N_i}{N_0 \Delta t_i}$$

где N_0 – число элементов данного типа в системе.

Вероятность безотказной работы означает, что в определенных условиях эксплуатации в пределах заданной продолжительности работы системы (элементов отказ не возникает) [10].

Для гидравлической системы, которая может быть отнесена к разряду сложных систем, поток отказов практически может рассматриваться как простейший поток, подчиняющийся закону Пуассона.

В этом случае для невосстанавливаемых систем (элементов) имеем

$$P(t) = \frac{(\lambda t)^n}{n!} e^{-\lambda t}$$

В случае отсутствия отказов в заданном интервале времени t ($n = 0$).

$$P(t) = e^{-\lambda t};$$

где $P(t)$ – вероятность безотказной работы;

λ – интенсивность отказов;

t – время.

Это выражение известно как экспоненциальный закон надежности.

В случае, если λ – характеристика на участке II (см. рис. 1.6.2) непостоянная и наблюдается отклонение потока отказов от закона Пуассона, выражение $P(t)$ может быть записано следующим образом:

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}.$$

Как видно, вероятность безотказной работы является функцией интервала времени и потока отказов.

Используя эту характеристику, можно, например:

1. Вычислить величину интервала времени, в течение которого будет обеспечена безопасная работа с заданной вероятностью при известном среднем времени безотказной работы.
2. Определить вероятность безотказной работы по известному $T_{\text{ср}}$.
3. Вычислить время $T_{\text{ср}}$ потребное для получения заданной вероятности безотказной работы в течение определенного интервала времени.

7. Методы определения показателей надежности гидросистем и устройств

При расчете надежности гидросистем определяют какую-либо одну или несколько характеристик, установки, численные значения основных критериев и показателей, т.к. они связаны между собой. При этом между основными характеристиками сохраняются следующие однозначные зависимости:

$$P(t) = 1 - \int_0^t f(t)dt = e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}, \quad (\text{а})$$

$$T_{\text{ср}} = \int_0^{\infty} P(t)dt = \int_0^{\infty} e^{-\int_0^t \lambda(t)dt} dt; \quad (\text{б})$$

$$f(t) = -P'(t) = \lambda(t)P(t) = \lambda(t)e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}, \quad (\text{в})$$

$$\lambda(t) = -\frac{P'(t)}{P(t)} = \frac{f'(t)}{P(t)}. \quad (\text{г})$$

Таким образом, на практике при известной хотя бы одной из указанных характеристик можно определить и другие [15, 16].

Обычно, во многих случаях предполагают, что отказы элементов являются случайным и независимым. Это дает возможность применить формулу умножения вероятностей, а также вероятность безотказной работы объекта записать в следующем виде:

$$P(t) = P_1(t)P_2(t) \dots P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t)$$

Используя интенсивность отказа λ , эту формулу можно представить в общем виде

$$P(t) = \exp\left(-\int_0^t \lambda_1(t)dt\right) \exp\left(-\int_0^t \lambda_2(t)dt\right) \dots \exp\left(-\int_0^t \lambda_n(t)dt\right) = \exp\left(-\sum_{i=1}^n \int_0^t \lambda_i(t)dt\right).$$

С помощью этого выражения можно определить $P(t)$ при любом виде закона $\lambda_i(t)$, т.е. на всех этапах эксплуатации.

Для этапа нормальной эксплуатации, когда $\lambda(t) = const$ вышеприведенные выражения а, б, в, г значительно упрощаются:

$$P_c(t) = e^{-\lambda_c t} = e^{-\frac{t}{T_{cp}}};$$

$$\lambda_c = \sum_{i=1}^n \lambda_i;$$

$$T_{cp} = \frac{1}{\lambda_c};$$

$$f(t) = \frac{1}{T_{cp}} e^{-\frac{t}{T_{cp}}}.$$

Повышение надежности объектов ведет к значительному снижению расходов на эксплуатацию и техническое обслуживание гидросистемы, а расходы на производство ее при этом соответственно возрастают.

На рисунке представлены графики зависимостей стоимости разработки и эксплуатации объектов от надежности (кривая 3). Кривые 1 и 2 описывают соответственно зависимость производственных и эксплуатационных расходов от уровня надежности. Оптимальный уровень надежности соответствует минимуму суммарных затрат. Опыт показывает, что достигнутый уровень надежность существенно ниже оптимального $P_{дост}(t) \cong 0,67$.

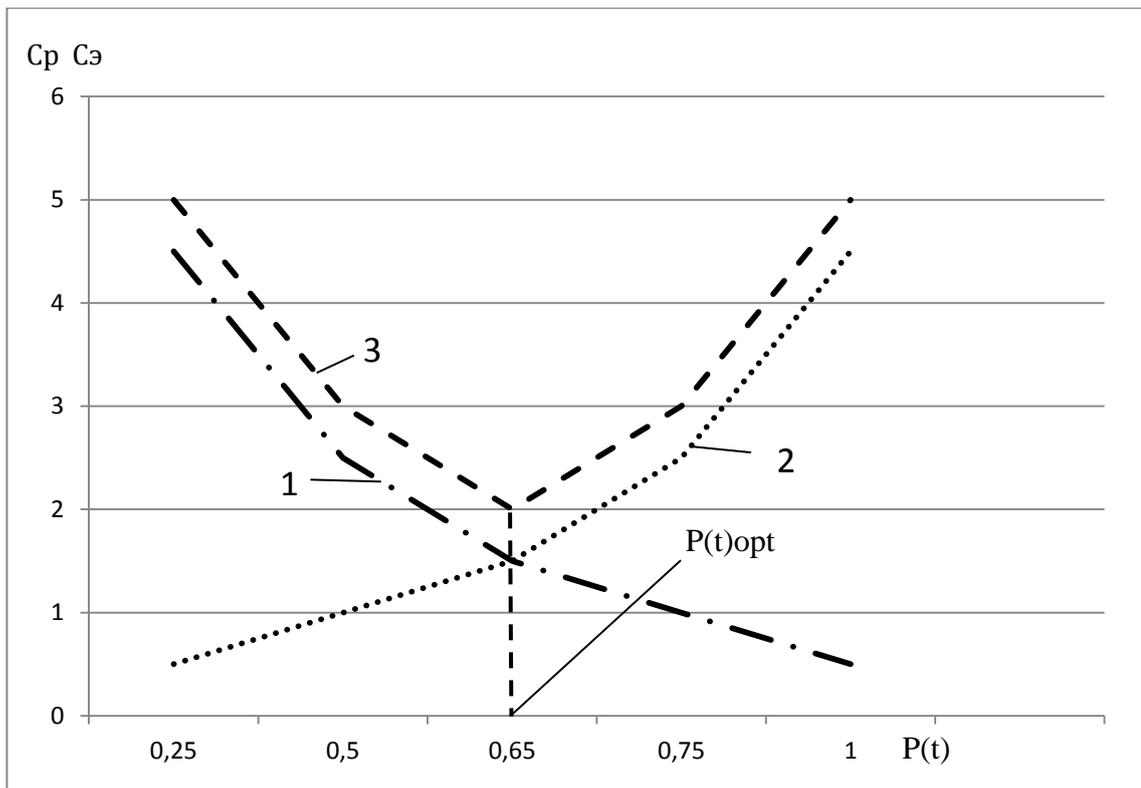


Рис. 1.7.1. Графики зависимости стоимости разработки C_p объектов и стоимости эксплуатации C_z от их надежности $P(t)$.

Методы расчета надежности гидравлической системы

Обычно различают две группы расчетов: приближенный или ориентировочный расчет и полный или окончательный расчет.

В практике ограничиваются определением одной или двух ее количественных характеристик.

Например, в технических условиях может быть оговорена вероятность безотказной работы системы $P(t_3)$ в течение интервала времени от начала эксплуатации до заданного времени t_3 ; при этом расчет сводится к определению ожидаемой величины $P(t_3)$ для рассматриваемой системы.

Зачастую определение $P(t_3)$ подменяют определением среднего времени безотказной работы T_0 , имея цель в дальнейшем сравнить расчетное время $T_{0расч}$, с соответствующем времени $T_{0зад}$, заданным по техническим условиям.

Не следует забывать, что $T_{0зад}$ определяется для нормального периода эксплуатации по экспоненциальному закону

$$P_{\text{зад}}(t_3) = e^{-\frac{t_3}{T_{0\text{зад}}}}$$

где $P_{\text{зад}}(t_3)$ – необходимая вероятность безотказной работы.

Сравнение $T_{0\text{расч}}$ с $T_{0\text{зад}}$ может дать достоверный результат только в том случае, когда для системы или рассматриваемых элементов справедлив экспоненциальный закон надежности.

При (расчете) оценке надежности гидросистемы различные агрегаты рассматриваются как элементы сложной системы.

Надежность такой системы в целом зависит от надежности входящих в нее элементов, а также от способа их включения в систему.

В теории надежности различают два основных вида соединения элементов: последовательное и параллельное.

Под последовательным соединением элементов в теории надежности понимают такое соединение, при котором отказ одного какого-либо элемента влечет за собой отказ всей системы.

Или иначе, последовательное соединение есть совокупность элементов, для которой необходимым и достаточным условием отказа является отказ хотя бы одного элемента, входящего в данную систему.

В этом случае при условии, что отказ каждого из N элементов системы является событием независимым, будем иметь

$$P_{\text{пос}} = P_1 \cdot P_2 \cdots P_n = \prod_{i=1}^N P_i.$$

При параллельном соединении элементов отказ всей системы возможен только при условии отказа каждой из параллельных ветвей.

На основании свойства противоположных событий и теоремы умножения вероятностей для независимых событий будем иметь

$$P_{\text{пар}} = 1 - \prod_{i=1}^k \left(1 - \prod_{i=1}^N P_i \right)$$

Параллельное соединение является осевой так называемого резервирования (или дублирования) систем и элементов. Резервирование является одним из способов повышения надежности системы [7, 9].

8. Вероятность безотказной работы $P(t)$ – основной параметр надежности системы

Если проводились наблюдения в течение времени t за некоторой невосстанавливаемой системой, состоящей из N_0 элементов, то естественно, что к концу наблюдения должно остаться N_u – исправных и $N_{от}$ – отказавших элементов.

Сумма $N_u + N_{от} = N_0$ и в процессе наблюдения остается постоянной величиной [27, 28].

В этом случае надежность или вероятность исправной работы может быть представлена следующим выражением:

$$P(t) = \frac{N_u}{N_0} = \frac{N_u}{N_u + N_{от}} \quad (1.8.1)$$

или соотношением

$$P(t) = \frac{N_u}{N_u + N_0} = \frac{N_0 - N_{от}}{N_0} = 1 - \frac{N_{от}}{N_0} \quad (1.8.2)$$

Здесь $\frac{N_{от}}{N_0}$ представляет собой вероятность отказа $Q(t)$, т.е.

$$Q(t) = \frac{N_{от}}{N_0} = \frac{N_{от}}{N_u + N_{от}}. \quad (1.8.3)$$

Естественно, что $P(t) + Q(t) = 1$

Полученные значения $P(t)$ и $Q(t)$ носят приближенный характер, т.к. на практике возможно проведение лишь ограниченного числа наблюдений.

Вместе с тем, если общее число объектов N_0 находящихся под наблюдением, достаточно велико, то полученная оценка будет близка к истинному значению вероятности.

Надежность $P(t)$ изменяется во времени; с увеличением времени надежность уменьшается.

Продифференцировав обе части выражения (1.8.2) по времени, получим

$$\frac{dP(t)}{dt} = \frac{d(1 - \frac{N_{от}}{N_0})}{dt} = - \frac{1}{N_0} \frac{dN_{от}}{dt} \quad (1.8.4)$$

Отношение $\frac{dN_{от}}{dt}$, стоящее в правой части, представляет собой скорость возникновения отказов.

$$\frac{dN_{от}}{dt} = -N_0 \frac{dP(t)}{dt}. \quad (1.8.5)$$

Если разделить обе части равенства (1.8.5) на N_u , то в левой части получится выражение, определяющее интенсивность отказов λ :

$$\lambda = \frac{1}{N_0} \cdot \frac{dN_{от}}{dt} = -\frac{N_0}{N_u} \cdot \frac{dP(t)}{dt}. \quad (1.8.6)$$

Далее с учетом выражение (1.8.1) получим

$$\lambda = -\frac{1}{P(t)} \cdot \frac{dP(t)}{dt} \quad (1.8.7)$$

Эта формула в наиболее общем виде характеризует интенсивность отказов – один из важнейших критериев, применяемых при оценке надежности различных систем.

Из формулы видно, что интенсивность отказов так же, как $P(t)$ и $\frac{dP(t)}{dt}$, являются, функцией времени. Однако практика показала, что в ряде случаев имеются исключения. Например, при экспоненциальном законе надежности, который характерен для внезапных отказов, интенсивность отказов λ является постоянной величиной.

Выполнить интегрирование выражения (1.8.7) для интенсивности отказов, получим формулу надежности в виде следующего уравнения.

$$\lambda dt = -\frac{dP(t)}{P(t)}; \quad \int_0^t \lambda dt = -\int_1^P \frac{dP(t)}{P(t)} = -\ln P(t)$$

или

$$\ln P(t) = -\int_0^t \lambda dt.$$

Так как при $t = 0$ $P(t) = 1$, то $P(t) = 1$. Далее получаем

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda dt} \quad (1.8.8)$$

Следует заметить, что при выводе этой формулы на интенсивность отказов λ не накладывалась никаких ограничений, она может быть любой по времени интегрируемой функцией. Для случая внезапных отказов, когда $\lambda_c = const$.

$$-\int_0^t \lambda_c dt = -\lambda_c t$$

и получается широко известный экспоненциальный закон надежности

$$P(t) = e^{-\lambda_c t} \quad (1.8.9)$$

Выводы по I главе

- Установлены наиболее характерные дефекты снижающие надежность распределителя гидросистемы в реальных условиях эксплуатации.

Из узлов гидрораспределителя наименее надежны: золотник 21,2% (всего количество отказов); предохранительный клапан – 15,09%; перепускной клапан – 14,13%, седло разгрузочного клапана – 10,04% и другие – 11,07%.

Глава II. Основные причины отказов в работе распределительных устройств гидросистем

Распределительные устройства в гидравлических системах предназначены для распределения (изменения направления потока) рабочей жидкости, поступающей от насоса или другого источника давления, между участками и потребителями гидравлической системы и отвода ее в бак [19].

По конструкции они делятся на следующие типы: краны запорного типа (вентили) и пробковые; золотниковые краны с круглым и плоским золотником; распределительные краны клапанного типа.

Распределительные устройства золотникового и клапанного типов могут быть одно- или двухкаскадными (распределители с серводействием).

Все перечисленные распределительные устройства в той или иной степени получили распространение и применяются в гидравлических системах наземных машинах и летательных аппаратов.

Распределительные устройства могут быть прямого (привод механический) или непрямого (в которых внешний сигнал воздействует на рабочий орган через специальное устройство, например электромагнит) действия.

На гидравлических устройствах мелиоративных и строительных машин в настоящее время в большинстве случаев применяются прямого действия. Однако в последнее время находят применение и непрямого действия, особенно на машинах иностранного производства, которое является более прогрессивным, позволяющим автоматизировать процесс управления и улучшать тем самым условие труда оператора, который в свою очередь приводит к повышению качества работы и производительности машин.

Основные требования, которым должны удовлетворять распределительные устройства (в.т.ч. особенно перепускной клапан гидросистемы), сводятся к обеспечению безотказности срабатывания, причем скорость срабатывания должна быть не ниже обусловленной в ТУ – техническим условием, и обеспечению внешней и внутренней герметичности. Перепускной клапан, как известно, выполняет в гидросистеме одну из ответственных функций: автоматическое открывание и закрывание пути жидкости, в зависимости от давления возникающее в главной магистрали – нагнетательном канале и обеспечить тем самым режимы работы распределителя холостого хода или рабочего хода [26].

Основная масса отказов распределительных устройств, в том числе и перепускного клапана, связана с нарушением внутренней герметичности между корпусом распределителя и поршневым узлом клапана, деформацией деталей клапана, т.е. поломки и мятая тарелки и особенно седла клапана, под действием гидравлического удара. Перепускной клапан может заклиниваться и защемляться под действием температуры рабочей жидкости и, особенно от степени ее загрязненности посторонними примесями. Основная причина отказа при этом является появление повышенных утечек масла можно объяснить увеличением зазоров между корпусом и поршневых узлов клапана вследствие износа трущихся поверхностей и выхода их за пределы установленных допусков.

В процессе работы распределительных клапанов нагрев их в подавляющем числе случаев происходит за счет тепла, поступающего от

рабочей жидкости. Температура корпуса распределителя близка к температуре, прокачиваемой через него жидкости.

Надежность работы перепускного клапана во многом зависит от степени подвижности самого клапана, от скорости его перемещения в нужное положение (закрытое или открытое). Клапан, окруженный рабочей жидкостью, должен свободно перемещаться в цилиндрическом сверлении корпуса, преодолевая возникшую силу трения. Обеспечение минимального трения при перемещении клапана является одним из основных предъявляемых требований. Проведенные исследования показали, что в ряде случаев возможно «гидравлическое защемление» клапана, возникающее в случае неравномерного распределения давления в зазоре между поршневым узлом клапана и корпусом гидрораспределителя.

В ряде случаев при этом, вследствие неудачной конфигурации поршневого узла клапана, несоосном его положении или недостаточной (прочности) жесткости корпуса и деформации его при высоких давлениях, может возникнуть боковая неуравновешенная сила, принимающая клапан к корпусу.

