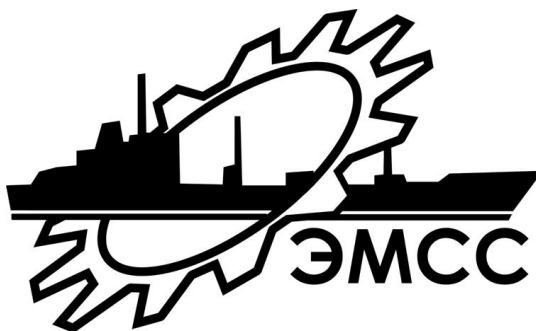


Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический университет



ЛОПАСТНЫЕ СУДОВЫЕ РУЛЕВЫЕ МАШИНЫ. УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РАСЧЕТ ГИДРОПРЕССОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Методические указания
к практическим занятиям по дисциплине
«Судовые рулевые машины и гидроприводные механизмы»
для студентов всех форм обучения специальности
«Эксплуатация судовых энергетических установок»



Севастополь
2011

Лопастные судовые рулевые машины. Устройство и эксплуатация. Расчет гидропрессового соединения. Методические указания к практическим занятиям/ Сост. В.А.Очеретяный, О.Г.Лепеха, Д.А.Ярцев – Севастополь: Изд-во СевНТУ. 2011.– 32 с.

Методические указания составлены на основе образовательно-профессиональной программы высшего образования по профессиональному направлению «Судовождение и энергетика судов» для специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок», утвержденной Министерством образования и науки Украины, и требований Международной конвенции ПДНВ 78/95.

Цель методических указаний – закрепление теоретического материала учебной дисциплины «Судовые рулевые машины и гидроприводные механизмы», приобретение знаний и навыков по устройству и обслуживанию современных судовых рулевых машин, по выполнению расчетов параметров гидропрессового метода монтажа лопастной судовой рулевой машины.

Задачи, поставленные в настоящих методических указаниях, реализуются на двух практических занятиях: на первом изучается устройство, эксплуатация и методы монтажа лопастной рулевой машины, на втором выполняется расчет гидропрессового соединения системы баллер-румпель.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры ЭМСС, протокол № 8 от 24.03.2011 г.

Рецензент – доцент кафедры ЭМСС Мальчиков А.И.

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

СОДЕРЖАНИЕ

	Цель практического занятия	4
1	Введение	4
2	Устройство лопастной судовой рулевой машины	5
3	Гидравлическая схема управления лопастной СРМ	13
4	Монтаж лопастной СРМ	13
5	Расчет гидропрессового соединения СРМ	19
	5.1 Задачи расчета	19
	5.2 Последовательность расчета гидропрессового соединения	20
	5.3 Пример расчета гидропрессового соединения	23
6	Порядок выполнения работы	
7	Требования к отчету	18
8	Вопросы к практическому занятию	19
	Библиографический список	20

ЦЕЛЬ ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

Цель практического занятия:

- ознакомление с широко применяемыми на морских судах гидроприводными рулевыми машинами лопастного типа, осуществляющими управляемость судна, т.е. способность судна быть поворотливым и устойчивым на курсе [1–3].
- изучение конструкции современной лопастной рулевой машины сферического типа;
- изучение гидравлической системы управления лопастной СРМ;
- изучение методов монтажа и демонтажа лопастной СРМ.

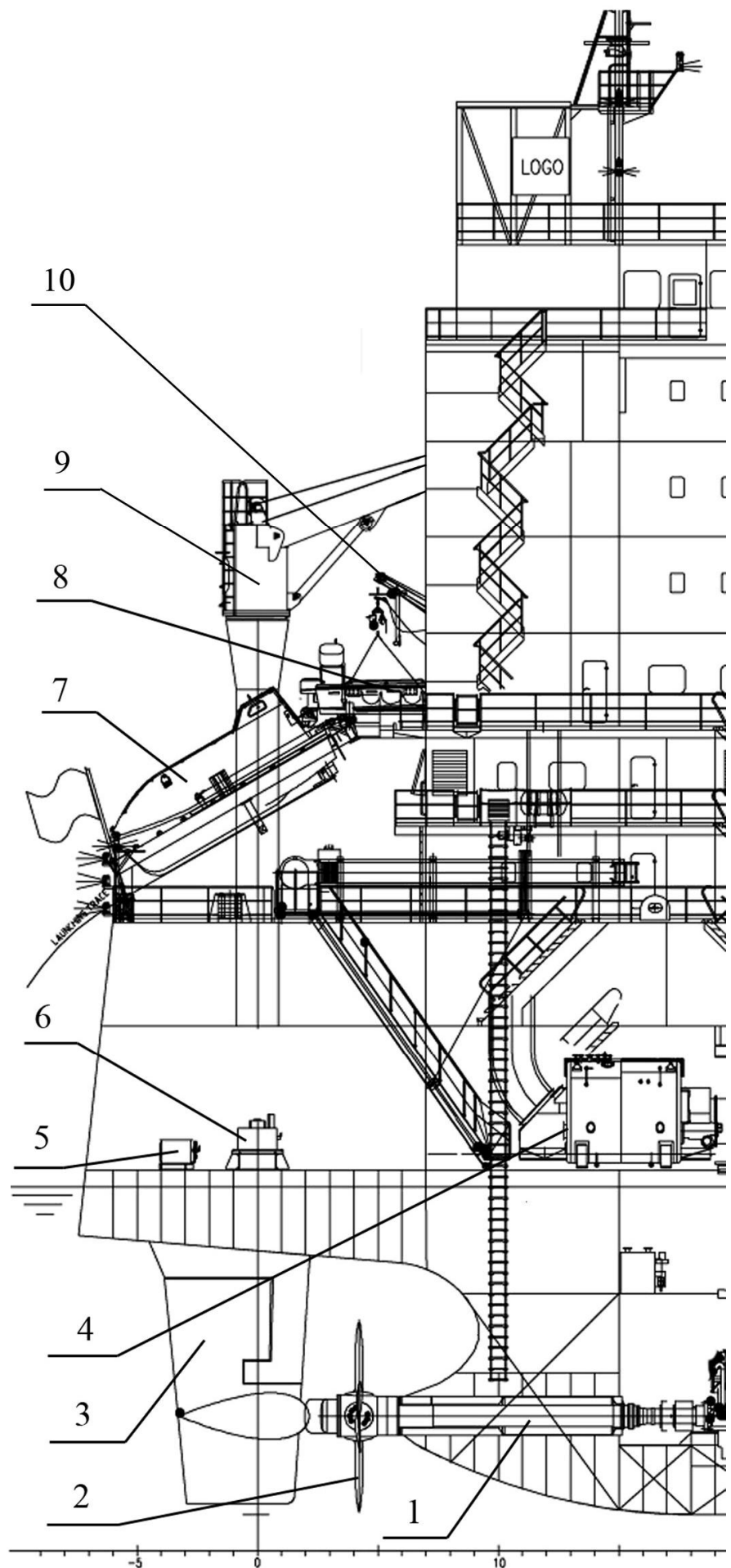
1. ВВЕДЕНИЕ

Судовые рулевые машины лопастного типа находят широкое применение на современных судах [4]. На рисунке 1 изображена кормовая оконечность контейнеровоза водоизмещением 33700 т (**GL 100 A5 E CONTAINERSHIP**, NAV-O, IW, BWM-F, SOLAS II-2 REG. 19), наибольшей длиной 166 м; шириной на миделе 25 м; высотой борта до верхней палубы 14,2 м; осадкой 9,5 м и скоростью хода 19,5 уз. Основные характеристики СЭУ: главный двигатель – MAN B&W 8L58/64CD, мощностью 11200 кВт, частота вращения ГД 428 мин⁻¹; ВЭУ – четыре ДГ WAERTSILAE W9L20, мощностью 1665 кВт каждый, частотой вращения 900 мин⁻¹. В качестве движителя на судне используется 4 лопастной ВРШ диаметром 5,5 м и частотой вращения 126 мин⁻¹. Длина шпации в кормовой оконечности – 0,7 м. Рулевая машина обеспечивает перекладку руля по формуле 35° - 0 - 30° за 28 с. Рулевая машина обеспечивает крутящий момент 1000 кН·м. Для улучшения маневренных характеристик судно оснащено подруливающим устройством, расположенным в носовой оконечности судна. Мощность подруливающего устройства 875 кВт, крутящий момент 135 кН. Подруливающее устройство – туннельного типа, оснащено четырехлопастным винтом фиксированного шага. Судно оснащено двумя главными грузовыми кранами, расположенными в диаметральной плоскости судна. Грузоподъемность кранов – по 45 т, максимальный вылет стрелы 26,5 м.

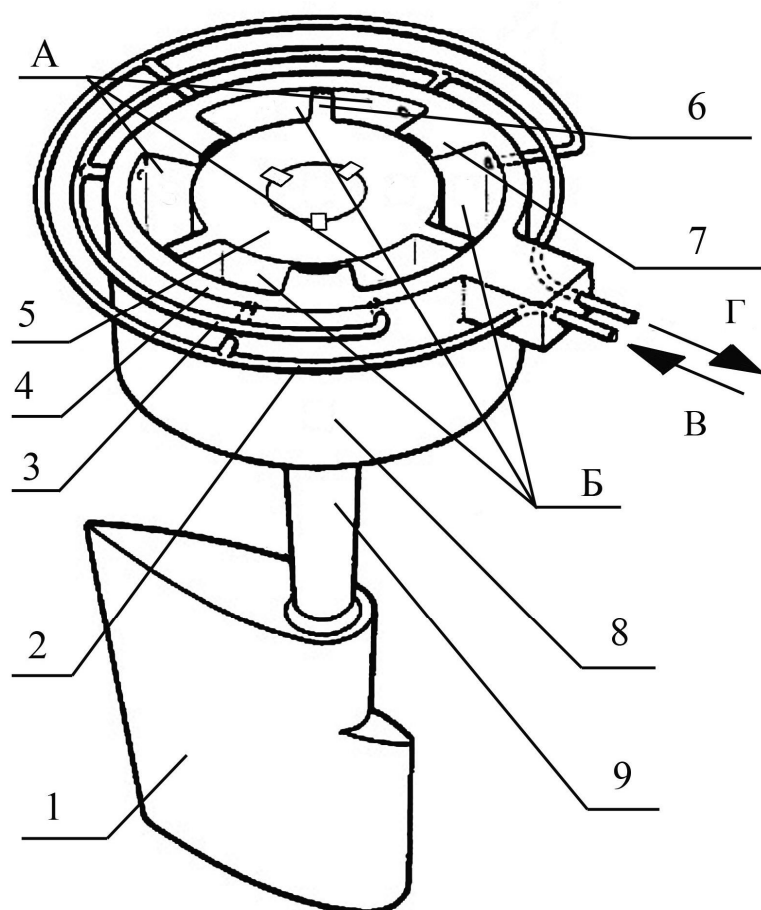
Рулевые машины лопастного типа широко устанавливают на многих судах благодаря ряду достоинств. Они компактны, занимают меньшую (сравнительно с плунжерными гидравлическими рулевыми машинами) площадь, имеют меньшую массу, высокий механический КПД и наиболее высокий общий КПД. Эти машины экономичны и надежны в эксплуатации, их приводы статически уравновешены, соединяются непосредственно с баллером руля и передают на баллер «чистый» (без изгибающих усилий) крутящий момент (за исключением однолопастных приводов). Все характеристики этих машин зависят от многих факторов, в т.ч. от геометрических соотношений размеров лопастных приводов, деформации их элементов, давления и температуры рабочей жидкости и др.

1 – валопровод; 2 –
винт регулируемого
шага; 3 – руль; 4 –
комбинированный
термо-масляный ко-
тел; 5 - насосная стан-
ция рулевой машины;
6 – рулевая машина; 7
– спасательный катер
(22+2); 8 – катер (6); 9
– провизионный кран;
10 – кран-балка

Рисунок 1 – Общий
вид кормовой оконеч-
ности контейнеровоза
водоизмещением
33700 т (1200 TEU)



На рисунке 2 представлена структурная схема трех лопастной рулевой машины. Рабочая жидкость по каналу В поступает в три полости Б, ограниченные стенкой неподвижных лопастей 7 статора 4 и поверхностью подвижных лопастей 6 ротора 5. Сила давления, действующая на стенки лопастей 6, проворачивает ротор, а значит баллер 9 и руль 1 на заданный угол. Из полостей А рабочая жидкость беспрепятственной отводится по каналу Г.

