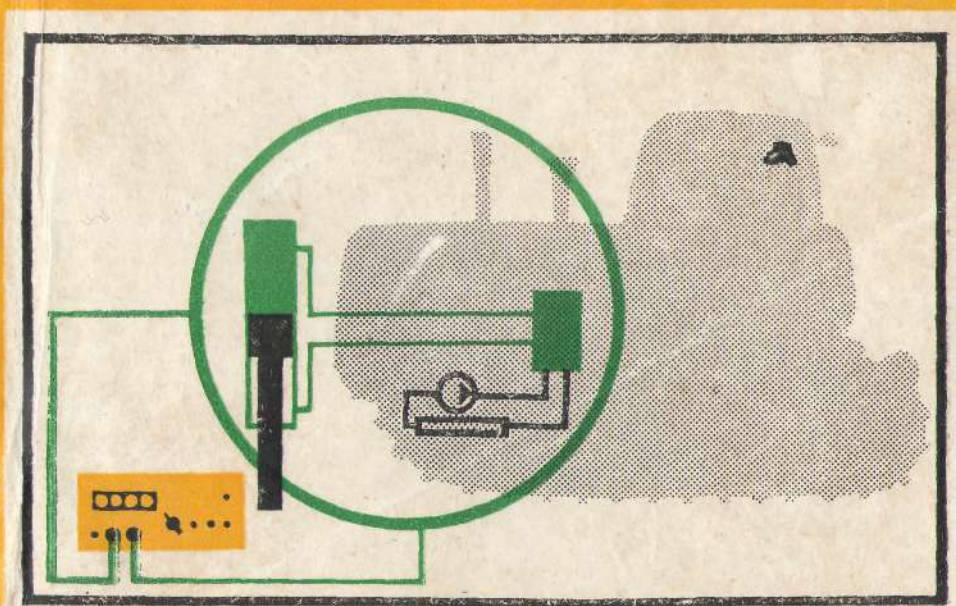


А. М. ХАРАЗОВ

ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН



А. М. ХАРАЗОВ

ТЕХНИЧЕСКАЯ
ДИАГНОСТИКА
ГИДРОПРИВОДОВ
МАШИН



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1979

ББК 27.2
Х20
УДК 621.225

Рецензент В. Н. Прокофьев

Харазов А. М.

Х20 Техническая диагностика гидроприводов машин. —
М.: Машиностроение, 1979. — 112 с., ил.

40 к.

В книге рассмотрены характерные отказы гидроагрегатов машин. Значительное место уделено основам теории диагностирования, описанию способов и средств диагностирования. Рассмотрены вопросы нормирования диагностических параметров и прогнозирования остаточного ресурса, а также вопросы организации и технологии диагностирования гидроприводов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, эксплуатирующих машины с гидроприводом, а также занимающихся вопросами проектирования и исследования гидроприводов.

X 31303-033
038(01)-79 —33-79. 2702000000

ББК 27.2
6П2.3

ВВЕДЕНИЕ

Объемный гидропривод становится неотъемлемой частью современной подъемно-транспортной, строительной, сельскохозяйственной и другой техники. Применение гидропривода упрощает процессы автоматизации, унификации, облегчает труд оператора, раскрывает широкие возможности для повышения надежности машин и т. д.

Однако, даже отвечающий современным требованиям гидропривод имеет ряд серьезных недостатков, зачастую ограничивающих область его применения. К ним, в первую очередь, относятся: большие потери мощности на преодоление трения жидкости в гидрوليнии, возможность нарушения работы из-за наличия воздуха в системе, трудность выявления неисправностей, высокие расходы на обслуживание и ремонт, высокие требования к организации рабочего места для производства ремонта агрегатов гидропривода. Так, на примере строительных машин выявлено, что более 18% целосменных и 4,5% внутрисменных простоев машин объясняются техническими неисправностями и отказами, из которых около 40% приходится на долю гидропривода. И в то же время основные агрегаты гидропривода зачастую снимаются с машин и направляются в ремонт с недоиспользованным в среднем на 20—30% ресурсом [10, 29].

Средством повышения качества и эффективности технического обслуживания, ремонта и эксплуатации гидропривода является техническая диагностика. Она повышает культуру технической эксплуатации гидропривода, его надежность, обеспечивает достоверное прогнозирование остаточного ресурса, что важно для нормальной эксплуатации машин и планирования их работ.

Эффективность применения технической диагностики зависит от приспособленности машин (гидропривода) к диагностированию, обоснованности выбора и нормирования диагностических параметров, точности и других метрологических характеристик диагностического оборудования, правильного использования диагностического оборудования в технологическом процессе технического обслуживания и ремонта гидропривода, грамотного выбора метода прогнозирования остаточного ресурса по результатам диагностирования.

ГЛАВА I
**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И МЕТОДЫ
ДИАГНОСТИРОВАНИЯ**

**1. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕТОДОВ И ПАРАМЕТРОВ
ДИАГНОСТИРОВАНИЯ**

Основными агрегатами в системах объемных гидроприводов, выявление неисправностей и причин отказов которых затруднено в эксплуатационных условиях, являются насосы, гидрораспределители, гидромоторы, гидроцилиндры, перепускные и предохранительные клапаны.

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы. Большое распространение из числа аксиально-поршневых насосов получили насосы типа 223, 210, 207 и др. со сферическим торцовым распределителем. Все эти насосы делятся на насосы постоянной (типа 223, 210) и переменной (типа 207) производительности.

Основным унифицированным узлом этих насосов (гидромоторов), на который приходится преобладающее число отказов, является качающий узел (рис. 1).

Основные неисправности аксиально-поршневых насосов 223.25, 223.20, 210.16 являются следствием износа поверхностей сопряжения шатунов с валом и поршнями, поршней с блоком и блока с распределителем, а также подшипников.

В результате износа деталей шатунной группы возрастают динамические нагрузки на вал (прижимную пластину) и поршень, что вызывает поломки насоса. Возрастание осевых зазоров в шатунной группе вызывает повышенные пульсации давления в напорной гидролинии, что также снижает надежность всего гидропривода в целом.

В результате износа поверхностей сопряжения блока с поршнями и распределителем увеличиваются внутренние перетечи рабочей жидкости и снижается объемный КПД насоса (или гидромотора).

Наиболее часто встречающиеся отказы насосов 223.20 (в %) следующие:

Отказы шатунной группы (разрушение прижимных пластин, обрыв шатунов и т. д.)	66,0
Отказы (износ) распределителя и поршневых пар	5,2
Разрушение (износ) подшипников вращающего вала	5,2
Трещины в корпусе	1,2

Плохой прижим распределителя к блоку цилиндров	3,8
Разрушение зубьев шестерен редуктора	2,6
Отсос масла из полости редуктора в корпус насоса	0,6
Остальные отказы	15,4

Преобладающее число отказов приходится на шатунно-поршневую пару.

Увеличение зазоров S_B и S_D в шатунно-поршневой паре (рис. 2) происходит за счет износа и деформации сопрягаемых поверхностей.

Разрушение прижимных пластин в большинстве случаев сопровождается выходом шатунов из сферических гнезд вала, что

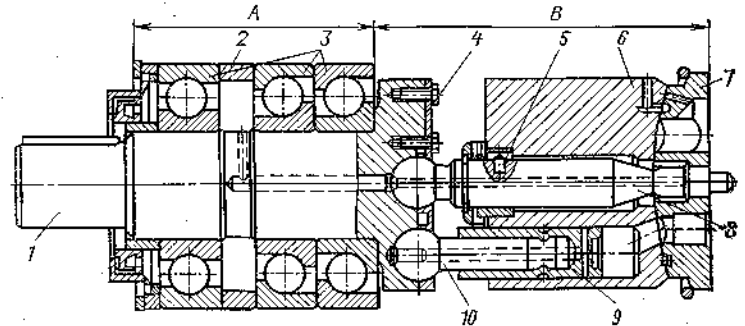


Рис. 1. Унифицированный качающий узел аксиально-поршневых насосов: 1 — вал; 2 — распорная втулка; 3 — подшипник; 4 — прижимная пластина; 5 — штифт; 6 — блок цилиндров; 7 — распределитель; 8 — центральный шип; 9 — поршень; 10 — шатун; A и B — контрольные длины подшипникового и качающего узлов

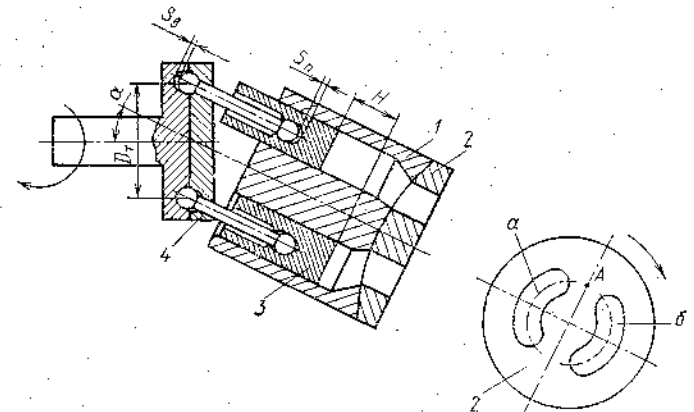


Рис. 2. Схема расположения осевых зазоров в качающем узле насоса: 1 — блок цилиндров; 2 — распределитель; 3 — поршень; 4 — прижимная пластина; S_B и S_D — зазоры в шатунно-поршневой группе; H — ход поршня; D_T — диаметр расположения головок шатунов во фланце вала; α — угол наклона оси блока к оси вала насоса; a и б — всасывающее и нагнетательное окна в распределителе; A — точка, соответствующая верхней мертвой точке поршня

ведет к серьезным «вторичным» поломкам качающего узла и всего насоса.

Шестеренные насосы имеют невысокий объемный КПД, малый пусковой момент (при использовании в качестве гидромотора), сравнительно низкую долговечность, но нашли широкое применение благодаря простоте конструкции, малой стоимости, удобству эксплуатации.

К основным неисправностям шестеренных насосов (НШ-32 и НШ-46) относятся следующие: износ торцовых поверхностей сопряжения опорных втулок с шестернями, износ шестерен и шеек вала, износ и потеря эластичности резиновых уплотнений. Очень редко наблюдается разрыв корпуса.

В процессе работы насоса под давлением опорные втулки и шестерни прижимаются к внутренним поверхностям стенок колодцев корпуса со стороны всасывающей полости. При работе насоса наблюдается смятие стенок колодцев опорными втулками и износ поверхности сопряжения вращающихся шестерен с корпусом насоса.

Опорные втулки насосов подвергаются наибольшему износу по торцовой поверхности сопряжения с шестернями. В результате износа торцовой поверхности втулки возрастают внутренние перетечки рабочей жидкости.

Износ внутренних поверхностей втулок под цапфы в нижней части со стороны нагнетания достигает 0,2 мм, а в верхней (со стороны всасывания) — 0,1÷0,15 мм.

Наибольший износ имеют внутренние поверхности нижних втулок.

В результате износа поверхностей сопряжений насосов снижается их объемный КПД, что снижает эффективность использования насосов и гидропривода в целом.

Распределение отказов насосов НШ-32 и НШ-67 согласуется с нормальным законом распределения. Объясняется это в первую очередь тем, что отказы являются следствием износа трущихся поверхностей. На рис. 3 показаны гистограммы распределения отказов насосов НШ-32 и НШ-67 экскаваторов ЭО-2621 и ЭО-2621А, эксплуатируемых в условиях жаркого климата Средней Азии. Средняя наработка на отказ этих насосов составляет соответственно 1397 и 1668 мото-часов (далее везде м-ч).

Гидрораспределители. Наибольшее применение получают моноблочные и секционные золотниковые гидрораспределители.

Секционные гидрораспределители включают напорную секцию со встроенным предохранительным клапаном, рабочие, промежуточную и сливную секции. Конструкция перепускных клапанов унифицирована с конструкцией предохранительных клапанов.

К основным отказам гидрораспределителей относятся: регулировка клапанов, износ трущихся поверхностей золотни-

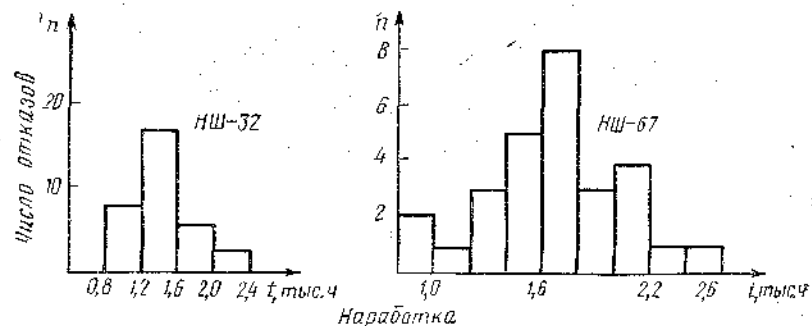


Рис. 3. Гистограммы распределения отказов насосов НШ-32 и НШ-67

ков, клапанов и корпуса. В результате увеличиваются внутренние перетечки и наружные утечки рабочей жидкости, а значит снижается объемный КПД.

Исследования автора показали, что до 90% перетечек рабочей жидкости происходит через предохранительный и перепускной клапаны. Наблюдения за работой гидрораспределителей, установленных на экскаваторах ЭО-2621, показали, что наработка на отказ колеблется в пределах 1486—3313 м-ч при среднем значении наработки на отказ 2250 м-ч и среднем значении наработки на первую неисправность 815 м-ч.

Гидроцилиндры. Основными неисправностями силовых гидроцилиндров являются: износ резиновых уплотнений поршня и грязесъемника, погнутость штока, износ и деформация тела цилиндра и наружной поверхности поршня. Почти все они влияют на снижение объемного КПД.

Максимальное число отказов связано с износом уплотнений и, в несколько меньшей степени, с погнутостью штока. Износ внутренней поверхности цилиндра и поршня, а также деформация цилиндра незначительны (примерно 5—7%).

Наибольшему износу подвергаются резиновые уплотнения (манжеты и кольца) поршня и крышки цилиндра и грязесъемника. Из-за износа резиновых уплотнений поршня увеличиваются перетечки рабочей жидкости из напорной полости гидроцилиндра в сливную, что является основной причиной снижения объемного КПД гидроцилиндра. При износе резиновых уплотнений крышки возрастают наружные утечки жидкости.

В результате износа и потери эластичности резиновых уплотнений увеличивается количество абразивных частиц, перепускаемых вместе с рабочей жидкостью через уплотнения в сливную полость гидроцилиндра. Это в конечном итоге приводит к разрыву резиновых уплотнений.

Рассмотренные выше неисправности вызывают в гидроприводах шумы, вибрации, стуки, нарушают процессы передачи

энергии и т. д. Эти сопутствующие неисправностям явления могут служить диагностическими параметрами.

При выборе диагностического параметра к нему предъявляются требования однозначности, стабильности, широты поля изменения (коэффициента относительной дифференциации), доступности и удобства измерения, информативности, технологичности и т. д. [22, 26]. В первую очередь следует уделять внимание параметрам, характеризующим наиболее часто повторяющиеся отказы. Выбранный диагностический параметр должен нести наибольшую информацию о техническом состоянии диагностируемого узла.

Под однозначностью понимают соответствие каждому значению диагностического параметра только одного вполне определенного значения параметра выходного процесса.

Широта поля изменения предусматривает наибольшее отклонение выходного параметра при заданном абсолютном изменении структурного параметра. Широта поля изменения может характеризоваться отношением величины изменения диагностического параметра к соответствующей величине структурного параметра.

Доступность и удобство измерения диагностического параметра определяется конструкциями машин и диагностических средств.

Информативность параметров определяется удельным весом отказов гидропривода (число и стоимость отказов) в общем объеме отказов. Так, для аксиально-поршневых насосов со сферическим распределителем наиболее информативным является параметр амплитуды пульсаций давления, так как он позволяет выявлять и предупреждать более 66% всех отказов насосов. Для шестеренных же насосов наиболее информативным является объемный КПД, позволяющий выявлять и предупреждать более 90% отказов.

Технологичность измерения параметров определяется удобством подключения диагностических датчиков, простотой измерения и обработки результатов измерений. В целом технологичность измерения характеризуется трудоемкостью и стоимостью диагностирования.

Диагностические параметры подразделяются на частные и общие. Частный параметр указывает на вполне определенную неисправность узла. Например, смещение порога срабатывания предохранительного клапана указывает конкретно на его регулировку. Общие параметры характеризуют общее техническое состояние гидропривода или отдельного узла. Так, объемный КПД аксиально-поршневого насоса характеризует его общее техническое состояние, но не указывает, что именно послужило причиной этого состояния (износ сопряжений торцового распределителя или поршней).

Диагностические параметры делят на зависимые и незави-

симые. Независимые параметры самостоятельно указывают на конкретную неисправность (наличие погнутой штока говорит о его техническом состоянии). Зависимые диагностические параметры по одиночке не определяют неисправность, ее можно определить только при одновременной регистрации нескольких параметров. Например, износ уплотнений поршня гидроцилиндра определяют измерением количества поступающей в гидроцилиндр рабочей жидкости, скорости перемещения штока, вязкости рабочей жидкости (температуры рабочей жидкости), усилия на штоке гидроцилиндра (давления в напорной гидролинии), давления в сливной гидролинии.

По характеру информации методы диагностирования подразделяются на три группы: 1) методы, обеспечивающие получение информации о техническом состоянии гидропривода, но не характеризующие его функциональные возможности; 2) методы, обеспечивающие получение информации о функциональных возможностях гидропривода, но не об их техническом состоянии; 3) комбинированные методы.

Основой классификации методов определения параметров технического состояния гидроприводов и их отдельных агрегатов являются: способ измерения, информативность и технологичность измерений. Естественно, нельзя говорить об информативности и технологичности измерения параметров вне взаимосвязи с конструкциями конкретных гидроприводов.

Рекомендуемые к использованию параметры диагностирования гидроприводов с указанием диагностируемого объекта и режима диагностирования приведены в табл. 1. Основными параметрами при диагностировании насосов, гидрораспределителей, гидроцилиндров, гидромоторов и клапанов являются: давление (включая пульсации давления), расход рабочей жидкости, механические перемещения (частота вращения, линейные перемещения), температура рабочей жидкости. При этом оценку технического состояния гидроприводов производят по объемному КПД, пульсациям давления, давлению срабатывания, интенсивности изменения давления, мощности, виброударным характеристикам.

При выборе и обосновании основных диагностических параметров узлов гидроприводов учитывают основные причины и частоту отказов этих узлов, признаки их проявления. При выборе диагностических параметров узлов часто используют метод И. А. Биргера, основанный на формулах Бейеса [5].

Выбирают основные параметры состояния узла и параметры их проявления (выходные), которые могут использоваться в качестве диагностических. Параметрами состояния могут быть показатели износа, потеря упругих свойств (пружин), обрыв или потеря эластичности (резиновые уплотнения) и т. д.

По данным статистики отказов определяют «вероятностные веса» признаков при различных состояниях, затем определяют

Параметры диагностирования гидроприводов

Параметр диагностирования	Оцениваемый структурный параметр	Режим диагностирования	Измеряемые составляющие параметра диагностирования	Диагностируемый объект	Примечания				
Продолжительность рабочего цикла, с	Общее техническое состояние	Постоянные: частота вращения вала насоса, температура рабочей жидкости и режим нагружения	Время	Гидропривод в целом	Измеряемые составляющие параметров диагностирования отдельных узлов см. в табл. 6				
Объемный КПД (утечки рабочей жидкости), см ³ /с	Зазоры (степень износа) в трущихся сопряжениях	Постоянные: температура и давление нагружения	Частота вращения вала, расход рабочей жидкости, скорость перемещения штока, частота вращения вала гидромотора	Гидропривод в целом, насос, гидрораспределитель, гидроцилиндр, гидромотор					
Амплитуда пульсаций давления, МПа	Наличие в рабочей жидкости нерастворенного воздуха, осевой люфт в сопряжениях шатунной группы насоса (гидромотора)	Постоянные: частота вращения вала насоса, температура рабочей жидкости, давление нагружения	Амплитуда пульсаций давления	Насос, гидромотор, рабочая жидкость	Рабочая жидкость оценивается по наличию в ней нерастворенного воздуха				
Параметры виброударной характеристики; уровень шума, см (см ² , дБ)						Зазоры (степень износа) в трущихся сопряжениях; наличие в рабочей жидкости нерастворенного воздуха	Параметры виброударной характеристики; уровень шума	Насос, гидроцилиндр, гидромотор, клапаны, рабочая жидкость	
Максимальное развиваемое давление, МПа	Общее техническое состояние	Постоянные: частота вращения вала насоса и температура рабочей жидкости	Давление	Гидропривод в целом, насос					
Установившаяся температура рабочей жидкости, К						Соответствует рабочему режиму гидропривода	Температура	Температура, время	Гидропривод в целом
Интенсивность нагрева рабочей жидкости, К/с									
Эффективная (гидравлическая) мощность, МПа × см ³ /с	Степень износа трущихся поверхностей, состояние рабочей жидкости	—	—	Гидропривод в целом, насос, гидрораспределитель, гидроцилиндр, гидромотор					
Концентрация продуктов износа и абразива в рабочей жидкости, г/см ³						—	—	—	
Интенсивность нарастания или снижения давления, МПа/с	Общее техническое состояние	Постоянные: начальная частота вращения вала насоса, температура рабочей жидкости	Давление, время	Клапаны, рабочая жидкость	Техническое состояние гидрораспределителя оценивается при переключении положения золотника				
Уровень разрежения во всасывающей гидролинии, мм. рт. ст.						Зазоры (степень износа) в трущихся сопряжениях насоса; наличие источника подсоса воздуха во всасывающей гидролинии	Постоянные: частота вращения вала насоса, температура рабочей жидкости и режим нагружения	Давление	Насос, всасывающая гидролиния
Характер изменения частоты вращения вала, (об/мин)	Деформация золотника, штока, корпуса	Изменением частоты вращения вала последовательно задаются два значения давления рабочей жидкости перед нагрузателем постоянного сопротивления; постоянная температура рабочей жидкости	Частота вращения вала	Гидропривод в целом, насос					
Усилие сопротивления перемещению исполнительного или управляющего звена, Н						Степень износа трущихся поверхностей	Усилие	Гидрораспределитель, гидроцилиндр, гидроаккумулятор	
Перепад давления, МПа	Степень износа трущихся поверхностей	На холостом ходу (без нагрузки) при постоянной температуре рабочей жидкости	Давление	Гидрораспределитель, гидроцилиндр, гидромотор					
Скорость перемещения штока на задаваемую длину, см/с						Постоянные: температура рабочей жидкости, давление нагружения	Длина (путь) перемещения, время	Гидроцилиндр	
Усадка штока за задаваемый интервал времени, см	Порог настройки (регулировки)	—	Давление	Гидромотор	Оценка технического состояния гидроцилиндра производится с учетом поступающей в него рабочей жидкости				
Частота вращения вала, об/мин						Общее техническое состояние; порог настройки клапана	Тормозной путь	Клапаны (предохранительный, перепускной) Гидропривод в целом, клапаны	
Давление срабатывания, МПа	Общее техническое состояние	Постоянные: вылет навесного оборудования, частота вращения вала насоса, усилие нагружения, температура рабочей жидкости	Давление	Гидропривод в целом, клапаны					
Тормозной путь исполнительного органа, см						—	Вязкость	Рабочая жидкость	
Вязкость, сСт	Общее техническое состояние	—	—	—					
Наличие воды						—	—	—	
Кислотное число	—	—	—	—					

вероятности состояний узлов при различных комбинациях признаков.

Вероятности состояний определяют по формуле

$$P(D_i/K) = \frac{P(D_i) P(K_1/D_i) \dots P(K_m/D_i)}{\sum_{j=1}^n P(D_j) P(K_1/D_j) \dots P(K_m/D_j)}, \quad (j=1, 2, \dots, m), \quad (1)$$

где $P(D_i)$ — априорная вероятность состояния узла; D_1, \dots, D_n — состояния узла; K_1, \dots, K_m — признаки (параметры) состояний узла; $P(K_1/D_i), \dots, P(K_m/D_i)$ — вероятности проявления признаков K_1, \dots, K_m при состоянии D_i .

Априорную вероятность состояний в простейшем случае, когда состояния D_1, D_2, \dots, D_n образуют полную группу несовместимых событий, определяют как отношение числа объектов N_i , в которых обнаружены неисправности D_i , к общему числу исследуемых объектов

$$P(D_i) = \frac{N_i}{N}. \quad (2)$$

В знаменателе формулы (1) представлена вероятность $P(K)$ того, что в исследуемом насосе должен обнаруживаться комплекс признаков K . Так как комплекс признаков K всегда появляется как минимум с одним из состояний D_i , то полная вероятность

$$P(K) = \sum_{i=1}^n P(D_i) P(K/D_i). \quad (3)$$

Представленное в (1) произведение $P(K_1/D_i) \dots P(K_m/D_i)$ представляет собой $P(K/D_i)$ при условии, что сумма вероятностей $\sum_{i=1}^n P(D_i/K) = 1$ и признаки K_j являются независимыми для каждого из состояний D_i .

В случае отсутствия признака K_j

$$P(\bar{K}_j/D_i) = 1 - P(K_j/D_i). \quad (4)$$

Пример. Рассмотрим в качестве примера выбор основного диагностического параметра аксиально-поршневого насоса НПА-64.

Выбираются девять основных состояний насоса и четыре основных диагностических признака (параметра) K_j проявления различных неисправностей, которые сводятся к повышенным параметрам вибрации корпуса насоса K_1 , повышенным пульсациям давления в напорной гидролинии K_2 , снижению объемного КПД K_3 и течи рабочей жидкости из штуцера дренажной линии K_4 .

В табл. 2 сведены экспериментально полученные вероятностные веса признаков при различных состояниях насосов, а в табл. 3 — вероятности состояний насосов при разных комбинациях признаков K_j .

При относительно малых количественных значениях вероятностей возможных состояний (неисправностей) D_i уточнение состояния насоса связано

Вероятностные веса признаков при различных состояниях насосов

Состояние насосов D_i	Признаки K_j				$P(D_i)$
	K_1 — повышенные параметры вибрации корпуса	K_2 — повышенные пульсации давления	K_3 — низкий объемный КПД	K_4 — течь рабочей жидкости из штуцера дренажной линии	
D_1 — суммарный износ торцового гидрораспределителя и торцевой поверхности блока цилиндров	0,79	0,82	0,99	0,8	0,70
D_2 — суммарный осевой люфт в сочленении поршень—шатун—вал	0,75	0,98	0,08	0,02	0,65
D_3 — радиальный зазор поршень—отверстие блока цилиндров	0,56	0,6	0,93	1,0	0,40
D_4 — износ подшипников	0,99	0,1	0,2	0,12	0,18
D_5 — износ шеек кардана	0,9	0,15	0	0	0,01
D_6 — износ подпятника кардана	0,84	0	0	0	0,03
D_7 — износ или разрушение деталей уплотнения приводного вала	0	0	0,01	0	0,05
D_8 — потеря упругих свойств (поломка) пружины	0	0	0,10	0	0,002
D_9 — исправное состояние насоса	0,03	0,02	0	0	0,30

с дополнительными обследованиями. Например, в случае, когда признак K_1 не достигает предельного значения, вероятности неисправностей D_1 и D_3 почти одинаковые (0,493 и 0,506) и для определения причины неисправности требуется провести дополнительные диагностические измерения или разборку диагностического узла.

Признак K_4 (течь рабочей жидкости из штуцера дренажной линии) практически является разновидностью признака K_3 (снижение величины объемного КПД). Этот фактор является одной из важнейших причин перераспределения вероятностей между состояниями насоса D_1 и D_3 .

Из приведенных расчетов следует, что диагностирование аксиально-поршневых насосов НПА-64 можно проводить по величине изменения трех основных признаков (параметров): объемному КПД, пульсациям давления в напорной гидролинии, вибрациям корпуса насоса. В связи с тем, что более 98% насосов выбраковываются и поступают в ремонт по причине снижения

Вероятности состояний насосов при разных комбинациях признаков

Состояние	Комбинации проявившихся признаков неисправности													
	K_1	K_2	K_3	K_4	$K_1 K_2$	$K_1 K_3$	$K_1 K_4$	$K_2 K_3$	$K_2 K_4$	$K_3 K_4$				
D_1	0,037	0,81	0,0016	0,0012	0,002	0,243	0,085	0,65	0,035	0,404	0,493	0,475	0,153	0,689
D_2	0,1120	0,039	0,96	0,053	0,941	0,00006	0,251	0,347	0,088	0,017	0,013	0,0001	0,374	0,287
D_3	0,92	0	0	0	0	0	0,654	0	0,277	0	0,506	0,502	0,4	0
D_4	0,028	0,042	0,0009	0,09	0,028	0,755	0,002	0,001	0,678	0,578	0,0002	0,023	0,072	0,024
D_5	0	0	0,001	0,047	0,003	0,00005	0	0	0	0	0	0	0	0
D_6	0	0	0	0,154	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
D_7	0	0,078	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
D_8	0	0,031	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
D_9	0	0	0,039	0,053	0,0004	0	0	0	0	0	0	0	0	0

объемного КПД и в значительно меньшей степени по причине повышенных пульсаций давления и вибраций корпуса насоса, показатель объемного КПД принимается за основной.

2. ОЦЕНКА ДОПУСТИМОЙ ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ

На погрешность определения диагностического параметра сильно влияет погрешность преобразования, усиления и регистрации сигнала, пропорционального диагностическому параметру.

Погрешность определения диагностических параметров является составляющей погрешностей, вводимых нестабильностью режима диагностирования и погрешностей средств измерения.

Погрешность из-за нестабильности режима диагностирования учитывается отдельными дополнительными факторами и зависит от точности измерения температуры и давления рабочей жидкости, внешней нагрузки и т. п.

Величина утечек рабочей жидкости $Q_{ут}$ через сопряжения узлов гидроприводов является функцией ряда параметров: перепада давления Δp на длине сопряжения, вязкости рабочей жидкости μ , конструктивных размеров диагностируемого узла и др.

В общем виде, принимая для конкретного узла конструктивные размеры постоянными, формулу для определения утечек рабочей жидкости упростим до вида

$$Q_{ут} = k \frac{\Delta p}{\mu}, \quad (5)$$

где k — коэффициент, учитывающий конструктивные размеры узла.

При условии, что погрешность определения диагностического параметра должна обеспечивать вероятность безотказной работы узла не ниже $P(t)$, максимально допустимая погрешность определения диагностического параметра (в %) определяется по зависимости

$$\delta(\eta_{max}) = [1 - P(t)](1 - \eta_{пр}) 100, \quad (6)$$

где $\delta(\eta_{max})$ — максимально допустимая погрешность определения объемного КПД; $\eta_{пр}$ — предельно допустимое значение объемного КПД.

Применительно к гидроприводу, техническое состояние которого не влияет на безопасность работы, принимаем $P(t) = 0,85$. Рекомендуемые [1] предельно допустимые значения объемного КПД узлов следующие: для насосов — 0,75; для гидрораспределителей — 0,88. Соответственно максимально допустимая погрешность определения диагностического параметра составляет: 3,6% — для насосов; 1,8% — для гидрораспределителей.

Полученные количественные показатели определяются как среднеквадратические величины погрешности при измерении расхода рабочей жидкости (или параметры, характеризующие расход рабочей жидкости, например, скорости перемещения штока силового гидроцилиндра) $\delta Q_{\text{ут}1}$ и погрешности от неточности регистрации параметров, характеризующих режим диагностирования и влияющих на изменение утечек $\delta Q_{\text{ут}2}$

$$\delta Q_{\text{ут}} = \sqrt{\delta Q_{\text{ут}1}^2 + \delta Q_{\text{ут}2}^2} \quad (7)$$

Измерение расхода рабочей жидкости с помощью современных диагностических средств возможно с погрешностью $\delta Q_{\text{ут}1} = \pm 0,5 \div 1,0\%$. Затем из формулы определяется величина $\delta Q_{\text{ут}2}$.

По так называемой «второй задаче» теории ошибок определяют допустимые погрешности параметров, характеризующих режим диагностирования — погрешности измерения давления $\delta \Delta p$ и погрешности измерения вязкости (температуры рабочей жидкости) $\delta \mu$.

