

УДК 681.51:621.91

ПОВЫШЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОСИСТЕМ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ

Шаткова Диана Евгеньвна

Студентка 2 курса, группы 4-МИН-3

*кафедра «Автоматизированные станочные системы и инструменты», Университет
машиностроения*

Научные руководители:

1). Ю.В. Максимов, доктор технических наук, профессор кафедры

*«Автоматизированные станочные системы и инструменты», Университет
машиностроения*

*2). А.А. Бекаев, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизированные
станочные системы и инструменты», Университет машиностроения*

Технический прогресс в машиностроении, совершенствование машин и оборудования, усложнение их конструкции обуславливает повышение требований к надежности их отдельных узлов и деталей.

Понятие надежности комплексное, оно учитывает все этапы эксплуатации изделия, в том числе подналадку, хранение, транспортирование и профилактические мероприятия. ГОСТ 27.301-95 определяет надежность как свойство изделия выполнять свои функции, сохраняя эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки.

Надежность характеризуется безотказностью, ремонтпригодностью, сохраняемостью, а также долговечностью составляющих изделие частей. Этими свойствами во многом определяется эффективность действия любой гидравлической системы, ее техническое совершенство и экономичность.

Надежная работа гидравлических устройств зависит от многочисленных факторов, находящихся в сложной зависимости и зачастую носящих случайный стохастический характер. Все многообразие этих факторов, характеризующих реальные условия эксплуатации и оказывающих влияние на надежность, можно свести к двум группам – объективной и субъективной.

К объективным факторам относят воздействие окружающей среды, механические и другие внешние воздействия (старение, износ и др.).

К субъективным факторам относят такие, которые в той или иной мере зависят от деятельности человека (выбор схемы и конструктивного решения при проектировании, выбор элементов и их материалов, выбор режимов эксплуатации, организация технического обслуживания и др.).

Решающую роль на надежность оказывают эксплуатационные факторы, так как в процессе эксплуатации и выявляется степень надежности гидросистемы.

Таким образом, вероятность нормального функционирования гидросистем в процессе эксплуатации является одним из наиболее полных количественных характеристик, оценивающих надежность, как со стороны безотказности, так и восстанавливаемости (рис. 1), а изучение и анализ этих факторов в значительной мере способствуют повышению надежности их работы.

Гидравлические силовые приводы нашли самое широкое распространение в различных областях техники, причем они выполняют зачастую столь ответственные функции, что от надежности этих приводов зависит безопасность эксплуатации машин.

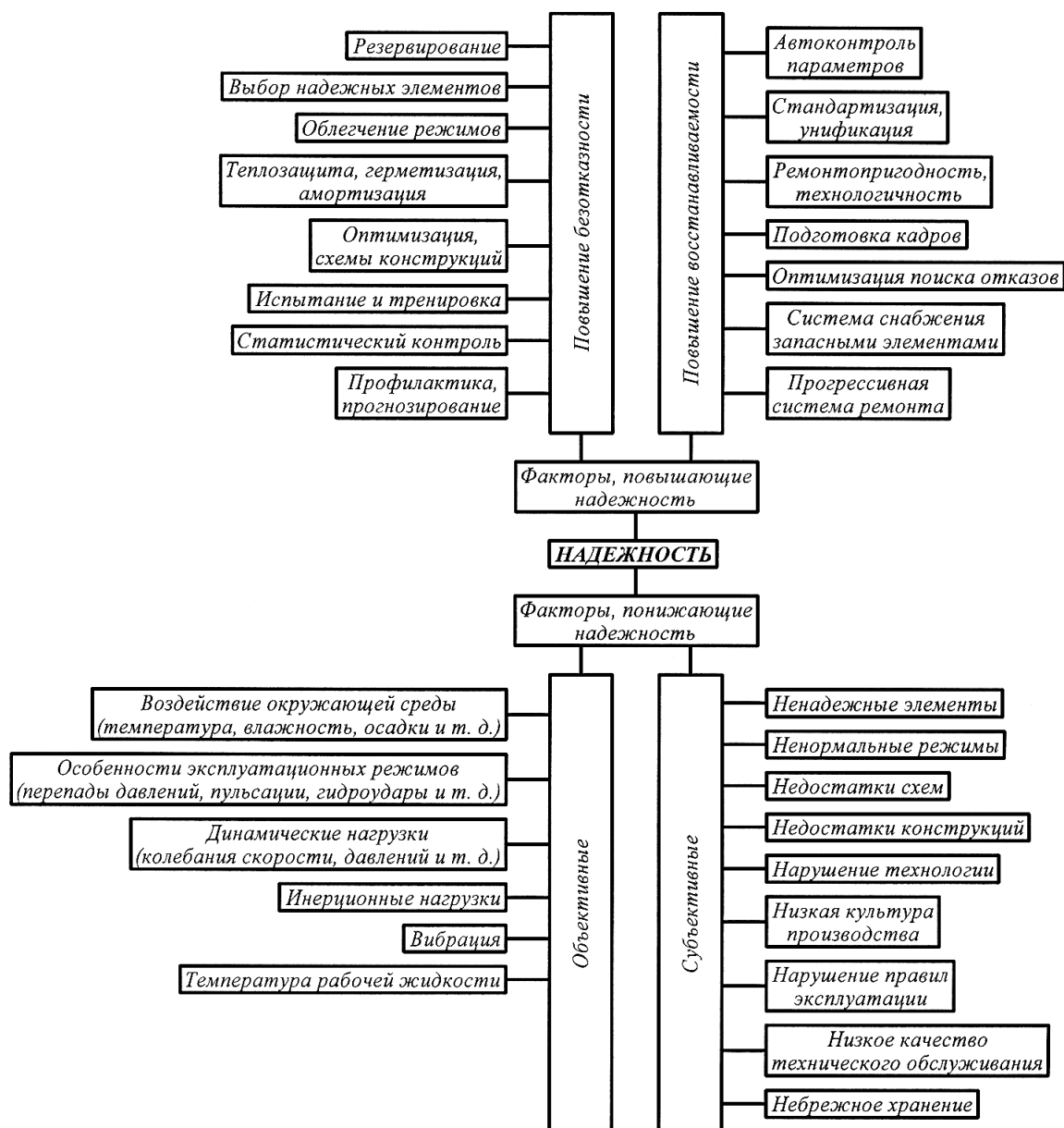


Рис. 1. Взаимосвязь факторов, влияющих на надежность гидросистем.