Опыт эксплуатации различных гидравлических систем показал, что возможно защемление клапана в корпусе и плунжерных пар золотникового устройства вследствие изменения температурных условий. В самом деле, изменение температуры рабочей жидкости, а следовательно, и агрегата связано с изменением температурных условий в атмосфере, нагревом агрегатов и трубопроводных магистралей теплом, поступающим от других узлов и агрегатов машин, притоком тепла, выделяющегося при дросселировании потока в щелевых зазорах гидравлических агрегатов. В реальных условиях работы строительных и мелиоративных машин возможен диапазон рабочих температур жидкости от $-25 - 30$ °C до $80 - 100$ °C, поэтому возникает необходимость в учете возможное изменение размеров и формы деталей гидравлических агрегатов и уменьшение конструктивных зазоров, способствующих возможности заклиниванию клапана в корпусе.

Увеличение же зазора и уменьшение вязкости жидкости в связи с возрастанием температуры может привести к недопустимому увеличению внутренних утечек, приводящих к отказу в гидравлических агрегатах [27].

Приближенное изменение размеров щели, вызванное увеличением температуры, можно определить следующим образом:

$$\Delta h = \frac{1}{2} \alpha_1 D (t - t_0) - \frac{1}{2} \alpha_2 d (t - t_0),$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения материала клапана и корпуса распределителя;

D и d – диаметры цилиндрического сверления корпуса распределителя и поршневого узла клапана;

t_0 и t – начальная и конечная температуры.

Учитывая, что размер щели обычно является малой величиной и составляет несколько (5 – 15 мкм) микрон, можно упростить выражение, приближенно приняв

$$\Delta h = \frac{d}{2} (\alpha_1 - \alpha_2) (t - t_0).$$

Отсюда вытекает, что размер щели в связи с изменением температуры изменяется только в том случае, если клапан и корпус распределителя выполняются из материалов с различными коэффициентами линейного расширения. При этом, очевидно, что соотношение $\alpha_1 > \alpha_2$ при увеличении температуры приведет к уменьшению зазора, а соотношение $\alpha_1 < \alpha_2$ – к увеличению.

Необходимо также учесть, что клапан и корпус находятся в различных условиях. Так клапан, находясь в жидкости, нагревается до той температуры жидкости, которую имеет в данный момент, омывающий среды и ввиду этого имеет другую температуру. Если температура окружающей среды достаточно низкая, разница температур у клапана и корпуса может явиться причиной защемления клапана [22].

Приведем данные полученные при испытании распределителя с цилиндрическим золотником при различных температурах рабочей жидкости, что характерна и для перепускного клапана (рис. 2.1).

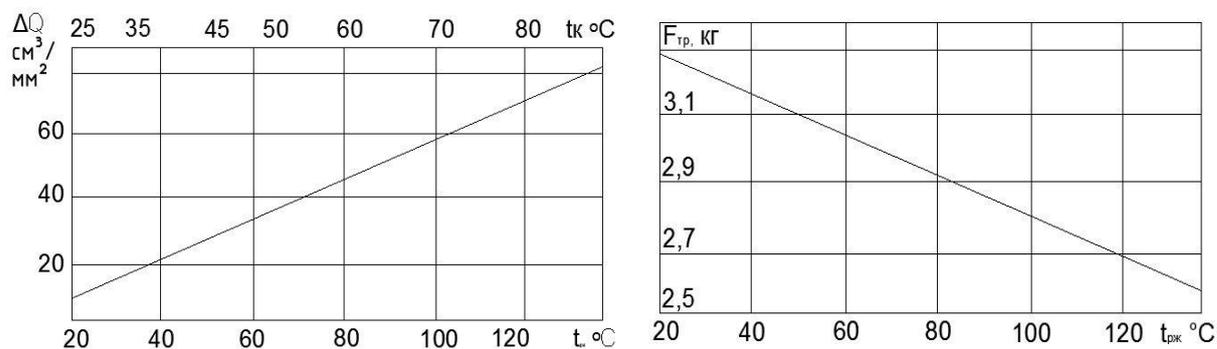


Рис. 2.1 Зависимость утечек ΔQ (а) и силы трения $F_{тр}$ (б) от температуры $t_{р.ж}$ (до 120°C) рабочей жидкости для золотникового распределительного крана $P_{раб} = 130 \text{ кг/см}^2$. Зазор $\Delta h = 12 \text{ мк}$ (T_k – температура корпуса распределителя).

Как видно из графиков (рис.2.1), с изменением температуры жидкости от 20 до 120°C утечки возрастает в восемь раз. Увеличение утечек следует отнести за счет уменьшения вязкости жидкости и изменения зазоров между плунжером и гильзой. Сила трения в этом же диапазоне температур уменьшилась в $1,5 - 1,25$ раза.

Работа распределительных устройств на чистой незагрязненной жидкости происходит без заклинивания и с незначительным усилием трения, а также без защемления.

При загрязнении жидкости инородными частицами увеличивается сила страгивания (первоначальное усилие в начале перемещения), а при наличии в жидкости частиц $7 - 13 \text{ мк}$, что соответствует величине радиального зазора, заклинивался клапан.

1. Влияние загрязненности и температуры рабочей жидкости на условия работы гидравлических агрегатов

В любой гидравлической силовой системе рабочая жидкость, кроме функций передатчика мощности, обеспечивает также смазку трущихся

поверхностей гидравлических агрегатов. Ввиду этого к ней, кроме прочих требований, предъявляется также требование обеспечения на поверхности трущихся деталей прочных и устойчивых пленок, исключающих возможность возникновения сухого или полусухого трения и связанного с ним повышенного износа.

В результате нагрева в процессе работы, а также контактирования с различными материалами и воздухом, жидкость загрязняется посторонними частицами самых различных размеров и состава.

Загрязнения, содержащиеся в рабочей жидкости, состоят, в основном, из продуктов износа деталей агрегатов гидросистем, продуктов окисления жидкости, и посторонних частиц, попадающих извне (через зазоры уплотнений, дренажные отверстия и др.) часть этих загрязнителей растворяются в жидкости, а другая часть – находится во взвешенном состоянии [22, 33].

Размеры частиц, взвешенных в жидкости, обычно не превышает 15 -20 мк, хотя можно присутствие в жидкости частиц размером до 100 мк. При движении жидкости эти частицы движутся практически вдоль линии тока и оседают лишь в тех участках как системы, где скорость движения жидкости мала (при внезапном расширении сечения трубопроводов на входе в агрегаты, бачки и т.п.) а также там, где имеет место эпизодическое движение жидкости, характерное для различных распределительных устройств. Так по некоторым данным, скорость оседания частиц размером 3 – 5 мк и менее очень мала и составляет при вязкости масла $\nu = 0,1 \text{ см}^2/\text{сек}$ примерно $(0,05 - 0,1) \cdot 10^{-2} \text{ см}/\text{сек}$. В результате также частицы, циркулируя вместе с жидкостью, будут попадать в зазоры плунжерных пар и могут вызвать их заклинивание.

Размеры зазоров в плунжерных парах гидравлических агрегатов не превышают 4 – 15 мк. Ввиду этого наиболее опасным следует считать частицы размерами такого же порядка.

В процессе работы возможны изменения зазоров связанные с резким повышением давления и температурными деформациями. Эти изменения вызывают соответствующие изменения в распределении давлений и усилий, что может явиться причиной перекосов, заеданий и поломок деталей и агрегатов гидросистемы. При сбросе давления (резком понижении давления) и уменьшении зазоров, твердые частицы остаются в зазоре и вызывают заклинивание плунжерных пар и клапана распределительных устройств и др. сопряженных пар подвижных сочленений, имеющих малые зазоры (5 – 20 мк) [40].

Практика эксплуатации показала, что усилия, необходимые для перемещения плунжерных пар, измеряемые при качественном их изготовлении десятками граммов, могут в некоторых случаях возрасти в сотни раз и достигать нескольких килограммов. Основная часть загрязнений (75 – 80 %) рабочей жидкости составляет кварц, полевые шпаты и окислы металлов, а органическая часть отложений не превышает 20 – 25%. Сама же пыль в своем составе содержит главным образом кварц, полевые шпаты. В загрязнителе также содержатся окислы железа, алюминия и продукты износа в виде высокодисперсных частиц металлов, сплавов частицы резины, пластмасс, волокна и др.

Некоторые частицы, содержащиеся в пыли, обладают высокой твердостью. Твердость кварца по шкале Мооса равна 7 ед., полевых шпатов 6 – 6,5 ед., окислов алюминия – 9 ед. Твердость некоторых компонентов загрязнителя значительно выше твердости материалов, из которых изготовлены трущиеся пары гидроагрегатов.

Для очистки рабочей жидкости от загрязнителей применяют фильтры грубой и тонкой очистки. Однако в гидросистемах, оборудованные фильтрами грубой очистки с тонкостью фильтрации до 12 мк, были обнаружены частицы размером до 25 мк и выше, а с тонкостью фильтрациями 30 – 5- мк, обнаруживались частицы до 75 мк.

Проникновение в зазор частицы создают интенсивный износ трущихся поверхностей и, как следствие, повышенные утечки. При этом более твердая поверхность пары (клапан) изнашивается 3 – 4 раза быстрее и больше, чем относительно мягкая (золотник). Концентрация абразивных частиц в рабочей жидкости в количестве $0,5 \text{ МГ/л}$, т.е. $0,6 \cdot 10^{-3}\%$ по весу является недопустимой.

Надежность и долговечность распределительных устройств, работающих в широком диапазоне температур, во многом зависят от состояния рабочей жидкости, от того что насколько изменяются при нагреве ее химический состав, вязкость и смазочная способность, а также ослабляется стойкость к механической деструкции. С уменьшением вязкости возрастают утечки, уменьшается толщина смазочной пленки, приводящей к износу поверхности.

2. Гидравлический удар

Гидравлическим ударом обычно называют резкое повышение давления, возникающего в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока жидкости. Точнее говоря, гидравлический удар представляет собой колебательный процесс, возникающий в упругом трубопроводе с капельной жидкостью при внезапном изменении ее скорости. Этот процесс является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления. Изменение давления при этом тесно связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода.

Гидравлический удар часто всего возникает при быстром закрытии или открытии крана или иного устройства управления потоком. Однако могут быть и другие причины его возникновения [16, 29].

Теоретическое и экспериментальное исследование гидравлического удара в трубах было впервые выполнено Н.Е. Жуковским.

Пусть в конце трубы, по которой жидкость движется со скоростью v_0 , произведено мгновенное закрытие крана (рис. 2.2.1, а). Тогда скорость

частицы жидкости, натолкнувшись с краном, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдет в работу деформации стенок трубы и жидкости. При этом стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается в соответствии с повышением давления $\Delta p_{уд}$. На заторможенные частицы у крана набегают другие, соседние с ним частицы и тоже теряют скорость, в результате чего сечение $n - n$ перемещается вправо со скоростью c , называемой скоростью ударной волны, сама же переходная область, в которой давление изменяется на величину $\Delta p_{уд}$ называется ударной волной.

Когда ударная волна переместится до резервуара, жидкость окажется остановленной и сжатой по всей трубе, а стенки трубы – растянутыми. Ударное повышение давления $\Delta p_{уд}$ частицы жидкости устремятся из трубы в резервуар, причем это движение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к резервуару. Теперь сечение $n - n$ перемещается в обратном направлении – к крану – с той же скоростью c , оставляя за собой выравненное давление p_0 (рис. 2.2.1, в)

Жидкость и стенки трубы предполагаются упругими, поэтому они возвращаются к прежнему состоянию, соответствующему давлению p .

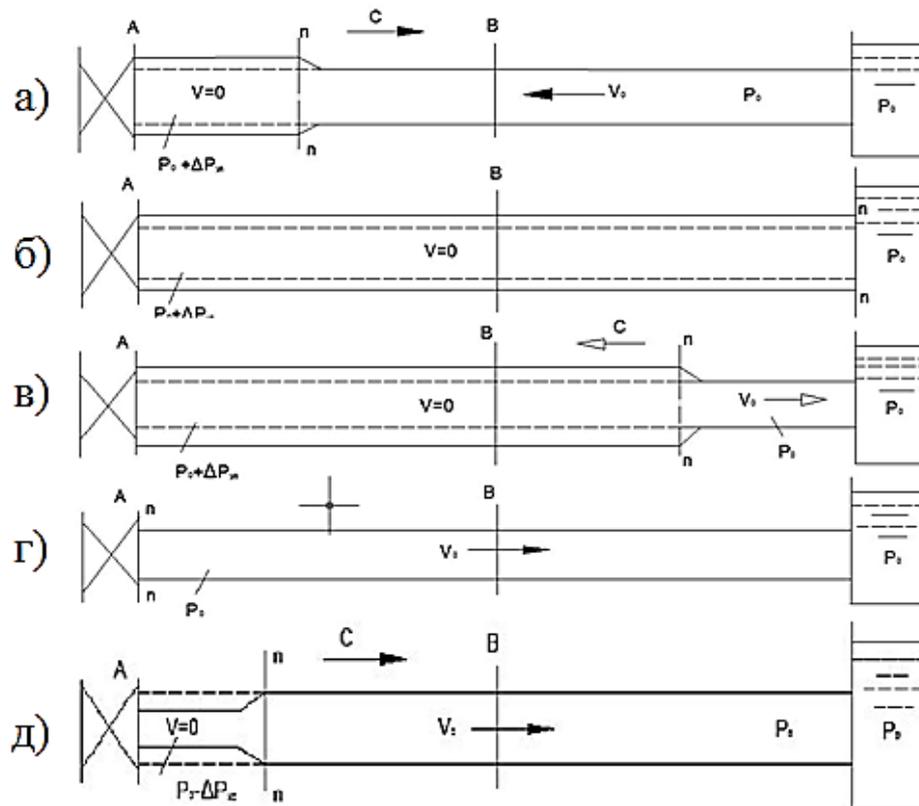


Рис. 2.2.1. Стадии гидравлического удара

Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию, и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость v_0 , но направленную теперь в противоположную сторону.

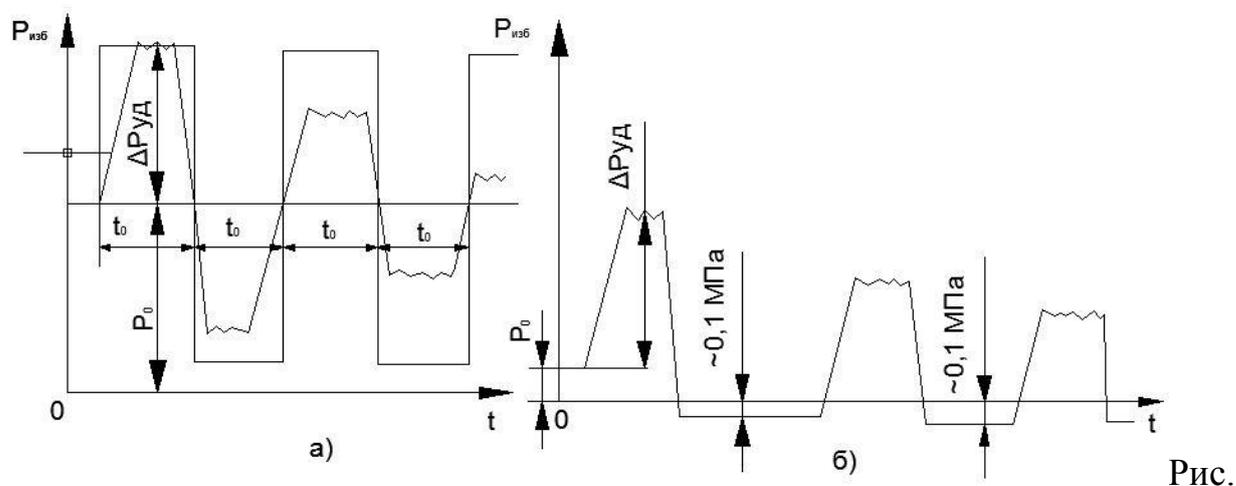
С этой скоростью «жидкая колонна» (рис.2.2.1., г) стремится оторваться от крана, в результате возникает отрицательная ударная волна под давлением $p_0 - p_{уд}$, которая направляется от крана к резервуару со скоростью c , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления (рис. 2.2.1., д). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформаций, но противоположного знака [31, 34].

Состояние трубы в момент перехода отрицательной ударной волны к резервуару показано на рис. 2.2.1., е. Так же как и для случая, изображенного на рис. 2.2.1., б, он не является равновесным. На рис. 2.2.1., ж показан процесс выравнивания давления в трубе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью v_0 .

Очевидно, как только отраженная от резервуара ударная волна под давлением $\Delta p_{уд}$ достигнет крана, возникает ситуация, уже имеющая место в момент закрытия крана. Весь цикл гидравлического удара повторится.

В опытах Н.Е. Жуковского было зарегистрировано до 12 полных циклов с постепенным уменьшением $\Delta p_{уд}$ из-за трения в трубе и рассеивания энергии в резервуаре.

Протекание гидравлического удара во времени иллюстрируется диаграммой, представленной на рис.2.2.2, а и б.



2.2.2 Изменение давления по времени у крана.

Диаграмма, показанная штриховыми линиями на рис. 2.2.2., а, характеризует теоретическое изменение давления $p_{изб}$ в точке А (см. рис. 2.2.1) непосредственно у крана (закрытие крана предполагается мгновенным). Сплошными линиями дан примерный вид действительной картины изменения давления во времени. В действительности давление возрастает (а также падает), хотя и круто, но не мгновенно. Кроме того, имеет место затухание колебаний давления, т.е. уменьшение его амплитудных значений из-за трения и ухода энергии в резервуар.