Минимально допустимые погрешности регистрации приведенных параметров (при условии их равенства) определяются

$$\delta \Delta p = \delta \mu = \pm \frac{\delta Q_{\text{ут}2}}{2} \quad (8)$$

3. ВЗАИМОСВЯЗЬ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СО СТРУКТУРНЫМИ

Изменение структурных параметров непосредственно сказывается на динамике работы машины, функциональных ее возможностях и диагностических параметрах.

Зависимость внутренних перетечек рабочей жидкости в поршневых и шестеренных парах от осевых и радиальных зазоров. Внутренние перетечки рабочей жидкости находятся в функциональной зависимости от конструктивных параметров диагностируемой сборочной единицы (агрегата) и режима диагностирования (вязкости и перепада давления в сопряжении).

Применительно к кольцевой щели в сопряжении золотник—корпус гидрораспределителя эта зависимость представляется формулой

$$Q_{\text{ут}} = \frac{\pi d \delta^3 \Delta p \varphi}{12 \mu l} \quad (9)$$

где δ — радиальный зазор в сопряжении; φ — коэффициент эксцентриситета расположения золотника относительно корпуса; μ — динамическая вязкость рабочей жидкости; l — длина сопряжения.

Коэффициент эксцентриситета меняется в пределах от 1 при концентрическом до 2,5 при эксцентрическом расположе-

нии золотника по отношению к корпусу гидрораспределителя. На рис. 4 показана схема расположения золотника по отношению к корпусу гидрораспределителя Н.7413 и эпюра изменения давления по длине уплотнительного пояса золотника.

В результате износа трущихся сопряжений нарушается их геометрическая форма, особенно неравномерно изнашиваются гильзы, которые принимают овальную форму. В этом случае утечки рабочей жидкости через овальный зазор определяют по формуле [14]

$$Q_{\text{ут}} = \pi d \frac{\Delta p}{12 \mu l} \left(\delta_m^3 - 0,75 \delta_m^2 n + 0,25 \delta_m n^2 - \frac{n^3}{32} \right) \varphi \quad (10)$$

где $n = \frac{\delta_m - \delta_0}{0,5}$; δ_m — максимальный зазор в сопряжении.

Применительно к шестеренным насосам можно пользоваться формулой, выражающей зависимость между действительной величиной перетечек $Q_{\text{ут.д}}$ и осевым зазором в сопряжении торцовых поверхностей шестерен и опорных втулок (или корпуса):

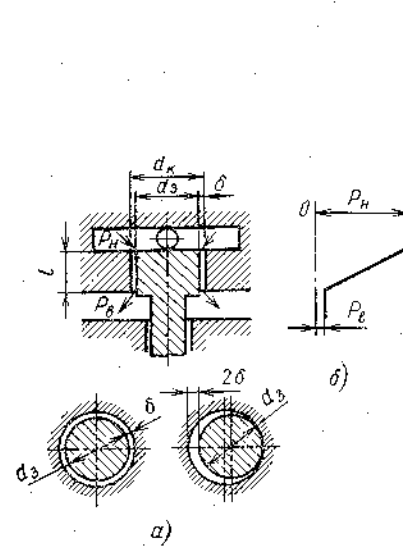


Рис. 4. Схема золотникового сопряжения гидрораспределителя:

а — расположение золотника по отношению к корпусу распределителя; б — эпюра изменения давления по длине уплотнительного пояса золотника; p_n и p_e — давления в напорной и сливной полостях; d_k и d_z — диаметры золотника и корпуса; l — длина уплотнительного пояса; δ — радиальный зазор в сопряжении

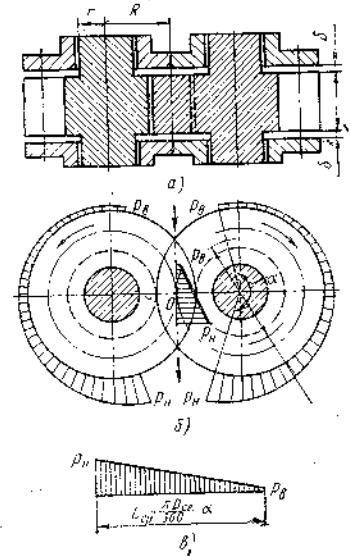


Рис. 5. Эпюры перепада давления Δp в сопряжениях шестеренного насоса:

а — схема сопряжения шестерня—опорная втулка; б — эпюры перепада давления; p_n и p_e — давление в напорной и сливной полостях; r и R — радиус цапфы и начальной окружности шестерен; δ — осевой зазор; α — угол вращения шестерни в замкнутом пространстве; $L_{\text{ср}}$ — длина начальной окружности и шестерни, соответствующая углу α

$$Q_{ут.д} = 2C \left[\int_r^R \frac{B_1 \delta^3 dR_x}{\sqrt{R^2 - R_x^2}} + \int_r^R B_2 \delta R_x dR_x \right], \quad (11)$$

где C — экспериментально определяемый коэффициент, учитывающий перетечки рабочей жидкости через рассматриваемое сопряжение в отношении ко всему объему внутренних перетечек и отклонение величины действительно перетекающей через сопряжение рабочей жидкости, от теоретически определяемого значения; $B_1 = \frac{\Delta p}{12\mu}$, $B_2 = \omega$ — для конкретно рассматриваемого случая величины постоянные; r , R — радиусы цапфы и начальной окружности зубьев шестерен; Δp — перепад давления; ω — частота вращения вала насоса.

После ряда преобразований последняя формула принимает вид, удобный для практического пользования:

$$Q_{ут.д} = 2C \left[B_1 \delta^3 \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{r}{R} \right) + \frac{B_2 \delta (R^2 - r^2)}{2} \right]. \quad (12)$$

На рис. 5 показаны характерные эпюры перепада давления в сопряжениях насоса.

Для определения зазоров в сопряжениях диагностируемых агрегатов по измеряемым значениям утечек рабочей жидкости целесообразно пользоваться номограммой, показанной на рис. 6.

В квадранте А номограммы даны зависимости кинематической вязкости ν и плотности ρ от температуры t для некоторых рабочих жидкостей. В квадранте Б приведены зависимости, позволяющие умножить значения кинематической вязкости на плотность. В квадранте В даны зависимости динамической вязкости от давления p . В квадранте Г даны зависимости зазора δ от измеренных утечек Q при различной динамической вязкости.

Как пользоваться номограммой, покажем на следующем примере.

Пусть в системе гидропривода используется рабочая жидкость АУ при давлении 7,5 МПа, температуре 30°С, плотности $\rho = 0,89$ г/см³ при 20°С, утечке 57,5 см³/с.

По квадранту А, используя зависимость плотности от температуры, находим, что рабочая жидкость АУ имеет при 30°С вязкость 54 сСт и плотность 0,884 г/см³. По квадранту Б определяем для приведенных параметров динамическую вязкость μ . Для этого восстанавливаем перпендикуляр из точки, соответствующей вязкости 54 сСт, до пересечения с линией плотности 0,884 г/см³. Спроектировав полученную точку на ось ординат, определяем $\mu = 46$ МПа·с.

Затем по квадранту В определяем динамическую вязкость при 7,5 МПа. Для этого с оси абсцисс p из точки, соответствующей давлению 7,5 МПа, восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с прямой, соответствующей $\mu_0 = 46$ МПа·с и, спроектировав полученную точку на вертикальную ось μ , находим действительную величину последней $\mu = 50$ МПа·с.

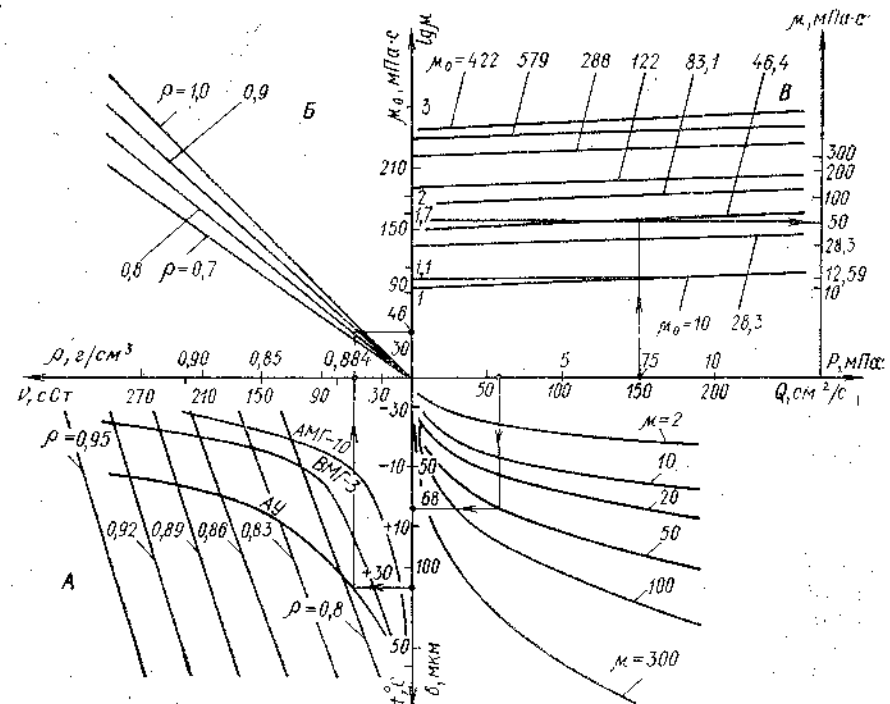


Рис. 6. Номограмма для определения износа сопряжений узлов агрегатов гидропривода

В квадранте Г восстанавливаем перпендикуляр к оси абсцисс $Q_{ут}$ в точке, соответствующей $Q_{ут} = 57,5$ см³/с, до пересечения с кривой $\mu = 50$ МПа·с; проектируя полученную точку на ось δ , определяем значение зазора в сопряжении.

Влияние усилия взаимодействия деталей шатунной группы на динамику работы аксиально-поршневых насосов при наличии осевых зазоров в них. При работе аксиально-поршневых насосов и гидромоторов поршень и шатун совершают сложные движения, сопровождаемые значительными импульсными нагрузками. Эти нагрузки с ростом осевых зазоров увеличиваются. Проследим движение деталей шатунной группы относительно друг друга при наличии в них осевых зазоров.

При наличии зазора в шатунных парах и без учета влияния давлений разрежения и нагнетания скорость поршня меняется по кривой, показанной на рис. 7.

В самом начале такта всасывания, пока выбирается зазор в вале S_B (см. рис. 2), поршень и шатун находятся в состоянии покоя — на осциллограмме соответствует отрезку OA . После полной выборки зазора S_B начинает выбираться зазор в порш-

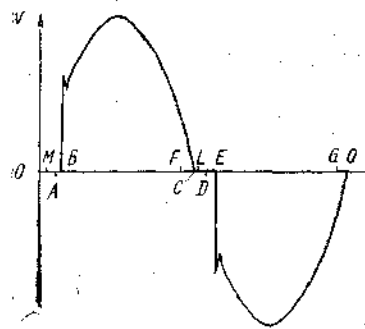


Рис. 7. График изменения скорости v поршня при наличии осевых зазоров в сопряжениях шатунной группы без учета влияния давлений разрежения и нагнетания

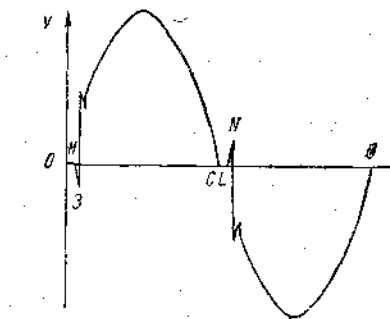


Рис. 8. График изменения скорости v поршня при наличии осевых зазоров и при учете влияния давлений разрежения во всасывающей и нагнетания в напорной гидролинии

не S_{Π} — на осциллограмме соответствует участку AB (поршень остается в состоянии покоя). В точке B скорость поршня резко возрастает, синхронизируется с частотой вращения и далее до конца такта всасывания изменяется по синусоидальной кривой.

В начале такта нагнетания в точке C , пока выбирается зазор S_B в вале (на осциллограмме участок CD) и зазор S_{Π} в поршне (участок DE), поршень находится в состоянии покоя. В точке E скорость поршня резко возрастает и далее меняется по синусоидальной кривой.

Когда на поршень действуют усилия разрежения и нагнетания, характер изменения скорости поршня несколько меняется. Действие усилий разрежения и нагнетания не сказывается, пока поворот вала происходит в запертой зоне поршневой полости. На описанной осциллограмме запертым зонам соответствуют участки OM , FC , CL , GO , которым соответствует определенный угол поворота блока (вала). Здесь принимается условие, что отставание блока от вала не наблюдается и не учитывается влияние вязкостного трения и инерционных сил.

В точке M , когда поршневая полость соединяется со всасывающей гидролинией, возможны следующие ситуации.

1. Во всасывающей гидролинии имеется разрежение. Тогда под действием разрежения, если оно превышает вязкостные и инерционные составляющие, поршень получает противоположное перемещение (рис. 8). После выборки зазора S_{Π} в поршневой паре далее перемещением поршня выбирается зазор S_B . Перемещению поршня под действием разрежения соответствует приближенный участок $MЗ$ на осциллограмме. В точке $З$ меняется направление перемещения поршня и далее скорость

поршня меняется по синусоидальной кривой до конца такта всасывания.

2. Во всасывающей гидролинии имеется избыточное давление. Тогда под его действием, если оно превышает вязкостные и инерционные составляющие, поршень все время плотно прижат к шаровой головке шатуна, вторая шаровая головка которого прижата к валу. В этом случае скорость поршня изменяется по плавной синусоидальной кривой.

В начале такта нагнетания, пока блок цилиндров проходит относительно распределителя участок, соответствующий периоду запертого состояния поршневой полости, зазоры S_B , а затем S_{Π} выбираются за счет угла наклона вала к блоку и вращения вала. Если до момента соединения поршневой полости с полостью нагнетания не выбраны зазоры S_B и S_{Π} , то в момент соединения поршневой полости с полостью нагнетания под действием обратного гидравлического удара поршень получает сначала обратное перемещение (участок LN), затем скорость поршня меняется по синусоидальной кривой.

При переходе поршня из положения всасывания в положение нагнетания под действием инерционных сил шатуна, поршня и рабочей жидкости, а также перепада давления в момент соединения надпоршневого пространства с напорной гидролинией происходит соударение деталей поршень—шатун—вал. Эти удары воспринимает вал, масса которого в несколько раз больше суммарной массы шатуна и поршня. Указанные соударения могут быть причиной прогрессивного увеличения зазоров и приводить к возникновению вибраций насоса.

При переходе поршня из положения нагнетания в положение всасывания под действием инерционных сил масс поршня и шатуна, разрежения, имеющего место во всасывающей гидролинии, и вращения вала происходит соударение масс поршня и шатуна с прижимной пластиной, удерживающей головки шатуна во фланце вала. В этом случае при выборке зазоров S_{Π} и S_B могут возникнуть следующие ситуации:

1) зазоры S_{Π} и S_B выбираются одновременно; зазор S_{Π} выбирается за счет разрежения, а зазор S_B — за счет вращения вала;

2) зазоры S_{Π} и S_B выбираются в основном за счет разрежения; сначала выбирается зазор S_{Π} , а затем S_B ;

3) зазоры S_{Π} и S_B выбираются в основном за счет вращения вала; сначала выбирается зазор S_B , а затем S_{Π} .

Возможны также комбинации перечисленных ситуаций.

Наиболее реальной является третья ситуация.

В процессе работы насоса прижимная пластина воспринимает статические и динамические нагрузки.

В первом приближении при определении статической нагрузки принимается допущение, что имеет место жидкостное трение при соосном расположении поршня в гильзе блока. Тогда ста-

тическое усилие, воспринимаемое прижимной пластиной, складывается из инерционного P_m и вязкостного P_v усилий и усилия P_p от разрежения в поршневом пространстве при всасывании

$$P = P_m + P_v + P_p = A \cos \varphi + B \sin \varphi + F_{\text{п}} P_{\text{вс}}, \quad (13)$$

где

$$A = \frac{m_k D_T}{2} \omega^2 \sin \alpha; \quad B = \frac{\nu \rho \pi d_{\text{п}}^2 l_m D_T}{2\delta} \omega \sin \alpha; \quad \varphi = \omega t.$$

m_k — суммарная масса поршня и шатуна; α — угол наклона оси блока к оси вала насоса; ν и ρ — вязкость и плотность рабочей жидкости; ω — угловая частота вала насоса; $d_{\text{п}}$, l_m — диаметр и длина уплотняющей поверхности поршня; δ — радиальный зазор в сопряжении поршня с блоком цилиндров; $p_{\text{вс}}$ — давление (уровень разрежения) в надпоршневом пространстве; $F_{\text{п}}$ — рабочая площадь поршня; φ — текущее угловое положение блока цилиндров относительно распределителя (отсчет ведется от крайнего положения поршня); D_T — диаметр расположения головок шатунов во фланце вала.

Динамическая нагрузка, действующая на прижимную пластину, растет с увеличением осевых зазоров.

Пусть в точке A (см. рис. 2) поршень останавливается и начинается выборка зазора S_B . В момент соприкосновения шаровой поверхности шатуна с прижимной пластиной происходит удар от взаимодействия двух масс — m_1 (масса шатуна) и m_2 (масса прижимной пластины). Для упрощения расчета исключается влияние масс вала и крепежных болтов на силу удара.

Затем начинает выбираться зазор $S_{\text{п}}$ и происходит удар от соприкосновения масс $m_1 + m_2$ с массой m_3 (масса поршня).

В массу поршня m_3 может входить в виде слагаемой масса рабочей жидкости надпоршневой полости.

Когда во всасывающей гидролинии имеет место избыточное давление, то сила удара может быть снижена, но при условии, что будет обеспечен поджим поршня к шаровой головке шатуна даже при его максимальной поступательной скорости.

Сила, действующая на сталкивающиеся детали [25]

$$F = \frac{2mv_0}{\tau}, \quad (14)$$

где m — приведенная масса сталкивающихся деталей:

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2};$$

v_0 — относительная скорость деталей в момент удара; τ — длительность удара. Для металлических деталей τ достигает 10^{-4} с.

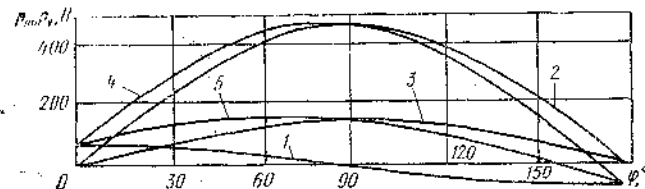


Рис. 9. Зависимость инерционных P_m и вязкостных P_v статических составляющих от угла φ поворота блока цилиндров относительно распределителя: 1 — кривая инерционной составляющей; 2, 3 — кривые вязкостной составляющей соответственно при $\delta=15$ и 45 мкм; 4, 5 — кривые суммарных составляющих инерционных и вязкостных сил

Используя аналитические зависимости определения текущего положения и скорости поршня в зависимости от угла φ , определяют силу удара F .

Исследования показали, что в аксиально-поршневых насосах усилия на прижимную пластину при появлении осевых зазоров в шатунных парах значительно превышают усилия статической нагрузки. Достигая критических значений, они вызывают отказ качающего удара.

В качестве примера оценим усилия, воспринимаемые прижимной пластиной насоса 223.20 при такте всасывания.

На рис. 9 показаны зависимости статических составляющих P_m и P_v от углового положения блока цилиндров относительно распределителя φ .

Инерционная составляющая P_m (от действия масс поршня и шатуна) достигает максимального значения при $\varphi=0$ и 180° и максимальной частоте вращения вала и равна $76,5$ Н (кривая 1). При $\varphi=90^\circ$ составляющая $P_m=0$.

Вязкостная составляющая P_v достигает максимального значения при $\varphi=90^\circ$, максимальной частоте вращения вала, высокой вязкости рабочей жидкости (расчет произведен для вязкости $\nu=1000$ сСт) и при минимальном радиальном зазоре δ (расчет произведен для $\delta=15$ мкм). Для рассматриваемого случая максимальная вязкостная составляющая $P_v=466$ Н (кривая 2). При достижении в результате износа зазора $\delta=45$ мкм максимальная вязкостная составляющая снижается до 150 Н (кривая 3).

На рис. 10 приведены результаты расчета динамических составляющих при соударении масс шатунной группы насоса. Расчет произведен для частоты вращения вала 2470 об/мин, массы поршня $0,09$ кг, шатуна $0,07$ кг, прижимной пластины $0,07$ кг, среднестатистического распределения зазоров в сопряжениях шатунной группы $\bar{S}_{\text{п}}=0,82$ мм, $\bar{S}_B=0,71$ мм, $\bar{S}_Z=1,53$ мм. Суммарному зазору $\bar{S}_Z=1,53$ мм соответствует угол $\varphi=28^\circ 42'$, зазору $\bar{S}_B=0,71$ мм — угол $\varphi=19^\circ 24'$, усилие удара шатуна о прижимную пластину при $\bar{S}_B=0,71$ мм достигает 760 Н. Усилие

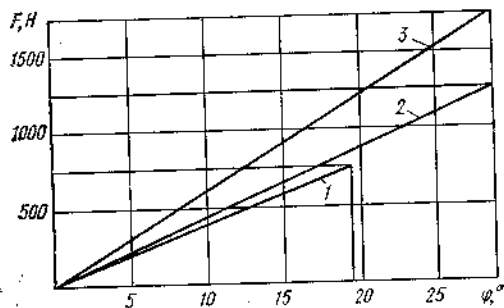


Рис. 10. Графики изменения динамических составляющих при соударении масс шатунной группы насоса 223.20 в зависимости от угла φ поворота блока (осевых зазоров в шатунной группе):

1 — соударение шатуна с прижимной пластиной; 2 — соударение шатуна с поршнем; 3 — соударение поршня с приведенной массой шатуна и прижимной пластины.

при соударении поршня с шатуном (при $\bar{S}_2 = 1,53$ мм) приближается к 1250 Н, а при учете того, что масса поршня соударяется с приведенной массой шатуна и прижимной пластины, сила удара возрастает до 1700 Н.

Так как влияние разрежения в поршневой полости мало, то им можно пренебречь.

Таким образом, при увеличении зазоров в шатунной группе возникают динамические усилия от соударения деталей, влияние которых на надежность качающего узла по сравнению с инерционными и вязкостными составляющими оказывается решающим.

Высокая частота повторения ударов отрицательно сказывается на надежности прижимной пластины и шатунного узла в целом.

Влияние диаметров поршней и осевых зазоров в шатунной группе на рабочий объем. Ресурс гидроприводов находится в прямой зависимости от структурных и характеризующих их диагностических параметров.

В первом приближении снижение объемного КПД η находится в кубической зависимости от наработки (времени, зазора или износа) t .

При ремонте аксиально-поршневых насосов (например, НПА-64) диаметры гильз блока цилиндров и поршней доводятся до большего по допуску размера, в результате чего увеличиваются рабочий объем q и подача насоса, а приводной двигатель работает с некоторой перегрузкой.

Если диагностику не известен фактический рабочий объем насоса, то по измеренному значению η он может сделать неверное заключение о замене узла.

С изменением рабочего объема насосов соответственно меняется предельное значение их объемного КПД ($\eta_{пр}$). На рис. 11 приведена простейшая номограмма из сопряженных шкал для пересчета объемного КПД насоса НПА-64.

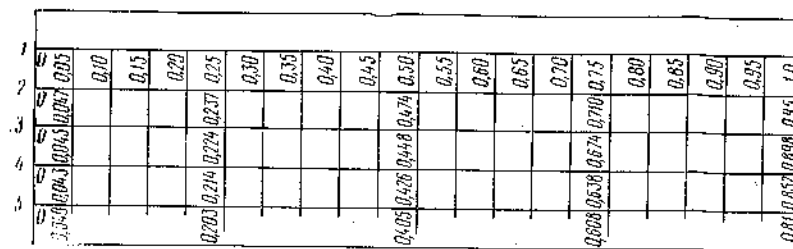


Рис. 11. Номограмма пересчета объемного КПД насоса НПА-64 с различными рабочими объемами:

1-5 — соответственно шкалы для насосов с диаметрами поршней 18,0; 18,5; 19,0; 19,5; 20,0 мм

С изменением предельных значений объемного КПД соответственно меняется ресурс гидроагрегата.

В результате увеличения зазоров в сопряжениях блока цилиндров с поршнями и с распределителем возрастают внутренние перетечки рабочей жидкости, величина которых характеризует техническое состояние агрегата при заданном режиме диагностирования (частоте вращения вала, температуре, вязкости и давлении рабочей жидкости). При этом следует учитывать конструктивные и эксплуатационные факторы, влияющие на точность постановки диагноза. К ним относятся: неполнота заполнения рабочих камер рабочей жидкостью, центробежные силы, действующие на жидкость, сжатие жидкости во вредном пространстве, изменение объема рабочих камер от деформации деталей.

В процессе работы насосов из-за увеличения зазоров (при условии, что к началу такта нагнетания зазор в шатунной группе не выбран) снижается полезный объем надпоршневого пространства. Вследствие этого изменяется теоретический рабочий объем насоса, а в результате диагностирования вводится погрешность. Необходимо поэтому при диагностировании насосов по величине объемного КПД в результате измерения вводить поправку на снижение теоретического рабочего объема.

Физический принцип влияния осевых зазоров (люфтов) на коэффициент подачи поясняется рис. 12 и табл. 4.

В рассмотренных случаях предварительно принимается условие, что в процессе тактов нагнетания и всасывания с избыточным давлением во всасывающей гидролинии поршень через шатун постоянно прижат к валу. При такте всасывания с разрежением во всасывающей гидролинии поршень сопрягается с шатуном внутренней поверхностью, а шатун прижат к прижимной пластине.

Как видно из табл. 4, при наличии зазоров a и d коэффициент подачи снижается, причем снижение происходит интен-

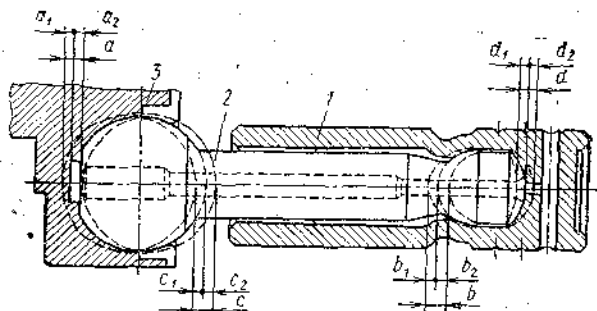


Рис. 12. Расположение осевых зазоров в шатунной группе аксиально-поршневого насоса: 1 — поршень; 2 — шатун; 3 — вал

сивнее роста зазоров, что объясняется увеличением объема вредного пространства.

Таблица 4

Матрица влияния осевых зазоров на коэффициент подачи насоса

Обозначение зазора по рис. 12	Режим всасывания	Изменение рабочего хода поршня	Изменение объема вредного пространства	Изменение коэффициента подачи
a_1, a_2, d_1, d_2	Разрежение	—	+	—
	Подпор	0	+	—
c_1, c_2, b_1, b_2	Разрежение	—	0	—
	Подпор	0	0	0
$a+d$	Разрежение	—	+	—
	Подпор	0	+	—
$c+b$	Разрежение	—	0	—
	Подпор	0	0	0

Примечания. Знак плюс соответствует увеличению объема вредного пространства; минус — уменьшению рабочего хода поршня и коэффициента подачи; 0 — сохранению постоянного исследуемого выходного параметра.

При наличии зазоров c и b и при разрежении во всасывающей гидрролинии коэффициент подачи снижается прямо пропорционально рабочему ходу поршня. При избыточном давлении (с подпором) во всасывающей гидрролинии зазоры c и b не влияют на коэффициент подачи.

Наибольшее влияние на коэффициент подачи оказывают зазоры, если всасывающая гидрролиния работает в режиме разрежения.

В случае, если выборка зазоров происходит до прихода поршня в крайние положения, характер их влияния на коэффициент подачи меняется.

Выборка зазоров до прихода поршня в крайнее положение может происходить при условии, что инерционная составляющая P_m превышает суммарную составляющую сил вязкостного трения P_v и усилий, создаваемых давлением (разрежением) P_p рабочей жидкости ($P_m \geq P_v \pm P_{vc}$). Вероятность появления такой ситуации при постоянной частоте вращения вала насоса возрастает при снижении вязкости рабочей жидкости и увеличении радиального зазора δ .

При условии жидкостного трения и соосного расположения поршня в цилиндре блока статическое усилие, воспринимаемое прижимной пластиной, которая удерживает головку шатунов по фланце вала, определяется по формуле (13).

Момент начала выборки зазоров (по углу φ) можно определить дифференцированием уравнения (13) или графическим путем.

В уравнении (13) максимальная составляющая сил трения P_v может возрасти вследствие загрязнения рабочей жидкости более чем в 10 раз. В насосах с шатунным ведением блока цилиндров и при эксцентричном расположении их в цилиндрах сила трения вследствие загрязнения рабочей жидкости может возрасти в еще большей степени.

Инерционная составляющая достигает максимального значения при $\varphi = 0$ и 180° и максимальной частоте вращения вала. При $\varphi = 90^\circ$ инерционная составляющая равна нулю. Вязкостная составляющая достигает минимального значения при минимальной вязкости рабочей жидкости и максимальном радиальном зазоре δ .

Оценка момента начала выборки осевых зазоров в шатунной группе произведена на примере насоса 223.20 при частоте вращения вала $\omega = 2470$ об/мин, вязкости рабочей жидкости $\nu = 33$ сСт и радиальном зазоре $\delta = 15$ и 45 мкм. Расчет произведен для случая действия инерционной составляющей только от массы поршня (P_{pm}) и от суммарной массы поршня и шатуна ($P_{\Sigma m}$) при $k = 1$ и 10 . Усилие от разрежения принято $P_p = 4$ Н.

На рис. 13 даны кривые изменения переменных составляющих уравнения (13) при такте всасывания в интервале изменения угла φ поворота вала от 90 до 180° в момент уменьше-

Расчет времени выборки зазоров в шатунно-поршневой паре

Угол, град	Радиальный зазор δ , мм	Коэффициент k	Инерционная составляющая	Путь торможения S , см	Время торможения $t_1 \cdot 10^{-4}$, с	Остаточный ход поршня h , см	Остаточное время перемещения до крайнего положения, $t_2 \cdot 10^{-4}$, с	Сравнительные коэффициенты, см/с	
								$\frac{S}{t_1} \cdot 10^2$	$\frac{h}{t_2} \cdot 10^3$
166	15	10	P_m	0,037	9,6	0,0364	9,46	0,385	0,385
158	15	10	$P_{\Sigma m}$	0,1220	17,9	0,116	16,9	0,682	0,683
144	45	10	P_m	0,264	28,0	0,238	24,4	0,944	0,976
125	45	10	$P_{\Sigma m}$	0,715	54,8	0,532	37,2	1,3	1,43
114	15	1	P_m	1,250	86,0	0,735	44,6	1,46	1,65
103	15	1	$P_{\Sigma m}$	2,520	166	0,964	52,0	1,56	1,85
100	45	1	P_m	3,36	215	1,030	54,2	1,57	1,90
95	45	1	$P_{\Sigma m}$	6,950	440	1,133	57,5	1,58	1,97

h/t_2 , где S и h — соответственно путь торможения и ход поршня.

В табл. 5 показатели t_1 , t_2 и S определяются по формулам:

$$t_1 = \frac{v}{\varepsilon}; \quad (15)$$

$$t_2 = \frac{\varphi}{\omega \cdot 360}; \quad (16)$$

$$S = v_1 t - \frac{\varepsilon t^2}{2}, \quad (17)$$

где h , v , ε — соответственно текущие значения хода, скорости и ускорения поршня.

Из табл. 5 видно, что за период перемещения поршня под действием вращения вала (h/t_2) выборка зазоров под влиянием инерционных составляющих (S/t_1) практически не происходит.

