

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ**

Национальный государственный университет

**Ю.Н.КОРОБАНОВ, В.В. ЗАЙЦЕВ, А.Е. ЕГАНОВ,  
Э.В. ТОЛЫШЕВ, Вал.В. ЗАЙЦЕВ**

**РУЛЕВЫЕ УСТРОЙСТВА**

*Рекомендовано Министерством образования и науки  
Украины в качестве учебного пособия для студентов  
высших учебных заведений*

Николаев 2009

ББК 39.42–01  
З 17  
УДК 629.5.01+629.5.023

*Рекомендовано Министерством образования и науки Украины в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, письмо № 14/18.2 – 1598 от 31.07.2002 г.*

Авторы: **Коробанов Ю.Н.**  
**Зайцев В.В.**  
**Еганов А.Е.**  
**Толышев Э.В.**  
**Зайцев Вал.В.**

Рецензенты: А.Я. Казарезов, д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой экономики и эконометрии, Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы в составе комплекса Киево Могилянская Академия  
О.И. Соломенцев д-р техн. наук, главный научный сотрудник, Национальный университет кораблестроения

В учебном пособии изложены основные этапы проектирования рулевых устройств морских транспортных судов: выбор типа руля, его площади и размеров, выбор и расположение деталей и узлов рулевого устройства. Рассмотрены вопросы прочности деталей рулевого устройства. Даны рекомендации по определению размеров горизонтально-фланцевого соединения пера руля с баллером, выбору рулевых приводов, выбору и расположению подшипников баллера и опор пера руля

Учебное пособие предназначено для подготовки украинских и иностранных студентов, магистрантов и аспирантов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям: 8.100.201 – корабли и океанотехника; 8.050.107 – экономика предприятия; 7.050.106 – учет и аудит; 7.050.104 – финансы; 8.050.201 – менеджмент организаций; а также для инженеров, конструкторов и проектировщиков систем морской транспортировки газов, для специалистов, заключающих контракты на поставку газа.

УДК 629.5.01+629.5.023  
ББК 39.42–01

ISBN 66-96187-1-5 © Зайцев В.В., Еганов А.Е., Коробанов Ю.Н., Толышев Э.В., Зайцев Вал.В., 2009  
© Национальный университет кораблестроения, 2009  
© Ткаченко Ю.Н. оформление обложки, 2009

## **Раздел 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

### **1.1. План выполнения курсового проекта**

Курсовой проект рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- на основании заданного варианта подготовить исходные данные;
- выбрать тип, количество и расположение рулей (руля);
- выбрать способ соединения пера руля с баллером;
- определить геометрические характеристики пера руля, разработать его контур;
- определить количество штырей;
- выбрать и построить профиль сечения руля;
- определить размеры рудерпоста, кронштейна руля и зуба противолодочной защиты (при необходимости);
- выбрать марки материалов для изготовления рулевого устройства;
- выполнить расчет гидродинамических сил и моментов для переднего и заднего хода судна;
- выбрать марки материалов для изготовления деталей рулевого устройства;
- рассчитать на прочность детали рулевого устройства;
- определить размеры фланцевого соединения пера руля с баллером;
- выбрать рулевые приводы;
- определить размеры ледового пояса для рулей судов ледовых категорий;
- определить эффективность руля;
- рассмотреть порядок снятия руля и демонтажа баллера;
- разработать чертеж общего расположения рулевого устройства на судне;
- разработать рабочие чертежи со спецификацией пера руля и деталей устройства, оговоренных заданием;
- составить объяснительную записку к курсовому проекту.

### **1.2. Оформление курсового проекта**

Чертежи курсового проекта в заданном масштабе выполняются на листах формата А1, а пояснительная записка – на листах формата А4.

Чертежи, надписи, текстовый материал (пояснительная записка) оформляются в соответствии с требованиями ГОСТов и Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Пояснительная записка формируется в следующей последовательности:

- титульный лист, на котором указываются названия министерства, вуза, кафедры; тема курсового проекта; фамилия и инициалы, номер группы студента, выполнившего курсовой проект; фамилия и инициалы, ученая степень и звание преподавателя, принявшего курсовой проект; город и год выполнения курсового проекта;

- первый лист с рамкой для текстовых конструкторских документов формы 2 а, на котором указываются общее количество листов и наименование пояснительной записки, обозначение пояснительной записки (номера специальности и группы, порядковый номер фамилии студента в журнале группы, аббревиатура КП. ПЗ, например: 1401. 512. 13. КП. ПЗ);

- задание на курсовое проектирование;
- оглавление;
- введение (номер раздела не присваивается);
- разделы пояснительной записки с соответствующей нумерацией по ЕСКД);
- заключение (номер раздела не присваивается);
- список литературы.

Все листы пояснительной записки должны быть с рамками формы 2 а, на которых указываются порядковый номер листа и обозначение пояснительной записки. Описания узлов и изделий, применяемых при проектировании рулевого устройства, в пояснительной записке к курсовому проекту должны сопровождаться эскизами с указанием основных размеров. Спецификация к рабочему чертежу пера руля выполняется на отдельных листах формата А4 и помещается в конце пояснительной записки.

Чертежи курсового проекта должны иметь рамку формы I. На чертеже общего расположения рулевого устройства должны быть показаны кормовая оконечность судна в соответствии с заданным в задании теоретическим чертежом, румпельное отделение с выбранной рулевой машиной, перо руля с вырывами в районах крепления руля к ахтерштевню, на которых показаны штыри с подшипниками скольжения, баллер, соединение пера руля с баллером, подшипники баллера, контуры винта. Кроме того, должен быть представлен вид сверху на платформу румпельного отделения с обводами корпуса судна на выбранную рулевую машину. Если перо руля соединяется с баллером с помощью горизонтальных фланцев, то следует показать схему демонтажа

рулевого устройства с разводкой по бортам судна фланцев. На чертеже должны быть даны габаритные размеры устройства и показана ГВЛ.

Рабочий чертеж пера руля выполняется на листе формата А1. На нем представляют горизонтальные и вертикальные сечения пера руля, показанного со снятой обшивкой, вид сверху на перо руля, конструктивные узлы и детали, показаны сварка и все необходимые размеры пера руля, профиль пера руля по наружным кромкам его обшивки (теоретический чертеж пера руля). К рабочему чертежу составляется в соответствии с требованиями ЕСКД спецификация.

Рабочие чертежи деталей устройств выполняются на листе формата А1 с соблюдением требований ЕСКД.

### 1.3. Исходные данные для проектирования рулевого устройства

В задании на курсовое проектирование вариант, предлагаемый студенту для выполнения, записывается следующим образом (таблица 1.1):  $Ai$ ;  $\gamma a$ ;  $kb$ ;  $lc$ , где  $A$  – вариант теоретического чертежа корпуса судна;  $i$  – номер строки, из которой выписывается длина судна  $L$  ( $L$  задана по КВЛ);  $\gamma$ ,  $k$ ,  $l$  – номера строк, из которых выписываются  $L/B$ ;  $B/D$ ;  $d/D$  судна;  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – колонки с вариантами соотношений  $L/B$ ,  $B/D$ ;  $d/D$ .

**Таким образом, вариант задания на курсовое проектирование записывается, например, так:**

$A1, 3a, 2b, 8c$ .

На основании заданного варианта необходимо подготовить исходные данные:

- перенести из учебного пособия на кальку безразмерный теоретический чертеж корпуса судна;
- из табл. 1.1 выписать длину судна  $L$ , отношение длины к ширине судна  $L/B$ , отношение ширины к высоте борта судна  $B/D$ , отношение осадки к высоте борта судна  $d/D$ ;
- определить  $B$ ,  $D$ ,  $d$  судна;
- из задания на проектирование выписать скорость переднего хода судна  $v$ , коэффициент компенсации пера руля (если руль задается балансирующей полуподвесной, то это указывается в бланке задания на курсовое проектирование), коэффициент общей полноты судна  $C_b$ , см. табл. 1.1. Скорость заднего хода судна принимается равной половине скорости переднего хода;
- определить теоретическую шпацию судна  $\Delta = L/20$  м;

- построить в соответствующем масштабе теоретический чертеж корпуса судна (кормовую оконечность);
  - определить диаметр гребного винта из соотношения
- $$D_v = (0,65 \dots 0,70)d.$$

Таблица 1.1. Исходные данные для выполнения курсового проекта

| Вариант теоретического чертежа<br>А, коэффициент общей полноты<br>корпуса судна<br>$C_b = 0,642$ (рис. 1.1) |            |              |              |              | Вариант теоретического чертежа<br>В, коэффициент общей полноты<br>корпуса судна<br>$C_b = 0,652$ (рис. 1.2) |            |              |              |              |
|---|------------|--------------|--------------|--------------|---|------------|--------------|--------------|--------------|
| Номер<br>строки   | $L$ ,<br>м | $A$<br>$L/B$ | $b$<br>$B/D$ | $c$<br>$d/D$ | Номер<br>строки   | $L$ ,<br>м | $a$<br>$L/B$ | $b$<br>$B/D$ | $c$<br>$d/D$ |
| 1   | 110        | 6,78         | 1,46         | 0,71         | 1   | 123,3      | 6,60         | 1,71         | 0,632        |
| 2   | 120        | 6,75         | 1,51         | 0,70         | 2   | 128,3      | 6,55         | 1,74         | 0,630        |
| 3   | 130        | 6,73         | 1,56         | 0,69         | 3   | 133,3      | 6,50         | 1,76         | 0,628        |
| 4   | 140        | 6,71         | 1,61         | 0,68         | 4   | 138,3      | 6,45         | 1,78         | 0,626        |
| 5   | 150        | 6,69         | 1,66         | 0,67         | 5   | 143,3      | 6,37         | 1,81         | 0,625        |
| 6   | 160        | 6,66         | 1,71         | 0,66         | 6   | 148,3      | 6,22         | 1,83         | 0,620        |
| 7   | 170        | 6,63         | 1,76         | 0,65         | 7   | 153,3      | 6,18         | 1,85         | 0,618        |
| 8   | 175        | 6,60         | 1,81         | 0,64         | 8   | 158,3      | 6,20         | 1,88         | 0,623        |
| 9   | 180        | 6,56         | 1,91         | 0,63         | 9   | 163,3      | 6,40         | 1,90         | 0,624        |
| 10  | 185        | 6,50         | 2,01         | 0,62         | 10  | 168,3      | 6,15         | 1,93         | 0,625        |

| Вариант теоретического чертежа<br>С, коэффициент общей полноты<br>корпуса судна<br>$C_b = 0,793$ (рис. 1. 3) |            |              |              |              | Вариант теоретического чертежа<br>D, коэффициент общей полноты<br>корпуса судна<br>$C_b = 0,695$ (рис. 1. 4) |            |              |              |              |
|--|------------|--------------|--------------|--------------|--|------------|--------------|--------------|--------------|
| Номер<br>строки  | $L$ ,<br>м | $A$<br>$L/B$ | $b$<br>$B/D$ | $c$<br>$d/D$ | Номер<br>строки  | $L$ ,<br>м | $a$<br>$L/B$ | $b$<br>$B/D$ | $c$<br>$d/D$ |
| 1  | 175,6      | 6,60         | 1,74         | 0,60         | 1  | 207        | 8,0          | 1,58         | 0,63         |
| 2  | 180,6      | 6,55         | 1,77         | 0,63         | 2  | 212        | 7,9          | 1,60         | 0,62         |
| 3  | 185,6      | 6,50         | 1,80         | 0,64         | 3  | 217        | 7,85         | 1,62         | 0,61         |
| 4  | 190,6      | 6,45         | 1,84         | 0,65         | 4  | 222        | 7,8          | 1,64         | 0,60         |
| 5  | 201,6      | 6,34         | 1,87         | 0,69         | 5  | 227        | 7,7          | 1,67         | 0,59         |
| 6  | 206,6      | 6,22         | 1,89         | 0,71         | 6  | 232        | 7,6          | 1,70         | 0,58         |
| 7  | 211,6      | 6,18         | 1,92         | 0,73         | 7  | 237        | 7,5          | 1,73         | 0,57         |
| 8  | 216,6      | 6,20         | 1,94         | 0,75         | 8  | 242        | 7,4          | 1,93         | 0,56         |
| 9  | 221,6      | 6,40         | 1,96         | 0,77         | 9  | 247        | 7,3          | 2,03         | 0,55         |
| 10   | 226,6      | 6,15         | 1,98         | 0,79         | 10   | 252        | 7,2          | 2,13         | 0,54         |

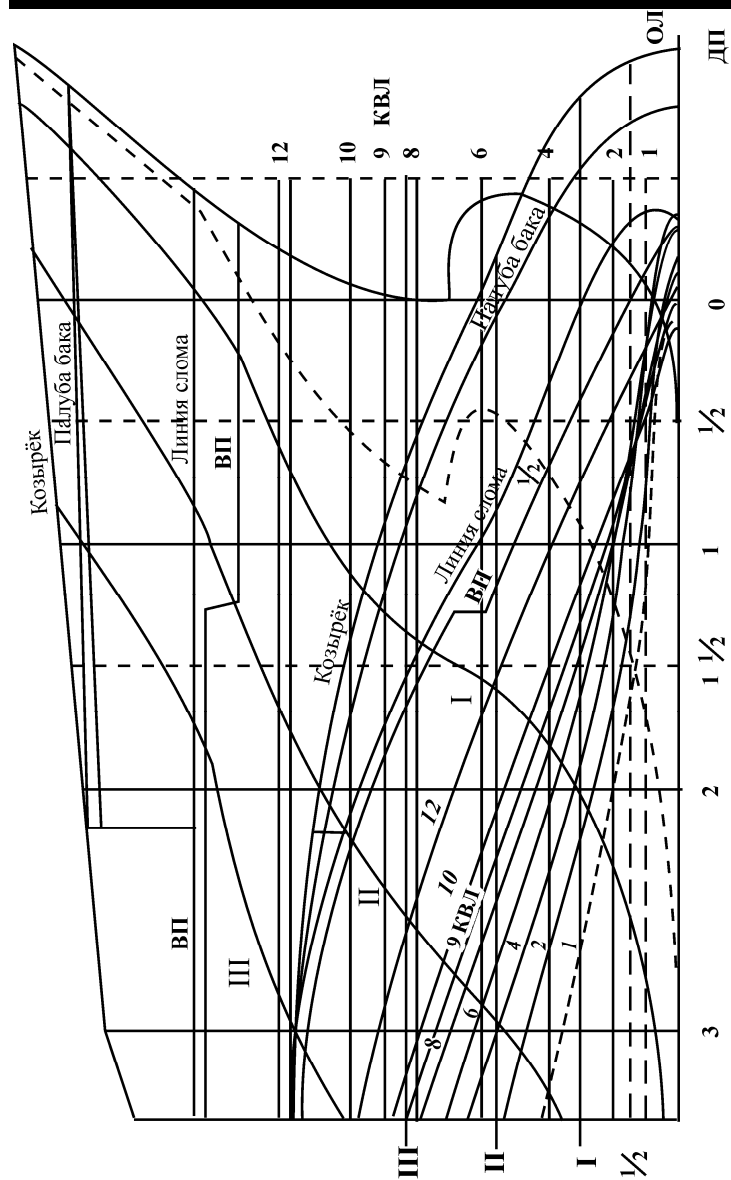


Рис. 1.1. а. Теоретический чертёж контейнеровоза (вариант А), носовая оконечность



Рис. 1.1.1.б. Теоретический чертеж контейнерова (вариант А), кормовая оконечность



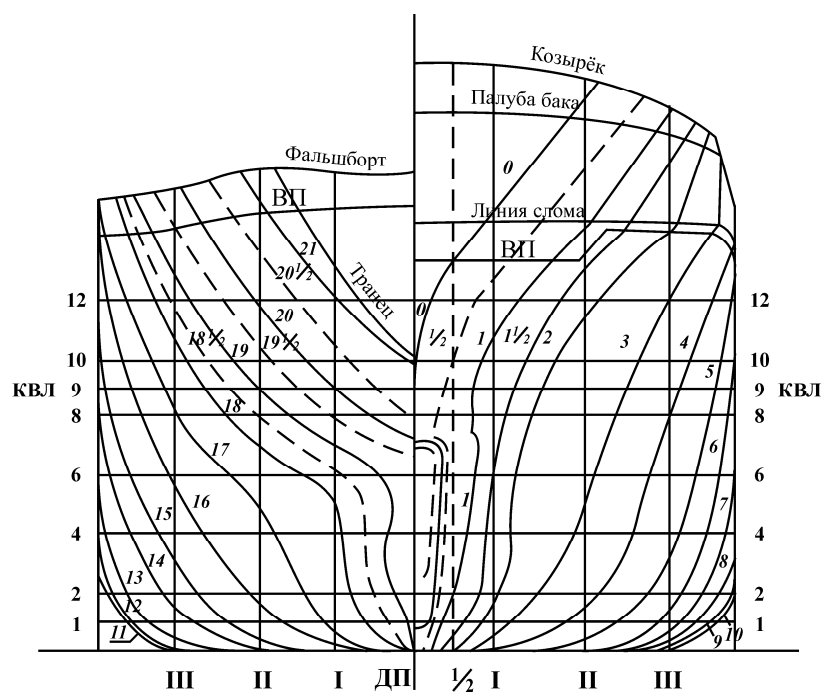


Рис. 1.1. в. Теоретический чертеж контейнеровоза (вариант А), проекция корпус



Рис. 1.2. а. Теоретический чертеж ледокольно-транспортного судна (вариант В), носовая оконечность

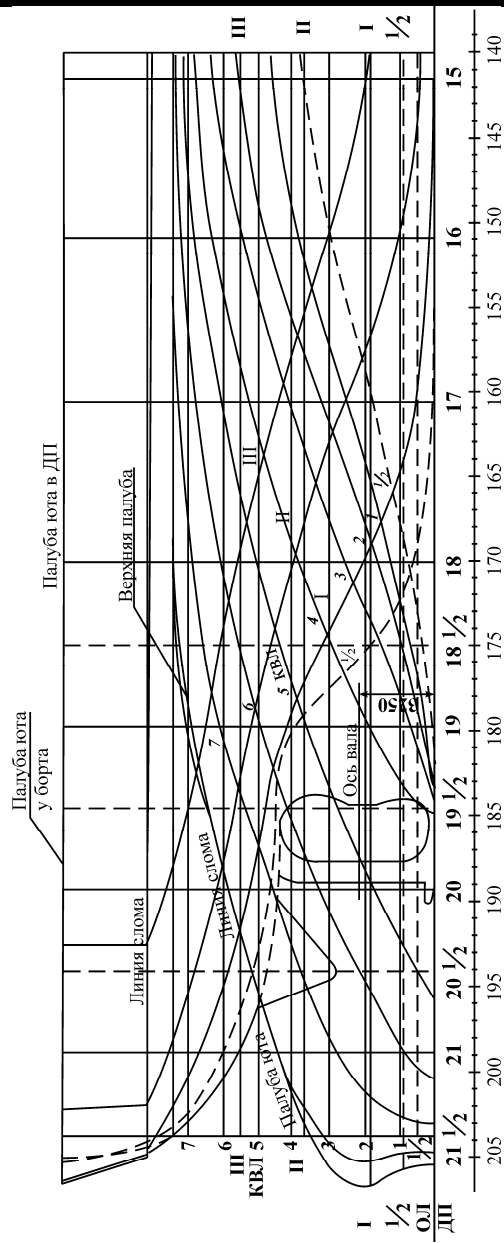


Рис. 1.2. б. Теоретический чертёж ледокольно-транспортного судна (вариант В); – кормовая оконечность

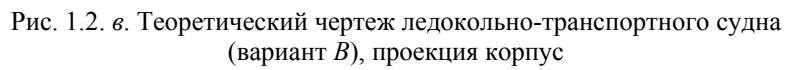


Рис. 1.2. в. Теоретический чертеж ледокольно-транспортного судна  
(вариант В), проекция корпус

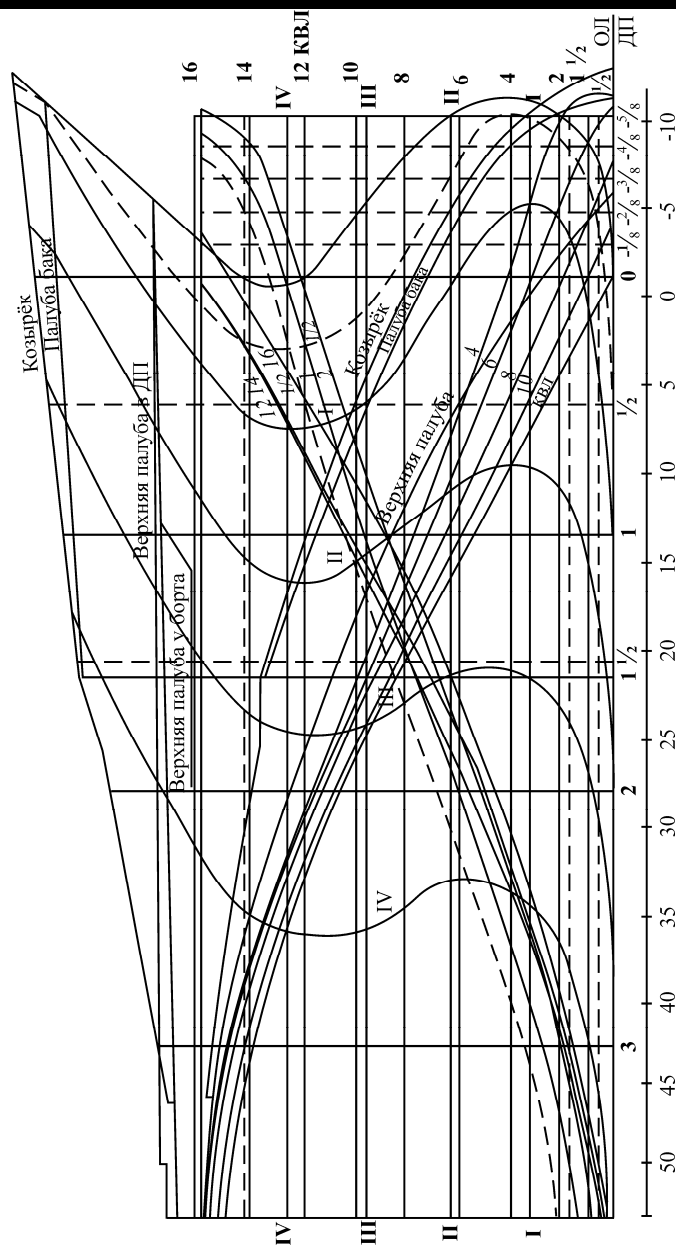


Рис. 1.3. а. Теоретический чертёж транспортного рефрижератора (вариант С), носовая оконечность



Рис. 1.3. б. Теоретический чертеж транспортного рефрижератора (вариант С), кормовая оконечность

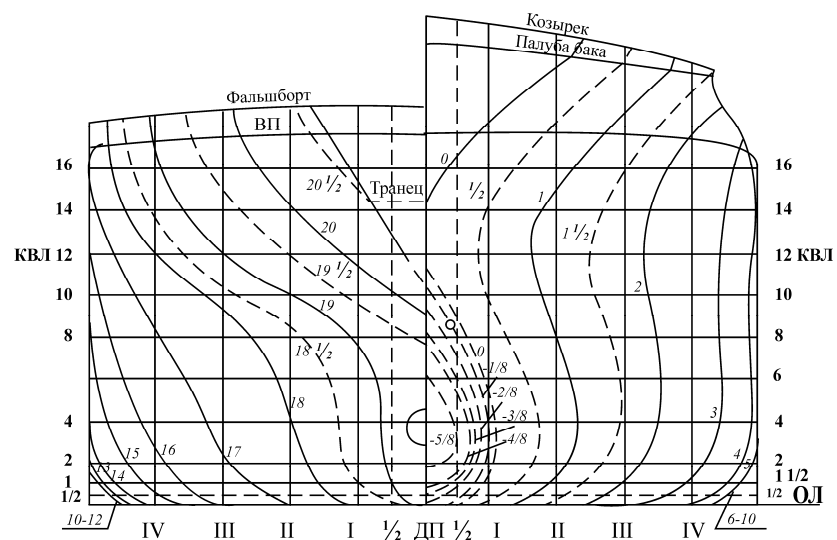


Рис. 1.3. в. Теоретический чертеж транспортного рефрижератора (вариант С), проекция корпус.

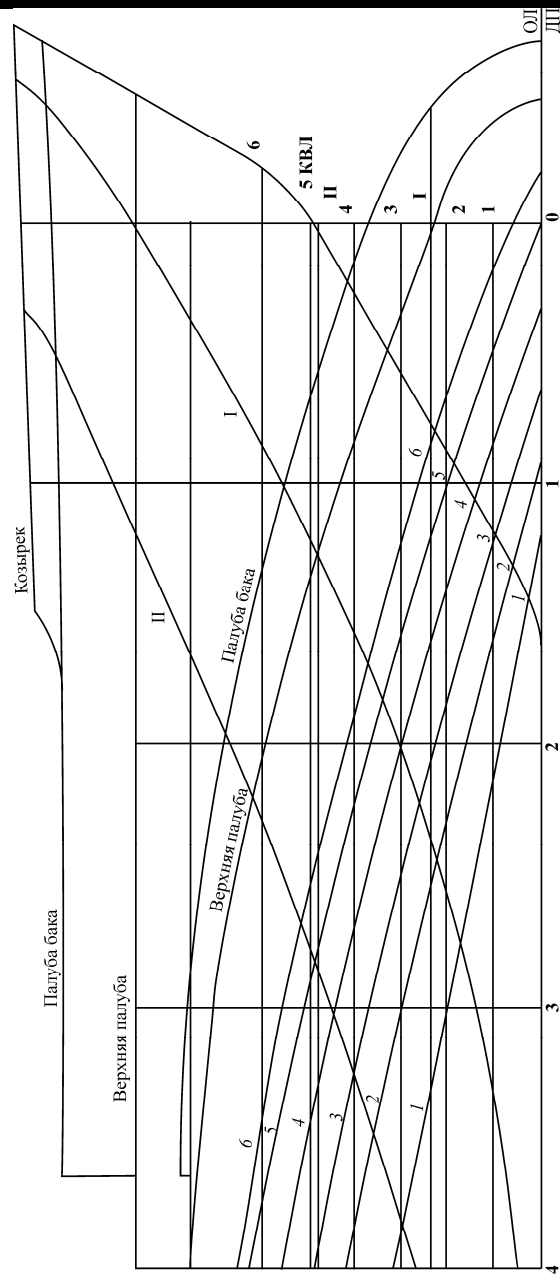


Рис. 1.4. а. Теоретический чертеж лихтеровоза (вариант D), носовая оконечность



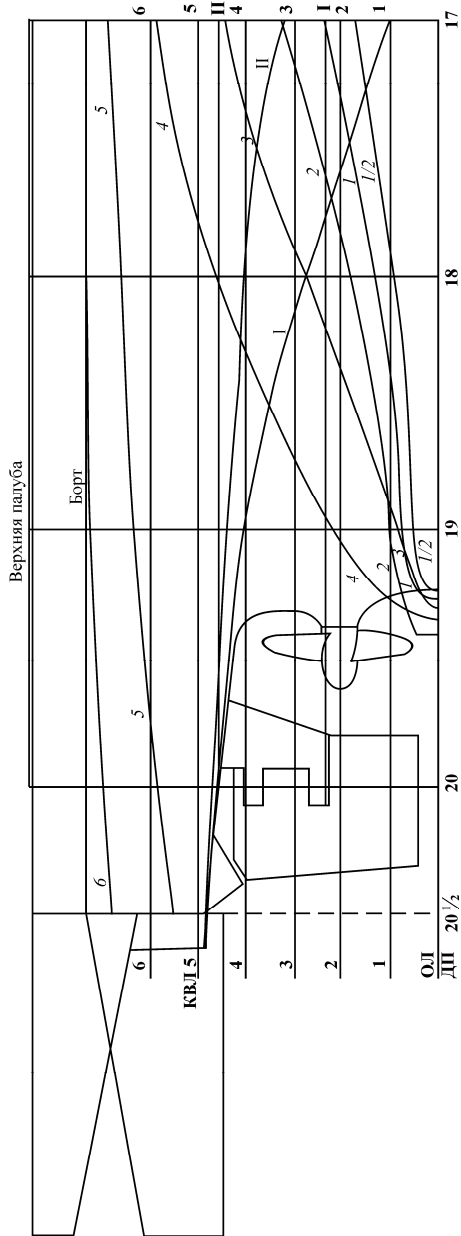


Рис. 1.4. б. Теоретический чертеж лихтеровоза (вариант D), – кормовая оконечность

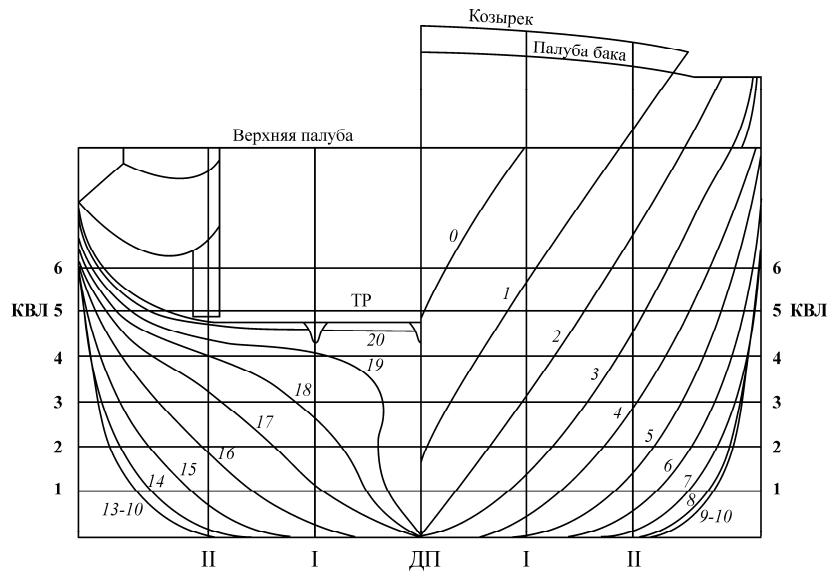


Рис. 1.4. в. Теоретический чертеж лихтеровоза (вариант D), проекция корпус

#### 1.4. Выбор типа, количества и расположения рулей

Тип руля определяется заданием на курсовое проектирование. При выполнении курсового проекта принимается, что на судне установлен один руль, расположенный в потоке за одним гребным винтом.

Во избежание проникновения в зону разряжения атмосферного воздуха (аэрации), уменьшающего эффективность руля, последний реко-

мендуется располагать под корпусом судна. При транцевой форме кормы руль не следует размещать вблизи транца. По этим же соображениям руль должен быть расположен так, чтобы при перекладке его профиль не выходил за контур действующей ватерлинии и по возможности был удален от него.