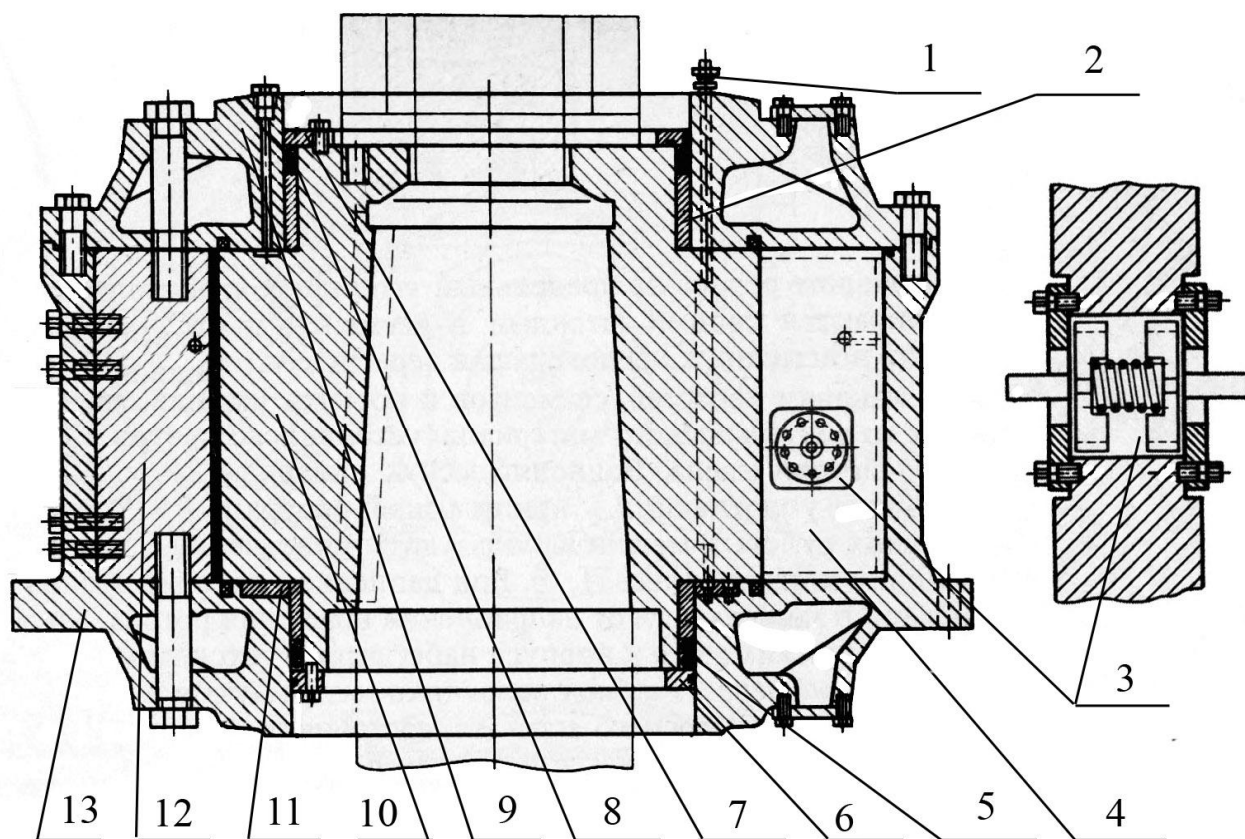


1 – руль; 2, 3 – трубопроводы подачи (отвода) рабочей жидкости; 4 – статор; 5 – ротор; 6 – лопасть ротора; 7 – лопасть статора; 8 – корпус рулевой машины; 9 – баллер
Рисунок 2 – Схема работы лопастной рулевой машины

На рисунке 3 представлен разрез типовой трехлопастной машины цилиндрического типа, соответствующий СРМ рисунка 2. Машина устанавливается на фундаменте. Цилиндрический корпус 13 сверху закрывается крышкой 9. Внутри на конусе баллера на шпонках установлен ротор 10, вращающийся на подшипниках скольжения. Верхний подшипник 2 – радиальный, нижний 11 – радиально-упорный, воспринимает осевую нагрузку баллера. Смазка подшипников осуществляется маслом, подводимым из расширительного бачка через штуцер 1 и каналы в крышке и роторе. Подшипники уплотняются сальниками 5 и 8 с нажимными фланцами 6 и 7.

Большого внимания и тщательного уплотнения требуют зазоры между движущимися относительно друг друга деталями лопастного привода. Зазоры могут быть внутренними, уплотняемыми различными специальными устройствами, замена которых возможна только при разборке лопастного привода, и внешними, находящимися на концах ротора и уплотняемыми устройствами сальникового типа, замена которых осуществляется без разборки привода в

процессе эксплуатации. Протяженность внутренних зазоров характеризует величину внутренних перетечек рабочей жидкости из напорных полостей привода в сливные, т. е. гидравлические характеристики. Сальниковые уплотнения внешних зазоров, предотвращая внешние утечки, обуславливают механические потери на трение. Значительные внешние утечки, кроме того, могут привести к потере рабочей жидкости из силового контура и, как следствие, к аварийной ситуации.



1 – штуцер; 2 – радиальный подшипник; 3 – предохранительный клапан; 4 – лопасть; 5, 8 – сальник; 6, 7 – нажимные фланцы; 9 – крышка; 10 – ротор; 11 – опорно-упорный подшипник; 12 – неподвижная лопасть; 13 – корпус

Рисунок 2 – Устройство лопастной рулевой машин

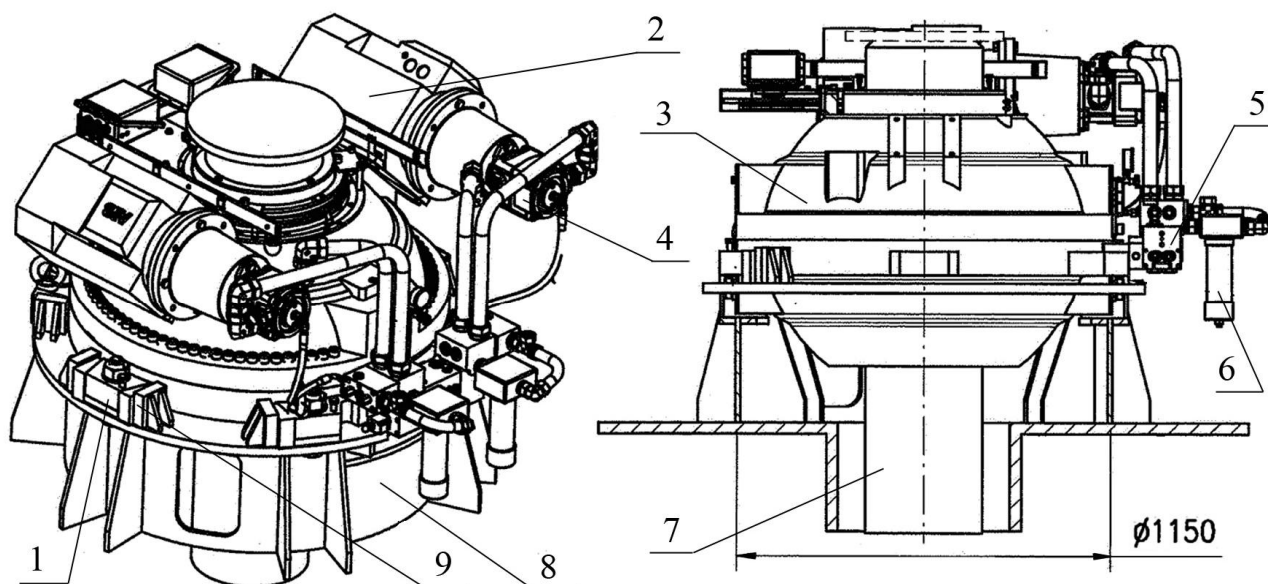
Недостатки лопастных ГРМ: объемный КПД их приводов падает с ростом рабочего давления и существенно зависит от температуры рабочей жидкости и деформаций элементов привода.

Важную роль в этих ГРМ играют специальные уплотнительные устройства лопастных приводов. Замена уплотнительных устройств внутренних зазоров лопастного привода связана с его полной разборкой, что возможно только в заводских условиях, поэтому срок службы уплотнительных устройств должен быть не менее 4...5 лет. Опыт эксплуатации показал, что они могут надежно работать и более длительное время.

2. УСТРОЙСТВО ЛОПАСТНОЙ СУДОВОЙ РУЛЕВОЙ МАШИНЫ

Устройство лопастной СРМ рассмотрим на примере рулевой машины (steering gear) лопастного типа (rotary vane) SV430-2 FCP [5], производства подразделения Tenfjord (Нидерланды) фирмы Rolls-Royce. Рассматриваемая судовая рулевая машина широко применяется на судах водоизмещением до 30000 т, отличается выигрышными массо-габаритными характеристиками (в сравнении с иными типами СРМ), простотой обслуживания, удобством монтажа и демонтажа (рисунок 4).

Рулевая машина устанавливается на мощном сварном фундаменте 8 (рисунок 4). Фундамент крепится на судовом наборе в румпельной посредством сварки. СРМ крепится шестью болтами диаметром 44 мм. Упорная нагрузка от работы рулем передается посредством установленных на корпусе СРМ шести мощных ушей 1 толщиной 70 мм, которые устанавливаются в упорных элементах 9 фундамента 8.



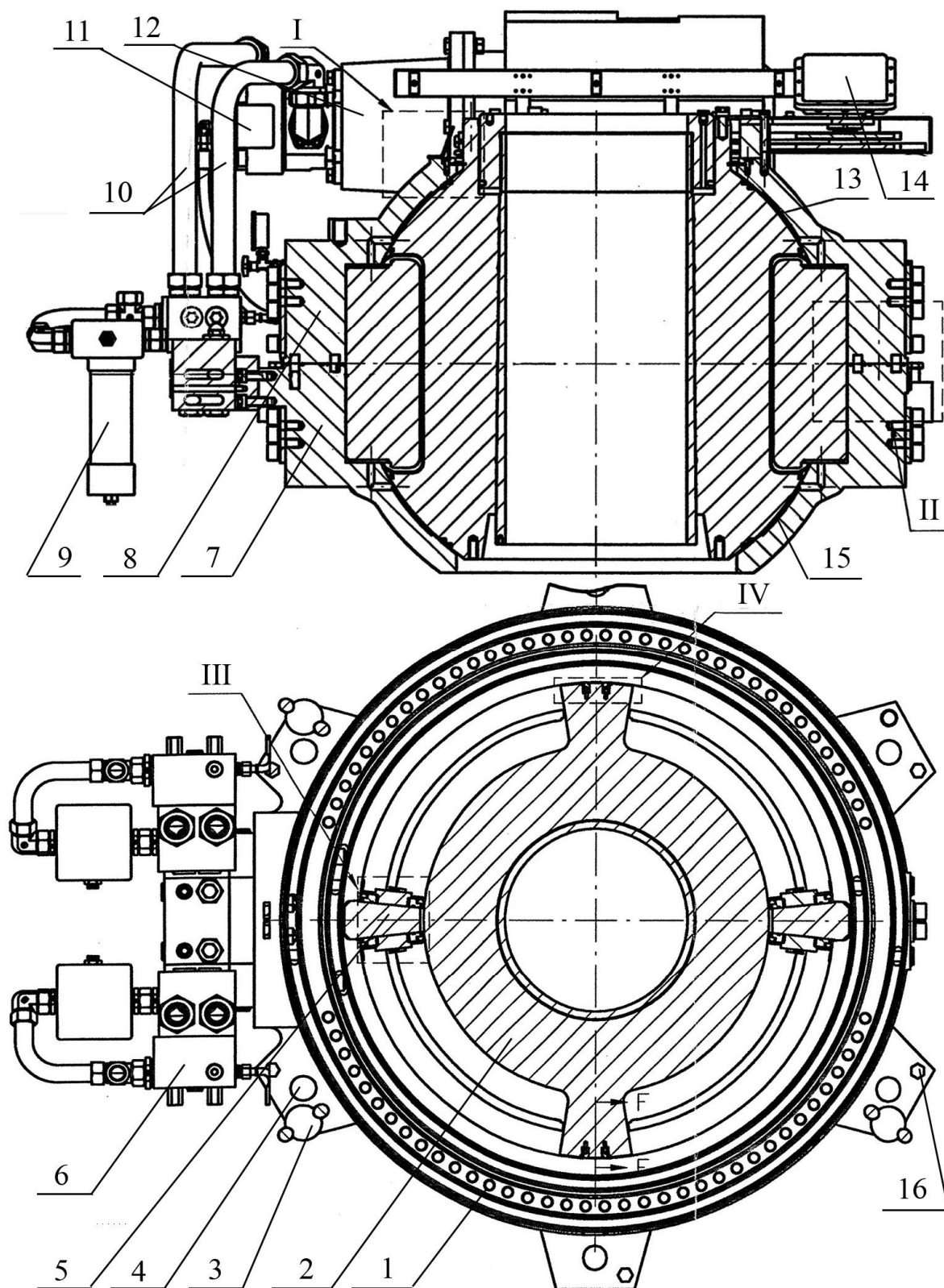
1 – упорное ухо рулевой машины; 2 – электродвигатель; 3 – корпус машины; 4 – насос высокого давления; 5 – блок гидроаппаратуры; 6 – фильтр; 7 – баллер; 8 – фундамент; 9 – упорные элементы фундамента

Рисунок 4 – Общий вид судовой рулевой машины SV430-2 FCP

Машина SV430-2 FCP блочного типа оснащена сферическим самоустанавливающимся румпелем, расположенным в корпусе 3, блоком гидроаппаратуры 5 с щитком АПС, насосной станцией, состоящей из электродвигателя 2 и насоса 4.