Так, в случае отказа гидропривода грузоподъемного устройства (пантографные подъемники, подъемные столы и платформы, гидроборты и т. д.), предназначенного для подъема и удержания полезной нагрузки (груз, люди) на требуемой высоте, может привести не только к поломке привода, но и к более тяжелым последствиям.

Все многообразие грузоподъемных устройств, классифицируют [3]:

1. По назначению:
 - грузовые; • грузопассажирские; • пассажирские.
2. По способу установки:
 - передвижные или автомобильные; • свободностоящие; • стационарные.
3. По конструкции направляющих грузонесущего органа:
 - с подвесными (гибкими) направляющими; • с жесткими направляющими.
4. По способу монтажа:
 - мобильные; • не мобильные.
5. По конструкции:
 - мачтовые; • шахтные; • скиповые; • вышки.

Практически все грузоподъемные устройства в своей основе имеют одну и ту же принципиальную гидравлическую схему. Общий вид такой типичной гидросхемы можно представить на примере гидросистемы грузоподъемных столов (рис. 2), совместно разработанной инженерами подмосковного машиностроительного завода ОАО ООМЗ “Транспрогресс” [6] с инженерами фирмы Translyft (Норвегия).

Принцип работы гидросистемы следующий. Поток рабочей жидкости, создаваемый нерегулируемым насосом 2 поступает в рабочую полость силового гидроцилиндра 6 через обратный гидроклапан 4 и двухпозиционный гидрораспределитель 5. В этот момент происходит преодоление нагрузки G (подъем платформы и груза 7).

Для возврата поршня гидроцилиндра 6 в исходное положение (опускание платформы с грузом 7) необходимо выключить насос 2 и переместить золотник гидрораспределителя 5 (с помощью подачи напряжения на электромагнит) из положения A в положение B . За счет собственного веса груза G происходит выдавливание жидкости из рабочей полости гидроцилиндра 6 на слив в бак 1.

В гидросистеме установлен обратный гидроклапан 4, служащий для автоматической отсечки полости слива от полости нагнетания при опускании груза.

Для регулировки скорости опускания груза, в гидросистеме предусмотрен регулируемый гидродроссель или регулировочный винт – “игла” (рис. 3).

Проанализировав принцип работы гидросистемы можно выявить следующие ее достоинства и недостатки. Основными *преимуществами* являются:

- Регулирование скорости движения поршня силового гидроцилиндра (дроссельный способ регулирования при последовательном включении гидродросселя) в моменты опускания груза;
- Система разделения полости слива и полости нагнетания при обратном ходе (опускание) поршня силового гидроцилиндра;
- Простота конструкции гидросистемы и легкость в обслуживании и управлении.

Основными *недостатками* рассмотренной гидросистемы являются:

- Отсутствует возможность регулирования скорости движения поршня силового гидроцилиндра в моменты подъема груза, что может (в некоторых случаях) оказаться более важнее, чем регулирование скорости в моменты опускания груза;
- Отсутствует возможность надежно (в течение длительного времени) удерживать поршень силового гидроцилиндра в любом из положений рабочего хода, что обусловлено утечками рабочей жидкости через зазоры в гидрораспределителе;
- Отсутствует система безопасности работы гидросистемы при возникновении аварийной ситуации.

Последний недостаток является наиболее серьезным, так как аварийная ситуация может возникнуть при обрыве подводящих рукавов (это наиболее часто происходит, вследствие их периодических изгибов и трения об элементы металлоконструкции), соединяющих силовой гидроцилиндр 6 и находящуюся на довольно большом расстоянии ($l \geq 1,5 м$) гидравлическую панель управления (рис. 2). В этом случае подъемная платформа вместе с грузом (или без него) мгновенно упадет вниз.

Выявленные недостатки рассмотренной гидросистемы, имеющей типичную схему для большинства приводов подъемных устройств можно, соответственно, обнаружить и при рассмотрении гидросистем подъемных устройств западноевропейских и американских фирм, таких как Rasoma Hydraulic GmbH (Англия), Haulotte (Франция), Moog (Германия) и др.