Коэффициент подачи без учета осевых зазоров определяется по формулам, полученным с учетом [2]

$$\eta_{VT} = 1 - p_n \beta \frac{m+n}{n}; \quad (18)$$

$$\eta'_{VT} = 1 - p_n \beta \frac{m+n}{n+r}, \quad (19)$$

где η_{VT} и η'_{VT} — коэффициент подачи без наличия и при наличии осевых зазоров; p_n — давление в напорной гидролинии; β — коэффициент относительной объемной сжимаемости; m и

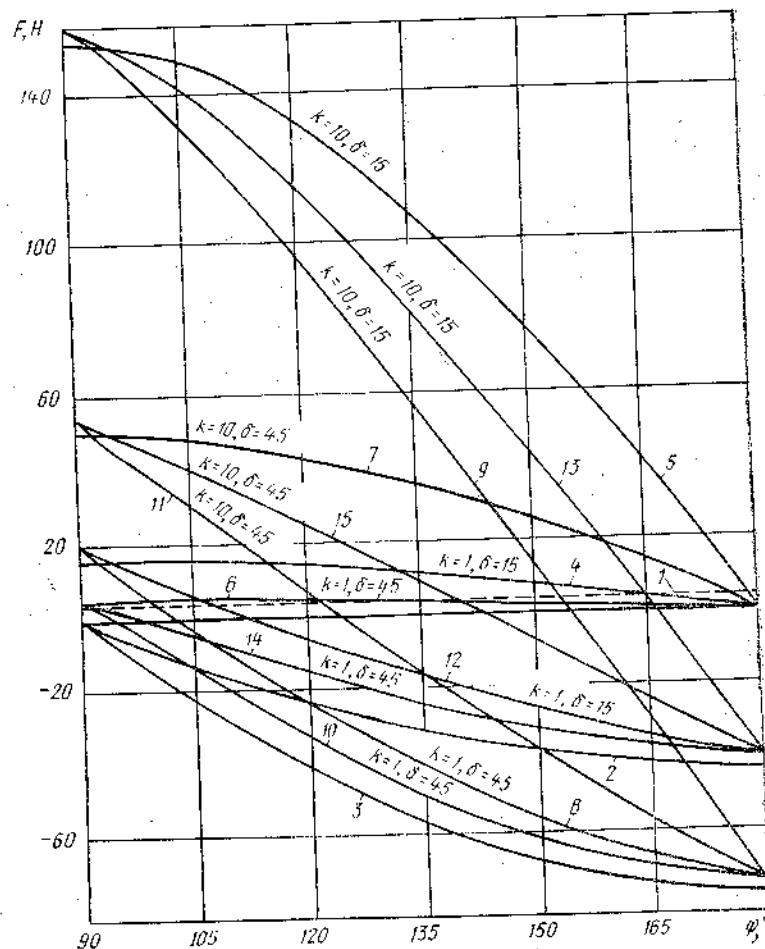


Рис. 13. Графики изменения составляющих статических усилий F :

1 — составляющая разрежения во всасывающей гидролинии; 2, 3 — инерционные составляющие от массы поршня и суммы масс поршня и шатуна; 4—7 — вязкостные составляющие; 8—11 — суммарные усилия при действии инерционной составляющей $P_{\Sigma m}$

12—15 — суммарные усилия при действии инерционной составляющей $P_{\Sigma m}$

ния скорости поршня от максимума до нуля. Из графиков видно, что момент начала выборки зазоров соответственно меняется в интервале $\varphi = 107 \div 173^\circ$.

В табл. 5 приведены данные сопоставительного расчета времени t_1 выборки зазоров за счет инерционных составляющих временем t_2 перемещения поршня за счет вращения вала. Со поставление производится по относительным величинам S/t_1

l — объем вредного пространства и рабочий объем; r — величина снижения рабочего объема [$r = (a+c+b+d)F_{\Pi}$, где F_{Π} — рабочая площадь поршня].

Формула (19) учитывает осевые зазоры, влияющие на увеличение вредного пространства.

Влияние осевых зазоров шатунной группы и объема вредного пространства на коэффициент подачи на примере насоса 223.20, имеющего рабочий объем 54,8 см³ и объем вредного пространства 14 см³, при осевых зазорах $a+d=c+b=1,0$ мм поясняется следующими цифрами: коэффициент подачи без учета влияния объема вредного пространства по сравнению с новым насосом снижается на 7% при осевом зазоре $S_{\Sigma}=1,53$ мм, а с учетом увеличения объема вредного пространства — на 10%.

В связи с нагревом рабочей жидкости и соответственно снижением коэффициента β , деформацией под давлением корпуса, неполнотой заполнения рабочей жидкостью цилиндров отрицательные свойства объема вредного пространства проявляются еще больше.

Влияние осевых зазоров в шатунной группе на пульсацию давления в напорной гидролинии насосов. Неравномерность подачи исправных насосов определяется особенностями кинематики, а также несовершенством процесса распределения рабочей жидкости. Кинематическая неравномерность подачи оказывает незначительное влияние на амплитуду пульсаций давления.

Особую роль в образовании пульсаций давления играют перепады давления в рабочих камерах, наблюдаемые в момент перехода запертого надпоршневого объема через перемычку распределителя, разделяющую окна всасывания и нагнетания. При этом механизм возникновения пульсаций давления представляется в следующем виде. Когда цилиндр с замкнутой в нем рабочей жидкостью с давлением всасывания $p_{вс}$ пройдет через перемычку и соединится с окном нагнетания с давлением $p_{наг}$ ($p_{наг}$ значительно превышает $p_{вс}$), произойдет мгновенное выравнивание давлений под действием обратного потока жидкости из нагнетательного окна в цилиндр.

Обратный поток жидкости вызывается сжатием заключенной в цилиндре жидкости с давлением $p_{вс}$ (включая сжатие возможного нерастворенного воздуха) до давления $p_{наг}$. Величина обратного потока в основном определяется перепадом давления, упругостью рабочей среды (жидкости), объемом надпоршневого пространства в цилиндре (включая «мертвое» пространство), деформацией цилиндра при возрастании в нем давления до $p_{наг}$.

При появлении в шатунной группе осевого зазора величина обратного потока увеличивается пропорционально этому зазору.

Поясним описанное на примере насоса 223.20 со среднестатистическим зазором $S_{\Sigma}=1,53$ мм.

Даже если принять условие, что в начале такта нагнетания поршень будет двигаться под действием инерционных сил от масс шатуна и поршня в противоположном направлении (соответствующем такту всасывания), то зазор $S_{\Sigma}=1,53$ мм будет выбран за время

$$t = \sqrt{\frac{2S_{\Sigma}m}{F}} \approx 0,008 \text{ с,}$$

где m — масса; F — сила, действующая на поршень за время движения его в зазоре.

Величина F принимается постоянной

$$F = P_m - P_v \approx 70H,$$

где P_m — инерционная составляющая усилия; P_v — вязкостная составляющая усилия при вязкости рабочей жидкости $\nu = 33$ сСт и частоте вращения вала 1500 об/мин; P_m и P_v определяются по описанным выше формулам.

При той же частоте вращения вала (1500 об/мин) участок перемычки, соответствующий запертому состоянию надпоршневого объема (участку перемычки соответствует угол 0,3°), блок цилиндров проходит за 0,0003 с, т. е. практически весь зазор (более 95% осевого суммарного зазора) выбирается выравниванием давлений обратным потоком.

СПОСОБЫ И СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

1. МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Под метрологическим обеспечением диагностирования гидрориводов понимают метрологический надзор за средствами измерений и метрологическое обеспечение режима измерений, т. е. оценивают не только погрешность средств измерений, а и погрешность диагностирования в целом для выбранного режима диагностирования. В этом случае погрешность диагностирования будет определяться как результирующая составляющая от погрешности, вводимой нестабильностью режима диагностирования, и погрешности измерения.

Метрологическое обеспечение средств измерения проводится на стадиях: разработки технического задания (и технических условий на его разработку), испытания макетных и опытных образцов, выпуска серийных образцов, периодической и внеочередной поверок.

Для обеспечения метрологической экспертизы диагностических средств в процессе эксплуатации техническая документация на них должна включать методику поверки с указанием основных технических и всех выходных метрологических характеристик, последовательность технологических операций поверки и схему метрологической оценки проверяемых параметров (выходных характеристик), рекомендации по периодичности поверки.

Все средства диагностирования делят на две группы: 1) индикаторы (проверка работоспособности без метрологической оценки погрешностей измеряемых параметров; 2) измерительные приборы (подлежащие метрологической проверке). Точность поверочных (эталонных) измерительных средств должна превышать точность проверяемых средств не менее, чем в 5 раз [8].

Допускается выбор поверочных средств с точностью измерения, не превышающей минимально допустимую точность проверяемых средств в 3 раза. Однако в этом случае при подсчете погрешности проверяемого прибора нужно учитывать также погрешность поверочных средств.

Операции по поверке средств измерения могут проводиться следующим образом:

1) путем лабораторных измерений определяют соответствие каждого контролируемого параметра его техническим характеристикам;

2) в лабораторных условиях определяют степень воздействия характеристик окружающей среды на точность нормально функционирующего прибора;

3) в реальных (технологических, погодных) условиях производится оценка точности прибора.

В целом метрологическую оценку диагностических средств подразделяют на общую и поэлементную.

Если диагностическое средство работает с незаменимыми датчиками, то достаточно провести только общую метрологическую оценку. И лишь при выходе проверяемых параметров за допустимые значения производится их поэлементная оценка.

На рис. 14 показана схема поверки аналоговых частотомеров (ПДС, Ф-433/3 см. ниже п. 2). Измеряемым (и соответственно подлежащим метрологической оценке) параметром является частота импульсов. Источником измеряемых параметров выбран генератор импульсов с плавным изменением выходной частоты в диапазоне, обусловленном технической характеристикой поверяемого прибора. С выхода генератора сигналы подаются на вход поверяемого прибора. Фактическая частота импульсов генератора определяется с помощью параллельно подключенного частотомера ЧЗ—33. В случае применения в качестве источника сигналов генератора с дискретными строго нормированными частотами импульсов необходимость в частотомере ЧЗ—33 отпадает.

При поверке прибора ПДНР (прибор описан в п. 2, см. стр. 44) сигналы на блоки запрета подаются от двух генераторов (на входы А и Б см. рис. 23). Частоты входных сигналов контролируются двумя частотомерами ЧЗ—33. Показания поверяемого прибора сравнивают с показаниями первого частотомера (подключенного ко входу А прибора) по формуле

$$f_1 = \frac{Uf_2}{П}, \quad (20)$$

где U — показания прибора; f_1, f_2 — показания частотомеров; $П$ — емкость блока памяти.

При поверке приборов в комплекте с датчиками применяют специальные стенды. Поверка производится при строго

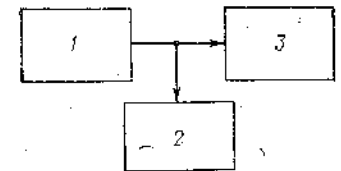


Рис. 14. Схема поверки аналоговых частотомеров:

1 — генератор импульсов; 2 — частотомер с цифровой индикацией (ЧЗ—33); 3 — поверяемый частотомер

нормированных температуре, вязкости и давлении рабочей жидкости. Показания аналогового частотомера сравнивают с показаниями частотомера ЧЗ—33 и мерного бака. Ввод в схему частотомера ЧЗ—33 позволяет производить поэлементную поверку датчика и измерительного прибора. Схема поверки аналогична схеме на рис. 14, только здесь в качестве генератора импульсов применен датчик расхода.

2. СПОСОБЫ И СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Способы и средства измерения расхода рабочей жидкости. Для измерения расхода рабочей жидкости применяют счетчиковые расходомеры (лопастные, с овальными шестернями, аксиально-поршневые гидромоторы), расходомеры, основанные на струйном методе, переменном перепаде, электромагнитные и ультразвуковые, тахометрические и других типов.

Счетчиковые расходомеры, несмотря на высокую точность, имеют весьма ограниченное применение при диагностировании гидроприводов из-за высокой инерционности и сложности использования в эксплуатационных условиях.

Несколько больший интерес представляют расходомеры, основанные на струйном методе измерения, расходомеры переменного перепада давления (дифманометры), расходомеры, основанные на методе смещения и методе меток, расходомеры с механически управляемыми электродами, бесконтактные (электромагнитные, ультразвуковые) и тахометрические расходомеры.

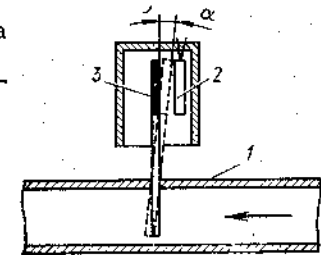
Примером расходомера переменного перепада является дросель — расходомер КИ-1097.

Разновидностью расходомера переменного перепада является петлевой центробежный преобразователь. При прохождении рабочей жидкости через преобразователь ее частицы движутся с разными скоростями, определяемыми радиусами закругления петли. По перепаду давления Δp оценивается количество протекающей через преобразователь жидкости. Зависимость между расходом рабочей жидкости и перепадом давления квадратичная. Эти измерители применимы для узких диапазонов изменения расхода и вязкости рабочей жидкости. К этим приборам предъявляются повышенные требования в отношении радиуса петли и внутреннего диаметра трубопровода (порядка 0,025—0,050 мм) [19].

Принцип работы струйных расходомеров заключается в следующем. Направленная струя рабочей жидкости взаимодействует с препятствием (например, плоской перегородкой). Усилие, действующее на препятствие со стороны струи, пропорционально расходу рабочей жидкости. Примером струйного расходомера является механотронный расходомер [4]. Струя протекающей через сечение датчика рабочей жидкости отклоняет

Рис. 15. Схема механотронного датчика расхода:

1 — трубопровод; 2 — неподвижный электрод; 3 — мембрана (подвижный электрод)



мембрану 3 (рис. 15) на угол α (угол отклонения мембраны пропорционален расходу рабочей жидкости). Подвижная мембрана играет роль подвижного электрода. В зависимости от положения подвижного электрода относительно неподвижного меняется ток или напряжение в электрической цепи механотрона. Эти расходомеры просты в изготовлении и обслуживании. С помощью механотронных датчиков можно измерять также давление, усилие, перемещение и т. п.

Наибольшее применение получают турбинно-тахометрические и шариковые датчики расхода. Эти датчики имеют погрешность измерения расхода $\pm 0,5 \div 1,0\%$ при малой инерционности. Некоторые из этих расходомеров, например, шариковые, позволяют измерять расход рабочей жидкости, содержащей механические включения размером до 1,5—2 мм [7].

Установка этих датчиков в гидролинии практически не вносит изменений в режим работы гидропривода.

Отечественной промышленностью выпускается ряд турбинных тахометрических датчиков расхода ДР и ТДР с диапазоном измерения расхода рабочей жидкости от 0,12 до 6,0 л/с и рабочим давлением 20 и 40 МПа.

Характеристика датчика расхода ТДР-13-132

Диапазон измеряемых расходов, л/с	0,3÷2,5
Частота выходного сигнала на максимальном расходе, Гц	500÷5
Погрешность датчика в диапазоне измеряемых расходов, %:	
1,0÷2,5 л/с	±0,5
0,3÷1,0 л/с	±1,0
Максимальное рабочее давление, МПа	40
Гидравлическое сопротивление при максимальном расходе, МПа	0,05
Электрическое сопротивление изоляции между отдельными изолированными штырями и корпусом, Ом	20
Допустимый температурный диапазон рабочей жидкости, °С	—40÷110°С
Масса, кг	1,2

Схема датчика ТДР-13-132 дана на рис. 16.

Датчик представляет собой отрезок трубопровода с вмонтированной в него вращающейся на подшипниках турбинкой, выполненной из ферромагнитного материала. Скорость вращения турбинки пропорциональна скорости потока жидкости, проте-

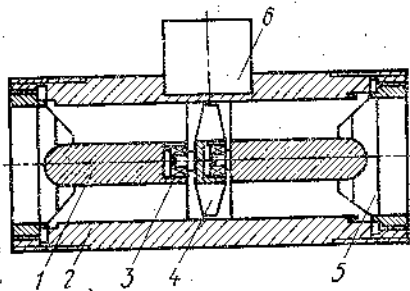


Рис. 16. Схема турбинного датчика расхода ТДР:

1 — направляющая; 2 — корпус; 3 — подшипник; 4 — турбина; 5 — успокоитель; 6 — преобразователь сигнала

кающей через датчик. На наружной поверхности корпуса датчика установлен индукционный преобразователь, выполненный в виде двухсекционной катушки. Каждый проход лопасти турбинки при ее вращении в непосредственной близости от индукционного преобразователя приводит к наведению импульса ЭДС в обмотке преобразователя. Поэтому частота f электрических импульсов на выходе индукционного преобразователя также пропорциональна скорости потока жидкости и определяется как

$$f = \frac{\omega z}{2\pi}, \quad (21)$$

где ω — угловая скорость турбинки; z — число лопастей на турбинке.

Частотный сигнал с выхода датчика может либо непосредственно измеряться или регистрироваться цифровыми приборами, либо преобразовываться в аналоговый сигнал, который затем может быть записан на ленте самописца, светолучевого осциллографа или подаваться на стрелочный прибор.

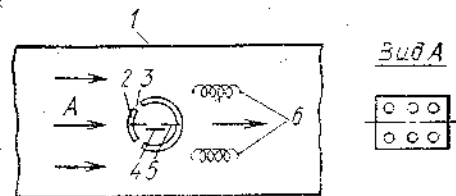
Для измерения расхода рабочей жидкости в сечении гидрوليнии определенным интерес представляют тепловые, вихревые и ультразвуковые расходомеры. Они обладают преимуществами по сравнению с турбинно-тахометрическими и шариковыми: практически не имеют больших гидравлических сопротивлений, имеют высокие показатели долговечности и надежности.

Существуют вихревые расходомеры двух основных типов: основанные на завихрении потока жидкости специальными струезавихрителями и на эффекте Кармана [17].

Принцип работы расходомеров первого типа основан на завихрении потока рабочей жидкости и последующем измерении частоты пульсации давления, которая определяется скоростью потока рабочей жидкости.

Вихревые расходомеры серийно выпускаются Бакинским заводом «Нефтеприбор». Основным показателем этих расходо-

Рис. 17. Схема расходомера, основанного на эффекте Кармана: 1 — корпус; 2 — цилиндрическое тело обтекания; 3 — отверстие в теле обтекания; 4 — датчик; 5 — перегородка; 6 — вихри, срывающиеся с тела обтекания



ров является отношение максимального расхода к минимальному $k = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = 3$.

Принцип работы расходомеров, основанных на эффекте Кармана, заключается в измерении частоты появления вихрей, создаваемых телом обтекания, помещенным в поток жидкости. Вихреобразование устойчиво в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 50 \div 150000$, однако в диапазоне $Re = 50 \div 500$ зависимость частоты вихреобразования от скорости потока нелинейна.

Возможно большое число вариантов конструктивного выполнения расходомеров, основанных на эффекте Кармана.

Схема одного из наиболее простых конструктивных выполнений расходомера данного типа с телом обтекания в виде цилиндра, ось которого перпендикулярна направлению движения жидкости, показана на рис. 17.

Для повышения устойчивости вихреобразования на передней части цилиндра просверливаются отверстия.

Вихри образуются попеременно сверху и снизу цилиндра, при этом на цилиндр будут воздействовать силы в вертикальном направлении. Датчики могут измерять усилия, действующие на цилиндр, или перемещение цилиндра. Датчики также могут быть разных типов: пьезоэлектрические, тензорезисторы, электрические, магнитные, оптические и др. Возможно также применение датчиков, регистрирующих вихри за телом обтекания.

При возникновении вихрей в цилиндре с отверстиями начинается перетечка жидкости попеременно от верхнего к нижнему ряду отверстий и наоборот. Этот эффект также может быть использован для измерения скорости потока жидкости. В этом случае в цилиндре размещается горизонтальная перегородка, в которой делают вырез для установки датчика. В этой конструкции в качестве датчика могут применяться тензорезисторы, термоанемометры, пьезодатчики и т. д.

Особо следует отметить, что с использованием эффекта Кармана могут быть выполнены расходомеры в виде щупа, включаемые в трубопровод через специальное резьбовое отверстие. Применение датчика-расходомера в виде щупа наиболее эффективно при проведении диагностирования в производствен-

ных условиях, так как трудоемкость установки такого датчика минимальна.

Достоинствами ультразвуковых расходомеров являются высокая точность измерения и практическое отсутствие гидравлического сопротивления. Работа расходомера основана на использовании эффекта Доплера — изменении частоты и фазы ультразвукового сигнала при прохождении ультразвука через движущуюся среду [13]. Схема ультразвукового расходомера приведена на рис. 18. Для компенсации температурной нестабильности включается дополнительная пара излучателя и приемника.

Недостатком ультразвуковых расходомеров является необходимость применения достаточно сложной вторичной электронной аппаратуры. Однако в случае применения специальных микросхем с большой степенью интеграции указанное обстоятельство перестанет быть существенным.

На рис. 19 показан принцип действия теплового расходомера. На защищаемую поверхность трубопровода устанавливают медную стойку и на некотором расстоянии от нее нагревательный элемент с медной стойкой (сопротивление R_H), соединяемые между собой термопарой. Медные стойки изолируют от окружающей среды с помощью теплоизоляции.

Нагревательный элемент питается от стабилизированного источника питания, обеспечивающего подачу постоянного по величине тока на сопротивление R_H . Скорость нагрева сопротивления R_H оказывается в зависимости от скорости потока рабочей жидкости в гидрوليнии.

При помощи дифференциальной термопары, припаянной к медным стойкам, измеряется разность температур входящего потока и нагревателя. Чем больше скорость потока рабочей жидкости, тем меньше разница температур.

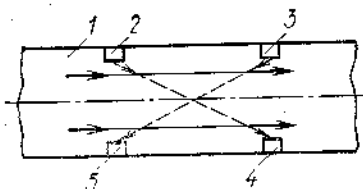


Рис. 18. Схема ультразвукового расходомера:

1 — корпус; 2 — излучатель сигнала; 3 — дополнительный излучатель; 4 — приемник; 5 — дополнительный приемник

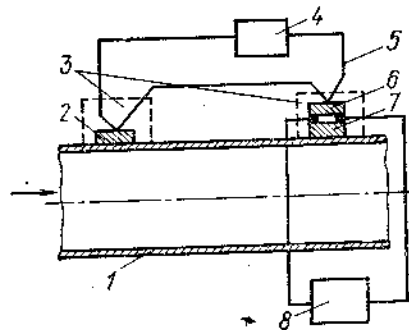
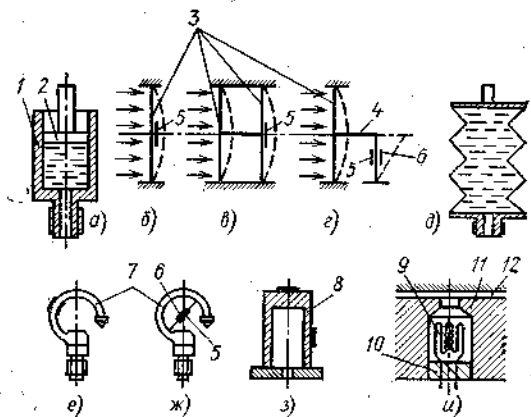


Рис. 19. Схема теплового расходомера:

1 — металлический трубопровод; 2 — медная стойка; 3 — теплоизолятор; 4 — измерительный прибор; 5 — термопара; 6 — сопротивление R_H ; 7 — медная стойка с нагревательным элементом; 8 — стабилизатор источника питания

Рис. 20. Схемы датчиков давления:



а — поршневой; б, в — мембранные с одинарной и двойной мембраной; г — с консольной балкой; д — сильфонный; е, ж — с трубкой Бурдона; з — тонкостенный цилиндрический датчик с наклеенными тензорезисторами; и — манганиновый; к — цилиндр; л — поршень; м — мембрана; н — консольная балочка; о, п — активный и компенсирующий тензорезистор; р — трубка Бурдона; с — тонкостенный цилиндр; т — манганиновый датчик; у — заливка эпокси-дидной смолой; в — корпус; г — узкая щель

Диагностирование производится при постоянной температуре рабочей жидкости и постоянном усилии нагружения.

Способы и средства измерения давления. Требования к датчикам давления гидроприводов машин следующие: высокая чувствительность и возможность ее регулирования; универсальность; высокая рабочая частота; работа в условиях вибраций; небольшие размеры, надежность и долговечность; рабочий диапазон температур от -40 до 100°C .

Основные типы датчиков давления показаны на рис. 20. Датчики давления можно разделить на две основные группы: датчики с одноступенчатым (непосредственным) преобразованием давления в электрический сигнал и датчики с многоступенчатым преобразованием давления в электрический сигнал. Наибольшее распространение получили двухступенчатые датчики, в которых гидравлическое давление преобразуется сначала в перемещение, усилие и т. п., которые в свою очередь преобразуются в электрический сигнал.

Первая ступень преобразования осуществляется чисто неэлектрическими преобразователями, трансформирующими гидравлическое давление в перемещение, угол поворота, усилие, деформацию и т. п. В качестве неэлектрических преобразователей используют поршни, мембраны, сильфоны, манометрические трубчатые пружины и цилиндрические трубки.

Поршневой преобразователь (рис. 20, а) представляет собой цилиндр с поршнем, преобразующим давление в усилие. Достоинства этой системы: жесткость конструкции и стабильность величины эффективной площади (равной площади поршня, плюс половина площади кольцевого зазора между поршнем и цилиндром). Недостатки поршневых преобразователей, сужающие область их применения, следующие: негерметичность и сухое трение поршня по внутренней поверхности цилиндра.

Мембранный преобразователь. Мембрана представляет собой заделанную по периметру эластичную пластину, преобразующую давление в усилие. Для преобразования давления в перемещение или применяется мембрана с определенной жесткостью или в состав преобразователя включается упругий элемент, создающий противодействие.

В мембранных датчиках с одинарной и двойной мембраной (рис. 20, б и в) тензорезисторы наклеиваются на мембраны. В датчиках с консольной балкой (рис. 20, г) тензорезисторы наклеиваются на консольную балку.

Сильфонный преобразователь (рис. 20, д) представляет собой гофрированную тонкостенную трубку, выполненную из упругого материала. Разность наружного и внутреннего давлений создает силу, действующую вдоль оси и приводящую к растяжению сильфона. Сильфонные преобразователи из-за малого допустимого перепада давления находят очень ограниченное применение.

Преобразователи с манометрическими трубчатыми пружинами. Форма трубчатых пружин и их поперечное сечение могут быть различными. Наибольшее распространение получили одновитковые пружины эллиптического и плоскостного сечений.

Для регистрации давлений иногда используется датчик в виде трубки Бурдона от обычного механического манометра с нанесенными на трубку тензорезисторами (рис. 20, е) или в виде такой же трубки со вспомогательным датчиком перемещения (рис. 20, ж), укрепленным на концах трубки Бурдона. Однако такие датчики не могут использоваться для регистрации быстро меняющихся давлений.

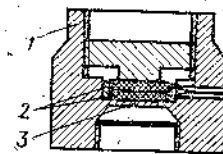
Разновидностями манометрических пружин являются цилиндрические трубки, которые выполняются в виде стержня из упругого материала, засверленного с торца. Стержень сверху покрыт тонким слоем изоляции и обмотан тензочувствительной проволокой или имеет наклеенные тензорезисторы. Под действием давления стенки трубки деформируются, что приводит к изменению сопротивления тензоэлемента. Примером такого датчика является датчик ТДД (рис. 20, з).

Для измерения давлений в труднодоступных местах применяется датчик с манганиновой проволокой (рис. 20, и), имеющий свойство менять свое сопротивление при объемном сжатии.

Определенный интерес представляют индуктивные, емкостные, частотные и пьезоэлектрические преобразователи. Работа пьезоэлектрических датчиков основана на свойстве некоторых кристаллов (например, кварца) преобразовывать механические деформации в изменение электрических зарядов на их гранях. Применяются они для измерения динамических процессов.

Выходное сопротивление пьезоэлектрических датчиков обратно пропорционально частоте пульсаций давления. При прак-

Рис. 21. Пьезоэлектрический датчик давления:
1 — корпус; 2 — пьезоэлектрический элемент; 3 — перегородка



тически приемлемых с конструктивной точки зрения значениях входных сопротивлений измерительной аппаратуры порядка единицы МОм пьезоэлектрические датчики позволяют измерять только динамическую составляющую давления и не реагируют на постоянную составляющую давления. Пьезоэлектрические датчики находят применение в тех случаях, когда необходимо измерять только пульсации давления.

Пьезоэлектрический датчик представляет собой один или несколько пьезоэлектрических элементов, установленных в корпус (рис. 21) [20]. Примером серийно выпускаемых пьезоэлектрических датчиков являются датчики типа ЛХ, например ЛХ-600, ЛХ-604, ЛХ-608.

Способы и приборы оценки объемного КПД. Объемный КПД гидропривода, равно как и объемный КПД отдельных основных узлов, является выходным параметром гидропривода и характеризует собой два важнейших показателя диагностируемого элемента. Объемный КПД характеризует техническое состояние узла — величину структурных параметров и одновременно является показателем экономической целесообразности дальнейшей эксплуатации гидропривода или отдельного узла.

В табл. 6 приведены основные зависимости, по которым определяют объемный КПД η_v и утечки Q_{yt} рабочей жидкости в диагностируемых агрегатах гидропривода.

Коэффициенты k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 вычисляются по формулам

$$k_1 = \frac{\pi d^2}{4q_H}; \quad k_2 = \frac{q_M}{q_H}; \quad k_3 = \frac{1}{q_H}; \quad k_4 = \frac{\pi d^2}{4}; \quad k_5 = q_M,$$

где q_H и q_M — рабочие объемы соответственно насоса и гидромотора; d — диаметр поршня.

При диагностировании насосов и гидрораспределителей усилие нагружения задается дросселированием рабочей жидкости.

При диагностировании гидропривода в целом, а также гидrocилиндров и гидромоторов усилие нагружения задается внешней нагрузкой, приложенной к конечному звену цепи гидропривода — навесное оборудование.

Приборы для измерения объемного КПД классифицируются по числу каналов входной информации на две группы: приборы с одним и двумя входными каналами. Приборы с одним входным каналом делят на механические и электрические.

Примером механического дроссель-расходомера является

Таблица 6

Зависимости для определения η_i гидроагрегатов и утечек Q_{yi} рабочей жидкости

Диагностируемый объект	Аналитические зависимости для определения	
	η_i	Q_{yi}
Гидропривод (общее техническое состояние): с силовым гидроцилиндром	$\eta_{0ц} = k_1 \frac{v}{\omega_H}$	$Q_{y0ц} = Q_{TH} - k_4 v$
	$\eta_{0м} = k_2 \frac{\omega_M}{\omega_H}$	$Q_{y0м} = Q_{TH} - k_5 \omega_M$
Насос	$\eta_n = k_3 \frac{Q_1}{\omega_H}$	$Q_{yn} = Q_{TH} - Q_1$
	$\eta_p = \frac{Q_2}{Q_1}$	$Q_{yp} = Q_1 - Q_2$
Гидрораспределитель	$\eta_{ц} = k_4 \frac{v}{Q_2}$	$Q_{yц} = Q_2 - k_4 v$
Гидроцилиндр	$\eta_m = k_5 \frac{\omega_M}{Q_2}$	$Q_{ym} = Q_2 - k_5 \omega_M$

Примечания. v — скорость перемещения штока гидроцилиндра; ω_H, ω_M — соответственно частота вращения вала насоса и гидромотора; Q_1, Q_2 — расход рабочей жидкости на входе и выходе гидрораспределителя; k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 — коэффициенты, учитывающие конструктивные параметры соответственно гидропривода с гидроцилиндром и с гидромотором, насоса, гидрораспределителя, гидроцилиндра и гидромотора; Q_{TH} — теоретическая подача насоса.

серийно выпущенный заводом «Старс» (г. Рига) дроссель-расходомер КИ-1097.

Наибольшее применение при диагностировании гидроприводов получают приборы с электрическим отсчетом измеряемой величины.

Для измерения параметров, характеризующих объемный КПД, с частотным сигналом находят применение аналоговые и счетчиковые расходомеры.

Аналоговые частотомеры имеют меньшую точность, чем счетчиковые, но меньшие габариты и стоимость и позволяют получать непрерывные значения измеряемых величин.

На рис. 22 показана принципиальная электрическая схема аналогового прибора (частотомера) ПДС [29]. Прибор преобразует частотный сигнал с выхода датчика в аналоговый вид. Прибор работает в комплекте с датчиками расхода рабочей жидкости, частоты вращения, линейного перемещения.

Функционально прибор состоит из предварительного усилителя, формирователя импульсов, конденсаторного дозирующего устройства, фильтра низких частот.