Рекомендуется следующее отстояние руля от диска винта для обеспечения оптимальных условий их взаимодействия (рис. 1.5):

- для простых и балансирных опертых рулей на одновинтовых судах равным примерно 0,3 м при длине судна 120 м. В указанную величину нужно вносить поправку  $\pm 0,025$  м при изменении длины судна на каждые 15 м. Правилами Регистра оговорено, что указанный зазор не должен быть менее  $0,1D_B$ ;

- для полуподвесных и подвесных балансирных рулей на одновинтовых судах с одним рулем в ДП соответственно

$$e_1 = (0,55 \dots 0,65)D_B \text{ и } e_1 = (0,6 \dots 1,0)D_B;$$

- для простых и полуподвесных рулей на двухвинтовых судах с одним рулем в диаметральной плоскости  $e_1 = (0,75 \dots 1,0)D_B$ ;

- для подвесных балансирных рулей на двухвинтовых судах с двумя рулями  $e_1 = (0,8 \dots 2,0)D_B$ .

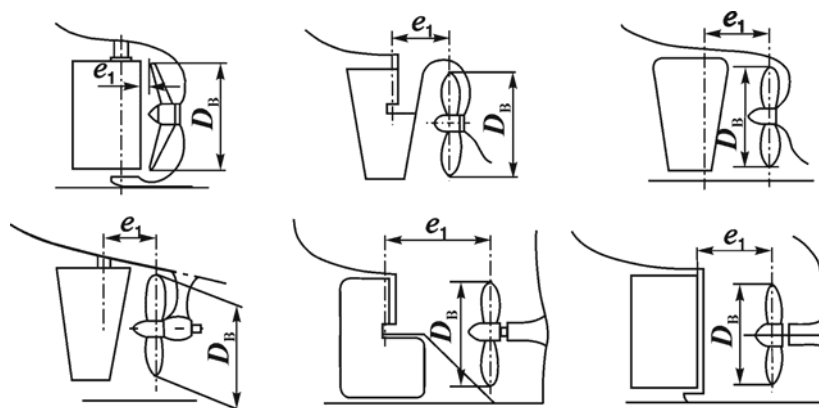


Рис. 1.5. Отстояние оси вращения различных типов рулей от диска гребного винта

При необходимости определения конфигурации окна ахтерштевня рекомендуемые величины зазоров между винтом и корпусом судна могут быть взяты из Правил Регистра.

## **Раздел 2. ВЫБОР СПОСОБА СОЕДИНЕНИЯ ПЕРА РУЛЯ С БАЛЛЕРОМ**

Тип соединения пера руля с баллером зависит от конструктивного типа руля, при этом руководствуются соображениями удобства эксплуатации, монтажа рулевого устройства и его ремонта.

Для простого руля, расположенного за рудерпостом или дейдвудом, оптимальным вариантом является горизонтально-фланцевое соединение в комплекте с изогнутым в нижней части баллером. Этот тип соединения надежен в эксплуатации, а форма баллера позволяет снимать руль со штырями без демонтажа баллера. Недостаток изогнутых баллеров – сравнительная сложность их изготовления. Простые баллеры значительно легче и дешевле в изготовлении, но для снятия руля требуется предварительно поднять или демонтировать баллер, а это, в свою очередь, усложняет монтаж устройства и его ремонт. Конусное соединение руля с баллером для простых рулей не применяется, так как расположение передней кромки руля вблизи оси его вращения не позволяет надежно закрепить конус баллера в перо руля.

Для подвесных и полуподвесных рулей лучшим будет конусное соединение. Высокая прочность и надежность соединения сочетаются с повышенной эффективностью руля в результате уменьшения зазора между верхней кромкой руля и корпусом судна. При конусном соединении баллер делается прямым и поэтому более технологичным в изготовлении по сравнению с изогнутым.

На балансирных опертых рулях могут применяться как горизонтально-фланцевое, так и конусное соединения, примерно равноценные по совокупности своих технико-эксплуатационных качеств.

Для рулей типа Симплекс рекомендуется лишь горизонтально-фланцевое соединение в комплекте с изогнутым баллером. Конусное соединение в этом случае не может быть применено, так как съемный

рудерпост (ось вращения руля) не позволяет закрепить в пере руля конус баллера.

### **Раздел 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРА РУЛЯ. РАЗРАБОТКА ЕГО КОНТУРА**

#### **3.1. Определение площади пера руля.**

Общая площадь (нормируемая) пера руля,  $\text{м}^2$ , необходимая для обеспечения управляемости судна, зависит от типа и размеров судна, максимальной скорости хода судна и расположения рулей относительно винтов и может быть рассчитана по формуле

$$A_p = L_{\perp} d / A \quad (3.1)$$

где  $L_{\perp}$  – длина судна между перпендикулярами, м;  $d$  – осадка судна, м;  $A$  – эмпирический коэффициент, определяемый по Правилам Норвежского бюро Веритас, с помощью табл. 3.1 или в зависимости от типа судна:

| Тип судна   | коэффициент $A$ |
|---|-----------------|
| Морские одновинтовые сухогрузы и танкеры                                | 76,9            |
| Сухогрузы и танкеры ледового плавания                                   | 62,5            |
| Морские крупные двухвинтовые сухогрузы и танкеры с ограниченной осадкой | 50              |
| Рыболовные траулеры   | 40              |
| Морские буксиры   | 40              |

Таблица 3.1. К определению площади пера руля морских транспортных судов

| гребных винтов | рулей | v, уз   | Коэффициент A | гребных винтов | рулей | v, уз   | Коэффициент A |
|----------------|-------|---------|---------------|----------------|-------|---------|---------------|
|                |       |         |               |                |       |         |               |
| 1              | 1     | 10...14 | 52...62       | 2              | 1     | 25      | 60...66       |
| 1              | 1     | 14      | 58...80       | 2              | 2     | 12...15 | 30...36       |
| 2              | 1     | 10...13 | 31...45       | 2              | 2     | 15...18 | 36...50       |
| 2              | 1     | 13...15 | 31...60       | 2              | 2     | 18      | 40...58       |
| 2              | 1     | 15...25 | 46...60       |                |       |         |               |

Эмпирический коэффициент, рекомендуемый Правилами Норвежского бюро Веритас,

$$A = \frac{100}{1 + \frac{25}{(L_{\perp\perp} / B)^2}},$$

где  $B$  – ширина судна, м.

При проектировании рулевого устройства (выполнении курсового проекта) в качестве нормируемой площади пера руля принимается большая из вычисленных площадей. При этом если руль балансирный, то в качестве расчетной площади руля принимается нормируемая площадь. Если же руль небалансирный, то в нормируемую площадь пера руля должна включаться площадь рудерпоста (для рулей за рудерпостом), которая принимается равной  $0,25A_p$ , т.е. для небалансирных рулей нормируемая площадь пера руля – это площадь комплекса (площадь пера руля плюс площадь рудерпоста). В этом случае площадь пера руля принимается равной  $0,75A_p$ .

### 3.2. Выбор размеров балансирных рулей, опирающихся на пятку ахтерштевня, и небалансирных за рудерпостом

Размеры руля выбираются с учетом очертаний кормы, ахтерштевня, винта и осадки судна, заданных на его теоретическом чертеже. Высота руля зависит от осадки судна и очертаний кормового подзора в районе расположения руля.

При выборе высоты руля следует учитывать, что установка на морских судах рулей с большим отношением высоты к средней ширине руля предпочтительна, так как такие рули в определенном диапазоне углов перекладки эффективнее других.

Высота пера руля зависит от возвышения нижней кромки пера руля над основной плоскостью судна и положения верхней кромки руля. Возвышение нижней кромки пера руля выбирается с помощью таблицы 3.2, положение верхней кромки пера руля – с учетом следующих рекомендаций:

1) при положении судна в грузу руль должен быть полностью погружен в воду, чтобы его верхняя кромка находилась на глубине не менее  $0,25h_p$ ;

2) с другой стороны, для повышения эффективности руля расстояние между его кромкой и обшивкой корпуса судна следует принимать минимальным, увеличение зазора приводит к перетеканию воды из области высокого давления в область низкого и, соответственно, к уменьшению подъемной силы;

3) при фланцевом замковом соединении зазор между верхней кромкой руля и корпусом судна должен быть достаточным для некоторого подъема в процессе снятия его и для крепления руля к баллеру.

Второе и третье требования при фланцевом замковом соединении удовлетворяются, если упомянутый зазор не превышает наибольшей толщины профиля  $e$ , т.е.  $h_2 \leq e$  (рис. 3.1).

#### **Высота руля**

$$h_p = d - \Delta d - h_1 - h_2. \quad (3.2)$$

Так как ко времени определения  $h_p$  толщина профиля обычно еще неизвестна, то в первом приближении можно принять  $h_2 = h_1$ , тогда

$$h_p = d - \Delta d - 2h_1.$$

В дальнейшем после выбора профиля руля величина  $h_p$  вычисляется во втором приближении с учетом полученного значения  $e$ .

**При конусном соединении руля с баллером величина  $h_2$  может быть принята меньшей, так как подъема руля при его снятии в этом случае не требуется. По условиям монтажа устройства этот зазор может быть принят 50...100. мм**

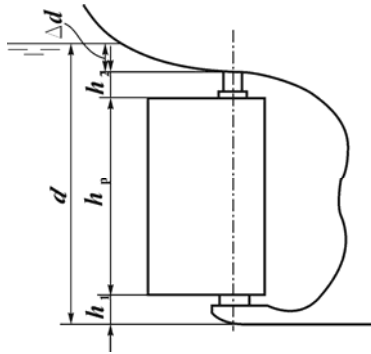


Рис.3.1. К определению высоты пера руля  
Приняв в первом приближении  $\Delta d = 0,2h_p$ , получим из (3.2):

$$h_p = \frac{d - 2h_1}{1,2}, \quad (3.3)$$

где  $h_p$  – высота пера руля, м;  $h_1$  – возвышение нижней кромки пера руля над основной плоскостью судна, определяемое условиями защиты руля от повреждений при касании кормой о грунт с помощью табл. 3.2.

Таблица 3.2. К определению высоты пера руля

| Тип руля                               | Длина судна<br>$L_{\perp\perp}$ , м | Значение<br>$h_1$ , м |
|--|-------------------------------------|-----------------------|
| Руль, опирающийся на пятку ахтерштевня | <100                                | 0,1...0,2             |
|  | >100                                | 0,2...0,6             |
| Полуподвесной                          | <100                                | 0,2...0,4             |
|  | >100                                | 0,4...0,6             |

По известным площади и высоте пера руля, вычисляется его ширина



$$b_p = \frac{A_p}{h_p} . \quad (3.4)$$

При этом формула (3.4) определяет ширину балансирующего руля, а для небалансирующего руля – ширину рулевого комплекса. Так как в курсовом проекте принята прямоугольная форма пера руля, то ширина пера небалансирующего руля  $b_p = 0,75b_k$ , где  $b_k$  – ширина рулевого комплекса.

Ширина балансирующей части  $b_0$  балансирующего руля зависит от его коэффициента компенсации  $\bar{x}_6$ :  $b_0 = \bar{x}_6 b_p$ .

Относительное удлинение для балансирующих рулей, опирающихся на пятки ахтерштевня,  $\lambda = h_p/b_p$ , а для небалансирующих  $\lambda_k = h_p/b_k$  (относительное удлинение комплекса) и  $\lambda_p = h_p/b_p$  (относительное удлинение поворотной части руля).

Для определения размеров пера руля во втором приближении необходимо знать толщину профиля пера руля:

- для балансирующих рулей  $t = \bar{t} b_p$
- для небалансирующих рулей  $t = \bar{t} b_k$

где  $\bar{t}$  – относительная толщина профиля пера руля, принимается в курсовом проекте  $\bar{t} = 0,2$

Тогда во втором приближении, приняв  $h_2 = t$ , имеем

$$h_p = \frac{d - h_1 - t}{1,2} . \quad (3.5)$$

Затем во втором приближении определяются ширина руля или комплекса, относительные удлинения толщины профиля. Размеры, выбранные во втором приближении, считаются расчетными для дальнейших вычислений.

### 3.3. Выбор размеров балансирующих полуподвесных рулей

Площадь пера балансирующего полу подвесного руля выбирается в соответствии с формулой (3.1), его высота с учетом расположения в кормовом подзоре судна в первом приближении – в соответствии с (3.3), остальные размеры – с помощью рис.3.2.

Высота кронштейна руля  $A_6$  должна быть в пределах  $(0,45...0,60)h_p$ , поэтому высота балансирующей части пера руля

$$h_6 = h_p - h_{кр}.$$

Площадь балансирующей части  $h_{кр}$  пера руля определяется с помощью коэффициента компенсации  $\bar{x}_6$ . При этом необходимо учитывать, что площадь  $A_6 = A_1$ , т.е. в нее не включается площадь пера руля  $A_3$  расположенная в нос от оси его вращения из-за малой ее эффективности при создании гидродинамического момента. Площадь  $A_3$  можно не включать в площадь пера  $A_p$  руля в гидродинамических расчетах, однако ее необходимо учитывать при определении размеров деталей рулевого устройства по Правилам Регистра.

Таким образом, в соответствии с вышеизложенным и учитывая геометрию балансирующего полуподвесного руля (см. рис. 3.2), определяют параметры пера руля и кронштейна.

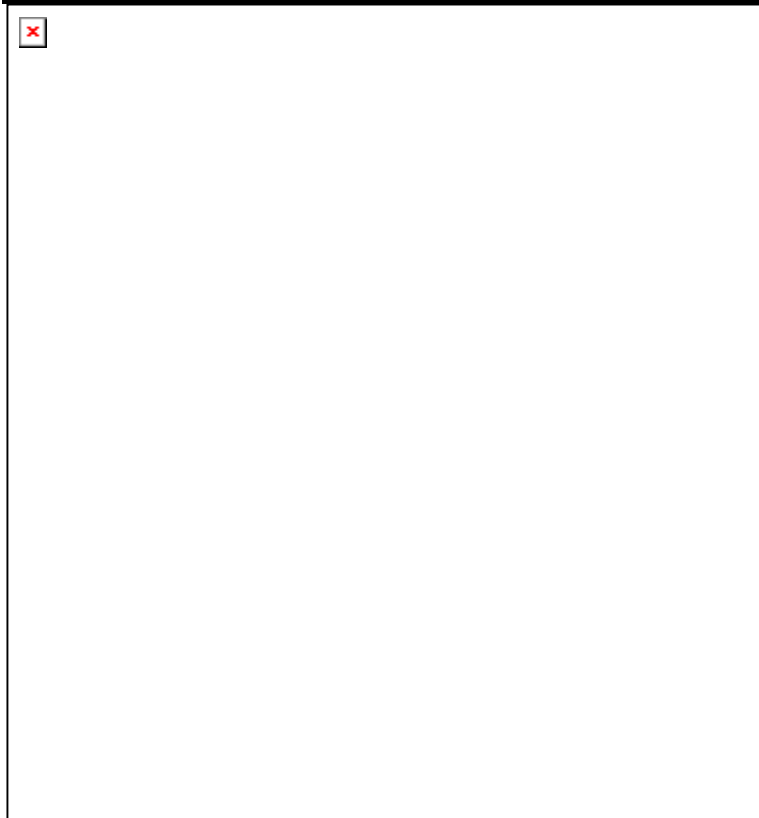


Рис.3.2. К определению размеров балансирующего полуподвешного руля с вертикальной носовой кромкой

Рекомендуется следующая последовательность вычислений:

$$\begin{aligned}
A_6 &= A_2 = \bar{x}_6 A_p; \\
b_6 &= \frac{A_6}{h_6}; \\
b'_2 &= h_p \operatorname{tg} \beta_2; \\
\beta_2 &= 8 \dots 10^\circ; \\
h_4 &= (0,092 \dots 0,095) h_p; \\
c &= 20 \dots 30 \text{ мм}; \\
h_3 &= h_4 - 2c; \\
b_4 &= (0,7 \dots 0,75) h_4; \\
b_6 &= b_4; \\
h_6 &= h_p - h_6 - h_4; \\
h_5 &= h_6 + c; \\
A_3 &= h_6 b_6; \quad A_4 = h_4 b_4; \quad A_2 = b_6 h_6; \\
A_1 &= A_p - A_3 - A_2 + A_4; \\
b_2 &= \frac{2 A_1 b'_2 h_p}{2 h_p} - b'_2; \\
b_1 &= b_2 + b'_2; \\
b'_{cp} &= b'_2 / 2; \\
b_{cp.k} &= b_1 + b_6 - b_{cp}; \\
b_3 &= b_6 - b_6 - c; \\
A_5 &= h_5 b_5,
\end{aligned} \tag{3.6}$$

здесь  $A_1, A_3$  – части площадей пера руля и кронштейна, ограниченные соответственно контурами  $ABFP$  и  $EFCD$ ;  $A_6$  – балансирующая площадь пера, ограниченная контуром  $PMNO$ ;  $A_4$  – часть площади петли кронштейна, ограниченная контуром  $EMLK$ ;  $A_5, A_6$  – части площадей кронштейна, ограниченные соответственно контурами  $TVSR$  и  $RUJ\gamma$ ;  $b_{cp.k}$  – средняя ширина комплекса "перо руля + кронштейн";  $c$  – за-

зор между конструкциями пера руля и кронштейна

После выполнения вычислений по формулам (3.6) проводят проверку площади пера руля и коэффициента компенсации:

$$A_p = A_1 - A_2 + A_3 - A_4; \quad (3.7)$$

$$\bar{x}_6 = A_6 / A_p. \quad (3.8)$$

Если площадь, определенная по (3.7), совпадает с площадью, вычисленной по (3.1), или отклонения составляют 2...3%, а значение  $\bar{x}_6$ , рассчитанного с помощью зависимости (3.8), отличается от заданного в задании на курсовое проектирование на 2...3%, то можно считать, что геометрические параметры пера руля выбраны верно. Если различия хотя бы по одной из величин  $A_p$  и  $\bar{x}_6$  более 3%, необходимо уточнить (или изменить) геометрию пера руля.

Далее определяются средняя хорда руля  $b_{cp}$  и относительное удлинение  $\lambda$ :

$$b_{cp} = \frac{A_p}{h_p};$$

$$\lambda = h_p / b_{cp} \quad \text{или} \quad \lambda = h_p^2 / A_p.$$

Для определения размеров пера руля во втором приближении необходимо знать среднюю толщину профиля комплекса

$$t_{cp} = \bar{t} b_{cp.k}.$$

Во втором приближении высота руля находится с помощью зависимости (3.5).

Для вычерчивания вертикальных конструктивных сечений пера руля необходимо знать изменения толщины профиля по высоте руля:

$$t_i = \bar{t} b_{ki},$$

где  $t_i$  – толщина профиля пера руля в  $i$ -м его сечении по высоте;

$b_{ki}$  – ширина комплекса в  $i$ -м сечении по высоте пера руля.

Если, учитывая конфигурацию кормового подзора и технологичность изготовления пера руля, выгоднее кормовую кромку пера руля принять вертикальной, то в комплексе формул (3.6)  $b'_2 = 0$ ;  $b_2 = b_1$ ;  $b_2 = A_1/h_p$ .

Обтекаемые кронштейны полуподвесных балансирующих рулей, как правило, имеют общий профиль с пером руля. При этом, с точки зрения прочностных характеристик кронштейна (это консольная балка), его обычно проектируют с переменным сечением по высоте (рисунок 3.3). В этом случае ширина кронштейна в месте притыкания к обводу кормы определяется соображениями прочности. В курсовом проекте при прорисовке комплекса "руль + кронштейн" угол наклона передней кромки кронштейна к вертикали необходимо принимать и  $\beta = 5 \dots 7^\circ$ .

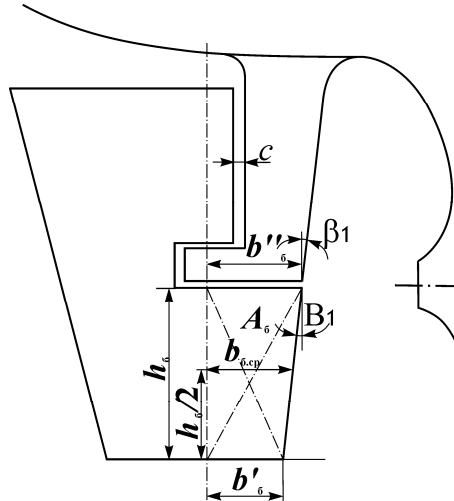


Рис. 3.3. К определению размеров балансирующего полуподвесного руля с наклонной носовой кромкой.

Передняя кромка балансирующей части руля в этом случае должна являться продолжением передней кромки кронштейна, т.е. тоже должна быть наклонена к вертикали под тем же углом  $\beta_1$ . Тогда

(см. рис.3.3):

$$\begin{aligned}
b_{6.ср} &= \frac{A_6}{h_6}; \\
b'_6 &= b_{6.ср} - \frac{h_6}{2} \operatorname{tg} \beta_1; \\
b''_6 &= b_{6.ср} + \frac{h_6}{2} \operatorname{tg} \beta_1; \\
b_3 &= b''_6 + b_4 - c; \\
b_{ср.к} &= b_1 + b''_6 - b_{ср} \pm \left( \frac{h_p}{2} - h_6 - c \right)^*); \\
A_6 &= A_2 = h_6 \left( \frac{b'_6 + b''_6}{2} \right),
\end{aligned}$$

где  $b_{6.ср}$  – средняя ширина балансирной части пера руля, расположенная посередине высоты балансирной части.

Остальные размерные и безразмерные характеристики пера руля и кронштейна выбираются, как для пера, изображенного на рисунке 3.2, с помощью формул (3.6).

Верхняя кромка балансирного полуподвесного руля выполняется горизонтальной (см. рис.3.3) либо параллельной обводам кормы судна. Последний вариант с точки зрения гидродинамики предпочтителен, так как способствует увеличению давления воды на руль на малых углах перекладки. Однако такой руль менее технологичен, поэтому на практике некоторое повышение эффективности руля достигается установкой в кормовом подзоре судна специальной наделки с горизонтальной нижней кромкой (см. рис. 3.2). Верхняя кромка пера руля при этом проектируется также горизонтальной. Такой вариант расположения руля в кормовом подзоре судна предусматривает небольшой зазор  $c_1$  между ним и наделкой ( $c_1 = 25 \dots 100$  мм) и потому применяется при конусном замковом соединении.

На судах ледового плавания, наоборот, верхнюю кромку руля рекомендуется скашивать в корму, создавая между обшивкой корпуса и

---

\* Знак “+” перед скобкой используется при  $h_{кр} > 0,5 h_p$ , знак “-” при  $h_{кр} < 0,5 h_p$

верхней кромкой руля некоторый угол. Такая конфигурация руля способствует уменьшению ударов льда на заднем ходу судна.

На судах ледовых категорий УЛА и УЛ для защиты руля и предотвращения забивания льдом пространства между корпусом судна и верхней кромкой руля следует устанавливать зуб противоледовой защиты – прочную литую или сварную наделку обычно треугольной формы, закрепляемую на кормовом подзоре так, чтобы она защищала с кормы верхнюю часть руля в среднем его положении. Размеры зуба не регламентированы и определяются конструктивно.

На конфигурацию руля оказывают также влияние зазоры между пером руля, корпусом судна и зубом, а также передней кромкой руля и задней кромкой рудерпоста, если последний предусмотрен.

Величины зазоров между верхней кромкой и корпусом рассмотрены выше.

Зазор между пером руля и зубом при диаметре баллера руля свыше 100 мм допускают в пределах 25...100 мм. Предпочтительно обеспечение минимальных зазоров 25...30 мм, при которых эффективность руля выше.

Зазоры между передней кромкой руля и задней кромкой рудерпоста рекомендуется принимать 25...30 мм. Меньшие зазоры нежелательны из-за возможности заклинивания руля, а большие неконструктивны.

Зазоры между рулевыми петлями и ахтерштевнем по горизонтали и по вертикали принимают в пределах до 10 мм при диаметре баллера до 100 мм и 15...25 мм – при диаметре баллера до 500 мм.

### 3.4. Выбор размеров балансирных подвесных рулей

Для скоростных двух- и трехвинтовых судов и кораблей при установке рулей за каждым винтом характерны балансирные подвесные рули. Другие типы рулей на таких судах и кораблях обычно не применяются из-за трудности расположения перед рулями каких-либо опорных кронштейнов.

Площадь пера балансирного подвесного руля выбирается в соответствии с формулой (3.3) с учетом количества рулей на судне:

$$A_p = \frac{L_{\perp} d}{An}, \quad (3.9)$$

где  $n$  – количество рулей на судне или корабле.

Площадь балансирной части пера руля определяется с помощью за-



данного в курсовом проекте коэффициента компенсации  $\bar{x}_6$ , а остальные размеры – с помощью рис. 3.4:

$$A_6 = \bar{x}_6 A_p;$$

$$h_p = \frac{d-2h_1}{1,2};$$

$$b_{6.ср} = \frac{A_6}{h_6};$$

$$b'_6 = b_{6.ср} - \frac{h_6}{2} \operatorname{tg} \beta_1;$$

$$b'_6 = b_{6.ср} + \frac{h_6}{2} \operatorname{tg} \beta_1;$$

$$A_1 = A_p - A_6;$$

$$b_{н.ср} = \frac{A_1}{h_p};$$

$$b_2 = b_{н.ср} - \frac{h_p}{2} \operatorname{tg} \beta_2;$$

$$b_1 = b_{н.ср} + \frac{h_p}{2} \operatorname{tg} \beta_2;$$

$$b_{ср} = b_{н.ср} + b_{6.ср};$$

$$\beta_1 = 5...7^\circ;$$

$$\beta_2 = 8...10^\circ;$$

$$A_1 = \left( \frac{b_1 + b_2}{2} \right) h_p;$$

$$A_6 = \left( \frac{b_6 + b''_6}{2} \right) h_p,$$

здесь  $b_{н.ср}$  – средняя ширина небалансирной части пера руля, расположенная посередине высоты пера руля;  $b_{ср}$  – средняя ширина пера руля.

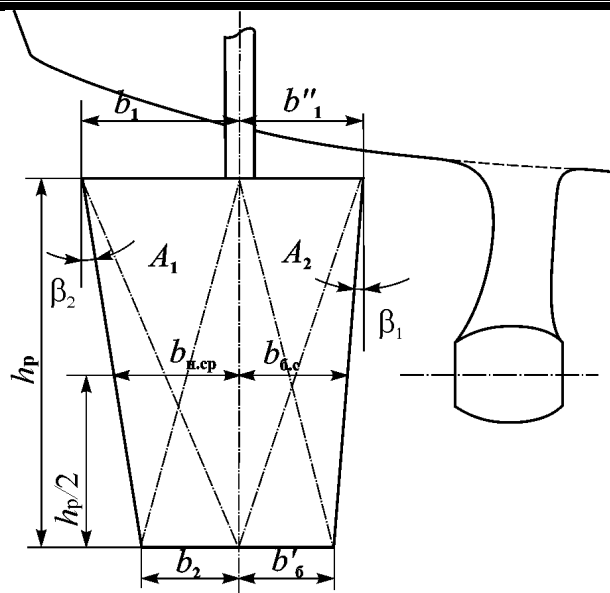


Рис. 3.4. К определению размеров балансирующего подвесного руля

Остальные размерные и безразмерные характеристики пера руля определяются аналогично рекомендациям подразд. 3.3.

### 3.5. Выбор количества опор пера руля

Принятый тип руля должен быть проверен на удовлетворение требованиям Правил Регистра к количеству опор руля. Число штырей руля, являющихся опорами его пера, не регламентируется для судов без ледовых категорий. Для судов ледовых категорий число штырей должно быть не менее указанных ниже:

| Категории ледоколов и ледовых усиленных судов | Число штырей<br>пера руля |
|---|---------------------------|
| ЛЛ1 и ЛЛ2                                     | 4                         |
| ЛЛ3, ЛЛ4 и УЛА                                | 3                         |
| УЛ  | 2                         |
| Л1  | 1                         |

В исключительных случаях на ледоколах и судах с категорией ледового усиления УЛА по согласованию с Регистром число штырей, указанное выше, может быть уменьшено до двух; условия, при которых может быть допущено такое уменьшение, являются предметом специального рассмотрения Регистром.

При проектировании рулевого устройства следует учитывать, что указанными требованиями оговорено минимально допускаемое количество опор. В практике проектирования нередко количество опор принимается большим, в соответствии с выбранным типом руля.

### 3.6. Выбор профиля пера руля

Современные самоходные суда снабжаются обтекаемыми рулями, поэтому в курсовом проекте необходимо применять наиболее распространенные в настоящее время профили: NASA, НЕЖ и ЦАГИ (рис. 3.5). Толщины сечения этих профилей приведены в табл. 3.3.

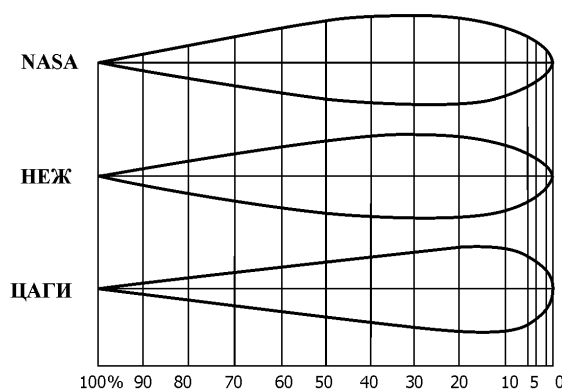


Рис. 3.5. Профили рулей

Профили НЕЖ и ЦАГИ характеризуются малыми толщинами вблизи задней кромки, и потому рули с такими профилями менее технологичны, чем рули, имеющие профиль NASA.

В курсовом проекте рекомендуется применять указанные типы рулей в следующих случаях:

НЕЖ — для быстроходных судов; NASA — для судов с умеренной скоростью хода для рулей, расположенных за гребным винтом;

ЦАГИ — для рулей, расположенных в диаметральной плоскости при двухвальной установке.

Относительная толщина рулей колеблется в пределах от 0,1 до 0,3. При выполнении курсового проекта рекомендуется принимать ее равной 0,2.