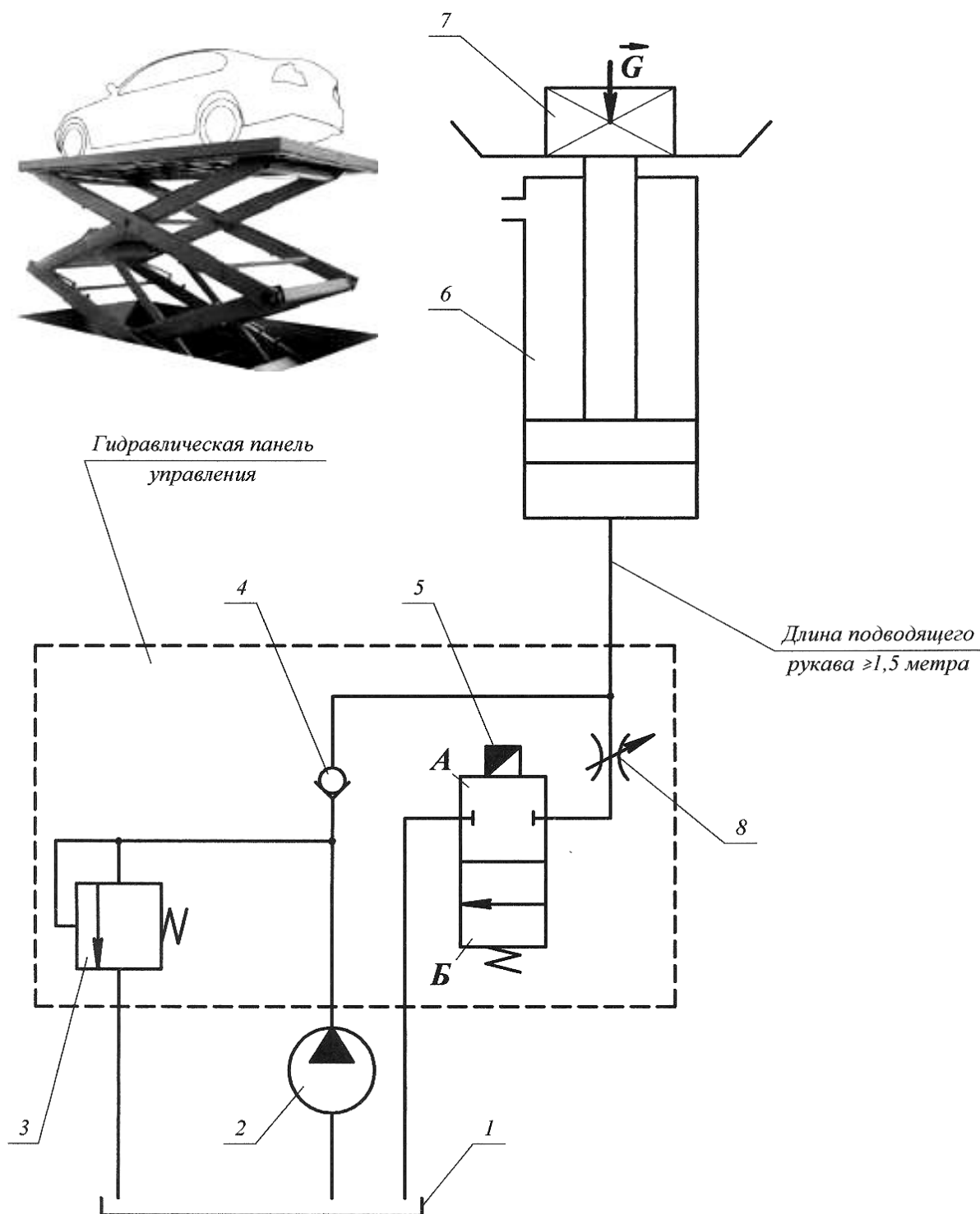


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема грузоподъемных столов (ОАО ООМЗ “Транспрогресс”):

- 1 – открытый бак; 2 – нерегулируемый, неревверсивный объемный (шестеренчатый) насос;
 3 – предохранительный гидроклапан; 4 – обратный гидроклапан; 5 – двухлинейный двухпозиционный гидрораспределитель золотникового типа с электромагнитным управлением; 6 – силовой гидроцилиндр одностороннего действия;
 7 – преодолеваемая нагрузка; 8 – регулируемый гидродроссель (игла).

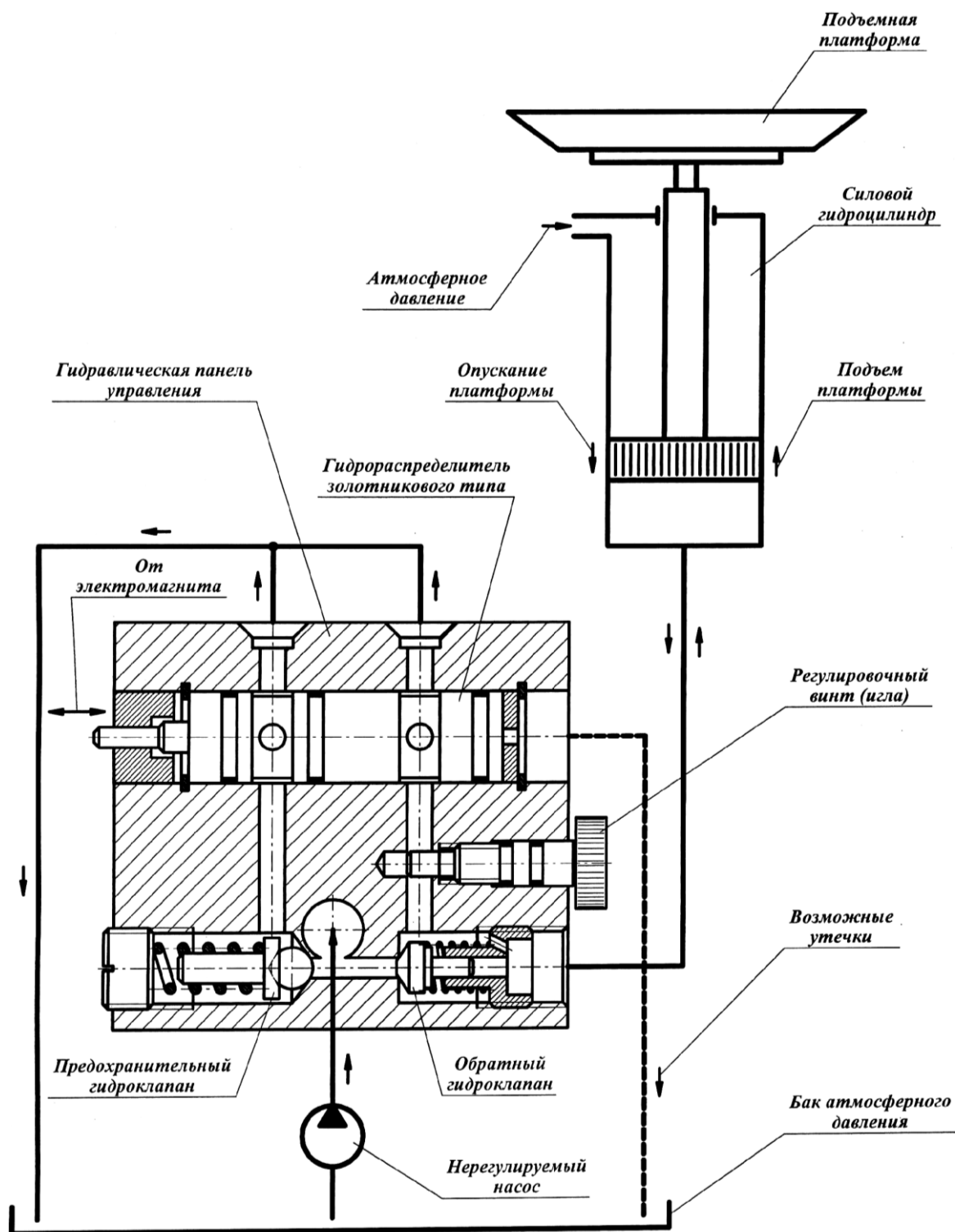


Рис. 3. Конструктивно-принципиальная схема грузоподъемных столов (ОАО ООМЗ “Транспрогресс”).