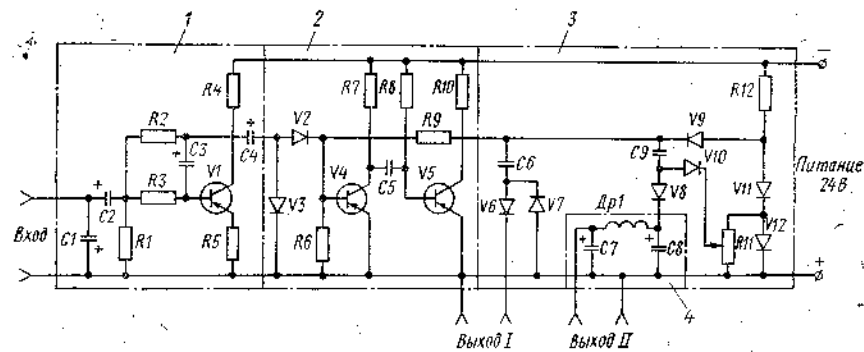


Рис. 22. Электрическая схема прибора ПДС:

1 — предварительный усилитель; 2 — формирователь импульсов; 3 — конденсаторное дозирующее устройство; 4 — фильтр низких частот

устройства и фильтра низких частот. Импульсный сигнал с выхода датчика усиливается предварительным усилителем, собранным на транзисторе $V1$, и поступает на формирователь импульсов, собранный на транзисторах $V4, V5$ по схеме ждущего мультивибратора. С выхода формирователя нормализованные по амплитуде и длительности импульсы подаются на частотный выход I и конденсаторное дозирующее устройство, в котором осуществляется преобразование частотного сигнала в аналоговый вид. Сформированный аналоговый сигнал через фильтр низких частот подается на аналоговый выход II устройства.

Примером серийного аналогового частотомера является частотомер Ф 433/3. Ниже приведены технические характеристики приборов ПДС и Ф 433/3.

Технические характеристики ПДС и Ф 433/3

	ПДС	Ф 433/3
Амплитуда входного сигнала не менее, мВ	8	100
Частота входного сигнала, Гц	30—500	30—10000
Входное сопротивление, кОм	—	50±5
Основная погрешность измерения, %	±2,0	±1,5
Напряжение питания, В	24	3,7÷4,5
Температура окружающей среды, °С	-30...+40	±20
Размеры, мм	250×170×125	290±185±125
Масса, кг	2,6	3,5

Недостатком применения частотомеров при диагностировании гидроприводов по объемному КПД является погрешность, вносимая из-за неодновременности измерения составляющих. Этот недостаток устранен в приборах с двухканальным входом, обеспечивающих непосредственное определение объемного КПД. Таким прибором является прибор ПДНР. Структурная схема прибора показана на рис. 23.

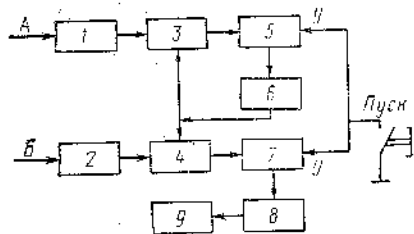


Рис. 23. Структурная схема прибора ПДНР:

1, 2 — формирователи сигналов; 3, 4 — блоки запрета; 5, 7 — регистры; 6 — логическая схема блока памяти; 8 — дешифратор; 9 — индикатор; У — установка нуля

Прибор имеет два идентичных канала А и Б, на входы которых поступают импульсы с датчиков (расхода, частоты вращения, линейного перемещения), установленных соответственно на входе и выходе диагностируемых узлов. Эти каналы содержат последовательно соединенные формирователи сигналов, блоки запрета и регистры. Входные формирователи преобразуют входные импульсы к виду, необходимому для работы логических схем, т. е. нормализуют их по амплитуде, полярности и длительности фронтов. С выхода формирователя импульсы через блок запрета поступают на регистры, в которых производится счет и запоминание числа поступивших импульсов. Регистры каналов рассчитаны на счет до 1000 импульсов.

При записи 1000 импульсов в регистры канала А на выходе схемы совпадения появляется сигнал, который поступает на управляющие входы блоков запрета, блокирует поступление импульсов на регистры, прекращая счет и фиксируя тем самым записанные в регистрах числа. Цифровая информация с регистров канала Б через дешифратор поступает на цифровой индикатор, с которого непосредственно и считывается величина, пропорциональная объемному КПД.

Управление прибором осуществляется с помощью одной кнопки «Пуск». При нажатии на кнопку на установочные входы регистров поступает управляющий сигнал, стирающий записанную ранее информацию. После отпущения кнопки «Пуск» прибор начинает работу.

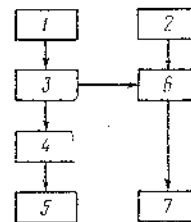
Техническая характеристика прибора ПДНР

Частота входного сигнала, Гц	$1 \div 10^6$
Погрешность измерения, имп.	± 1
Напряжение питания, В	$220 \pm 10\%$
Допустимый температурный диапазон работы, °С	$-30 \dots +40$
Размеры, мм	$385 \times 454 \times 130$
Масса, кг	18

Для диагностирования гидроприводов путем измерения составляющих показателя объемного КПД и тормозного пути рекомендуется прибор, структурная схема которого показана на рис. 24. Прибор обеспечивает измерение расхода рабочей жидкости, угловых и линейных перемещений, тормозного пути.

Рис. 24. Структурная схема прибора для измерения параметров объемного КПД и тормозного пути:

1 — датчик с частотным выходным сигналом; 2 — датчик включения гидропривода; 3 — усилитель; 4 — частотно-аналоговый преобразователь; 5 — индикатор скорости; 6 — блок запрета; 7 — счетчик импульсов



Входной сигнал прибора частотный. В качестве датчика расхода рабочей жидкости может использоваться датчик ТДР. Регистрация момента включения и выключения гидропривода производится по команде датчика БК.

Прибор включает: сменный датчик с частотным выходом, датчик включения гидроприводов, усилитель, частотно-аналоговый преобразователь, индикатор скорости, блок запрета и счетчик импульсов.

Соединение блоков 1, 3, 4, 5 представляет аналоговый частотомер. На индикаторы скорости выдается значение измеряемых: расхода, частоты вращения, скорости линейного перемещения.

Блоки 1, 2, 3, 6, 7 объединяются в схему отсчета числа импульсов. На импульсном счетчике выдается значение тормозного пути.

Для измерения скорости перемещения штока гидроцилиндра, характеризующего собой объемный КПД гидроцилиндра и гидропривода в целом, служит специальный прибор. Работа прибора основана на измерении времени перемещения на заданном участке. Данный прибор относится к классу дискретных, т. е. измерение времени осуществляется путем счета числа импульсов эталонной частоты. Электрическая схема прибора приведена на рис. 25.

На штоке гидроцилиндра укрепляются с помощью магнитов два датчика положения. В качестве датчиков положения использованы серийные микропереключатели МП7. В качестве источника эталонной частоты используется промышленная электросеть напряжением 220 В, это же напряжение использовано и для питания прибора. Во время движения штока на заданном

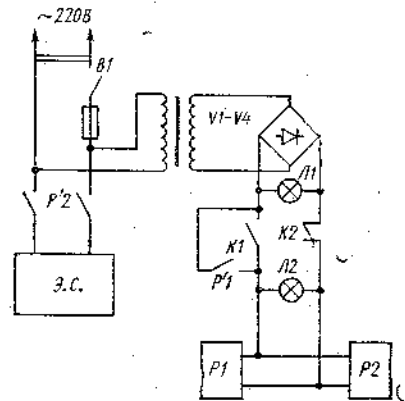


Рис. 25. Электрическая схема прибора для измерения скорости перемещения штока гидроцилиндра

участке контакты микропереключателей замкнуты и на реле *P2* подается напряжение. Реле *P2* срабатывает и своими контактами подключает счетчик импульсов к сети. В качестве счетчика импульсов применен серийный электромеханический секундомер с ценой деления шкалы 0,02 с. После прохождения штоком заданного участка размыкаются контакты одного из микропереключателей, реле *P2* обесточивается, останавливая секундомер.

Техническая характеристика прибора для определения скорости перемещения штока силового гидроцилиндра

Погрешность измерения, с	±0,02
Амплитуда входного сигнала, мВ	4
Напряжение питания, В	220±10%
Время непрерывной работы, ч	8
Потребляемая мощность, Вт	5
Допустимый температурный диапазон работы прибора, °С	-30 . . . +40
Масса, кг	3
Размеры, мм	250×150×100

Для испытания снятых с машин гидроагрегатов (насосов, распределителей, гидроусилителей) отечественной промышленностью выпускаются стенды (завод «Старс», г. Рига): КИ-4815, КИ-4200, КИ-4896.

Технические характеристики стендов для испытания гидроагрегатов

	КИ-4815	КИ-4200ПС	КИ-4896
Мощность, кВт	22	13	3
Частота вращения вала электродвигателя, об/мин	1460	1460	1430
Частота вращения приводного вала, об/мин	1200±10	1200±10	—
Рабочее давление, МПа	10±0,5	10±0,5	9—05
Давление, ограничиваемое предохранительным клапаном, МПа	15—0,5	15—0,5	10
Допустимая погрешность измерения расхода рабочей жидкости, %	±2,5	±2,5	—
Цена деления шкалы усилий поворота рулевого колеса, Н	—	—	10
Пределы измерения усилий поворота рулевого колеса, Н	—	—	0÷90°
Цена деления шкалы измерения угла поворота рулевого колеса, град	—	—	2°30'
Пределы измерения угла поворота рулевого колеса, град	—	—	360
Рабочая жидкость	ДП-11, ДС-11	Рабочая жидкость с вязкостью 60—70 сСт	ДС-11
Объем заливаемой в стенд рабочей жидкости, л	90	90	18
Температура рабочей жидкости, °С	50±5	50±5	—
Масса, кг (не более)	830	730	350
Размеры, мм (не более)	1630×875× ×1650	1630× ×875×1650	1150×1100× ×1120

Способы и приборы оценки пульсации давления. Пульсация давления как диагностический параметр несет большую информацию о техническом состоянии поверхностей трущихся сопряжений агрегатов, разрегулировке предохранительных клапанов и т. д. Так, по амплитуде пульсаций давления оцениваются осевой зазор в шатунно-поршневой группе аксиально-поршневых насосов и гидромоторов, степень и качество регулировки предохранительных и перепускных клапанов, техническое состояние демпферов (ограничителей хода штока) гидроцилиндров. По частоте следования импульсов давления измеряют частоту вращения вала насоса и т. д.

Оценка пульсаций давления при диагностировании аксиально-поршневых насосов производится по следующим критериям [20]:

$$\xi_1 = \frac{\Delta p_{\max}}{\Delta p_{\text{ср}}}; \quad (22)$$

$$\xi_2 = \frac{\Delta p_{\max}}{p}; \quad (23)$$

$$\xi_3 = \frac{\Delta p_{\max} - \Delta p_{\min}}{\Delta p_{\max}}, \quad (24)$$

где Δp_{\max} и Δp_{\min} — максимальная и минимальная амплитуды пульсаций давления в одной реализации; $\Delta p_{\text{ср}}$ — средняя амплитуда пульсаций давления; p — давление нагружения.

Критерии ξ_1 , ξ_3 можно использовать только тогда, когда имеет место разность между Δp_{\max} и Δp_{\min} и выравниваются ($S_{\max} = S_{\min}$), т. е. $\Delta p_{\max} = \Delta p_{\min}$.

Критерий ξ_2 более достоверный. Он позволяет выявлять в насосах шатунную пару с максимальным зазором. Он же применим для диагностирования и других гидроагрегатов (распределителя, гидроцилиндра, клапанов).

В условиях эксплуатации амплитуда пульсаций давления используется как диагностический параметр для оценки технического состояния гидроагрегатов (чаще всего насосов) в процессе их эксплуатации, на стационарных стендах при проверке технического состояния или качества ремонта снятых с машин агрегатов, а также в процессе обкатки этих агрегатов после изготовления или ремонта.

Измерение амплитуды пульсаций давления в стационарных условиях эффективнее всего осуществлять с помощью серийно выпускаемых осциллографов, например, типа С1-19Б, С1-20 и др. На рис. 26 показана осциллограмма пульсаций давления в напорной гидролинии аксиально-поршневого насоса 223.20.

Применение в качестве вторичного прибора осциллографа обеспечивает не только измерение амплитуды пульсаций давления (в данном случае для оценки осевого зазора в шатунно-поршневой группе насоса), но также по общему виду амплитуды

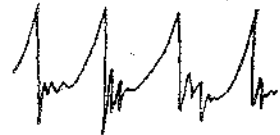


Рис. 26. Осциллограмма пульсаций давления в напорной гидрролинии аксально-поршневого насоса

можно судить о перераспределении зазоров в сопряжениях шатуна с поршнем, шатуна с валом и других побочных факторов.

При проведении диагностических измерений в условиях эксплуатации целесообразно применять специализированные измерительные приборы, выдающие непосредственно значение измеряемого параметра в аналоговом или цифровом виде.

Частота импульсов давления пропорциональна частоте вращения вала насоса, кратна числу поршней в шатунной группе насоса; для измерения частоты вращения вала насоса достаточно с необходимой точностью измерить частоту систематических импульсов. Однако непосредственное измерение частоты вращения указанным способом, например, путем подачи сигнала на счетчиковый или аналоговый частотомер невозможно. Это обусловлено наличием вторичных пульсаций давления на выходе насоса и большим диапазоном возможных изменений амплитуды пульсаций давления. Поэтому сигнал с выхода датчика пульсаций давления должен быть предварительно обработан с целью выделения интересующей нас информации.

Для исключения влияния на погрешность измерения амплитуд выброса давления измерение производится при постоянном режиме нагружения.

Для измерения амплитуды пульсаций давления насосов предназначены приборы с индикацией измеряемой величины на стрелочный индикатор и на светодиод.

В приборе с индикацией результатов измерений на стрелочный индикатор сигнал с выхода датчика пульсаций давления усиливается трехкаскадным усилителем переменного тока и на детекторе выделяется напряжение, близкое к амплитуде напряжения импульсного сигнала. Учитывая возможность превышения допустимого значения осевого зазора S_z для одной поршневой пары при нахождении S_z в пределах нормы для остальных поршневых пар, в приборе применен детектор пиковых значений амплитуды импульсов, имеющий постоянную времени разряда $\tau_p = 15$ с. Снимаемое с детектора постоянное напряжение усиливается однокаскадным усилителем постоянного тока и подается на стрелочный измерительный прибор. Отклонение стрелки измерительного прибора пропорционально амплитуде импульсов пульсаций давления на выходе насоса, что позволяет отградуировать шкалу прибора непосредственно в значениях амплитуды

пульсаций давления Δp или осевого зазора S_z (последнее менее целесообразно, так как ограничивает применение прибора к насосу большего типоразмера).

Прибор имеет четыре режима работы: Выключено; Контроль питания; Контроль обкатки; Диагностика. Установка требуемого режима работы осуществляется переключением, выведенным на переднюю панель прибора.

Достоинством данного прибора является возможность непосредственного определения значения суммарного осевого люфта в сопряжениях поршень — шатун — гнездо шатуна (вкладыш). Основным недостатком является наличие стрелочного измерительного прибора, что обуславливает чувствительность прибора к вибрациям, ударам, а также сравнительно жесткие требования к рабочему положению прибора. Для работы в эксплуатационных условиях более удобен прибор, выдающий результаты измерений в виде «годен — негоден». Прибор должен быть нечувствителен к вибрациям, ударам и работать в произвольном положении, например прибор с индикацией результатов измерений на светодиод.

В этом приборе сигнал с выхода датчика пульсаций давления усиливается двухкаскадным усилителем переменного тока и поступает на селектор амплитуд импульсов. Импульсы, амплитуда которых превышает порог селекции, проходят на расширитель импульсов, с выхода которого подаются на индикатор.

Порог селекции импульсов может устанавливаться как регулировкой настройки селектора, так и изменением коэффициента передачи входного усилителя.

Способ селекции амплитуды импульсов позволяет также выполнить прибор и с непрерывным отсчетом. В этом случае порог селекции должен плавно регулироваться с помощью выведенного на переднюю панель потенциометра. Отсчет показаний осуществляется по шкале потенциометра.

Прибор имеет следующие режимы работы: Выключено, Контроль питания и три режима контроля, соответствующие состоянию насосов: «новый», «выработана часть ресурса», «аварийное состояние». Установка требуемого режима работы осуществляется с помощью галетного переключателя.

Основные технические характеристики приборов с индикацией результатов измерений на стрелочный индикатор (I) и на светодиод (II) приведены ниже:

Технические характеристики приборов для измерения амплитуды пульсаций давления

Вид входного сигнала	Импульсный	
	I	II
Время непрерывной работы, ч	5	5
Погрешность измерения, %	± 3	± 5
Напряжение питания, В	$10 \div 6,5$	$19 \div 14$
Потребляемый ток, мА	10	30

Допустимый температурный диапазон окружающей среды, °С	-10÷40	-10÷40
Масса, кг	1,2	0,3
Размеры, мм	215×145×100	160×80×65

Амплитуда пульсаций давления является функцией структурных параметров насоса, давления нагружения, вязкости (плотности) рабочей жидкости, частоты вращения вала и т. д.

При диагностировании насосов в условиях их эксплуатации наиболее сложным является выдерживание необходимой частоты вращения вала насоса. Эти трудности обусловлены сложностью установки (подключения) дополнительного датчика частоты вращения и трудностью сохранения в период диагностирования стабильной частоты вращения вала.

На рис. 27 приведены аппроксимирующие зависимости амплитуды пульсаций давления Δp_i от частоты вращения вала насоса ω_i (для трех насосов). Режим диагностирования соответствует угловой скорости вала насоса ω_1 . Диагностируемым насосам соответствуют амплитуды пульсаций давления Δp_1 , Δp_2 , Δp_3 . При увеличении частоты вращения вала насоса до значений ω_2 амплитуда пульсаций давления во всех трех насосах возрастает, что приводит к дополнительной погрешности диагностирования. Аналогично возрастает погрешность диагностирования при снижении частоты вращения до ω_3 .

Выбор крутизны завала в блоке коррекции осуществляется таким образом, чтобы итоговые зависимости соответствовали линиям 4, 5, 6 (см. рис. 27). В этом случае изменение частоты вращения не влияет на погрешность диагностирования.

Аналогичным образом осуществляется коррекция по давлению нагружения и при необходимости по температуре (вязкости) рабочей жидкости.

Допустимые изменения параметров, характеризующих режим диагностирования, обосновываются в зависимости от характера изменения амплитуды пульсаций давления, задаваемого режима, точности прибора, предельного значения и характера изменения параметра (в зависимости от наработки).

Способы и устройства оценки интенсивности изменения давления. Диагностирование гидроприводов может производиться

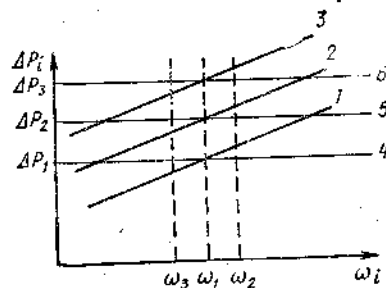
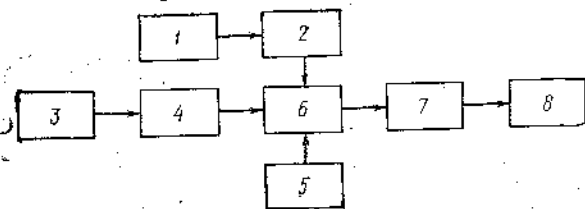


Рис. 27. Аппроксимирующие зависимости амплитуды пульсаций давления ΔP_i от частоты вращения вала насоса ω_i :

1, 2, 3 — соответственно для нового, выработавшего часть ресурса и неисправного насосов; 4, 5, 6 — итоговые зависимости $\Delta P_i = f(\omega_i)$ соответственно для нового, отработавшего часть ресурса и неисправного насосов

Рис. 28. Блок-схема устройства для измерения времени нарастания давления:



1 — датчик давления; 2 — реле; 3 — нагрузитель; 4 — блок пуска; 5 — генератор меток времени; 6 — блок запрета; 7 — преобразователь; 8 — индикатор

по интенсивности снижения и нарастания давления. При этом между диагностическим параметром (импульс нарастания давления) и подачей насоса (объемным КПД) при постоянном режиме диагностирования существует определенная зависимость [11]. Чем меньше объемный КПД, тем меньше крутизна интенсивности нарастания давления.

В общем случае интенсивность изменения давления определяется измерением величины и времени нарастания давления.

Амплитуда импульса и продолжительности нарастания давления измеряются следующим образом. Гидропривод выводится на определенный (заданный) режим работы (задаются постоянными частота вращения вала насоса, вязкость рабочей жидкости, давление нагружения p_1). Затем с помощью нагрузителя резко повышается давление в напорной гидролинии до второго заданного значения p_2 и измеряется время t_1 нарастания давления от значения p_1 до p_2 . Для снижения погрешности время, затрачиваемое на изменение проходного сечения нагрузителя (дресселя), должно быть строго постоянным.

На рис. 28 приведена блок-схема устройства для измерения времени нарастания давления. Работает устройство следующим образом. В напорную гидролинию насоса устанавливается датчик давления. Блок пуска по команде нагрузителя (например, электромагнитного) открывает блок запрета и с этого момента импульсы с генератора меток времени через открытый блок запрета поступают в блок счета, а затем выдаются на индикатор. Таким образом на индикаторе фиксируется время нарастания давления до заданного значения.

В простейшем случае для упрощения процесса диагностирования фиксируют величину интенсивности изменения давления путем дифференцирования сигнала, измеряемого в гидролинии давления. Полученный сигнал сравнивается с заданным сигналом, соответствующим номинальной величине интенсивности нарастания давления и по разности сигналов определяют техническое состояние диагностируемого объекта.

При диагностировании насоса в его напорную гидролинию, нагружаемую дросселем, устанавливается датчик давления, по выходному сигналу которого (путем дифференцирования) определяют интенсивность нарастания (или снижения) давления.

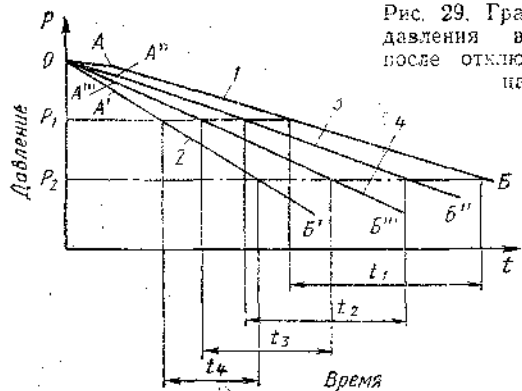


Рис. 29. График изменения давления в гидролинии после отключения привода насоса

Процесс нарастания давления происходит в незначительный интервал времени, что отрицательно сказывается на точности диагностирования.

Точность диагностирования повышается тем, что время изменения давления измеряется после отключения привода насоса в интервале снижения давления от заданного значения p_1 до p_2 (в том числе и до нуля). На рис. 29 показано изменение давления в гидролинии по времени после отключения привода насоса в зависимости от технического состояния гидропривода. Кривая 1 характеризуется снижением давления в гидролинии при нормальном (соответствующем новому) техническом состоянии гидропривода; кривая 2 характеризуется снижением давления в предельно изношенном гидроприводе; кривые 3 и 4 соответствуют гидроприводам с текущими значениями параметров технического состояния.

Когда привод насоса отключен, но вал насоса еще по инерции продолжает вращаться и нагнетать в гидролинию рабочую жидкость, давление снижается менее интенсивно (участок кривой OA), чем после остановки вала насоса (участок кривой AB). Чем выше техническое состояние гидропривода, тем скорее останавливается вал насоса. На кривых 1—4 наиболее информативным являются участки AB, A'B', A''B'', A'''B'''. В пределах этих участков задается интервал изменения давления $p_1—p_2$, который определяют экспериментальным путем.

Реализация описанного способа может быть осуществлена с помощью устройств, измеряющих время снижения давления в заданном интервале и уровня снижения давления за заданный интервал времени.

Способы и устройства оценки гидравлической мощности. Под гидравлической мощностью понимают произведение расхода рабочей жидкости в единицу времени через контролируемое

сечение испытуемого гидропривода на развиваемое в сечении давление.

Для получения мгновенных значений гидравлической мощности в сечении гидропривода используют турбинно-тахометрические датчики расхода с импульсно-аналоговыми преобразователями и потенциометрические или тензометрические датчики давления. В этом случае обеспечиваются удобство и простота умножения двух аналоговых сигналов.

Сигнал от вторичного прибора выдается на индикатор гидравлической мощности.

По показателю гидравлической мощности легко судить о величине отбираемой гидроприводом от двигателя мощности; он же характеризует динамику работы гидропривода.

Для обеспечения диагностирования при любом режиме нагружения и упрощения процесса расшифровки результатов диагностирования производится одновременное измерение гидравлической мощности в сечении гидропривода и мощности, отбираемой от приводного двигателя, а техническое состояние гидропривода оценивается по отношению гидравлической мощности в контролируемом сечении к отбираемой от двигателя мощности.

Виброакустические методы оценки технического состояния гидроагрегатов. Колебательные процессы, возникающие в работающих узлах гидроприводов машин из-за неуравновешенности и износа движущихся частей, изменения нагрузок (соответственно давления), перераспределения энергии при переключении направления потока рабочей жидкости, являются источником вибраций и шума. При этом спектр частот вибраций узлов гидроприводов меняется в широких интервалах; например частота вибраций исправного аксиально-поршневого насоса от 20 Гц до 20 кГц [10].

При появлении в гидроприводе неисправности частоты вибраций могут достигать больших значений.

Применительно к гидроприводам виброакустическая диагностика имеет широкие возможности. Диагностируются подшипники насосов, редукторы привода насосов (например, встроенный редуктор насосов 223.20, 223.25 и др.), предохранительные и перепускные клапаны, гидрораспределители, гидроцилиндры и т. д.

Спектр частоты вибраций подшипников качения может меняться в широком интервале значений. Здесь можно выделить частоты, пропорциональные частоте вращения вала, частоты резонансного происхождения, обусловленные импульсным возбуждением, не зависящим от частоты возбуждающей силы и др.

Частота вынужденных колебаний в подшипниках качения зависит от пересопряжения шариков (или роликов) и частоты вращения вала (сепаратора). Частота вынужденных колебаний зубчатой пары зависит от геометрических параметров зубчатых

пар и зазоров в них, от частоты вращения, от передаваемых нагрузок и т. д.

Для оценки технического состояния гидроагрегатов по параметрам вибраций и шума применяется различная виброакустическая аппаратура, в том числе виброакустическая аппаратура фирмы «Брюль и Кьер» (Дания).

Датчик вибраций устанавливают на испытуемый узел в заранее обоснованную точку. В качестве виброакустического датчика используют пьезодатчик, сигнал которого через усилитель подается на анализирующую аппаратуру или записывается на ленте осциллографа.

Отечественный прибор ЭМДП-3 позволяет измерять общий уровень вибраций, частоту вращения вала, температуру среды (рабочей жидкости). Он позволяет прослушивать шумы в отдельных узлах.

Техническая характеристика прибора ЭМДП-3

Питание прибора	От аккумуляторов ЦНК-0,45
Погрешность измерения частоты вращения, %	±1,5
Погрешность измерения температуры в пределах 0—100°С, %	±2,0
Погрешность измерения общего уровня вибраций, %	±2,0
Размеры, мм	315×165×210
Масса, кг	5

Для обнаружения источников посторонних шумов в узлах гидроприводов может использоваться стетоскоп КИ-1154.

Основным недостатком виброакустических способов диагностики является сложность выделения полезного сигнала из общего объема информации.

Диагностирование насосов по уровню разрежения во всасывающей гидролинии и рабочему объему. Для определения осевого зазора в шатунно-поршневой группе аксиально-поршневого насоса используют величину рабочего объема (объемную постоянную), определяемую при заданном нагрузочно-скоростном и вязкостном режиме.

Когда осевые зазоры очень малы, скорость поршня меняется плавно по синусоидальной кривой, а объемная постоянная равна произведению числа поршней в шатунной группе z на объем V , вытесняемый одним поршнем за один оборот ($q = zV$). Объем V в этом случае характеризуется площадью F и ходом l поршня ($V = Fl$).

При появлении осевого зазора S_z , складываемого из зазоров в сопряжениях шатуна с валом S_v и с поршнем S_n ($S_z = S_v + S_n$), рабочий ход снижается на величину S_z и становится равным l_1 ($S_z = l - l_1$). Соответственно, пропорционально уменьшению хода поршня уменьшается объемная постоянная, которая в свою очередь прямо пропорциональна объемному КПД.

Величина объемной постоянной (соответственно и полезный расход рабочей жидкости в напорной гидролинии) характеризуется уровнем разрежения во всасывающей гидролинии. Для реализации этого способа диагностирования предложено устройство, включающее последовательно соединенные датчики разрежения, усилитель-согласователь, блок выделения среднего значения сигнала и индикатор.

Работает устройство следующим образом. Насосу задаются нагрузочно-скоростной и температурно-вязкостный режимы. Сигнал с датчика усиливается и согласовывается с входным сигналом преобразователя. В преобразователе выделяется среднее значение измеряемого уровня разрежения. Сравнивая показания индикатора с нормативным значением уровня разрежения, определяют расход рабочей жидкости в напорной гидролинии.

Преимуществом способа является возможность получать с датчика разрежения информацию о частоте вращения вала насоса; в этом случае для оценки объемного КПД насоса достаточно иметь только датчик разрежения.

Амплитуда пульсаций давления в гидролинии насоса находится в пропорциональной зависимости от осевого зазора и соответственно от уровня снижения объемной постоянной, поэтому в результате диагностирования насосов следует вводить коррекцию по текущему значению объемной постоянной.

Рабочие жидкости и методы контроля их состояния.носителем энергии в объемном гидроприводе является рабочая жидкость, одновременно служащая надежной смазкой трущихся поверхностей гидроагрегатов.

В процессе работы рабочая жидкость подвергается изменениям в широком диапазоне давлений, температур, скоростей потока и т. д. Давление рабочей жидкости в гидроприводах современных машин достигает 28 МПа; температура от —30 до 90°С (в условиях Средней Азии температура рабочей жидкости иногда достигает 110°С).

Эксплуатационные качества рабочих жидкостей определяются вязкостью, текучестью, смазывающей способностью, устойчивостью к окислению, коррозионными свойствами, чистотой (загрязненность продуктами абразива и износа), температурой и т. д.

Вязкость рабочей жидкости выбирают из условий минимизации износа трущихся сопряжений и ограничения сопротивления в гидролинии. Оптимальная вязкость должна обеспечивать сочетание таких противоречивых параметров и показателей, как интенсивность износа, объемный и механический КПД и др.

Согласно данным работы [18] оптимальная вязкость рабочей жидкости для всей гидросистемы устанавливается из условий оптимальной вязкости для насосов и гидромоторов, используемых в этой системе. В табл. 7 приведены ориентировочные дан-

Таблица 7

Вязкость рабочей жидкости для насосов разных типов

Насос	Значения вязкости, сСт		
	минимальной	оптимальной	максимальной
Пластинчатый	20	25	850
Шестеренный с подшипниками скольжения	25	25	850
качения	16	20	850
Поршневой с распределением торцовым	16	30	500
клапанным	12	20	200
Винтовой	25	75	500

ные по выбору вязкости рабочей жидкости для насосов разных типов.

Для гидроприводов, работающих при высоких давлениях (16 МПа и выше), необходимо применять рабочие жидкости с повышенной вязкостью.

Наличие загрязнителей в жидкости способствует образованию стойкой пены, являющейся источником неисправностей. Загрязнители органического происхождения изменяют физические свойства рабочей жидкости (вязкость, смазывающую способность). Продукты окисления увеличивают кислотное число рабочей жидкости и соответственно увеличивают коррозию металлических деталей. Активность окисления повышается с увеличением температуры и из-за наличия в рабочей жидкости растворенного или эмульсированного воздуха [24].

Металлические загрязнители и абразивы вызывают износ трущихся сопряжений. Загрязнение рабочей жидкости происходит на стадиях изготовления, поставки потребителю, хранения, заправки в гидросистемы машин, распада в процессе хранения и работы, а также в процессе изготовления, сборки, испытания и эксплуатации гидропривода.

Наибольшее количество загрязнений попадает в рабочие жидкости в процессе эксплуатации гидропривода.