Описанная картина изменения давления может возникнуть лишь в том случае, когда имеется достаточный запас давления p_0 , т.е. когда $p_0 > p_{уд}$ и при снижении давления на $\Delta p_{уд}$ оно остается положительным. Если же давление p_0 невелико (что бывает очень часто), то первоначальное

повышение давления при ударе будет примерно таким же, как и в предыдущем случае. Однако снижение давления на $\Delta p_{уд}$ невозможно; абсолютное давление у крана падает практически до нуля ($p_{изб} \approx -0,1$ МПа), «жидкая колонна» отрывается от крана, возникает кавитация и образуется паровая каверна. В связи с этим нарушается периодичность процесса, и характер изменения давления во времени получается примерно таким, как показано на рис. 2.2.2., б.

Повышение давления $\Delta p_{уд}$ легко связать со скоростями v_0 и c , если рассмотреть элементарное перемещение ударной волны dx за время dt и применить к элементу трубы dx теорему об изменении количества движения. При этом имеем (рис. 2.2.3.).

$$Fdt = m(v_0 - V); \quad F = \Delta p_{уд} \cdot S, \quad m = S \cdot dx \cdot \rho - \text{масса жидкости}$$

или

$$[(p_0 - \Delta p_{уд}) - p_0] S dt = \rho (v_0 - 0) dx,$$

где S – площадь поперечного сечения трубы, m^2 .

ρ – плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$

Отсюда скорость распространения ударной волны

$$c = \frac{dx}{dt} = \frac{\Delta p_{уд}}{(\rho v_0)},$$

откуда

$$\Delta p_{уд} = \rho v_0 c.$$

Полученное выражение носит название формулы Жуковского характеризующего повышение давления при ударе.

В этой формуле пока неизвестно величина c – скорость ударной волны,

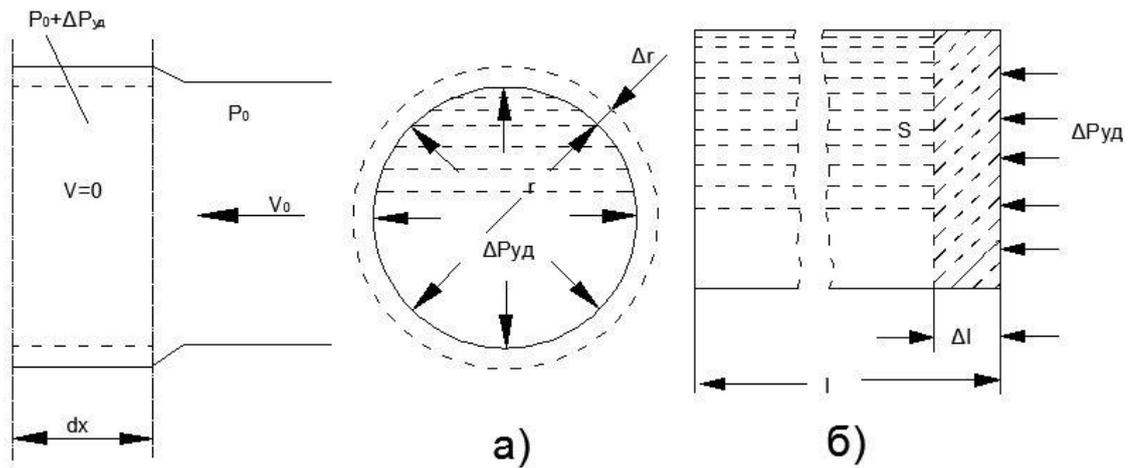


Рис. 2.2.3 а) перемещение ударной волны за время dt ; б) Схемы деформации трубы и жидкости

поэтому ударное давление $\Delta p_{уд}$ найдем другим путем, а именно из условия, что кинетическая энергия жидкости переходит в работу деформации: растяжение стенок трубы и сжатия жидкости. Кинетическая энергия жидкости T в трубе радиусом r равна

$$T = \frac{mv_0^2}{2} = \frac{\pi r^2 l \rho v^2}{2} = \frac{\pi d^2}{8} l \rho v_0^2$$

где $m = \pi r^2 l \rho$ – масса жидкости в объеме V трубы ($V = \pi r^2 l$, m^3);
 l – длина трубы, м; d – диаметр трубы, м.

Работа деформации равна потенциальной энергии деформированного тела и составляет, как известно, половину произведения силы на удлинение.

Выражая работу деформации $A_{деф}$ стенок трубы как работу сил давления P на путь Δr (рис. 2.2.3, а), получим

$$A_{деф} = \frac{P \cdot \Delta r}{2}; P = \Delta p_{уд} \cdot S' = \Delta p_{уд} \cdot 2\pi r \cdot l, \text{ Н};$$

$$A_{деф} = \frac{\Delta p_{уд} \cdot 2\pi r \cdot l \cdot \Delta r}{2} = \Delta p_{уд} \cdot 2\pi r \cdot l \cdot \Delta r \quad (2.2.1)$$

где S' – поверхность трубы при длине l , m^2 .

По закону Гука $\sigma = \varepsilon E$; ε – относительное удлинение. Как известно

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

В нашем случае

$$\sigma = \frac{2\pi[(r+\Delta r)-r]}{2\pi r} E = \frac{\Delta r}{r} E, \quad (2.2.2)$$

где E – модуль упругости материала стенки трубы, Н/м^2

σ - нормальное напряжение в материале стенки трубы, которое связано с давлением $\Delta p_{\text{уд}}$ и толщиной стенки δ отношением: $\sigma \delta = \Delta p_{\text{уд}} \cdot r$,

откуда
$$\sigma = \frac{\Delta p_{\text{уд}} r}{\delta}, \quad (2.2.3)$$

Выразив Δr из уравнения (2.2.2)

$$\Delta r = \frac{\sigma r}{E},$$

а δ из уравнения (2.2.2) и подставив их в (2.2.3) получим деформации стенок трубы

$$A_{\text{деф}} = \frac{\Delta p_{\text{уд}} \cdot \pi r \cdot l \cdot \sigma \cdot r}{E} = \frac{\Delta p_{\text{уд}} \cdot \pi r^2 \cdot l \cdot \Delta p_{\text{уд}} \cdot r}{\delta E}$$
$$A_{\text{деф}}^{\text{тр}} = \frac{\Delta p_{\text{уд}}^2 \cdot \pi r^3 \cdot l}{(\delta E)} \quad (2.2.4)$$

Работу сжатия жидкости $A_{\text{сж}}$ объемом V можно представить как работу сил давления на путь Δl (рис. 2.4, б), т.е.

$$A_{\text{сж}} = \frac{1}{2} S \cdot \Delta p_{\text{уд}} \cdot \Delta l = \frac{1}{2} \Delta p_{\text{уд}} \cdot \Delta V \quad (2.2.5)$$

Аналогично закону Гука для линейного удлинения относительное уменьшение объема жидкости $\Delta V/V$ связано с давлением зависимостью

$$(\Delta V/V)K = \Delta p_{\text{уд}}, \quad (2.2.6)$$

где K – среднее для данного $\Delta p_{\text{уд}}$ значение адиабатного модуля упругости жидкости равно

$$\frac{K}{\rho} = \frac{dP}{d\rho} = c^2; \quad K = c^2 \rho \quad (a)$$

где c – скорость распространения продольных волн в упругой среде, равная скорости звука. Для минеральных масел $K \approx 1800$ МПа (для воды $K = 3500$ МПа) [7, 8, 9].

Значения скорости звука c и плотности ρ для некоторых жидкостей приведены в табл. 2.1. В общем случае для масел составляет $c = 1200 - 1400$ м/с; $\rho = 0,87$ г/см³ = 870 кг/м³.

Из уравнения (2.2.6) имеем

$$\Delta V = \frac{\Delta p_{уд} \cdot V}{K}; V = \pi r^2 l - \text{объем жидкости}$$

Подставив это выражение в (2.2.5) получим

$$A_{сж} = \frac{1}{2} \Delta p_{уд}^2 \cdot \frac{\pi r^2 l}{K}$$

Таким образом, равенство уравнению энергии примет вид

$$T = A_{деф} + A_{сж}$$

или тоже самое

$$\frac{1}{2} \pi r^2 l \cdot \rho \cdot v_0^2 = \frac{\Delta p_{уд}^2 \pi r^3 l}{(\delta E)} + \frac{\pi r^2 l \Delta p_{уд}^2}{K} \quad (2.2.7)$$

Решая последнее равенство относительно $\Delta p_{уд}$, получим формулу Жуковского в виде

$$\Delta p_{уд} = \rho v_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho r}{(\delta E)}}} = \rho v_0 c$$

где

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho r}{(\delta E)}}}$$

Если предположить, что труба имеет абсолютно жесткие стенки, т.е. $E = \infty$, то от последнего выражения останется лишь выражение

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K}}}; \quad K = \rho c^2$$

Что совпадает с выражением (а)

Так как в действительности стенки не абсолютно жесткие, то величина c представляет собой скорость распространения ударной волны в упругой жидкости, заполняющий упругий трубопровод. Эта скорость несколько меньше скорости звука.

Когда уменьшение скорости в трубе происходит не до нуля, а до значения v_1 , возникает неполный гидравлический удар и формула Жуковского приобретает вид:

$$\Delta p_{уд} = \rho(v_0 - v_1)c.$$

Формула Жуковского справедлива при очень быстром закрытии крана или, точнее говоря, когда время закрытия

$$t_{\text{зак}} < t_0 = \frac{2l}{c},$$

где t_0 – фаза гидравлического удара.

При этом условии имеет место прямой гидроудар.

При $t_{\text{зак}} < t_0$ возникает непрямой гидроудар, при котором ударная волна, отразившись от резервуара, возвращается к крану раньше, чем он будет полностью закрыт. Очевидно, что повышение давления $\Delta p_{\text{уд}}$ при этом будет меньше, чем $\Delta p_{\text{уд}}$ при прямом ударе.

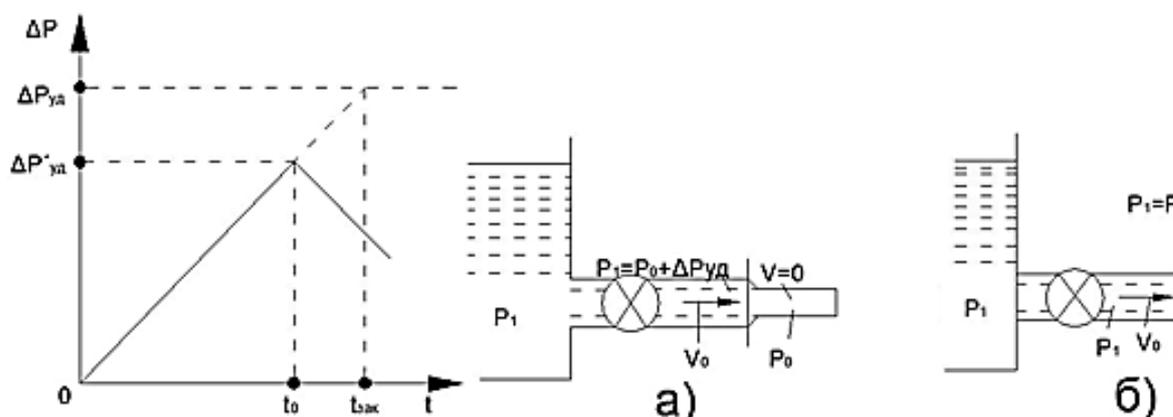


Рис. 2.2.4. а) нарастание ударного давления при $t_{\text{зак}} < t_0$; б) Схемы тупикового трубопровода

Табл. 2.2.1

Жидкости	Скорость продольных волн		Плотность, $\Gamma/\text{см}^3 = \text{тонн}/\text{м}^3$	Акустическое (волновое) сопротивление = акустический импеданс, $\Gamma/(\text{см}^2 \cdot \text{сек}) \cdot$
	м/с	см/мкс дюйм/мкс		
Ацетон	1170	0,117 0,0461	0,79	0,929
Этиловый спирт	1180	0,118 0,0465	0,789	0,93

Фурфулировый спирт	1450	0,145	0,0571	1,135	1,645
Бензол	1300	0,13	0,0512	0,87	1,129
Касторовое масло	1480	0,148	0,0583	0,969	1,43
Циклогексанон	1420	0,142	0,0559	0,948	1,391
Дизельное масло	1250	0,125	0,0492	Н/Д	Н/Д
Бензин	1250	0,125	0,0492	0,803	1
Глицерин	1920	0,192	0,0756	1,26	2,42
Керосин	1320	0,132	0,052	0,81	1,072
Моторное масло	1740	0,174	0,0685	0,87	1,51
Нефть	1290	0,129	0,0508	0,825	1,07
Силиконовое масло (25°C)	1350	0,135	0,0531	Н/Д	Н/Д
Трансформаторное масло	1390	0,139	0,0547	0,92	1,28
Скипидар	1280	0,128	0,0504	0,893	1,14
Морская вода	1530	0,153	0,0602	1,025	1,572

Если предположить, что скорость потока при закрытии крана уменьшается, а давление возрастает линейно по времени, то можно записать (рис. 2.2.4, а)

$$\frac{\Delta p_{уд}'}{\Delta p_{уд}} = \frac{t_0}{t_{зак}}$$

откуда

$$\Delta p_{уд}' = \frac{\Delta p_{уд} t_0}{t_{зак}} = \frac{\rho v_0 c 2l}{t_{зак} c} = \frac{\rho v_0 2l}{t_{зак}}$$

В тупиковом трубопроводе ударное давление может увеличиться в 2 раза (под ударным давлением здесь понимается резкое повышение давления в трубопроводе, обусловленное внезапным подключением его к источнику высокого давления) [42]. Поясним это схемой (рис. 2.2.4, б) и следующими рассуждениями. Пусть трубопровод с начальным давлением p_0 отделен краном от сосуда большого диаметра и объема (или насоса) с высоким давлением p_1 . При мгновенном закрытии крана давление в начале трубопровода внезапно возрастает на $\Delta p_{уд} = p_1 - p_0$. Возникшая волна давления со скоростью c перемещается к концу трубопровода. Давление за ее фронтом отличается от давления перед фронтом на $\Delta p_{уд}$, а скорость жидкости в плоскости фронта возрастает от нуля до v_0 , определяемой формулой Жуковского

$$v_0 = \frac{\Delta p_{уд}}{\rho c}.$$

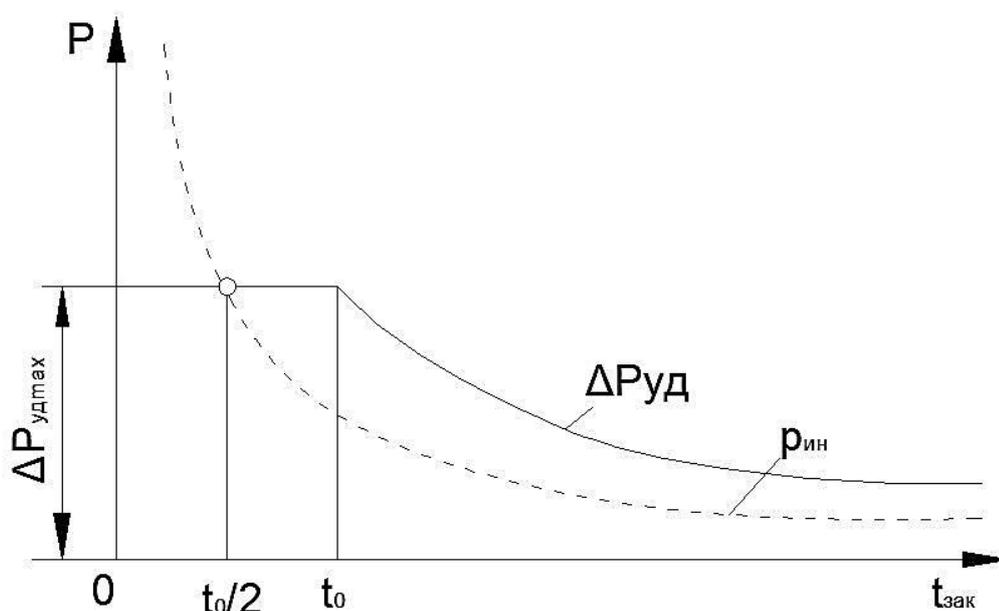


Рис. 2.2.5. Сравнение ударного и инерционного давлений

3. Кавитация и ее проявление в работе элементов гидрораспределителя

Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков или полостей, заполненных паром и газом. Кавитация возникает при понижении давления, в результате

чего жидкость закипает или из нее выделяется растворенный газ. В потоке жидкости такое падение давления происходит обычно в области повышенных скоростей [39, 42].

В большинстве случаев жидкость настолько быстро проходит через область пониженного давления, что газ не успевает выделяться. В этом случае кавитация часто называют паровой. Полости или пузырьки, заполненные паром, увлекаются потоком в области повышенного давления. Здесь пар конденсируется и полости, заполненные паром, замыкаются. Последствием кавитации являются следующие основные явления:

1. Эрозия материала стенок канала течения жидкости, при конденсации пузырьков пара давление внутри пузырька остается постоянным и равным давлению насыщенного пара, давление же жидкости повышается по мере продвижения пузырька. Частицы жидкости, окружающие пузырек, находится под действием возрастающей разности давления жидкости и давления внутри пузырька, и движутся к его центру ускоренно. При полной конденсации пузырька происходит столкновение частиц жидкости, сопровождающееся мгновенным местным повышением давления, достигающим сотен мегапаскаль. Это приводит к выщербливанию материала стенок каналов. Описанный механический процесс разрушения стенок канала называется эрозией и является наиболее опасным следствием кавитации.

2. Звуковые явления (шум, треск, удары) и вибрация установки, являющиеся следствием колебаний жидкости, которые вызваны замыканием полостей, заполненных паром.

3. Уменьшение подачи, напора, мощности и КПД устройства, например, насоса и др. элементов гидрораспределителя

В перепускном клапане и плунжерных парах (золотниковом узле) паровая кавитация возникает за калиброванным каналом в поршневом узле и в кольцевой щели между тарелкой и седлом при открытом клапане [17, 18].