Так, например, согласно источника [5], в фирме Rasoma Hydraulic GmbH для подъемных столов и платформ была спроектирована гидросистема (рис. 4), принцип работы которой, аналогичен вышеописанной.

Обобщая вышеизложенное можно сделать вывод о том, что основной проблемой, выявленной при анализе гидросистем грузоподъемных устройств является недостаточная функциональная надежность и безопасность работы их привода.

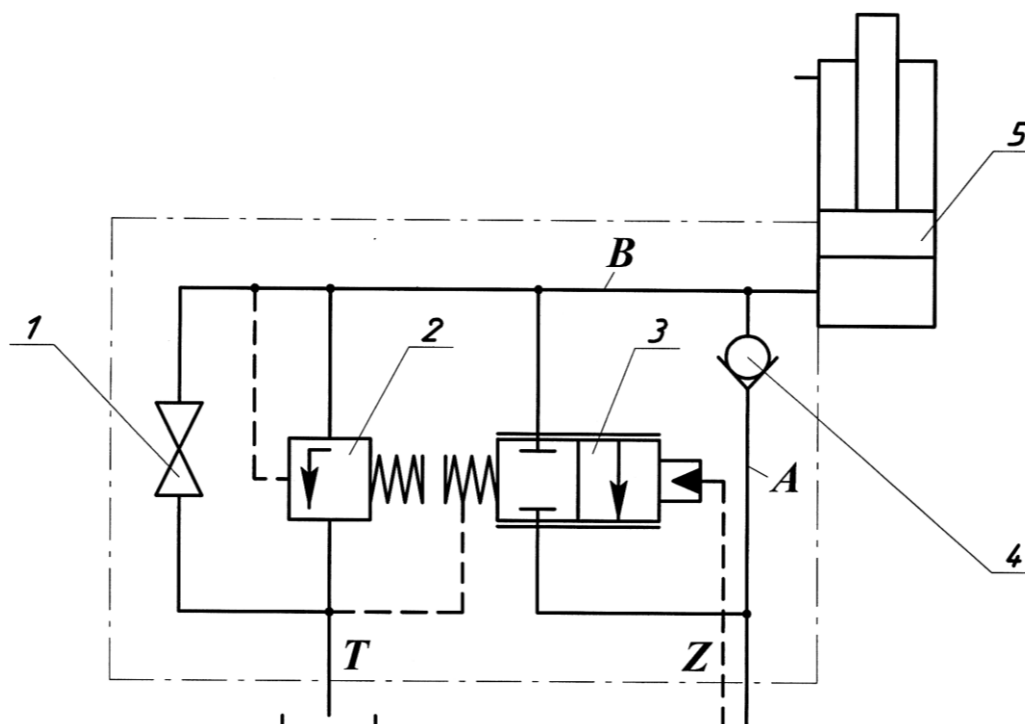


Рис. 4. Принципиальная гидравлическая схема грузоподъемных устройств (Pacoma Hydraulic GmbH):

1 – вентиль; 2 – предохранительный гидроклапан; 3 – двухлинейный двухпозиционный дросселирующий гидрораспределитель золотникового типа с гидравлическим управлением; 4 – обратный гидроклапан; 5 – подъемный гидроцилиндр.

Оценить надежность любой гидросистемы или ее агрегатов можно по двум основным количественным показателям – *вероятность безотказной работы* $p(t)$ в пределах данного отрезка времени t и *среднее время наработки на отказ* t_m .

В теории надежности под отказом понимается событие, в результате которого происходит нарушение работоспособности механизма или прибора. Частоту отказов принято характеризовать интенсивностью отказов $\lambda(t)$, которая определяется как вероятность отказа в единицу времени. Параметр $\lambda(t)$ равен отношению числа отказавших изделий за некоторый достаточно малый промежуток времени Δt к числу работавших в начале этого периода [3, 4].

Для гидравлической системы, которая может быть отнесена к разряду сложных и восстанавливаемых систем, вероятность безотказной работы и среднего времени наработки на отказ определяется следующей формулой [3]:

$$\left\{ \begin{array}{l} p(t) = e^{-\int_0^t \lambda dt} = e^{-\lambda_0 t} \\ t_m = \int_0^{\infty} e^{-\lambda \cdot t} dt = \lambda_0^{-1} \end{array} \right. \quad (1)$$

где λ_0 – постоянная величина интенсивности отказов, наблюдаемая в течении основного времени работы системы (определяется опытным путем).

Так как большинство количественных показателей надежности получают в лабораторных условиях, то для приближения к реальным условиям работы в расчет вводят поправочный коэффициент интенсивности отказов k_λ [3]:

Табл. 1 – Значения поправочного коэффициента интенсивности отказов k_λ .

Лабораторные и благоустроенные помещения	1
Стационарные наземные устройства	10
Аппаратура, смонтированная в:	
• защищенных отсеках кораблей	17
• автомобилях	25
• железнодорожных вагонах	30
• самолетах	120...150

Надежность любой системы в целом зависит от надежности входящих в нее элементов, а также от способа их включения в систему. Различают два основных типа соединения элементов – *последовательное* и *параллельное*.