Пропорционально росту загрязненности рабочей жидкости возрастают силы трения в сопряжениях гидроагрегатов, усилия срабатывания золотников гидрораспределителей, интенсивность износа трущихся сопряжений и, как следствие, снижаются функциональные показатели и надежность гидроагрегатов и гидропривода в целом. Так, на примере насосов Г15-2 и Г11-2, применяемых в металлорежущих станках, выявлено, что при загрязненности рабочей жидкости шлифовальным порошком М20 с концентрацией по массе 0,0005% объемный КПД за 138 ч снизился на 17% [18].

Между сопрягаемыми деталями аксиально-поршневых насосов образуется масляная пленка, создающая жидкостное трение между ними и препятствующая их непосредственному контактированию. Кроме того, жидкостная пленка служит для охлаждения деталей, нагреваемых в процессе работы. Эксплуатация насосов на загрязненной рабочей жидкости нарушает стабильность и сплошность масляной пленки. Абразивные частицы, двигаясь вместе с потоком рабочей жидкости, попадают между трущимися поверхностями, вызывая их износ. При этом увеличиваются усилия перемещения трущихся поверхностей.

Значительными и опасными для прижимной пластины могут быть усилия при наличии в рабочей жидкости механических загрязнений, величина которых соизмерима или несколько больше зазора между поршнями и цилиндром блока. Проведенные на Московском машиностроительном заводе им. М. И. Калинина исследования показали, что цилиндры блока 20 типоразмера (из бронзы) при давлении 16 МПа деформируются на 1,5—2 мкм, а при давлении 32 МПа деформация увеличивается до 5 мкм, причем она неравномерна по длине цилиндра. Деформация максимальна на глубине от 20 до 45 мм от плоского торца блока и минимальна у плоского торца, т. е. в месте нахождения поршня в цилиндре при начале нагнетания. Таким образом, при ходе нагнетания образуется клинообразный зазор между поршнем и цилиндром, куда могут попасть механические частицы, образующие задиры на сопрягаемых поверхностях. При ходе всасывания, в связи с падением давления в надпоршневой полости и исчезновением деформации, механические частицы размером больше зазора могут быть зажаты, т. е. может произойти заклинивание поршней в цилиндрах блока, а значит резко возрастут нагрузки на прижимную пластину и болты ее крепления к фланцу вала. На основании изложенного очевидно, что значительным резервом по увеличению надежности и долговечности аксиально-поршневых гидроагрегатов является обеспечение требуемой степени очистки рабочей жидкости гидросистем.

При поддержании чистоты рабочей жидкости на уровне пятого класса долговечность насосов возрастает более чем в 4 раза. Такая чистота обеспечивается при фильтрации 40—50% рабочей жидкости фильтром с тонкостью фильтрации 10 мкм.

Очистка рабочей жидкости обеспечивается известными методами фильтрации. В последнее время распространение получают следующие методы очистки.

Магнитная очистка обеспечивает очистку рабочей жидкости от частиц размером 0,5—5 мкм, которые приводят к интенсивному загрязнению фильтров тонкой очистки и являются активными катализаторами при окислении рабочей жидкости. Магнитные фильтры благодаря электризации улавливают также немагнитные частицы (абразивы, песок и др.).

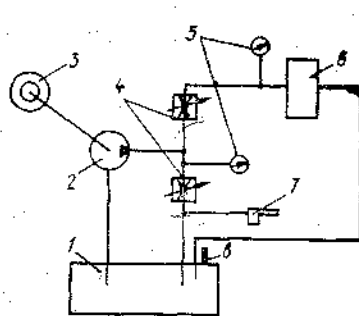


Рис. 30. Схема устройства АОМ-1 для очистки рабочей жидкости:
1 — бак; 2 — насос; 3 — электродвигатель; 4 — дроссели; 5 — манометры; 6 — центрифуга; 7 — заправочный пистолет; 8 — термометр

Электростатическая очистка обеспечивает улавливание заряженных частиц загрязнителя, движущихся в электростатическом поле; при этом рабочая жидкость должна быть диэлектрической (минеральные масла). Недостатком электростатической очистки является то, что трудно удержать на поверхности электродов частицы, потерявшие заряд в результате соприкосновения с электродом.

Центробежная очистка нашла наибольшее распространение благодаря простоте и высокой пропускной способности; кроме того, она позволяет по составу загрязнений судить о состоянии отдельных трущихся поверхностей агрегатов.

Центробежная очистка может использоваться в качестве постоянно действующего фильтра непосредственно на машинах, а также периодически при проведении плановых операций технического обслуживания (для машин, не имеющих постоянно действующих центробежных фильтров).

На рис. 30 показана схема устройства АОМ-1 для очистки рабочей жидкости либо при заправке в бак, либо непосредственно на машине при проведении технического обслуживания. Устройство состоит из бака, насоса, приводимого во вращение электродвигателем, двух дросселей, двух манометров, центрифуги и заправочного пистолета. Температура рабочей жидкости в баке контролируется термометром.

Подлежащая очистке рабочая жидкость заливается в бак и по гидравлической цепи бак — насос — дроссель — бак при давлении 6—7 МПа прогревается до 50° С.

При очистке рабочая жидкость из бака через насос, дроссель и центрифугу перепускается обратно в бак. Очищенная рабочая жидкость из бака устройства через заправочный пистолет поступает в бак машины. В ряде случаев рабочая жидкость насосом может забираться непосредственно из бака машины.

Контроль состояния рабочей жидкости в процессе эксплуатации машин с гидроприводом производится по вязкости (при заданных значениях температуры рабочей жидкости), наличию в ней воды, кислотному числу, концентрации продуктов износа

и абразива. Для оценки качества рабочей жидкости используют переносной лабораторный комплект СКЛАМПТ, вискозиметр ВЛЖ-1 и др. При определении концентрации в рабочей жидкости продуктов износа возможно количественно оценивать износ отдельных трущихся сопряжений гидроагрегатов.

Контроль загрязненности рабочей жидкости продуктами износа и абразива в процессе эксплуатации машин с гидроприводом осуществляется визуально, гидравлическим, микроскопическим, радиоактивным, ультразвуковым и другими методами.

Визуальный метод основан на пропускании через чистый фильтрующий материал (бумагу, ткань) определенного количества исследуемой рабочей жидкости. По степени загрязнения фильтрующего материала судят о чистоте рабочей жидкости. Этим способом можно обнаружить наличие в жидкости частиц размером более 40 мкм. Для обнаружения более мелких частиц применяют лупу или микроскоп.

Ультразвуковой метод основан на прохождении ультразвуковой волны через однородную среду. Ультразвуковая волна отражается от содержащихся в рабочей жидкости частиц. Энергия отраженной волны пропорциональна количеству частиц, находящихся в жидкости. Число и размеры частиц подсчитываются на экране прибора визуально или с помощью электронного счетчика.

Наибольший интерес при диагностировании рабочей жидкости и оценке технического состояния отдельных гидроагрегатов по содержанию продуктов износа в рабочей жидкости представляют радиоактивные и спектральные методы.

Радиоактивный метод обладает высокой чувствительностью и обеспечивает точность измерения износа порядка 1 мкм. Высокая чувствительность, возможность измерения износа сопряжений исследуемых узлов в процессе работы машины без ее остановки и простота автоматизации измерений являются основными достоинствами радиоактивного метода, позволяющими при прогнозировании ресурса учитывать время приработки изнашиваемых сопряжений, а также своевременно выявлять начало аварийного износа. Кроме того, они позволяют в эксплуатационных условиях легко выявить влияние разных режимов нагружения и температурных режимов на интенсивность износа сопряжений.

В связи с повышенными требованиями к безопасности работы с радиоактивными веществами рассматриваемый метод пока находит ограниченное применение.

Различаются способы активирования изнашиваемых деталей и способы активирования пробы рабочей жидкости. Способы, относящиеся к первой группе, применительно к диагностированию гидроприводов машин, в ближайшей перспективе, по-видимому, применения не найдут. Ко второй группе относится способ нейтрального активационного анализа пробы рабочей жидкости.

59
и
15x0,6x0,5

Этот способ совершенно безопасен, не требует предварительной подготовки к испытаниям (диагностированию) узлов и может найти широкое распространение в эксплуатационной практике.

Суть способа заключается в следующем. Из системы циркуляции рабочей жидкости отбирается проба, которая подвергается активации. Облучение пробы производится нейтронами, гамма-квантами или заряженными частицами с последующим измерением наведенной активации. Наибольшее распространение получил нейтронный активационный анализ.

Пробы рабочей жидкости в большинстве случаев являются многокомпонентными по химическим элементам, поэтому в результате облучения возникает ряд радиоактивных изотопов, образующих спектр гамма-излучения. Путем измерения интенсивности гамма-излучения определенного радиоактивного изотопа оценивается содержание интересующего химического элемента в рабочей жидкости и соответственно уровень износа поверхностей сопряжений, содержащих этот элемент.

Для перехода от измеренной интенсивности излучения к количественному содержанию элемента в рабочей жидкости применяют два метода: абсолютный и метод эталонирования. Второй метод обладает большей точностью и в ряде отраслей машиностроения нашел широкое применение. Он предусматривает одновременное облучение вместе с пробами рабочей жидкости проб с заранее известным содержанием в них определяемых элементов.

При проведении активационного анализа особое внимание следует уделять подготовке системы гидропривода к испытаниям и методике отбора проб.

Для обеспечения высокой чувствительности и точности измерения система гидропривода не должна иметь карманов, в которых могли бы накапливаться продукты износа; длина гидрролинии должна быть минимальной; фильтры рабочей жидкости должны быть быстросменными, объем рабочей жидкости в системе гидропривода должен быть по возможности малым.

Перед заливкой рабочей жидкости система гидропривода должна быть тщательно промыта. Особо жесткие требования предъявляются к герметичности гидропривода.

Система гидропривода должна снабжаться кранами для отбора проб рабочей жидкости. Наиболее сложным является отбор проб отложений продуктов износа на фильтрах и учет погрешностей, возникающих от них. Не менее важным является учет погрешностей из-за наружных утечек рабочей жидкости и распределения этих утечек в функции наработки гидропривода.

При диагностировании гидроприводов путем активационного анализа особое внимание необходимо уделять учету температурных и нагрузочных режимов работы.

Отобранные пробы рабочей жидкости выпариваются, вакуумируются или подвергаются озолению. Затем пробы упаковы-

ваются в специальную тару (изготавливаемую из чистого алюминия, графита, органического стекла, полиэтилена и т. д.) и укладываются в специальные пеналы из особо чистого алюминия. Сюда же укладываются специальные эталоны, приготовляемые из химически чистых водорастворимых солей элементов — индикаторов, или непосредственно чистые металлы, из которых изготовлены исследуемые детали.

Перед облучением и измерением пробы подвергаются количественной (весовой) оценке, а тара подвергается предварительному облучению с целью дальнейшего ввода поправки в результаты диагностирования.

Продолжительность облучения, число проб и периодичность отбора проб рассчитывают по специальным методикам.

Способ обладает высокой точностью уже при наработке 7—14 ч.

Основным недостатком способа является то, что в условиях эксплуатации практически трудно учитывать динамику наружных утечек рабочей жидкости; способ не дает представления о характере износа сопряжения; в случае, когда несколько узлов гидропривода изготовлены из одного материала, трудно и иногда невозможно определить степень износа конкретной детали в конкретном узле.

Методы спектрального анализа рабочих жидкостей, как и радиоактивные, отличаются высокой чувствительностью и точностью измерения.

К системе гидропривода предъявляются жесткие требования в отношении герметичности, минимальной длины трубопроводов, отсутствия карманов для оседания продуктов износа. При наличии наружных утечек рабочей жидкости следует уделять внимание динамике их увеличения и количественной оценке.

Подготовка пробы рабочей жидкости к спектральному анализу в ряде случаев связана с ее озолением, выпариванием или вакуумированием. Из-за трудоемкости и длительности операций по озолению рабочих жидкостей в ряде случаев находит применение способ спектрального анализа без предварительного озоления и фотоэлектрический метод регистрации спектра. При использовании фотоэлектрической установки МФС-3 удается проводить анализ сразу на девять элементов. Продолжительность анализа пробы рабочей жидкости не превышает 4 мин. Рабочая жидкость подается в зону горения электродов. В качестве верхнего электрода используется угольный цилиндрический стержень, нижнего — вращающийся угольный диск, погружаемый в ванночку с пробой рабочей жидкости.

Способ отличается высокой чувствительностью (чувствительность к содержанию железа, свинца и кремния составляет 0,0001%, хрома, меди и алюминия — 0,00001%) и находит применение при анализе рабочих жидкостей.

Недостатком способа является невозможность локализации источника интенсивного износа, если несколько трущихся сопряжений изготовлены из одного металла, поэтому способ может найти широкое применение в основном при оценке общего технического состояния гидропривода и технического состояния рабочих жидкостей.

3. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРИСПОСОБЛЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОАГРЕГАТОВ К ДИАГНОСТИРОВАНИЮ И АВТОМАТИЧЕСКОМУ КОНТРОЛЮ

Технологичность измерения параметров обусловлена в первую очередь приспособленностью гидропривода к диагностированию и правильным (обоснованным) выбором способов и средств диагностирования.

Как правило, полезное время, затрачиваемое на непосредственное измерение диагностических параметров, не превышает 10% от продолжительности диагностирования; вспомогательное время, затрачиваемое на установку и снятие средств диагностирования и вывод гидропривода на режим диагностирования, составляет 90—95% от общей продолжительности диагностирования [6].

Вспомогательное время диагностирования может быть снижено:

приспособлением гидропривода к удобному и простому подключению датчиков на период диагностирования и выбором наиболее эффективного метода диагностирования;

встройкой в гидропровод датчиков, к выходам которых в период диагностирования подключаются стационарные или переносные диагностические приборы и стенды;

комплектовкой гидропривода постоянно действующими датчиками и вторичными приборами, выдающими в любой выбираемый оператором момент времени информацию о техническом состоянии диагностируемого объекта.

Оценка приспособленности гидропривода к диагностированию производится по критериям, обеспечивающим возможность их количественного задания и определения; они должны быть функциями существенных факторов и характеризовать взаимную приспособленность конструкции гидропривода и метода диагностирования.

Критерии оценки приспособленности гидропривода к диагностированию делят на основные и дополнительные. Основные критерии подразделяют на оперативные и экономические.

К числу оперативных критериев относятся: среднее время диагностирования $t_{д. ср.}$, удельные затраты времени на диагностирование $t_{д. уд.}$, вероятность проведения диагностирования $P(\tau \leq t_{зад})$ за заданный интервал времени $t_{зад}$

$$t_{д. ср.} = \sum_{i=1}^n q_i t_{д. ср. i}, \quad (25)$$

$$t_{д. уд.} = \frac{\sum_{j=1}^m t_{д. j}}{t}, \quad (26)$$

где $t_{д. ср. i}$ — среднее время i -ой операции; $t_{д. j}$ — среднее время j -го диагностирования в период работы t ; q_i — вероятность повторения i -ой операции; n — число операций при диагностировании; m — число диагностирований за период t .

К числу экономических показателей относятся: энергозатраты (механическая работа, затрачиваемая на диагностирование) \mathcal{E} , трудоемкость $T_{д.}$ и стоимость диагностирования $C_{д.}$;

вероятность P проведения диагностирования при ограниченных трудовых ресурсах $T_{д. зад} [P(T_{д.} \leq T_{д. зад})]$;

удельные трудовые затраты $K_{т.}$, стоимость $K_{с.}$ и затраты на материалы $K_{м.}$ при диагностировании, отнесенные к одному часу работы гидропривода:

$$K_{т.} = \sum_{i=1}^N \frac{T_{0i} n_i}{t}; \quad (27)$$

$$K_{с.} = \sum_{i=1}^N \frac{C_{0i} n_i}{t}; \quad (28)$$

$$K_{м.} = \frac{C_{м. д.}}{t}, \quad (29)$$

где T_{0i} и C_{0i} — трудовые затраты и стоимость диагностирования i -го параметра; $C_{м. д.}$ — затраты на материалы при выполнении всех видов диагностирований за период t ; n_i — число диагностирований i -го параметра за период t ; N — число диагностируемых параметров.

Дополнительные показатели, характеризующие приспособленность гидропривода к диагностированию, перечислены в табл. 8.

Перспективным направлением повышения уровня приспособленности гидропривода к диагностированию является применение наиболее информативных встроенных диагностических датчиков.

Наибольший эффект диагностирования обеспечивается, когда одним методом (по одному параметру) диагностируются несколько узлов гидропривода. Так, по параметру объемного КПД диагностируются насосы НП-25/5, насосы, гидрораспределители и гидроцилиндры сельскохозяйственных машин и экскаваторов [29].

Таблица 8

Дополнительные показатели оценки приспособленности гидропривода к диагностированию

Показатель	Формула	Показатель	Формула
Показатели доступности, удобства и приемственности		6. Эффективность встроенности датчиков	$K_{эв} = 1 - \frac{C_{вд}}{C_{бд}}$
1. Доступность	$K_d = \frac{T_{осн}}{T_{доп} + T_{осн}}$	7. Легкость доступа к диагностической информации	$K_л = \frac{T_э}{T_d}$
2. Удобство	$K_{уд} = \frac{t_{ву}}{t_{ву} + \Delta t_{ву}}$	8. Эффективность диагностирования	$K_{эд} = \frac{P_d t_d}{P_n T_n}$
3. Контролепригодность конструкции	$K_k = \frac{N_{кб}}{N_{кб} + N_{кс}}$	9. Информативность параметра	$K_{ид} = \frac{P_n}{\Sigma P}$
Показатели встроенности в гидропривод диагностических датчиков		10. Универсальность метода диагностирования	$K_{ид} = \frac{N_{ni}}{\Sigma N}$
4. Встроенность датчиков	$K_{вд} = 1 - \frac{N_{вд}}{\Sigma N}$		
5. Эффективность трудовых затрат при встроенных датчиках	$K_{эт} = 1 - \frac{\Delta T_{вд}}{T_d}$		

Примечание. $T_{доп}$ и $T_{осн}$ — трудоемкость дополнительных и основных работ при диагностировании; $t_{ву}$ — время диагностирования при самой удобной позе оператора; $\Delta t_{ву}$ — превышение времени диагностирования над эталонным из-за неудобства позы оператора; $N_{кс}$, $N_{кб}$ — число узлов, контролируемых только после их снятия с машины и без снятия; $T_э$, T_d — трудоемкость при эталонном и сравниваемом методах диагностирования; t_n , t_d — ресурсы недиагностируемых и диагностируемых систем; P_n , P_d — производительность недиагностируемых и диагностируемых систем; P_n — удельный вес отказов, предупреждаемых измерением параметра; ΣP — удельный вес отказов, предупреждаемых измерением всего комплекса параметров; N_{ni} — число параметров, диагностируемых i -м методом; ΣN — общее число параметров; $N_{вд}$ — число параметров, измеряемых встроенными датчиками; T_d — трудоемкость диагностирования без встроенных датчиков; $\Delta T_{вд}$ — превышение трудоемкости диагностирования без встроенных датчиков над трудоемкостью диагностирования со встроенными датчиками; $C_{вд}$, $C_{бд}$ — стоимость диагностирования с применением встроенных датчиков и без применения встроенных датчиков.

Целесообразно несколько датчиков, устанавливаемых в гидропривод, объединить в один блок. Так, датчики расхода, давления, температуры и пульсаций давления могут объединяться в один блок. Применение блока датчиков значительно сокращает вспомогательное время диагностирования.

Ранее указывалось, что системы диагностирования классифицируются на три основные группы, в которых 1) диагностирование осуществляется стационарными или переносными стендами и приборами; датчики периодически присоединяются к проверяемым точкам гидропривода на время диагностирования; 2) диагностические датчики постоянно установлены на машину и образуют бортовую систему встроенных датчиков, которая периодически подключается на период диагностирования к стационарным или переносным стендам и приборам; для удобства подключения датчиков с электрическим выходным сигналом к стендам и приборам выходы датчиков объединяются штекерным разъемом; 3) диагностические датчики и измерительные приборы образуют бортовую систему диагностирования, размещенную на машине.

В практике наиболее целесообразно комплексное использование на машине всех трех групп.

С помощью системы бортового диагностирования в первую очередь оцениваются параметры, которые измеряются при ежедневном обслуживании или непрерывно в процессе работы гидропривода. Сюда относятся параметры, выход значений которых за нормативные (предельные) значения влечет за собой аварийную ситуацию и зачастую не может быть предсказано заранее за межосмотровые периоды технического обслуживания. Все измеряемые системой бортового диагностирования параметры следует разделить на две основные группы: непрерывно измеряемые (контролируемые) параметры и параметры, измеряемые периодически.

С помощью первой системы оцениваются параметры, связанные с выявлением отказов и неисправностей, вызывающие аварийную ситуацию и ускоренный износ сопряжений дорогостоящих агрегатов. К числу этих параметров относятся: уровень рабочей жидкости в баке, температура рабочей жидкости, амплитуда пульсаций давления.

Индикация результатов измерений может осуществляться на стрелочные или цифровые указатели, световые или звуковые индикаторы. Возможна также комбинация индикаторов.

Наиболее рациональной является информация машинисту, выдаваемая дискретным сигналом «В норме» — «Не в норме», «Да» — «Нет», а также световым или звуковым сигналом.

В ряде случаев целесообразно по команде, выдаваемой датчиком, осуществлять автоматическое активное воздействие на машину. Например, при обрыве рукава высокого давления или из-за больших утечек резко снижается уровень рабочей жидкости в баке, что может привести к выходу из строя насосов и других агрегатов. Во избежание этого целесообразно в бак устанавливать датчик уровня, который при снижении уровня рабочей жидкости до предельно допустимого значения выдает машинисту сигнал о необходимости остановки машины. При даль-

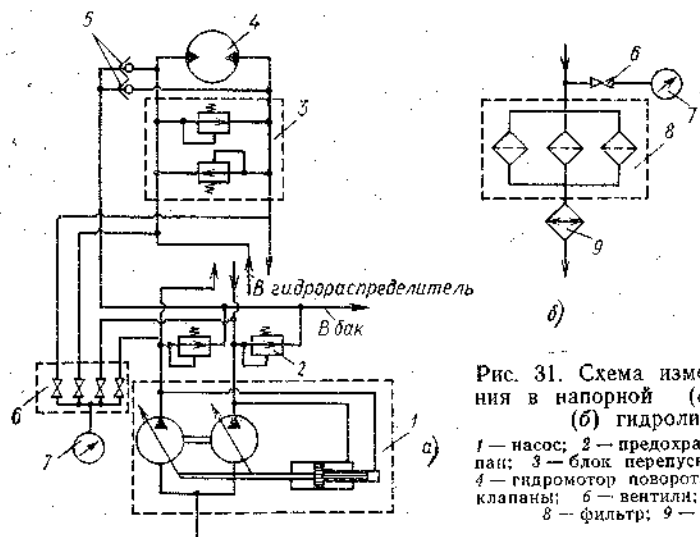


Рис. 31. Схема измерения давления в напорной (а) и сливной (б) гидролиниях:

- 1 — насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — блок перепускных клапанов; 4 — гидромотор поворота; 5 — обратные клапаны; 6 — вентили; 7 — манометр; 8 — фильтр; 9 — радиатор

нейшем снижении уровня рабочей жидкости по командному сигналу датчика уровня происходит автоматическое выключение привода насосов.

Анализ тенденций приспособления конструкций гидроприводов к диагностированию показал, что автоматический контроль за системой бортового диагностирования в основном осуществляется по параметрам: температуры рабочей жидкости в баке, давления срабатывания предохранительных и перепускных клапанов, давления в сливной гидролинии и, в меньшей степени, уровня рабочей жидкости в баке и частоте вращения вала привода насоса.

На рис. 31 показана схема измерения давления в напорной и сливной гидролиниях гидропроводов. Измерением давления в напорной гидролинии в основном осуществляется контроль давления срабатывания предохранительных клапанов. Измерением давления в сливной гидролинии осуществляется контроль чистоты фильтров.

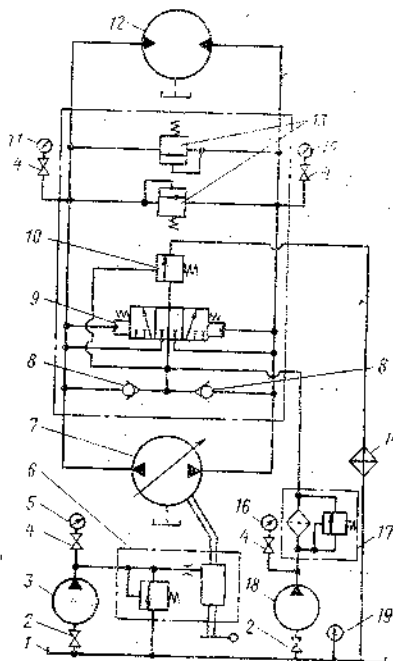
В закрытых гидросхемах контроль давления осуществляется в напорной гидролинии насосов подпитки (рис. 32), управления и в напорной гидролинии гидромотора [3]. Давление измеряется с помощью манометров, подключаемых к гидролиниям через вентили.

Для удобства отсоединения насоса от всасывающей гидролинии последняя снабжается вентилем для перекрытия всасывающей гидролинии насоса от бака.

Уровень рабочей жидкости в баке измеряется в основном с помощью щупов и смотровых стекол. В этом случае при нали-

Рис. 32. Контроль параметров закрытых схем гидропривода:

- 1 — бак; 2, 4 — вентили; 3, 7, 18 — насосы; 5, 11, 15, 16 — манометры; 6 — гидроусилитель; 8 — обратный клапан; 9 — распределительный золотник; 10 — переливной клапан; 12 — гидромотор; 13 — перепускной клапан; 14 — фильтр; 17 — предохранительный клапан; 19 — термометр



чи больших утечек рабочей жидкости, например, при обрыве рукавов высокого давления, не обеспечивается аварийная сигнализация оператора о возникшей неисправности, что приводит к большим потерям рабочей жидкости и вторичным поломкам гидроагрегатов (насосов, гидромоторов и др.).

Установка в бак датчика уровня рабочей жидкости со звуковой, световой или другой индикацией измеряемой величины исключает большие потери рабочей жидкости и вторичные поломки гидроагрегатов.

В контрольных точках гидролинии должны быть предусмотрены специальные разъемы для надежного и быстрого подключения блока датчиков на период диагностирования. Разъемы должны иметь специальные запорные устройства, исключающие утечки рабочей жидкости при разъединении гидролинии. Наиболее эффективно применение средств измерения параметров расхода рабочей жидкости без разъединения гидролинии (тепловых, виброакустических, ультразвуковых и т. д.). В этом случае в гидролинии должны быть предусмотрены специальные места для установки соответствующих датчиков.

4. АВТОМАТИЗАЦИЯ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Обработка результатов измерений диагностических параметров и вывод гидропривода на режим диагностирования является трудоемкой, дорогостоящей и длительной операцией. При этом в результат диагностирования зачастую вводятся погрешности субъективного характера, зависящие от квалификации оператора.

Снижение трудоемкости и исключение погрешностей субъективного характера обеспечивается автоматизацией процесса оценки технического состояния диагностируемого объекта.

Наметились два основных направления автоматизации процесса диагностирования: создание высокопроизводительных средств для автоматического контроля технического состояния; создание автоматизированных систем оценки технического состояния и управления процессом диагностирования. Эти направления эффективны даже при высокой первоначальной стоимости средств автоматизации измерения и обработки результатов измерения.

Для обработки результатов диагностирования целесообразно использовать, например, электронные вычислительные машины. Диагностируемый объект, обеспеченный системой встроенных или навешиваемых на период диагностирования датчиков, через центральный штепсельный разъем соединяется с автоматизированным комплексом.

Большое число неисправностей объекта может быть обнаружено визуальным осмотром. Ввод информации, полученной визуальным осмотром, в автоматизированную установку производится с пульта визуального осмотра.

Результаты диагностирования могут быть выведены на индикаторы или на цифропечатающие устройства. С выхода автоматизированного комплекса оператор-диагност получает информацию о техническом состоянии объекта, а в случае неисправного состояния объекта — информацию с места его возникновения. В ряде случаев он получает дополнительно сведения о потребности в запасных частях, данные об объеме предстоящего технического воздействия, результаты прогнозирования ресурса и т. д.

Максимальный эффект автоматизированные системы обеспечивают при создании недорогостоящих датчиков и преобразователей; при тщательном изучении связей между регистрируемыми результатами диагностируемого объекта.

Представляют интерес автоматизированные диагностические устройства с ограниченным числом датчиков, несущих основную информацию о состоянии объекта, не требующих трудоемких работ по их установке, обеспечивающих измерение одним датчиком нескольких параметров и оценку технического состояния нескольких объектов, несложность обработки диагностических сигналов.

По функциональным возможностям автоматизированные устройства экономически целесообразно разделить на передвижные, обеспечивающие измерение и запоминание результатов диагностирования, и на стационарные, обеспечивающие обработку результатов диагностирования. В этом случае одно стационарное вычислительное устройство может обслуживать несколько передвижных.

Основой автоматизации диагностирования является выявление взаимосвязей неисправностей с характеризующими их диагностическими параметрами, а также вероятностных «весов» их

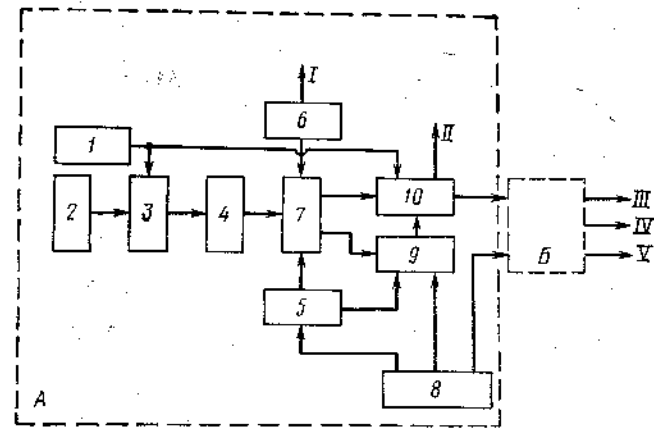


Рис. 33. Блок-схема процесса автоматизации диагностирования:
1 — пульт визуального осмотра; 2 — блок датчиков; 3 — блок преобразователей; 4 — блок промежуточной памяти; 5 — блок памяти нормативов; 6 — блок установки параметров режима диагностирования; 7 — блок сравнения; 8 — блок управления (ввода исходной информации); 9 — блок прогнозирования; 10 — блок регистрации и индикаторов; А — диагностическая часть, В — оперативная часть
I—V — каналы съема информации

проявления. Взаимосвязи неисправностей с характеризующими их диагностическими параметрами сводятся в диагностическую матрицу.

Автоматизированные системы, помимо оценки технического состояния, могли бы также планировать очередность и уровень диагностирования машин и их отдельных систем и агрегатов, управлять уровнем совмещения операций диагностирования с техническими вмешательствами, планировать расход запасных частей, материалов и т. д.

Исходной информацией в автоматизированную систему являются сменность работы диагностируемой машины, ее удаленность от базы, данные о наработке, результаты предыдущих диагностирований, различные стоимостные и нормативные показатели и др.

Блок-схема процесса автоматизации диагностирования и управления показана на рис. 33.

Диагностическая часть служит для оценки технического состояния машины, а оперативная — для планирования и управления периодичностью диагностирования, расхода материалов и запасных частей.

Автоматизированная система могла бы решать в целом процесс диагностирования не только гидропривода, но и всей машины, что для ряда машин, например, зерноуборочных комбайнов, связано с измерением более 200 параметров. Поэтому диагностирование целесообразно разделять на группы более мелких независимых подсистем.

ГЛАВА III

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ ОСНОВЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

1. ВОПРОСЫ ОРГАНИЗАЦИИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Диагностирование как технологический процесс может выполняться либо самостоятельно до или после проведения плановых операций технического обслуживания и ремонтов, либо является составной частью их технологического процесса. В каждом отдельном случае накладывается отпечаток на последовательность и организацию проведения диагностирования.

При выполнении диагностирования до и после проведения технического обслуживания и ремонтов средства диагностирования выделяются в самостоятельные стационарные посты, линии, участки и передвижные станции диагностирования.

При выполнении диагностирования в процессе проведения плановых операций технического обслуживания и ремонтов (включая проведение заявочных ремонтов), силы и средства диагностирования входят составной частью в организационную единицу, производящую обслуживание и ремонт машины.

Применение диагностики позволяет в перспективе отказаться от целого ряда обязательных регламентных работ, заменив их работами, выполняемыми по потребности.