На рисунке 5 представлены продольный и поперечный разрезы СРМ SV430-2 FCP.

Данная рулевая машина характеризуется следующими техническими параметрами: максимальное рабочее давление 16,0 МПа; максимальное давление



1, 16 – болт; 2 – ротор; 3 – рым-болт; 4 – отверстие; 5 – лопасть статора; 6 – блок гидроаппаратуры; 7, 8 – нижняя и верхняя части статора СРМ; 9 – фильтр; 10 – трубопровод; 11 – насос; 12 – электродвигатель; 13, 15 – верхний и нижний подшипники ротора; 14 – блок контроля угла поворота ротора

Рисунок 5 – Внутренне устройство СРМ SV430-2 FCP

20,0 МПа; давление испытания 30,0 МПа; максимальный крутящий момент 430 кН·м; диаметр баллера 340 мм; максимальный угол поворота баллера $2 \times 72^\circ$ (ограничивается конструкцией машины); рабочий угол поворота баллера $2 \times 70^\circ$ (ограничивается настройкой электро-механического останова); время пере-кладки руля (формула $30^\circ - 0 - 35^\circ$) при работе одного насоса – 26 с, при работе двух насосов – 13 с; воспринимаемая нагрузка: осевая - 500 кН, радиальная 1400 кН; давление настройки предохранительного клапан – 20 МПа; насосная установка фирмы Tenfjord типа FCP-63 оснащена насосом типа BUCHER QXM52-63, давлением 16 МПа; электродвигатели типа NIRM IEC 180L-4, частота вращения 1450 мин^{-1} , выходная мощность 22 кВт; масса машины без масла 3430 кг.

Корпус машины разъемный, состоит из нижней опорно-упорной части 7 и верхней 8. Нижняя часть устанавливается на 6 ушах на фундаменте. На ушах выполнены отверстия 4 под крепежные болтовые соединения; установлены три рым болта 3 для монтажных работ и выжимные болты 16. Ротор 2 с двумя лопастями насажен на конус баллера (на рисунке не показан). Нижняя и верхняя части корпуса имеют на внутренней поверхности упорно-опорные подшипники 13 и 15. Внутри корпуса размещены неподвижные лопасти 5. Таким образом, внутренняя часть привода разделена на четыре полости, две из которых являются нагнетательными, а две другие - сливными, и наоборот. Две половины статора соединены 72 винтами с моментом затяжки 620 Н·м. Запас прочности деталей привода таков, что в эксплуатации попускается упор подвижных лопастей в неподвижные. Таким образом, рекомендуется проверять настройку предохранительных клапанов силового контура гидросистемы.

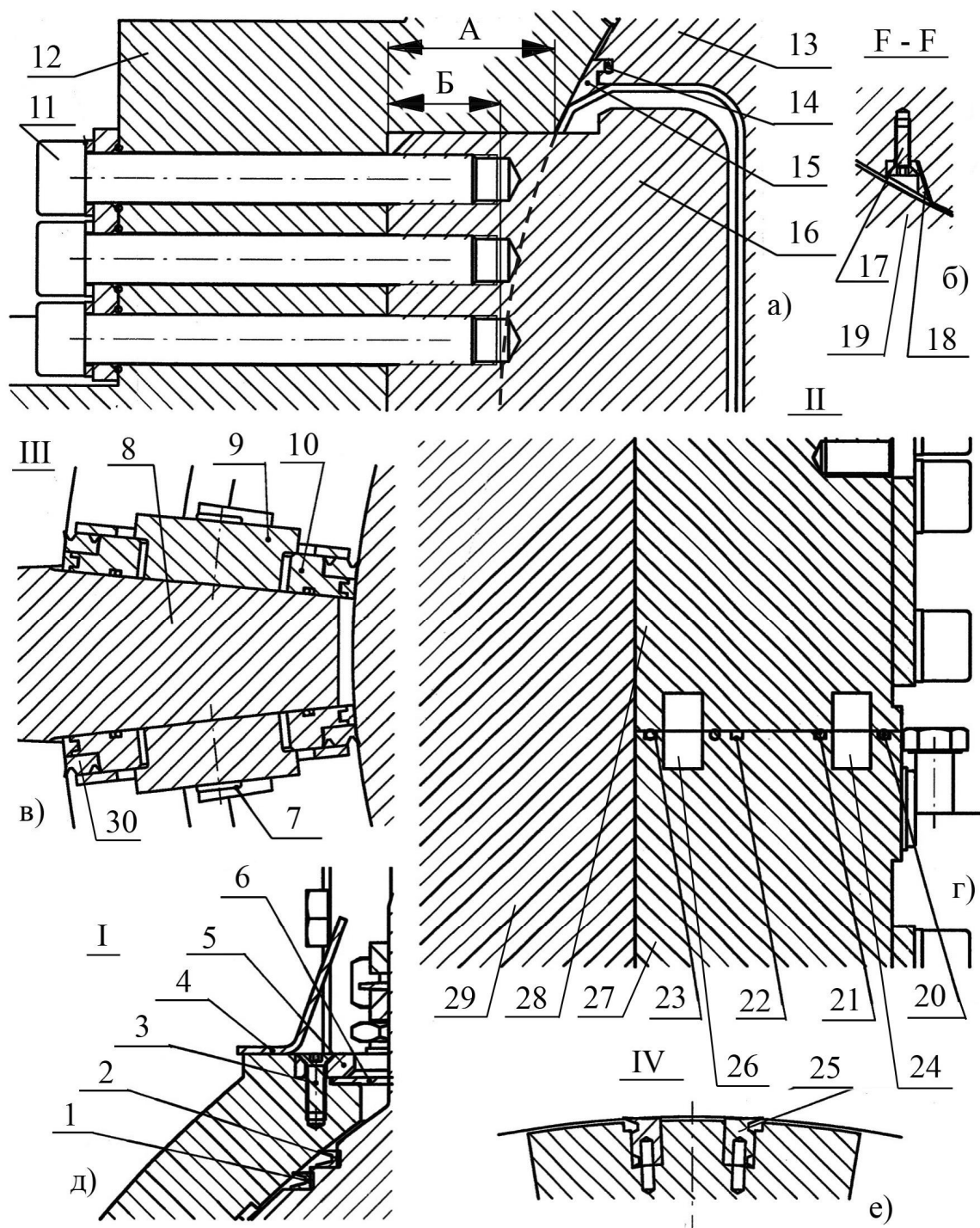
На рисунке 6 изображены характерные элементы внутреннего устройства СРМ SV430-2 FCP, которые указаны на рисунке 5. На рисунке 6: а) – элемент крепления неподвижных лопастей на статоре; б) – элемент стопорения подшипника статора; в) – структура уплотнения неподвижных лопастей; г) - устройство уплотнения верхней и нижних половин статора; д) – способ уплотнения внутреннего пространства СРМ от окружающего; е) – элемент радиального уплотнения лопасти ротора.

На рисунке 6, а представлен узел крепления неподвижных лопастей в двух половинах статора 12. Каждая лопасть 16 установлена в продольном пазу статора глубиной от А до Б и закреплена двенадцатью винтами 11 с моментом затяжки 620 Н·м. Имеется специальное уплотнение 15 между ротором и статором и уплотнительное кольцо 14.

На рисунке 6, б показан узел фиксации подшипника статора.

На рисунке 6, в показано конструктивное исполнение уплотнений неподвижной лопасти. С двух сторон лопасти жестко закреплены планки уплотнений 9. Планками 9 фиксируются в требуемом положении стопоры 10 уплотнений 30. Планки 9 зафиксированы винтами 7 со стопорными шайбами. Момент затяжки винтов 7 около 130 Н·м. Уплотнения с разных сторон направлены съемными кромками в сторону масляных полостей.

На рисунке 6, г показано неподвижное соединение верхней 28 и нижней 27 частей статора СРМ в месте крепления неподвижной лопасти 29.



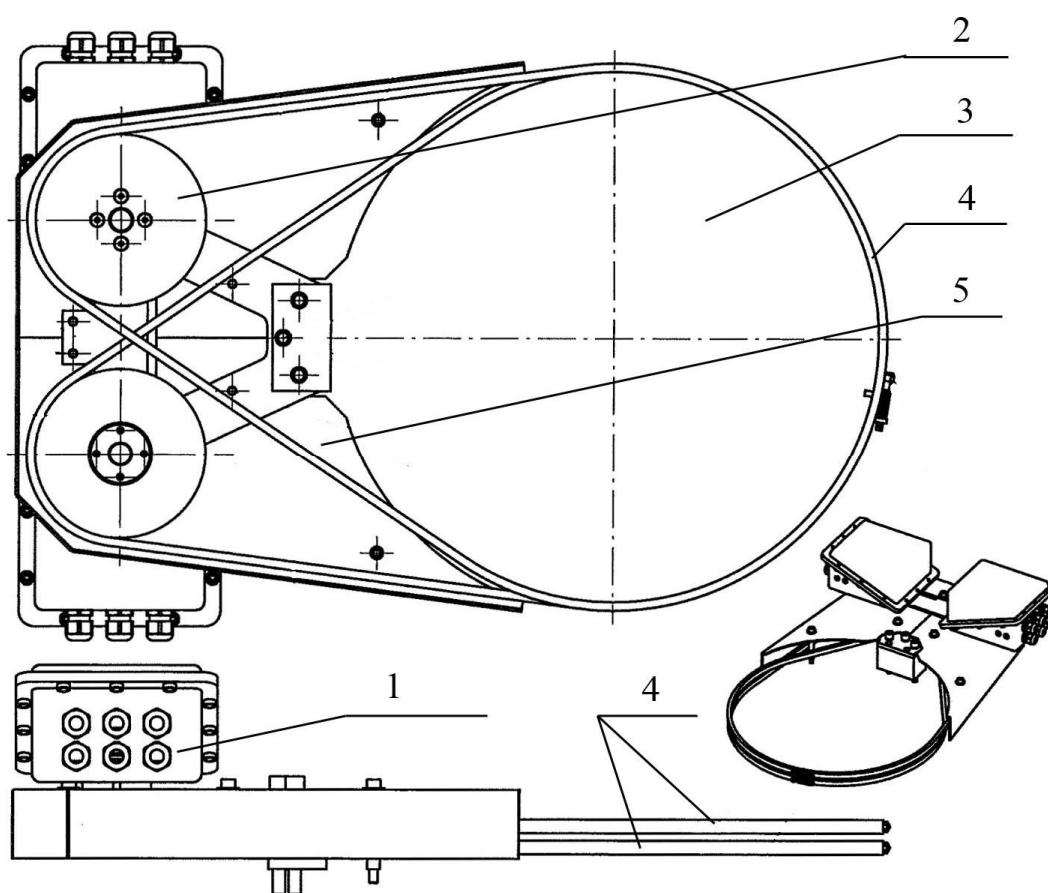
1 – внутреннее уплотнение ротора; 2 – наружное уплотнение ротора; 3, 7, винт – винт; 4 – указатель поворота; 5 – кольцо уплотнения; 6 – уплотнение; 8, 16, 29 – неподвижная лопасть статора; 9 – стопорная планка; 10 – фиксатор уплотнения лопасти; 11 – винты крепления неподвижных лопастей; 12, 19 – статор; 13 – ротор; 14 – кольцевая пружина; 15 – уплотнение ротора; 18 – стопор уплотнения; 19 – статор; 20, 21, 22, 23 – резиновое кольцо; 24, 26 – каналы для направления рабочей жидкости в мкшину; 25 – радиальное уплотнение лопасти ротора; 27, 28 – нижняя и верхняя половины статора; 30 – уплотнения неподвижной лопасти

Рисунок 6 – Элементы внутреннего устройства CPM SV430-2 FCP

В торцевых поверхностях частей корпуса выполнены каналы 26 и 24, по которым поступает рабочая жидкость к потребителям. Для предотвращения утечек вокруг каждого из каналов предусмотрены уплотнительные резиновые кольца 20, 21, 22, 23. Все резиновые кольца выполнены из специальной масло- и износостойкой резины.