Таблица 3.3. Координаты профилей рулей

| Отстояние сечения от передней кромки в процентах от хорды | Толщина сечения в процентах от максимальной толщины для профиля |      |      | Отстояние сечения от передней кромки в процентах от хорды | Толщина сечения в процентах от максимальной толщины для профиля |      |      |
|---|---|------|------|---|---|------|------|
|   | NACA  | НЕЖ  | ЦАГИ |   | NACA  | НЕЖ  | ЦАГИ |
| 100,0   | 2,1   | 0    | 2,0  | 30,0  | 100,0   | 99,0 | 92,0 |
| 90,0  | 24,1  | 15,0 | 8,9  | 20,0  | 95,6  | 98,0 | 99,6 |
| 80,0  | 43,7  | 30,0 | 18,4 | 10,0  | 78,0  | 81,9 | 96,5 |
| 70,0  | 61,0  | 48,0 | 30,2 | 5,0   | 59,2  | 62,2 | 81,9 |
| 60,0  | 76,1  | 66,7 | 43,6 | 2,5   | 43,6  | 45,2 | 62,0 |
| 50,0  | 88,0  | 81,7 | 58,8 | 1,25  | 31,6  | 33,1 | 45,4 |
| 40,0  | 96,7  | 94,0 | 77,4 | 0   | 0   | 0    | 0    |

### 3.7. Определение размеров рудерпоста небалансирного руля, кронштейна руля и зуба противоледовой защиты

Небалансирные рули за рудерпостом имеют общий с ним профиль в не переложенном состоянии. Ширина рудерпоста обычно неизменна по высоте. Его площадь, как и ширина, составляет 0,10...0,25 соответственно от площади комплекса "руль + рудерпост" и его ширины. При профилировании руля и рудерпоста в курсовом проекте необходимо использовать профили рулей, указанные в подразд.3.6, модифицируемые с учетом особенностей рулей данного типа. Руль и рудерпост вписываются в выбранный профиль таким образом, чтобы профиль пера руля в районе между осью баллера и кормовой кромкой пера, а также носовая часть профиля рудерпоста совпадали с профилем комплекса. В районе же между осью баллера и носовой кромкой профиль пера руля чаще всего очерчивают по дуге окружности с центром, совпадающим с осью баллера. При этом ось баллера должна находиться на расстоянии, равном половине толщины профиля комплекса в районе оси баллера

(рис. 3.6). Кормовая часть рудерпоста должна огибать профиль пера руля (поворотной его части), образуя зазор с последним 25...30 мм. Радиус округления кормовой кромки рудерпоста выбирается из конструктивных соображений, но так, чтобы центры дуг окружностей для носовой кромки поворотной части руля и кормовой кромки рудерпоста совпадали.

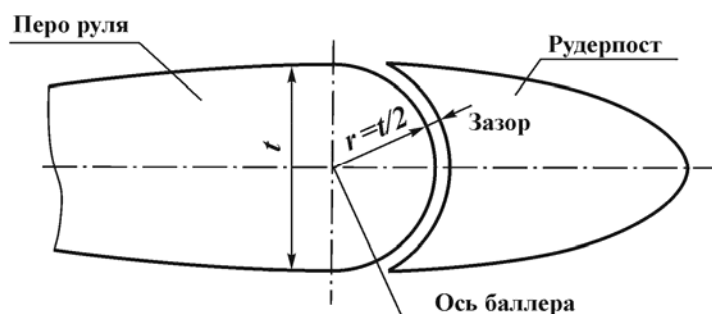


Рис. 3.6. Схема сочленения пера

Построение профиля обтекаемого рудерпоста и поворотной части пера руля ведут в следующей последовательности:

- по координатам, приведенным в подразд. 3.6. для выбранного профиля комплекса на миллиметровке руля и рудерпоста строят в заданном масштабе профиль;
- от носовой кромки комплекса откладывают вычисленную ранее ширину рудерпоста;
- от точки пересечения хорды комплекса с кормовой кромкой рудерпоста откладывают зазор, равный 25...30 мм, тем самым получая точку пересечения носовой кромки поворотной части пера руля с хордой комплекса;
- с помощью циркуля, ориентировочно выбрав сечение, в котором будет проходить ось баллера, проводят дугу окружности, соответствующую носовой кромке поворотной части руля так, чтобы профиль комплекса в точке соприкосновения с дугой окружности был к ней касательной. Если с первой попытки не удастся достигнуть требуемого результата, то данную операцию повторяют в нескольких приближениях;
- увеличивают радиус на 25...30 мм и проводят дугу окружности,

соответствующую кормовой кромке рудерпоста. Профиль кронштейна в сечении "балансирующий полуподвесной руль + кронштейн" строят аналогично. Определение размеров кронштейна и зуба противоледовой защиты дано в подразд. 3.3.

#### **Раздел 4. ВЫБОР МАРОК МАТЕРИАЛА ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ РУ- ЛЕВОГО УСТРОЙСТВА**

Материал для обшивки пера руля рекомендуется применять равноценным материалу для обшивки кормовой оконечности корпуса судна в районе грузовой ватерлинии – углеродистую или низколегированную листовую судостроительную сталь.

На ледоколах и судах ледового плавания материалом обшивки рулей выбираются хорошо сваривающиеся низколегированные стали, имеющие предел текучести не менее 260 МПа, относительное удлинение  $\delta_s \geq 18\%$  и ударную вязкость при температуре  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$   $a_k \geq 3 \cdot 10^5 \text{ Дж/м}^2$ .

Учитывая изложенное, для обшивки рулей можно использовать сталь свариваемую корпусную для судостроения: углеродистую марок С, ВМСтЗСП, ВКСтЗСП и низколегированную – 09Г2, 09Г2С, 10Г2С1Д-40, 01ХСНД, 10Г2С1Д-35.

Размеры листов обшивки руля следует выбирать по сортаменту на листовую сталь.

**Расчетные толщины листов должны быть округлены до ближайших толщин, рекомендованных нормативом. Если расчетная толщина превышает стандартную менее чем на 0,5 мм, то следует принять ближайшую меньшую стандартную толщину; если разница будет составлять 0,5 мм и более – ближайшую большую.**

Баллер, штыри и болты рулевого устройства обычно выполняются кованными из углеродистых и низколегированных сталей с пределом прочности 440...650 МПа. Из этих же материалов следует изготавливать рудерпис для рулей типа Симплекс.

Применение поковок высоких категорий, как более прочных, естественно, приводит к экономии в массе и габаритах изделий. Однако стремиться к высокому пределу прочности материала не следует, так как с его увеличением уменьшаются значения относительного удлинения, сужения и ударной вязкости. Вследствие этого применение ста-

лей с пределом прочности при растяжении более 700 МПа не рекомендуется.

Стальные отливки применяются для изготовления некоторых ответственных деталей пера руля, корпусов подшипников, гелмпортных труб, румпелей, секторов и других деталей. Материалом отливок служит углеродистая сталь с пределом прочности 450...600 МПа.

## Раздел 5. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РУЛЯ

Гидродинамический расчет судовых рулей производится в соответствии с пособием Н.Б. Слижевского [9]. Результатами расчетов являются гидродинамические силы и моменты для переднего и заднего хода судна, определенные для различных углов перекадки руля. При выполнении гидродинамических расчетов необходимо предварительно вычислить упор гребного винта, а также мощность, создаваемую энергетической установкой судна.

**Буксировочная мощность  $EPS$ , кВт, определяется по формуле**

$$EPS = 0,2875 \cdot 10^{-1} D_B^4 n^2 \rho v_p z_p \eta, \quad (5.1)$$

где  $n$  – частота вращения гребного винта,  $c^{-1}$ ;  $\rho$  – массовая плотность воды ( $1,025 \text{ т/м}^3$ );  $v_p$  – скорость потока в месте расположения гребного винта,  $v_p = v(1 - \psi_B)$  м/с;  $z_p$  – число гребных винтов;  $\eta$  – пропульсивный коэффициент (в курсовом проекте принимается  $\eta = 0,7$ );  $v$  – скорость хода судна, м/с;  $\psi = 0,165 C_B \sqrt[3]{V / D_B} - \Delta\psi_B$  – коэффициент попутного потока в диске гребного винта;  $C_B$  – коэффициент общей полноты судна;  $x$  – коэффициент (для диаметральных гребных винтов принимается  $x = 1$ , а для бортовых  $x = 2$ );  $V$  – объемное водоизмещение судна,  $m^3$ ;  $\Delta\psi_B$  – поправка на влияние числа Фруда (вводится при числах Фруда  $Fr = v / \sqrt{gL} > 0,2$ ), рассчитываемая как  $\Delta\psi_B = 0,1(Fr - 0,2)$ ;  $D_B$  – диаметр гребного винта, м, определяемый в случае отсутствия данных о гребном винте,  $D_B = (0,65 \dots 0,70)d$ ;  $d$  – осадка судна, м. Коэффициент засасывания одновинтовых транспортных судов  $t = 0,8\psi$ .

Коэффициент засасывания двухвинтовых судов:

- с выкружками

$$t = 0,25\psi_b + 0,14 ;$$

- с кронштейнами

$$t = 0,7\psi_b + 0,06 .$$

Упор гребного винта, кН,

$$P = \frac{EPS}{vz_p(I-t)} .$$

Коэффициент нагрузки гребного винта по упору

$$\sigma_p = \frac{8P}{\rho v_p^2 \pi D_b^2} .$$

Поскольку данные об упоре винта на заднем ходу отсутствуют, приближенно принимаем  $\sigma_{pz} \approx \sigma_{pp}$  где  $\sigma_{pp}, \sigma_{pz}$  – коэффициенты нагрузки гребного винта по упору соответственно для переднего и заднего хода.

Коэффициент попутного потока в диске гребного винта при заднем ходе судна принимается приближенно  $\psi'_e = 0,5\psi_e$

Относительная толщина профиля в курсовом проекте принимается  $\bar{t} = 0,2$ ; отстояние передней кромки пера руля от диска гребного винта  $e_1$  определяется в соответствии с указаниями пп.1.4.1-1.4.6; отстояние кормовой кромки руля от диска гребного винта:

- для балансирного простого руля  $e_3 = e_1 + b_p$ ;

- для небалансирного руля за рудерпостом  $e_3 = e_1 + b_k$ ;

- для балансирного полуподвесного руля  $e_3 = e_1 + b_{cp.k}$ ;

- для балансирного подвесного руля  $e_3 = e_1 + b_{cp}$ .

В курсовом проекте можно считать, что ось гребного винта совпадает с серединой размаха пера руля, поэтому величина  $e_2=0$  ( $e_2$  – расстояние от оси гребного винта до середины размаха руля). В связи с



этим расстояния  $r_n$  и  $r_v$  соответственно от нижнего и верхнего торцов пера руля до оси гребного винта:  $r_n = r_v = h_p / 2$ .

Расчет гидродинамических сил и моментов, действующих на руль, производится в табличной форме (в международной системе единиц измерения – СИ) для переднего и заднего хода судна при перекадке пера руля через каждые  $5^\circ$  в диапазоне  $0 \dots 35^\circ$  на левый и правый борт (см. [9]). По результатам расчета строятся графики зависимостей гидродинамических сил и моментов от угла перекадки пера руля.

## Раздел 6. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ РУЛЕВОГО УСТРОЙСТВА

### 6.1. Исходные расчетные параметры

Расчет на прочность и определение основных размеров деталей рулевого устройства выполняются в соответствии с "Правилами классификации и постройки морских судов" [13].

*6.1.1. Определение условной расчетной нагрузки.* Условная расчетная нагрузка  $F$ , кН, действующая на перо руля на переднем ходу, находится по формуле

$$F = F_1 + F_2, \quad (6.1)$$

где

$$F_1 = 5,59 \times 10^{-3} K_1 K_2 (6,5 + \lambda)(b_1 - C_v)^2 A_p v^2$$

$$F_2 = 0,177 K_1 (6,5 + \lambda) \frac{T}{D_v^2} A_v$$

$K_1$  – коэффициент, равный 1,0, для прямоугольных рулей, кроме рулей, размещаемых за рудерпостом, для них  $K_1 = 0,89$ ; для балансирных полу подвесных рулей  $K_1 = 0,95$ ;

$K_2$  – коэффициент, равный 1,0 для рулей, работающих непосредственно за гребным винтом, для не работающих непосредственно за гребным винтом  $K_2 = 1,25$ ;

$\lambda = h_p^2 / A_k$  - относительное удлинение пера руля;

$A_k$ - сумма площади пера руля и боковой площади кронштейна или рудерпоста, м<sup>2</sup>; если руль размещен за рудерпостом, то в указанные площади включаются площади, расположенные в пределах высоты руля  $h_p$ , если рассчитываемый руль балансирный, т.е. в конструкции рулевого устройства отсутствует рудерпост, то в качестве  $A_k$  принимается величина  $A_p$  (площадь пера руля);

$A_p = D_v b_p$  \*)- часть площади пера руля, попадающая в струю гребного винта, м<sup>2</sup>

$D_v$ - диаметр гребного винта, м, определяемый в случае отсутствия данных о гребном винте;  $D_v = (0,65...0,70)d$ ;

$d$  – осадка судна, м;

$b_p$  – ширина пера руля, м;

$b_1$  – величина равная 2,2 для рулей, расположенных в ДП судна;

$v$  – наибольшая скорость переднего хода судна при осадке по летнюю грузовую ватерлинию, уз, определяется заданием на выполнение курсового проекта;

$c_b = \Delta / \gamma L_{\perp} B d$  – коэффициент общей полноты судна при осадке по летнюю грузовую ватерлинию;  $\Delta$  – весовое водоизмещение судна, т;  $\gamma$  – удельный вес морской воды,  $\rho = 1,025$  тс/м<sup>3</sup>;  $L_{\perp}$  – длина между перпендикулярами судна, для которого проектируется устройство, м;

$$P = 0,0411 \left( \frac{30,6 N_e}{n H_1 \sqrt[3]{z \theta}} - n^2 D_v^2 \right) \quad (6,2)$$

$P$  – упор гребного винта, кН, при скорости -  $v$ ; для винта с фиксированным шагом

$N_e$ - номинальная суммарная мощность силовой установки судна, кВт, разделенная на число гребных винтов; при выполнении курсового проекта принимают, что на судне один руль, расположенный за одним гребным винтом, в качестве  $N_e$  принимается суммарная мощность силовой установки, т.е. считается, что вся мощность силовой установки передается на один гребной винт.

При выполнении курсового проекта номинальную суммарную мощность судовой энергетической установки  $N_e$ , кВт, необходимо вычислить по формуле  $N_e = EPS / \eta_{пр} \eta_{вр}$ , где  $EPS$  буксировочная мощность, кВт, определяемая формулой (5.1);  $\eta_{пр} = 0,8$  – пропульсивный коэффициент  $\eta_{вр} = 0,97$  – КПД валопровода с редуктором для прямой передачи  $\eta_{вр} = 0,94$  – для механического редуктора,  $\eta_{вр} = 0,88$  – для электропередачи;

\*Если руль небалансирный, то в формулу вместо  $b_p$  подставляется ширина комплекса  $b_k$

$$H_1 = H + \frac{0,055 D_{\text{в}}}{\theta + 0,3}.$$

$H_1$  – шаг винта при нулевом упоре, м;  $\theta$  – дисковое отношение гребного винта (принимается  $\theta = 0,55$ );  $z$  – число лопастей гребного винта ( $z = 4$ );  $H$  – конструктивный шаг винта, м (определяется зависимостью  $H = 0,75 D_{\text{в}}$ ).

Условная расчетная нагрузка  $F$ , кН, определенная по (6.1), не должна приниматься меньше нагрузки  $F_3$ , вычисляемой по формуле

$$F_3 = k_3 A_p \quad (6.2a)$$

где  $K_3$  – коэффициент, равный 81 для судов с ледовым усилением категории УМ; 66 – для судов с ледовым усилением категории УЛ; 53 – для судов с ледовым усилением категории ЛЛ; 18 – для остальных судов. Если нагрузка  $F_3 > F$ , то в дальнейших расчетах вместо  $F$  принимается  $F_3$ , а значение  $F_2$  считается равным нулю.

*6.1.2. Определение условного крутящего момента переднего хода.* Условный расчетный крутящий момент  $M_k$ , кНм, действующий на рулевое устройство на переднем ходу судна, принимается не менее определенного по формуле

$$M_k = F \frac{A_p}{h_p} \left( 0,35 - \frac{A_1}{A_p} \right), \quad (6.3)$$

где  $A_1$  – часть площади пера руля, расположенная в нос от оси вращения, определяется в соответствии с указаниями подразд.3.2-3.4,3.7; для небалансирного руля за рудерпостом это – часть между осью вращения и передней кромкой поворотной части комплекса (см.рис.3.6).

Для судов с ледовыми усилениями категорий УЛА, УЛ, Л1 условный крутящий момент  $M_{zx}$ , кН, от нагрузки  $F_3$  определяемой по (6.2а) должен приниматься не менее определенного по формуле

$$M_k = 0,35 F_3 b_p, \quad (6.4)$$

где  $b_p$  – расстояние от оси вращения до задней кромки пера руля на уровне середины высоты пера руля, м.

*6.1.3. Определение условного крутящего момента заднего хода.* Условный расчетный крутящий момент  $M_{zx}$ , кН·м, и условная расчетная нагрузка  $F_{zx}$ , кН, действующие на перо руля на заднем ходу судна, определяются в соответствии с пп.2.2.2.4 и 2.2.2.5 Правил Регистра. При вычислении указанных величин необходимо учитывать, что в данные формулы нужно подставлять большее из двух значений скоростей: максимальную спецификационную скорость заднего хода, т.е. скорость, указанную в задании на курсовое проектирование, или скорость, равную  $0,5 v_{nx}$ , уз.

Упор гребного винта, рассчитанный с помощью зависимости (6.2), применяется только в расчетах прочности по формулам Правил Регистра СССР, и то в том случае, если отсутствуют достоверные данные

по величине упора. При вычислении гидродинамических характеристик пера руля в разд.5 зависимость (6.2) непригодна. Если частота вращения гребного винта большая (более 2, и с), зависимость (6.2) даже может на переднем ходу дать отрицательное значение величины  $P$ , поэтому необходимо пользоваться формулой (5.2).

6.1.4. После проведенных в пп.6.1.1...6.1.3 вычислений следует сделать сравнительный анализ величин гидродинамических сил и моментов, полученных в разд.5, и условных расчетных моментов и сил, вычисленных по формулам Правил Регистра для переднего и заднего хода судна. Большие из полученных величин должны в дальнейшем считаться расчетными для определения прочностных характеристик элементов рулевого устройства. Если гидродинамические силы, определенные в разд.5, окажутся больше условной расчетной нагрузки  $F$ , то составляющие  $F_1$  и  $F_2$  от принятой в расчет гидродинамической силы определяются пропорционально расчетным усилиям  $F_1$  и  $F_2$ , определенным по Правилам Регистра.

6.2. Расчетные изгибающие моменты и реакции опор рассчитываемого руля.

Расчетные изгибающие моменты и реакции опор определяются по Правилам Регистра применительно к рулям типов I-IV, VI-XII, XIII и XIV (рис.6.1).

6.2.1. *Определение расчетного значения изгибающего для рулей типов I-IV, VI-XII  $M_1$ .* Расчетное значение изгибающего момента для рулей типов I-IV, VI-XII  $M_1$ , кН·м, действующего в сечении баллера у верхнего подшипника, определяется по формуле

$$M_1 = P_1 l_7.$$

где  $M_1$  – крутящий момент, вычисленный по (6.3) или (6.4) для переднего и заднего хода;  $l_7$  – расстояние по оси баллера от середины верхнего подшипника до середины сектора или румпеля, м (рис.6.2);  $r_1$  – расстояние от оси баллера до линии действия силы от рулевого привода в секторе или румпеле, м (см. рис. 6.2);  $P_1 = M_k / r_1$  – поперечная сила, кН.



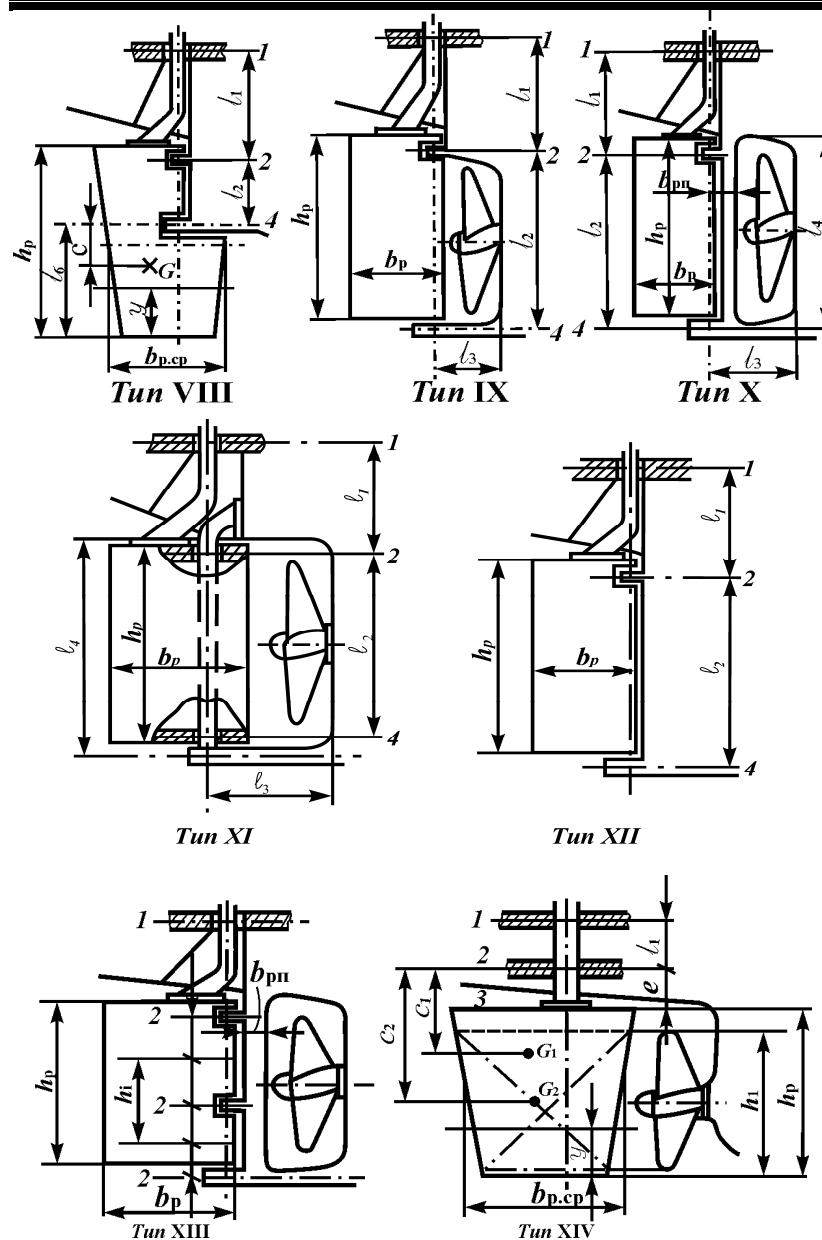


Рис. 6.1. Типы рулей применительно к расчетам прочности

6.2.2. *Определение расчетного значения изгибающего момента  $M_2$ .* Расчетное значение изгибающего момента  $M_2$ , кН·м, действующего в сечении 2 баллера у нижнего подшипника рулей типов I-VI (см. рис. 6.2), а также в соединении баллера с пером рулей типов VII-XII, определяется по формуле

$$M_2 = \frac{1}{8} Q_1 h \frac{k_5}{k_7} - \frac{1}{2} Q_2 c \frac{k_6}{k_7} - \frac{1}{2} P_1 l_7 \frac{k_8}{k_7} + \frac{1}{2} P_{II} l_8 \frac{k_9}{k_7}, \quad *)^1 \quad (6.5)$$

где  $Q_1$ ,  $Q_2$  – нагрузки, кН, определяемые следующим образом:

- для рулей типов I, II, VII и VIII

$$Q_1 = F - Q_2;$$

$$Q_2 = \left( \frac{F_1}{A_p} + \frac{F_2}{A_B} \right) A_H;$$

- для рулей типов III-VI и IX-XI  $Q_1 = F - Q_2$ ;  $Q_2 = 0$ ;

орорр

здесь  $A_H$  – часть площади балансирующего полуподвесного руля, расположенная ниже штыря (ниже сечения 4 – рис. 6.3), м<sup>2</sup>;  $h$ ,  $c$  – линейные размеры – см.

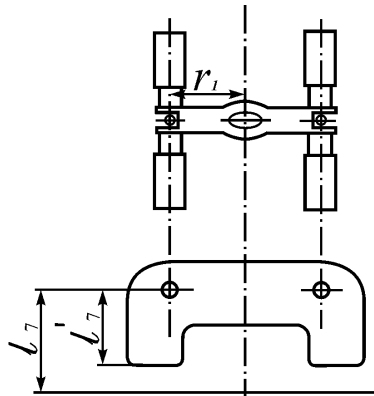


Рис.6.2. Схема рулевой машины плунжерного типа.

\*) В курсовом проекте необходимо принять  $p_{II} = 0$ , так как выбран вариант II расположения румпеля.



Правила Регистра и рис. 6.3 для полуподвесного руля, м;  $k_5$ ,  $k_6$ ,  $k_7$ ,  $k_8$ ,  $k_9$  – коэффициенты, определяемые по формулам

$$k_5 = 2 \left( \frac{e}{h} \right)^2 \left( 3 + \frac{e}{h} \right) + \left( 1 + 5 \frac{e}{h} \right) \frac{I_6}{I_p} + 12 \left( 1 + 2 \frac{e}{h} \right) \frac{I_6 \alpha_4}{h^3};$$

$$k_6 = \left( \frac{e}{h} \right)^2 \left( 3 + \frac{e}{h} \right) + \left( 1 + 3 \frac{e}{h} \right) \frac{I_6}{I_p} - 6 \left( 1 + \frac{l_2}{c} \right) \frac{I_6 \alpha_4}{h^3};$$

$$k_7 = \left( 1 + \frac{e}{h} \right)^2 \left( 1 + \frac{e}{h} + \frac{l_1}{h} \right) - 1 + \frac{I_6}{I_p} + 3 \frac{I_6 \alpha_4}{h^3};$$

$$k_8 = \frac{l_1 l_2^2}{h^3}; \quad k_9 = \frac{l_1 l_2^2}{h^3} \left( 1 - \frac{l_8^2}{l_1^2} \right),$$

$e$ ,  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_8$  – линейные размеры, м (см. рис. 6.3 и [3]);  $I_6$  – среднее значение момента инерции поперечного сечения баллера,  $\text{см}^4$ ;  $I_6 = \pi d_0^4 / 64$ ;  $d_0$  – диаметр баллера, определяемый п. 2.3 Правил Регистра;  $I_p$  – среднее значение момента инерции поперечного сечения пера руля на участке между сечениями 3-4 (рули типов I-VI) или между сечениями 2-4 (рули типов VII-XII), см  $\alpha_4$  – коэффициент, вычисляемый в зависимости от типа руля по приведенным ниже формулам,  $\text{м}^3/\text{см}^4$ .

Для вычисления  $I_p$  необходимо рассчитать толщины обшивки пера руля, его ребер и диафрагм с помощью зависимостей, приведенных в п. 6.3.2. При этом предварительно нужно выполнить конструктивные проработки расположения опор баллера, а также горизонтальных ребер и вертикальных диафрагм пера руля. Разбивку при выполнении курсового проекта необходимо провести на Миллиметровке в заданном масштабе.

Количество горизонтальных ребер и вертикальных диафрагм определяет-

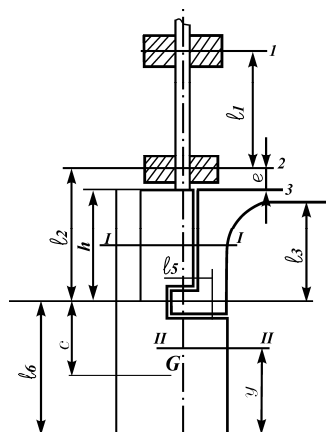


Рис. 6.3. Расчетная схема рулевого устройства

ся в зависимости от принятого расстояния между этими жесткостями, но так, чтобы минимальное расстояние между ними было не менее 0,6 м. При расположении этих балок должны быть учтены следующие условия:

- как горизонтальные ребра, так и вертикальные диафрагмы следует располагать по возможности на равных расстояниях;
- для передачи на ахтерштевень воспринимаемых усилий у каждой из опор руля должно быть установлено по одному горизонтальному ребру;

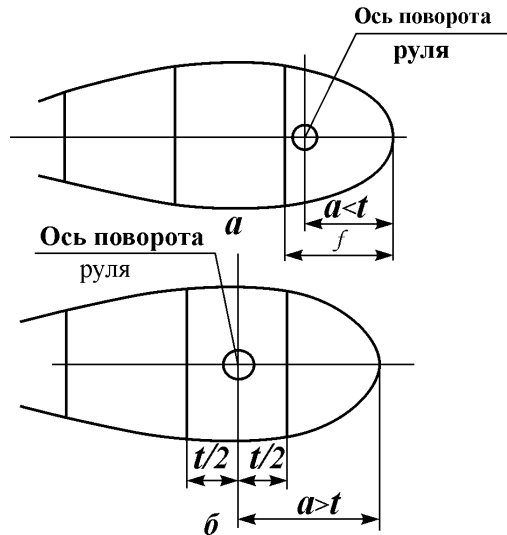


Рис.6.4. Расположение вертикальных диафрагм в районе  
а – одна диафрагма; б – две диафрагмы

- в районе оси поворота руля необходимо разместить одну или две вертикальные диафрагмы, обеспечивающие прочность руля при изгибе его под действием гидродинамических сил. Если отстояние оси вращения от передней кромки руля (рис. 6.4) меньше наибольшей толщины профиля  $t$ , то устанавливается только одна диафрагма, а ее отстояние от передней кромки  $f$  не должно превышать наибольшей толщины профиля руля. При наличии неравенства  $a > t$  следует ставить две диафрагмы, распола-

гая их симметрично на расстоянии  $t/2$  от оси.

После определения размеров ребер и диафрагм выполняется чертеж в расчетно-пояснительной записке к курсовому проекту в необходимом масштабе расчетного сечения пера руля (см. рис. 6.5, например, для балансирного полуподвесного руля, где не учитывается обшивка пера руля по носовой кромке) и в табличной форме (табл. 6.1) производится



При проектировании рулевого устройства в курсовом проекте следует принимать  $b_{к0} = b_{к1}$ , а длину средней линии толщины обшивки кронштейна определять с помощью рис. 6.6, разбив предварительно кронштейн на 16 участков по длине. Площадь  $A_{кр}$ , охватываемая средней линией толщины обшивки кронштейна руля вычисляется таким же образом с предварительной разбивкой ее на восемь элементарных трапеций с последующим суммированием элементарных площадей.

**Таблица 6.1. Определение среднего значения момента инерции поперечного сечения пера руля**

| Индекс | Размеры, см | Площадь $F$ , см <sup>2</sup> | Отстояние ЦТ $z$ от оси $x$ - $x$ , см | Момент инерции, см <sup>4</sup> |                 |
|--------|-------------|-------------------------------|--|---------------------------------|-----------------|
|        |             |                               |  | переносной $Fz^2$               | собственный $i$ |
| 1      |             | $F_1$                         | 0                                      | 0                               |                 |
| 2      |             | $F_2$                         | $z_2$                                  | $F_2 z_2^2$                     |                 |
| 3      |             | $F_3$                         | $z_3$                                  | $F_3 z_3^2$                     |                 |
| 4      |             | $F_4$                         | $z_4$                                  | $F_4 z_4^2$                     |                 |
| 5      |             | $F_5$                         | $z_5$                                  | $F_5 z_5^2$                     |                 |
| 6      |             | $F_6$                         | 0                                      | 0                               |                 |
| 7      |             | $F_7$                         | 0                                      | 0                               |                 |
|        |             | $\Sigma_1$                    |  | $\Sigma_2 = I_p$                |                 |

Толщина  $S_{oi}$  должна быть определена из расчета момента сопротивления поперечного сечения кронштейна, см<sup>3</sup>, относительно продольной оси  $x$ - $x$  для руля с одной петлей на кронштейне:

$$W = 12 R_4 h \quad (6.6)$$

где  $R_4$  – условная расчетная реакция нижней опоры пера руля, кН, определяемая в п. 6.2.4; при этом в формулах для вычисления  $R_4$  коэффициент  $\alpha_4$  следует принимать равным нулю;  $h$  – отстояние нижней опоры пера руля от расчетного сечения кронштейна, м (см. рис. 6.3).