Под последовательным соединением элементов (рис. 5, а) в теории надежности понимают такое соединение, при котором отказ какого-либо элемента влечет за собой отказ всей системы. В этом случае, при условии, что отказ каждого из m элементов системы является событием независимым, вероятность безотказной работы такой системы будет определяться по следующей формуле [3]:

$$p(t)_{\text{осл}} = p_1(t) \cdot p_2(t) \dots p_m(t) = \prod_{i=1}^m p_i(t) = e^{-\lambda_\Sigma t} \quad (2)$$

где λ_Σ – интенсивность отказов всей системы, $\lambda_\Sigma = \sum_i \lambda_{0_i}$.

При параллельном соединении элементов (рис. 5, б) отказ всей системы возможен только при условии отказа каждой из параллельных ветвей. Вероятность безотказной работы такой системы будет определяться по формуле [3]:

$$p(t)_{\text{парал}} = 1 - \prod_{i=1}^m (1 - p_i(t)) \quad (3)$$

Параллельное соединение является основой для резервирования (дублирования) систем и элементов, а само резервирование – является одним из способов повышения надежности гидросистемы.

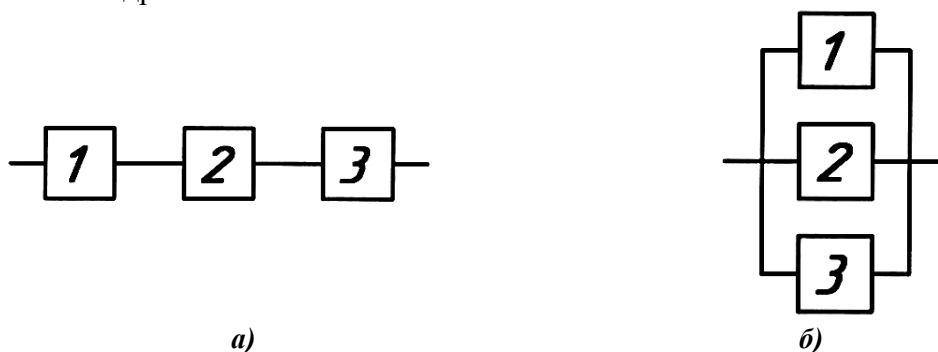


Рис. 5. Два основных типа соединения элементов системы:
а) последовательный; б) параллельный.

Для определения работоспособности рассматриваемой гидросистемы рассчитаем процент выхода подъемных устройств (например, грузоподъемных столов) из строя в течение 500 часов непрерывной работы (при расчете принимаем среднее значение времени гарантированной работы подъемных столов, указанного в их техническом паспорте, изготавливаемых на заводе ОАО ООМЗ “Транспрогресс” [6]) из-за отказа гидропривода, принципиальная схема которого приведена на рис. 2.

Из указанного рисунка видно, что подъем платформы стола осуществляется только лишь одним приводом (без дублирования). Выход из строя любого элемента вызовет потерю нормальной работоспособности всей гидросистемы и создаст

аварийную ситуацию (падение подъемной платформы стола). Следовательно, при расчете надежности будем считать, что все элементы гидросистемы соединены между собой последовательно, как это показано на рисунке 6.

В первом приближении отказы всех элементов гидросистемы независимы, а закон распределения вероятности безотказной работы привода соответствует экспоненциальному закону [3].

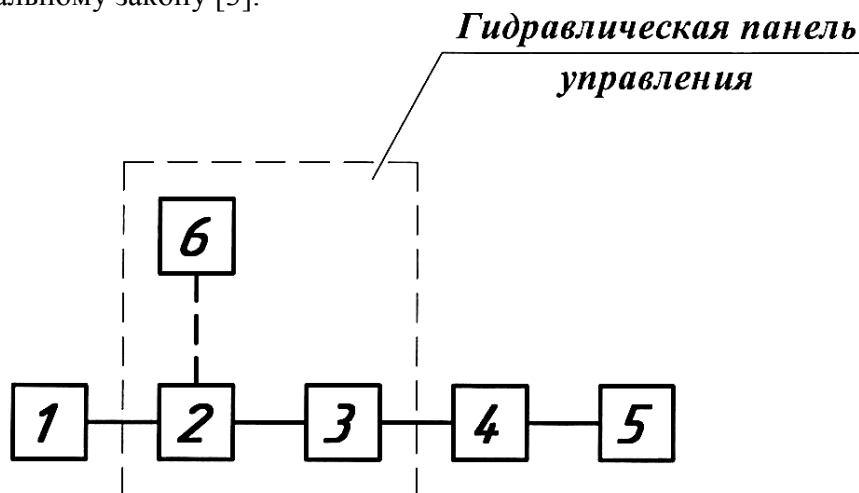


Рис. 6. Структурная модель гидросистемы грузоподъемных столов (ОАО ООМЗ “Транспрогресс”):

1 – шестеренчатый насос; 2 – обратный гидроклапан; 3 – гидрораспределитель золотникового типа; 4 – рукав высокого давления с металлической оплеткой; 5 – силовой гидроцилиндр; 6 – предохранительный гидроклапан.

В этом случае вероятность безотказной работы определим по формуле (2), при этом считая, что предохранительный гидроклапан 6 закрыт (рис. 6), т. е. давление в гидросистеме не превышает рабочее.

По таблице 13 справочника [3] находим усредненные значения интенсивности отказов каждого элемента гидросистемы, приходящиеся на 500 часов работы:

- насос шестеренчатый $\lambda_1 = 13$; • обратный гидроклапан $\lambda_2 = 4,6$;
- гидрораспределитель золотникового типа $\lambda_3 = 0,054$;
- рукав высокого давления с металлической оплеткой $\lambda_4 = 2,0$;
- силовой гидроцилиндр $\lambda_5 = 0,008$.

Тогда средняя интенсивность отказов всей гидросистемы будет равна $\lambda_{\Sigma cr.} = \sum_5 \lambda_i = 19,662 \cdot 10^{-6}$, приходящаяся на 1 час работы привода.

С учетом реальных условий эксплуатации принимаем поправочный коэффициент $k_\lambda = 10$ (см. табл. 1) считая, что грузоподъемные столы также используются и для обслуживания складов под открытым небом (стационарные наземные устройства), тогда в этом случае расчетная средняя интенсивность отказов столов будет равна $\lambda_\Sigma = k_\lambda \cdot \lambda_{\Sigma cr.} = 19,662 \cdot 10^{-5}$ на 1 час работы привода.