На рисунке 6, д, изображены уплотнения верхней части СРМ. Выше верхнего подшипника расположены уплотнения 1 и 2. Для защиты от наружных загрязнений установлено уплотнительное кольцо 6. Кольцо 6 удерживается планкой 5 и фиксируется винтом 3. Для визуального наблюдения за углом поворота руля имеется указатель нулевого положения.

На рисунке 6, е изображено конструктивное исполнение уплотнительных элементов 24 радиальной поверхности подвижной лопасти ротора.



1 – Корпус командоаппарата; 2 – ведомая звездочка; 3 – корпус рулевой машины; 4 – цепи;
5 – защитный чехол

Рисунок 7 - Устройство электро-механической обратной связи

Устройство электро-механической обратной связи, обеспечивающей контроль угла поворота руля представлено на рисунке 7. Устройство расположено в верхней части рулевой машины (на рисунке 5 – позиция). Устройство полностью дублировано (рисунок 7). В верхней части рулевой машины 3 установлен зубчатый венец двухрядной звездочки. Две цепи 4, приводимые этим зубчатым венцом передают вращение двум звездочкам 2 электроконтактных командоаппаратов 1.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СХЕМА УПРАВЛЕНИЯ ЛОПАСТНОЙ СРМ

На рисунке 8 представлена принципиальная гидравлическая схема управления СРМ SV430-2 FCP.

Рассмотрим работу СРМ по гидравлической схеме [2, 3, 6, 7]. Машина имеет два идентичных насоса и системы управления, поэтому изучим работу машины на одном насосе.

Пусть вращение руля осуществляется по часовой стрелке. Тогда рабочая жидкость (РЖ) от насоса 3 поступает на гидроблок через фитинг А. Между обратными клапанами 18 и 19 по вспомогательной (пунктирной) линии РЖ поступает на предохранительный клапан 16 и открывает его для сливной линии. Рабочая жидкость поступает через обратный клапан 19 и подходит на гидроуправляемый встраиваемый клапан 14. Гидроуправляемый клапан предназначен для герметичного запираания потока рабочей жидкости в одном положении запорного элемента и для свободного пропускания потока рабочей жидкости в другом положении запорного элемента в соответствии с управляющим гидравлическим или электрическим сигналом. Пройдя клапан 14, РЖ поступает, в том числе, на обратный клапан 10 и по вспомогательной линии через гидрораспределитель 13 закрывает клапан 14. Поступление РЖ через клапан 14 прекращается. В этом случае при превышении давления в системе свыше 16 МПа срабатывает предохранительный клапан 20. РЖ от клапана 20 поступает через фитинг С на фильтр, через фитинг Д входит в гидроблок, далее проходит обратный клапан 17 и через фитинг В возвращается в насос 3.

Для перекадки руля срабатывает гидрораспределитель 13, давление на большом поршне гидроуправляемого встраиваемого клапана 14 падает и РЖ поступает на рулевую машину. По обратной линии РЖ проходит через дифференциальный клапан 11, поступает через клапан 16, фильтр 1, клапан 17 на насос.

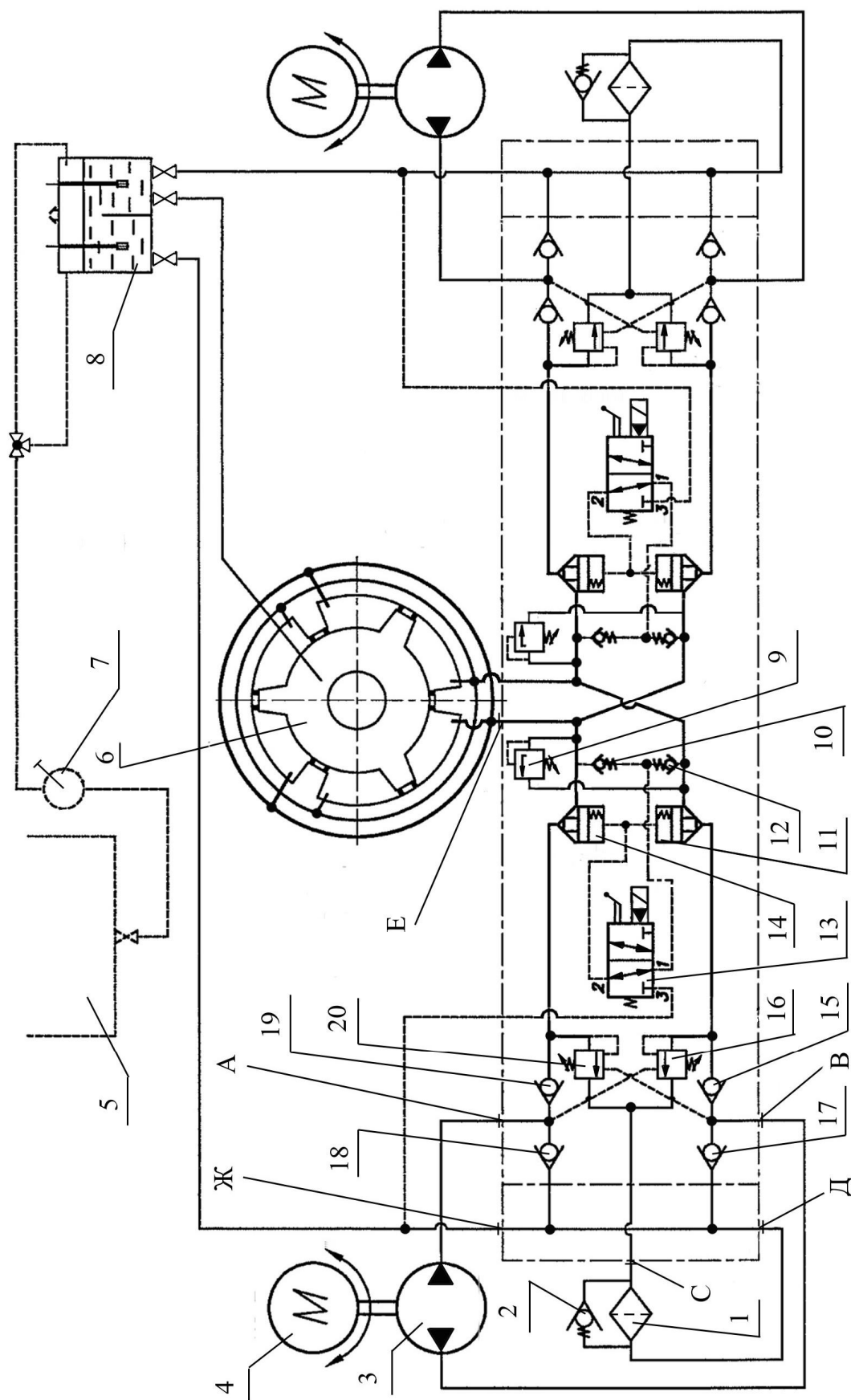
При превышении давления РЖ в рулевой машине более 20 МПа срабатывает предохранительный клапан 9 и РЖ поступает в сливную линию.

Гидрораспределитель 13 имеет ручной и электромагнитный привод.

Работа системы при вращении руля в противоположную сторону аналогична описанному выше.

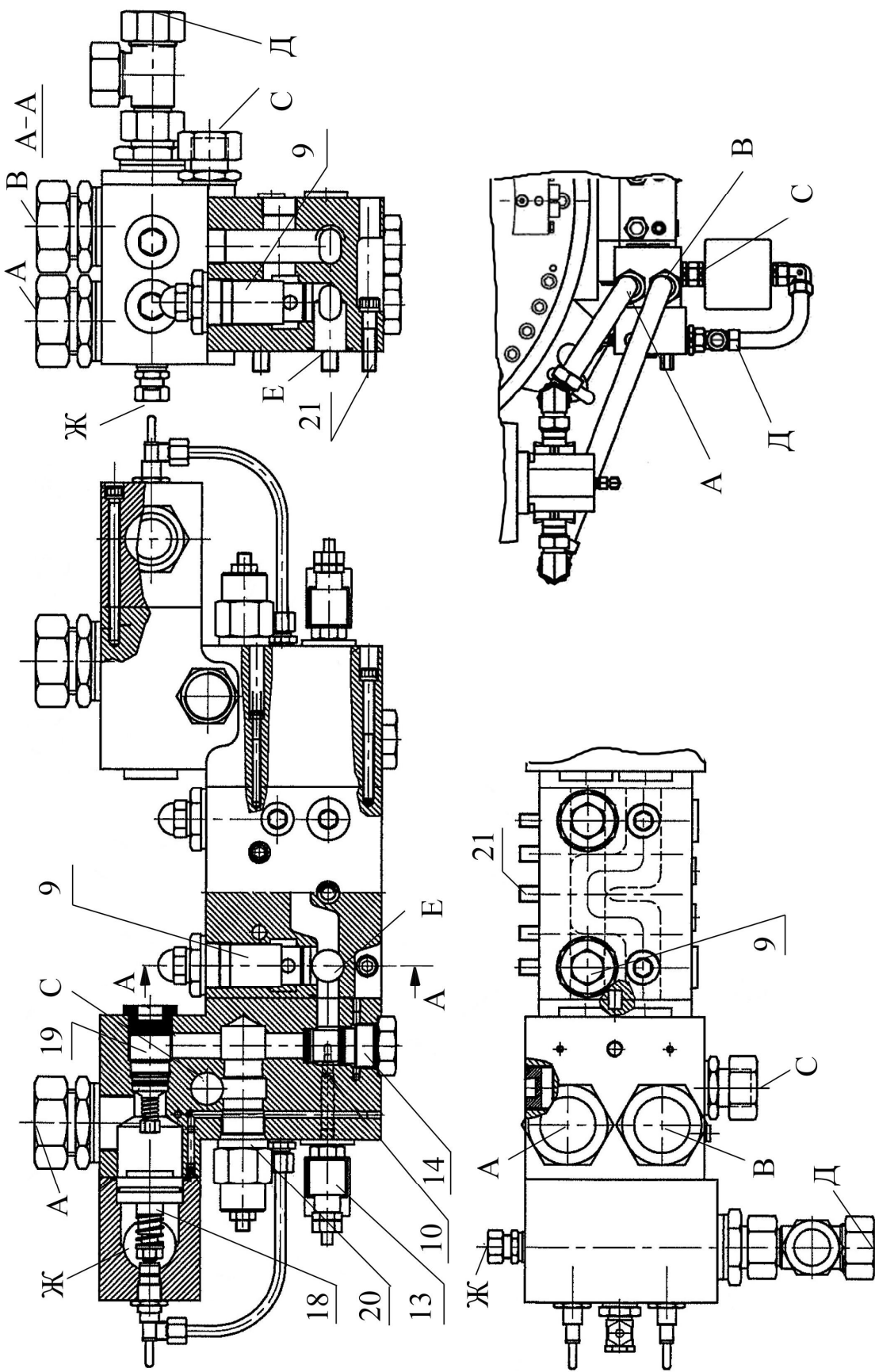
Фитинги А и В – точки подвода или отвода рабочей жидкости от (к) насоса. Фитинг С – точка отвод рабочей жидкости из гидроблока и подача ее на фильтр. Фитинг Д – вход РЖ после фильтра в гидроблок. Фитинг Ж – создание подпора РЖ и заполнение системы РЖ. Фитинг Е – подача рабочей жидкости в корпус рулевой машины.