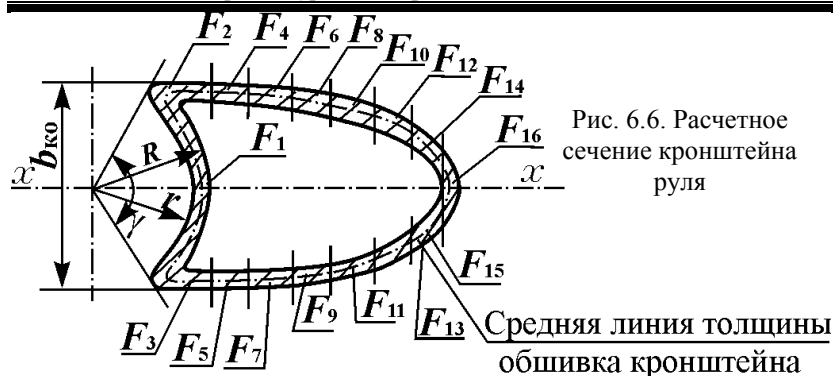


Рис. 6.6. Расчетное сечение кронштейна руля

Для определения момента сопротивления поперечного сечения кронштейна в первом приближении толщина его обшивки  $S_{oi}=0,1L+4,4$  мм ( $L$  – длина судна между перпендикулярами). Затем в соответствии с рис. 6.6 и таблицей, аналогичной табл. 6.1, рассчитывают момент инерции поперечного сечения кронштейна  $I_{кр}$  и момент сопротивления  $W_{кр}=2I_{кр}/b_{ко}$ . Если значение  $W_{кр}$  для данной толщины кронштейна окажется больше, чем требуемое формулой (6.6), то можно считать, что толщина обшивки кронштейна выбрана верно; при значении  $W_{кр}$  меньше требуемого необходимо увеличить толщину обшивки и повторить расчет.

Число участков обшивки кронштейна длиной  $l_{oi}$  и толщиной  $S_{oi}$  в курсовом проекте следует принимать  $n = 1$ .

Коэффициент  $\alpha_4$ ,  $\text{м}^3/\text{см}^4$ , для рулей типов III, V и IX (для подошвы ахтерштевня) определяется по формуле

$$\alpha_4 = \frac{l_3^3}{3I_{n1}} \left( 4 - 3 \frac{b_{n0}}{b_{n1}} \right),$$

где  $I_{n1}$  – момент инерции поперечного сечения подошвы ахтерштевня у его основания относительно вертикальной оси,  $\text{см}^4$ ;  $b_{n0}$  – ширина поперечного сечения подошвы ахтерштевня у штыря руля, см;  $b_{n1}$  – ширина поперечного сечения подошвы ахтерштевня у ее основания, см.

Значение  $I_{n1}$  определяется из момента сопротивления поперечного сечения подошвы ахтерштевня,  $\text{см}^3$ , относительно вертикальной оси

$$W = 8R_4I,$$

где  $R_4$  – условная расчетная реакция нижней опоры пера руля, кН, рассчитываемая по формулам Правил Регистра, в которых коэффициент  $\alpha_4$  следует принимать равным нулю;  $l$  – расстояние рассматриваемого поперечного сечения от оси вращения руля, м.

Подошва ахтерштевня при сплошном прямоугольном сечении должна иметь следующие размеры: по высоте не менее чем на 10%, по ширине не менее чем на 40% больше длины и ширины поперечного сечения старпоста, мм, определенных по формулам

$$\begin{aligned} l_1 &= 1,30 L + 95; & b_1 &= 1,60 L + 20 & \text{для } L < 120 \text{ м;} \\ l_1 &= 1,15 L + 110; & b_1 &= 0,675 L + 130 & \text{для } L \geq 120 \text{ м.} \end{aligned}$$

Таким образом,  $b_{n0} = b_1$ . В курсовом проекте принимается  $b_{n0} = b_{n1}$ . Момент инерции поперечного сечения подошвы ахтерштевня

$$I_{n1} = l_1 b_1^3 / 12$$

Коэффициент  $\alpha_4$ , м<sup>3</sup>/см<sup>4</sup>, для рулей типов IV и X (для рудерпоста с подошвой ахтерштевня) вычисляется по формуле

$$\alpha_4 = \frac{l_3^3}{3I_n} \left( 0,075 \frac{I_n}{I_{pn}} + 0,334 \frac{l_4}{l_3} \right),$$

где  $I_{pn}$  – момент инерции поперечного сечения рудерпоста, см<sup>4</sup>, определяемый аналогично моменту инерции поперечного сечения кронштейна (см. разъяснения выше и рис. 6.6);  $I_n$  – момент инерции поперечного сечения подошвы ахтерштевня, см<sup>4</sup>.

Коэффициент  $\alpha_4$  для рулей типов II, VI, VIII и XII принимается равным нулю.

**6.2.3. Определение расчетного значения изгибающего момента  $M_3$ .** Расчетное значение изгибающего момента  $M_3$ , кН·м, действующего в сечении 3 баллера (в соединении баллера с пером рулей типов I-VI), определяется по формуле

$$M_3 = M_2 \frac{h}{l_2} + Q_2 c \frac{e}{l_2} - \frac{1}{2} Q_1 h \frac{e}{l_2}.$$

Расчетное значение изгибающего момента  $M_4$ , кН·м, действующего в сечении 4 пера рулей I, II, VII и VIII типов, находится по формуле

$$M_4 = Q_2 c.$$

Для указанных типов рулей значение величины  $M_4$  принимается в качестве расчетного изгибающего момента, действующего в любом поперечном сечении пера руля, расположенном выше опоры 4 рулевого устройства. Для остальных рулей изгибающий момент  $M_4$  принимается равным нулю.

**6.2.4. Определение расчетного значения изгибающего момента  $M_p$ .** Расчетное значение изгибающего момента  $M_p$ , кН·м, действующего в рассматриваемом сечении нижней части балансира полуподвешенного руля (ниже сечения 4, см. рис. 6.3, рулей типов I, II, VII и VIII), находится по формуле

$$M_p = \frac{1}{2} Q_2 \frac{y^2}{l_6}.$$

Расчетное значение изгибающего момента  $M_p$ , кН·м, действующего в любом поперечном сечении пера рулей типов III, VI и IX-XII,

$$M_p = \frac{1}{2} M_2 \frac{h}{l_2} \left( 2 - \frac{h}{l_2} - \frac{M_2}{Q_1 l_2} \right) - \frac{1}{8} Q_1 h \left( 2 - \frac{h}{l_2} \right)^2.$$

**6.2.5. Определение расчетных реакций.** Расчетные реакции, кН, опоры 1 рулевого устройства в районе верхнего подшипника ( $R_1$ ), опоры 2 в районе нижнего подшипника рулей типов I-VI ( $R_2$ ), а также верхнего штыря рулей типов VII-X и XII, опоры 4 нижнего штыря ( $R_4$ ) определяются зависимостями

$$R_1 = \frac{M_2}{l_1} - P_1 \left( 1 + \frac{l_7}{l_1} \right) - P_{II} \left( 1 - \frac{l_8}{l_1} \right);$$

$$R_2 = -M_2 \left( \frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right) - \frac{1}{2} Q_1 \frac{h}{l_2} + Q_2 \frac{c}{l_2} + P_1 \frac{l_7}{l_1} - P_{II} \frac{l_8}{l_1};$$

$$R_4 = \frac{M_2}{l_2} - \frac{1}{2} Q_1 \left( 1 + \frac{e}{l_2} \right) - Q_2 \left( 1 + \frac{c}{l_2} \right).$$

### 6.3. Определение основных размеров деталей рулевого устройства

**6.3.1. Определение диаметра головы баллера.** Диаметр головы баллера, см, должен быть не менее большего значения, определенного по формуле

$$d_0 = k_{10} \sqrt[3]{\frac{M_k}{R_{ен}}} \quad (6.7)$$

где  $k_{10}$  – коэффициент, значения которого принимаются 26,1 и 23,3 соответственно для переднего и заднего хода судна;  $M_k$  – расчетный крутящий момент, кН·м;  $R_{ен}$  – верхний предел текучести материала баллера, МПа.

Баллер должен быть проверен на прочность при совместном действии крутящего и изгибающего моментов в соответствии с п. 2.3.2 Правил Регистра.

В формулу (6.7) при определении диаметра головы баллера для режимов переднего и заднего хода значения  $M_k$  необходимо подставлять соответственно для данных ходов и коэффициентов  $k_{10}$ . Кроме того, диаметр головы баллера должен соответствовать диаметру румпеля выбранной рулевой машины, которой должен быть больше требуемых расчетных значений. Диаметры баллера в районе верхнего и нижнего подшипников должны быть приняты конструктивно и согласованы с размерами подшипников.

Нормальные  $\sigma$  и касательные  $\tau$  напряжения, действующие в поперечных сечениях баллера, определяются по следующим зависимостям:

$$\sigma = 10,2 \cdot 10^3 \frac{M_{и}}{d_i^3}; \quad \tau = 5,1 \cdot 10^3 \frac{M_k}{d_i^3};$$

здесь  $M_{и}$  – расчетный изгибающий момент, действующий в рассматриваемом сечении баллера ( $M_1$ ,  $M_2$ , или  $M_3$ ), кН·м;  $d_i$  – диаметр баллера в рассматриваемом сечении, см.

Приведенные напряжения вычисляются по формуле

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Приведенные напряжения не должны превышать 0,5 верхнего предела текучести  $R_{ен}$  материала баллера – для режима переднего хода и 0,7  $R_{ен}$  – для режима заднего хода.

При ступенчатом изменении диаметра баллера в местах уступов должны быть предусмотрены галтели возможно большего радиуса. Переход баллера во фланец должен быть осуществлен с радиусом закругления не менее 0,12 диаметра баллера у фланца.



6.3.2. *Перо руля.* Толщина обшивки пера руля, мм, должна быть не менее вычисленной

$$S = ak_{11} \sqrt{\frac{98d + k_{12} \left( \frac{F_1}{A} + k_{13} \frac{F_2}{A_B} \right)}{R_{eH}}} + 1,5,$$

где  $F_1, F_2$  – расчетные нагрузки, определяемые зависимостями (6.1), кН;  $a$  – расстояние между горизонтальными ребрами или вертикальными диафрагмами – в зависимости от того, что меньше, м;  $b$  – то же, но в зависимости от того, что больше, м;  $k_{11}$  – коэффициент, определяемый по формуле  $k_{11} = 10,85 - 2,516(a/b)^2$ ;  $k_{12} = 18,6$  – коэффициент для участка обшивки, расположенного в пределах 0,35 длины пера руля от его передней кромки,  $k_{12} = 8,0$  – для участка обшивки пера руля, расположенного в пределах 0,65 длины пера руля от его задней кромки;  $k_{13} = 1,0$  – коэффициент для обшивки пера руля (при непереложеном руле), расположенного в струе гребного винта,  $k_{13} = 0$  – то же, но для расположенного вне струи гребного винта.

Таким образом, при выполнении данного курсового проекта необходимо определить толщины обшивок пера руля для четырех его участков. Однако в любом случае толщина обшивки пера руля, мм, должна быть не менее определенной по формулам:

- для судов длиной менее 80 м

$$S_{min} = 21,5 \frac{L_{\perp\perp} + 51}{L_{\perp\perp} + 240};$$

- для судов длиной 80 м и более

$$S_{min} = 24 \frac{L_{\perp\perp} + 37}{L_{\perp\perp} + 240};$$

У судов ледового плавания толщина обшивки пера руля в пределах ледового пояса должна быть не менее толщины ледового пояса, мм, наружной обшивки в кормовой части судна при величине шпации, равной расстоянию между вертикальными диафрагмами пера руля:

$$S = 18,4a \sqrt{\frac{p_{CI}}{R_{eH}}} + \Delta s, \quad (6.8)$$

где  $a$  – расстояние между вертикальными диафрагмами пера руля, м;  $p_{CI} = a_6/p_{BI}$  – интенсивность ледовой нагрузки, кПа, в кормовом районе усиления  $CI$ ;  $\Delta s = uT/2$  – износ наружной обшивки на середину сро-

ка службы судна, мм;  $u$  – среднегодовое уменьшение толщины обшивки, мм/год ( $u = 0,4; 0,3; 0,25; 0,17; 0,17$  – соответственно для ледовых категорий УЛА, УЛ, Л1, Л2, Л3);  $T$  – планируемый срок службы конструкции, годы (в курсовом проекте принимают  $T = 24$ );  $p_{BI}$  – интенсивность ледовой нагрузки, кПа, в среднем районе усиления  $BI$ ,  $p_{BI} = p_{AI}(a_4 - a_5\Delta/1000)$ ;  $a_6$  – коэффициент, значение которого принимается соответственно 1,40; 1,00; 0,80; 0,64; 0,50 для судов ледовых категорий УЛА, УЛ, Л1, Л2, Л3;  $p_{AI} = 10a_1(a_2 + a_3\Delta/1000)^{1/6}$   $\nu$  – интенсивность ледовой нагрузки в носовом районе усиления  $A_b$ , кПа;  $\Delta$  – водоизмещение судна, т;  $a_1$  – коэффициент, значение которого принимается соответственно 0,1; 0,51; 0,38; 0,31; 0,26; 0,21 для судов ледовых категорий УЛА, УЛ, Л1, Л2, Л3, Л4;  $a_2 = 78; 117; 150$  для судов водоизмещением

$\Delta \leq 10000$  т;  $10000 \text{ т} \leq \Delta \leq 20000$  т;  $\Delta > 20000$  т;  $a_3 = 5,6; 1,7; 0$ ;  $a_4, a_5$  – коэффициенты, значения которых определяются согласно табл. 6.2;

$\nu$  – максимальное для носового района усиления  $A_I$  значение коэффициента формы (не следует принимать больше 0,72):  $\nu = (0,278 + 0,18x/L)\sqrt[4]{\alpha^2/\beta}$ , если  $x/L \leq 0,25$   $x/L$  – относительное отстояние рассматриваемого носового сечения от носового перпендикуляра (в курсовом проекте следует принимать  $x/L = 0$ );  $\alpha$  – угол между касательной к летней грузовой ватерлинии в рассматриваемом сечении и следом ДП, град;  $\beta$  – угол между касательной к шпангоуту в рассматриваемом сечении на уровне летней грузовой ватерлинии и вертикалью, град.

Таблица 6.2. К определению размеров ледового пояса судна

| Категория ледового усиления | Коэффициент | Водоизмещение, т    |                  |
|-----------------------------|-------------|---------------------|------------------|
|                             |             | $\Delta \leq 10000$ | $\Delta > 10000$ |
| УЛА, УЛ                     | $a_4$       | 0,75                | 0,50             |
|                             | $a_5$       | 0,025               | 0                |
| Л1                          | $a_4$       | 0,60                | 0,45             |
|                             | $a_5$       | 0,015               | 0                |
| Л2                          | $a_4$       | 0,50                | 0,35             |
|                             | $a_5$       | 0,015               | 0                |
| Л3                          | $a_4$       | 0,40                | 0,25             |
|                             | $a_5$       | 0,015               | 0                |

Для определения вероятности попадания обшивки пера руля по высоте в ледовый пояс необходимо вычислить высоту распределения ледовой нагрузки в среднем районе усиления для судов, имеющих вертикальный борт в средней части (в корме высота распределения нагрузки принимается равной высоте в средней части судна):

$$b_{BL,CI} = c_4(c_2 + c_3 \Delta/1000).$$

Верхняя граница ледового пояса строится в соответствии с требованиями рис.3.10.2.1 и табл.3.10.2.1-2 [3, ч. II]. При этом вычисляется величина  $b_{BL,CI}$ , а по табл.3.10.2.1-2 [3] находится  $h_1$ . Затем от летней грузовой ватерлинии откладывается величина  $h_1$  и тем самым определяется верхняя граница ледового пояса. Откладывая от верхней границы  $b_{BL,CI}$  находят нижнюю границу. Далее на чертеже винторулевого комплекса, выполненного на миллиметровке в пояснительной записке к курсовому проекту, наносят верхнюю и нижнюю кромки пера руля и таким образом определяют, попадает или не попадает перо руля или его часть в зону ледового пояса. Если перо руля или его часть попадает в ледовый пояс, то обшивка пера руля в этом районе должна быть изменена в соответствии с формулой (6.8).

Для судов с ледовыми усилениями категорий Л1 и Л2 толщина обшивки ледового пояса не должна приниматься менее 10 мм.

Обшивка пера руля изнутри должна быть подкреплена горизонтальными ребрами и вертикальными диафрагмами. Толщина ребер и диафрагм должна быть не менее толщины обшивки пера руля.

В горизонтальных ребрах и вертикальных диафрагмах необходимо сделать достаточное количество вырезов для стока воды, попавшей в полость пера. Толщина торцевых листов должна составлять 1,2 наибольшей толщины обшивки.

В районе оси вращения в пере руля устанавливается одна или несколько вертикальных диафрагм, обеспечивающих общую прочность пера руля. Эти диафрагмы образуют рудерпис. В курсовом проекте у небалансирных рулей за рудерпостом устанавливается одна вертикальная диафрагма, у балансирных, опирающихся на пятку ахтерштевня, – две (см. рис. 6.4), у балансирных полуподвесных в районе небалансирной части – одна диафрагма, в районе балансирной – две.

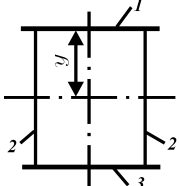
Момент сопротивления поперечного сечения рудерписа должен быть таким, чтобы нормальные напряжения  $\sigma$  в рассматриваемом сечении не превышали 0,5 верхнего предела текучести материала обшивки пера руля. Нормальные напряжения, МПа,

$$\sigma = 1000 M_n / W,$$

где  $M_n$  – расчетный изгибающий момент в рассматриваемом сечении пера руля ( $M_4$  или  $M_p$ ), кН·м;  $W$  – момент сопротивления рассматриваемого сечения рудерписа, включая условные пояски (присоединенные пояски), относительно оси симметрии профиля пера руля, см<sup>3</sup>.

Размеры условных поясков рудерписа должны приниматься равными: толщина – толщине обшивки пера руля; ширина – 1/6 высоты пера руля или половине расстояния между ближайшими диафрагмами по обе стороны от рассматриваемого рудерписа, смотря по тому, что меньше

**Таблица 6.3.** К определению моментов инерции рудерписа

| Эскиз  | Размеры, см |  | Площадь $F$ , см <sup>2</sup> | Отстояние ЦТ от оси сравнения $z$ , см | Статический момент $Fz$ , см <sup>3</sup> | Момент инерции, см <sup>4</sup> |     |
|--|-------------|--|-------------------------------|--|---|---------------------------------|-----|
|  |             |  |                               |  |   | $Fz^2$                          | $i$ |
|  | 1           |  |                               |  |   |                                 | –   |
|  | 2           |  |                               | 0                                      | 0   | 0                               |     |
|  | 3           |  |                               |  |   |                                 | –   |
|  |             |  | $\Sigma_1$                    |  | $\Sigma_2$                                | $\Sigma_3$                      |     |

Момент сопротивления рудерписа в рассматриваемом сечении  $W = I/y$ , где  $I$  – момент инерции сечения, определяемый в табличной форме (табл. 6.3);  $y$  – отстояние от нейтральной оси наиболее удаленной фибры сечения.

**6.3.3. Соединение баллера с пером руля.** При соединении пера руля с баллером горизонтальным фланцем диаметр соединительных болтов  $d_1$ , см, должен быть не менее определенного по формуле

$$d_1 = 0,62 \sqrt{\frac{d_2^3 R_{eH1}}{z_1 r_2 R_{eH2}}} \quad (6.9)$$

где  $d_2$  – диаметр баллера у соединительного фланца, см;  $z_1$  – число соединительных болтов ( $z_1 = 6$ );  $r_2$  – среднее расстояние от центров болтов до центра системы отверстий фланца, см;  $R_{сН1}$ ,  $R_{сН2}$  – соответственно верхние пределы текучести материалов баллера и болтов, МПа.

Для определения среднего расстояния от центров болтов до центра системы отверстий фланца нужно вычислить предварительно размеры самого фланца. С этой целью в выбранном масштабе вычерчивается профиль пера руля по верхней его кромке, т.е. там, где будет устанавливаться фланец. Затем расстояние от оси вращения пера руля до кормовой кромки делят пополам и проводят вертикальное сечение  $A-A$  (рис. 6.7). Точки пересечения  $A-A$  с профилем пера руля определяют в первом приближении расстояние  $a_1 = 2r_2$ . Затем по формуле (6.9) вычисляют диаметр соединительных болтов  $d_1$  и расстояние  $a_2$  между центрами крайних отверстий фланцевого соединения параллельно продольной оси пера руля:

$$a_2 = \frac{a_1(1 - a_3)}{3a_3 - 1},$$

Где

$$a_3 = a_1 \frac{d_1^2 z_1 \sigma_d}{8M_{пр}}; \quad M_{пр} = \sqrt{M_{из}^2 + 0,75M_{кр}^2},$$

$M_{пр}$  – приведенный расчетный момент, Н·м;  $M_{из}$ ,  $M_{кр}$  – изгибающий и крутящий моменты, вычисленные по формулам подразд. 6.2, Н·м;  $a_2$  – расстояние, м, определяемое рис. 6.7;  $d_1$  – диаметр соединительных болтов, мм;  $\sigma_d$  – допускаемое напряжение, принимаемое равным  $0,25 R_{сН2}$ , Н/мм<sup>2</sup>;  $a_3$  – коэффициент;  $a_1$  – расстояние между средними болтами соединения перпендикулярно к продольной оси пера руля, м.

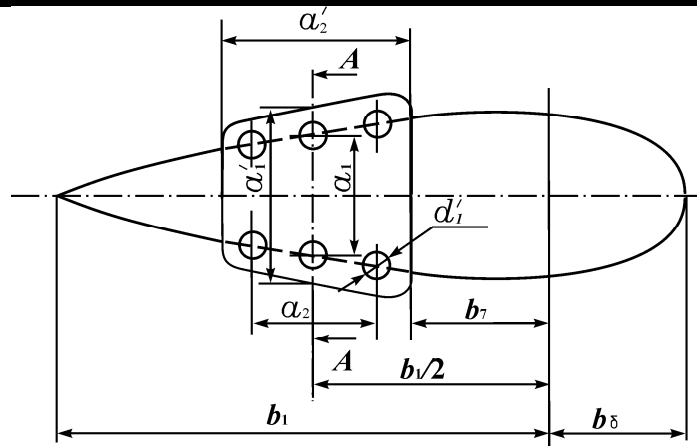


Рис.6.7. К определению размеров фланца

Определив расстояния  $a_1$  и  $a_2$ , на рис. 6.7 вычерчивают шесть отверстий под болты диаметром  $d_1' = d_1 + (2...4)$  мм. Затем вычисляют  $a_1' = a_1 + 2,3d_1$  и  $a_2' = a_2 + 2,3d_1$ . Направления для продольных кромок фланца задаются профилем пера руля, т.е. продольные кромки фланца проводятся параллельно профильным кромкам пера руля. Углы фланца конструктивно закругляются.

Следующий этап проектирования фланца – проверка возможности снятия пера руля и демонтажа баллера. Демонтаж баллера возможен только в том случае, если фланец пера руля 1 и фланец 2 будут развернуты к противоположным бортам на углы  $35^\circ$  (рис. 6.8) и при этом фланец баллера не будет препятствовать подъему руля; демонтаж рулевого устройства возможен при зазоре не менее 30...100 мм.

Проверка выполняется следующим образом. На рис. 6.8 в масштабе наносятся очертания фланцев на расстоянии  $b_7$ , снятом с рис. 6.7 ( $b_7$  – расстояние от оси вращения пера руля до передней кромки фланца), и измеряют зазор между крайними точками фланцев. Если этот зазор будет лежать в заданных пределах, то размеры фланца и расстояние  $b_7$  спроектированы верно. Если зазор будет большим или меньшим, то очертания фланцев необходимо перемещать по лучам, проведенным под углом  $35^\circ$  из оси вращения пера руля, до тех пор, пока не выполнится требование по зазору. Затем расстояние  $b_7$  переносится на рис. 6.7.

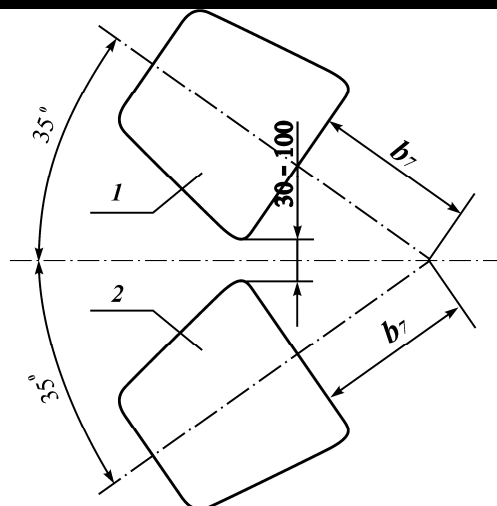


Рис. 6.8. Схема проверки возможности демонтажа рулевого устройства

Кроме описанных выше требований при проектировании фланцев необходимо выполнить еще и требования Правил Регистра. Среднее расстояние от центров болтов до центра системы отверстий фланцев не должно быть менее 0,9 диаметра баллера, определенного в соответствии с формулой (6.9); если соединение подвержено Действию изгибающего момента, то среднее расстояние от центров болтов до продольной оси симметрии фланца не должно быть меньше 0,6 диаметра баллера у фланцев.

Толщина фланцев должна быть не менее диаметра болтов. Центры отверстий для болтов должны отстоять от наружных кромок фланцев не менее чем на 1,15 диаметра болтов.

Если соединение пера руля с баллером конусное, то длина конической части баллера, которой он закрепляется в пере руля, должна быть не менее 1,5 диаметра баллера, определенного формулой (6.7). Конусность по диаметру должна быть не более 1:10. Коническая часть баллера должна переходить в цилиндрическую без уступа. По образующей конуса должна быть поставлена шпонка, концы которой должны быть достаточно закруглены. Площадь рабочего сечения шпонки  $A_F$  (произведение длины шпонки на ширину),  $\text{см}^2$ , должна быть не менее большего значения, определенного по формуле

$$A_F = \frac{k_{15} M_K}{d_m R_{eH}},$$

где  $k_{15}$  – коэффициент, равный 6920 и 4950 соответственно для рулей на переднем и заднем ходу судна;  $M_K$  – расчетный крутящий момент, кН·м;  $d_m$  – диаметр сечения конуса посередине длины шпонки, см;  $R_{eH}$  – верхний предел текучести материала шпонки, МПа.

Высота шпонки должна быть не менее половины ее ширины. Шпоночный паз баллера не должен выходить за пределы конусного соединения. Наружный диаметр нарезной части баллера должен быть не менее 0,9 наименьшего диаметра конуса.

Площадь рабочего сечения шпонки необходимо рассчитать для переднего и заднего хода судна и в качестве требуемой принять большую. Затем конструктивно должны быть приняты длина, ширина и высота шпонки, рассчитана ее действительная площадь рабочего сечения, которая должна быть больше требуемой площади.

**6.3.4. Штыри руля.** Диаметр штырей, не имеющих облицовки, и штырей с облицовкой, но до ее насадки,  $d_4$ , см, должен быть не менее определенного по формуле

$$d_4 = 18 \sqrt{\frac{R_i}{R_{eH}}},$$

где  $R_i$  – расчетное значение реакции рассматриваемого штыря ( $R_2$  или  $R_4$ ) при переднем и заднем ходу, кН;  $R_{eH}$  – верхний предел текучести материала штыря, МПа. Диаметр штыря с облицовкой принимается

$$d_4' = d_4 + 2 t_{obl},$$

где  $t_{obl}$  – толщина облицовки штыря, мм (в курсовом проекте принимать

$t_{obl} = 25$  мм).

Длина конической части штыря, которой он закрепляется в петле или пятке ахтерштевня, должна быть не менее диаметра штыря, при этом конусность по диаметру не должна превышать 1:10. Коническая часть штыря должна переходить в цилиндрическую без уступа. Наружный диаметр нарезной части штыря должен быть не менее 0,8 наименьшего диаметра конуса. Наружный диаметр и высота гайки должны быть соответственно не менее 1,5 и 0,6 наружного диаметра нарезной части штыря.



Наружный диаметр нарезной части штыря должен быть не менее  $0,8 d_{min}$  (здесь  $d_{min}$  – наименьший диаметр конуса, мм). При этом  $d_{min} = (10 d_4 - l_k) / 10$ .

Длина цилиндрической части штыря должна быть не менее диаметра штыря вместе с облицовкой  $d_4'$ , если она имеется, и не более 1,3 этого диаметра.

Толщина материала петель руля и ахтерштевня за пределами отверстия для втулки штыря должна быть не менее  $0,5d_4$ . Однако для штырей диаметром 200 мм и более допускается уменьшение указанной толщины петель до  $0,35d_4$ , если обеспечивается соотношение

$$\frac{l_7}{d_4'} \geq \frac{R_{eH(шт)}}{R_{eH(пет)}}, \quad (6.10)$$

где  $l_7$  – высота втулки штыря, см;  $d_4'$  – диаметр штыря (включая его облицовку, если таковая имеется), см;  $R_{eH(шт)}$ ,  $R_{eH(пет)}$  – верхний предел текучести материала, МПа, соответственно штыря и петли.

Если условие (6.10) выполняется, то минимальная толщина профиля петли в районе штыря может быть

$$t_{пет} = 0,7d_4 + D_{нар},$$

где  $D_{нар}$  – наружный диаметр втулки кронштейна (рудерпоста) ахтерштевня, мм.

Выбранные размеры штырей проверяются по удельному давлению  $p$ , МПа:

$$p = \frac{10R_i}{d_4' l_7},$$

где  $R_i$  – расчетное значение реакции рассматриваемого штыря, кН;  $d_4'$  – диаметр штыря (включая его облицовку, если она имеется), см;  $l_7$  – высота втулки штыря, см. Удельное давление не должно превышать следующих значений:

при смазке водой

|  |           |
|--|-----------|
| нержавеющая сталь или бронза по бокауту  | – 2,4 МПа |
| нержавеющая сталь по бронзе или наоборот | – 6,9 МПа |

при смазке маслом

сталь по баббиту

– 4,4 МПа

Расчет по данному пункту выполняется для каждого штыря отдельно.

6.3.5. *Судовые упоры.* Рулевое устройство должно иметь систему ограничений поворота руля (судовые упоры), которые следует рассчитывать на усилия, соответствующие предельному обратному моменту  $M_{пр}$ , кН·м, от руля, не менее:

$$M_{пр} = 1,135 R_{сн} d^3 \cdot 10^{-4},$$

где  $d$  – действительный диаметр головы баллера, см;  $R_{сн}$  – верхний предел текучести материала баллера, МПа.