Давление в этих местах значительно ниже, чем давления в напорном и управляющем каналах вследствие местного возрастания скорости из-за сужения потока и местного гидравлического сопротивления.

Явление кавитации жидкости заключается в образовании разрывов сплошности (каверн) в тех участках потока, где в результате различных причин, обусловленных движением жидкости, происходит значительное местное понижение давления.

Известно, что чистые жидкости настолько прочны, для того, чтобы в них могли образоваться каверны, или просто пузырьки, к жидкости необходимо приложить растягивающие усилия порядка $5000 - 10000 \text{ кг/см}^2$.

В то же время образование пузырьков в жидкости, т.е. кавитация, начинается уже при положительных давлениях, равных или близких давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре.

Кавитационная прочность жидкости в значительной мере зависит от содержания в ней компонентов (легких и тяжелых фракций).

Кавитация сопровождается характерным шумом, а при длительном ее воздействии также, эрозионным разрушением материала, т.е. металлических поверхностей изделий. Последнее объясняется тем, что конденсация пузырьков пара (сжатие пузырьков газа) происходит со значительной скоростью, частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька, устремляются к его центру и в момент завершения конденсации (схлопывания пузырьков) вызывает местные удары, т.е. значительное повышение давления в отдельных точках. Материал при кавитации разрушается не там, где выделяются пузырьки, а там, где они конденсируются. Кавитация может возникать во всех местных гидравлических сопротивлениях, где поток претерпевает местное сужение с последующим расширением, например в кранах, вентилях, задвижках, диафрагмах, жиклерах и др.

4. **Определение характеристик надежности элементов гидравлической системы по данным об их отказах**

Для оценки надежности любой системы необходимо иметь информацию о техническом состоянии ее элементов в период эксплуатации. Эта информация составляется на основе сбора и анализа статистических данных об отказах элементов в процессе эксплуатации. Для получения достоверной оценки надежности системы информация должна иметь достаточный объем.

Кроме этого отказы должны быть классифицированы по признакам.

При анализе возникших отказов необходимо устанавливать причину их возникновения. Отказы классифицируют как конструкционные, производственные и эксплуатационные. Классификация позволяет при анализе выяснить действительную причину отказа, понять его сущность и разработать мероприятия по его устранению.

При работе любой гидравлической системы нежелательны появление каких-либо отказов. Система называется надежной в том случае, если она способна сохранять свои параметры в заданных пределах при определенных условиях эксплуатации в течение заданного срока службы.

Для построения характеристик надежности элементов или систем необходимо определить закон применения случайных величин на основе экспериментальных данных [37].

Эта задача сводится к определению теоретического распределения вероятностей по известному распределению эмпирических частот появления случайной величины, т.е. при наличии статистической совокупности состоящей из n различных случайных значений времени между отказами t_i , полученными на основе наблюдений, определяется аналитическая функция плотности вероятности $f(t)$ случайной величины T [46, 47].

Введем безразличную нормированную случайную величину

$$x = \frac{T}{T_0^*} \quad (2.4.8)$$

где T_0^* определяется из соотношения

$$T_0^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i \approx T_0 \quad (2.4.9)$$

которое является средним временем безотказной работы.

Разделив все имеющиеся значения времени t_i на T_0 , получаем новую статистическую совокупность случайных величин

$$x_i = \frac{t_i}{T_0} \quad (2.4.10)$$

Экспериментальная оценка неизвестных законов распределения производится следующим образом:

а) определяют величину интервала группирования Δx и общее число этих интервалов k ;

б) вычисляют количество Δn_i отказов, попавших в i -й интервал группирования;

в) строится полигон случайных чисел Δn_i и выбирают аналитическую форму функции $f(x)$.

Величина интервала Δx приближенно определяется из соотношения

$$\Delta x = \frac{A}{1+3,31gn} \quad (2.4.11)$$

где $A = x_{max} - x_{min}$ – диапазон наблюдений;

n - общее число элементов, участвовавших в испытаниях.

Число интервалов группирования

$$k = \frac{x_{max} - x_{min}}{\Delta x} \quad (2.4.12)$$

На основе соотношения (2.4.12) выбираем ближайшее целое число.

Для подсчета случайных чисел Δn_i составляем таблицу (таблица 2.3.1), которую разбиваем на k колонок, включающих интервалы Δx . В каждой колонке приводится значение середины интервала x_i и крайние правые границы интервалов. Рассматривая последовательно все числа x_i определяем, какому интервалу они соответствуют. При установлении этого соответствия в колонке ставится значение этой величины. После того как все числа будут разнесены по колонкам, подсчитываем Δn_i по каждой колонке, тогда

$$\sum_{i=1}^k \Delta n_i = n \quad (2.4.13)$$

По имеющимся данным Δn_i и x_i строим полигон распределения случайных чисел Δn_i . Линия полигона дает представление о форме неизвестной функции $f(t)$ [8].

Если выполняется условие

$$\gamma_1 = B_{\text{ср}}\{\chi^2 \geq \chi_0^2\}, \quad (2.4.14)$$

то можно считать, что теоретическое распределение выбрано правильно, т.е.

$$\{\chi^2 \geq \chi_0^2\} \geq (30\% \div 40\%) \quad (2.4.15)$$

то есть выбранный закон может быть принят.

В качестве примера рассмотрим определение закона распределения времени между отказами перепускного клапана гидрораспределителя согласно данным работы.

Имеются сведения об отказе 28 перепускного клапана распределителя золотникового типа.

На основе экспериментов получены следующие значения t_i : 120, 240, 90, 180, 270, 360, 480, 80, 160, 240, 320, 400, 480, 560, 640, 720, 69, 138, 207, 276, 345, 414, 483, 552, 621, 690, 759; 662 $n = 28$.

Согласно соотношению (2.4.9)

$$T_0^* = \frac{1}{30} \sum_{i=1}^{n=30} t_i = \frac{12579}{30} = 419 \text{ ч} \quad (2.4.15)$$

Разделив все значения времени t_i на T_0 получаем новое статистическое множество случайных величин (1): 0,29; 0,57; 0,21; 0,42; 0,64; 0,86; 1,14; 0,19; 0,38; 0,57; 0,76; 0,95; 1,14; 1,34; 1,53; 1,72; 0,16; 0,33; 0,49; 0,66; 0,82; 0,99; 1,15; 1,32; 1,48; 1,65; 1,81.1,58

Находим величину интервала группирования Δx по формуле (2.4.11) и общее число этих интервалов по (2.4.12)

$$\Delta x = \frac{2,29 - 0,16}{1 + 33 \lg 27} = 0,36 \approx 0,4$$

$$x_{\text{max}} = 2,29 \text{ и } x_{\text{min}} = 0,16.$$

Выбираем интервал группирования $\Delta x = 0,4$.

Тогда число интервалов группирования

$$k = \frac{2,13}{0,4} = 5,3$$

Выбираем k равным 5 и составляем таблицу для вычисления случайных чисел Δn_i (таблица 2.4.1)

Расчетные величины	1	2	3	4	5
Δn_i - число статистических реализаций случайных величин по интервалам разбивки Δx	0,29	0,57	1,14	1,34	1,72
	0,21	0,42	1,15	1,53	1,65
	0,19	0,64	0,99	1,32	1,81
	0,38	0,57	0,82	1,48	1,98
	0,16	0,76	0,86	1,58	2,14
	0,33	0,49	0,95		2,29
			0,66		
	$\Delta n_i = 6$	$\Delta n_i = 7$	$\Delta n_i = 6$	$\Delta n_i = 5$	$\Delta n_i = 6$
Значение середины интервала Δx	0,2	0,6	1,0	1,4	1,8
Правые границы интервалов Δx	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0

Построение эмпирического распределения приведено на рис.2.4.1, результаты сравнения эмпирического и теоретического распределений приведены в таблице 2.4.2

x_i	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	Примечание
Δn_i^*	6	7	7	4	6	$\sum_{i=1}^{i=k} \Delta n_i^* = n$
Δq_i^*	0,2	0,23	0,23	0,13	0,2	$\sum_{i=1}^{i=k} \Delta q_i^* = 1$
$\Delta q_i^{(1)}$	0,33	0,221	0,148	0,099	0,066	$\sum_{i=1}^{i=k} \Delta q_i = 1$ $k = 1 \beta = 1$
$\Delta n_i^{(1)}$	9,9	6,63	4,44	2,97	1,98	$\sum_{i=1}^{i=k} \Delta n_i = n$

$\Delta q_i^{(2)}$	0,1813	0,148	0,123	0,099	0,082	$\sum_{i=1}^{i=k} \Delta q_i = 1$ $k = 1 \beta = 2$
$\Delta n_i^{(2)}$	5,44	4,44	3,69	2,97	2,46	Δn_i
χ_i^2	3,66	4,64	6,25	6,25	6,25	$\chi_0^2 = \sum_{i=1}^{i=k} \chi_i^2$
$\Delta q_i^* x_i$	0,732	1,067	1,432	0,812	1,250	$\sum_{i=1}^{i=k} \Delta q_i^* x_i$

По данным таблицы 2.4.1 построена гистограмма и кривые эмпирического распределения (2) и (3) [46, 47]. Как видно из рис. 2.4.1 эмпирическое распределение по виду соответствует убывающему гаммараспределению. Для проверки согласия выбранной нами гамма-распределения с экспериментальной кривой используем таблицу 2.4.2 [45].

Число степеней свободы

$$r = k - s$$

$$r = 5 - 2 = 3$$

По значениям $\chi_0^2 = 27,05$

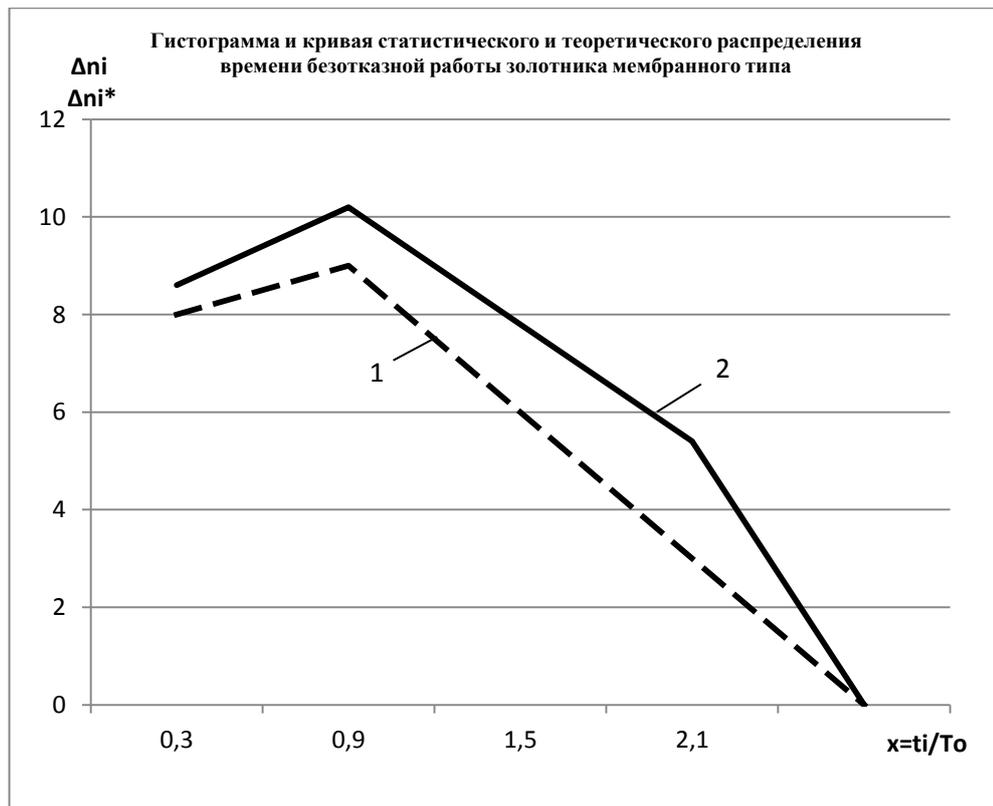


Рис. 2.4.1 Гистограмма и кривая эмпирического (1) и теоретического (2) распределений времени безотказной работы перепускного клапана гидрораспределителя

Выводы по II главе

- Надежность гидросистемы и ее элементов зависят в основном от качества проектирования, изготовления и условия эксплуатации, от объективных и субъективных факторов и носит случайный характер, отказы гидросистемы и ее элементов подчиняются экспоненциальному закону распределения, являющимся однофакторным, т.е. определяемым средним временем безотказной работы и характеризующиеся вероятностью безотказной работы и интенсивности отказа.

- Основными причинами нарушающими нормальной работы распределителя являются температурный режим жидкости и ее степень загрязненности, гидравлический удар и пульсации давления жидкости, кавитационные процессы при движении жидкости по каналам распределителя. При этом износ трущихся поверхностей приводит к

увеличению утечки жидкости и тем самым отказу распределителя. С изменением температур жидкости от 20 до 120°C утечка возрастает в 8 раз.

Глава III Техническое решение повышения надежности гидрораспределителя

1. Патентный поиск по теме

Как уже отмечалось выше, надежность гидрораспределителя в основном зависит от качества рабочей жидкости, ее температуры при работе, гидравлического удара возникающего в процессе резкого закрытия пути прохода жидкости в управляющем канала «е» и кавитации жидкости из-за изменения проходных сечений и т.п. [50].

Из выше указанных факторов мы в своей работе разрабатываем техническое решение для уменьшения гидравлического удара, под действием которого нарушается нормальная работа особенно перепускного и разгрузочного клапанов. Для положительного решения этой задачи нами произведены патентный поиск в пяти государствах, из которых выявлены 17 авторских свидетельств и патентов, относящихся к совершенствованию конструкции и рабочих процессов гидросистемы машин и механизмов и их элементов. Наиболее близко по техническому решению и сущности работы подходит к исследуемому вопросу патент UZ JAP 03940 от 01.12.2006 выданный на имя Шарипова К.А. и др. на гидрораспределитель [17, 18, 22, 50].

Патент направлен на решение задачи создание гидрораспределителя с повышенным сроком службы и работающего без гидравлического удара, а также исключение заеданий и перекосов перепускных клапанов при работе гидроприводов, снижение металлоемкости клапана.

Гидрораспределитель содержит корпус со сливным и рабочим каналами, сообщенными с напорной магистралью, расположенный вертикально внутри корпуса золотник, в верхней части которого шарнирно закреплен рычаг управления, расположенный в вертикальном колодце

корпуса перепускной клапан, в верхней части которого расположена возвратная пружина, а его нижняя тарельчатая часть расположена в термически обработанном стальном седле, перепускной клапан прижат к своему гнезду пружинной через направляющую, при этом он снабжен клапаном мембранного типа, выполненным из поршневого материала и расположенным внутри поршневого узла перепускного клапана рис. 3.1.2.

Снабжение гидрораспределителя пористым мембранным клапаном позволяет снизить массу перепускного клапана на 30%, а следовательно, и металлоемкость клапана.

На рис. 3.1.2. представлен схема гидрораспределителя с усовершенствованным перепускным клапаном в соответствии с патентом JAP 03940, в котором в поршневом узле 13 расположен мембранный клапан 12, имеющий пары 13 [50].

Используя основной принцип вышеуказанного патента JAP 03940 нами выполнена работа по совершенствованию конструкции перепускного клапана гидрораспределителя одноковшового экскаватора ЭО-2612А. Данная реконструкция перепускного клапана значительно повышает надежность гидрораспределителя путем уменьшения гидравлического удара при работе.

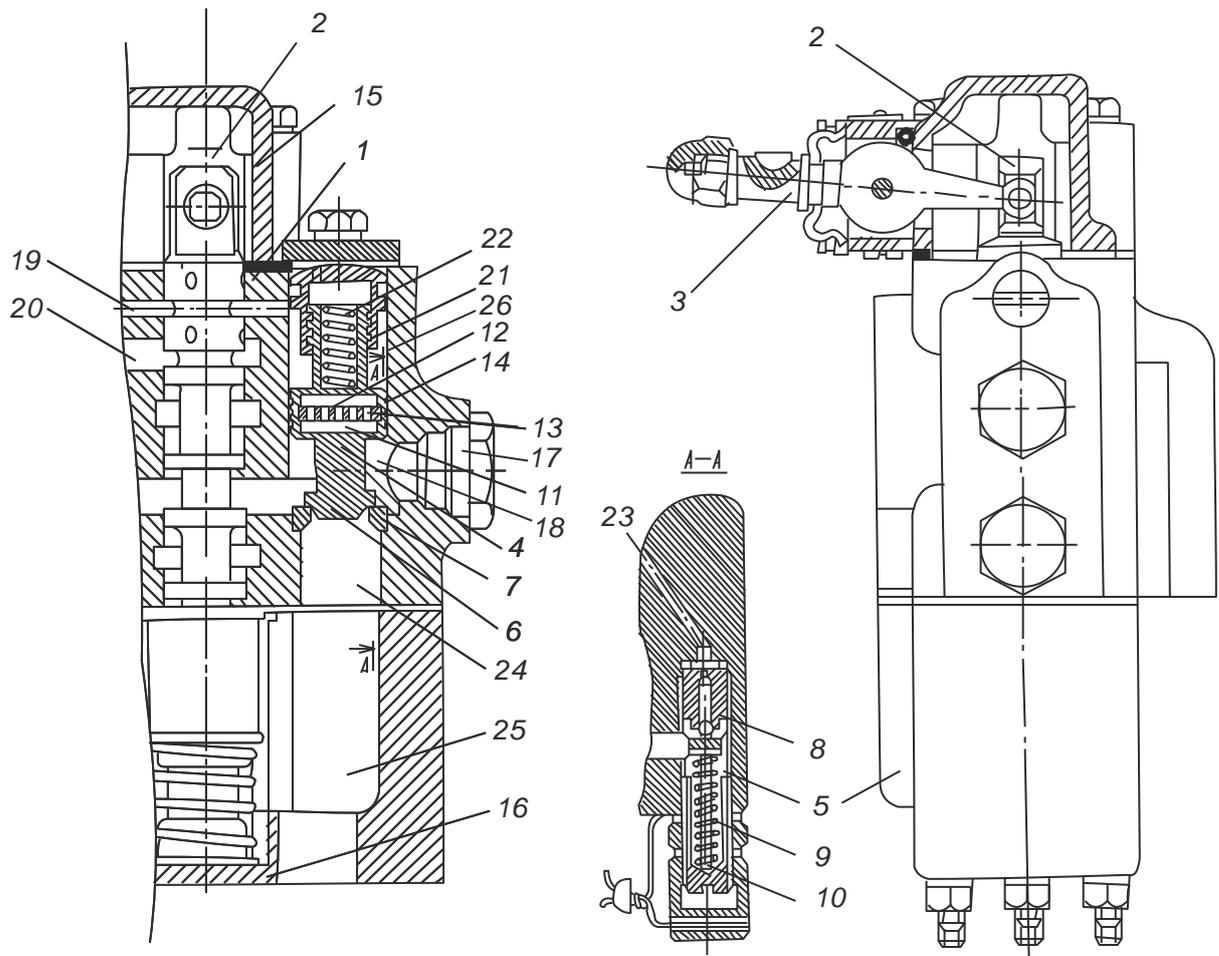


Рис. 3.1.2. Гидрораспределитель сельскохозяйственной машины

1-корпус; 2-золотник; 3-рычаг управления; 4-перепускной клапан; 5-предохранительный клапан; 6-тарельчатая часть перепускного клапана; 7-стальное седло; 8-гнездо; 9, 22-пружины; 10-направляющая; 11-поршневой узел; 12-мембрана; 13-поры; 14- кольцевой масляный карман (канавки); 15,16-крышки; 17-напорная магистраль; 18-полость; 19-рабочий канал; 20-сливной канал; 21-стержень; 23-канал; 24-рабочее окно; 25-сливная полость.