На рисунке 9 представлено изображение гидроблока рулевой машины. Обозначения позиций элементов, т.ч. трубопроводов входа (выхода) в гидроблок соответствуют рисунку 8. Гидроблок крепится на стенке корпуса рулевой машины пятью винтами М10 с длинами от 45 мм до 130 мм и моментом затяжки 70 Н·м.



1 – фильтр; 2, 10, 12, 15, 17, 18, 19 – клапан невозвратный; 3 – насос; 4 – электродвигатель; 5 – цистерна запаса РЖ;
 6 – рулевая машина; 7 – ручной насос; 8 – расходный бак; 9, 16, 20 – предохранительный клапан;
 11, 14 – гидроуправляемый встраиваемый клапан; 13 – гидрораспределитель

Рисунок 8 – Принципиальная гидравлическая схема СРМ

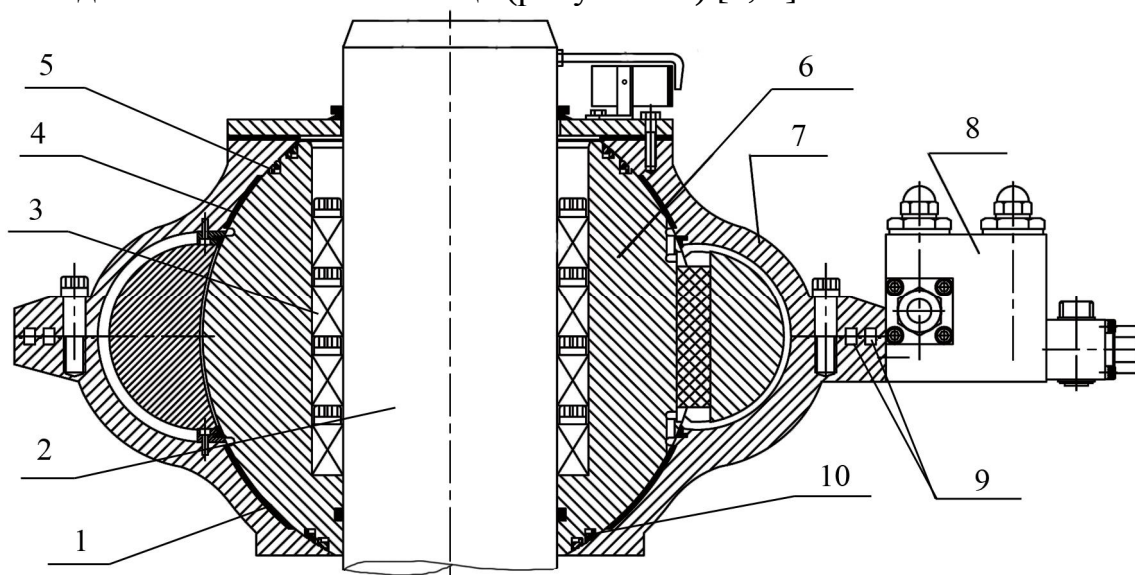


9, 20 – предохранительный клапан (20 МПа); 10, 18, 19 – обратный клапан; 13 – гидрораспределитель;
14 – гидроуправляемый встраиваемый клапан

Рисунок 9 - Гидроблок

4. МОНТАЖ ЛОПАСТНОЙ СРМ

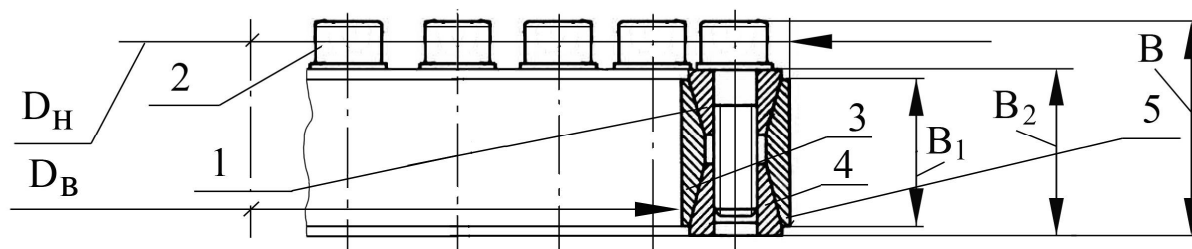
Применяются различные способы соединения деталей в неподвижных соединениях рулевых машин. Шпоночное соединение румпеля на баллере вследствие ряда недостатков применяется в современных СРМ достаточно редко. В некоторых лопастных СРМ для крепления ротора на баллере применяются многослойные двойные клиновые кольца (рисунок 10) [8, 9].



1, 4 – подшипники скольжения; 2 – баллер; 3 – клиновые кольца; 5, 9 – уплотнения; 6 – ротор; 7 – корпус машины; 8 – гидроблок; 9 – каналы подачи РЖ

Рисунок 10 – Соединение ротора посредством клиновых колец

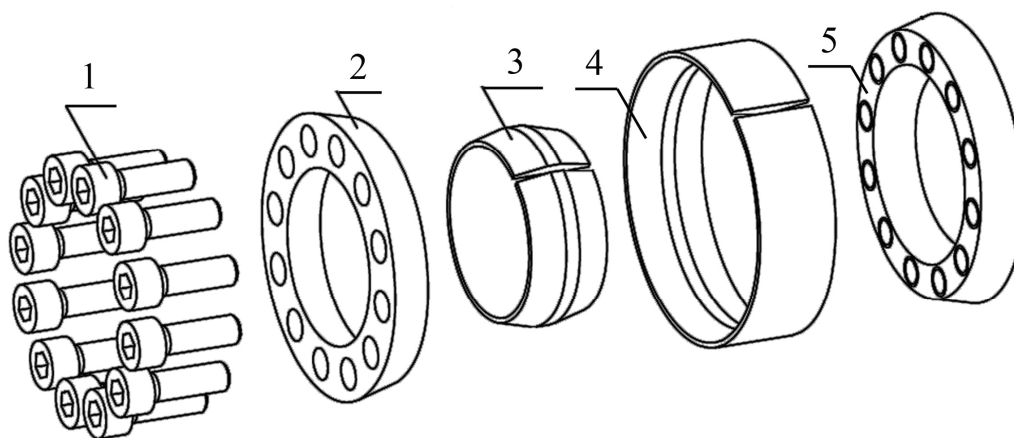
Клиновое кольцо в сборе представлено на рисунке 11. Поверхность трения образована внутренней площадью разрезного кольца 3 и наружной поверхностью кольца 5. Радиальную нагрузку на кольца образуют конические втулки 1 и 4, схождение которых обеспечивается многвинтовым соединением 2. Величина последовательности и момента затяжки винтов регламентируется заводской документацией. Угол конуса регламентируется документами компаний-изготовителей для обеспечения необходимой силы трения. Разрезные кольца назначаются для данного соединения таким образом, чтобы их характерные размеры (диаметры D_H и D_B) заходились на баллер и в отверстие ротора до выбора разрезной щели.



1, 4 – коническая втулка; 2 – винт; 3, 5 – разрезные конические кольца

Рисунок 11 – Клиновое кольцо в сборе

На рисунке 12 представлен порядок сборки клиновой муфты.



1 – винт; 2, 5 – конические втулки; 3, 4 – разрезные конические кольца

Рисунок 12 – Последовательность сборки клиновой муфты

Широко известны конусные муфты фирмы KTR Kuplungstechnik GmbH (Германия). Например муфта CLAMPEX® KTR 100 выпускается типоразмерами: по D_H – от 18 до 600 мм; D_B – от 47 до 710 мм. Для соединения ротора с баллером, согласно рисунку 10 применена клиновая муфта CLAMPEX® KTR 100 340x425. Для этой муфты, в соответствии с рисунком 11: D_H – 425 мм; D_B – 340 мм; B – 101 мм; B_1 – 72 мм; B_2 – 78 мм. Муфта обтягивается 36 винтами M20 с моментом затяжки 590 Н·м, передаваемый крутящий момент после затяжки – 255,201 кН·м, допустимая осевая нагрузка 1501 кН, номинальные напряжения на поверхности муфта-баллер – 203 МПа, на поверхности муфта-ротор – 163 МПа, масса 31,1 кг. Для качественного сопряжения необходимо обеспечение шероховатости сопрягаемых поверхностей $Rz \leq 16$ мкм. После отдачи винтов M20 для вытяжки верхней конической втулки применяются винты M24.

Современные лопастные рулевые машины монтируются в основном с помощью посадки ротора на баллер с натягом, реализуя гидропрессовый метод формирования соединения [10–18].

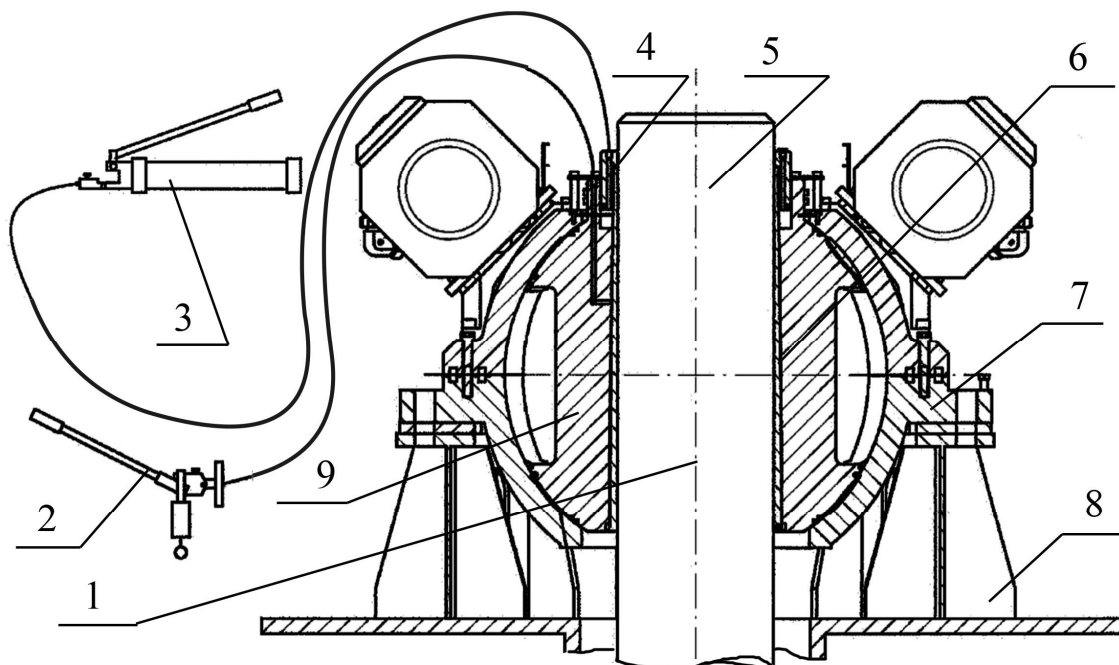
Сущность этого способа заключается в создании между контактными поверхностями сопряженных деталей масляной прослойки, находящейся под высоким давлением. Благодаря высокому давлению масла (100 – 200 МПа) происходят такие упругие увеличения диаметра втулки и уменьшения диаметра вала, что непосредственный контакт сопрягаемых поверхностей во время процесса запрессовки и распрессовки почти полностью ликвидируется.

Для равномерного смазывания поверхностей соединяемых деталей маслом во втулке необходимо выполнять маслораспределительные канавки. Процесс формирования соединения с натягом ротора с баллером представлен на рисунке 13.