Усилие, вызывающее смятие упора, кН,

$$P_{см} = \frac{M_{пр}}{R},$$

где  $R$  – отстояние от оси баллера до площадки соприкосновения ахтерштевня и упора в отливке пера руля, м (рис.6.9).

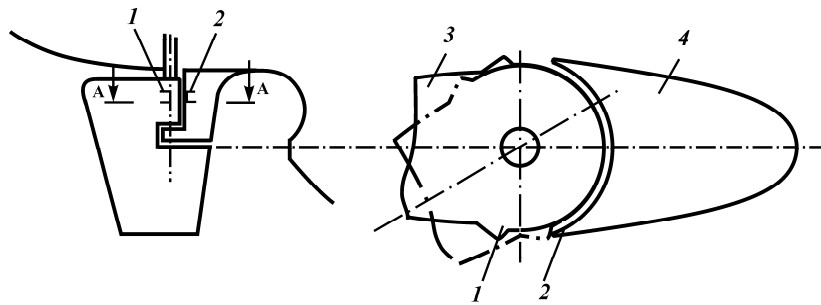


Рис.6.9. Расположение ограничителей руля:

1 – упор ограничителя на перо руля; 2 – упор ограничителя на кронштейне, 3 – перо руля; 4 – кронштейн руля

Напряжения смятия, возникающие в упоре, МПа,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{b_{\text{уп}} h_{\text{уп}}},$$

где  $b_{\text{уп}}$ ,  $h_{\text{уп}}$  – ширина и высота площадки соприкосновения упора с ахтерштевнем, см (в курсовом проекте следует принимать конструктивно  $b_{\text{уп}} = 3..5$ ,  $h_{\text{уп}} = 100..150$ ).

Напряжения в упоре, МПа, не должны превышать величины

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,95 R_{\text{сН(уп)}},$$

где  $R_{\text{сН(уп)}}$  – расчетный предел текучести материала отливки пера руля  
(см. разд.4).

## Раздел 7. ВЫБОР ОСНОВНОГО, ЗАПАСНОГО И АВАРИЙНОГО РУЛЕВЫХ ПРИВОДОВ

### 7.1. Определение расчетного момента

Исходной величиной для выбора основного рулевого привода является наибольший момент от гидродинамических сил, определенный расчетным путем в разд. 5. Расчетный момент  $M_6$ , кН·м, для выбора рулевого привода определяется как

$$M_6 = M + \Sigma M_{\text{тр}},$$

здесь  $M$  – наибольший момент от гидродинамических сил;  $\Sigma M_{\text{тр}}$  – суммарный момент сил трения в опорных узлах баллера, штыря и подшипника баллера руля,

$$\Sigma M_{\text{тр}} = M'_{\text{тр}} + M''_{\text{тр}},$$

$M'_{\text{тр}}$  – момент трения в опорных узлах (втулках) баллера и штыря, кН·м.

$$M'_{\text{тр}} = \frac{4}{\pi} f \sum R_i r_i;$$

$M''_{\text{тр}}$  – момент трения в опорно-упорном подшипнике баллера руля, кН·м,

$$M''_{\text{тр}} = \frac{2}{3} \pi f (r_1^2 - r_0^3) q,$$

где  $f$  – коэффициент трения в подшипнике (втулке);  $r$  – радиус шейки штыря, м;  $R_i$  – опорная реакция в соответствующих опорах пера руля от действия на руль гидродинамических сил, кН (в курсовом проекте принимается наибольшая гидродинамическая сила, определенная расчетным путем в разд. 5);  $r_0, r_1$  – внутренний и наружный радиус опорно-упорного подшипника, м (размеры подшипника определяются в соответствии с требованиями ГОСТ на опорно-упорные подшипники);  $q = P/F$  – давление от веса пера руля с баллером на поверхность опорно-упорного подшипника, кПа;  $P$  – вес пера руля с баллером в сборе, кН;  $F$  – площадь опорной поверхности опорно-упорного подшипника, м<sup>2</sup>.  $F = \pi (r_1^2 - r_0^2)$ .

При выборе коэффициента трения  $f$  необходимо учитывать, что подшипники штырей работают в контакте с морской водой, а подшипники опор баллера не имеют контакта с водой. Так, например, для опорно-упорного подшипника скольжения коэффициент трения скольжения  $f = 0,1$  (сталь по бронзе при смазке маслом).

Ниже приводятся значения коэффициента трения  $f$  для некоторых подшипников:

| Подшипники  | $f$  |
|---|------|
| Работающие вне контакта с морской водой:            |      |
| металлические и пластмассовые подшипники скольжения | 0,15 |
| подшипники качения                                  | 0,10 |
| Работающие в контакте с морской водой:              |      |
| пластмассовые подшипники скольжения                 | 0,20 |
| металлические подшипники скольжения                 | ,30  |
| подшипники качения                                  | 0,10 |

Некоторое увеличение коэффициентов трения по сравнению со значениями соответствующих коэффициентов, принимаемых в машиностроении, объясняется худшими условиями эксплуатации подшипников рулевого устройства, нерегулярностью их смазки.

Вес руля и баллера (осевая нагрузка от веса) для расчета опорно-упорных подшипников обычно вычисляется по чертежам этих конструкций. В случае отсутствия таких данных на первых этапах проектирования (проектирование в курсовом проекте) приближенные значения осевых нагрузок от веса руля  $P_p$  и баллера  $P_6$ , кН, могут быть определены по приближенным формулам

$$P_p = 5,9 A_p ; \quad P_6 = 7,693 d_0^2 \rho (h_6 + 1),$$

где  $d_0$  – диаметр баллера, м;  $\rho$  – плотность материала баллера (для стали  $\rho = 7,8 \text{ т/м}^3$ );  $h_6$  – длина баллера, м.

Опорные реакции от внешней гидродинамической нагрузки  $N_p$  можно определить с помощью теоремы трех моментов. Расчетная схема для балансирующего полуподвесного руля представлены на рис. 7.1 (в том случае, если считается, что моменты инерции поперечных сечений пера руля и баллера одинаковы), а расчетная схема для определения момента трения в опорно-упорном подшипнике – на рис. 7.2.

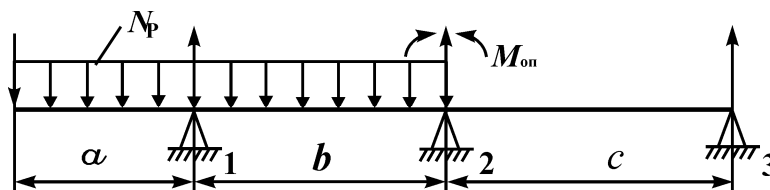


Рис. 7.1. Расчетная схема "перо руля – баллер":

1 – кронштейн ахтерштевня (втулка); 2 – яблоко ахтерштевня (втулка); 3 – опорно-упорный подшипник (гельмпортовая втулка)

Опорный момент, по теореме трех моментов, вычисляется следующим образом:

$$2M_{\text{оп}}(b+c) + \frac{N_p a^2 b}{2(a+b)} = \frac{N_p b^3}{4(a+b)},$$

откуда

$$M_{\text{оп}} = -\frac{N_p a^2 b}{4(a+b)(b+c)} + \frac{N_p b^3}{8(a+b)(b+c)}.$$

Опорные реакции

$$R_1 = N_p \frac{(a+b)}{2b} - \frac{M_{\text{оп}}}{b};$$

$$R_2 = \frac{M_{\text{оп}}}{b} + N_p \frac{b-a}{2b} + \frac{M_{\text{оп}}}{c};$$

$$R_3 = -\frac{M_{\text{оп}}}{c};$$

$$\sum R_i = |R_1| + |R_2| + |R_3|.$$

Для всех остальных типов рулей опорные моменты и реакции определяются с помощью табл. 1.6 и 1.7 [6].

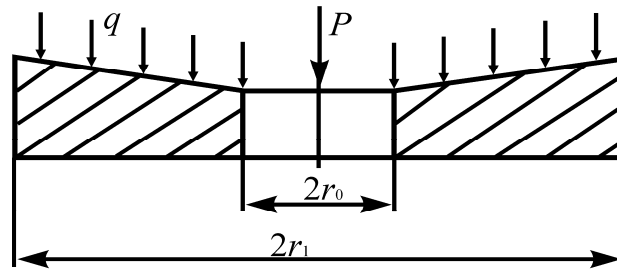


Рис.7.2. Расчетная схема определения момента трения в опорно-упорном подшипнике

### 7.2. Выбор рулевых приводов

Основной рулевой привод подбирается по величине расчетного момента  $M$  с помощью альбома рулевых электрогидравлических машин РН-75. Электрогидравлические плунжерные рулевые машины с номинальным крутящим моментом 100 кН·м и более обычно имеют два независимо действующих агрегата насоса, обеспечивающих более высокие требования для основных рулевых приводов и способных при необходимости выполнить функции запасных рулевых приводов. Во всех этих случаях подбирать специальный запасной привод нет необходимости.

Если помещение, в котором размещены основной и запасной рулевые приводы, частично или полностью перекрывается самой высокой грузовой ватерлинией, то должен быть предусмотрен аварийный рулевой привод, который необходимо располагать выше палубы переборок. В противном случае в установке такого привода нет необходимости.

### 7.3. Расположение рулевых приводов.

Рулевая машина устанавливается на фундаменте в румпельном отделении на высоте, обеспечивающей возможность осмотра снизу и

обслуживания как самой машины, так и располагаемого под ней подшипника баллера (600...900 мм).

Над рулевой машиной должно быть достаточно места для монтажа и демонтажа. По бортам нужно предусмотреть проходы шириной не менее 800 мм.

В плане машина должна быть сориентирована таким образом, чтобы матрос, управляющий штурвалом местного ручного управления этой машины, был обращен в нос судна.

Пост управления – штурвальная тумба – должен быть размещен в рулевой рубке в диаметральной плоскости. При этом ось штурвального колеса должна возвышаться над палубой на 900...1000 мм.

Отдельный запасной привод, если он предусматривается, помещается также в румпельном отделении. Штурвальная палуба этого привода может устанавливаться как в самом румпельном отделении, так и вне его, в помещении или на открытой палубе в кормовой части судна.

Аварийный рулевой привод (при его наличии) располагается выше палубы переборок, как это предусматривается требованиями Правил Регистра, также в кормовой части судна.

## **Раздел 8. ВЫБОР И РАСПОЛОЖЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ БАЛЛЕРА**

Подшипники служат опорами баллера, воспринимают от него нагрузки и передают их на корпус. Для надежной фиксации баллера количество подшипников должно быть не менее двух. Один из них (опорный) предназначен воспринимать горизонтальные нагрузки, возникающие от воздействия гидродинамических сил на руль; другой (опорно-упорный) – как горизонтальные, так и вертикальные, включая вес руля и баллера.

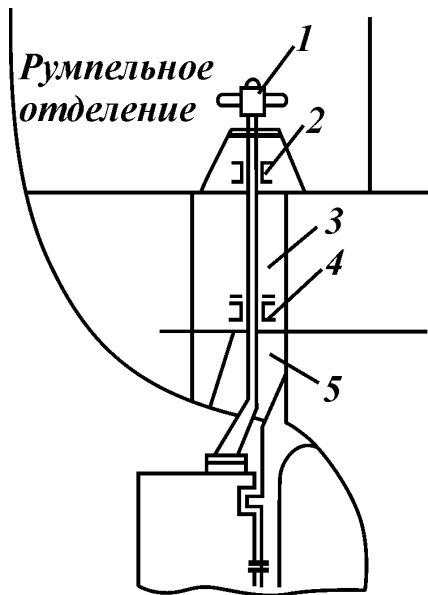


Рис.8.1. Расположение подшипников баллера (первый вариант): 1 – румпель рулевого привода; 2 – верхний опорный подшипник; 3 – баллер; 4 – нижний опорно-упорный подшипник; 5 – гелемпорт труба

Оба подшипника обычно располагаются ниже рулевого привода на достаточном расстоянии друг от друга (рис. 8.1). Нижний устанавливается над гелемпортной трубой и, как правило, имеет в своем составе сальниковое уплотнение, препятствующее попаданию заборной воды через неплотности в румпельное отделение. В случае недостатка места верхний подшипник можно расположить над рулевым приводом, закрепив его на подволоке румпельного отделения. Баллер в этом случае соответственно удлиняется (рисунок 8.2).

На траулерах с кормовым слипом в некоторых случаях приходится ограничиваться одним подшипником баллера, если из-за малой высоты румпельного отделения два разместить невозможно.



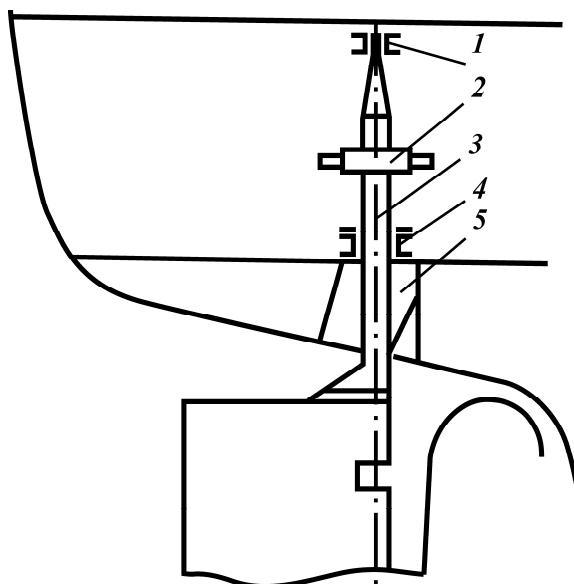


Рис. 8.2. Расположение подшипников баллера (второй вариант):

1 – опорный подшипник; 2 – румпель рулевого привода; 3 – баллер;  
4 – опорно-упорный подшипник; 5 – гелмпортובה труба

Диаметр и высота подшипников, увязанные с сопрягаемыми размерами шеек баллера, подлежат проверке на удельное давление.

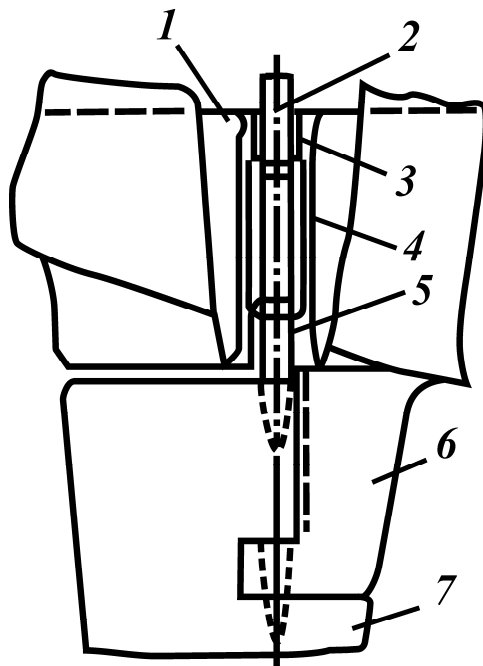


Рис. 8.3. Гельмпортowa труба с подшипниками:

1 – платформа румпельного отделения; 2 – баллер; 3 – втулка верхнего подшипника; 4 – гельмпортowa труба; 5 – втулка нижнего подшипника; 6 – кронштейн руля; 7 – перо руля

Корпуса подшипников баллера могут выполняться также как одно целое с гельмпортовой трубой. Последняя в этом случае имеет вид литой или сварной трубы цилиндрической формы с запрессованными втулками из бронзы или другого антифрикционного материала (рисунок 8.3).

Такое конструктивное решение может быть рекомендовано для подвесных и полуподвесных рулей, имеющих конусное соединение с баллером. Гельмпортowa труба с вмонтированными подшипниками может также применяться и для балансирных рулей, опирающихся на пятку ахтерштевня.

Количество опор руля зависит от принятого типа руля и ледовой категории судна. Опорами, как известно, служат петли со штырями.

Рули балансирные, опирающиеся на пятку и имеющие фланцевое соединение с баллером, снабжаются одной опорой. Этой опорой служит пятка ахтерштевня. В руле и в баллере под действием гидродинамических сил при этом возникают повышенные изгибающие моменты, вызывающие необходимость соответствующего упрочнения указанных конструкций.

Для балансирных рулей крупнотоннажных судов в целях снижения упомянутых изгибающих моментов целесообразно предусматривать также верхнюю опору руля в виде небольшого кронштейна с петлей. Такой кронштейн закрепляется на ахтерштевне судна или выполняется как одно целое с ахтерштевнем (рис. 9.1).

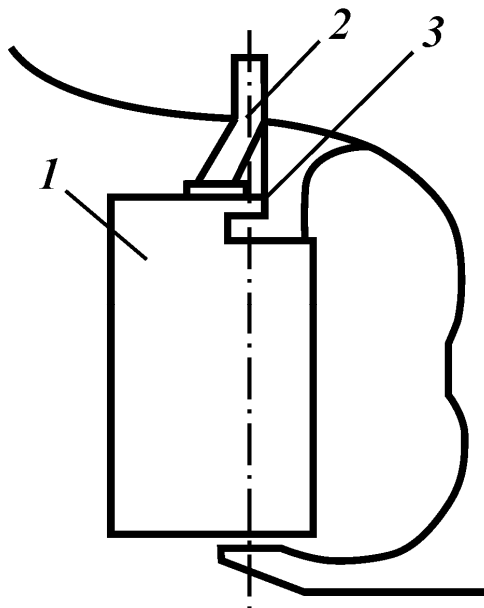


Рис. 9.1. Схема балансирного руля с двумя штырями: 1 – перо руля; 2 – баллер; 3 – кронштейн

Для опертых балансирных рулей, имеющих конусное соединение с баллером, верхняя опора в виде петли со штырем обычно не предусматривается, а в качестве нее используется нижний подшипник баллера, закрепляемый в гельмпортной трубе. Саму трубу в этом случае целесообразно выполнять в форме цилиндра аналогично описанной в разд. 8. (см. рис. 8.3).

Для простых рулей, располагаемых за рудерпостом, при двух опорах (штырях) последние рекомендуется размещать так же, как для балансир-

ных опертых рулей с двумя опорами, только петлю верхней опоры следует закрепить непосредственно на рудерпосте ахтерштевня. Третью и последующие опоры, если они предусматриваются принятым типом руля (для ледоколов, судов ледового плавания), рекомендуется располагать на равных расстояниях по высоте руля.

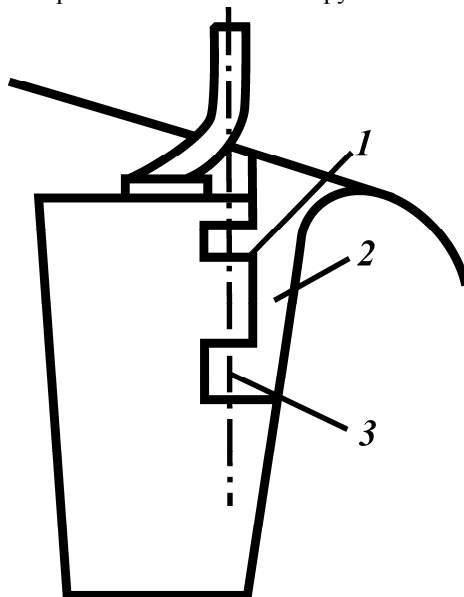


Рис. 9.2. Схема размещения верхнего штыря балансирующего полуподвесного руля.

Балансирные полуподвесные рули крепятся на кронштейне одним или двумя штырями. При одном штыре последний располагается обычно на нижнем конце кронштейна. Наличие двух штырей повышает надежность руля и может быть рекомендовано для крупных транспортных судов. Верхний штырь 1 в этом случае следует располагать вблизи верхней кромки руля, а нижний 3 — на нижнем конце кронштейна 2, как и в первом случае (рис. 9.2).

Втулки петель ахтерштевня выполняют из антифрикционного материала (бронзы, бакаута, лингофоля), предусматривая запрессовку их в тело петель. Размеры втулок (диаметр и высота) должны быть указаны с соответствующими размерами рулевых штырей.

## Раздел 10. ОЦЕНКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ РУЛЯ.

В рамках курсового проектирования выполняется гидродинамический расчет рулевого устройства одновинтового судна. Руль расположен в диаметральной плоскости судна, в струе за гребным винтом. Относительное расстояние (отнесено к диаметру гребного винта) между диском гребного винта и передней кромкой руля  $\bar{e}_1 \leq 1,0$ .

В расчетах гидродинамических качеств руля расстояние оси гребного винта до середины размаха (высоты) руля можно принять  $e_2 = 0$ .

### 10.1. Определение наибольшего крутящего момента балансирного опертого и подвесного рулей

Расчет выполняется в соответствии с методикой, описанной в [4]. Наибольший момент на баллере пера руля на переднем ходу судна  $M_\delta$ , кН·м, можно определить, воспользовавшись зависимостью:

$$M_\delta = 0,5\rho V^2 A_p c_{m\delta} b_{cp}, \quad (10.1.)$$

где  $\rho$  — массовая плотность воды (1,025 т/м<sup>3</sup>);  $V$  — скорость переднего хода судна, м/с;  $A_p$  — площадь пера руля, м<sup>2</sup>;  $b_{cp}$  — средняя ширина руля, м;  $c_{m\delta}$  — коэффициент, определение которого предшествует расчет следующим вспомогательных величин:

$$C_1 = \frac{\lambda}{5} (1 - \psi_B)^2 \left( a^2 A_1 + 2aA_2 \sigma_p'^2 \right); \quad (10.2.)$$

$$C_2 = 2(1 - \psi_B)^2 (a + \bar{V}a)^2; \quad (10.3.)$$

$$D_1 = \frac{\lambda}{5} (1 - \psi_B)^2 \left( a^2 B_1 + 2aB_2 \sigma_p' + B_3 \sigma_p'^2 \right); \quad (10.4.)$$

$$D_3 = \frac{\pi}{4} \bar{t}^2 (1 - \psi_B)^2 \left( a + \frac{\sigma_p'}{2} \right)^2; \quad (10.5.)$$

$$\bar{V}_a = \sigma_p' 2 \left[ 1 + \left( \frac{h_p}{2D_B} \right)^2 \right]^2; \quad (10.6.)$$

$$\sigma_p' = \left( 1 + \frac{\bar{e}_1}{1 + e_1^2} \right) (\sqrt{1 + \sigma_p} - 1); \quad (10.7.)$$

$\sigma_p$  — коэффициент нагрузки гребного винта по упору [3, § 5];

$\lambda$  — относительное удлинение руля;  $D_B$  — диаметр гребного винта судна, м;

$\bar{t}$  — относительная толщина профиля пера руля; коэффициент

$$a = \frac{(1 - \psi_p)}{(1 - \psi_B)};$$

$\psi_p$  — коэффициент попутного потока в районе руля,

$$\psi_p = \left( 0,68C_p - 0,25 + 0,18 \frac{h_1}{H} + \Delta\psi_p \right) \varpi;$$

$h_1, H$  — расстояние от основной плоскости судна до нижней кромки руля и до точки пересечения баллера с поверхностью корпуса, м;

$\varpi = 1$  для рулей, расположенных в диаметральной плоскости судна;

$C_b$  — коэффициент общей полноты судна;  $\Delta\psi_p = 0,18$  для судов с крейсерской кормой;  $\psi_B$  — коэффициент попутного потока в диске гребного винта:

$$\psi_B = 0,165C_b \sqrt[3]{\frac{V}{D_B}} - \Delta\psi_B; \quad (10.8.)$$

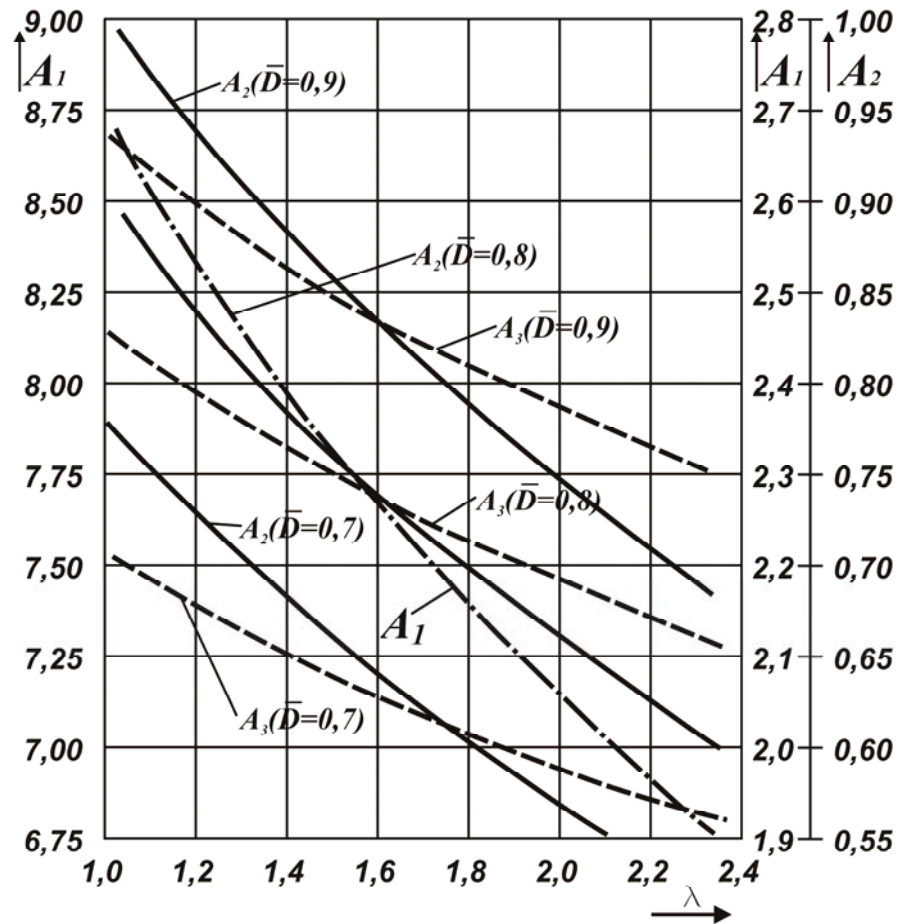


Рис. 10.1. Коэффициенты  $A_1(\lambda, \bar{D}) \dots A_3(\lambda, \bar{D})$  для расчета балансирного руля опертого типа.

$V$  — объемное водоизмещение судна,  $\text{м}^3$ ;  $\Delta\psi_B = 0,1(Fr - 0,2)$  — поправка на влияние числа Фруда при  $Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}} > 0,2$ .

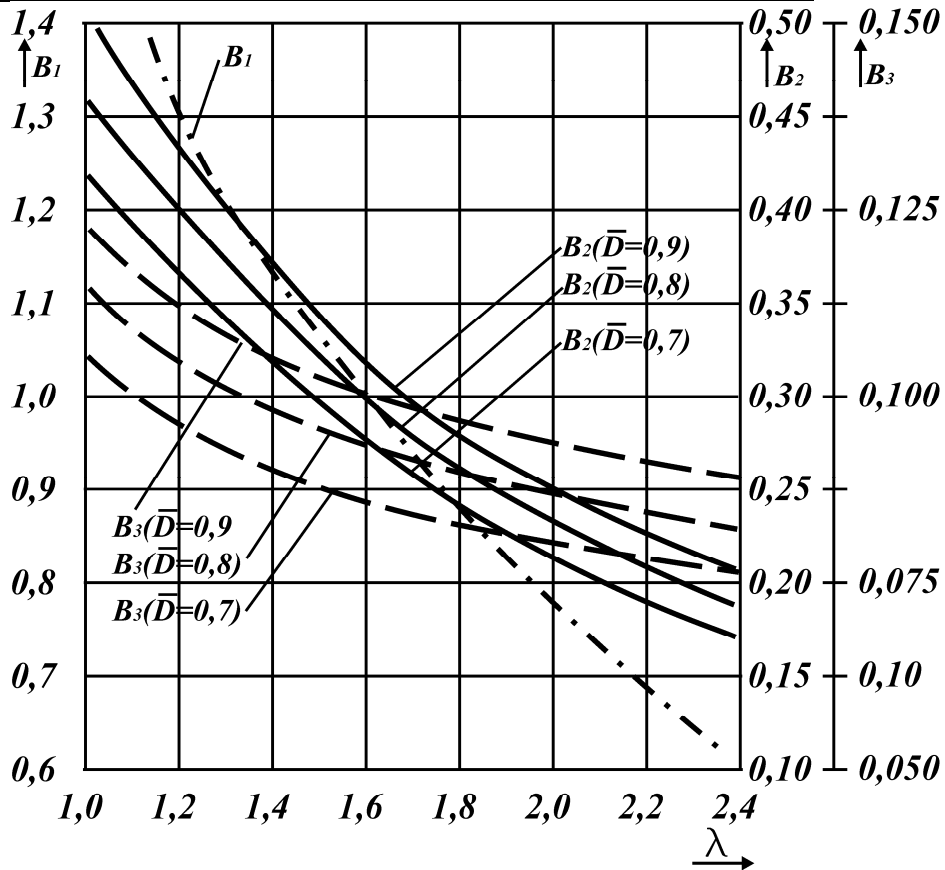


Рис. 10.2. Коэффициенты  $B_1(\lambda, \bar{D}) \dots B_3(\lambda, \bar{D})$  для расчета небалансирного руля опертого типа

Коэффициенты  $A_1 \dots A_3$  и  $B_1 \dots B_3$  выбираются по номограммам, приведенным на рис. 10.1. и рис. 10.2. коэффициент  $c_{m\delta}$ , входящий в (10.1.), выражается зависимостью

$$c_{m\delta} = 0,5736D_1 + 0,1654C_2 - 0,9397D_3 - \left(0,591C_1 + 0,2776C_2 - 0,0658 \bar{t} + 1\right) \bar{x}_\delta, \quad (10.9)$$



где  $\bar{x}_\delta = \frac{x_\delta}{b_{\text{ср}}}$  — относительное расстояние оси баллера от передней кромки руля;  $\bar{t}$  — относительная толщина профиля пера руля.

Нормальное усилие  $N_p$ , определяемое как проекция равнодействующей гидродинамических сил на нормаль к хорде руля, выражается зависимостью:

$$N_p = 0,515 \rho V^2 A_p (0,5736 C_1 + 0,2695 C_2 - 0,4386 \bar{t} + 1), \quad (10.10)$$

где  $\rho = 1,025 \text{ т/м}^3$ .

## 10.2. Определение наибольшего крутящего момента небалансирного руля

Наибольший гидродинамический момент на баллере небалансирного руля, установленного за рудерпостом, определяется зависимостью (10.1), где вместо  $b_{\text{ср}}$  подставляется средняя ширина руля и рудерпоста  $b_{\text{кср}}$ . Однако некоторые вспомогательные величины и коэффициенты отличаются от подобных, описанных в разделе 10.1. Для расчета наибольшего гидродинамического момента на баллере необходимо воспользоваться зависимостями (10.2) – (10.5) с обозначениями (10.6) – (10.7), где вместо  $\lambda$ , входящего в (10.2) – (10.5), следует подставить  $\lambda_{\text{к}}$  — относительное удлинение комплекса, и определить:

$$D_2 = C_2 \left( \frac{1 + b_{\text{рп}}}{1 - b_{\text{рп}}} \right),$$

$b_{\text{рп}} = \frac{b_{\text{рп}}}{b_{\text{к}}}$  — относительная ширина рудерпоста, представляющая

собой отношение ширины рудерпоста к суммарной ширине руля и рудерпоста (комплекса). Коэффициенты  $A_1 \dots A_3$  и  $B_1 \dots B_3$ , входящие в

выражения (10.2) – (10.5), для данного типа руля определяются по номограммам, представленным на рис. 10.3 – 10.6.