2. Определение числа отверстий, их диаметра и расстояний между ними в мембране

Перепускной клапан в центре демпфирующего узла имеет отверстие диаметром D_0 . При работе гидрораспределителя в нейтральном положении золотников рабочая жидкость под высоким давлением истекает через это отверстие. При внезапном закрытии золотниками путь прохода рабочей

жидкости в положении «Подъем» или «Принудительное опускание» частица жидкости, набегая полость золотника повышает ударную волну, возникает гидравлический удар жидкости, который, набегая по пути прохода жидкости, воздействует на перепускной клапан, давление жидкости повышается, в результате его пульсации начинает открываться разгрузочный (в данном случае предохранительный) клапан и тем самым нарушается нормальная работа распределителя [17, 18].

Для уменьшения воздействия гидравлического удара, т.е. для гашения его, требуется равномерное распределение давления удара по всей площади мембраны. Для этого требуется разделить расход жидкости через центральное отверстие на несколько частей и расположить эти меньшими диаметрами отверстий по всей рабочей площади мембраны на равных расстояниях друг от друга, определить их диаметры d и количество.

На рис. 3.2.1 приведены схемы демпферных мембран: а) демпферный узел с центральным отверстием D в перепускном клапане; б) предлагаемая мембрана с отверстиями d и их расположения. Отверстия с диаметрами d могут располагаться по поверхности мембраны двояко: по углам равнобокого треугольника, как показано на рис. 3.2.1, б или по концентрическим окружностям в шахматном порядке.

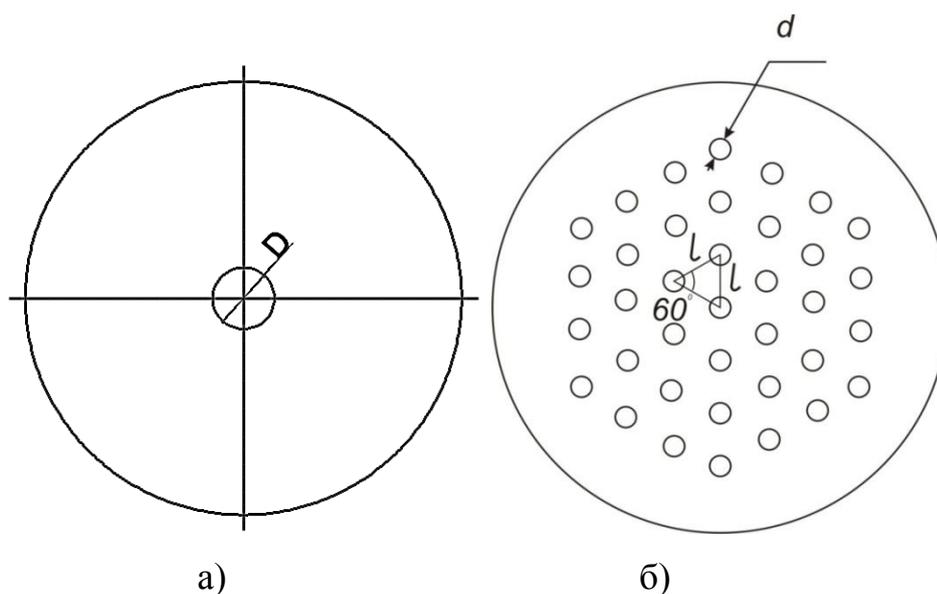


Рис. 3.2.1 Демпферный узел перепускного клапана: а) с центральным отверстием; б) предлагаемая мембрана с отверстиями и их расположения.

Диаметр демпферного узла D_d перепускного клапана равен 30 мм, а диаметр полезной поверхности клапана ($D_k=20$ мм).

В перепускном клапане расход жидкости вытекающей через центральное отверстие должен быть равен сумме расходов жидкости вытекающих через все отверстия высверленных на поверхности клапана, т.е.

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (a)$$

где Q - расход жидкости через центральное отверстие с диаметром D_0 , $\text{см}^3/\text{с}$

Q_i – расход жидкости через одно отверстие.

При этом должно удовлетворяться условие

$$\frac{S_{\text{отв}}}{S_{\text{кл}}} = 0,01; \quad S_{\text{отв}} = 0,01S_{\text{кл}}$$

$$\text{или } D_{\text{отв}} = \sqrt{0,01D_k^2} = \sqrt{0,01 \cdot 30^2} = 3 \text{ мм}$$

согласно (a) имеем:

$$\mu \cdot S_{\text{отв}} \cdot \sqrt{2gH} = \mu \cdot S \cdot n \sqrt{2gH}$$

Отсюда $D_{\text{отв}}^2 = d^2 \cdot n$; $d = \sqrt{\frac{D_{\text{отв}}^2}{n}}$, мм.

или $n = \frac{D_{\text{отв}}^2}{d^2}$ шт.

где d – диаметр высверленных отверстий, а n – их количество.

Так, например, при $d = 0,25$ мм, количество отверстий n равен.

$$n = \frac{D_{\text{отв}}^2}{d^2} = \frac{3,0^2}{0,25^2} = \frac{9}{0,0625} = 144 \text{ шт}$$

Если необходимо нарезать, например, $n = 60$ отверстий, тогда мы можем определить их диаметр, так

$$d = \sqrt{\frac{D_{\text{отв}}^2}{n}} = \sqrt{\frac{3,0^2}{60}} = \sqrt{\frac{9}{60}} = 0,387 \text{ мм}$$

или $d = 387$ мкм.

Теоретическими исследованиями обоснованы, а экспериментами подтверждены диаметр центрального отверстия в мембране, который при

диаметре полезной площади мембраны $D_M = 20$ мм должен быть $D_{отв} = 4,08$ мм.

В результате проведенных расчетов можно рекомендовать, следующие оптимальные параметры мембраны для перепускного клапана гидрораспределителя Р/80 одноковшового экскаватора ЭО-2612А.

1. Диаметр мембраны $D_M = 30$ мм.
2. Диаметр полезной площади $D_K = 25$ мм.
3. Толщина $\delta = 1,0$ мм
4. Количество отверстий $n_0 = 61$ шт.
5. Диаметр отверстий $d_0 = 0,31$ мм.

Таблица 3.2.1.

Результаты расчета расхода жидкости через отверстия мембраны

Число отверстия (шт.)	Диаметр мембраны (D , мм)	Диаметр отверстий (d , мм)	Толщина мембраны (δ , мм)	Расход рабочей жидкости Q , (л/мин)
7	20	1,546	1,0	9,81
			1,5	9,88
			2,0	9,94
19	20	0,938	1,0	9,83
			1,5	9,90
			2,0	9,96
37	20	0,672	1,0	9,82
			1,5	9,92
			2,0	9,96
61	20	0,522	1,0	9,80
			1,5	9,91
			2,0	9,95
91	20	0,428	1,0	9,67

			1,5	9,72
			2,0	9,76
127	20	0,364	1,0	9,59
			1,5	9,63
			2,0	9,66
169	20	0,3151	1,0	9,24
			1,5	9,38
			2,0	9,42

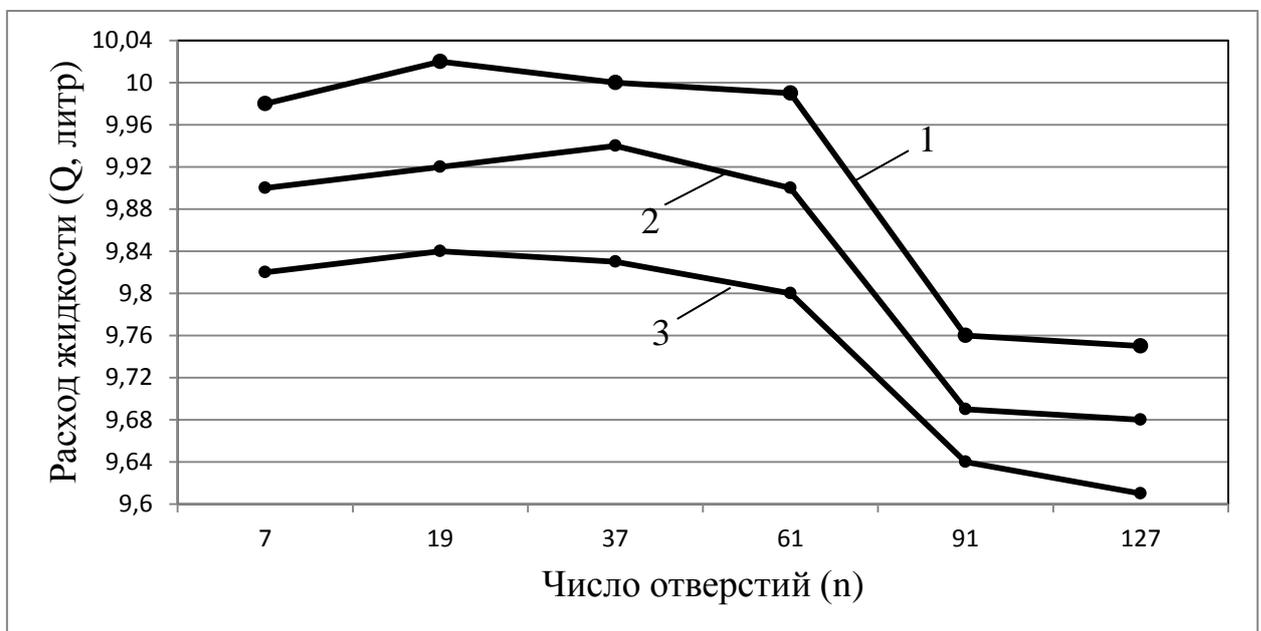


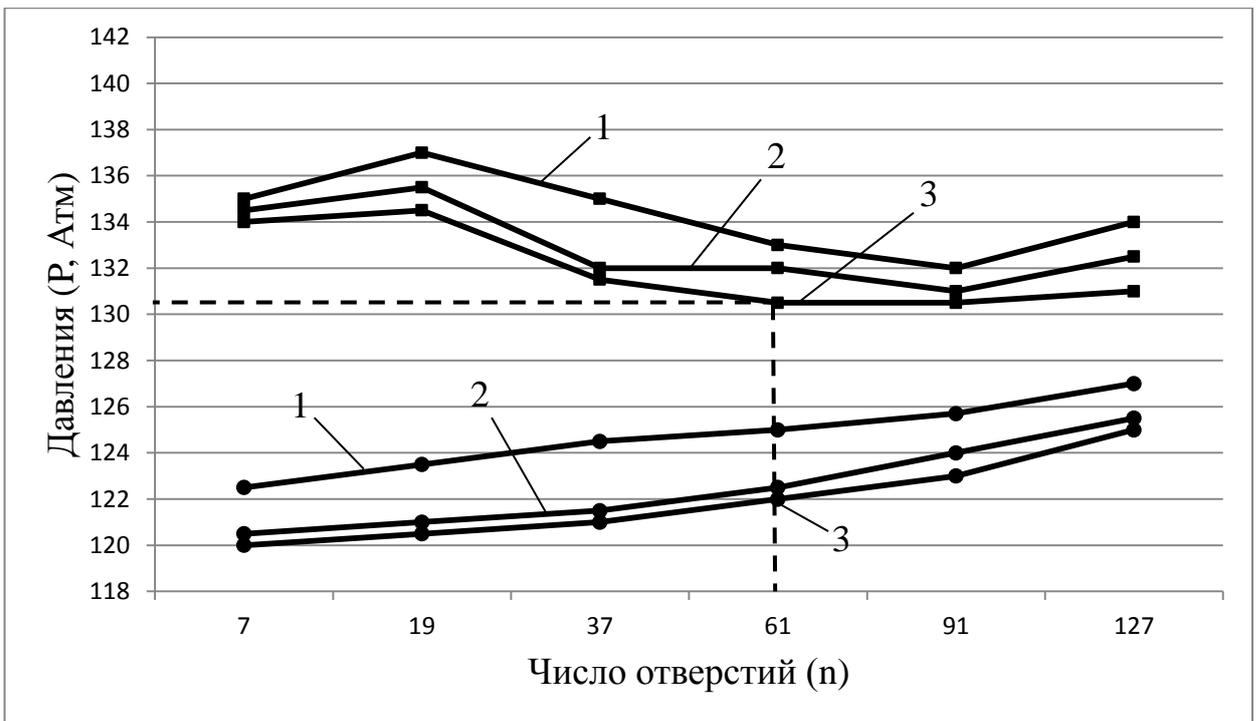
Рис. 3.2.3 Расход жидкости через отверстия мембраны в зависимости от количества и диаметра отверстий: 1 – $\delta = 2$; 2 – $\delta = 1,5$; 3 – $\delta = 1$ мм
Перепад (Δp) давления жидкости во время гидравлического удара [17, 18].

$$\Delta p = \rho \vartheta c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \frac{\rho \pi r^2 n \sqrt{2 \frac{(P_1 - P_0)}{\rho}}}{1,23 + \frac{58 \delta}{Re d} S_{сж} \sqrt{1 + 0,1 \frac{D}{\delta_0}}}$$

Таблица 3.2.2

Изменение гидравлического удара в зависимости от параметров мембраны

Число отверстия (шт.)	Диаметр мембраны (D , мм)	Диаметр отверстий (d , мм)	Толщина мембраны (δ , мм)	Расход рабочей жидкости Q , (л/мин)
7	20	1,546	1,0	135,41
			1,5	135,62
			2,0	135,76
19	20	0,938	1,0	133,70
			1,5	133,86
			2,0	136,09
37	20	0,672	1,0	132,21
			1,5	132,37
			2,0	135,59
61	20	0,522	1,0	131,85
			1,5	132,02
			2,0	132,11
91	20	0,428	1,0	132,18
			1,5	132,39
			2,0	132,58
127	20	0,364	1,0	132,68
			1,5	132,79
			2,0	132,98
169	20	0,3151	1,0	133,08
			1,5	133,16
			2,0	133,23



■ – экспериментально

● – теоретически

1, 2, 3 – толщина мембраны (1 мм, 1,5 мм, 2 мм)

Рис . 3.2.4 Гашение гидравлического удара в зависимости от количества отверстий и толщины мембраны

3. Разработка конструкции мембранного перепускного клапана гидрораспределителя

Перепускной клапан гидрораспределителя состоит из следующих элементов (рис.3.3.1): Д – демпферный узел; П – поршневые узлы; В демпферном узле Д растачивают гнездо «б» с внутренним диаметром $d_b = 25$ мм, на котором нарезают резьбу М26. В этом гнезде вставляют мембрану 5, которая закрепляется (затягивается) гайкой 1. Демпфирующий узел Д соединен с поршневым узлом $П_1$ через вертикальные стойки «в» расположенные по кругу поршневого узла $П_1$. В средней части мембраны расположена стойка «в», которая имеет сквозные полости для прохода жидкости.

На рис. 3.3.1 представлена разработанная конструкция перепускного клапана с мембраной (рис. 3.3.1, а) и в сборе с предохранительным клапаном (рис.3.3.2, б) [49, 52]

На рис. 3.8 показан чертеж мембраны которая изготавливается из меди рядом концентрических окружностей нарезаны отверстия диаметром 310 мкм (0,31 мм) в общем количестве 61 шт.

Распределитель с мембранным перепускным клапаном (рис.3.3.1, б) работает следующим образом.