Успешное решение задач по созданию системы планово-предупредительных осмотров, основанной на индивидуальном обслуживании конкретных машин в зависимости от их фактического технического состояния, зависит от уровня организации и эффективности диагностирования.

Таким образом, диагностика позволяет не только объективно оценивать техническое состояние систем, но и обеспечивать рациональную организацию и технологию технического обслуживания и ремонта.

Средства диагностирования подразделяются на переносные, малогабаритные приборы, используемые в процессе выполнения операций технического обслуживания и ремонта и специальные (стационарные и передвижные) диагностические станции.

Основным преимуществом специализированных диагностических станций является получение большой информации о диагностируемом объекте. К основным недостаткам этих станций

относится то, что на период диагностирования машина дополнительно отвлекается от работы (выполнения своих прямых функций), а при проведении технических обслуживаний и ремонтов для их качественного выполнения приходится привлекать дополнительные диагностические средства.

В процессе эксплуатации машин целесообразно проводить комплексное (общее) диагностирование (диагностирование общего технического состояния) и углубленную диагностику. Кроме

того ряд диагностических работ следует отнести к группе работ контрольного и регулировочного характера.

В ряде случаев, если диагностические работы первых двух групп не совмещаются с технологическим процессом технического обслуживания и ремонта, то при их проведении могут выполняться мелкие регулировочные работы (регулировка предохранительных и перепускных клапанов гидропривода и др.).

В общем виде в процессе технического обслуживания и ремонта машин рекомендуется структурная схема диагностирования (рис. 34). После проведения подготовительных уборочно-моечных и других работ машина по графику или по дополнительному указанию диспетчера поступает на участки (посты) диагностирования D_0 или D_y . На посту D_0 проводится диагностирование общего технического состояния, а на посту D_y — углубленное диагностирование.

После проведения диагностирования машина направляется в зоны технического обслуживания или ремонта. При этом проведение технических воздействий в этих зонах осуществляется с использованием средств диагностирования D_p .

В случае проведения диагностирования D_0 и D_y с помощью передвижных специализированных диагностических станций до поступления в зоны технического обслуживания и ремонта машина может проработать определенное время (2—3 дня). За это время проводятся все подготовительные к обслуживанию и ремонту работы — подготовка сменных агрегатов, планирование занятости зон и т. д.

После проведения технического обслуживания и ремонта машина проходит контроль ОТК, а затем допускается к эксплуатации. Посты диагностирования подразделяют на проездные и тупиковые, а по видам выполняемых диагностических работ —

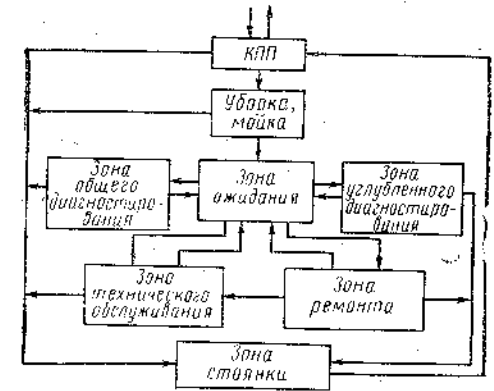


Рис. 34. Структурная схема диагностирования

на универсальные, специализированные и комбинированные.

Проездные посты чаще всего объединяются в диагностические линии.

Применительно к смешанному парку машин наиболее целесообразны отдельные тупиковые специализированные и комбинированные посты. Эти посты могут быть разделены на посты диагностирования двигателей, гидропривода, трансмиссии и т. д. В этом случае наблюдается узкая специализация операторов-диагностов, повышается пропускная способность поста.

Тупиковые посты позволяют удобно совмещать проводимые диагностические работы с различными регулировочными и мелкими ремонтными работами, что несколько снижает общую трудоемкость и продолжительность технического обслуживания и ремонта.

При проведении диагностических работ на линии диагностирования продолжительность работ на отдельных постах для синхронности работы линии должна быть одинаковой.

Имея продолжительность работы зоны (поста) диагностики t_d и число диагностирований в сутки (раздельно для операций диагностирования при ЕО, ТО-1, ТО-2 и т. д.) N_d , определяем ритм производства

$$R_i = \frac{t_d \cdot 60}{N_d} \quad (30)$$

Такт поста диагностирования τ_n определяется по формуле

$$\tau_n = \frac{t_i \cdot 60}{P_n} + t_{np} \quad (31)$$

где t_i — трудоемкость работ по диагностированию на посту; t_{np} — время на передвижение по установке и снятию с поста машины; P_n — число работающих на посту.

Соответственно число универсальных постов

$$X_i = \frac{\tau_n}{R_i k} \quad (32)$$

где k — коэффициент использования рабочего времени поста.

Если диагностирование осуществляется с помощью передвижных диагностических установок, то требуемое число их определяется по формуле

$$X_{np} = \frac{\tau_n + t_p}{R_i k} \quad (33)$$

где t_p — время, необходимое для переезда диагностической станции от машины к машине.

Если посты объединены в диагностическую линию, то такт линии

$$\tau_n = \frac{t'_i \cdot 60}{X_d P_{cp}} + t_{np} \quad (34)$$

где X_d , P_{cp} — число рабочих на линии (X_d — число постов на линии); P_{cp} — число рабочих на одном посту; t'_i — трудоемкость работ на потоке линии.

Соответственно число линий диагностирования

$$X'_i = \frac{\tau_n}{R_i} \quad (35)$$

Если диагностирование совмещается с операциями ТО-1, ТО-2 и т. д., то аналогичным образом рассчитываются такт и число постов. При этом принимается условие, что продолжительность проведения ТО-1, ТО-2 и др. при выполнении всех регламентных работ возрастает на 10—15%.

Если некоторые операции технического обслуживания выполняются по потребности, такт и требуемое число постов несколько сокращаются.

Годовой объем T работ по диагностированию машины в целом, системы или отдельного агрегата определяется по формуле

$$T = \frac{N_n m t_1}{1000} \quad (36)$$

где N_n — число диагностируемых машин, систем, агрегатов; m — число диагностирований одной машины, системы, агрегата в год; t_1 — годовая наработка диагностика диагностируемого объекта (машины, системы, агрегата); t_1 — удельная трудоемкость диагностирования на 1000 ч наработки (включая диагностирование при аварийных отказах).

При расчете постов (или линий) диагностирования гидроприводов машин смешанного парка вводятся понятия «приведенный гидропривод», «приведенная система» или «приведенный агрегат».

Принимая гидропривод одной из моделей машины за приведенный, к нему приводятся трудоемкости диагностирования гидроприводов остальных моделей машин парка. Коэффициент приведения определяется по формуле

$$k_{прi} = \frac{T_i}{T_{пр}} \quad (37)$$

где T_i и $T_{пр}$ — трудоемкости диагностирования гидроприводов соответственно i -ой и приведенной машины.

При условии различия в годовых наработках отдельных моделей машин в коэффициент приведения вносится поправка Δ :

$$K_{прi} = \frac{T_i \Delta}{T_{пр}} \quad (38)$$

где $\Delta = \frac{t'_{д,пр}}{t_{пр} t'_{дi}}$; t_i и $t_{пр}$ — годовая наработка i -ой и приведенной машины, системы, агрегата; $t_{дi}$ и $t_{д,пр}$ — периодичность диагностирования i -ой и приведенной машины.

Параметры диагностирования агрегатов гидропривода при различных видах его технического обслуживания и ремонта

Диагностируемый объект	Параметр диагностирования	Рекомендуемое оборудование	Примечания
Диагностирование ДЕ			
Гидропривод в целом	Уровень рабочей жидкости в баке	Щуп, смотровое стекло	Может измеряться с помощью встроенного в бак датчика Проверяется ежедневно только при наличии встроенного датчика и индикатора Контролируется в процессе работы гидропривода постоянно встроенным измерителем
	Содержание продуктов износа в рабочей жидкости	Магнитный фильтр	
	Температура нагрева рабочей жидкости	Термометр	
	Плавность (или усилие) перемещения исполнительных, рабочих и управляющих органов	—	
	Вспенивание рабочей жидкости	—	
	Содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости	Датчик типа ЛХ в комплекте со специальным прибором или осциллографом	
	Наличие наружных утечек рабочей жидкости Посторонние шумы и стуки	— —	
Диагностирование Д1			
Гидропривод в целом	Параметры, измерение которых предусмотрено диагностированием ДЕ Интенсивность или установившаяся температура нагрева рабочей жидкости Общий объемный КПД (или продолжительность рабочего цикла)	Термометр, секундомер Ф 433/3 или ПДНР в комплекте с датчиками (или секундомер)	Предпочтение следует отдавать параметру «объемный КПД» Проверяется только при первом Д1, а далее с периодичностью Д2
Предохранительный и перепускной клапан	Давление срабатывания (или тормозной путь на весного оборудования для перепускных клапанов механизма поворота)	Манометр (или датчик перемещения с индикатором)	
Фильтр	Давление в сливной гидрочастоте	Манометр	
Диагностирование Д2			
Гидропривод в целом	Параметры, измерение которых предусмотрено диагностированием Д1 Объемный КПД	Ф 433/3 или ПДНР в комплекте с датчиками	Оценивается техническое состояние качающего узла аксиально-поршневых насосов и наличие в рабочей жидкости нерастворенного воздуха Оценивается техническое состояние регулятора мощности аксиально-поршневых насосов
Насос	Амплитуда пульсаций давления	Датчик пульсаций давления ЛХ в комплекте с осциллографом С1-19Б или специально разработанным прибором	
	Эффективная мощность	Прибор ИМД-2М в комплекте с индуктивным датчиком	
	Параметры виброударной характеристики (виброимпульсов)	Прибор ЭМДП-3	

Годовой объем работ на посту и линии диагностирования для смешанного парка машин T определяется из выражения

$$T_{\Sigma} = N_{\Sigma \text{пр}} T_{\text{пр}}, \quad (39)$$

где $N_{\Sigma \text{пр}}$ — число приведенных машино-заездов на пост (линию) диагностирования в год.

Имея общую годовую трудоемкость работ по диагностированию на посту, число постов определяется по формуле

$$X_i = \frac{T_{\Sigma \Phi}}{\Phi_{\text{п}}}, \quad (40)$$

где Φ — коэффициент неравномерности поступления машин на пост (линию) диагностики (он учитывает время перемещения машины в зоне диагностирования); $\Phi_{\text{п}}$ — фонд рабочего времени поста:

$$\Phi_{\text{п}} = D k_1 P_{\text{п}}, \quad (41)$$

где D — число рабочих дней в году; k_1 — коэффициент использования рабочего времени ($k_1 = 0,85 \div 0,9$); $P_{\text{п}}$ — число рабочих на посту.

2. ДИАГНОСТИКА В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ ОБСЛУЖИВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Внедрение и эффективное использование средств диагностики в технологических процессах технического обслуживания и ремонта гидропривода обеспечивается при условиях: приспособленности гидроприводов к диагностированию, наличия необходимых диагностических средств, рекомендаций по нормативным значениям диагностических параметров и периодичности диагностирования, наличия методических и практических рекомендаций по организации и технологии диагностирования. При этом рекомендации по технологии диагностирования должны включать номенклатуру диагностических операций и последовательности их выполнения.

Объемы и последовательность выполнения операций технического диагностирования и соответствующие им диагностические комплексы зависят от их целевого назначения.

Как часть технологического процесса, диагностирование проводится:

при изготовлении, испытании и обкатке машин, их систем и агрегатов (включая и капитальный ремонт);

при подготовке машин к эксплуатации как новых, так и после ремонта и снятия их с консервации;

при определении технического состояния и объемов подлежащих выполнению технических воздействий, до проведения плановых операций технического обслуживания и ремонта;

Диагностируемый объект	Параметр диагностирования	Рекомендуемое оборудование	Примечания
Гидрораспределитель	Частота вращения вала	Ф 433/3 ПДНР, ИМД-2М, ИС-30, СТ-5 и др. Манометр	При измерении верхняя граница развиваемого давления ограничивается. Для ряда машин может измеряться с периодичностью 2Д2. Для ряда машин может измеряться с периодичностью 2Д2.
	Максимальное развиваемое давление	Ф 433/3, ПДНР в комплекте с датчиками	
	Объемный КПД	Датчик ЛХ в комплекте с осциллографом С1-19Б или специально разработанным прибором Динамометр	
Гидромото	Амплитуда пульсаций давления	Ф 433/3, ПДНР в комплекте с датчиками	Оценивается техническое состояние качающего узла аксиально-поршневых гидромоторов
	Необходимое усилие (и плавность) для перемещения золотника	Датчик пульсаций давления ЛХ в комплекте с осциллографом С1-19Б или специально разработанным прибором Прибор ЭМДП-3	
	Объемный КПД	Ф 433/3, ПДНР в комплекте с датчиками	
Гидроцилиндр	Амплитуда пульсаций давления	Ф 433/3, ПДНР, ИМД-2М, ИС-30, СТ-5 и др.	Частоту вращения в ряде случаев можно определять через скорость перемещения рабочего органа
	Частота вращения вала	Ф 433/3, ПДНР в комплекте с датчиками	
	Объемный КПД	Датчик ЛХ в комплекте с осциллографом С1-19Б или специально разработанным прибором Манометры	
Предохранительный (перепускной) клапан	Перепад давления (усилие), создаваемый поршнем	Ф 433/3 в комплекте с датчиком линейного перемещения, секундомер	Измерение производится без внешней нагрузки на шток
	Скорость перемещения штока	Манометр	
	Давление срабатывания	Ф 433/3 в комплекте с датчиком линейного перемещения, секундомер	
Фильтр	Амплитуда пульсаций давления	Манометр	Для перепускных клапанов может косвенно оцениваться через тормозной путь навесного оборудования
	Давление в сливной гидролинии	Датчик ЛХ в комплекте с осциллографом С1-19Б или специально разработанным прибором Манометр	
Гидролиния и рабочая жидкость	Наличие в рабочей жидкости нерастворенного воздуха	Датчик ЛХ в комплекте с осциллографом С1-19Б или специально разработанным прибором; КИ-4870	Может оцениваться косвенно через показатель «всасывание рабочей жидкости»

Диагностируемый объект	Параметр диагностирования	Рекомендуемое оборудование	Примечания
Диагностирование ДЗ и ДТР			
Гидропривод в целом, насос и др. агрегаты Рабочая жидкость	Параметры, измерение которых предусмотрено диагностированием Д2 Наличие воды, количественный и качественный состав абразива и продуктов износа, вязкость, кислотное число	Комплект приборов для экспресс-оценки качества рабочей жидкости	Для ряда машин может измеряться с периодичностью 2Д3. Первое измерение для ряда машин может производиться при первом Д1 или Д2
Диагностирование ДС			
	Проверяются параметры, измерение которых предусмотрено диагностированием Д3		
Диагностирование ДЗР			
	Объемы работ зависят от заявки машиниста		

при выявлении источника неисправности и определении объемов внеплановых ремонтов;

в процессе выполнения операций технического обслуживания и ремонта, включая различные регулировочные работы;

при осуществлении контроля качества выполняемых работ.

При проведении технического обслуживания с использованием средств диагностирования могут выполняться: все предусмотренные регламентом работы ТО; выборочные работы ТО и по потребности; работы ТО, совмещаемые с работами текущего ремонта, выявленными при диагностировании.

Наиболее эффективным является совмещение диагностических операций с техническим обслуживанием при замене ранее проводимых регламентных работ работами по потребности. Это обеспечивает значительное снижение трудоемкости и общей продолжительности технического обслуживания при определенном повышении качества их проведения.

Объемы диагностических работ при различных видах диагностирования отличаются один от другого и соответственно для их проведения рекомендуется различное диагностическое оборудование. Объясняется это глубиной диагностирования и числом измеряемых параметров. В табл. 9 охарактеризована глубина диагностирования основных гидроагрегатов и дан перечень рекомендуемого для ее оценки диагностического оборудования.

Последовательность диагностирования общего технического состояния гидропривода и его отдельных гидроагрегатов и очередность измерения характеризующих их техническое состояние диагностических параметров представляется в виде маршрутной технологической схемы (рис. 35) [28].

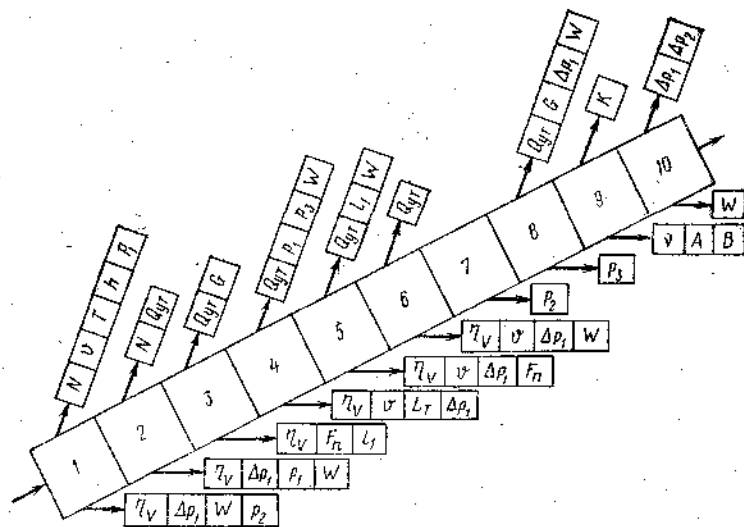


Рис. 35. Маршрутная технологическая схема последовательного диагностирования:

1 — общего технического состояния; 2 — насоса; 3 — гидрораспределителя; 4 — механизма поворота; 5 — гидроцилиндра; 6 — гидромотора; 7 — фильтра; 8 — клапанов; 9 — рабочей жидкости; 10 — гидролинии

Диагностирование гидроагрегатов производится по параметрам, выведенным в основную и дополнительную группу.

В основную группу входят: объемный КПД η_v , давление в напорной p_1 и в сливной p_2 гидролиниях, давление срабатывания предохранительного и перепускного клапанов p_3 , амплитуда пульсаций давления Δp_1 , сопротивление на участке гидролинии Δp_2 , усадка штока гидроцилиндра за единицу времени l_f , сопротивление перемещению золотника или штока F_n , уровень шума и параметры виброимпульсов W , тормозной путь L_T , скорость перемещения (вращения) рабочего органа v , а также параметры технического состояния рабочей жидкости: вязкость ν , качественный и количественный состав абразива и продуктов износа A , наличие воды B .

В дополнительную группу входят: мощность N , установившаяся температура T и утечки $Q_{ут}$ рабочей жидкости, интенсивность снижения уровня рабочей жидкости в баке h , жесткость пружин G , кислотное число рабочей жидкости K . Кроме того, в эту группу в ряде случаев входят из основной группы параметры $v, p_1, W, p_3, l_f, \Delta p_1$ и т. д.

Диагностирование начинается с установки в гидропривод датчиков. Датчики расхода, давления и температуры рабочей жидкости, амплитуды пульсаций давления и нагружающий дроссель объединяются в один блок датчиков. Благодаря при-

менению блока датчиков трудоемкость диагностирования снижается примерно в 2 раза.

По результатам диагностирования принимается решение о дальнейшей эксплуатации гидропривода или отдельного его агрегата, необходимости проведения тех или иных регулировочных работ.

Если принято решение о ремонте гидроагрегата со снятием его с машины, то после проведения ремонта перед повторной установкой гидроагрегата на машину осуществляется контроль качества ремонта с помощью средств диагностирования.

Результаты диагностирования во всех случаях до и после ремонтно-регулирующих работ заносятся в журнал или в диагностическую карту.

ГЛАВА IV
ВОПРОСЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ
ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

Важнейшей задачей, решаемой благодаря использованию методов диагностики, является прогнозирование остаточного ресурса гидропривода и отдельных его узлов.

Прогнозированию остаточного ресурса по результатам диагностирования в первую очередь подвергаются узлы, изменение диагностических параметров которых в функции наработки носит постепенный характер. К ним относятся главным образом узлы, имеющие неисправности износового характера.

Прогнозирование остаточного ресурса может быть краткосрочным, сводимым к определению гарантированного ресурса до следующего диагностирования, технического обслуживания или ближайшего планового ремонта, а также долгосрочным, сводимым к определению гарантированного ресурса до замены узла или капитального ремонта машины. Естественно, что во втором случае значительно снижается достоверность прогнозирования.

Прогнозирование остаточного ресурса гидропривода осуществимо при условии, если известны модель (характер) изменения диагностических параметров в зависимости от наработки, предельные значения диагностических параметров и результаты измерений диагностических параметров на текущий момент времени.

**1. ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ ИЗМЕНЕНИЯ
ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ПАРАМЕТРА**

На фактический процесс изменения диагностического и структурного параметров влияют конструктивные и эксплуатационные факторы. К конструктивным относят качество изготовления, сборки и обкатки агрегатов, к эксплуатационным — режимы загрузки гидропривода, внешние климатические условия, способы и уровень проведения технического обслуживания и ремонта и т. д.

Характер изменения объемного КПД насосов в принципе соответствует общим представлениям износа трущихся сопряжений. Это позволяет в дальнейшем использовать разработки, выполненные для наиболее общих идеальных случаев.

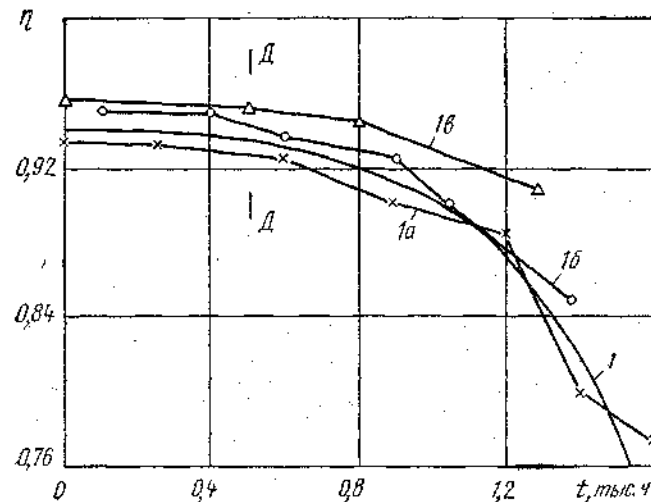


Рис. 36. График изменения объемного КПД η насосов в зависимости от их наработки t :

1а, 1б, 1в — частные значения для трех насосов; 1 — усредненная кривая изменения объемного КПД; Д-Д — сечение, в котором определяется среднее значение объемного КПД по его частным значениям

Модель изменения диагностического параметра базируется на статистических данных об изменении диагностических параметров в функции наработки. От качества и достоверности статистических данных зависит погрешность прогнозирования остаточного ресурса.

Процесс построения модели изменения диагностических параметров агрегатов гидропривода рассмотрим на примере изменения объемного КПД 22 насосов НШ-32. Для примера на рис. 36 приведены некоторые из полученных зависимостей.

По всем 22 насосам найден математическое ожидания параметра по середине интервалов наработки (весь диапазон наработки разбивается на интервалы по 0,2 тыс. ч.) строится усредненная кривая изменения объемного КПД (кривая 1).

Аппроксимация полученной кривой выполняется путем нахождения параметров кривой с использованием метода наименьших квадратов [27].

По внешнему виду построения экспериментальная кривая изменения объемного КПД имеет параболическую форму. Отыскание параметров функции выполняется исходя из предположения, что она является квадратичной и имеет вид

$$\eta = at^2 + bt + c. \quad (42)$$

Значения аргумента выбраны равноотстоящими:

$$t_{k+1} - t_k = h = \text{const} \quad (k = 1, 2, \dots, N-1),$$

а измерения значений функции производится с одинаковой точностью. Это позволяет для удобства вести отсчет аргумента от среднего значения $\bar{t} = (t_1 + t_N) : 2$ в целых частях шага, выбрав предварительно нечетное число экспериментальных данных в пяти точках наработки: 0; 0,4; 0,8; 1,2 и 1,6 тыс. ч.

Исходя из этого квадратическая функция примет вид

$$\eta = a_1 \left(\frac{t - \bar{t}}{h} \right) + b_1 \left(\frac{t - \bar{t}}{h} \right)^2 + c_1 \quad (43)$$

в которой параметры a_1 ; b_1 и c_1 вычисляются по следующим формулам при нечетном числе данных (по 5 точкам):

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= \frac{1}{3H_2} \left[3 \sum_{k=1}^N \eta_k (k-M)^2 - \frac{N^2-1}{4} \sum_{k=1}^N \eta_k \right]; \\ b_1 &= \frac{1}{H_1} \sum_{k=1}^N \eta_k (k-M); \\ c_1 &= \bar{\eta}_k - \frac{H_1}{N} a_1, \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

где значения величин $H_1 = N(N^2-1) : 12$; $H_2 = N(N^2-1) \times (N^2-4) : 180$.

Чаще всего значения H_i приводятся в приложениях математической статистики. Для рассматриваемых пяти исходных данных они составят $H_1 = 10$, $3H_2 = 42$.

Для расчета количественных значений параметров функции воспользуемся таблицей [27], в которой приведены значения функции, соответствующие пяти значениям аргумента и по ним вычислены вспомогательные данные.

В табл. 10 выполнены вспомогательные расчеты, причем сами значения аргумента хотя и записаны в таблице, но в расчет не включаются, так как они не нужны для последующего расчета.

Подставляя в формулы (44) значения из табл. 10, получим численные значения коэффициентов $a_1 = -0,01786$, $b_1 = -0,0492$, $c_1 = 0,91032$.

После подстановки коэффициентов a_1 , b_1 , c_1 в (43) и ряда преобразований имеем

$$\eta = -0,1116t^2 + 0,05556t + 0,9373. \quad (45)$$

Таблица 10

Вычисление вспомогательных данных для построения аналитической зависимости

Номера точек (значения аргумента k)	Значения функции η	Вспомогательные данные расчетов при $N=5$ и $M=3$		
		$l=k-3$	ηl	ηl^2
1(0)	0,942	-2	-1,884	3,768
2(0,4)	0,938	-1	-0,938	0,938
3(0,8)	0,920	0	0	0
4(1,2)	0,870	1	0,870	0,870
5(1,6)	0,730	2	1,460	2,920
Суммы	4,373	-	-0,492	8,496

Соответственно остаточный ресурс определяется из зависимости

$$t_{1,2} = \frac{-0,0556 \pm \sqrt{0,0556^2 + 4 \cdot 0,1116 (0,9373 - \eta)}}{-2 \cdot 0,1116} \quad (46)$$

Подобным же путем определяются зависимости η от t и для других элементов гидропривода (гидрораспределителя, гидроцилиндра).

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Заключение о предельном значении диагностического параметра может базироваться на целом ряде критериев, из числа которых наиболее универсальным является критерий обеспечения минимума затрат (издержек) на единицу наработки гидропривода.

Целевая функция предельного изменения параметра зависит от предельного значения параметра, наработки, издержек, связанных с устранением отказов гидропривода в процессе его эксплуатации, коэффициентов вариации соответствующих параметров функций изменения объемного КПД отдельных агрегатов и гидропривода в целом.

Упрощенно уровень снижения объемного КПД и производительности машины прослеживается по рис. 37. Если восстановление объемного КПД произвести при η'' вместо η' , то за период $t'' - t'$ машиной из-за несвоевременной замены изношенных агрегатов будет недовыполнен объем работ, соответствующий заштрихованной площади (при условии замены всех изношенных агрегатов). При этом повышается стоимость единицы

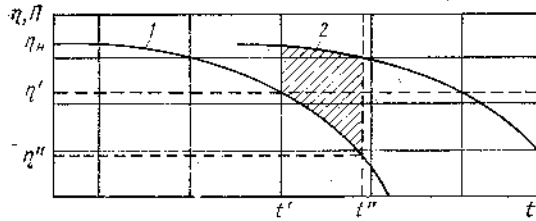


Рис. 37. Графическое изображение потерь производительности Π (объемного КПД η) машины в зависимости от наработки t :
1 и 2 — кривые изменения с начала эксплуатации и после замены изношенного гидропривода на новый

выработанной продукции, но уменьшаются единовременные затраты на восстановление технического состояния гидропривода.

Оптимальное предельное значение объемного КПД будет определяться наработкой, при которой сумма потерь стоимости невыполненного объема будет выше стоимости заменяемых отдельных агрегатов.

Скорость прибыли зависит от времени (наработки) t , от того на какую величину восстановлен объемный КПД и от характера изменения объемного КПД в последующий период эксплуатации. В этом случае функция будет зависеть от ряда аргументов и в случае, когда производится только замена агрегатов, функция выражается в виде

$$h(x) = f(C_{рн}, C_{рр}, C_{рц}, t), \quad (47)$$

где $C_{рн}$, $C_{рр}$, $C_{рц}$ — стоимости замены соответственно насоса, гидрораспределителя, гидропривода.

Прибыль между r -м и $r+1$ -м ремонтами выражается в виде

$$\int_0^{\Delta r} f(C_{рн}^r, C_{рр}^r, C_{рц}^r, t) dt \quad (48)$$

или при выражении через объемный КПД

$$\int_0^{\Delta r} f(\eta_n^r, \eta_p^r, \eta_c^r, t) dt, \quad (49)$$

где $C_{рн}^r$, $C_{рр}^r$, $C_{рц}^r$ — стоимость замены (ремонта) насоса гидрораспределителя и гидроцилиндра при r -ом ремонте.

Для нулевого ремонта (ввода гидропривода в эксплуатацию)

$$C_{рн}^r = C_{рр}^r = C_{рц}^r = 0$$

η_n^r , η_p^r , η_c^r — величина восстанавливаемого объемного КПД для насоса, гидрораспределителя и гидроцилиндра при r -м ремонте (для нулевого ремонта η_n^0 , η_p^0 , η_c^0 имеют номинальные исходные данные); Δr — отрезок времени между r -м и $r+1$ -м ремонтами.

При перечисленных условиях общая прибыль, принесенная

машиной за весь межремонтный цикл T (до капитального ремонта) выражается в виде

$$L = \int_0^{\Delta 0} g(t) dt + \sum_{r=0}^k \left[\int_0^{\Delta k} f(\eta_n(C_{рн}^r), \eta_p(C_{рр}^r), \eta_c(C_{рц}^r) t) dt - C_{рн}^r - C_{рр}^r - C_{рц}^r \right], \quad (50)$$

где $g(t)$ — скорость прибыли при номинальных значениях объемного КПД η_n^0 , η_p^0 , η_c^0 ; $\Delta 0$ — период до первого ремонта.

В целом функция общей прибыли зависит от $k+n+k = k(n+1)$ переменных: $C_{рн}^k$, $C_{рр}^k$, $C_{рц}^k$; ... $C_{рн}^1$, $C_{рр}^1$, $C_{рц}^1$, $\Delta 1$, $\Delta 2$, ... Δk .

Определение максимума прибыли производится при выполнении следующих ограничений

$$\begin{cases} \eta' \leq \eta_{нр} \leq \eta'' \\ \underline{C}_i \leq C_{ij} \leq \overline{C}_i \text{ для } i = н, р, ц \\ \sum_{r=0}^k \Delta k = T \text{ для } j = 1, 2, \dots, k. \end{cases} \quad (51)$$

Математически задача определения максимума целевой функции решается с помощью методов штрафных функций или покоординатного спуска.

Если известна функция скорости прибыли $h(t)$ и стоимость диагностируемого объекта, отнесенная на период наработки t (для упрощения принимается величиной постоянной), то средняя единичная чистая прибыль определяется по формуле

$$k(t) = \frac{\int_0^x h(t) dt - C}{t}. \quad (52)$$

Наработка $t_{нр}$, при которой функция $k(t)$ достигает максимума, если скорость прибыли пропорциональна величине диагностического параметра, например, объемного КПД $\eta(t)$, функция скорости прибыли имеет вид

$$h(t) = k\eta(t). \quad (53)$$

Соответственно предельное значение диагностического параметра

$$\eta_{нр} = \eta(t_{нр}). \quad (54)$$

Рассмотрим предложенную методику на примере определения предельного значения объемного КПД последовательно соединенных насоса, распределителя и гидроцилиндра.

Путем периодических измерений объемного КПД последовательно расположенных насоса, распределителя и гидроцилиндра десяти машин получены зависимости их объемного КПД от наработки. В табл. 11, 12, 13, приведены результаты измерений, а на рис. 38 показаны некоторые из полученных статистическим путем ломаных и аппроксимированных зависимостей.