Коэффициент  $c_{m\delta}$  находится по выражению (10.9), относительное отстояние оси баллера до передней кромки руля — по зависимости:

$$x_{\delta} = \frac{\left( b_{\text{рп}} + \frac{t_{\text{р}}}{2} + 0,02 \right)}{b_{\text{р}}},$$

где  $t_{\text{р}}$  — толщина руля, м, в сечении, через которое проходит ось баллера;  $b_{\text{р}}$  — средняя ширина поворотной части комплекса, м;  $b_{\text{рп}}$  — ширина рудерпоста, м. Вместо относительной толщины руля  $\bar{t}$  следует подставлять в (10.9) относительную толщину поворотной части комплекса  $\bar{t} = t/b_{\text{р}}$ ;  $t$  — максимальная толщина поворотной части, м.

Нормальное усилие  $N_{\text{р}}$  определяется по выражению (10.10), подставляя вместо  $A_{\text{р}}$  суммарную площадь руля у рудерпоста  $A_{\text{к}}$ . Коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$  рассчитываются по (10.2) и (10.3).

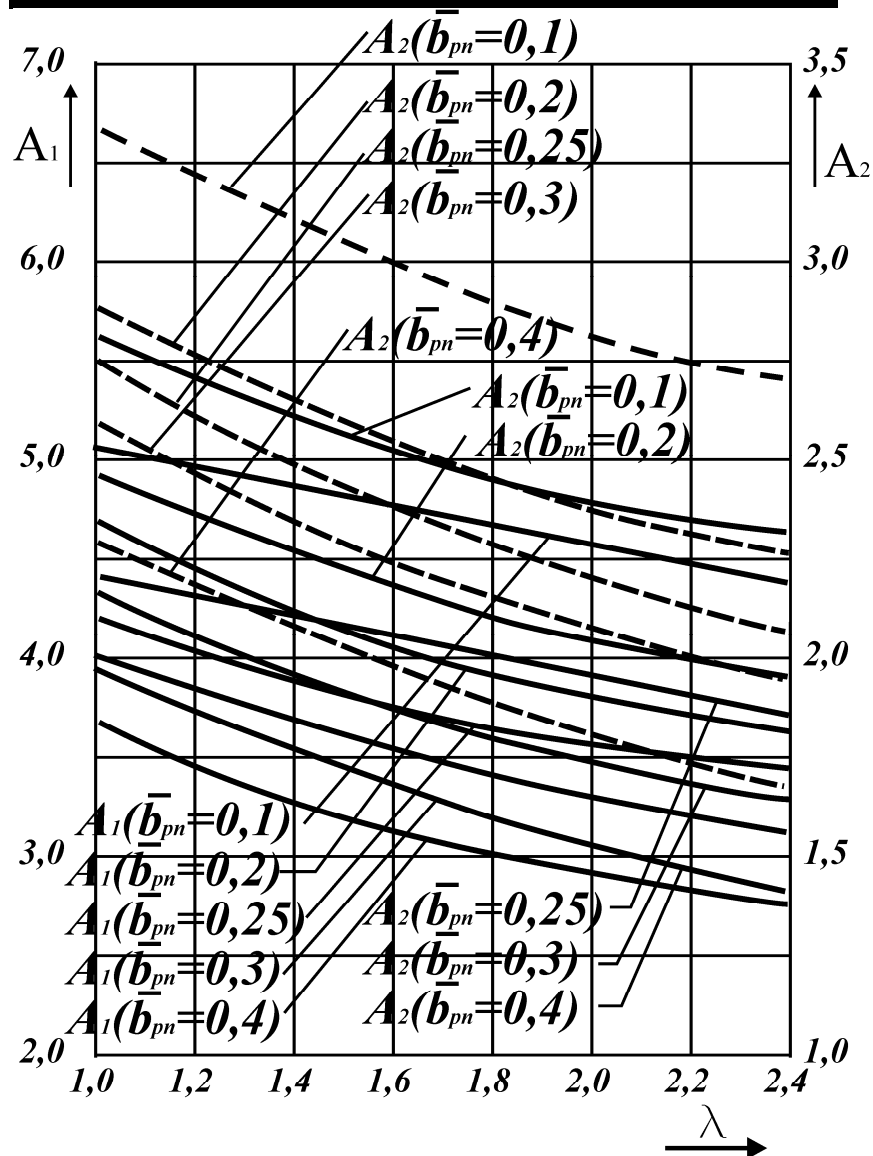


Рис. 10.3. Коэффициенты  $A_1(\bar{b}_{pn}, \lambda_k) \dots A_2(\bar{b}_{pn}, \bar{D}, \lambda_k)$  для расчета небалансирного руля, установленного за рудерпостом.

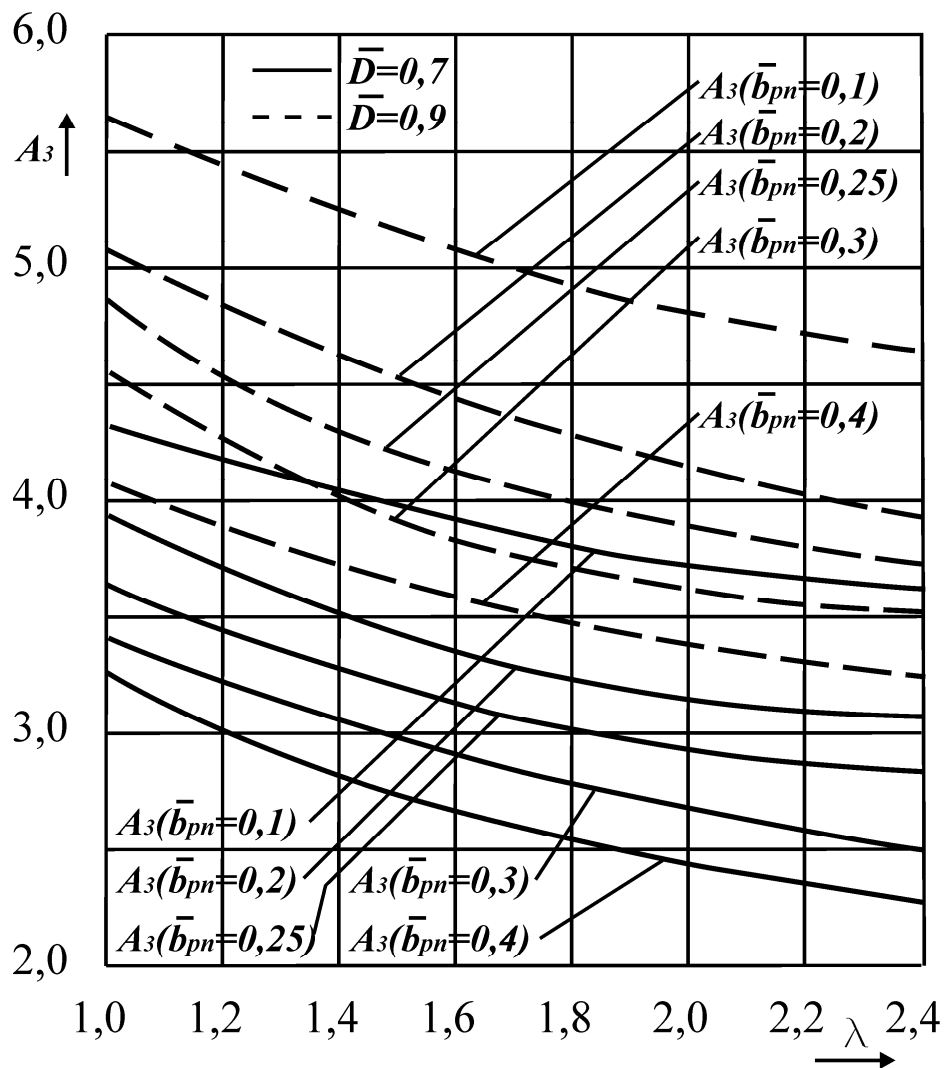


Рис. 10.4. Коэффициенты  $A_3(\bar{b}_{pn}, \lambda_k, \bar{D})$  для расчета небалансирного руля, установленного за рудерпостом.

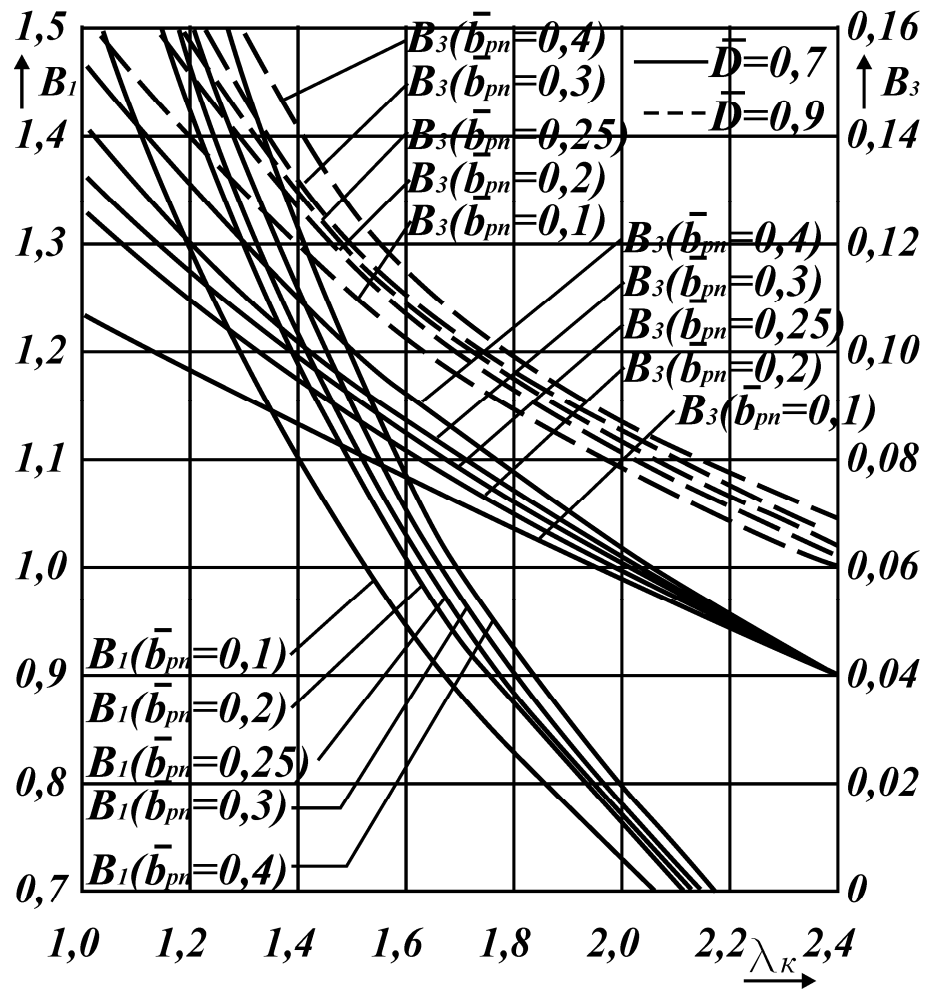


Рис. 10.5. Коэффициенты  $B_1(\bar{b}_{pn}, \lambda_k)$ ,  $B_3(\bar{b}_{pn}, \lambda_k, \bar{D})$  для расчета небалансирного руля, установленного за рудерпостом.

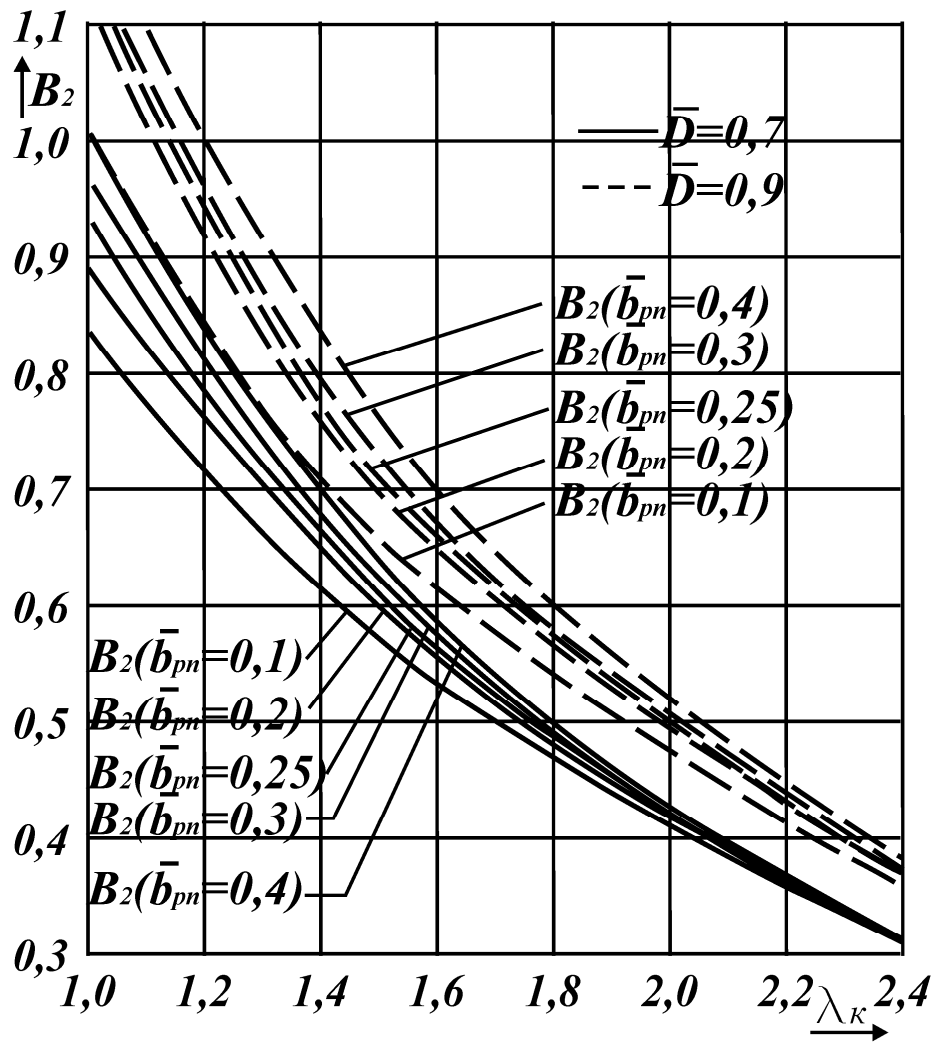


Рис. 10.6. Коэффициенты  $B_2(\bar{b}_{pn}, \lambda_K, \bar{D})$  для расчета небалансирного руля, установленного за рудерпостом.

### 10.3. Определение наибольшего крутящего момента балансирующего полуподвесного руля

Особенность балансирующего полуподвесного руля состоит в том, что закручиваемый гребным винтом поток несимметрично и неравномерно обтекает поворотную и неповоротную части руля (неповоротная часть — кронштейн). Гидродинамический расчет балансирующего полуподвесного руля выполняется в соответствии с методикой, изложенной в [6]. Наибольший момент на баллере руля  $M_\delta$  (на переднем ходу судна) может быть определена на основании выражения (10.1), где в качестве  $b_{cp}$  подставляется средняя ширина руля и кронштейна  $b_{cp.k}$ . Расчету коэффициента  $c_{m\delta}$  предшествует определение коэффициента  $C_1$  по формуле (10.2), коэффициента  $D_1$  по формуле (10.4). другие вспомогательные величины можно найти, используя следующие выражения:

$$C_2 = 0,3\lambda_k(1-\psi_B)^2 \left( A_4 - A_5\sigma_p' \right) \sigma_p' H_b; \quad (10.11)$$

$$C_3 = 2,32(1-\psi_B)^2 \left( a + \overline{V_a} \right)^2; \quad (10.12)$$

$$D_2 = 0,54\lambda_k^2(1-\psi_B)^2 \left( B_4 + B_5\sigma_p' \right) \sigma_p' H_b; \quad (10.13)$$

$$D_3 = 1,16(1-\psi_B)^2 \left( a + \overline{V_a} \right)^2; \quad (10.14)$$

$$D_4 = 0,393(1-\psi_B)^2 \left( a + \overline{V_a} \right)^2 \bar{t}^2 h_k \left( \bar{b}_{1cp}^2 + \bar{b}_{2cp}^2 \right); \quad (10.15)$$

где  $H_b = V(1-\psi_B)/nD_B$  — относительная поступь (шаг) гребного винта;  $D_B$  — диаметр гребного винта, м;  $a$  — коэффициент,  $a = (1-\psi_p)/(1-\psi_s)$ ;  $\bar{b}_{1cp}$ ,  $\bar{b}_{2cp}$  — средние относительные ширины поворотной части, расположенной за кронштейном и под кронштейном (отнесены к средней ширине комплекса

$$\bar{b}_{1cp} = \frac{\bar{b}_{1cp}}{\bar{b}_{cp.k}}, \bar{b}_{2cp} = \frac{\bar{b}_{2cp}}{\bar{b}_{cp.k}}).$$

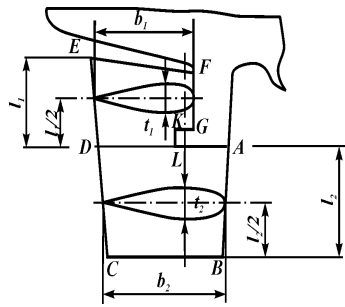
Обозначения, представленные выражениями (10.6) и (10.7) справедливы применительно к зависимостям (10.11) – (10.14).

Коэффициент попутного потока в диске гребного винта  $\psi_g$  — определяется выражением (10.8), коэффициент попутного потока в районе руля  $\psi_p$  — как среднее между частью руля, расположенной за кронштейном, и частью руля, расположенной ниже кронштейна.

Тогда

$$\psi_p = 1 - \sqrt{\frac{A_{p1}(1 - \psi_{p1})^2 + A_{p2}(1 - \psi_{p2})^2}{A_p}},$$

где  $A_{p1}$  — площадь поворотной части руля, расположенная за кронштейном,  $m^2$ , определяется контуром LDEFGK;  $A_{p2}$  — площадь поворотной части руля, расположенная под кронштейном,  $m$ , определяется контуром ABCD (рис. 10.7.).



$$\psi_{p1} = \left( 0,68C_b - 0,43 + \Delta\psi_p + 0,18 \frac{2h_1 + l_2}{H} \right) \varpi$$

$$\psi_{p2} = \left( 0,68C_b - 0,43 + \Delta\psi_p + 0,18 \frac{2h_1 + l_1}{H} \right) \varpi$$

$\varpi = 1$  для рулей, расположенных в диаметральной плоскости судна;  
 $\Delta\psi_p = 0$  для судов с транцевой

кормой;  $\Delta\psi_p = 0,18$  для судов с крейсерской кормой;  $C_b$  — коэффи-

циент общей полноты судна,  
 $h_1, H$  — расстояние от основной плоскости

Рис.10.7. Коэффициенты для расчета полубалансирного полуподвешного руля, расположенного за кронштейном



судна соответственно до нижней кромки руля и до точки пересечения оси баллера с поверхностью корпуса судна, м;  $h_2$  — расстояние от нижней кромки кронштейна до основной плоскости судна, м;  $l_2 = h_2 - h_1$ ;  $l_1 = h_p - l_2$ .

Коэффициенты  $A_4 - A_5$  и  $B_4 - B_5$ , входящие в выражения (10.11) – (10.15), для данного типа руля определяются по номограммам, представленным на рис. 10.8 – 10.12. Коэффициент выражается зависимостью:

$$C_{m\delta} = 0,5736D_1 + 0,819D_2 + 0,329D_3 + 0,9397D_4 + \\ + \bar{x}_\delta \left[ 1,03 - 0,226(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) \right] \times (0,5736C_1 + 0,2695C_3 + 0,819C_2) ,$$

$\bar{x}_\delta = x_\delta / b_{cp}$  — относительное расстояние оси баллера от передней кромки руля;  $t_1, t_2$  — относительные толщины профиля пера руля в сечениях (см. рис. 10.7),  $\bar{t}_1 = t_1 / b_1$ ;  $\bar{t}_2 = t_2 / b_2$ .

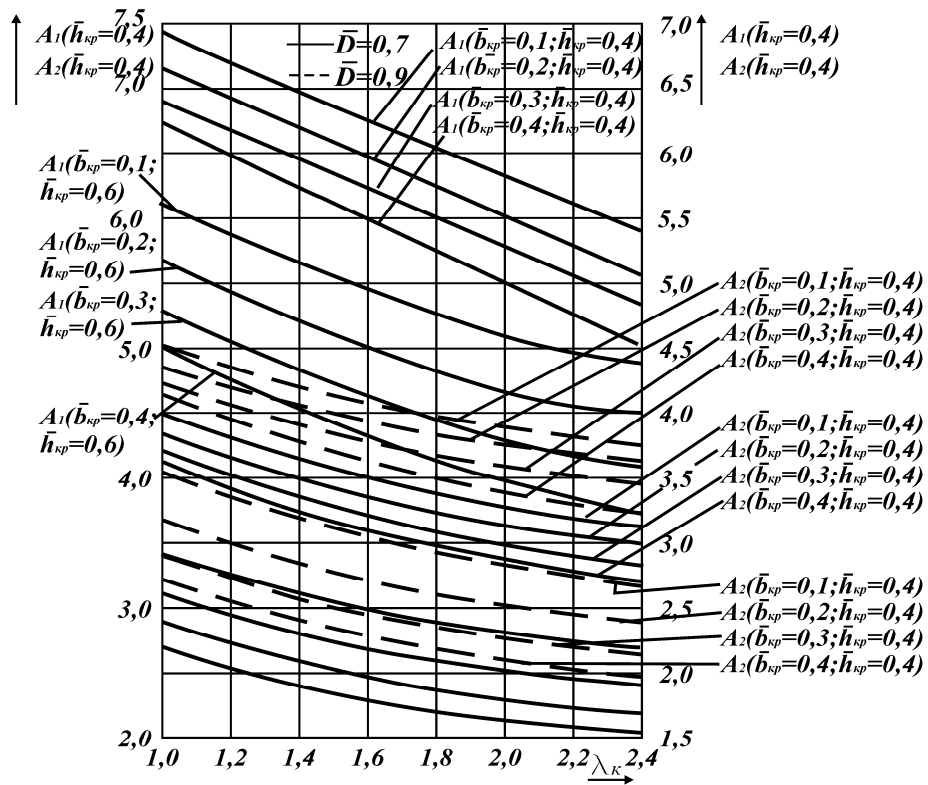


Рис.10.8. Коэффициенты  $A_3(\bar{b}_K, \bar{h}_K, D, \lambda_K)$  для расчета полубалансирного полуподвешного руля, расположенного за кронштейном

Наибольшее нормальное усилие, действующее на руль при его перекладке,

$$N_p = 0,5 \rho V^2 \left[ 1 - 0,2193 (\bar{t}_1 + \bar{t}_2) \right] \times (0,5736 C_1 + 0,819 C_2 + 0,269 C_3) A_p$$

Раздел 11.  
ЭФФЕКТИВНОСТИ  
УСТРОЙСТВА

ПРОВЕРКА  
РУЛЕВОГО

В рулевом устройстве транспортного судна должно быть согласовано два взаимоисключающих требования — устойчивость судна на курсе и поворотливость судна. Оценить эти качества можно либо по результатам модельных испытаний, либо по зависимостям, приводимым ниже.

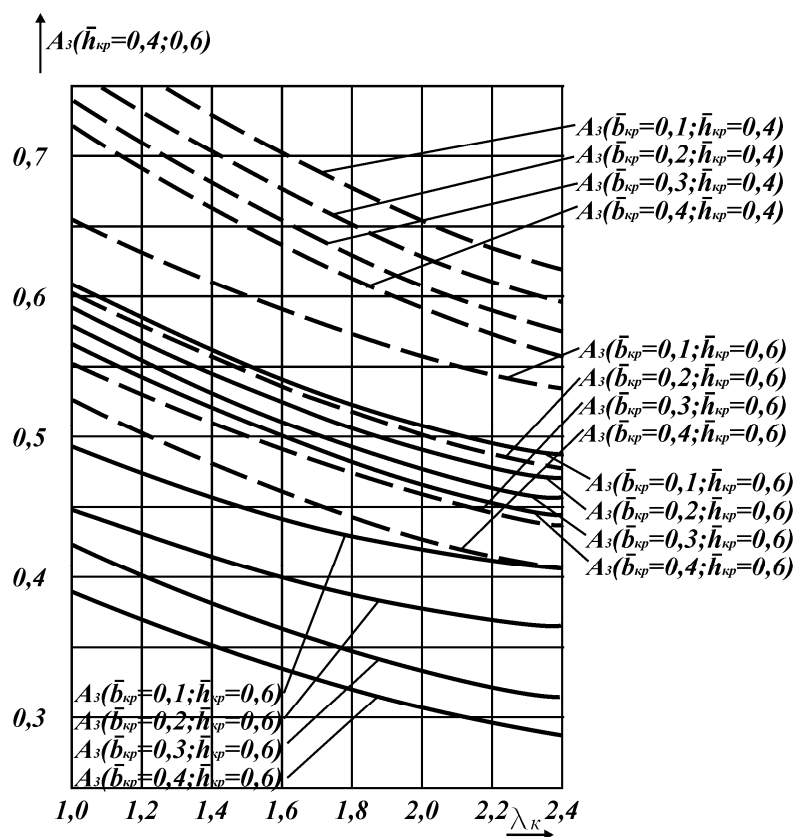


Рис.11.1. Коэффициенты  $A_3(\bar{b}_{кр}, \bar{h}_{кр}, \bar{D}, \lambda_{кр})$  для расчета полубалансирного руля, расположенного за кронштейном.

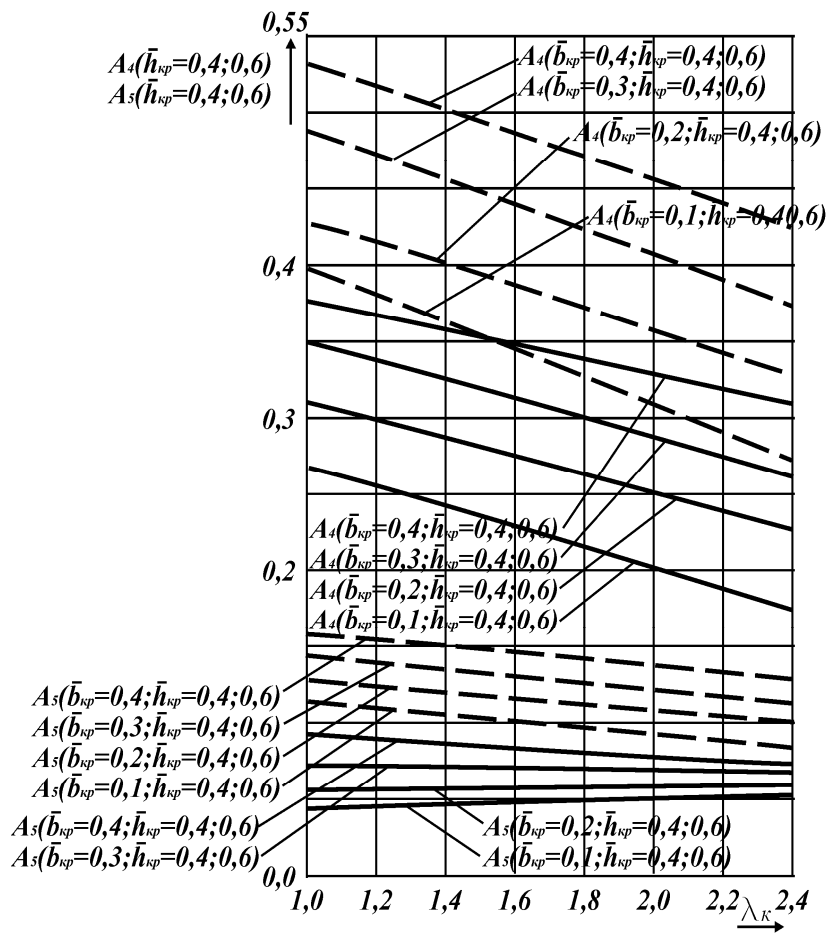


Рис.11.2. Коэффициенты  $A_4(\bar{b}_{кр}, \bar{h}_{кр}, \bar{D}, \lambda_K)$  и  $A_5(\bar{b}_{кр}, \bar{h}_{кр}, \bar{D}, \lambda_K)$  для расчета полубалансирного руля, расположенного за кронштейном.

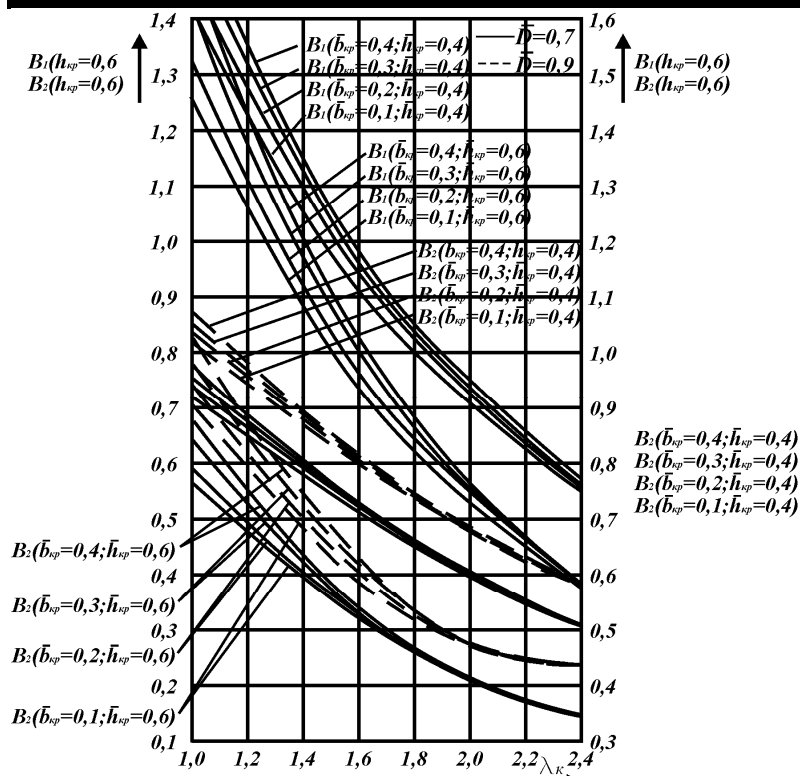


Рис.11.3. Коэффициенты  $B_1(\bar{b}_{кр}, \bar{h}_{кр}, \bar{D}, \lambda_{кр})$  и  $B_2(\bar{b}_{кр}, \bar{h}_{кр}, \bar{D}, \lambda_{кр})$  для расчета полубалансирного руля, расположенного за кронштейном.