При переводе какой-нибудь золотник, когда работает экскаватор, и положения «подъем» или «принудительное опускание» в положении «нейтральное» золотники своими поясками закроют проход жидкости в соответствующие полости гидроцилиндров и откроет путь жидкости на слив. При этом жидкость из нагнетательной магистрали «Н» проходит в нижнюю полость «а'», «а» и через демпферное отверстие «в» в полость «б» перепускного клапана и через канал «е» управления и кольцевые выточки золотника поступает на сливной канал с, а затем в бак. При этом жидкость из демпферного отверстия «в» истекает под избыточным давлением равным разности давлений в полостях «а» и «б», т.е. за отверстием «в» равно P_a – атмосферное, а в полости «а» - давление в нагнетательном (напорном) магистрали «Н». Таким образом жидкость истекает из отверстия «в» под избыточным давлением $P_{из} = P_H - P_a$. Давление P_H равно рабочему давлению, т.е. $P_H = 100$ атм. По этой причине скорость жидкость в канале «е» значительная, т.е. истекает с большой скоростью. Как известно, когда в потоке жидкости скорость увеличивается, там давление падает.

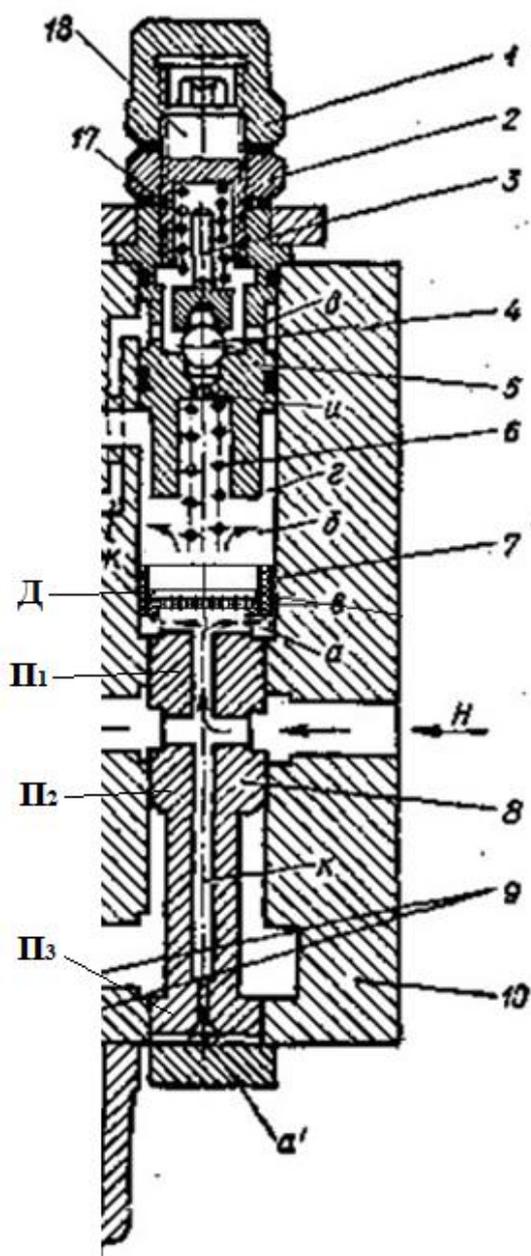


Рис.3.3.1. Перепускной и предохранительный (разгрузочный) клапаны гидрораспределителя гидросистемы экскаватора ЭО-2612А: Д – демпферный узел; $П_i$ – поршневые узлы; 4- шарик предохранительного клапан; 5 – корпус; 6- пружина; 7- демпферное отверстие; 8 – корпус перепускного клапана; 9 – золотники; 10 – корпус распределителя.

Значит в полости «б» давление низкое, а давление в полости «а» равно номинальному, благодаря чему сила давления ($P_{П_3}$) на нижнюю поверхность поршневого узла « $П_3$ » станет больше, чем сила давления ($P_д$) на верхнюю поверхность демпферного узла «Д».

В итоге сила давления $P_{П_3}$, действующая на нижнюю поверхность поршневого узла «П₃» станет больше чем суммарное усилие от силы давления P_d на верхнюю поверхность демпферного узла «Д» и сила пружины ($P_{пр}$) а также направленная вниз, т.е.

$$P_{П_3} > P_d + P_{пр}; \quad \Delta P_{П_3} = P_{П_3} - (P_d + P_{пр})$$

Под действием $\Delta P_{П_3}$ перепускной клапан поднимается вверх, цилиндрическая поверхность узла «П₂» при этом поднимаясь вверх открывает путь прохода жидкости в полость «с» слива. Так работает распределитель пока золотники находятся в «нейтральное» положение. Как только золотники переводятся в положении «вверх» или «вниз» (в положении «подъем» или «опускание») один из верхних поясков золотника перекроет путь прохода жидкости и движение жидкости в канале «е» мгновенно прекратится и частицы жидкости ранее двигающиеся со скоростью v_0 набегает друг друга, что приводит к повышению давления в канале «е», которое переводится по пути до демпферного отверстия «в» и действует на него как ударная волна, вызывая нарушение в работе перепускного и предохранительного клапанов [30].

Для гашения ударного давления жидкости нами рекомендуется мембрана с рядами высверленных отверстиями и толщиной в 1-1,5 мм которая гасит гидравлический удар.

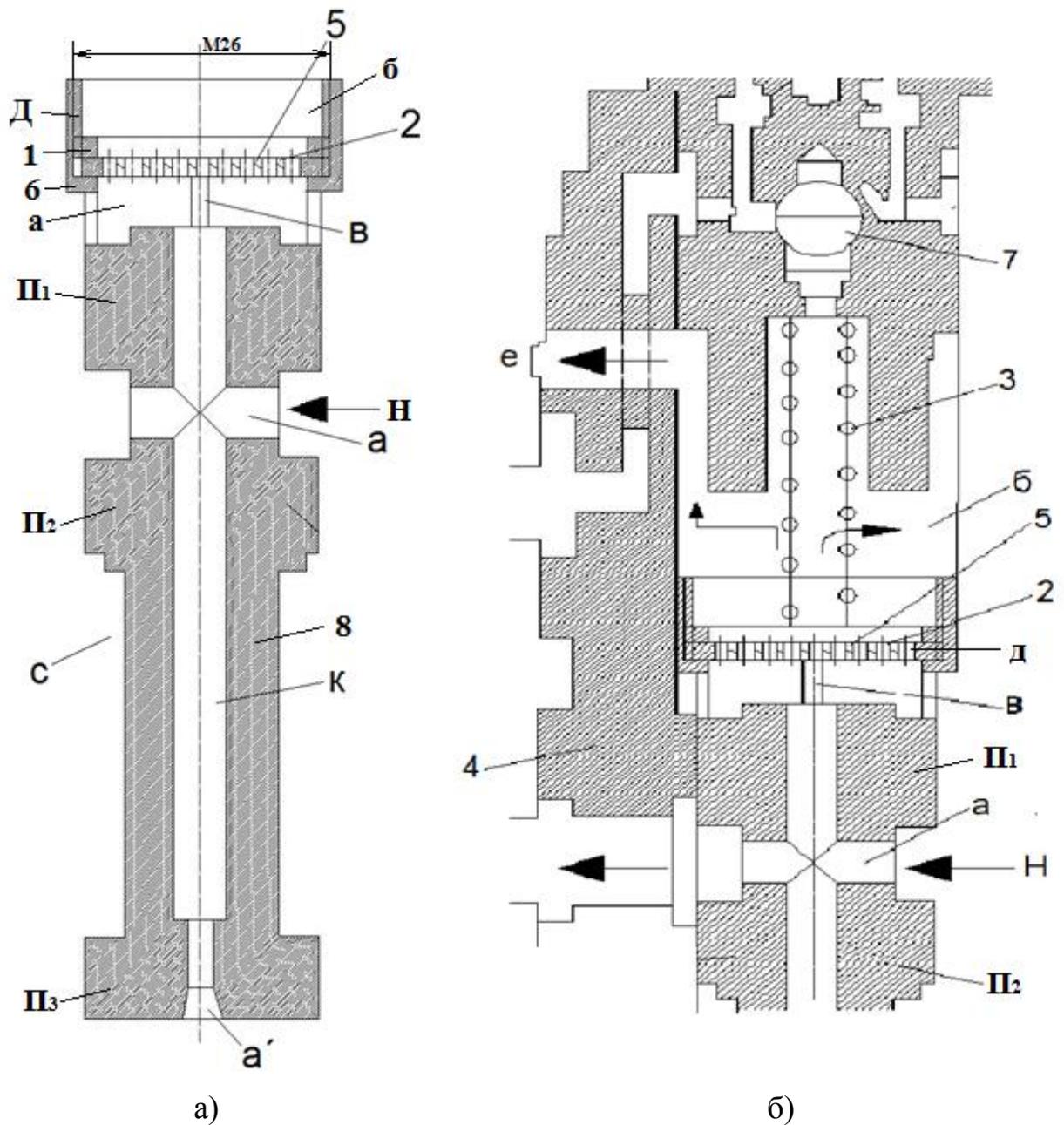


Рис.3.3.2. Перепускной клапан: а) с мембраной; б) в сборе 1- гайка; 2- мембрана; 3- пружина; 4- корпус распределителя; 5- отверстие мембраны; 6- демпферный узел; 7- шариковый клапан; Н- нагнетательный трубопровод; а, а', к- направляющие каналы; в, е, С- каналы слива; б- полость.

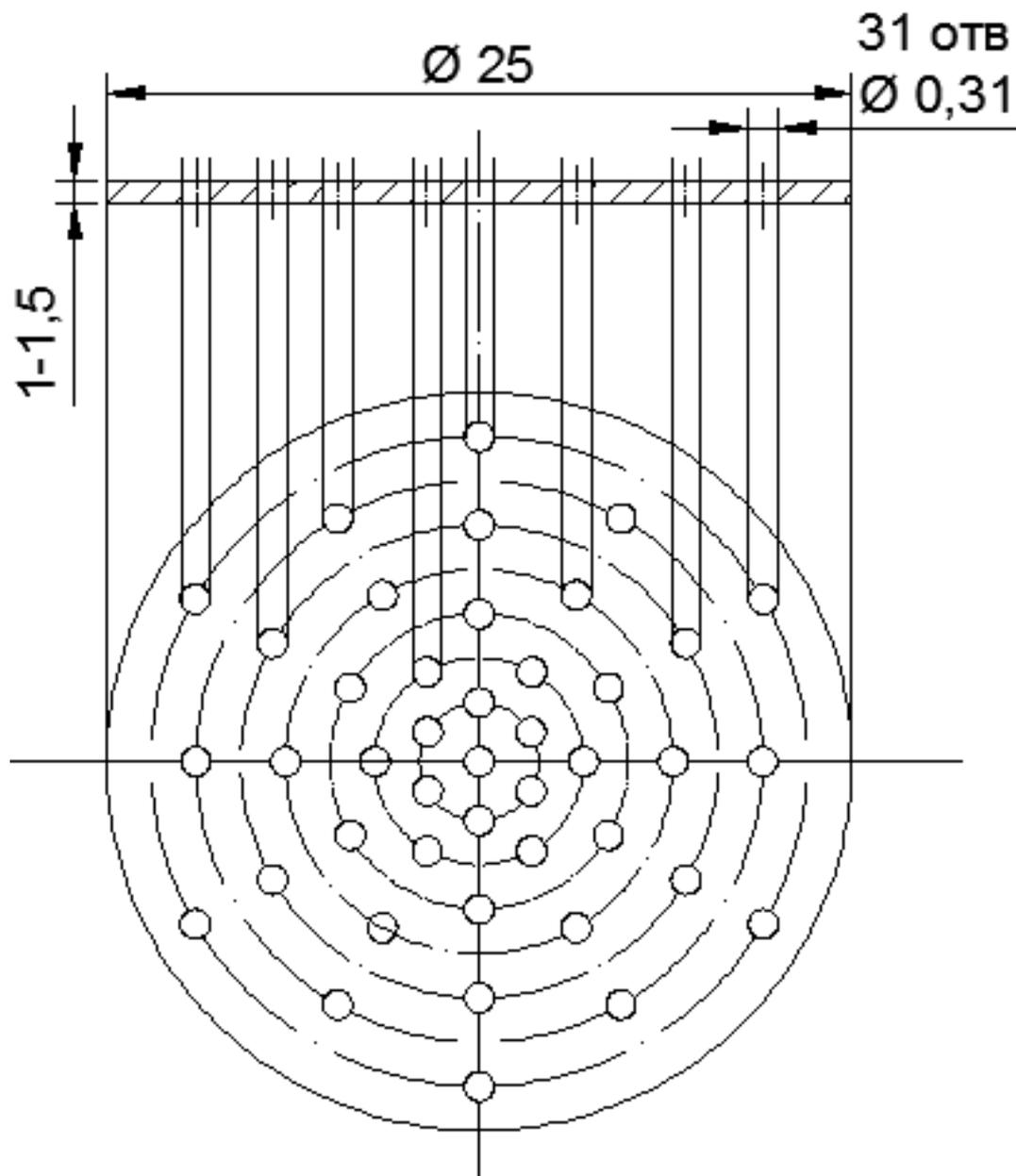


Рис.3.3.3. Мембрана

На рис. 3.3.4. представлены графики изменения ударной волны при гидравлическом ударе до и после установки мембраны. Из графика видно, что величина ударного давления $\Delta P_{уд}$ без мембраны на порядке и даже двумя и более порядке больше, чем с мембраной.

Таким образом, перепускной клапан оборудованный мембраной значительно повышает надежность в работе распределителя гидросистемы мелиоративных и дорожных машин.

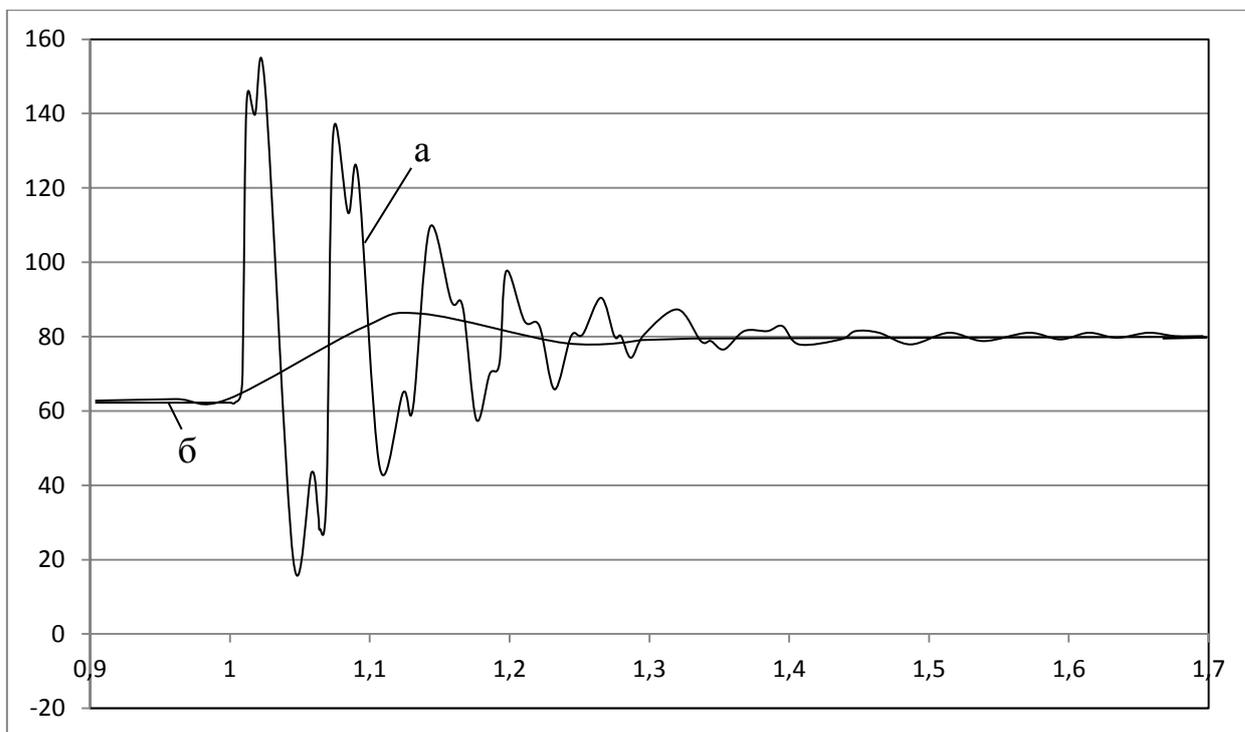


Рис.3.3.4. Компьютерная запись гашения гидравлического удара: а – перепускной клапан без мембраны; б – перепускной клапан с мембраной

4. БЖД

4.1. БЖД при эксплуатации строительно-мелиоративных машин

4.1.1. При вводе экскаватора в эксплуатацию

Закрепите за экскаватором машиниста, имеющего документы на право управления; проведите инструктаж по технике безопасности при работе на экскаваторе; изучите инструкцию по эксплуатации трактора, техническое описание и инструкцию по эксплуатации экскаватора [51].

4.1.2. При подготовке экскаватора к работе

Тщательно осмотрите экскаватор, убедитесь в его полной исправности.

Прочитайте все предупредительные знаки и таблички на экскаваторе.

Проверьте наличие масла в картере двигателя и в баках рабочей жидкости, наличие охлаждающей жидкости в системе охлаждения и горючего в топливных баках.

Проверьте исправность освещения и звукового сигнала.

Убедитесь, что ступеньки, рычаги управления не замаслены, не обледенели, уберите посторонние предметы и инструменты с экскаватора.

Все операции, связанные с подготовкой экскаватора к работе, выполняйте при опущенных рабочих органах, а трактор установите на ручной тормоз.

Проверьте затяжку дисков передних и задних колес.

4.1.3. При работе экскаватора

Обязательно предупредите окружающих сигналом о трогании с места или начале работы; установите фиксатор поворотной колонки в нужное положение только из кабины экскаватора.

Выполняйте погрузку грунта в транспорт сбоку или через задний борт.

Опустите опорные башмаки и отвал при работе обратной лопатой.

Установите при работе отвалом рабочее оборудование и поворотную колонку в транспортное положение.