Таблица 11

Статистика изменений объемного КПД насоса η_1 от наработки t

Номер машины	Значения η_1 при t (тыс. ч)					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
1	0,99	0,99	0,97	0,97	0,97	0,96
2	0,99	0,97	0,95	0,90	0,86	0,80
3	0,97	0,96	0,95	0,95	0,92	0,87
4	0,93	0,92	0,92	0,90	0,90	0,86
5	0,97	0,94	0,93	0,86	0,80	0,74
6	0,99	0,95	0,93	0,88	0,81	0,80
7	0,94	0,93	0,93	0,93	0,90	0,87
8	0,98	0,98	0,98	0,97	0,96	0,95
9	0,95	0,95	0,95	0,94	0,93	0,90
10	0,99	0,99	0,99	0,98	0,97	0,95
	0,97	0,96	0,95	0,93	0,90	0,87

Продолжение табл. 11

Номер машины	Значения η_1 при t (тыс. ч)					
	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
1	0,95	0,92	0,89	0,85	0,82	0,72
2	0,70	0,70	0,61	0,51	0,50	0,38
3	0,86	0,83	0,80	0,72	0,63	0,63
4	0,83	0,80	0,80	0,70	0,60	0,55
5	0,65	0,60	0,50	0,41	0,32	0,20
6	0,71	0,63	0,54	0,45	0,35	0,23
7	0,86	0,83	0,80	0,75	0,69	0,63
8	0,95	0,94	0,93	0,92	0,90	0,80
9	0,89	0,86	0,82	0,75	0,75	0,70
10	0,94	0,92	0,89	0,86	0,80	0,77
	0,84	0,81	0,76	0,71	0,65	0,57

Примечание. Нижняя строка цифр (под линией) — средние значения η_1 при данной наработке.

Таблица 12

Статистика изменений объемного КПД распределителя η_2 от наработки t

Номер машины	Значения η_2 при t (тыс. ч)					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
1	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,97
2	0,98	0,98	0,97	0,96	0,94	0,91
3	0,96	0,94	0,93	0,91	0,88	0,86
4	0,98	0,97	0,96	0,94	0,92	0,89
5	0,91	0,91	0,90	0,90	0,90	0,88
6	0,97	0,96	0,96	0,95	0,94	0,93
7	0,96	0,96	0,96	0,96	0,95	0,95
8	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,91
9	0,95	0,95	0,94	0,93	0,93	0,91
10	0,99	0,98	0,98	0,98	0,97	0,97
	0,96	0,95	0,95	0,94	0,93	0,92

Продолжение табл. 12

Номер машины	Значения η_2 при t (тыс. ч)					
	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
1	0,97	0,95	0,94	0,91	0,88	0,85
2	0,89	0,86	0,83	0,79	0,75	0,70
3	0,83	0,78	0,71	0,61	0,50	0,38
4	0,87	0,84	0,81	0,77	0,75	0,70
5	0,87	0,85	0,84	0,81	0,77	0,75
6	0,93	0,90	0,88	0,86	0,84	0,77
7	0,94	0,94	0,83	0,92	0,91	0,89
8	0,90	0,89	0,87	0,85	0,82	0,79
9	0,90	0,89	0,88	0,86	0,84	0,81
10	0,94	0,93	0,91	0,89	0,88	0,88
	0,90	0,88	0,86	0,83	0,80	0,75

Примечание. Нижняя строка цифр (под линией) — средние значения η_2 при данной наработке.

Средние значения полученных измеренных величин аппроксимируются зависимостями:

для насоса
$$\eta_1(t) = -0,0128t^2 + 0,97, \quad (55)$$

для распределителя
$$\eta_2(t) = -0,0064t^2 + 0,96, \quad (56)$$

для гидроцилиндра
$$\eta_3(t) = -0,009t^2 + 0,99. \quad (57)$$

Таблица 13

Статистика изменения объемного КПД гидроцилиндра η_3 от наработки t

Номер машины	Значения η_3 при t (тыс. ч)						
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,99
2	0,99	0,99	0,98	0,96	0,95	0,86	0,81
3	0,99	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,88
4	0,98	0,97	0,94	0,89	0,79	0,68	0,50
5	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,96	0,93
6	0,99	0,98	0,97	0,95	0,94	0,89	0,78
7	0,99	0,96	0,92	0,85	0,78	0,66	0,47
8	0,99	0,99	0,99	0,98	0,97	0,95	0,93
9	1,00	0,99	0,99	0,97	0,91	0,70	0,45
10	0,97	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,91
	0,99	0,98	0,97	0,95	0,91	0,85	0,76

Примечание. Нижняя строка цифр (под линией) — средние значения η_3 при данной наработке.

Для определения зависимости общего объемного КПД $\eta(t)$ достаточно перемножить: $\eta(t) = \eta_1(t)\eta_2(t)\eta_3(t)$. Однако целесообразней $\eta(t)$ определять также статистическим путем, так как во-первых, в связи со сложностью функции $\eta_1(t)\eta_2(t)\eta_3(t)$ увеличивалось бы число вычислений в десятки раз и, во-вторых, требуемая точность позволяет обойтись без этого произведения. Для общего объемного КПД получена следующая зависимость:

$$\eta(t) = -0,0378t^2 + 0,92. \quad (58)$$

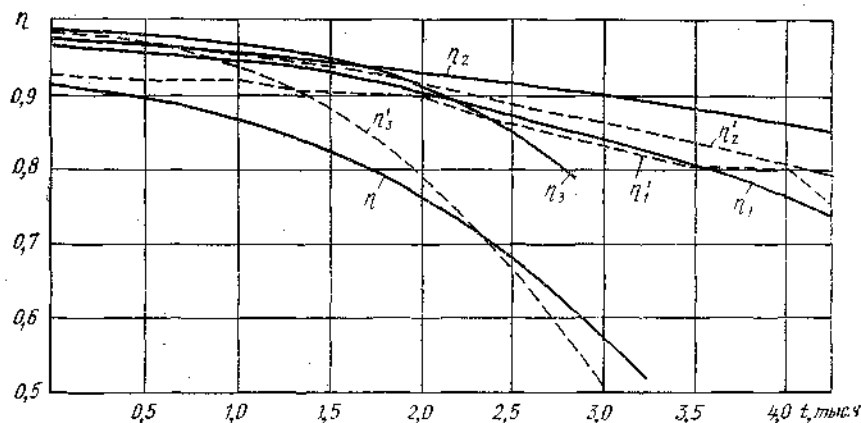


Рис. 38. Зависимости изменения объемного КПД насоса η_1 , распределителя η_2 , гидроцилиндра η_3 и общего технического состояния η от наработки t :

$\eta'_1, \eta'_2, \eta'_3$ — кривые статистических наблюдений

Скорость прибыли определяется по выражению (53) и соответственно

$$h(t) = 3261(-0,0378t^2 + 0,92) = -123,2t^2 + 3000,$$

где $k=3261$ и определяется по методике, изложенной ниже в п. 2 настоящего параграфа.

Стоимость диагностирования $C_d=3$ руб.

Стоимость гидропривода, с учетом условия одновременной замены всех износившихся агрегатов, $C=2250$ руб.

Функция плотности вероятности для случайной величины $t=t_{np}$ чаще всего подчинена нормальному закону с математическим ожиданием $m=3$ и средним квадратическим отклонением $\sigma=1$ (определяются из табл. 11, 12, 13).

Функция чистой прибыли вычисляется по выражению (52) и равна

$$h(t) = \frac{\int_0^t (-123,2t^2 + 3000) dt - 2250}{t}$$

Решение последней зависимости показывает, что функция чистой прибыли достигает максимума при $t_{np}=3$ тыс. ч, отсюда $\eta_{np}=\eta(3)=0,58$ (из рис. 38).

Ниже рассмотрены два конкретных метода определения оптимальных предельных значений диагностических параметров и метод оптимизации стратегии замены изношенных агрегатов.

Определение предельного значения объемного КПД. Для основной массы строительных, сельскохозяйственных и других машин повышение стоимости единицы выработанной продукции находится в функциональной зависимости от производительности и соответственно от объемного КПД. При этом для ряда машин снижение объемного КПД сказывается на производительности машин с самого начала их эксплуатации (например, экскаваторы), а для других машин — после достижения объемным КПД какого-то значения.

Степень влияния объемного КПД на производительность машины определяется удельным весом продолжительности полезной работы гидропривода t_{cr} в общем цикле (времени) работы машины t_c :

$$t_c = t_{cr} + t_{br}, \quad (59)$$

где t_{br} — продолжительность работы машины без гидропривода.

В общем виде стоимость единицы выработанной продукции определяется выражением [15]

$$C_{ед} = \frac{C_k + \sum_{i=1}^n C_{zi} X_{zi}}{A} + \tau \quad (60)$$

где C_k — стоимость капитального ремонта гидропривода; C_{zi} — затраты, связанные с одновременной заменой i -го агрегата;

X_{zi} — число замен i -го агрегата за нормативный срок службы гидропривода до капитального ремонта; τ — накладные расходы на обслуживание гидропривода, включая заработную плату, в единицу времени; n — число заменяемых агрегатов; P_{cp} — средняя за нормативный срок службы A производительность машины в единицу времени.

Для конкретной конструкции гидропривода величины C_{zi} , C_{Σ} , A , τ с достаточной точностью можно считать постоянными. Число замен i -го агрегата гидропривода определяется отношением нормативного срока службы к периодичности замены t_{zi} .

Величина t_{zi} определяется по зависимости

$$t_{zi} = t_{1i} + \sqrt[m_i]{\frac{\eta_i}{\eta_{np}}}; \quad t_{zi} = t_1 + \sqrt[m]{\frac{\eta}{\eta_{np}}}, \quad (61)$$

где m_i и m — коэффициенты интенсивности снижения η ; t_{1i} и t_1 — наработка, соответствующая периоду, когда объемный КПД еще не влияет на производительность машины i -го агрегата и гидропривода в целом; η и η_{np} ; η_i и $\eta_{i np}$ — объемный КПД нового и изношенного гидропривода и i -го агрегата.

Соответственно число замен i -го агрегата и гидропривода в целом определяется зависимостями

$$X_{zi} = \frac{A}{t_{1i} + \sqrt[m_i]{\frac{\eta_i}{\eta_{np}}}}; \quad X_{zi} = \frac{A}{t_1 + \sqrt[m]{\frac{\eta}{\eta_{np}}}}. \quad (62)$$

Средняя производительность машины, выраженная в функции предельного значения объемного КПД гидропривода, равна

$$P_{cp} = P_0 + B \frac{\eta + \eta_{np}}{2}, \quad (63)$$

где P_0 — производительность при значении объемного КПД η (для случая, когда $t_1 \neq 0$ $P_0 = \text{const}$ за весь период наработки t_1); B — постоянный коэффициент, учитывающий конструктивные особенности машины, режима эксплуатации и т. д. Подставляя значения (62) и (63) в (60), имеем

$$C_{ед} = \frac{k_1 + C_3 \frac{m \sqrt[m]{\eta_{np}}}{1}}{k_3 + k_4 \eta_{np}}; \quad (64)$$

$$\text{где } k_1 = \frac{C_{\Sigma}}{A} + \tau; \quad k_2 = \sqrt[m]{\eta_1}; \quad k_3 = \frac{2P_0 + B\eta}{2}; \quad k_4 = \frac{B}{2}.$$

При $t_1 = 0$, например, для экскаваторов,

$$C_{ед} = \frac{k_1 + k_5 \sqrt[m]{\eta_{np}}}{k_3 + k_4 \eta_{np}}, \quad (65)$$

$$\text{где } k_5 = \frac{C_3}{k_2}.$$

Дифференцируя (64) и (65) по η_{np} и приравняв правую часть равенства нулю, получаем уравнение, решение которого позволяет определить экстремальные значения η_{np} при $t_1 \neq 0$

$$n_1 \eta_{np}^{2r} + n_2 \eta_{np}^r + n_3 \eta_{np}^{r-1} + n_4 = 0, \quad (66)$$

при $t_1 = 0$

$$n_1 \eta_{np}^r + n_3 \eta_{np}^{r-1} + n_4 = 0, \quad (67)$$

где $r = \frac{1}{m}$;

$$\begin{aligned} n_1 &= -k_4 t_1 (k_1 t_1 + C_3), \\ n_2 &= k_2 k_4 (r C_3 - C_3 - 2k_1 t_1); \\ n_3 &= k_2 k_3 C_3 r; \quad n_4 = -k_1 k_2^2 k_4; \\ n_5 &= k_3 k_4 (r - 1) C_3. \end{aligned}$$

Для определения характера перегиба функции можно использовать способ повторного дифференцирования до момента, когда

$$f'(\eta_{np}) = f''(\eta_{np}) = \dots = f^{2r-1}(\eta_{np}) = 0,$$

но $f^{2r}(\eta_{np}) \neq 0$.

Если $f^{2r}(\eta_{np}) < 0$, то в точке перегиба имеем максимум; если $f^{2r}(\eta_{np}) > 0$, то в точке перегиба имеем минимум.

После того, как общий объемный КПД гидропривода достигнет своего предельного значения, ставится вопрос — какой из агрегатов подлежит замене.

Определение предельных значений отдельных агрегатов производится из формулы (60), приведенной к виду

$$C_{ед} = \frac{C_{\Sigma} + C_{\Sigma} X_{zn} + C_p X_{зр} + C_{\Sigma} X_{зц} + \tau}{P_{cp}}, \quad (68)$$

где C_{Σ} , C_p , C_{Σ} — стоимость замены насоса, распределителя, цилиндра; X_{zn} , $X_{зр}$, $X_{зц}$ — число замен за нормативный срок службы A насоса, распределителя, цилиндра:

$$X_{zn} = \frac{A \sqrt[m_1]{\eta_{np}}}{m_1 \sqrt[m_1]{\eta_n}}; \quad X_{зр} = \frac{A \sqrt[m_2]{\eta_{np}}}{m_2 \sqrt[m_2]{\eta_p}}; \quad X_{зц} = \frac{A \sqrt[m_3]{\eta_{np}}}{m_3 \sqrt[m_3]{\eta_{\Sigma}}},$$

где m_1 , m_2 , m_3 — коэффициенты интенсивности изменения объемного КПД насоса, распределителя, цилиндра; η_n , η_p , η_{Σ} — объемный КПД новых насоса, распределителя, цилиндра; η_{np} , $\eta_{рр}$, $\eta_{\Sigma р}$ — предельное значение объемного КПД насоса, распределителя, цилиндра.

Подставляя значения $X_{эв}$, $X_{зр}$, $X_{эц}$ (68) и производя ряд математических преобразований, получаем упрощенную зависимость стоимости единицы выработанной продукции от предельных значений $\eta_{ц.пр}$, $\eta_{р.пр}$, $\eta_{ц.пр}$:

$$C_{ед} = N_1 \sqrt[m_1]{\eta_{ц.пр}} + N_2 \sqrt[m_2]{\eta_{р.пр}} + N_3 \sqrt[m_3]{\eta_{ц.пр}} + N_4, \quad (69)$$

где

$$N_1 = \frac{C_{пА}}{П_{ср} \sqrt[m_1]{\eta_{ц}}}; \quad N_2 = \frac{C_{рА}}{П_{ср} \sqrt[m_2]{\eta_{р}}};$$

$$N_3 = \frac{C_{цА}}{П_{ср} \sqrt[m_3]{\eta_{ц}}}; \quad N_4 = \frac{k_1}{П_{ср}}$$

Полученное выражение содержит три неизвестных и решается следующим образом.

Базируясь на экспериментальных исследованиях или по известным литературным источникам принимается постоянным одно из неизвестных значений. В данном случае удобно постоянным принимать значение $\eta_{ц.пр}$ ($\eta_{ц.пр} = \text{const}$), так как оно имеет более сложный характер изменения по наработке.

Тогда уравнение (69) упрощается до вида

$$C_{ед} = N_1 \sqrt[m_1]{\eta_{ц.пр}} + N_2 \sqrt[m_2]{\eta_{р.пр}} + N_5, \quad (70)$$

где $N_5 = N_3 \sqrt[m_3]{\eta_{ц.пр}} + N_4 = \text{const}$.

Затем в выражении (70) задаются ряд значений второго параметра, например, $\eta_{р.пр}$ и определяются соответствующие изменения $\eta_{ц.пр}$. Полученные значения сводятся в таблицу или график.

Определение предельных значений диагностических и структурных параметров, не влияющих на объемный КПД. В ряде случаев замена отказавших агрегатов производится по причинам, не влияющим на снижение объемного КПД. В этом случае обоснование предельных значений структурных и диагностических параметров, основанное на условии снижения до минимума затрат на эксплуатацию и ремонт сборочной единицы, базируется на анализе статистических данных по отказам и характера распределения структурных (или диагностических) параметров отказавших единиц.

Определение предельных значений таких структурных и диагностических параметров производится из условий равенства затрат на предупреждение отказов $C_{пр}$ затратам на устранение внезапных отказов C_p :

$$C_{пр} = \gamma C_p, \quad (71)$$

где γ — коэффициент своевременности технического воздействия, характеризующий вероятность попадания случайной величины на заданный участок распределения отказов.

Методику определения предельных значений параметров рассмотрим на примере суммарного зазора S_{Σ} шатунной группы насоса 223.20.

Предупреждение отказов шатунной группы может быть осуществлено двумя путями: заменой только прижимной пластины и заменой всей шатунной группы (поршни, шатуны, прижимная пластина). В первом случае $C_p = 13$ руб., а во втором — 62 руб. Соответственно при $C_{пр} = 650$ руб. (стоимость ремонта составляет 50% стоимости нового насоса). Для случая замены только прижимной пластины $\gamma_1 = 0,02$, а для случая замены всей шатунной группы $\gamma_2 = 0,095$.

На рис. 39 показано распределение значений исследуемых зазоров S_{Σ} поступивших в ремонт насосов — закон распределения нормальной, средняя величина зазора $\bar{S}_{\Sigma} = 1,533$ мм.

Имея характер распределения S_{Σ} и значения γ , определяется функция отношения $\frac{l_i}{\sigma}$, а затем по справочным математическим таблицам значений нормальной функции распределения [9, 27] определяется $\frac{l_i}{\sigma}$ и l_i

$$\Phi\left(\frac{l_i}{\sigma}\right) = 1 - \gamma, \quad (72)$$

где l_i — отклонение оптимального предельного значения параметра от среднестатистического значения, равного 1,533 мм; σ — среднее квадратическое отклонение.

Для случая замены только прижимной пластины $l_1 = 1,0$ мм, а для второго случая $l_2 = 0,63$ мм. Соответственно $S_{\Sigma 1} = 1,533 - 1,0 \approx 0,53$ мм; $S_{\Sigma 2} = 1,533 - 0,63 \approx 0,9$ мм.

Может оказаться экономически целесообразным один или несколько раз произвести замену только прижимной пластины (т. е. восстановить до минимального значения зазор в сопряжении шатунов с валом S_B) и только потом уже произвести замену всей шатунной группы. Для этого в первую очередь следует выявить наличие корреляционной, функциональной или

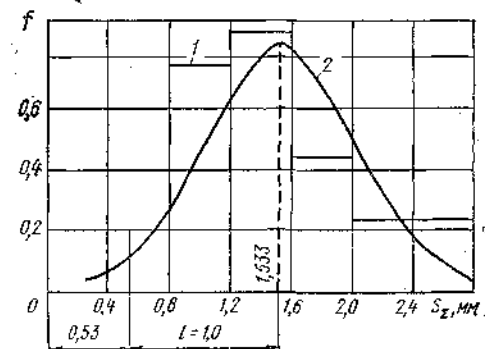


Рис. 39. Определение предельного зазора S_{Σ} по кривой распределения поступающих в ремонт насосов 223.20

другой связи между зазорами S_n, S_p, S_{Σ} (S_n — зазор в сопряжении шатуна с поршнем).

Оптимизация стратегии замены изношенных агрегатов. При достижении предельного значения объемного КПД возникает вопрос, какой из агрегатов подлежит замене и дальнейшему ремонту.

Рассматриваем гидропривод как последовательно расположенные насос, гидрораспределитель и гидроцилиндр (или гидромотор), изменение объемного КПД которых выражается строго убывающими функциями $\eta_n(t), \eta_p(t), \eta_{\Sigma}(t)$ и произведение текущих значений которых равно общему объемному КПД гидропривода $\eta_{об}$.

Назовем функцию $f(t)$, заданную на сегменте наработки от 0 до T (до капитального ремонта), скоростью прибыли машины, если для любых интервалов наработки (a, b) ($0 \leq a \leq b \leq T$) прибыль, принесенная машиной, равна $\int_a^b f(t) dt$. Соот-

ветственно в рассматриваемом интервале наработки $(0, T)$ скорость прибыли есть функция объемных КПД агрегатов $\eta_n, \eta_p, \eta_{\Sigma}$ и наработки $t: f(\eta_n, \eta_p, \eta_{\Sigma}, t)$, т. е. данная функция определена для всяких $0 \leq t \leq T$ и $0 \leq \eta_i \leq \bar{\eta}_i$ ($i = n, p, \Sigma$), где $\bar{\eta}_i$ — объемный КПД новых соответственно насоса ($\bar{\eta}_n$), гидрораспределителя ($\bar{\eta}_p$) и гидроцилиндра ($\bar{\eta}_{\Sigma}$).

Функция $f(\eta_n, \eta_p, \eta_{\Sigma}, t)$ неотрицательная, возрастающая от переменных $\eta_n, \eta_p, \eta_{\Sigma}$ (для фиксированного t) и убывающая от t для любых фиксированных $\eta_n, \eta_p, \eta_{\Sigma}$.

Для гидроприводов наиболее приемлемым видом ремонта непосредственно в эксплуатационных условиях на машине является замена изношенных агрегатов на новые. При трех последовательно расположенных агрегатах возможны семь видов ремонтов: замена всех трех агрегатов, замена одного из агрегатов, замена любых двух из трех агрегатов.

Если мы имеем изменение объемного КПД рассматриваемых агрегатов и гидропривода в целом (рис. 40) и измеренные на настоящий период времени их текущие значения, то для любых $0 \leq \eta_i \leq \bar{\eta}_i$ ($i = n, p, \Sigma$) имеем функцию, представляющую собой не что иное, как остаточный ресурс гидропривода

$$G = G(\eta_n, \eta_p, \eta_{\Sigma}) = \eta_n^{-1} [\eta_{np} - \eta_n^{-1} (\eta_n)] \times \eta_p^{-1} [\eta_{np} - \eta_p^{-1} (\eta_p)] \eta_{\Sigma}^{-1} [\eta_{\Sigma p} - \eta_{\Sigma}^{-1} (\eta_{\Sigma})]. \quad (73)$$

На рис. 40, а, б и в представлены кривые изменения объемного КПД насоса, гидрораспределителя и гидроцилиндра, а на рис. 40, г — изменение общего объемного КПД, причем за исходное значение наработки (за ноль) принимается наработка агрегатов, при которой произведено измерение.

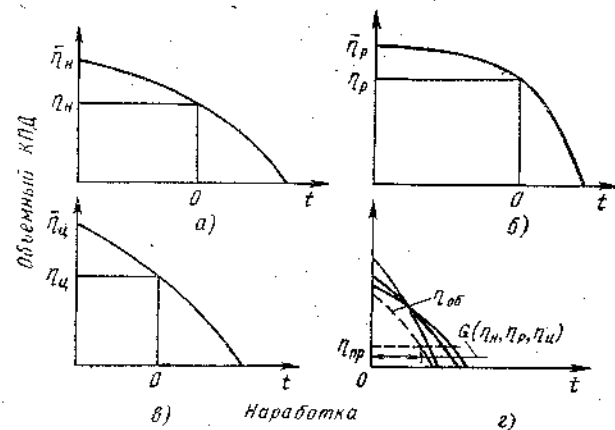


Рис. 40 Схема оценки остаточного ресурса гидропривода

Ограниченную последовательность упорядоченных троек чисел

$$h = \{(\eta_{n1}, \eta_{p1}, \eta_{\Sigma 1}), \dots, (\eta_{npn}, \eta_{ppn}, \eta_{\Sigma pn})\} \quad (74)$$

назовем стратегией (стратегией ремонтов), если выполняются следующие условия:

- I. $\eta_{\Sigma i} = \bar{\eta}_{\Sigma}$ ($i = n, p, \Sigma$)
- II. $\eta_{nj}/\eta_{pj}/\eta_{\Sigma j} \geq \eta_{np}$ для $j = 1, \dots, n$
- III. $\eta_{ij+1} = \begin{cases} \text{либо } \eta_i [G(\eta_{nj}, \eta_{pj}, \eta_{\Sigma j})] \text{ — агрегат не заменен} \\ \text{либо } \bar{\eta}_i \text{ — агрегат заменен} \end{cases}$

где i — номер агрегата (n — насос, p — гидрораспределитель, Σ — гидроцилиндр); j — очередной с начала ввода машины в эксплуатацию номер ремонта (ремонт 1 соответствует машине с новыми агрегатами); n — число ремонтов в интервале наработки $[0, T]$.

При этом принимается условие, что для каждого $j = 1, \dots, n-1$ существует хотя бы один такой i -ый агрегат, объемный КПД которого восстанавливается до исходного η_i , и для которого соблюдается условие $\eta_{ij+1} = \bar{\eta}_i$:

$$IV. \sum_{j=1}^{n-1} G(\eta_{nj}, \eta_{pj}, \eta_{\Sigma j}) < T \leq \sum_{j=1}^n G(\eta_{nj}, \eta_{pj}, \eta_{\Sigma j}).$$

Физический смысл условия IV заключается в ограничении времени работы в интервале $[0, T]$.

Если η_{ij} — i -ое число в j -ой тройке стратегий h , то положим

$$f(\eta_{ij}) = \begin{cases} 0, & \text{если } \eta_{ij} \neq \bar{\eta}_i \\ 1, & \text{если } \eta_{ij} = \bar{\eta}_i. \end{cases}$$

В этом случае чистая прибыль машины, принесенная за период от 0 до T при стратегии h , определяется формулой

$$P(h) = \sum_{j=1}^{n-1} \left[\int_0^{G_j} f(\eta_{nj}, \eta_{pj}, \eta_{czj}, t) dt - \sum_{i=n}^{n,p,c} C_i f(\eta_{ij}) \right] + \left[\int_0^{T - \sum_{j=1}^{n-1} G_j} f(\eta_{nn}, \eta_{pn}, \eta_{cn}, t) dt - \sum_{i=n}^{n,p,c} C_i f(\eta_{in}) \right], \quad (75)$$

где $G_j = G(\eta_{nj}, \eta_{pj}, \eta_{czj})$ — интервал наработки между j -м и $j+1$ -м ремонтами; C_1, C_2, C_3 — стоимость замены (включая стоимость самого агрегата) соответственно насоса, гидрораспределителя, гидроцилиндра.

В формуле (75) первое слагаемое характеризует разность между прибылью, принесенной машиной за период до $n-1$ -го ремонта, и стоимостью всех замен за этот период. Второе слагаемое представляет разность между прибылью, принесенной машиной за период между $n-1$ -м ремонтом, общей наработкой T и стоимостью $n-1$ -го ремонта.

Физический смысл формулы (75) поясняется рис. 41. Прибыль машины пропорциональна заштрихованной площади.

Задачей является выбор такой стратегии, чтобы чистая прибыль $P(h)$ за время T была положительной и максимальной из всех возможных стратегий ремонта.

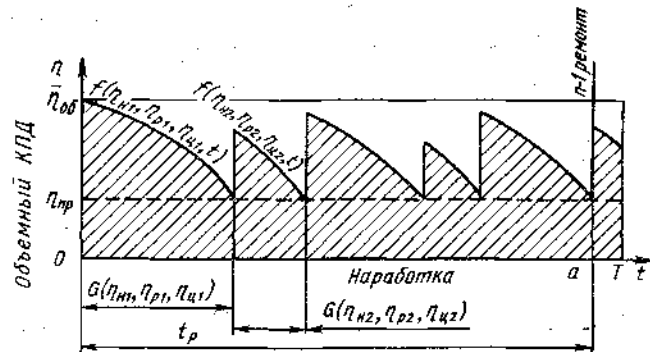


Рис. 41. Схема определения чистой прибыли, принесенной машиной за интервал наработки $[0, T]$

Для рассматриваемого случая число элементов всего множества стратегий ремонтов не превосходит 7^{n-1} , где 7 — число вариантов ремонта, n — число ремонтов за период T .

В целом выбор стратегии, обеспечивающей максимальную прибыль, практически осуществляется на ЭВМ. При этом она осуществляет перебор всех возможных стратегий и проверяет для них выполнение условия IV). Если это условие выполняется, то составляется и определяется алгоритм вычисления чистой прибыли $P(h)$ и из ряда полученных вариантов выбирается стратегия, обеспечивающая наибольшую прибыль $P(h_0)$.

Непосредственное применение приведенной задачи требует знания функции скорости прибыли $f(\eta_n, \eta_p, \eta_c, t)$. Для этого нужно иметь зависимости $\eta_n(t), \eta_p(t), \eta_c(t)$, которые находятся путем обработки статистических данных, как это сделано выше для гидронасосов. Тогда, если $\eta_i = \bar{\eta}_i$ для $i = n, p, c$, то $f(\eta_n, \eta_p, \eta_c, t) = K \eta_{об}(t)$, где K — постоянное число. (76)

С использованием известного равенства $\eta_{об} = \eta_n \eta_p \eta_c$ функция f приобретает вид

$$f(\eta_n, \eta_p, \eta_c, t) = K \eta_n(t) \eta_p(t) \eta_c(t). \quad (77)$$

В общем же виде функция скорости прибыли имеет вид $f(\eta_n, \eta_p, \eta_c, t) = K \eta_n(t - \eta_n^{-1} \eta_n) \eta_p(t - \eta_p^{-1} \eta_p) \eta_c(t - \eta_c^{-1} \eta_c)$. (78)

Постоянное число K определяется следующим образом. Пусть гидропривод за T_0 часов дал прибыль P_0 рублей. Тогда

$$K = \frac{P_0}{\int_0^{T_0} \eta_n(t - \eta_n^{-1} \eta_n) \eta_p(t - \eta_p^{-1} \eta_p) \eta_c(t - \eta_c^{-1} \eta_c) dt}. \quad (79)$$

Применительно к условиям эксплуатации стратегии ремонта по замене отработавших агрегатов должны совмещаться с плановыми операциями технического обслуживания (по системе ППР).

В условиях эксплуатации машин в силу влияния различных эксплуатационных, конструктивных и технологических факторов характеры изменения объемного КПД отдельных агрегатов могут значительно отличаться друг от друга. В этом случае каждый раз при достижении объемным КПД предельного значения в функции $\eta_n(t), \eta_p(t), \eta_c(t)$ по результатам последних 3—4 диагностирований вводится коррекция и соответственно каждый раз перед восстановлением объемного КПД выявляется оптимальная стратегия изношенных агрегатов.

Описанный метод представляет интерес не только для определения оптимальной стратегии замены изношенных агрегатов (ремонта), но также для планирования расхода запасных частей и определения остаточного ресурса агрегатов и гидропривода в целом.

3. ПЕРИОДИЧНОСТЬ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Наработка до первого диагностирования и дальнейшая последовательность диагностирования также оцениваются по технико-экономическому критерию, определяемому из условия минимизации материальных и трудовых затрат на техническое обслуживание, ремонт и диагностирование гидропривода.

Оптимальные наработки до первого диагностирования и периодичность диагностирования определяются по показателям, характеризующим вероятность безотказной работы диагностируемого агрегата с учетом стоимостных показателей.

Наработка до первого диагностирования определяется по формуле (71) из равенства затрат на диагностирование C_d затратам на устранение отказов в период наработки до первого диагностирования C_n ($C_d = \gamma C_n$, где γ — коэффициент своевременности выполнения первого диагностирования).

По статистическим данным отказов подлежащего диагностированию агрегата определяют характер распределения отказов. Затем определяют функцию $\Phi\left(\frac{l_i}{\sigma}\right)$, после чего с использова-

нием справочных математических таблиц определяют $\frac{l_i}{\sigma}$ и l_i , где l_i — отклонение оптимального значения наработки до первого диагностирования от среднестатистического значения наработки диагностируемой единицы на отказ \bar{l} ; σ — среднее квадратическое отклонение наработки на отказ.

Соответственно наработка до первого диагностирования $l_{ид}$ определяется как разность

$$l_{ид} = \bar{l} - l_i.$$

Рассмотрим в качестве примера определение наработки до первого диагностирования насоса 223.20. Для этого используем кривую теоретического распределения отказов штатной группы насоса (рис. 39).