В этом случае вероятность безотказной работы гидросистемы в течение 500 часов составит $p(t)_{носл.} = e^{-19,662 \cdot 10^{-5} \cdot 500} = 0,9064$. Следовательно, в течение 500 часов непрерывной работы без отказов в гидросистеме проработает в среднем около **90%** грузоподъемных столов (т. е. *каждый десятый стол сломается*).

Как видно из расчетов функциональная надежность работы рассмотренной гидросистемы грузоподъемных столов не достаточна. Одними из основных путей по

повышению надежности гидросистем являются мероприятия, проводимые как при проектировании гидросистемы, так и в процессе производства ее элементов и эксплуатации.

Выбор рациональных схем – одно из главнейших средств создания надежно работающих гидросистем.

Для решения данной проблемы некоторые фирмы-производители, такие как Linde (Германия), DinoLift (Финляндия), Palazzani Industrie (Италия), Secalt (Бельгия) и др. предлагают оснащать гидросистемы подъемных устройств управляемыми обратными гидроклапанами – гидрозамками.

Простейшая схема такого гидрозамка представлена на рис. 7. Гидрозамок состоит из обратного гидроклапана 1 и подпружинного поршня с толкателем 2, выполненными в едином корпусе 3. Принцип работы гидрозамка следующий. Если давление в гидролинии X отсутствует, то при движении рабочей жидкости от гидролинии B к гидролинии A запорно-регулирующий элемент гидроклапана отжимается от седла, а поршень с толкателем перемещается вправо. При изменении направления потока в гидролиниях A и B запорно-регулирующий элемент гидроклапана прижимается к седлу и движение жидкости прекращается.

Если через гидролинию X в управляющую полость гидрозамка подать давление управления, то поршень с толкателем переместится влево, толкатель отождит запорно-регулирующий элемент от седла, и жидкость будет проходить через открытое окно независимо от направления ее движения.

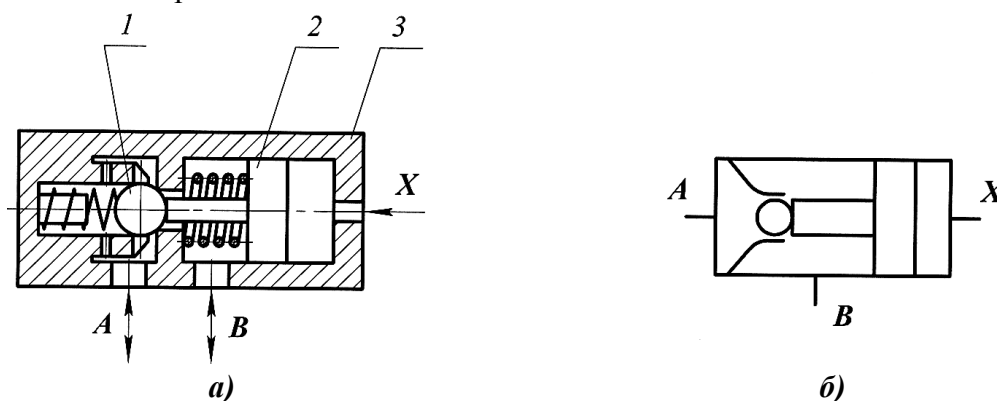


Рис. 7. Односторонний гидрозамок:
а) конструктивная схема; б) условное обозначение на схемах.

С помощью гидрозамков можно обеспечить надежность и безопасность работы гидросистемы путем исключения утечек рабочей жидкости в золотниковых гидрораспределителях, а также, улучшить возможность позиционирования исполнительного органа грузоподъемного устройства.

Вместо гидрозамков, также можно использовать запорные гидроклапаны с сервоуправлением, как это делают в фирме Hesselman (Швеция), где в схеме используют электроуправляемый обратный гидроклапан [2], встроенный в гидравлическую панель управления (рис. 8).

Однако в этом случае, проблема позиционирования исполнительного органа подъемного устройства перестает существовать, но проблема надежности и безопасности его работы так и остается неразрешенной (все также может возникнуть аварийная ситуация при обрыве подводящего рукава высокого давления).

Для решения указанной проблемы, можно выделить два основных направления:

1. Создание наиболее простых схем и конструкций;
2. Создание схем и конструкций, возникновение отказов в которых имели бы ограниченные последствия (резервирование агрегатов и узлов системы).

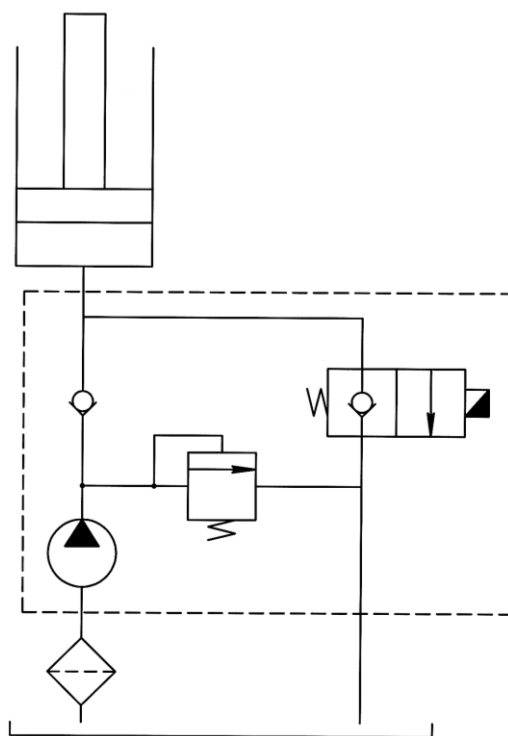


Рис. 8. Принципиальная гидравлическая схема подъемного устройства, оснащенного запорным гидроклапаном (Hesselman).