Разрабатывайте котлованы и траншеи в грунтах естественной влажности с нарушенной структурой (при отсутствии грунтовых вод и расположения поблизости подземных сооружений) с вертикальными стенками без крепления на глубину не более:

- а) 1 м – в песчаных (в том числе гравелистых грунтах)
- б) 1,25 м – в супесках;
- в) 1,5 м – в глинах и суглинках;
- г) 2 м – в особо плотных грунтах.

Разработку котлованов и траншей без креплений на глубину до 4 м. в грунтах поднимайте опорные башмаки после поднятия стрелы и поворота рукояти к стреле во избежание опрокидывания экскаватора.

Включайте рычаги управления трактора и экскаватора только из кабины, сидя на сидении машиниста.

Работайте в ночное время только с включенными фарами.

Освещенность части рабочей зоны экскаватора, находящейся в поле зрения машиниста и ограниченной шириной экскаватора, максимальным и

минимальным радиусами копания на уровне стоянки, должна быть не менее 10 лк.

При работе экскаватора ЗАПРЕЩАЕТСЯ:

- пребывание на экскаваторе посторонних лиц; кабина предназначена только для машиниста;
- работать экскаватором в охранной зоне электропередач, подземных кабелей, водопроводов, газопроводов и т.д. в отсутствие представителя эксплуатирующей организации;
- производить выемку грунта под опорным башмаком;
- поднимать ковшом обратной лопаты груз массой более 500 кг;
- работать над обрывами;
- пользоваться при выходе рулевым колесом или рычагами управления в качестве опор;
- работать, когда в рабочей зоне экскаватора находятся люди;
- переносить ковш над кабиной автомобиля при выполнении погрузочных работ.

4.1.4. При измерении параметров экскаватора

Включение рычагов управления рабочими органами при проверке и настройке давления гидрораспределителей и клапанов производите, находясь в кабине (на сидении).

Категорически запрещается включать рычаги управления каким-либо другим способом [36].

4.1.5. При проверке технического состояния экскаватора

Все операции, связанные с проверкой технического состояния экскаватора, производите при неработающем двигателе, опущенных рабочих органах и заторможенном тракторе.

Наличие течей определяйте, пользуясь куском картона или ветошью.

4.1.6. При устранении неисправностей экскаватора

Перед началом работы ознакомьтесь с правилами техники безопасности при проведении слесарных, сварочных и сборочных работ.

Все операции по устранению неисправностей производите при неработающем двигателе и опущенных рабочих органах.

ЗАПРЕЩАЕТСЯ находиться под экскаватором, приподнятом опорными башмаками и отвалом [36].

4.1.7. При хранении и транспортировании экскаватора

При установке экскаватора на хранение установите его на ровной площадке, опустите отвал, ковш обратной лопаты и опорные башмаки на площадку, слейте охлаждающую жидкость, горючее, повесьте предупреждающую табличку.

При транспортировании соблюдайте правила, изложенные в разделе «Транспортирование».

4.1.8. Правила пожарной безопасности и взрывоопасности

При работе на объектах, имеющих воспламеняющиеся материалы, установите на экскаваторе огнетушитель.

При проверке уровня топлива и масла в баках **ЗАПРЕЩАЕТСЯ** подносить к баку огонь для освещения мерной линейки.

При заправке экскаватора горюче-смазочными материалами запрещается курить; после заправки места подтеков тщательно вытереть ветошью.

Во время работы двигателя легковоспламеняющиеся материалы не должны находиться вблизи выхлопной трубы.

4.2. Оказание первой помощи пострадавшему

4.2.1. Общие требования

Основные условия успеха при оказании первой доврачебной помощи пострадавшему при несчастных случаях – умение правильно и быстро действовать в создавшейся ситуации. Чтобы правильно организовать работу по оказанию первой помощи пострадавшему, необходимо выполнять следующие условия:

На каждом предприятии, участке, объекте должны быть выделены лица, в обязанности которых входит систематическое пополнение и

поддержание в надлежащем состоянии медикаментов и приспособлений, хранящихся в аптечках (табл. 3.4.1) и сумках первой помощи;

Должен быть организован строгий систематический контроль со стороны медицинского персонала за правильностью оказания первой помощи, своевременным и обязательным направлением пострадавшего в медицинский пункт, а также за состоянием и своевременным пополнением аптечек и сумок необходимыми медикаментами и приспособлениями для оказания первой помощи [55].

На внутренней стороне дверцы аптечки указывают, какие медикаменты применяются при различных травмах.

Таблица 3.4.1. Состав аптечки для оказания первой помощи.

Медикаменты и приспособления	Назначение	Число
Индивидуальные перевязочные, антисептические пакеты	Для наложения повязок	5
Бинты	То же	5
Вата	Для бинтования при переломах	5 пачек по 50 г
Ватно-марлевый бинт	Для остановки кровотечения	3
Жгут	Для укрепления конечностей при переломах	1
Шины	Для охлаждения повреждённого места при ушибах, вывихах, переломах	3...4
Грелка для льда	Для приёма лекарств, промывания глаз и т.п.	1
Стакан	Для приготовления растворов	1 флакон (50 мл)
Чайная ложка	Для смазывания тканей вокруг ран, царапин и т.п.	1 пакет (25 г)
Настойка йода	При обморочных состояниях	1 пакет (25 г)
Нашатырный спирт	Для приготовления растворов для промывки глаз и кожи, промывки рта при ожогах щёлочью и т.п.	1 пакет (25 г)
Борная кислота	Для приготовления растворов для промывки глаз и кожи, промывки рта при ожогах кислотой	1 флакон (50 мл)
Сода питьевая		1 флакон (10 мл)
Раствор перекиси водорода (3% -		1 флакон (10 мл)

ный) Настойка валерианы Горькая соль Валидол	Для остановки кровотечений из носа Для успокоения нервной системы При пищевых и других отравлениях При сильных болях в области сердца	мл) 50 г 1 тубик
--	--	------------------------

4.2.2. Помощь пострадавшему от поражения электрическим током

При оказании помощи пострадавшему от поражения электрическим током необходимо, прежде всего, быстро освободить его от действия электрического тока. Первым действием оказывающего, помощь должно быть быстрое отключение той части установки, которой касается пострадавший. При отключении установки может одновременно отключиться и электрическое освещение, в связи, с чем следует обеспечить освещение от другого источника (аккумуляторные фонари, свечи и т.п.), не задерживая, отключение установки и оказания помощи пострадавшему.

Если установка не может быть отключена достаточно быстро, то необходимо принять меры к отделению пострадавшего от токоведущих частей, к которым он прикасается. Для этих целей в электросистемах напряжением до 1000 В можно пользоваться сухой одеждой, канатом, палкой, доской или каким-либо другим сухим предметом, не проводящим электрический ток. При отделении пострадавшего от токоведущих частей рекомендуется действовать по возможности одной рукой.

В случае затруднения отделения пострадавшего от токоведущих частей перерубить или перерезать провода топором с сухой деревянной рукояткой. Производить это нужно, не касаясь проводов, перерезая каждый провод в отдельности, надев диэлектрические перчатки и галоши [54].

Пострадавшего необходимо уложить в удобное положение, распушить и расстегнуть ему одежду, создать приток свежего воздуха и обеспечить полный покой. Одновременно следует срочно вызвать врача. Если пострадавший плохо дышит, ему делают искусственное дыхание и массаж сердца. Самый эффективный способ рот в рот, проводимый одновременно с

непрямым массажем сердца. Начинать искусственное дыхание следует немедленно после освобождения пострадавшего от электрического тока. Во время искусственного дыхания необходимо внимательно наблюдать за лицом пострадавшего. Если он пошевелил губами или веками, нужно проверить, не сделал ли он самостоятельный вдох. Проводить искусственное дыхание после того, как пострадавший начнёт дышать самостоятельно и равномерно не следует, т.к. продолжение искусственного дыхания может причинить ему лишь вред.

4.2.3. Помощь при ожогах.

При ожогах надо очень осторожно снять с пострадавшего платье или обувь – лучше разрезать их. Рана от ожога, будучи загрязнена, начинает гноиться и долго не заживает. Поэтому нельзя касаться руками обожженного участка кожи или смазывать его какими-либо мазями, маслами, вазелином или растворами. Обожжённую поверхность следует перевязать так же как любую рану, покрыть стерильным материалом из пакета или чистой глаженной полотняной тряпкой, а сверху положить слой ваты и всё закрепить бинтом. После этого пострадавшего следует направить в лечебное учреждение.

Такой способ оказания первой помощи следует применять при всех ожогах, чем бы они ни были вызваны: паром, вольтовой дугой, горячей мастикой, канифолью и т.п. При этом не следует вскрывать пузыри, удалять приставшую к обожжённому месту мастику, канифоль или другие смолистые вещества, т.к. удаляя их, легко содрать кожу и тем самым создать благоприятные условия для заражения раны микробами с последующим нагноением. Нельзя также отдирать обгоревшие, приставшие к ране куски одежды: в случае необходимости приставшие куски одежды следует обрезать острыми ножницами.

При ожогах глаз электрической дугой следует делать холодные примочки из раствора борной кислоты и немедленно направить пострадавшего к врачу. Если ожог вызван крепкой кислотой, то поражённое

место в течение 10...15 мин промывают струёй воды, после этого промывают 5%-ным раствором марганцовокислого калия или 10%-ным раствором питьевой соды. После промывания поражённые участки покрывают марлей, пропитанной смесью растительного масла и известковой воды в равном соотношении.

В случае ожогов едкими щелочами поражённое место следует тщательно промыть быстротекущей струёй воды в течении 10...15 мин . После этого поражённое место нужно промыть слабым раствором уксусной кислоты или раствором борной кислоты.

4.2.4. Помощь человеку, находящемуся в предобморочном состоянии

В предобморочном состоянии пострадавшего следует уложить, опустив голову и приподняв ноги, затем надо дать выпить холодную воду и нюхать ватку, смоченную нашатырным спиртом. Класть на голову примочки и лёд не рекомендуется. Так же следует действовать, если обморок уже наступил.

При прекращении дыхания или резком его расстройстве следует делать искусственное дыхание. Необходимо срочно вызвать врача.

5. Технико-экономический эффект разработанных мероприятий Мероприятия по совершенствованию мелиоративной техники в условия финансового мирового кризиса

Определяя важнейшие направления и приоритеты экономической программы развития Узбекистана на 2013 год, прежде всего, нужно исходить из рубежей, достигнутых в экономике за истекший период, долгосрочных целей на перспективу, а также той реальной и прогнозируемой ситуации, которая складывается на мировом рынке [1].

Сегодня надо признать, что несмотря на все антикризисные программы и предпринимаемые меры по сдерживанию и нейтрализации продолжающегося глобального финансово-экономического кризиса и его последствий, положение дел, к сожалению, не улучшается, а по некоторым параметрам имеет тенденцию к ухудшению.

По состоянию на 1 января 2013 года размер совокупной внешней задолженности Узбекистана не превышает 16,0 процентов к ВВП, что по международным критериям относится к категории «менее чем умеренная» задолженность [2, 3].

Истекший 2012 год отмечается серьезным продвижением практически во всех отраслях аграрного сектора страны. Прошедший год не был каким-то исключением в перечне последних лет: обильные осадки в период подготовки к новому сезону, приход поздней весны с избыточной влажностью, высокие летние температуры вызвали серьезные проблемы и трудности для проведения сельскохозяйственных работ. Несмотря на это, в 2012 году в Узбекистане получены высокие урожаи практически всех основных сельскохозяйственных культур – зерна, хлопка, овощей, бахчевых и винограда. Земледельцами страны был получен богатый урожай - собрано более чем 3 миллиона 460 тысяч тонн хлопка-сырца, 7 миллионов 500 тысяч тонн зерновых культур, более 2 миллионов тонн картофеля и свыше 9 миллионов тонн овощебахчевых культур. Все это прежде всего результат огромного самоотверженного труда, профессионального опыта и преданности своему делу наших дехкан, фермеров и механизаторов, специалистов сельского хозяйства. В конечном итоге – это результат мобилизации всех наших ресурсов и возможностей.

Ключевыми факторами, позволившими добиться таких высоких результатов, являются осуществление, с учетом глубокого изучения опыта зарубежных стран, кардинальных мер по экономическому реформированию сельского хозяйства, внедрение рыночных отношений и развитие частной формы собственности на селе, создание правовых, организационных и финансовых условий для развития фермерского движения. Сегодня фермерское хозяйство по праву является ведущим звеном и основной формой организации сельскохозяйственного производства. Фермерское движение объединяет свыше 66 тысяч фермерских хозяйств, на чью долю

приходится более 85 процентов всех пахотных земель, где производится основная часть сельскохозяйственной продукции [4].

С каждым годом в сознании фермера все более укрепляется чувство реального собственника по отношению к своей земле и производимой продукции, растет заинтересованность в конечных результатах своего труда. Главное - кардинально меняются мышление и мировоззрение наших людей, укрепляется чувство ответственности за эффективное и рациональное использование наших бесценных богатств – земли, водных ресурсов. Принятые в последние годы законодательные и нормативные акты значительно расширили полномочия фермерских хозяйств. Вместе с тем надо признать, что существовавшая организационная структура фермерского движения в форме Ассоциации фермерских хозяйств слабо влияла на процессы реформирования и повышения продуктивности сельскохозяйственного производства, решение стоящих перед фермерством задач.

С учетом изучения опыта стран, где фермерство имеет исторические корни, Ассоциация была преобразована в Совет фермеров Узбекистана, советы фермеров в областях и районах, и что особенно важно, серьезно расширены права и полномочия этих структур.

И. Каримов подчеркнул возрастающую роль в осуществлении процессов модернизации, технического и технологического перевооружения предприятий Фонда реконструкции и развития Республики Узбекистан, капитал которого превысил 9 миллиардов долларов. В 2012 году за счет средств Фонда предусматривается обеспечить софинансирование 29 стратегических инвестиционных проектов в ведущих отраслях промышленности и производственной инфраструктуры в объеме более 758 миллионов долларов, что на 38,2 процента больше, чем в прошлом году. В частности, Узбекистан планирует привлечь \$900 млн. 700 тыс. по 47 проектам за счет иностранных кредитов под гарантию правительства. За счет

прямых иностранных инвестиций в 2012 году будет освоено \$2 млрд. 297 млн. по 97 проектам [5].

Топливо-энергетический сектор Узбекистана в 2012 году освоит наибольший объем иностранных инвестиций - \$2 млрд. 179 млн. по 43 проектам. При этом нефтегазовый сектор привлечет \$1 млрд. 894 млн. прямых инвестиций по 34 проектам. Общий объем освоенных в экономике инвестиций за первое полугодие текущего года составил 9979,6 млрд. сумов (5238,9 млн. \$) и вырос на 7,6 процента в сопоставимых ценах. В целом объем освоенных иностранных инвестиций и кредитов за январь-июнь 2012 года превысил сумму 1 млрд. \$, из них свыше 80 процентов составили прямые иностранные инвестиции.

Расчет экономической эффективности

Результаты проведенных эксплуатационных, лабораторных и стендовых испытаний землеройных машин с гидравлическим приводом, работающих в условиях жаркого климата Узбекистана с повышенным содержанием пыли в зоне рабочих органов показали возможность успешного использования гидропривода, в указанных условиях, при оснащении гидравлической системы рядом совершенствований (в частности с мембранным перепускным клапаном). Эффективность использования машин с объемным гидроприводом за счет увеличения производительности машин (при высоких положительных температурах воздуха), а также увеличения срока службы гидравлической жидкости. На примере эксплуатации экскаватора ЭО-2612А подсчитаем предполагаемое снижение себестоимости эксплуатации с внедрением рассматриваемых мероприятий [7, 8, 9].

Как отмечено в главе I на исправную работу гидросистемы, как и всякие механические системы, строительно-мелиоративных машин значительное влияние оказывает гидрораспределители, основными рабочими элементами в распределителе являются: золотники, уплотнители, клапаны, и

рабочая жидкость, от состояния которых зависит безотказное функционирование гидросистемы, например ЭО-2612А.

Техническая эффективность проводимых мероприятий обуславливается в обеспечении нормальной, т.е. эффективной эксплуатации технической системы в установленный срок работы. Отказы указанных элементов гидрораспределителя проявляются в перекосе и заклинивании золотников и клапанов, утечки жидкости через неплотности, т.е. зазоров и уплотнений, повышенный износ и деформация деталей, например: клапанов в результате гидравлического удара при резком закрытии пути жидкости золотником при работе экскаватора.

При гидравлическом ударе давление в системе повышается в десятки раз, что приводит не нормальное функционирование разгрузочного (предохранительного) клапана. Пульсация ударного давления при гидравлическом ударе также способствует не ритмичной работе разгрузочного клапана и всей гидросистемы машины. Предложенная нами мембрана с равномерно высверленными по всей поверхности тонкими отверстиями частиц гидравлический удар и тем самым способствует нормальную работу гидрораспределителя экскаватора, повышая его производительность.

Для выявления экономической эффективности от проведения мероприятий по повышению срока службы элементов гидрораспределителя определяем, прежде всего, время работы экскаватора за один месяц, следующим образом

$$D_p = D_k - D_{\Pi} - D_B - D_o \text{ дней,}$$

где D_p – число рабочих дней в году

D_k, D_{Π}, D_B, D_o – количество календарных ($D_k = 365$ дней), праздников ($D_{\Pi} = 9$ дней), выходных ($D_B = 52$ дней) и отпусков ($D_o = 24$ дней)

$$D_p = 365 - 9 - 52 - 24 = 280 \text{ дней}$$

Количество рабочих дней в месяц

$$D_{p.m} = \frac{D_p}{12} = \frac{280}{12} = 23 \text{ дней}$$

Число часов работы в месяц исходя из односменной работы в день
($T_{см} = 7$ часов)

$$T_{p.m} = D_{p.m} \cdot T_{см} \cdot \tau = 23 \cdot 7 \cdot 0,75 = 120 \text{ часов}$$

где τ – коэффициент использования календарного дня, исходя из непогоды и других обстоятельств, временная остановка работы.