Гидропрессовый метод сборки-разборки соединений с натягом, обеспечивает высокое качество соединений, возможность автоматизации, регулирования натяга, небольших энергозатрат, динамичности сборочного процесса, отсутствие повреждений сопрягаемых поверхностей. Современное оборудование формирования создания высоких давлений и схемы подвода масла в зону контакта во время сборки-разборки соединения обеспечивает в производственных

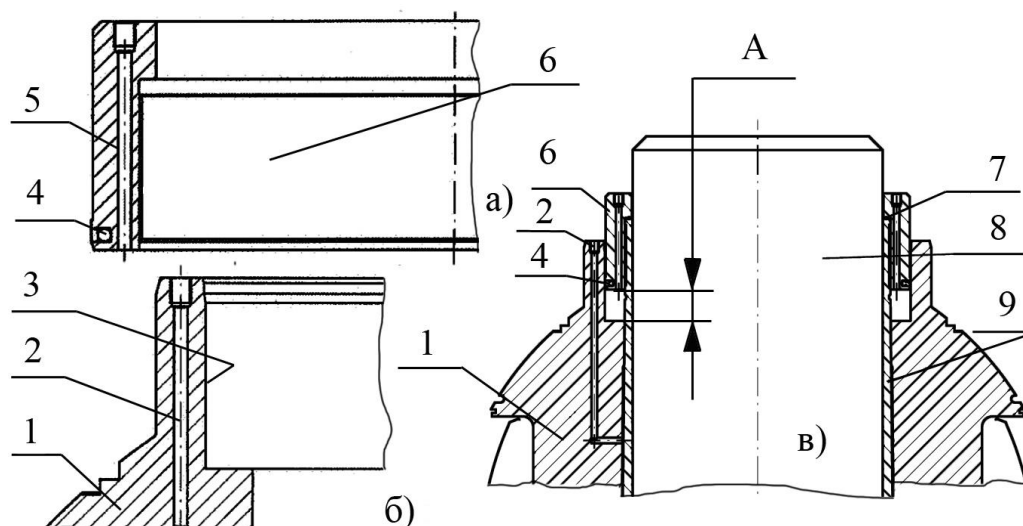
условиях возможность многократного монтажа-демонтажа соединений, т.е. их высокую ремонтпригодность и работоспособность.

Для создания гидропрессового соединения формируют конические поверхности сопрягаемых поверхностей. На баллер устанавливают коническую втулку 6 с конусностью 1:50.



1 – ось СРМ; 2 – насос, обеспечивающий масляный зазор при запрессовке; 3 – насос, обеспечивающий насаживание румпеля на баллер; 4 – гидравлическая гайка; 5 – баллер; 6 – коническая втулка; 7 – корпус СРМ; 8 – фундамент СРМ; 9 – ротор

Рисунок 13 – Схема гидропрессового способа монтажа рулевой машины на баллере



1 – ротор; 2 – канал подачи масла в зазор в соединении при запрессовке; 3 – поверхность контакта с подвижной гидрогайкой; 4 – прокладка; 5 – канал подачи масла для насаживания румпеля на баллер; 6 – гидравлическая гайка; 7 – упор гидрогайки; 8 – баллер; 9 – клиновидная втулка

Рисунок 14 – Элементы гидропрессового соединения СРМ

Насосы высокого давления выпускаются различными производителями. Например, широкое распространение имеют переносные насосные станции фирмы Skagerak Company, которая выпускает станцию с пневматическим приводом HPU 2250 Portable High Pressure Hydraulic Pump рабочим давлением 225 МПа, производительностью 0,35 л/мин. Широко известные насосы высокого и сверхвысокого давления, в т.ч. ручные фирмы HYDRAULICS TECHNOLOGY INC. Насос НТР-045 имеет рабочее давление 150 МПа, объем цилиндра низкого давления 20 см³, высокого - 1 см³. Усилие на рукоятке при максимальном давлении – 370 Н.

Шланги высокого давления выпускаются различными фирмами. Например компания SPIR STAR[®] выпускает шланг Hose Type 10/6 для гидравлических систем высокого давления. Внутреннее покрытие – полиоксиметилен (Polyoxymethylene – POM), сам шланг содержит шесть слоев оплеток из высокопрочной стальной проволоки, наружный слой – полиамид (Polyamide – PA). Цвет шланга голубой. Внутренний диаметр 9,8 мм; наружный – 20,4 мм; рабочее давление – 192 МПа; разрушающее давление – 480 МПа; минимальный радиусгиба – 250 мм; масса – 1 кг/м.

При формировании гидропрессового соединения принята следующая типовая последовательность операций [9].

Для осуществления гидропрессового способа насадки румпеля на баллер в румпеле выполняют маслоподводящие отверстия и растачивают маслораспределительные канавки (рисунок 15). Маслораспределительные канавки выполняют вертикальными (через 60° – 120°) и горизонтальными. Количество горизонтальных каналов определяется относительной высотой соединения. В таблице 1 отражены рекомендуемые конструктивные параметры масляных каналов в м·10⁻³.

Таблица 1 – Параметры масляных канавок гидропрессового соединения

№	Диаметр баллера	Радиус канавки	Скругление канавки	Глубина канавки	Подводящее отверстие
1	120-170	5	2,5	0,5	3
2	180-250	8	4	0,7	4
3	260-360	10	5	0,8	5
4	380-500	16	5	1	7
5	520-600	20	6	1	8

Насадку румпеля производят осевым усилием (давлением насоса $p_{ос}$) и с одновременной подачей масла на сопрягаемые поверхности под давлением $p_{гп}$. Для гидропрессового соединения рекомендуются следующие сорта масел: при температуре наружного воздуха +10°C и выше - авиационные МС-20, МК-22; при температуре наружного воздуха ниже +10°C – промышленное ПС-20, турбинное 22.

Перед запрессовкой необходимо промыть конические поверхности бензином, тщательно протереть, смазать тонким слоем масла.

Установить уплотнительные кольца на внутренней поверхности румпеля. Установить румпель на баллер и сдвинуть до отказа. Установить гидравлические насосы и соответствующее оборудование.

Прокачать масло под гидравлическую гайку, удалить воздух, обеспечить насосом начальное осевое давление.

Установить на штатном месте индикатор для замера осевого перемещения торца румпеля. Насосом создать давление $p_{гп}$ между коническими поверхностями и первым насосом подать давление $p_{ос}$, наблюдая за стрелкой индикатора и манометрами.

После перемещения румпеля на величину S снизить давление до атмосферного на сопрягаемые конические поверхности. Снизить до нуля давление масла на осевой домкрат и демонтировать насос, маслопроводы и индикатор. Гидравлическую гайку опустить и обжать до контакта с торцом румпеля.

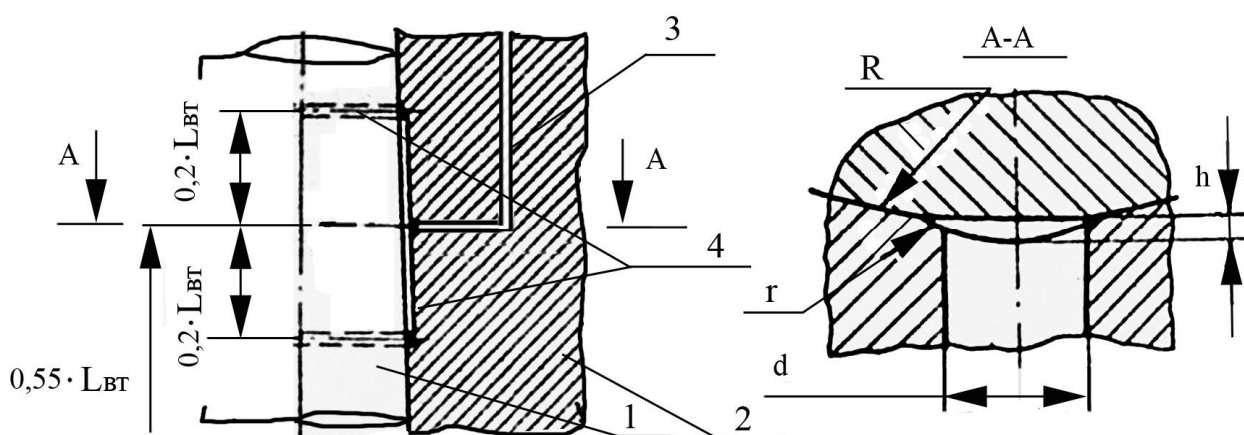
Не ранее, чем через час после снятия давления масла в сопрягаемых конических поверхностях в маслоподводящее отверстие торца румпеля установить прокладку, вернуть пробку и застопорить ее.

Нанести на торце баллера и румпеля контрольную риску для контроля их взаимного расположения.

Для съема румпеля следует отдать гидравлическую гайку на 3 – 5 мм и через маслоподводящие отверстия в ступице румпеля подать между конусными поверхностями баллера и румпеля под соответствующим давлением масло, которое переместит румпель по конусу к гидравлической гайке.

Если после достижения расчетного давления в течение 10 мин не произойдет съема СРМ, дальнейшее увеличение давления осуществлять ступенями через каждые 5 МПа с выдержкой 5 мин на каждой ступени. При этом рекомендуется применять обычные ПТМ МКО.

Запрещается повышать давление масла свыше максимально допустимого, установленного расчетом.



1 – баллер; 2 – румпель; 3 – маслоподводящие канавки; 4 – маслораспределительные канавки; $L_{ВТ}$ – высота соединения; h – глубина канавки; R , r – радиус профиля канавок

Рисунок 15 – Схема каналов подвода масла

5. РАСЧЕТ ГИДРОПРЕССОВОГО СОЕДИНЕНИЯ СРМ

Цель расчета – определение давлений, создаваемых насосами (рисунок 13), необходимого для создания соединения с натягом пары румпель–баллер.

5.1 Задачи расчета

Расчет гидропрессового соединения румпеля (ротора) с баллером выполняется в следующей последовательности [18, 19, 20]:

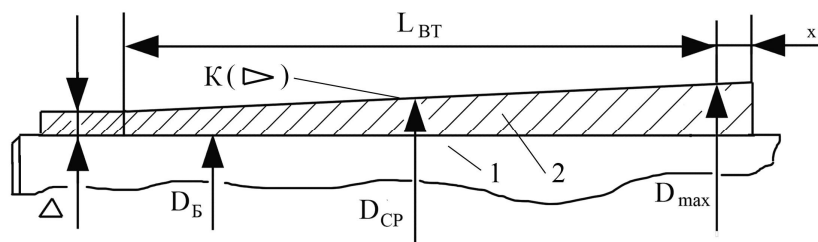
1. Рассчитываются конструктивные характеристики соединения D_o , $D_{\max}$, $D_{\text{ср}}$;
2. Рассчитывается удельное давление на контактных поверхностях соединения $[p]$;
3. Рассчитывается диаметральный натяг δ ;
4. Определяется осевое перемещение ротора по баллеру при окончательной насадке S ;
5. Определяются усилия предварительной и окончательно запрессовки Q_n , $Q_{\text{ок}}$;
6. Проверяются условия прочности деталей в соединении;
7. Рассчитывается давление (создаваемое насосом) необходимое для формирования масляного зазора при запрессовке p .
8. Рассчитывается давление (создаваемое насосом) необходимое для осевого перемещения румпеля по баллеру при запрессовке p_o .

Исходными данными являются:

- номинальный крутящий момент на баллере M (Н·м);
- диаметр вала (баллера), D_6 (м) – рисунок 15;
- толщина стенки конической втулки под гидравлической гайкой Δ (м);
- толщина стенки гидравлической гайки Δ_1 (м);
- высота конической части втулки $L_{\text{вт}}$ (м);
- конусность соединения K ;
- коэффициент запаса несущей способности соединения n ;
- наружный диаметр ротора в среднем сечении: D_n (м);
- диаметр расточки (отверстия) в баллере: d (м);
- коэффициент трения скольжения в покое пары баллер-ротор f_t ;
- коэффициент трения скольжения в движении при масляном зазоре пары баллер-ротор $f_{\text{мас}}$;
- характеристики материалов сопрягаемых деталей:

Баллер - поковка стальная 36Х2Н2МФА; предел прочности σ_{B1} (МПа); модуль упругости E_1 (МПа); коэффициент Пуассона μ_1 .

Румпель - поковка стальная КП50: предел прочности σ_{B2} (МПа); модуль упругости E_2 (МПа); коэффициент Пуассона μ_2 .