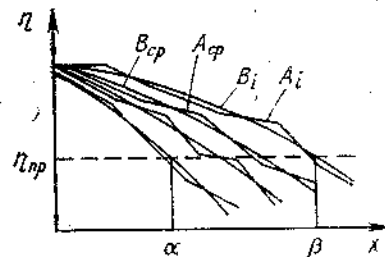
При средней стоимости затрат на восстановление насоса 650 руб. и стоимости одного диагностирования 6 руб. $\gamma = 0,01$, а наработка до первого диагностирования равна 600 ч.

Обоснование моментов (периодичности) диагностирования и прогнозирования остаточного ресурса базируется на статистической обработке данных характера изменения диагностического параметра в зависимости от наработки.

Практически периодическим измерением диагностического параметра строятся ломаные кривые характера изменения диагностических параметров (рис. 42) по каждой машине и по всей группе машин в целом. Затем полученные значения аппроксимируются какой-то функцией $f(a_1, \dots, a_n, x)$, где a_1, \dots, a_n — коэффициенты, x — наработка.

Рис. 42. Аппроксимация статистических наблюдений за характером изменения диагностических параметров:

A_i и $A_{ср}$ — изменения диагностического параметра соответственно i -ой и всей группы диагностируемых машин; B_i и $B_{ср}$ — аппроксимированные зависимости изменения диагностического параметра соответственно i -ой и всей группы диагностируемых машин



Для каждой конкретной машины (из общего числа N) как ломаная A_i , так и, следовательно, коэффициенты a_1, \dots, a_n будут различными. Соответственно наработка до достижения диагностическим параметром предельного значения находится в интервале от α до β . В этом случае для произвольной машины замена характера диагностического параметра средней кривой $B_{ср}$ не совсем правомочна.

Благодаря периодическим диагностическим измерениям выбираются такие коэффициенты a_1, \dots, a_n , чтобы график функции $f(a_1, \dots, a_n, x)$ более точно аппроксимировал реальную кривую изменения диагностического параметра этой машины и, следовательно, более точно определялось $x_{пр}$.

Ясно, что чем чаще производится диагностирование, тем точнее определяется $x_{пр}$, но тем больше расходы на диагностирование.

Для определения оптимальной периодичности диагностирования введем следующие характеристики и обозначения: C_d — общая стоимость диагностирования; α и β — показатели, ограничивающие снизу и сверху случайную величину $x_{пр}$ ($\alpha \leq x_{пр} \leq \beta$); $f(x)$ — плотность вероятности случайной величины ($x_{пр}$ — наработка, при которой диагностический параметр достигает своего предельного значения $\eta_{пр}$); $g(x)$ — закон потерь в рублях при недоиспользовании ресурса ($x < 0$) и при переработке ($x > 0$) на величину наработки x ; $Q(t, x)$, $t \leq x \leq \beta$ — средняя ошибка вычисления $x_{пр} = x$ при диагностировании машины в момент t .

Две последние зависимости поясняются следующим образом. Пусть восстановление технического состояния машины произведено в момент $x_{пр} + x$. Так как $x_{пр}$ — экономически наиболее справедливый момент технического воздействия, то общая прибыль этой машины уменьшается на некоторую величину $g(x)$. На рис. 43 показан общий вид функции $g(x)$.

Пусть при диагностировании N машин в момент t для K из них подсчитано, что ожидаемая наработка до предельного значения диагностического параметра одна и та же и равна x . Далее по мере работы этих машин выяснилось, что их моменты

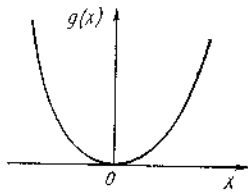


Рис. 43. Общий вид функции потерь $g(x)$ при недоиспользовании и переиспользовании ресурса

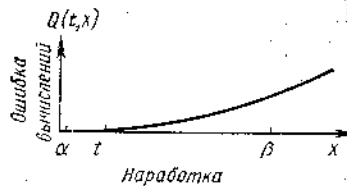


Рис. 44. Общий вид функции зависимости ошибки вычислений от наработки

достижения предельного значения диагностического параметра составили x_1, \dots, x_k . Тогда полагаем, что

$$Q(t, x) = \frac{\sum_{i=1}^K |x_i - x|}{K} \quad (80)$$

Ясно, что чем больше x при фиксированном t , тем больше ошибка $Q(t, x)$. На рис. 44 показан общий вид функции $Q(t, x)$.

При принятых обозначениях решение задачи оптимизации периодичности диагностирования сводится к рассмотрению двух случаев. В первом случае все машины не диагностируются, а восстановление их технического состояния производится в момент x_{np} ; во втором — число диагностирований, а также моменты диагностирования выбраны с учетом наибольшей прибыли. Наиболее экономичный из этих двух вариантов и дает ответ на наш вопрос.

Математическое ожидание потерь от недоиспользования или переиспользования ресурса в первом случае

$$J_0 = \int_{\alpha}^{\beta} g(x - x_{np}) f(x) dx \quad (81)$$

Если во втором случае произведено k диагностирований в моменты наработки $\alpha \leq t_1 \leq t_2 \leq \dots \leq t_k \leq \beta$, то можно составить сумму

$$P(t_1, \dots, t_k) = \int_{\alpha}^{t_1} g(x - t_1) f(x) dx + \int_{t_1}^{t_2} g(Q(t_1, x)) f(x) dx + \dots + \int_{t_k}^{\beta} g(Q(t_k, x)) f(x) dx \quad (82)$$

Поскольку каждый интеграл есть математическое ожидание потерь на интегрируемом сегменте, то функция (82) есть математическое ожидание при k диагностированиях в моменты t_1, \dots, t_k , без учета затрат на само диагностирование.

Обозначим минимум функции (82) через:

$$P_k = \min \{P(t_1, \dots, t_k) : \alpha \leq t_1 \leq \dots \leq t_k \leq \beta\} \quad (83)$$

и

$$J_k = P_k + kC_d$$

J_k — математическое ожидание потерь при k диагностированиях с учетом затрат на само диагностирование.

Так как $C_d > 0$, то существует такое натуральное число n , что $nC_d \geq J_0$. Для всех $1 \leq k \leq n$ вычисляем J_k и находим наименьшее J_m . Тогда $J_m = \min \{J_k : k = 0, 1, \dots, n\}$. Отсюда ясно, что экономически более выгодно производить m диагностирований, причем их моменты t_1, \dots, t_m таковы, что

$$P(t_1, \dots, t_m) = P_m$$

Рассмотрим предложенную методику на конкретном примере определения моментов (периодичности) диагностирования гидропривода по объемному КПД по результатам измерений, представленным в табл. 11, 12, 13 и аппроксимированным уравнениями (55), (56) и (57).

Поскольку $K(x_{np})$ — наибольшая прибыль за единицу наработки, то функция $g(x) = x[K(x_{np}) - K(x)]$ есть потери при использовании ресурса до x единиц наработки. Тогда сдвиг этой функции $g(x) = g(x+3)$ есть потери при переиспользовании ресурса на x единиц наработки. Для гидропривода $g(x) = 41,1x^3 - 1120x + 2250$.

Путем обработки статистических данных для функции ошибок вычисления $x = x_{np}$ при диагностировании в момент времени t нами получена следующая зависимость

$$Q(t, x) = 0,67(x - t)$$

Показатели, ограничивающие снизу и сверху случайную величину x_{np} , полагаем равными $\alpha = 2$ и $\beta = 4$.

Определим теперь количество и периодичность диагностирования общего технического состояния гидропривода. Сразу отметим, что без применения ЭВМ настоящая задача может быть решена весьма приближенным способом.

При вычислениях, во-первых, разлагаем функцию $f(x)$ в ряд Тейлора, аппроксимируя ее первыми двумя членами ряда

$$f(x) = 0,4 - 0,3(x - 3)^2;$$

во-вторых, математическое ожидание потерь от недоиспользования ресурса на произвольном сегменте наработки $[\alpha, \beta]$ приближенно вычисляем как произведение интегралов

$$\int_{\alpha}^{\beta} f(x) dx \int_{\alpha}^{\beta} g(Q(t, x)) dx;$$

в-третьих, точки минимума целевых функций находим приближенно с точностью до 0,1, обходя известные методы нелинейного программирования, применение которых в данном случае невозможно без применения ЭВМ.

В результате вычислений получены значения P_n и J_n (где P_n или J_n — математическое ожидание от несвоевременности замены узлов при n диагностированиях без учета или с учетом затрат на само диагностирование):

n	0	1	2	3	4	5	6	7
P_n	169	107	31,5	22,5	17,5	7,2	4,4	3,0
J_n	169	110	37,5	31,5	29,5	22,2	22,4	24,0

Из приведенных данных видно, что экономически выгодно производить пять-шесть диагностирований. Целевая функция P_5 достигает своего минимума в точках: 2,3; 2,7; 2,9; 3,2; 3,5, т. е. наработки на очередное диагностирование равны: $t_1 = 2300$ ч; $t_2 = 2700$ ч; $t_3 = 2900$ ч; $t_4 = 3200$ ч; $t_5 = 3500$ ч.

Аналогичным образом анализируя функциональные зависимости (55), (56) и (57), определяют периодичность диагностирования отдельно насоса, распределителя, гидроцилиндра, например, для их углубленного диагностирования.

При отсутствии основных значений аргументов функции (82) периодичность диагностирования может определяться по кривой вероятности безотказной работы насоса, разбиваемой на линейные участки AB , BC , CD (рис. 45). В этом случае на каждом участке соблюдается условие постоянства интенсивности изменения $P(t)$.

Общие затраты на эксплуатацию диагностируемого агрегата $C_{об}$ складываются из затрат на техническое обслуживание C_0 ($C_0 = const$), плановые ремонты $C_{пр}$, внеплановые ремонты $C_{ар}$, затраты, связанные с несвоевременностью замены узлов $C_{рес}$ и проведением диагностирования $C_{д}$.

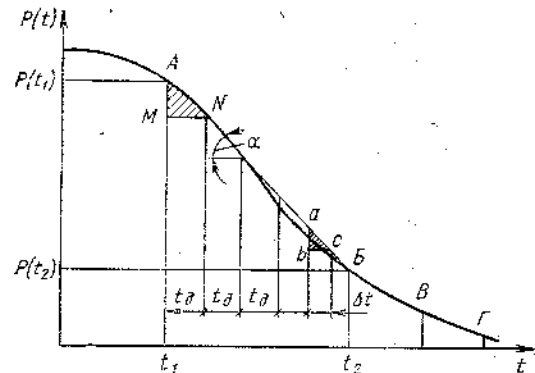


Рис. 45. Схема разбиения на линейные участки кривой вероятности безотказной работы насоса при определении периодичности диагностирования

Рассмотрим порядок определения составляющих $C_{пр}$, $C_{ар}$, $C_{рес}$ и $C_{д}$ на участке AB , соответствующем интервалу наработки и снижению вероятности безотказной работы $P(t_1) - P(t_2)$. Затраты на плановые ремонты $C_{пр}$ определяются по формуле

$$C_{пр} = C'_{пр} (1 - P_{ар}) N_0 [P(t_1) - P(t_2)], \quad (84)$$

где $C'_{пр}$ — средняя стоимость одного планового ремонта; $P_{ар}$ — вероятность аварийных ремонтов; N_0 — первоначальное количество диагностируемых единиц.

Затраты на внеплановые ремонты $C_{ар}$ определяются по формуле

$$C_{ар} = C'_{ар} P_{ар} N_0 [P(t_1) - P(t_2)], \quad (85)$$

где $C'_{ар}$ — средняя стоимость одного аварийного ремонта.

Затраты, связанные с несвоевременностью замены узлов $C_{рес}$, характеризуются площадью заштрихованного на рис. 45 треугольника AMN и вычисляются по формуле

$$C_{рес} = S_{AMN} \frac{N_0 C_{\Delta t}}{\Delta t} = \frac{t_d^2 [P(t_1) - P(t_2)] N_0 C_{\Delta t}}{2(t_2 - t_1) \Delta t}, \quad (86)$$

где $C_{\Delta t}$ — стоимость несвоевременности замены узла за бесконечно малый интервал наработки Δt ; t_d — периодичность диагностирования.

Затраты на диагностирование $C_{д}$ определяются по формуле

$$C_{д} = C'_д \frac{t_2 - t_1}{t_d} N_0 [P(t_1) - P(t_2)], \quad (87)$$

где $C'_д$ — стоимость одного цикла диагностирования.

В общем виде вероятность аварийных ремонтов $P_{ар}$ определяется экспериментальным путем и от периодичности диагностирования t_d находится в следующей зависимости:

$$P_{ар} = F_1 t_d^n + F_2, \quad (88)$$

а в упрощенном виде $P_{ар} = F_1 t_d^n$,

где F_1 , F_2 , n — коэффициенты, определяемые экспериментальным путем.

Общие затраты

$$C_{об} = A_1 t_d^n + A_2 t_d + \frac{A_3}{t_d} + A_4, \quad (89)$$

где

$$A_1 = N_0 [P(t_1) - P(t_2)] F_1 (C'_{ар} - C'_{пр});$$

$$A_2 = \frac{C_{\Delta t} N_0 [P(t_1) - P(t_2)]}{2 \Delta t};$$

$$A_3 = C_d (t_2 - t_1) N_0 [P(t_1) - P(t_2)];$$

$$A_4 = C_{np} N_0 [P(t_1) - P(t_2)].$$

Экстремальные значения t_d определяются путем дифференцирования зависимости общих затрат $C_{об}$. В этом случае величина t_d при различных значениях коэффициента n определяется по формулам:

при $n=1$

$$t_d = \sqrt{-\frac{A_3}{A_1 + A_2}}$$

при $n=2$

при условии, что дискриминатор Δ больше нуля,

$$t_d = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\Delta}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\Delta}},$$

при условии, что дискриминатор Δ меньше нуля, действительны все три корня:

$$t_{d1} = \frac{2}{3} \sqrt[3]{\sqrt{3} \sqrt{|p|} \cos \varphi};$$

$$t_{d2} = \frac{2}{3} \sqrt[3]{\sqrt{3} \sqrt{|p|} \cos (\varphi + 120^\circ)};$$

$$t_{d3} = \frac{2}{3} \sqrt[3]{\sqrt{3} \sqrt{|p|} \cos (\varphi - 120^\circ)},$$

где

$$p = -\frac{1}{3} \left(\frac{A_2}{2A_1} \right)^3; \quad q = \frac{2}{27} \left(\frac{A_2}{2A_1} \right)^3 \frac{A_3}{2A_1};$$

$$\Delta = \frac{p^3}{27} + \frac{q^3}{4}; \quad \varphi = \frac{1}{3} \arccos \frac{-3 \sqrt{3} \cdot q}{2 |p|^{3/2}}.$$

Этот способ трудно реализуемый в практике и его можно заменить способом графического построения кривой зависимости суммарных затрат от переменной t_d .

При решении вопроса совмещения работ по техническому обслуживанию, ремонту и диагностированию периодичности их проведения должны совпадать.

4. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

Общее положение. При наличии большого числа методов прогнозирования следует иметь в виду, что неправильный выбор метода и излишнее расширение области применения какого-нибудь конкретного метода приводит к увеличению ошибок прогнозирования.

В теории прогнозирования основное внимание уделяется детерминированной и вероятностным частям, оставляя чисто случайной части минимум.

Прогнозирование детерминированных процессов осуществляется путем интерполирования или экстраполирования. В этом случае сначала выявляется аналитическое выражение исследуемой функции, а затем осуществляется прогнозирование. При прогнозировании детерминированных процессов при условии небольшого времени упреждения используется интерполяционный полином Лагранжа. Когда имеется мало информации о контролируемой функции, используется метод наименьших квадратов. В виде эмпирических формул применяются также: дробнолинейная $y = \frac{ax}{b+x}$, степенная $y = ax^b$, показательная $y = ab^{ax}$, логарифмическая $y = a \lg(bx+c)$ и другие зависимости.

Методы интерполирования и экстраполирования могут применяться и для случайных процессов. Здесь вместо нахождения значений функций внутри или вне отрезка наблюдений следует рассматривать нахождение функции, определяемой по исходным значениям случайного процесса с точки зрения удовлетворения некоторому общему критерию оптимальности.

Критерием оптимальности предсказания является минимум среднеквадратической ошибки отклонения искомой аппроксимированной функции от исходной случайной функции.

Рассмотрим два наиболее приемлемых для прогнозирования остаточного ресурса гидропривода метода:

по среднему статистическому изменению параметра состояния нескольких гидроприводов и среднеквадратическому отклонению этого изменения;

по реализации параметра состояния одного конкретного гидропривода.

Прогнозирование остаточного ресурса по среднему статистическому изменению его параметра. Метод прогнозирования остаточного ресурса гидропривода или его отдельного элемента по среднему статистическому изменению диагностического параметра используется при отсутствии информации об изменении параметра конкретного элемента в прошлом.

При реализации этого метода используется функция среднего изменения диагностического параметра гидропривода, ее среднеквадратическое отклонение и средние данные по предельному состоянию, полученные для группы однотипных элементов гидропривода.

Рассмотрим решение поставленной задачи на примере расчета остаточного ресурса группы насосов НШ-32. Для этого используем ранее выявленную функцию среднего изменения объемного КПД насоса [формула (45)].

Для расчета среднеквадратического отклонения объемного КПД сначала выявляется закономерность распределения откло-

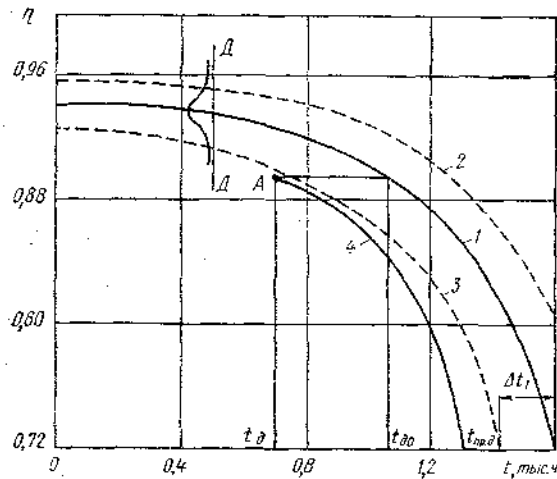


Рис. 46. Схема к определению кривой средних значений объемного КПД:

1 — кривая средних значений; 2, 3 — кривые верхнего и нижнего отклонений от средних значений; 4 — кривая изменения объемного КПД одного конкретного случая; А, t_d , $t_{до}$, $t_{прод}$ — вспомогательные обозначения для расчета аналитических зависимостей, $D-D$ — сечение, по которому определялось рассеивание данных от среднего значения

нений его частных значений по конкретным интервалам наработки.

Применительно к рассмотренным ранее 22 частным экспериментальным значениям изменения объемного КПД выявлено, что распределение объемного КПД в интервалах наработки подчиняется нормальному закону. Так, в интервале наработки по сечению $D-D$ (рис. 46) среднее значение (аналитическое) равно 0,931 (при среднеквадратическом 0,936) и среднее квадратическое отклонение $S=0,008$.

Допустимые пределы к среднему значению вычисляются с определенной доверительной вероятностью по формулам

$$U_1 = \bar{\eta} - kS; \quad U_2 = \bar{\eta} + kS, \quad (90)$$

где с доверительной вероятностью γ можно гарантировать попадание в них доли совокупности не меньше заданного предела P . Для числового примера по сечению $D-D$ (рис. 46) принимаем $\gamma=0,99$ и $P=90\%$

$$k = k_{\infty} \left(1 + \frac{\eta_{\gamma}}{\sqrt{2\pi}} + \frac{S\eta_{\gamma}^2 + 10}{12n} \right), \quad (91)$$

где k_{∞} определяется из уравнения

$$2\Phi_0(k_{\infty}) = P; \quad (92)$$

η_{γ} определяется из уравнения

$$0,5 - \Phi_0(\eta_{\gamma}) = 1 - \gamma; \quad (93)$$

Φ_0 — нормированная функция Лапласа вида

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z t^{-\frac{\sigma^2}{2}} dt. \quad (94)$$

По формулам (91) и (93) вычисляются: $\Phi_0(\eta_{\gamma})=0,49$; $\Phi_0(k_{\infty})=0,45$.

С помощью нормированной функции Лапласа определяем

$$\eta_{\gamma} = 2,33 \quad \text{и} \quad k_{\infty} = 1,645.$$

Далее по (91) при $n=22$, $S=0,008$ и $\bar{\eta}=0,936$ определим k

$$k = 1,645 \left(1 + \frac{2,33}{2,22} + \frac{0,008 \cdot 2,33^2 + 10}{12 + 22} \right) = 2,16.$$

Соответственно по формулам (90) $U_1=0,919$, $U_2=0,953$.

Из полученных значений следует, что 90% значений η при 0,5 тыс. ч. с вероятностью 0,99 входят в интервал 0,919—0,953.

Аналогичным образом определены пределы отклонений η при наработке 0; 0,2; 0,8; 1,2 и 1,5 тыс. ч, а результаты приведены на рис. 46 (кривые 2 и 3).

Как видно пределы отклонений не так уж малы, но они и не настолько велики, чтобы отказаться от их использования при установлении границ недоиспользованного ресурса. Чтобы ощутить эти отклонения, вычислим их в % от ресурсов нового насоса с первоначальным $\eta=0,94$ при предельном $\eta_{пр}=0,72$.

Вычисленный по формуле (45) ресурс равен 1,61 тыс. ч. Абсолютное значение отклонения при $\eta_{пр}=0,72$ (Δt_1) составляет 0,2 тыс. ч, а относительное отклонение $\frac{\Delta t_1}{t_2} \cdot 100\% = \pm \frac{0,2 \cdot 100}{1,61} = \pm 12,4\%$.

Полученные значения сравнительно велики, но они могут быть несколько уменьшены, если учесть поправку по начальному значению η . Для рассматриваемой зоны (при $\eta_{пр}=0,72$) отклонения могут быть уменьшены на величину, соответствующую изменению 0,017, что составляет 0,04 тыс. ч ($\Delta t'$). Следовательно, относительное отклонение с учетом поправки составит

$$\frac{\Delta t_1 - \Delta t'}{t_{\eta=0,72}} \cdot 100\% = \pm \frac{(0,2 - 0,04) \cdot 100}{1,61} \approx \pm 10\%.$$

Абсолютное значение отклонения Δt_0 составит $\pm 0,16$ тыс. ч.

Прогнозирование остаточного ресурса по реализации. Метод заключается в предсказании изменения параметра состояния конкретного элемента гидропривода с учетом его предельного значения и его индивидуального изменения в прошлом, а также характера изменения, выявленного для всей совокупности однотипных элементов. Для его использования требуется

не только информация о среднем изменении параметра группы однотипных элементов, но также информация о поведении конкретного элемента гидропривода в прошлом [23].

При прогнозировании по этому методу принимается, что изменение параметра конкретного элемента гидропривода характеризуется экстраполяционной функцией и среднеквадратическим отклонением этой функции от фактического изменения параметра и, естественно, с учетом допустимых значений изменения параметра состояния элементов гидропривода.

При реализации этого метода получается более достоверный прогноз остаточного ресурса и, следовательно, более высокий технико-экономический эффект, чем при использовании метода по среднему статистическому значению. Однако его внедрение сопряжено с получением большой исходной информации, что приводит к увеличению трудоемкости всего расчета остаточного ресурса для группы гидроприводов.

Методическую часть также рассмотрим на примере расчета остаточного ресурса отдельного конкретного насоса.

Например, при диагностировании через 0,7 тыс. ч (t_A) работы одного конкретного насоса (А) с начала эксплуатации при $t=0,7$ составило $\eta=0,89$. Для установления прогнозируемого остаточного ресурса проведем кривую 4 (рис. 46) параллельную кривой 1 до пересечения с абсциссой $\eta_{пр}=0,72$. Среднее значение неиспользуемого ресурса насоса А составит

$$t_{пр.д} - t_d = 1,28 - 0,70 = 0,58 \text{ тыс. ч.}$$

Возможные отклонения от среднего значения ($\Delta t_A'$) при оговоренных ранее условиях (при $P=0,9$; $\gamma=0,99$) с достаточной достоверностью могут быть определены путем уменьшения абсолютного значения отклонения ($\Delta t=0,16$ тыс. ч.) на величину, пропорциональную отношению

$$\Delta t_A = \pm \frac{\Delta t_o (t_{пр.д} - t_d)}{t_{пр.о}} \quad (95)$$

Для данного случая $\Delta t_A = \pm 0,06$ тыс. ч., что по отношению к неиспользуемому ресурсу составляет $\pm \frac{0,06 \cdot 100}{0,58} = \pm 10\%$.

Таким образом можно заключить, что достаточно получить среднее значение неиспользуемого ресурса, а отклонение выразить в процентах по нижней и верхней границе.

Пользуясь проведенным анализом, поставленную задачу можно решить в общем виде.

Обозначим наработку изделия до момента проведения диагностирования через t_d , объемный КПД в момент диагностирования через η_d , предельное значение наработки всей группы через $\eta_{пр.о}$, предельное значение наработки конкретного изделия $t_{пр.д}$.

Остаточный ресурс определяется $t_{пр.д} - t_d$, в то же время он равен $t_{пр.о} - t_{д.о}$.

Имея $\eta_{пр}$, по соответствующей формуле, например (45), для исследуемых насосов, можно определить $t_{пр.о}$ и $t_{д.о}$. Так как $t_{пр.о}$ для данного изделия постоянная величина, то достаточно определить только $t_{д.о}$.

Вычисление остаточного ресурса ($t_{о.р}$) должно выполняться для двух характерных случаев по формулам: одного конкретного изделия

$$(t_{о.р})_1 = (t_{пр.о} - t_{д.о}) \pm (t_{пр.о} - t_{д.о}) \Delta t, \quad (96)$$

для группы изделий

$$(t_{о.р})_{гр} = \sum_1^N (t_{пр.о} - t_{д.о.i}), \quad (97)$$

где Δt — относительное отклонение от среднего значения, выраженное в долях единицы и полученное по формулам для группы конкретных изделий. Для группы исследуемых насосов он равен 0,1.

В эксплуатации результаты вычислений по формулам (96) и (97) сводятся в таблицы или номограммы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеева Т. В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин. М., Машиностроение, 1966. 140 с.
2. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М., Машиностроение, 1974. 606 с.
3. Беркович Ф. М., Каштанов Л. Н. Гидравлические схемы строительных, дорожных и коммунальных машин и методика их составления. М., Издание МАДИ, 1973. 95 с.
4. Берлин Г. С. Электронные приборы с механически управляемыми электродами. М., Энергия, 1971. 160 с.
5. Биргер И. А. Применение формул Бейеса в задачах технической диагностики. М., Вестник машиностроения, 1964, № 10, 24—25 с.
6. Боева Т. Ф., Харазов А. М. Оценка приспособленности гидроприводов одноковшовых экскаваторов к диагностированию. М., Механизация строительства. Издание ЦБНТИ Минтяжстроя СССР, 1976, № 9, 10—12 с.
7. Бошняк Л. Л., Бызов Л. Н. Тахометрические расходомеры. Л., Машиностроение, 1968. 210 с.
8. Бурдун Г. Д., Марков Б. Н. Основы метрологии. М., Изд-во стандартов, 1968. 317 с.
9. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М., Наука, 1972. 576 с.
10. Диагностика технического состояния насосов гидравлических систем по их вибрационным характеристикам. Сб. статей / Труды Рижского Краснознаменного института инженеров гражданской авиации (РКИИГА) «Вопросы расчета и контроля гидросистем самолетов гражданской авиации». Под редакцией М. С. Воскобойника. Рига, Издание РКИИГА, 1970, вып. 163, 51—62 с.
11. Диагностирование гидроагрегатов по величине импульса нарастания давления. Сб. статей / Малоарославский филиал ГОСНИТИ и ЦОКТЬ «Ремонт и диагностика машин». Под редакцией Е. Л. Воловика. Калуга, Издание Малоарославского филиала ГОСНИТИ и ЦОКТЬ, 1973. 190—196 с.
12. Износ деталей сельскохозяйственных машин / М. М. Севернев, Г. П. Каплун, В. А. Короткевич и др. Л.; Колос, 1972. 288 с.
13. Ильинский В. М. Бесконтактное измерение расходов. М., Энергия, 1970. 112 с.
14. Кабаков М. Г., Мирзоян Г. С. Уточненный метод расчета утечек рабочей жидкости через поршневые пары гидроагрегатов. Строительные и дорожные машины, 1969, № 2. 21 с.
15. Канторер С. Е. Методы обоснования эффективности применения машин в строительстве. Изд. 2-е, переработанное и дополненное. М., Стройиздат, 1969. 293 с.
16. Карпов Л. И. Диагностика и техническое обслуживание тракторов и комбайнов. М., Колос, 1972. 318 с.
17. Князбейли А. Ш., Перельштейн М. Е. Вихревые счетчики-расходомеры. М., Машиностроение, 1974. 130 с.
18. Коновалов В. М., Скрицкий В. Я., Рокшевский В. А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. М., Машиностроение, 1976. 288 с.
19. Левин В. М. Расходомеры малых расходов для схем промышленной автоматизации. М., Энергия, 1972. 72 с.
20. Методика безразборного определения технического состояния качающегося узла аксиально-поршневых гидронасосов. Сб. статей / Труды Рижского

Краснознаменного института инженеров гражданской авиации (РКИИГА) «Вопросы расчета и контроля гидросистем самолетов гражданской авиации». Под редакцией М. С. Воскобойника. Рига, Издание РКИИГА, 1971, вып. 206, 18—23 с.

21. Методика выбора количества изделий для ресурсных испытаний и оценки достоверности их результатов. М., Издание ОНТИ—НАТИ, 1972. 160 с.
22. Мирошников Л. В., Болдин А. П., Пал В. И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. М., Транспорт, 1977. 262 с.
23. Михлин В. М., Сельцер А. А. Методические указания по прогнозированию технического состояния машин. М., Колос, 1972. 216 с.
24. Никитин Г. А., Чирков С. В. Влияние загрязненности жидкости на надежность работы гидросистем летательных аппаратов. М., Транспорт, 1969. 183 с.
25. Павлов Б. В. Акустическая диагностика механизмов. М., Машиностроение, 1971. 145 с.
26. Проверка технического состояния автомобилей / Я. Х. Закин, А. Д. Борн, А. Т. Мирохин, М. А. Пурник. М., Транспорт, 1968. 93 с.
27. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. М., Наука, 1971. 192 с.
28. Скибневский Ю. Ю., Михлин В. М. Методические указания по разработке технологии и средств диагностирования машин. М., Издание ГОСНИТИ, 1975. 44 с.
29. Харазов А. М. О диагностике технического состояния гидроприводов строительных машин. М., Издание Индормэнерго, 1971. 40 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава I. Выбор параметров и методы диагностирования	4
1. Классификация методов и параметров диагностирования	4
2. Оценка допустимой погрешности измерения	15
3. Взаимосвязь диагностических параметров со структурными	16
Глава II. Способы и средства диагностирования	32
1. Метрологическое обеспечение диагностирования	32
2. Способы и средства диагностирования	34
3. Некоторые вопросы приспособленности конструкций гидроагрегатов к диагностированию и автоматическому контролю	62
4. Автоматизация оценки технического состояния гидроприводов	67
Глава III. Технологические и организационные основы диагностирования	70
1. Вопросы организации диагностирования	70
2. Диагностика в технологическом процессе обслуживания гидроприводов	74
Глава IV. Вопросы прогнозирования остаточного ресурса	80
1. Построение модели изменения диагностического параметра	80
2. Определение предельных значений диагностических параметров	83
3. Периодичность диагностирования	98
4. Прогнозирование остаточного ресурса	104
Список литературы	110

ИБ № 2121

Анатолий Михайлович Харазов

ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН

Редактор *И. П. Ошерева*
Технические редакторы *Н. В. Балашова, Т. И. Андреева*
Корректор *А. П. Озерова*
Художественный редактор *И. К. Капралова*
Переплет художника *В. И. Кошмина*

Сдано в набор 13.03.79. Подписано в печать 15.05.79. Т-10020.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 7,0. Уч.-изд. л. 7,3. Тираж 5000 экз.
Заказ 204 Цена 40 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, ГСП-6, 1-й Басманный пер., 3
Московская типография № 6 Союзполиграфпрома при Государственном комитете
Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.