Определяем удельную затрату, приходящийся на один час срока службы элемента распределителя

$$Z_y = \frac{c}{T_{с.с}} \text{ сум/час,}$$

где Z_y – удельная затрата, сум/час;

c – стоимость мероприятий по повышению надежности элемента распределителя, сум;

$T_{с.с}$ – срок службы данного элемента, час

Определяем предполагаемое снижение себестоимости эксплуатации экскаватора за счет увеличения срока службы перепускного клапана с мембраной, уплотнений и золотника, а также за счет улучшения качества рабочей жидкости.

Например, серийные манжеты и уплотнения, изготовляемые из резины марки 3825 и уплотнительные кольца из резины марки 8130 при эксплуатации экскаватора в летний период года при температуре рабочей жидкости 65-110°C отработывают в среднем 300-400 часов. Гидравлическая система экскаватора в среднем находится в работе в течение месяца (при односменной работе) стоимость уплотнений и оплата труда гидросистемы экскаватора 120 машино-часов, а затраты на замену уплотнений (стоимость уплотнений и оплата труда) гидросистемы экскаватора равна 94040 сум.

Тогда удельная затрата

$$Z_y = \frac{c}{T_{с.с}} = \frac{94040}{400} = 235,1 \text{ сум/час}$$

За один месяц эксплуатации, т.е. 120 часов работы экскаватора получаем затрату средств, в размере

$$Z_c = Z_y \cdot T_{p.m} = 235,1 \cdot 120 = 28212 \text{ сум}$$

Срок эксплуатации новых замененных манжетов (уплотнений) увеличен по сравнению с существующих на 35%, а стоимость комплекта манжет составляет 64400 сум. Следовательно затраты на эксплуатацию новых манжет за месяц будут

$$Z_{c.n} = \frac{120 \cdot 64400}{400 + (400 \cdot 0,35)} = 14311 \text{ сум.}$$

Значит экономия за счет применения новых более совершенных и сравнительно дешевых манжет за один месяц \mathcal{E}_m , составит:

$$\mathcal{E}_m = Z_c - Z_{c.n} = 28212 - 14311 = 13901 \text{ сум.}$$

Предположим снижение стоимости эксплуатации экскаватора за счет снижения затрат на замену и долив рабочей жидкости.

Нормативный расход рабочей жидкости за 600 мото-часов работы гидросистемы составляет 200 литров, за один месяц, т.е. 120 мото-часов работы будет 40 литров. Стоимость 1 литра масла ИС-20 составляет 1860 сум, а за 40 литров будет

$$Z_{c.n} = 40 \cdot 1860 = 74400 \text{ сум.}$$

Заменяя рабочую жидкость по предельному состоянию механических примесей, золы, кокса и окисляемости через 300 мото-часов, а также учитывая затраты на долив, расход рабочей жидкости составит за один месяц 20,0 литров, получаем затраты на долив масла

$$Z_c = 20 \cdot 1860 = 37200 \text{ сум.}$$

Всего затрат на замену масла с учетом зарплаты на 1 экскаватор за месяц составит

$$\mathcal{E}_m = Z_c - Z_{c.n} = 74400 - 37200 = 37200 \text{ сум.}$$

В летний период эксплуатации при температуре рабочей жидкости (65°-110°С) золотники распределителя отработывают в среднем 400-500 мото-часов, а затраты на ремонт одного золотника составляет 125000 сум.

Тогда затраты на месяц эксплуатации (120 мото-часов) равны

$$\mathcal{E}_m = \frac{120 \cdot 125000}{500} = 54000,0 \text{ сум}$$

Применение в гидросистеме дополнительного охлаждения и улучшения очистки рабочей жидкости, а также более совершенных манжет, позволит увеличить срок службы золотников на 48%.

Следовательно, затраты снизились и составили

$$\mathcal{E}_m = \frac{120 \cdot 125000}{500 + 500 \cdot 0,45} = 37241,4 \text{ сум.}$$

Экономия за счет увеличения срока службы за один месяц (120 мото-часов) будет.

$$\mathcal{E}_m = 54000 - 37241,4 = 16785,6 \text{ сум.}$$

Основным узлом в данном случае в распределителе является перепускной клапан и вся работа направлена на повышение его надежности, в частности путем совершенствования демпферного узла введением мембранного гасителя гидравлического удара, появляющегося при закрытии пути прохода жидкости через демпферного отверстия перепускного клапана.

С введением мембранного вкладыша вместе демпферного отверстия повышается надежность перепускного клапана на 65%. По техническим требованиям надежность перепускного клапана (срок службы) составляет 550-600 мото-часов, а с введением мембраны она составляет 907,5-990 мото-часов. На совершенствование демпферного узла клапана расходуется 325000 сумов.

Это приводит к месячной затрате эксплуатации экскаватора, т.е. за 120 мото-часов работы.

$$\mathcal{E}_m = \frac{120 \cdot 325000}{990} = 39394 \text{ сум}$$

С введением мембранного узла в перепускном клапане, гасителя гидравлического удара, что значительно улучшает работу золотников и клапанов (перепускного и разгрузочно-предохранительного). За счет этого повышается производительность экскаватора. Так, например, если время

цикла работы до введения мембраны составляло $t_{ц} = 30$ сек, то после введения $t_{ц} = 24$ сек определяем производительность экскаватора Π_i .

$$\Pi_i = q \cdot K_c \cdot n_{ц} \cdot 60 \quad \text{м}^3/\text{час},$$

где объем ковша, $q = 0,15 \text{ м}^3$;

$K_c = 0,95$ – коэффициент использования объема ковша;

$n_{ц}$ – количество цикла за один мин.

$$n_{ц} = 60/t_{ц}.$$

Производительность экскаватора до введения технического совершенствования

$$\Pi_1 = q \cdot K_c \cdot n \cdot 60 = 0,15 \cdot 0,95 \cdot \frac{60}{30} \cdot 60 = 17,1 \text{ м}^3/\text{ч}$$

После введения мембраны

$$\Pi_2 = 0,15 \cdot 0,95 \cdot \frac{60}{24} \cdot 60 = 21,4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Разность производительностей до и после введения совершенствования демпферного узла перепускного клапана составляет

$$\Delta\Pi = \Pi_2 - \Pi_1 = 21,4 - 17,1 = 4,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

За один месяц (120 час) экскаватор обрабатывает сверх нормы (17,1 $\text{м}^3/\text{ч}$) $\Delta\Pi_{\text{м}}$, м^3 грунта составляет 2500,0 сум.

За месяц она будет

$$C_{\text{м}} = \Delta\Pi_{\text{м}} \cdot 2500 = 4,3 \cdot 2500 = 10750 \text{ сум}.$$

Экономия технического совершенствования составляет

$$\mathcal{E}_{\text{м}} = C_{\text{м}} - \mathcal{E}_{\text{м}} = 10750 - 39394 = -28644 \text{ сум}.$$

За год

$$\mathcal{E}_{\text{г}} = \mathcal{E}_{\text{м}} \cdot 12 = -28644 \cdot 12 = -343728 \text{ сум}.$$

То есть 15 млн. 7 тыс. 272 сум, (более 15 млн. сум)

Выводы по III главе

- Основные параметры мембраны для гашения гидравлического удара: диаметр мембраны $D_M = 30$ мм; диаметр полезной площади $D_M = 25$ мм; толщина $\delta = 1,0 - 1,5$ мм; количество отверстий $n_0 = 61$ шт, диаметр отверстий $d_0 = 0,31$ мм.

- Разработка конструкция мембранного узла перепускного клапан и самой мембраны, которые вписываются в конструкцию существующего перепускного клапана распределителя одноковшового экскаватора.

- Экономическая эффективность от внедрения мембранного перепускного клапана составляет более 15 млн. сум в год.

ВЫВОДЫ

1. На надежность гидросистемы и ее элементов влияют в основном качество проектирования, изготовления и условия эксплуатации, а также многообразные объективные и субъективные факторы. Нормальное функционирование элементов гидросистемы зависят от стабильности физико-химических процессов и значений геометрических-зазоров, в сопряженных парах, и гидравлических-утечек жидкости параметров, а также которые в процессе работы изменяются под действием случайных факторов, подчиняющихся закона теории случайных величин

2. Плотность распределения отказов $P(t)$ при работе распределителя подчиняется экспоненциальному закону надежности

$$3. \quad P(t) = e^{-\lambda_c t}$$

4. где λ_c – интенсивность отказа при времени работы t , с математическим ожиданием наработки до первого отказа $T_{cp} = 900$ ч.

5. Основными причинами неисправностей перепускного клапана являются изменения формы и зазоров в сочленениях под действием температуры и загрязненности масла, скачкообразные изменения и пульсации давления масла под действием гидравлического удара,

появляющегося при закрытии и открытии золотников и кавитационные процессы в узких местах прохода жидкости.

6. Улучшить надежность гидрораспределителя возможно применением мембраны в поршневом узле перепускного клапана, предотвращающего гидравлический удар при закрытии прохода жидкости через узкое отверстие демпфера, что значительно обеспечивает стабильность работы перепускного и разгруженного (предохранительного) клапанов.

7. Мембранный клапан изготавливается из медной пластинки толщиной в 1 мм с равномерно распределенными узкими отверстиями в диаметре 300 мкм по всей площади в количестве 61 шт.

8. Экономическая эффективность от применения технического решения (мембранного клапана) выражается в повышении производительности труда в 65%, надежности, т.е. безотказной работы в 907,5-990 ч экономия технического совершенствования за год составляет 15 млн. сум.

9. По техническим требованиям надежность перепускного клапана (срок службы) составляет 550-600 мото-часов, а с введением мембраны составляет 907,5-990 мото-часов.

Список литературы.

I. Законы Республики Узбекистан

1. Закон Республики Узбекистан об ответственности юридических лиц за правонарушения в области строительства (Ведомости Олий Мажлиса Республики Узбекистан, 2001г., №1-2,ст.21; Собрание законодательства Республики Узбекистан, 2004г., №25, ст.287; 2005 г., № 49-50, ст. 366; 2006г., № 41, ст.405)

II. Указы и Постановления Президента РУз и Постановления Кабинета Министерств

2. Постановление Президента Республики Узбекистан 22.06.2006 Г НПП-386 «О программе локализации производства готовой продукции, комплектующих изделий и материалов на базе местного сырья на 2006-2008 годы»

3. Постановление Кабинета Министров «О мерах по совершенствованию системы учета и надзора за техническим состоянием сельскохозяйственной и мелиоративной техники, оборудования» (от 6.12.2012 г. № 345)

III. Произведения Президента И.А. Каримова

4. Доклад Президента Республики Узбекистан Ислама Каримова на заседании Кабинета Министров, посвященном итогам социально-экономического развития страны в 2012 году и важнейшим приоритетным направлениям экономической программы на 2013 год

5. Каримов И.А. Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана. – Т.: Изд-во «Узбекистан», 2009. 48 с.

IV. Специальная литература

6. В.И. Прейсман «Основы надежности сельскохозяйственной техники» Киев - Донецк Выс. Шк. 1979 г.

7. В.А. Анилович «Основы надежности сельскохозяйственной техники» М.МИИСП. 1973 г.

8. Ю.Н. Артемьев «Основы надежности сельскохозяйственной техники» М.МИИСП. 1973 г.

9. А.И. Селиванов и др. «Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники» М.: Колос, 1978

10. Ш.У. Йўлдошев «Машиналар ишончилиги ва уларни таъмирлаш асослари» Т.: Ўзбекистон. 1994 й.

11. Л.С. Ермолов и др. «Основы надежности сельскохозяйственной техники» М. Колос 1974 г.

- 12.** И.И. Кос, В.Ю. Зорин «Основы надежности дорожных машин» М.: Машиностроение, 1978 г.
- 13.** А.А. Камаров «Надежность гидравлических устройств самолетов» М.: Машиностроение, 1976 г.
- 14.** Ловкис З.В. «Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет» -М.: Агропромиздат, 1990 г. 239 с.: ил. ISBN 5-10-000790-7
- 15.** И.В. Фрумкис «Гидравлическое оборудование тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин» Колос, М.: 1971 г. -440 с.
- 16.** Лебедев О.В. Абзалов П.Н. «Повышение работоспособности тракторных гидроприводов» Ташкент, Фан, 1991, -120 с.
- 17.** Пономарева О.М. «Разработка гидрораспределителей с плоскими мембранами для управления рабочими органами строительных и дорожных машин»
- 18.** Аннакулова Г.К., Лебедев О.В., Насреддинов С.Ш., Пономарева О.М. «Обоснование параметров устойчивости привода с мембранным распределительным устройством» Материалы Международной научно-практической конференции «Инфотекстиль – 2005. Внедрение информационно-коммуникационных технологий в текстильную и легкую промышленность»
- 19.** «Гидросистемы и приводы машин для хлопководства» Труды ТИИИМСХ, выпуск 71, Ташкент 1976 г.
- 20.** Хайкин Э.Л., Лебедев О.В., «Основы эксплуатации гидроприводов системы машин, применяемых в хлопководстве» Ташкент, Фан, 1982 г.
- 21.** Лебедев О.В. «Гидросистемы и приводы машин для хлопководства» Ташкент, Фан, 1976 г.
- 22.** Каниев Ж.М. «Факторы, влияющие на изнашивание перепускного клапана», Материалы Республиканской конференции,

«Агроинженерияда таълим, фан ва ишлаб чиқариш интеграцияси» Ташкент-2007 г. с. 145-146

23. В.И. Барышев «Исследование загрязнения гидросистем тракторов и его влияние на износ, и снижение производительности насосов», Автореферат кандидатской диссертации, Челябинск, 1971 г.

24. В.Н. Бойко, А. Тунгушев «Исследование загрязненности рабочей жидкости тракторной гидросистемы», Труды ТИИМСХ, Сб. «Вопросы интенсификации хлопководства», выпуск 70, Ташкент, 1975 г.

25. В.Н. Бойко, Н.С. Игрон, Э.Л. Хайкин «Отчет о научно-исследовательской работе «Исследование надежности гидравлических систем машин, применяемых в хлопководстве», Ташкент, 1976 г.

26. А.И. Вошонин, И.И. Савин «Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах», М., Машиностроение, 1965 г.

27. И.Г. Калмыков «Исследование эксплуатационных показателей распределителей тракторных гидросистем», Автореферат кандидатской диссертации, Уфа, 1968 г.

28. А.А. Комаров «Надежность гидравлических систем», Москва, Машиностроение, 1969 г.

29. В.Н. Лозовский «Надежность гидравлических агрегатов» Москва, Машиностроение, 1974 г.

30. Н.С. Мясоедов «Исследование работы и износа золотниковых пар распределителей гидравлических систем сельскохозяйственных тракторов», Автореферат кандидатской диссертации, Иркутск, 1966 г.

31. М.П. Савунов «Исследование износостойкости и восстановление работоспособности гидрораспределителей тракторов», Автореферат кандидатской диссертации, Москва, 1960 г.

32. Г.Л. Сагалович «Исследование износостойкости и восстановление работоспособности гидрораспределителей тракторов», Автореферат кандидатской диссертации, 1968 г.

33. И.В. Фрункис «Гидравлическое оборудование тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин, Москва, «Колос», 1971 г.

V. Дополнительная литература

34. Башта Т.М. «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» Москва, Машиностроение, 1972 г. -320 с.

35. «Справочник по надежности» Мир. 1979-70 гг.

36. К.А. Ачкасов, В.П. Вегера «Ремонт приборов системы питания и гидравлической системы тракторов, автомобилей и комбайнов, М., «Высшая школа», 1970 г.

37. В.В. Забелин «Исследование износов агрегатов тракторных гидросистем с центробежной очисткой рабочей жидкости, Автореферат, кандидатской диссертации, Мелитоль, 1967 г.

38. Б.А. Землянский «Исследование клапанных устройств распределителей тракторных раздельно-агрегатных гидросистем, Автореферат кандидатской диссертации, М., 1963 г.

39. Э. Льюнс, Х. Стерн «Гидравлические системы управления», Перевод с английского, Москва, Издательство «Мир», 1966 г.

40. «Основные вопросы надежности и долговечности машин» Под ред. Проникова А.С. М.: 1969 г.

41. Ж. Фезантье «Гидравлические механизмы», Москва, Оборонгиз, 1960 г.

42. Э.Л. Хайкин «Исследование изнашивания и восстановления золотниковой пары гидропривода некоторых машин, применяемых в хлопководстве», Автореферат кандидатской диссертации, Ташкент, 1966 г.

43. Э.Л. Хайкин, В.Н. Бойко «Экспериментальное исследование работы распределителя гидравлической навесной системы тракторов», Механизация хлопководства, 1972 г., № 8

44. С.В. Чирков, Н.Д. Копа «Исследование влияния загрязнения рабочей жидкости на работу насоса и гидромоторов», Сборник «Вопросы

надежности гидравлических систем», выпуск III, Киев, Издательство «Книга», 1964 г.

VI. Статистические сборники, отчеты

45. Статистические сборники по надежности мелиоративных машин

46. А. А. Боровков «Математическая статистика» Издательство: "ФИЗМАТЛИТ" 2007 г.

47. Г. А. Соколов, И. М. Гладких «Математическая статистика» Издательство: "Экзамен" 2007 г.

VII. Интернет-сайты

48. www.norma.uz

49. www.techstory.ru

50. www.fips.ru

51. www.ekskavator.ru

52. www.impel.com

53. www.pes-rus.ru

54. www.gidrolast.ru

55. <http://vostok-agro.info>