Эффективность рулевого устройства для рулей, кроме тех, что соответствуют схемам IV, X и XIII, приведенным на рис. 6.1 в [5], определяется по формуле:

$$E_p = \mu_1 \frac{A}{A_2} \left( 1 + C_{нв} \frac{A_b}{A} \right) (1 - W)^2, \quad (11.1)$$

где

$$\mu_1 = 6,28 \sqrt{1 + \frac{2A}{h_p^2}}; \quad A_b = D_b b_p; \quad W = 0,3C_\theta;$$

$A$  — площадь пера руля,  $\text{м}^2$ ;  $h_p, b_p$  — высота и ширина руля,  $\text{м}$ ;  
 $C_g$  — коэффициент общей полноты судна по ЛГВЛ,  $\text{м}$ ;  $d$  — осадка судна,  $\text{м}$ ;  $D_g$  — диаметр гребного винта,  $\text{м}$ ;

$$C_{\text{нв}} = 9,38T / \left[ D_g^2 V_s^2 \left( 1 - 0,165 C_g \sqrt[3]{\Delta / D_g^2} \right) \right];$$

$\Delta$  — объемное водоизмещение судна,  $\text{м}^3$ ;  $V_s$  — скорость судна,  $\text{уз}$ ;  
 $T$  — упор гребного винта,  $\text{кН}$ , определяемый по зависимости (5.2) в [5].

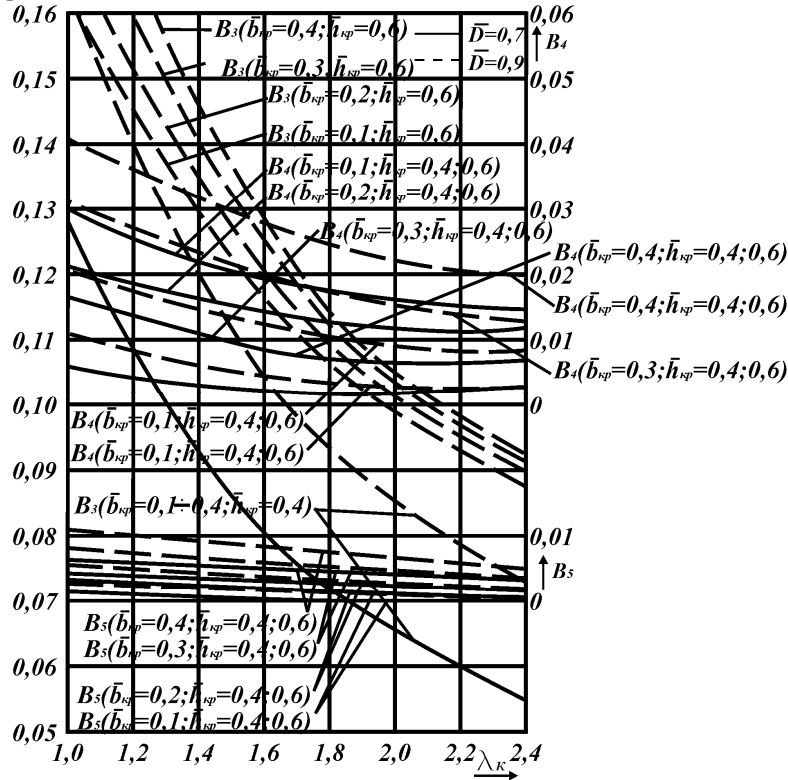


Рис.11.4. Коэффициенты  $B_3(\bar{b}_{\text{кр}}, \bar{h}_{\text{кр}}, \bar{D}, \lambda_k)$ ,  $B_4(\bar{b}_{\text{кр}}, \bar{h}_{\text{кр}}, \bar{D}, \lambda_k)$  и  $B_5(\bar{b}_{\text{кр}}, \bar{h}_{\text{кр}}, \bar{D}, \lambda_k)$  для расчета полубалансирного руля, расположенного за кронштейном.

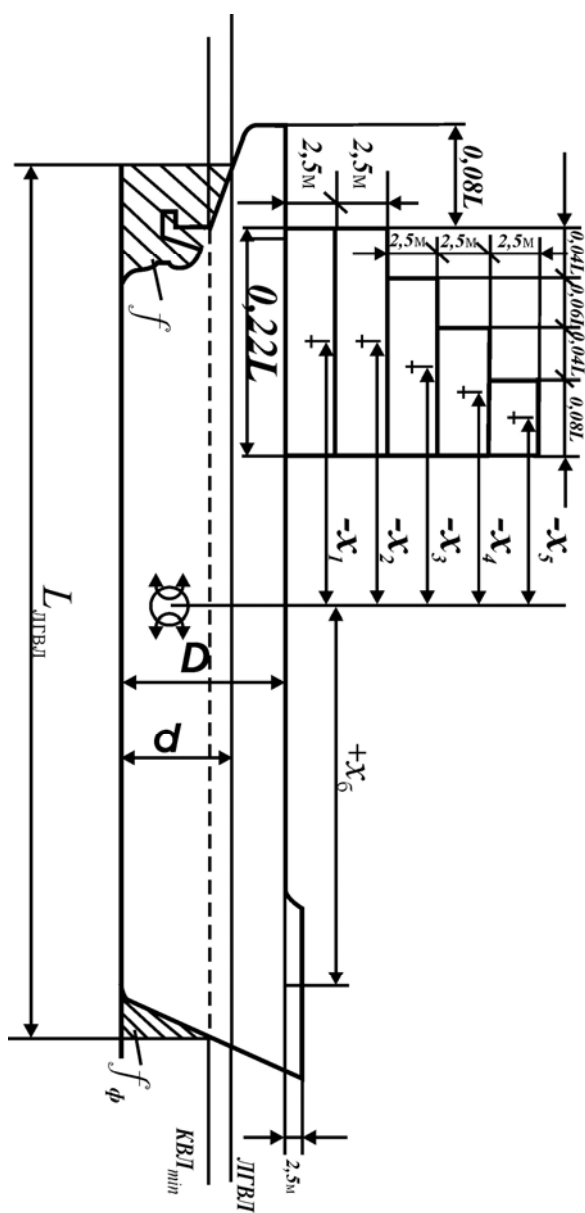


Рис. 11.5. Схема расположения надстроек судна с кормовым расположением машинного отделения

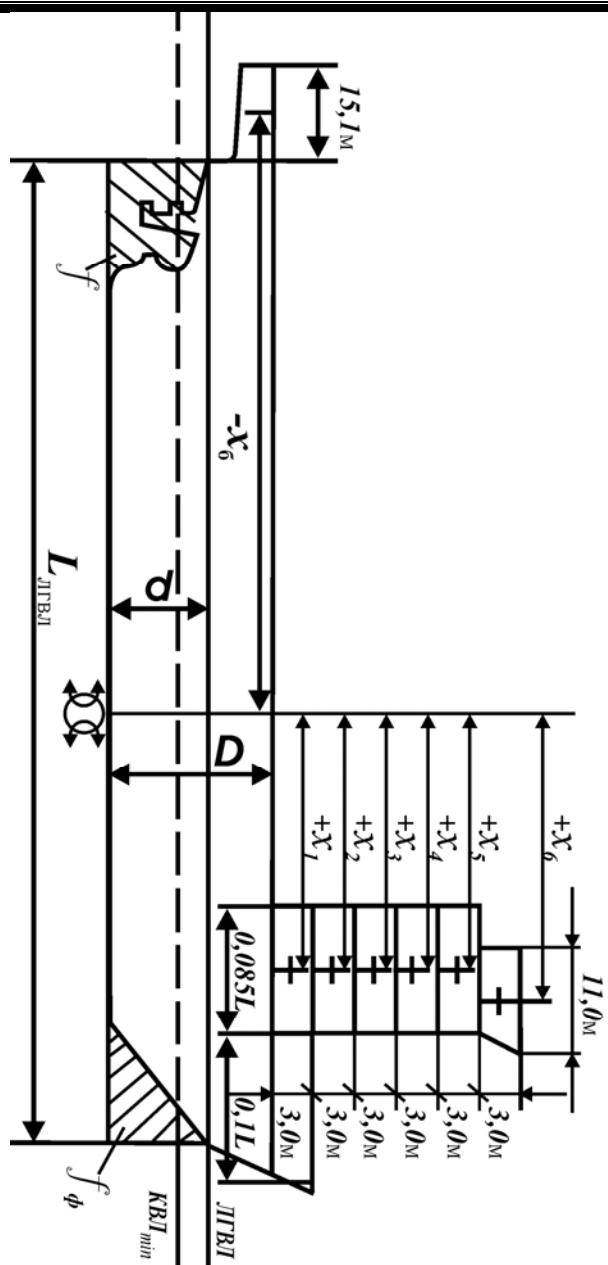


Рис. 11.6. Схема расположения надстроек судна-лихтеровоза



Площадь подводной части диаметральной плоскости судна  $A_2$  при осадке по ЛГВЛ,  $\text{м}^2$ , можно определить в соответствии с рис. 11.1 или рис. 11.2, пользуясь теоретическим чертежом судна. Если  $L_{\text{ЛГВЛ}}$  — длина судна по летней грузовой ватерлинии, то:

$$A_2 = dL_{\text{ЛГВЛ}} - f - f_\phi$$

Эффективность рулей, соответствующих типам IV, X и XIII, определяется зависимостью:

$$E_{\text{pp}} = 1,3\mu_2 \frac{A_{\text{к}}}{A_2} (1-W)^2 \quad (11.3)$$

Здесь, кроме обозначений, описанных применительно к (11.1), введено

$$\mu_2 = \frac{6,28\sqrt{b_{\text{р}}/b_{\text{к}}}}{1 + 2b_{\text{к}}^2/A_{\text{к}}} + \frac{1,4C_{\text{нв}}}{1 + 0,5(b_{\text{к}}^2/A_{\text{к}})^2};$$

$b_{\text{р}}$  — ширина руля, м;  $b_{\text{к}}$  — суммарная ширина руля и рудерпоста (комплекса), м;  $A_{\text{к}}$  — суммарная площадь руля, с кронштейном или с рудерпостом (комплекса),  $\text{м}^2$ .

Эффективность рулей, определенная выражениями (11.1) и (11.3), сравнивается с эффективностями  $E_1, E_2$  и  $E_3$ , определяемыми ниже. Эффективность руля признается достаточной, если  $E_{\text{р}}$  или  $E_{\text{pp}}$  меньше любого из значений  $E_1, E_2$  и  $E_3$ .

Для транспортных судов эффективность  $E_1$  определяется по графику рис.11.3. Входными параметрами являются  $\sigma_{\text{к}}$  и  $C_{\text{р}}$ . Коэффициент полноты подводной части кормовой диаметральной плоскости судна при осадке по ЛГВЛ:

$$\sigma_{\text{к}} = 1 - 2f/dL_{\text{ЛГВЛ}},$$

где  $d$  — осадка судна, м; другие обозначения иллюстрирует рис. 11.1

или рис.11.2. Коэффициент продольной полноты подводной части корпуса судна:

$$C_p = C_B / C_M,$$

где  $C_M$  — коэффициент полноты мидель-шпангоута при осадке по ЛГВЛ, принимается в курсовом проекте равным 0,98;  $C_B$  — коэффициент общей полноты судна по ЛГВЛ (в соответствии с заданием).

Эффективность руля  $E_2$  определяется по формуле:

$$E_2 = \frac{3,8A_3}{V^2 A_4} \left( 1 - 0,067 \frac{A_3}{A_4} \right) \times \left\{ 1 + (\lambda_p - 1) [0,33 + 0,015(V - 7,5)] - 5 \frac{x_0}{L_{\text{ЛГВЛ}}} \right\}, \quad (11.4)$$

где  $\lambda_p$  — относительное удлинение руля, для рулей типа IV, X и XIII принимается  $\lambda_p = h_p^2 / A_k$  (относительное удлинение комплекса);  $A_4$  — площадь подводной части диаметральной плоскости при осадке судна по верхнюю кромку руля, м<sup>2</sup>,  $A_4 = L_{\text{ЛГВЛ}} (h_p + h_1)$ ;  $h_1$  — расстояние от основной плоскости судна до нижней кромки руля;  $A_3$  — площадь боковой парусности судна при осадке по верхнюю кромку руля, м<sup>2</sup>,

$$A_3 = L_{\text{ЛГВЛ}} (D - h_1 - h_p) + L_{\delta} h_{\delta} + \sum_{i=1}^n l_{in} h_{in};$$

$D$  — высота борта судна, м;  $L_{\delta}, h_{\delta}$  — длина и высота боковой надстройки, м;  $l_{in}, h_{in}$  — длина и высота каждого яруса надстройки, м; принимается согласно рис. 11.1 или рис. 11.2;  $x_0$  — расстояние от

мидель-шпангоута до центра тяжести площади  $A_3$ , м, положительным принимается в нос судна, отрицательным — в корму;  $n$  — число ярусов надстройки;

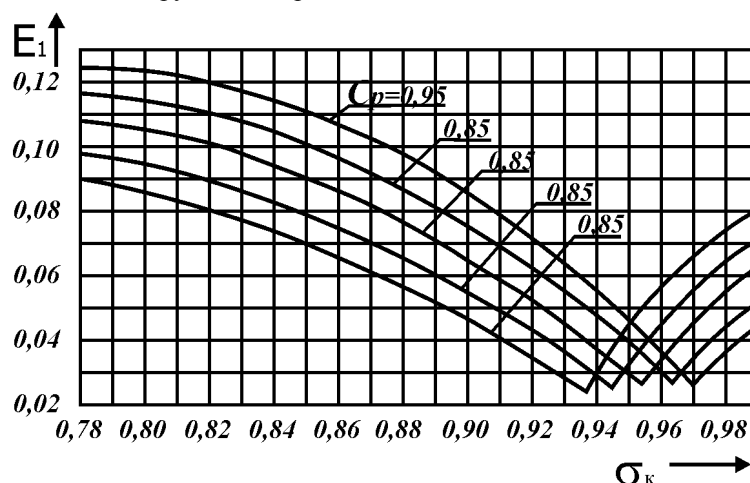


Рис.11.4. Зависимость  $E_1$  от  $\sigma_1$  и  $C_p$

$$x_0 = \left( \sum (l_{in} h_{in} x_i) + L_{\delta} h_{\delta} x_{\delta} \right) / A_3$$

Эффективность руля  $E_3$  выражается зависимостью:

$$E_3 = 0,03 + 0,01(\lambda_p - 1) + 0,01 \frac{A_5}{A_2} \left( 1 - 3 \frac{x}{L_{ЛГВЛ}} \right) \quad (11.5)$$

где  $A_5$  — площадь боковой парусности судна при осадке по ЛГВЛ,  $m^2$ ,

$$A_5 = A_3 + L_{ЛГВЛ} (d - h_1 - h_p);$$

$x$  — расстояние от мидель-шпангоута судна до центра тяжести площади  $A_5$ , м (в курсовом проекте можно принять  $x = x_0$ );  $A_2$  определяется согласно (11.2).

Удовлетворительная эффективность проектируемого рулевого устройства оговаривается условием, чтобы  $E_p$  и  $E_{pp}$ , определенные

согласно (11.1) и (11.3), были меньше любого из значений  $E_1, E_2$  и  $E_3$ , снятых с графика рис. 11.3 и найденных по формулам (11.4) и (11.5).

## Раздел 12. РУЛЕВЫЕ ПРИВОДЫ, ИХ ВЫБОР

### 12.1. Секторные рулевые приводы

Достоинством секторных рулевых приводов является их простота и надежность в работе, недостатком – большая масса таких приводов и большие габариты при сравнительно низком коэффициенте полезного действия (0,35...0,40). Передаточное число для секторных приводов составляет 1500...2000. Ограниченная прочность зубчатой передачи определяет верхнюю границу мощности рулевой машины, передаваемую на баллер пера руля. В табл.12.1 приведены технические характеристики рулевых секторных машин серии РЭР.

Таблица 12.1. Технические характеристики секторных рулевых машин серии РЭР

| Тип рулевой машины | Номинальный крутящий момент, кН·м | Электропривод постоянного тока (220 В) |                 | Масса рулевой машины с электрооборудованием, кг | Основные размеры, мм |
|--------------------|-----------------------------------|--|-----------------|---|----------------------|
|                    |                                   | Мощность, кВт                          | Частота, об/мин |   |                      |
| РЭР3 - 2           | 29,5                              | 2,0                                    | 600             | 2100  | 1970x1980x1050       |
| РЭР3 - 4           | 29,5                              | 2,0                                    | 600             | 2100  | 1970x1930x1050       |
| РЭР3 - 6           | 29,5                              | 3,0                                    | 1000            | 1220  | 1970x1860x1150       |
| РЭР3 - 8           | 29,5                              | 2,0                                    | 600             | 1850  | 1770x1970x850        |
| РЭР5 - 3           | 49,5                              | 4,2                                    | 860             | 3165  | 2545x3385x2080       |
| РЭР10 - 5          | 98,0                              | 6,2                                    | 860             | 5080  | 3380x600x1725        |

На рис.12.1 показаны общий вид этого типа рулевых машин и основные размеры.

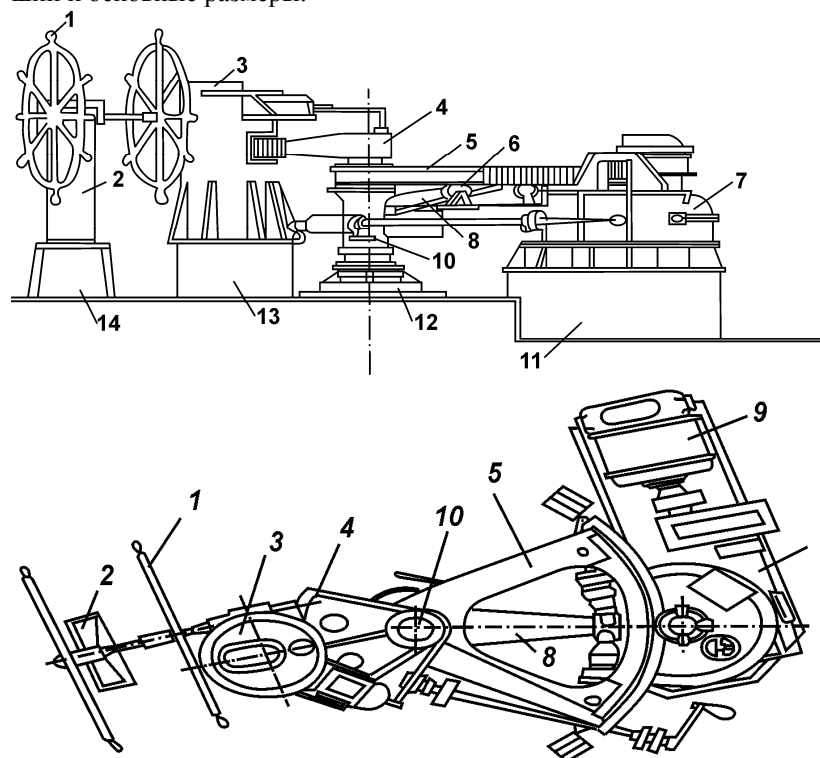


Рис.12.1. Общий вид электрических секторных рулевых машин серии РЭР, РЭРЗ-2...РЭР10-5

Для рулевых машин серии РЭР свойственно наличие аварийного привода, содержащего штурвал I, опирающийся на ноктоуз 2, редуктор 3 с секторно-зубчатым приводом 4. Секторно-зубчатый румпель 5 соединяется электродвигателем 9 посредством редуктора 7. Румпель 5 имеет скользящую посадку на баллере 10, а одноплечный румпель 8, соединенный с секторным посредством пружин 6, имеет шпоночное соединение с баллером 10. Высоты фундаментов редуктора основного привода 11, ноктоуза 14 и редуктора аварийного привода 13 подбира-

ются по их соответствию с размерами подшипника баллера 12.

## 12.2. Рулевые электрогидравлические плунжерные приводы

Электрогидравлические приводы рулевых устройств обладают плавностью перекладки пера руля, сравнительно малой массой и габаритами, длительностью и безотказностью службы, защищены от перегрузок.

Электрогидравлические плунжерные рулевые машины P01...P10 выпускаются с насосами постоянной производительности, машины P11...P20 – с масляными насосами переменной производительности. Плунжерные электрогидравлические рулевые машины изготавливаются двух- и четырехцилиндровыми. Связь плунжера с баллером осуществляется с помощью крейцкопфного или кулисного механизма.

На рис. 12.2 показан общий вид плунжерной электрогидравлической рулевой машины типов P01...P09. Её основные данные и габаритные размеры приведены в табл. 12.2 в соответствии с буквенными обозначениями рис. 12.2...12.4. Такие же обозначения применительно к рулевым плунжерным электрогидравлическим машинам типов P11...P13 и P15...P35 сведены в табл.12.2.

Основные элементы плунжерных электрогидравлических рулевых машин иллюстрирует рис.12.4. Один или два масляных насоса 11 регулируемой производительности приводятся в движение электромоторами 1. Двуплечный румпель 4 насажен на баллер 3 с помощью шпонок 10. Четыре гидроцилиндра 9 попарно обслуживают два плунжера 7. Румпель 4 поворачивается вокруг оси баллера 3 при движении плунжеров 7 в цилиндрах 9 под давлением нагнетаемой рабочей жидкости. Промежуточные траверсы 12 повышают жесткость станины.

При перемещении плунжеров 7 увлекаемые ими кулисные соединения 5 обеспечивают поворот и скольжение вдоль румпеля 4. С целью разгрузки плунжеров от поперечной составляющей осевого усилия применяются ползуны 6, которые скользят по направляющим балкам 8. Угол перекладки руля измеряется рулевым датчиком.

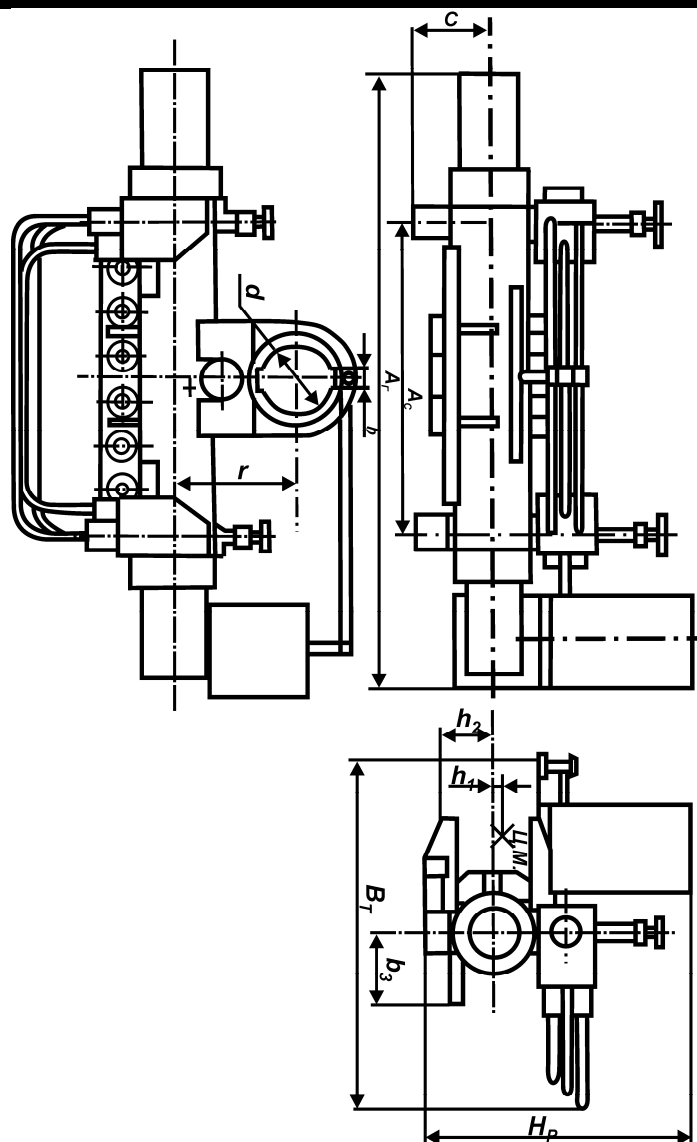


Рис. 12.2 Общий вид плунжерной электрогидравлической рулевой машины типов P01...P09

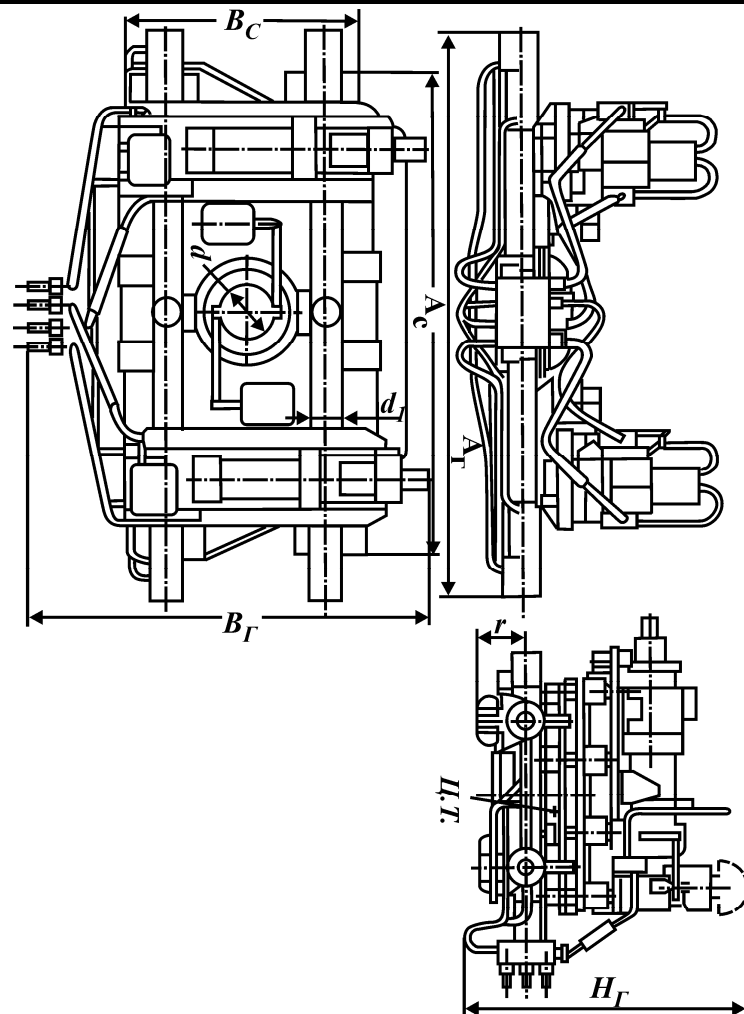


Рис. 12.3 Общий вид плунжерной электрогидравлической рулевой машины типов P11...P13



**Таблица 12.2. Основные характеристики плунжерных электрогидравлических рулевых машин типов P01...P09.**

| Тип рулевой машины | Номинальный крутящий момент | Число цилиндров | Число насосов | Электропривод |                          | Масса РМ (без рабочей жидкости), кг |
|--------------------|-----------------------------|-----------------|---------------|---------------|--------------------------|-------------------------------------|
|                    |                             |                 |               | мощность, кВт | частота вращения, об/мин |                                     |
| P01                | 6,2                         | 2               | 1             | 0,7           | 1385                     | 650                                 |
| P03                | 9,8                         | 2               | 1             | 0,7           | 1385                     | 770                                 |
| P05                | 15,7                        | 2               | 1             | 2,2           | 1420                     | 940                                 |
| P07                | 24,5                        | 2               | 1             | 2,2           | 1420                     | 1140                                |
| P09                | 39,2                        | 2               | 1             | 3,2           | 1410                     | 1630                                |
| P11                | 61,8                        | 2               | 1             | 8,0           | 950                      | 2690                                |
| P13                | 9,8                         | 2               | 1             | 8,0           | 950                      | 3230                                |
| P15                | 157,0                       | 4               | 2             | 11,0          | 955                      | 5000                                |
| P16                | 245,0                       | 4               | 2             | 11,0          | 955                      | 6450                                |
| P17                | 392,0                       | 4               | 2             | 27,0          | 955                      | 12100                               |
| P18M1              | 620,0                       | 4               | 2             | 40,0          | 955                      | 14250                               |
| P21M1              | 1950,0                      | 4               | 2             | 65,0          | 975                      | 25400                               |
| P22                | 1570,0                      | 4               | 2             | 95,0          | 975                      | 28200                               |
| P24                | 2500,0                      | 4               | 2             | 60,0          | 730                      | -                                   |
| P26                | 3900,0                      | 4               | 2             | 132,0         | -                        | 54300                               |
| P35                | 1200,0                      | 4               | 2             | -             | -                        | 23300                               |

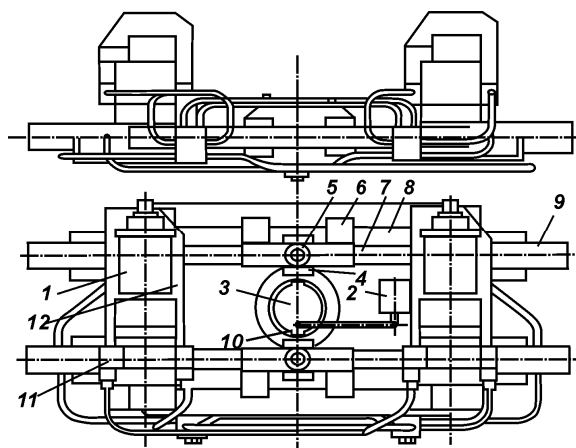


Рис. 12.4. Общий вид плунжерных рулевых электрогидравлических машин серии P15...P36

## **Раздел 13. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ РУЛЕВОГО УСТРОЙСТВА**

### **13.1. Конструкции пера руля**

Для рулей морских транспортных судов, независимо от типа, присутствуют такие конструктивные элементы, как обшивка, ее съемные листы, диафрагмы и торцевые листы, хвостовая кромка, соединительный узел руля с баллером, ступица, узлы крепления штырей, если такие предусматриваются.

Внешняя форма руля, его прочность и устойчивость обеспечиваются обшивкой, а также вертикальными и горизонтальными диафрагмами. Толщина диафрагм принимается равной толщине обшивки руля.

Расстояние между горизонтальными диафрагмами принимается равным шпации судна в кормовой его части, причем не менее 600 мм. Положение горизонтальных диафрагм согласовывается с положением опор руля. Положение вертикальных диафрагм и горизонтальных опор определяется конструктивными соображениями, описанными в п. 6.3.2. [5]. Основные конструктивные схемы балансирных рулей опертого типа показаны на рис. 13.1,а. Соединение руля с баллером коническое. Штырь расположен конической частью вверх, что позволяет при демонтаже руля его не снимать. Подобная конструкция свойственна балансирным рулям, имеющим горизонтально фланцевое соединение с прямым баллером (рис. 13.1,в). Конструктивная схема руля, изображенного на рисунке 13.1,б предполагает постановку двух опор и изогнутый баллер с горизонтально фланцевым соединением руля с баллером. Изогнутый баллер освобождает место для размещения гайки хвостовика верхнего штыря. Если одно-штыревое крепление балансирного руля предполагает постановку нижнего подшипника баллера непосредственно у основания гельмпортной трубы, то в конструкции, схема которой дана на рис.13.1, б, высота постановки нижнего подшипника баллера не регламентируется. Особое место в конструкциях балансирных рулей занимают рули со съемными рудерпостом (рис.13.1,г).