При следовании *первой рекомендации* необходимо учитывать возможность сокращения длины трубопроводов и числа их соединений, применения комбинированных агрегатов и т. д., что связано с различными конструктивными трудностями.

Выполнение *второй рекомендации* предусматривает создание таких схем, в которых при возникновении неисправностей у одного из элементов не приводили бы к неисправностям других элементов гидросистемы, что является наиболее приемлемым.

Так, например, если встроить гидрозамок не в саму гидравлическую панель управления (как это делают большинство фирм-производителей грузоподъемных устройств), а непосредственно в крышку силового гидроцилиндра (рис. 9), то проблема позиционирования рабочего органа, надежности и безопасности работы гидросистемы в целом будет решена [1]. В этом случае, модернизированная гидравлическая схема (с минимальными изменениями) примет вид, представленный на рис. 10.

Для определения работоспособности разработанной гидросистемы (рис. 10), также рассчитаем процент выхода грузоподъемных столов из строя в течение тех же 500 часов их непрерывной работы. В этом случае, вероятность безотказной работы гидросистемы будет определяться по формуле (4), учитывающей как параллельное (позиции 4 и 7), так и последовательное (обход по позициям $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4+7 \rightarrow 5$) соединение элементов системы (рис. 11):

$$p(t) = p_1(t) \cdot p_2(t) \cdot p_3(t) \cdot p_{(4+7)}(t)_{\text{парал}} \cdot p_5(t) \quad (4)$$

где $p_1(t)$ – вероятность безотказной работы шестеренчатого насоса;
 $p_2(t)$ – вероятность безотказной работы обратного гидроклапана;
 $p_3(t)$ – вероятность безотказной работы гидрораспределителя;
 $p_{(4+7)}(t)_{\text{парал}}$ – вероятность безотказной работы параллельно соединенных элементов (рукав высокого давления и гидрозамок);
 $p_5(t)$ – вероятность безотказной работы силового гидроцилиндра.

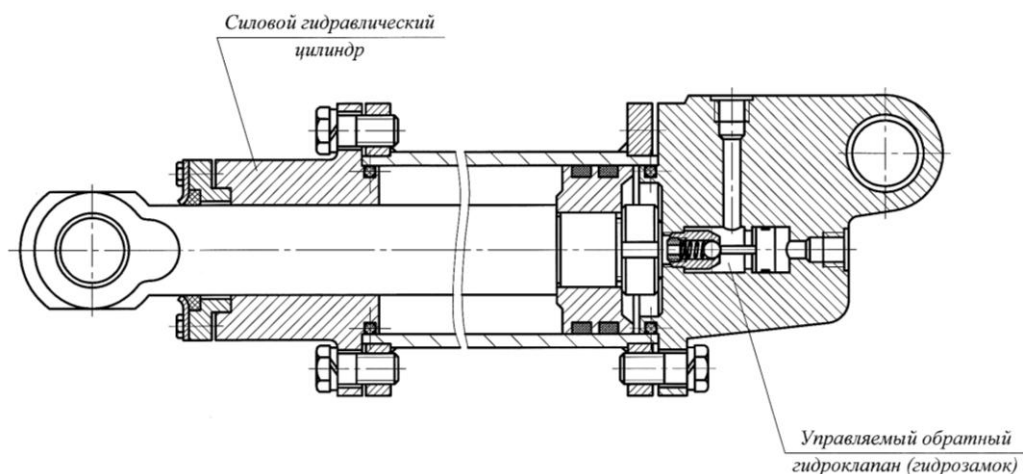


Рис. 9. Силовой гидроцилиндр, оснащенный гидрозамком.

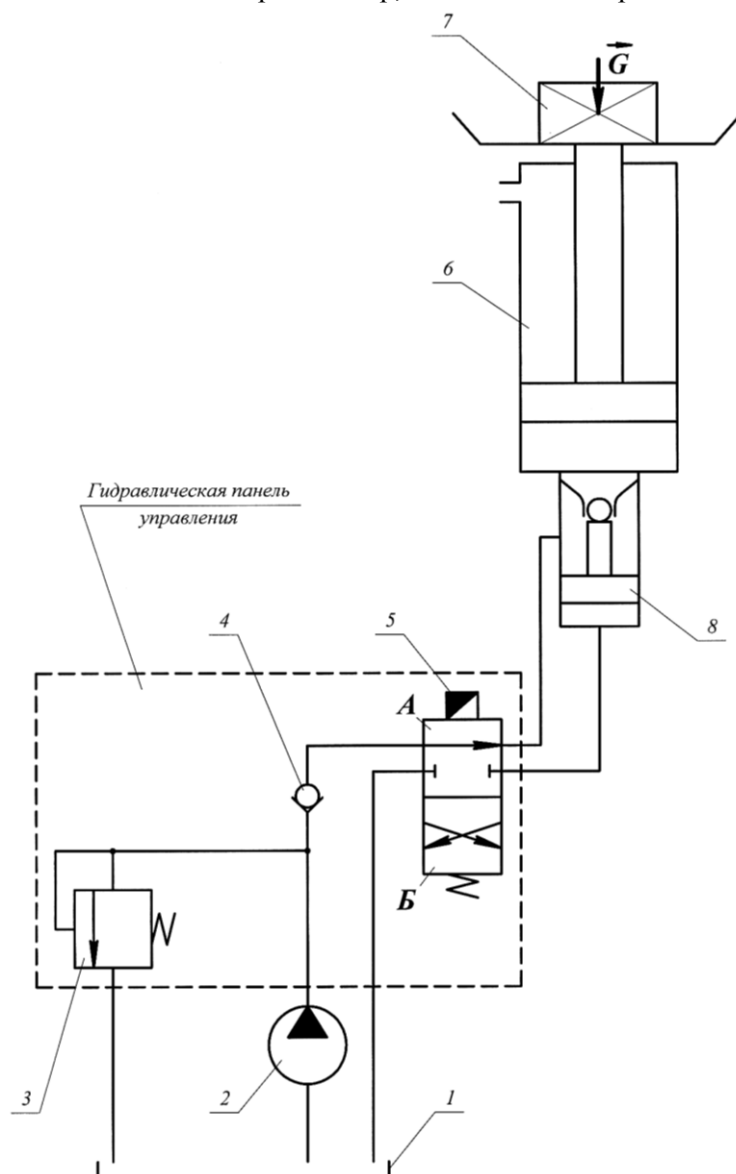


Рис. 10. Принципиальная усовершенствованная гидросхема грузоподъемных столов:
 1 – открытый бак; 2 – нерегулируемый, неревверсивный объемный (шестеренчатый) насос;
 3 – предохранительный гидроклапан; 4 – обратный гидроклапан; 5 – четырехлинейный
 двухпозиционный гидрораспределитель золотникового типа с электромагнитным управлением;
 6 – силовой гидроцилиндр одностороннего действия; 7 – нагрузка; 8 – гидрозамок.