1 – баллер; 2 - втулка

Рисунок 15 – Схема конической втулки

5.2 Последовательность расчета гидропрессового соединения

1. Расчет конструктивных параметров соединения.

Начальный диаметр конического соединения (рисунок 15), м:

$$D_O = D_A + 2 \cdot \Delta \quad (1).$$

Максимальный диаметр конического соединения, м:

$$D_{i\hat{A}\hat{O}} = D_O + 2 \cdot L_{\hat{A}\hat{O}} \cdot \hat{E} \quad (2).$$

Средний диаметр соединения:

$$D_{\tilde{N}\tilde{D}} = (D_O + D_{i\hat{A}\hat{O}}) \cdot 0,5 \quad (3).$$

Длина образующей конического соединения, м:

$$L_{\tilde{N}\tilde{D}} = \sqrt{L_{\hat{A}\hat{O}}^2 + (L_{\hat{A}\hat{O}} \cdot K)^2} \quad (4).$$

2. Величина необходимого удельного давления, МПа:

$$[p] = \frac{\tau \cdot D_{\tilde{N}\tilde{D}} \cdot n}{8 \cdot L_{\tilde{N}\tilde{D}} \cdot f_{\hat{O}}} \quad (5),$$

где D_{cp} – средний диаметр соединения, м;

L_{cp} – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

f_{τ} – коэффициент трения скольжения в покое пары баллер-ротор;

n – коэффициент запаса несущей способности соединения;

τ – касательные напряжения в среднем сечении, МПа. Касательные напряжения рассчитываются по выражению:

$$\tau = \frac{M}{W} \quad (6),$$

где M – номинальный крутящий момент на баллере, Н;

W – полярный момент сопротивления в среднем сечении, м³. Рассчитывается по выражению:

$$W = \frac{\pi \cdot D_{\tilde{N}\tilde{D}}^3}{16} \quad (7).$$

3. Диаметральный натяг определяется по выражению, м:

$$\delta = [p] \cdot D_{\tilde{n}\delta} \cdot \left(\frac{\tilde{N}_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (8),$$

где E_1 и E_2 – модули упругости деталей соединения МПа;

C_1 и C_2 – коэффициенты Ляме, характеризующие конструктивное исполнение соединения. Рассчитываются т.о.:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d}{D_{\tilde{n}\delta}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D_{\tilde{n}\delta}} \right)^2} - \mu_1 \quad (9); \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{D_{\tilde{n}\delta}}{D_i} \right)^2}{1 - \left(\frac{D_{\tilde{n}\delta}}{D_i} \right)^2} + \mu_2 \quad (10),$$

где d – диаметр центрального отверстия в баллере, м;

μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона деталей соединения.

4. Осевое перемещение ротора по баллеру при окончательной насадке:

$$S = \frac{\delta}{k} \quad (11),$$

где k – конусность.

5. Усилие предварительной запрессовки полумуфты для определения начального положения рассчитывается:

$$Q_i = 0,05 \cdot [p] \cdot F_{\tilde{n}\hat{a}} \cdot (f_{\delta} + 0,5 \cdot k) \quad (12),$$

где $F_{нов}$ – площадь поверхности контакта, м², рассчитывается т.о.:

$$F_{\tilde{n}\hat{a}} = \pi \cdot D_{\tilde{n}\delta} \cdot L_{\tilde{n}\delta} \quad (13).$$

Усилие предварительной запрессовки полумуфты для определения начального положения рассчитывается:

$$Q_{i\hat{e}} = A \cdot [p] \cdot F_{\tilde{n}\hat{a}} \cdot (f_{i\hat{n}} + 0,5 \cdot k) \quad (14),$$

где A – коэффициент запаса;

$f_{мас}$ – коэффициент трения в движении при масляном зазоре.

6. Проверка условия прочности на поверхности баллера:

$$\sigma_{i\delta\hat{A}} = 2 \cdot [p] \cdot \frac{D_{\tilde{n}\delta}^2}{D_{\tilde{n}\delta}^2 - d^2} \leq 0,75 \cdot \sigma_{\hat{a}} \quad (11).$$

Проверка условия прочности на внутренней поверхности ступицы:

$$\sigma_{i\delta\tilde{N}\hat{O}} = \frac{[p]}{D_i^2 - D_{\tilde{n}\delta}^2} \cdot \sqrt{3 \cdot D_i^4 - D_{\tilde{n}\delta}^4} \leq 0,45 \cdot \sigma_{\hat{a}} \quad (12).$$

7. Давление масла, необходимое при запрессовке и распрессовке.

$$p = p_1 + p_2 + p_3 \quad (13),$$

где p_1 – давление масла, потребное для уравнивания удельного давления, возникшего в зоне контакта сопрягаемых поверхностей при запрессовке:

$$p_1 = \frac{\delta}{D_{\tilde{N}D}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\tilde{N}_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (14);$$

p_2 – давление масла, необходимое для расширения втулки на величину сжатия баллера, возникшего во время запрессовки:

$$p_2 = \frac{\delta_1}{D_{\tilde{N}D}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\tilde{N}_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (15);$$

где δ_1 – суммарная величина расширения втулки и сжатия вала, возникшего во время запрессовки, назначать на основании таблицы 2.

Таблица 2 – Зависимость δ_1 от конструкции ротора

D/δ	∞	5	2,5	2,0	1,5	1,25
δ_1	$0,63 \cdot \delta$	$0,59 \cdot \delta$	$0,48 \cdot \delta$	$0,41 \cdot \delta$	$0,28 \cdot \delta$	$0,17 \cdot \delta$

p_3 – давление, потребное для дополнительного расширения втулки и сжатия вала с целью создания гарантированного зазора для размещения масляного слоя, обеспечивающего жидкостное трение при запрессовке и распрессовке:

$$p_3 = \frac{2 \cdot (K \cdot Rz_1 + 0,6 \cdot Rz_2)}{D_{\tilde{N}D}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\tilde{N}_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (16),$$

где $2 \cdot (K \cdot Rz_1 + 0,6 \cdot Rz_2)$ – суммарная величина, на которую дополнительно должна быть расширена втулка и сжат вал с учетом шероховатости сопрягаемых поверхностей, м;

Rz_1 – высота микронеровностей вала (баллера), м;

Rz_2 – высота микронеровностей втулки (отверстия румпеля), м;

$K=0,6$ – коэффициент заполнения микропрофиля для посадок, осуществляемых под прессом.

8. Давление, необходимое для осевого перемещения румпеля по баллеру при запрессовке p_o :

Площадь кольцевого участка в соответствии с рисунком 16, на который действует усилие Q_H и Q_{OK} , m^2 :

$$S = \pi \cdot ((D_A + \Delta + \Delta_1)^2 - (D_A + \Delta)^2) \cdot 0,25 \quad (17).$$

Давление:

$$p_o = \frac{Q_{iE}}{S} \quad (18).$$

5.3 Пример расчета гидропрессового соединения

Исходные данные: номинальный крутящий момент на баллере: $M = 430$ кН·м; диаметр баллера $D_6 = 0,34$ м; толщина стенки конической втулки под гид-

гидравлической гайкой $\Delta=0,01$ м; толщина стенки гидравлической гайки $\Delta=0,02$ м; конусность соединения: $K = 1 : 50$; высота конической части втулки $L_{\text{вт}}=0,8$ м; диаметр расточки в баллере: $d=0,02$ м; наружный диаметр ротора в среднем сечении: $D_n = 0,70$ м; коэффициент трения скольжения в покое пары баллер-ротор $f_r = 0,15$; коэффициент трения скольжения в движении при масляном зазоре пары баллер-ротор $f_{\text{мас}} = 0,03$; коэффициент запаса несущей способности соединения $n = 5,2$.

Характеристики материалов сопрягаемых деталей: баллер - поковка стальная 36Х2Н2МФА; предел прочности $\sigma_{B1} = 600$ МПа; модуль упругости $E_1 = 2,0 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu_1 = 0,30$; румпель - поковка стальная КП50; предел прочности $\sigma_{B2} = 500$ МПа; модуль упругости $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu_2 = 0,3$.

1. Конструктивные характеристики:

Начальный диаметр конического соединения (рисунок 15):

$$D_O = D_A + 2 \cdot \Delta = 0,34 + 2 \cdot 0,01 = 0,36 \text{ м.}$$

Максимальный диаметр конического соединения:

$$D_{i\hat{A}\hat{O}} = D_O + 2 \cdot L_{\hat{A}\hat{O}} \cdot \hat{E} = 0,36 + 2 \cdot 0,8 \cdot \frac{1}{50} = 0,392 \text{ м.}$$

Средний диаметр соединения:

$$D_{\hat{N}\hat{D}} = (D_O + D_{i\hat{A}\hat{O}}) \cdot 0,5 = (0,36 + 0,392) \cdot 0,5 = 0,376 \text{ м.}$$

Длина образующей конического соединения:

$$L_{\hat{N}\hat{D}} = \sqrt{L_{\hat{A}\hat{O}}^2 + (L_{\hat{A}\hat{O}} \cdot K)^2} = \sqrt{0,8^2 + \left[0,8 \cdot \left(\frac{1}{50}\right)\right]^2} = 0,80016 \text{ м} \approx 0,8 \text{ м.}$$

2. Полярный момент сопротивления среднего сечения соединения:

$$W = \frac{\pi \cdot D_{cp}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,376^3}{16} = 0,0104 \text{ м}^3,$$

Касательные напряжения в среднем сечении:

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{430 \cdot 10^3}{0,0104} = 41,35 \text{ МПа},$$

Величина необходимого удельного давления:

$$[p] = \frac{\tau \cdot D_{\hat{n}\hat{d}} \cdot n}{8 \cdot L_{\hat{n}\hat{d}} \cdot f_{\hat{O}}} = \frac{41,35 \cdot 0,376 \cdot 5,2}{8 \cdot 0,8 \cdot 0,15} = 84,22 \text{ МПа}$$

3. Коэффициенты Ляме для отверстия и вала, зависящие от конструктивных характеристик:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d}{D_{\hat{n}\hat{d}}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D_{\hat{n}\hat{d}}}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{0,02}{0,376}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,02}{0,376}\right)^2} - 0,3 = 0,7057$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{D_{\tilde{n}\delta}}{D_i}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_{\tilde{n}\delta}}{D_i}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{0,376}{0,70}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,376}{0,70}\right)^2} + 0,3 = 2,1110$$

Диаметральный натяг:

$$\delta = [p] \cdot D_{\tilde{n}\delta} \cdot \left(\frac{\tilde{N}_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 84,22 \cdot 0,376 \cdot \left(\frac{0,7057}{2,0 \cdot 10^5} + \frac{2,1110}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 4,3006 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

4. Осевое перемещение ротора по баллеру при окончательной насадке:

$$S = \frac{\delta}{k} = \frac{4,3006 \cdot 10^{-4}}{\frac{1}{50}} = 0,02150 \text{ м}$$

5. Площадь контактной поверхности соединения:

$$F_{нов} = \pi \cdot D_{cp} \cdot L_{cp} = 3,14 \cdot 0,376 \cdot 0,8 = 0,9445 \text{ м}^2$$

Усилие предварительной запрессовки полумуфты для определения начального положения:

$$Q_i = 0,05 \cdot [p] \cdot F_{\tilde{n}\hat{a}} \cdot (f_{\hat{o}} + 0,5 \cdot k) = 0,05 \cdot 84,22 \cdot 0,9445 \cdot \left[0,15 + 0,5 \cdot \left(\frac{1}{50} \right) \right] = 0,6363 \text{ Н}$$

Усилие окончательной запрессовки полумуфты с подачей масла на сопрягаемые конические поверхности при коэффициенте $A = 1,15$:

$$Q_{ie} = A \cdot [p] \cdot F_{\tilde{n}\hat{a}} \cdot (f_{i\hat{a}\tilde{n}} + 0,5 \cdot k) = 1,15 \cdot 84,22 \cdot 0,9445 \cdot \left[0,015 + 0,5 \cdot \left(\frac{1}{50} \right) \right] = 2,287 \text{ Н}$$