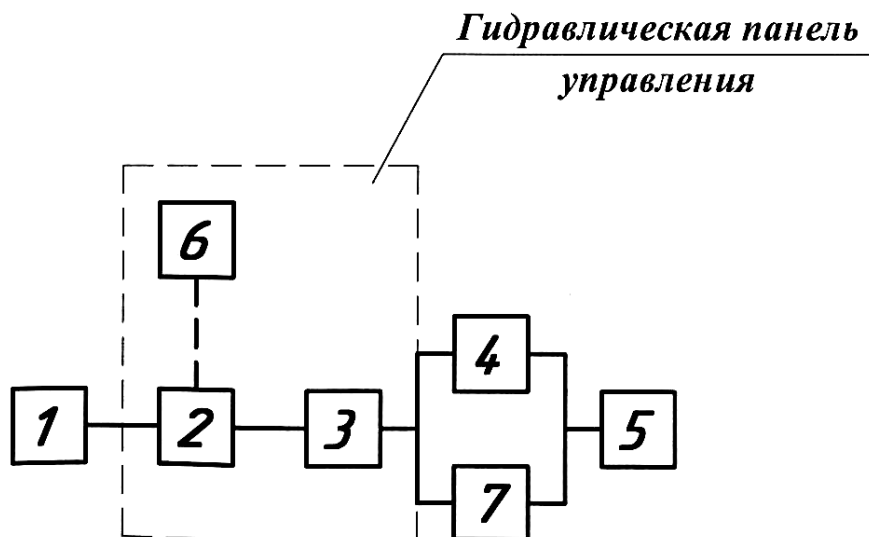


Рис. 11. Структурная модель модернизированной гидросистемы подъемных столов:

1 – шестеренчатый насос; 2 – обратный гидроклапан; 3 – гидрораспределитель золотникового типа; 4 – рукав высокого давления с металлической оплеткой; 5 – силовой гидроцилиндр; 6 – предохранительный гидроклапан; 7 – гидрозамок.

Величины $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_3(t)$, $p_5(t)$ определяем по формуле (2), а величину $p_{(4+7)}(t)_{\text{парал}}$ по формуле (3).

При расчете находим усредненные значения интенсивности отказов каждого элемента модернизированной гидросистемы за 500 часов непрерывной работы [3]:

- насос шестеренчатый $\lambda_1 = 13$; • обратный гидроклапан $\lambda_2 = 4,6$;
- гидрораспределитель золотникового типа $\lambda_3 = 0,054$;
- рукав высокого давления с металлической оплеткой $\lambda_4 = 2,0$;
- силовой гидроцилиндр $\lambda_5 = 0,008$; • гидрозамок $\lambda_7 = 5,1$.

Поправочный коэффициент интенсивности отказов, из тех же соображений, принимаем равным $k_\lambda = 10$.

Тогда, по формуле (2) имеем:

$$p_1(t) = e^{-13 \cdot 10^{-5} \cdot 500} = 0,9372; \quad p_2(t) = e^{-4,6 \cdot 10^{-5} \cdot 500} = 0,9773;$$

$$p_3(t) = e^{-0,054 \cdot 10^{-5} \cdot 500} = 0,9997; \quad p_5(t) = e^{-0,008 \cdot 10^{-5} \cdot 500} = 0,9999.$$

По формуле (3) имеем: $p_{(4+7)}(t)_{\text{парал}} = 1 - (1 - e^{-\lambda_4 \cdot k_\lambda \cdot t}) \cdot (1 - e^{-\lambda_7 \cdot k_\lambda \cdot t}) =$

$$= 1 - (1 - e^{-2 \cdot 10^{-6} \cdot 10 \cdot 500}) \cdot (1 - e^{-5,1 \cdot 10^{-6} \cdot 10 \cdot 500}) = 1 - (1 - 0,99) \cdot (1 - 0,9748) = 0,9997$$

В результате, вероятность безотказной работы гидросистемы со смешанным соединением элементов составит:

$$p(t) = p_1(t) \cdot p_2(t) \cdot p_3(t) \cdot p_{(4+7)}(t)_{\text{парал}} \cdot p_5(t) = 0,9372 \cdot 0,9773 \cdot 0,9997^2 \cdot 0,9999 = 0,9152$$

Следовательно, в течение 500 часов непрерывной работы без отказов в усовершенствованной гидросистеме проработает в среднем почти **92%** грузоподъемных столов.

Обобщая вышеизложенное можно сказать, что функциональную надежность и безопасность работы гидропривода грузоподъемных столов можно существенно увеличить, если правильно выбирать рациональную схему соединения его элементов.

Литература

1. Бекаев А.А., Максимов Ю.В., Поздышев В.С. Повышение надежности гидросистем грузоподъемных устройств // Строительные и дорожные машины. – 2013, №8. – с. 28-32.
2. Каталоги фирмы «Hesselman». Hydraulics Unlimited, 2000.
3. Комаров А.А. Надежность гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с. с илл.
4. Красковский Е.Я., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: Учебное пособие для студентов вузов. – М.: Высшая школа, 1983. – 431 с., ил.
5. *Developments at Pacoma* // Hydraulic and Air Engineering. Vol. 15. №3, p.p. 20, july/september, 1987.
6. Интернет ресурс: www.transprogress.ru