6. Приведенное напряжение на поверхности баллера:

$$\sigma_{i\delta\hat{A}} = 2 \cdot [p] \cdot \frac{D_{\tilde{n}\delta}^2}{D_{\tilde{n}\delta}^2 - d^2} = 2 \cdot 84,22 \cdot \frac{0,376^2}{0,376^2 - 0,02^2} = 168,918 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_{i\delta\hat{A}} \leq 0,75 \cdot \sigma_{\hat{a}} = 0,75 \cdot 600 = 450 \text{ МПа} \quad ; \text{ т.е. } 168,9 \text{ МПа} < 450 \text{ МПа.}$$

Приведенное напряжение на внутренней поверхности ступицы

$$\sigma_{i\delta\tilde{N}\hat{O}} = \frac{[p]}{D_i^2 - D_{\tilde{n}\delta}^2} \cdot \sqrt{3 \cdot D_i^4 - D_{\tilde{n}\delta}^4} = \frac{84,22}{0,7^2 - 0,376^2} \sqrt{3 \cdot 0,7^4 + 0,376^4} = 207,853 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_{i\delta\tilde{N}\hat{O}} \leq 0,45 \cdot \sigma_{\hat{a}} = 0,45 \cdot 500 = 225 \text{ МПа} \quad ; \text{ т.е. } 207,8 < 225 \text{ МПа}$$

7. Давление масла, потребное для уравнивания удельного давления, возникшего в зоне контакта сопрягаемых поверхностей при запрессовке, МПа:

$$p_1 = \frac{\delta}{D_{\tilde{N}\hat{D}}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\tilde{N}_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{4,3 \cdot 10^{-4}}{0,376} \cdot \frac{1}{\left(\frac{0,7057}{2,0 \cdot 10^5} + \frac{2,111}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 84,208 \text{ МПа};$$

Давление масла, необходимое для расширения втулки на величину сжатия баллера, возникшего во время запрессовки, МПа:

$$p_2 = \frac{\delta_1}{D_{\tilde{N}D}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\tilde{N}_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,41 \cdot 4,3 \cdot 10^{-4}}{0,376} \cdot \frac{1}{\left(\frac{0,7057}{2,0 \cdot 10^5} + \frac{2,111}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 34,525 \text{ МПа};$$

Давление, потребное для дополнительного расширения втулки и сжатия вала с целью создания гарантированного зазора для размещения масляного слоя, обеспечивающего жидкостное трение при запрессовке и распрессовке:

$$p_3 = \frac{2 \cdot (K \cdot Rz_1 + 0,6 \cdot Rz_2)}{D_{\tilde{N}D}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\tilde{N}_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} =$$

$$= \frac{2 \cdot (0,6 \cdot 16 \cdot 10^{-6} + 0,6 \cdot 16 \cdot 10^{-6})}{0,376} \cdot \frac{1}{\left(\frac{0,7057}{2,0 \cdot 10^5} + \frac{2,111}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 7,52 \text{ МПа}$$

Давление масла, необходимое при запрессовке и распрессовке.

$$p = p_1 + p_2 + p_3 = 84,208 + 34,525 + 7,52 = 126,253 \text{ МПа}.$$

8. Давление, необходимое для осевого перемещения румпеля по баллеру при запрессовке p_o .

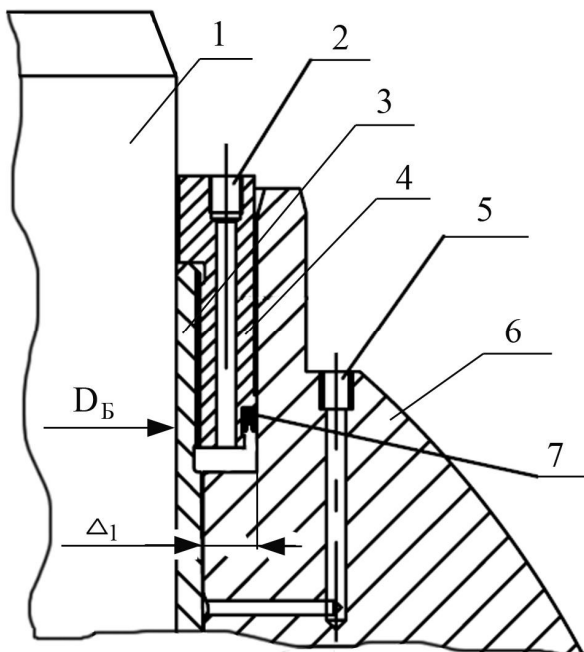
Площадь кольцевого участка в соответствии с рисунком 16, на который действует усилие Q_n и $Q_{ок}$, м²:

$$S = \pi \cdot ((D_A + \Delta + \Delta_1)^2 - (D_A + \Delta)^2) \cdot 0,25 =$$

$$3,14 \cdot ((0,34 + 2 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,02)^2 - (0,34 + 2 \cdot 0,01)^2) \cdot 0,25 = 0,023864$$

Давление:

$$p_o = \frac{Q_{\text{н}}}{S} = \frac{2,287}{0,023864} = 95,83 \text{ МПа}$$



1 – баллер; 2 – канал подвода масла запрессовки баллера; 3 – коническая втулка; 4 – гидравлическая гайка; 5 – канал подвода масла для создания масляного зазора при запрессовке; 6 – ротор; 7 – уплотнение

Рисунок 16 – К расчету давления насоса, обеспечивающего осевое перемещение ротора относительно баллера

6. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить настоящие МУ.
2. На основании раздела 5 выполнить расчет гидропрессового соединения лопастной судовой рулевой машины. Исходные данные выбирать на основании таблицы 3.

Таблица 3 Исходные данные для расчета гидропрессового соединения

№	Параметр	Последняя цифра зачетки									
1	2	3									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Номинальный крутящий момент на баллере M (кН·м)	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
2	диаметр вала (баллера), D_6 (м)	0,3	0,3	0,35	0,35	0,35	0,4	0,4	0,4	0,45	0,45
3	толщина стенки конической втулки под гидравлической гайкой Δ (м)	0,01									
4	толщина стенки гидравлической гайки Δ_1 (м)	0,02									
5	высота конической части втулки $L_{вт}$ (м)	0,7	0,75	0,8	0,8	0,85	0,85	0,9	0,9	1,0	1,0
6	конусность соединения К	1/50									
7	наружный диаметр ротора в среднем сечении: D_n (м)	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9
8	диаметр расточки (отверстия) в баллере: d (м)	-	0,02	-	0,02	-	0,05	-	0,04	-	0,04
9	коэффициент трения скольжения в покое пары баллер-ротор f_t	0,15	0,15	0,16	0,16	0,14	0,14	0,13	0,13	0,15	0,15
10	коэффициент трения скольжения в движении при масляном зазоре пары баллер-ротор $f_{мас}$	0,01		0,015		0,01		0,01		0,015	
11	предел прочности $\sigma_{в1}$ (МПа)	600									
12	Модуль упругости E_1 (МПа)	$2,1 \cdot 10^5$									

Продолжение таблицы 3

1	2	3									
13	коэффициент Пуассона μ_1	0,3									
14	предел прочности σ_{B2} (МПа)	500									
15	Модуль упругости E_2 (МПа)	$2,0 \cdot 10^5$									
16	коэффициент Пуассона μ_2	0,3									
17	коэффициент запаса несущий способности соединения n	4,8	4,9	5,0	5,1	5,2	4,8	4,9	5,0	5,1	5,2

Расчеты рекомендуется выполнять с применением вычислительной техники, например в программных продуктах Microsoft Excel или Mathcad.

Сделать выводы.

7. ТРЕБОВАНИЯ К ОТЧЕТУ

1. Отчет выполняется на листах формата А4.
2. Отчет должен содержать
 - название;
 - цель работы;
 - структурную схему формирования гидропрессового соединения.
 - расчет в соответствии с разделом 5 настоящих МУ;
 - разработанный на основании расчета эскиз технологического процесса сборки системы румпель-баллер;
 - технические характеристики выбранного оборудования (насосов);
 - выводы.

8. ВОПРОСЫ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

1. Охарактеризовать устройство лопастной СРМ.
2. Описать работу лопастной СРМ.
3. Описать (по гидравлической схеме) работу СРМ.
4. Охарактеризовать гидропрессовой способ формирования соединения баллер-румпель лопастной СРМ.
5. Охарактеризовать клиновой способ формирования соединения баллер-румпель лопастной СРМ.
6. Описать конструктивное исполнение уплотнений лопастной СРМ.
7. Охарактеризовать элементы гидравлической системы лопастной СРМ, обеспечивающие защиту машины от перегрузок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Правила классификации и постройки морских судов. Морской Регистр судоходства. – С-Пб.: Регистр России, 2001. – 843 с.
2. Харин В.М. Рулевые машины судов промыслового флота/ В.М.Харин.– М.:Легкая и пищевая пром., 1982.–184с.
3. Декин Б.Г. Машины судового объемного гидравлического привода/ Б.Г.Декин, В.Т.Писклов.-Одесса.:Фенікс, 2003.-132с.
4. Zhejiang Ouhua Shipbuilding Co., Ltd. 12000TEU CONTAINER VESSEL. / [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.ouhuashipbuilding.com/english/products.asp/ OH401-1400-010-01-0 ARRANG. OF MECH. AND NATUR. VENT.pdf>
5. Rolls-Royce. Damen shipyards cargo vessel. Tenfjord Steering Gear type SV430-2 FCP. Technical specification. 4230 MS Gorinchem. Netherlands. 30p. / [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.rolls-royce.com/Images/3029_steer_stab_br_tcm92-8656.pdf
6. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Кн. 2. Гидроаппаратура: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость/ В.К.Свешников.–М.:Техинформ МАИ, 2002.–508с.
7. Oberg Erik. Machinery's Handbook Guide 27th Edition/ E.Oberg. – New York.: Industrial Press, Inc., 2004. – 2640 p. [Электронный ресурс]. http://www.sportpilot.info/sp/Machinery/27_Guide_toc.pdf
8. KTR Kuplungstechnik GmbH. CLAMPEX® KTR 100/ D-48407 Rheine/ 2010. 6p. [Электронный ресурс]. CLAMPEX® KTR 100.pdf
9. Блинов М.С. Справочник технолога механо-сборочного цеха судоремонтного завода/ М.С.Блинов.– М.: Транспорт,–1980.–680с.
10. ГОСТ 8838-2001. СОЕДИНЕНИЯ КОНИЧЕСКИЕ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ. Типы, конструкция и размеры.104 с.
11. Michael M.C. Hydraulic removal of coupling hub – keyed and keyless/ M.C. Michael, J.R.Moris, R.Parker// Proceeding of the twenty-second turbomachinery symposium.–Glasgow, 1988.–134–139pp. [Электронный ресурс]. http://www.artec-machine.com/documents%20free/couplings/hydraulic_removal_coupling_hubs-keyed_keyless.pdf
12. SKF Maintenance and Lubrication Products/ SKF Maintenance Products. www.mapro.skf.com / www.skf.com/ Publication PUB MP3000E, 2010/–167p.
13. SPIR STAR® / D-64668 Rimbach – Mitlechtern.–2009. 131 P. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.salotech.nl/01/MyDocuments/Catalogue_SPIR_STAR.Pdf
14. Skagerak Company. Supplies of Diesel Engine Maintenance Tools & Measuring Instrument/ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.skagerak.co.uk/obel.htm>
15. Hydraulic Hand Pump. HYDRAULICS TECHNOLOGY, INC.– 1100 Old Magnolia Rd. Conroe, Texas/[Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.htico.com/hydraulic-hand-pump.html>

16. Самойлов С.И. Технология тяжелого машиностроения/ С.И.Самойлов и др. М:Машиностроение, – 1967.–596 с.
17. Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов/ М.П.Новиков .:М.–Машиностроение, – 1969.–632 с.
18. Федоров Б.Ф. Сборка машин в тяжелом машиностроении/ Б.Ф. Федоров, Ю.А.Вакуленко, В.Г.Коринюк, Н.В.Семенов.: М.–Машиностроение, – 1971.–312 с.
19. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов/ Г.С.Писаренко, А.П.Яковлев, В.В.Матвеев.: Киев.–Наукова Думка–1975.–704 с.
20. Мягков В.Д. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч./ В.Д.Мягков, М.А.Палей, А.Б.Романов; В.А.Брагинский.: Л.– Машиностроение, – 1982.–543 с.