Съемный рудерпост входит в гнездо на пятке ахтерштевня и верхней своей частью крепится к старпосту болтами. При такой конструктивной схеме рудерпис практикуется круглого сечения.

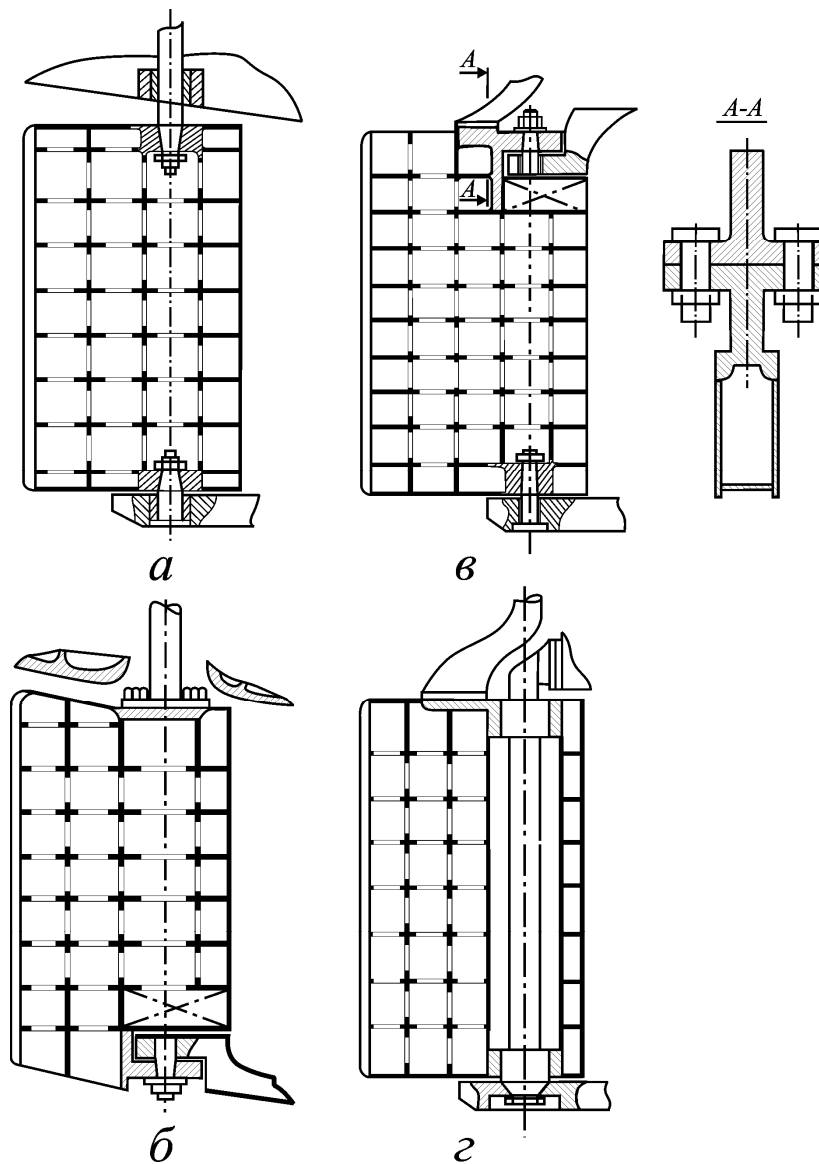


Рис.13.1. Конструктивные схемы балансирных рулей опертого типа

Конструктивные схемы балансирных рулей подвесного типа показаны на рис.13.2. Разница в обеих конструктивных схемах невелика. В одном случае коническое соединение руля с баллером имеет одну коническую посадку (рис.13.2,*а*), в другом две конические посадки, между рулем и баллером (рис.13.2,*б*). Переход от одной конической посадки к двум осуществляется по мере роста размеров подводного руля.

Наиболее широкому классу отвечают небалансирные рули, устанавливаемые за рудерпостом (рис.13.3). Одноопорные конструкции небалансирных рулей (рис.13.3,*а,б*) применяются на сравнительно небольших судах и отличаются между собой ориентацией штыря. Если штырь располагается конической частью вверх, то для заворачивания гайки штыря должно быть предусмотрено отверстие, закрываемое съемным листом. Зато при демонтаже перо руля снимается вместе со штырем. Если штырь располагается конической частью вниз, то необходимость в съемных листах отпадает, но при демонтаже руля штырь остается на пятке ахтерштевня, что затрудняет его осмотр в случае демонтажа руля на судне, находящемся на плаву.

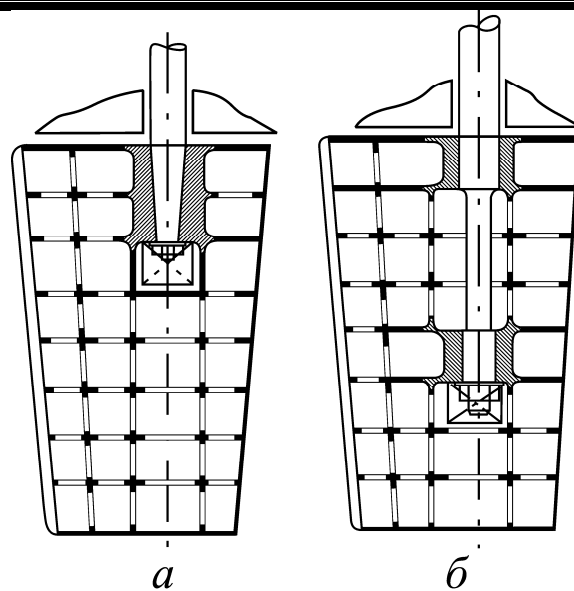


Рис. 13.2. Конструктивные схемы балансирных подвесных рулей

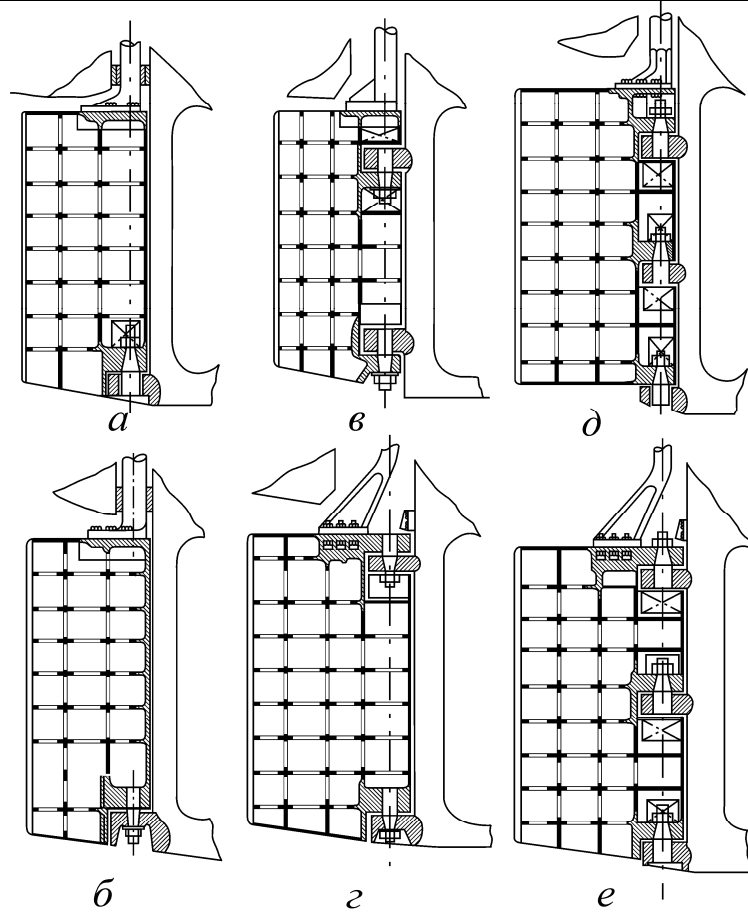


Рис.13.3. Конструктивные схемы небалансирных рулей (размещаемых за рудерпостом)

Небалансирные рули, закрепляемые на двух штырях, показаны на рис. 13.3,в,г. Если баллер прямой (рис. 13.3,в), то верхний штырь опускается относительно верхней кромки руля на расстояние, достаточное для размещения съемного листа, необходимого для беспрепятственного демонтажа руля. Ориентация штырем сказывается и на особенностях демонтажа руля. При расположении штырей конической частью вниз (рис. 13.3,в) руль в процессе демонтажа приспускается. При расположении штырей конической частью вниз и закреплении на петлях

рудерпоста (рис. 13.3,з) руль при демонтаже приподнимается.

Штыри при этом остаются на петлях рудерпоста и на пятке ахтерштевня.

Конструктивные схемы крепления небалансирных рулей с помощью трех штырей показаны на рис. 13.3,д,е. Особенности этих конструктивных схем подобны двухштыревому креплению, поскольку в качестве примера использованы прямой (рис. 13.3, д) и изогнутый (рис. 13.3,е) баллеры с горизонтально фланцевым соединением. Штыри ориентированы только конической частью вверх.

Балансирные рули полуподвесного типа (рис.13.4) устанавливаются на крупных транспортных судах. Среди них встречаются конструкции с одним штырем, с двумя и даже тремя. Конструктивные схемы рулей с одним штырем показаны на рис. 13.4,а. На рис. 13.4,а использовано коническое соединение пера руля с баллером, на рис. 13.4,б горизонтальное фланцевое с прямым баллером. Эти узлы могут быть взаимозаменяемы при выборе конструктивной схемы руля. Принципиальное различие в указанных конструктивных схемах составляет замковое крепление штыря, когда штырь проходит через две петли на руле и одну на кронштейне (рис. 13.4,б). Замковое крепление штыря уменьшает изгибающий момент, действующий на него, но демонтажу руля должен предшествовать демонтаж штыря, и для этого должно быть предусмотрено место выема штыря, располагаемое под ним и закрываемое съемным листом.

Балансирные полуподвесные рули, закрепляемые посредством двух штырей, устанавливаются на судах ледового плавания. Конструктивная схема такого руля приведена на рис. 13.4, в.

Бесштыревое крепление полубалансирных полуподвесных рулей осуществляется с помощью баллера, проходящего через обе петли кронштейна (рис. 13.4,з). Демонтаж руля в этом случае осуществляется после подъема баллера вверх.

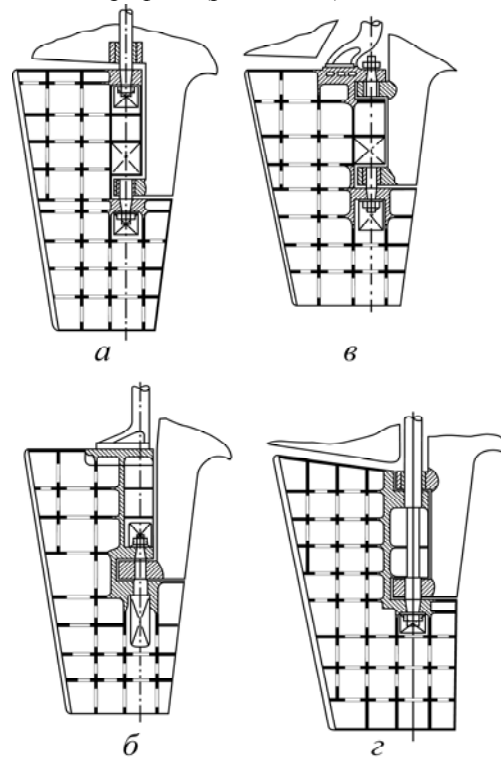
Конструкция крепления обшивки руля в значительной степени зависит от способа сборки элементов конструкции пера руля. Трудность этих операций связана с ограниченностью размеров внутреннего пространства пера руля, не позволяющего приварить одну из сторон обшивки пера руля к диафрагмам. Поэтому крепление одной из сторон обшивки пера руля может быть произведено либо гребенкой (рис. 13.5,б), либо шлицами (рис. 13.5,в).

На одной из кромок диафрагм делают трапециевидные выступы

(рис. 13.5, *а*) которые проходят через вырезы в обшивке и свариваются между собой. Клинья, прижимающие обшивку при сборке после приварки, срезают. Иногда экономичней трапецевидные выступы приварить внахлест к диафрагмам (рис. 13.5, *б*).

Более распространенными являются шлицевые соединения обшивки пера руля с поясками, так как заварка шлицов обеспечивает прочное соединение обшивки с диафрагмами (рис. 13.5, *в*).

Соединение обшивки пера руля на кормовой кромке может быть выполнено непосредственно сваркой листов обшивки (рис. 13.6, *а*). Для придания жесткости к кромке привариваются либо пруток (рисунок 13.6, *б*), либо полоса (рис. 13.6, *в*). Часто в кормовую кромку руля вваривают специальный профиль (рис. 13.6, *г*).



**Рис. 13.4.** Конструктивные схемы балансирных полуподвесных рулей.



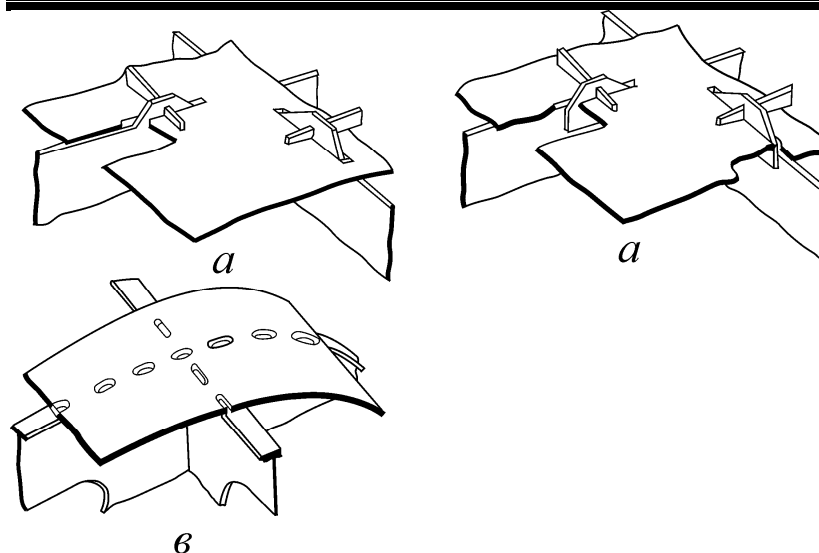


Рис. 13.5. Узлы соединения обшивки руля на кормовой кромке

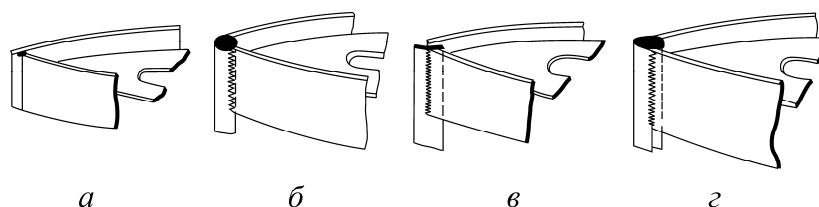


Рис. 13.6. Узлы соединения обшивки руля на кормовой кромке

### 13.2. Баллеры, штыревые опоры руля

Баллер предназначен для передачи крутящего момента от рулевого привода через румпель к перу руля. Конструкция баллера обычно согласовывается с типом руля, положением его опор (наличие и расположение штырей) и зависит от приемлемого типа соединения пера руля с баллером. Основные разновидности баллеров приведены на рис. 13.7. Верхняя часть баллера, соединяемую обычно с румпелем, принято называть головой баллера. Нижние части составляют основное отличие друг от друга, поскольку они характеризуются типом соединительного

узла с пером руля. К таким соединениям относятся баллер с прямым конусом (рис.13.7,*а*), баллер прямой или изогнутый с горизонтальным фланцем (рис. 13.7,*б,в*). С вертикальным фланцем и с замковым соединением баллеры обычно выполняются изогнутыми (рис.13.7,*г,д*). В средней части баллеров имеются шейки, предназначенные для установки и крепления подшипников.

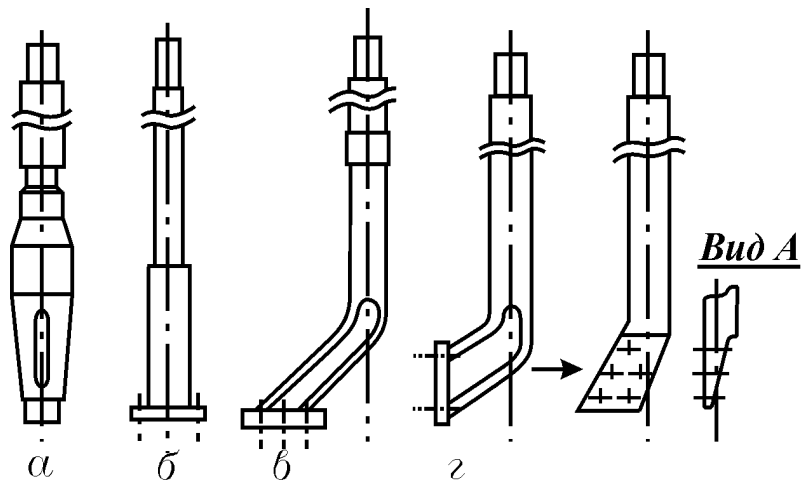


Рис. 13.7. Основные типы баллеров

Для повышения надежности шейки баллеров, соприкасающиеся с морской водой, защищаются специальными рубашками из коррозионно-стойких материалов. Такая защита позволяет увеличить срок службы рабочих шеек баллера и, следовательно, подшипников. Рубашка представляет собой металлический цилиндр из оловянистой бронзы или нержавеющей стали типа ОХ18Н10Т, плотно насаживаемый на рабочую шейку. Создание рубашки на рабочей шейке возможно и наплавлением с последующей проточкой. Толщина слоя наплавки должна составлять после проточки 1,5...2,0 мм. Толщина рубашек зависят от диаметра рабочей шейки баллера (табл. 13.1).

Таблица 13.1. Толщина стенок рубашек

| Диаметр штыря или рабочей шейки баллера, мм | Толщина стенки рубашки, мм |                   |
|---|----------------------------|-------------------|
|   | Бронза                     | Нержавеющая сталь |
| До 50                                       | 2,5                        | 2,5               |
| 50...70                                     | 3,0                        | 3,0               |
| 70...80                                     | 4,0                        | 4,0               |
| 80...90                                     | 5,0                        | 5,0               |
| 90...100                                    | 6,0                        | 6,0               |
| 100...150                                   | 6,0...10,0                 | 5,0...8,5         |
| 150...300                                   | 10,0...16,0                | 8,5...14,0        |
| 300...400                                   | 16,0...20,0                | 14,0...17,0       |
| 400...500                                   | 20,0...24,0                | 17,0...21,0       |
| 500...600                                   | 24,0...30,0                | 21,0...26,0       |
| Более 600                                   | 32,0                       | 28,0...30,0       |

Опорами руля служат штыри и петли. Количество опор регламентируется ледовой категорией судна. Их размеры зависят от предельного значения удельного давления на материал трущихся пар штыря и петли. Штырь обычно имеет цилиндрическую, коническую части и хвостовик. Коническая часть используется для закрепления штыря в петле руля, кронштейна или рудерпоста. Хвостовая часть штыря – для его крепления посредством резьбового соединения или с помощью стопорного клина.

Основные разновидности штырей показаны на рис. 13.8. Штырь, содержащий коническую, цилиндрическую и хвостовую части с резьбой, показан на рис. 13.8,а. Облицовка штыря выполнена в виде стакана, насаженного на его цилиндрическую часть. Аналогичный штырь, но с облицовкой в виде цилиндра представлен на рис. 13.8,б. Герметичность зазора между облицовкой (рубашкой) и телом штыря осуществляется посредством сварки. На рис. 13.8,в приведен штырь, хвостовик которого выполнен под клиновое крепление (клин показан штрих пунктиром).

Штыри руля могут использоваться в виде ограничителя в случае его удара о грунт. Ограничители могут быть выполнены в виде дополнительного резьбового соединения, удерживающего шайбу (рис. 13.8,г, гайка и шайба показаны штрих пунктиром) или в виде фланца (рис. 13.8, д). В первом случае демонтаж руля может быть осуществлен без съема (снимается только вторая гайка и шайба).

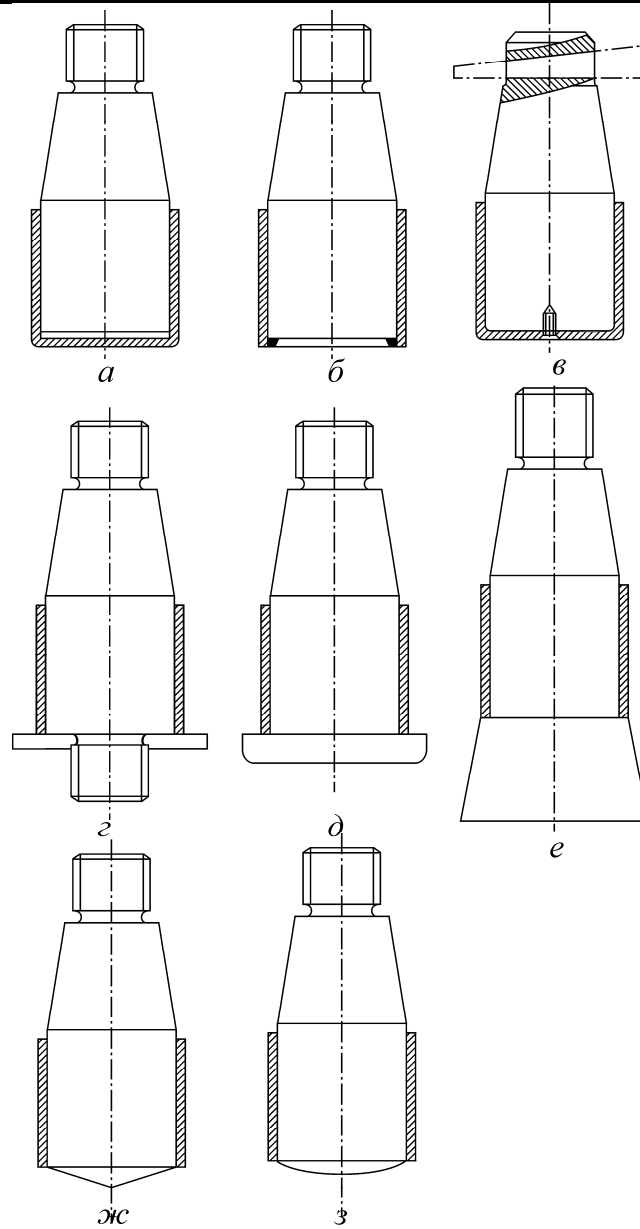


Рис. 13.8. Основные типы штырей

Штыри, используемые в замковых соединениях руля с петлями рудерпоста или кронштейна, имеют обычно два конических участка, между которыми находится цилиндрический участок с рубашкой (облицовкой) – рис. 13.8, *е*.

Штыри, воспринимающие не только радиальные нагрузки, но и осевые, имеют особую поверхность торца цилиндрической части штыря. Такими поверхностями могут быть конические (рис. 13.8, *ж*) или сфероидальные (рис. 13.8, *з*).

По конструктивному оформлению штыри подразделяются на штыри без облицовки, применяемые на сравнительно небольших судах (рис. 13.9, *а*), штыри с облицовкой, выполняемой из бронзы БрА9Мц2Л, латуни ЛМц58-2, нержавеющей стали ОХ18Н10Т или 12Х18Н10Т. Облицовка штыря должна иметь тугую посадку, и высота ее должна быть более высоты петли на 0,05, где  $d_4$  – диаметр штыря (рис. 13.9, *б*). Основные данные по размерам штыря приведены в табл. 13.2. Толщина облицовки штырей принимается в соответствии с табл. 13.1, где вместо диаметра шейки баллера используется диаметр штыря.

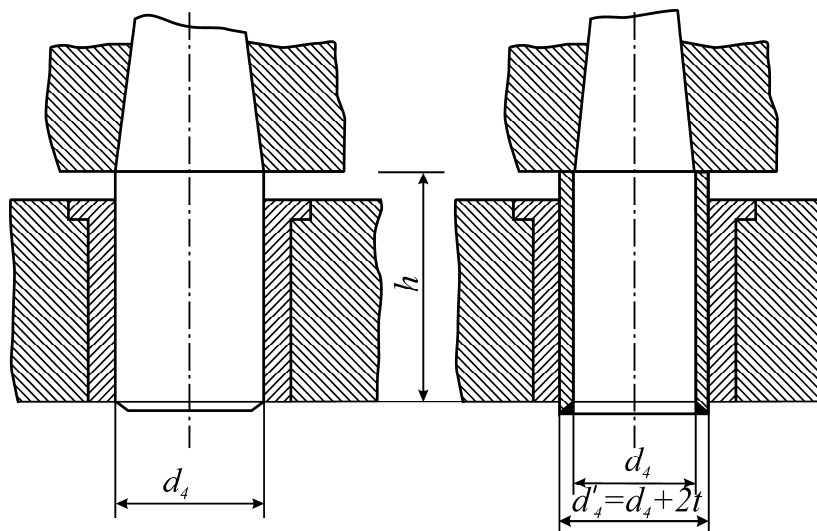


Рис. 13.9. Типовые размеры штыря с облицовкой и без нее

Таблица 13.2. Основные данные по размерам штырей

| I   | II  | I   | II  | I   | II  | I   | II   |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| мм  |     | мм  |     | мм  |     | мм  |      |
| 50  | 65  | 140 | 180 | 280 | 365 | 500 | 650  |
| 60  | 78  | 160 | 205 | 300 | 390 | 550 | 715  |
| 70  | 90  | 180 | 235 | 330 | 430 | 600 | 780  |
| 80  | 105 | 200 | 260 | 360 | 465 | 650 | 840  |
| 90  | 115 | 220 | 285 | 390 | 505 | 700 | 910  |
| 100 | 130 | 240 | 310 | 420 | 545 | 750 | 970  |
| 120 | 155 | 260 | 340 | 450 | 585 | 800 | 1030 |

Конструкция штырей обычно согласуется с типом опор.

Основные разновидности штыревых опор рулей судовых приведены на рис. 13.10. Только радиальные нагрузки могут воспринимать опоры, изображенные на рис. 13.10,а. Ограничительные опоры могут иметь исполнение, соответствующее схеме рис. 13.10,б или 13.10,в. На рис. 13.10,г,д показаны опоры, способные воспринимать радиальные и осевые усилия. Осевые усилия передаются как через коническую торцевую поверхность штыря на втулку, так и посредством опорных колец, окаймляющих штырь по окружности. Опорные кольца имеют скос под углом  $45^\circ$  своих рабочих поверхностей для устойчивого контакта.

Материал облицовки штыря (рубашки) согласуется с материалом втулки, которая обычно впрессовывается в петлю штыревой опоры руля. Наилучшее сочетание материалов, идущих на облицовку штыря и втулки, следующее: бронза с нержавеющей сталью, текстолит с нержавеющей сталью, бакаут\* с бронзой, бакаут с латунью.

---

\* Бакаут – разновидность древесины

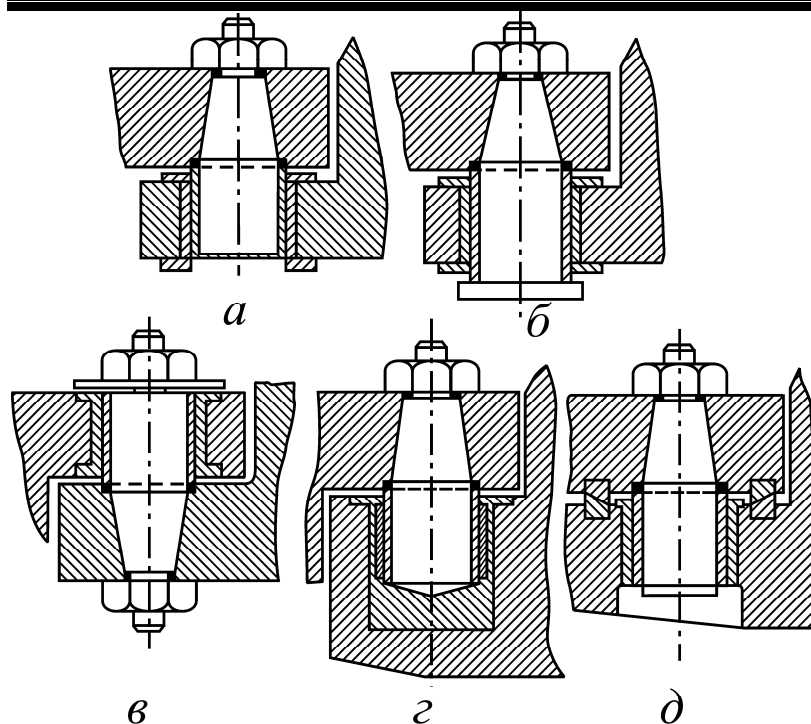


Рис. 13.10. Типы штыревых опор судовых рулей

Втулка 6, запрессованная в петлю опоры 5, фиксируется стопорным кольцом 7 (рис.13.11,а). Рубашка штыря (облицовка) 8 крепится установочным винтом 9. Уплотнения 2 и 4 предотвращают доступ морской воды в пространство между конической частью штыря и петлей 1. Гайка 3 фиксирует коническую посадку штыря. Трущиеся пары бакаут с бронзой или латунью в морской воде имеют низкий коэффициент трения. Футеровку петли из бакаута 10 принято фиксировать кольцевыми шайбами 7 сверху и снизу (рис.13.11,б). Для крупных опор бакаутная футеровка 10 помещается во втулку 11(рис. 13.11,в), которая фиксируется шайбой 12 и болтами.

Стремление повысить несущую способность рулевых опор и уменьшить потери на трение привело к созданию опор, использующих трение качения. Телами качения таких опор являются шарики или ролики. Шарики помещаются в блок 14, содержащий внешнюю и внут-

ренную обечайки (рис.13.11, з). Конической частью штырь вставляется в отверстие петли. Соединение штырь-петля затягивается гидропрессованием с навинчиванием гайки 3 на хвостовик штыря. Блок тел качения, состоящий из роликов или шариков, изготавливается отдельно. Он состоит из вставленных друг в друга цилиндрических обечаек – внутренней 18 и наружной 16, закрепленных между собой торцевыми доньшками 13, 17 и крышкой кольцевой формы 19. Наружная обечайка 16 имеет вырезы гнезда для размещения шариков 15. Собранный таким образом блок надевается на цилиндрическую оконечность штыря, затем устанавливается крышка 19, которая стопорится винтами 20. Основные параметры шариковых опор (рис. 13.11,з) приведены в табл. 13.3.

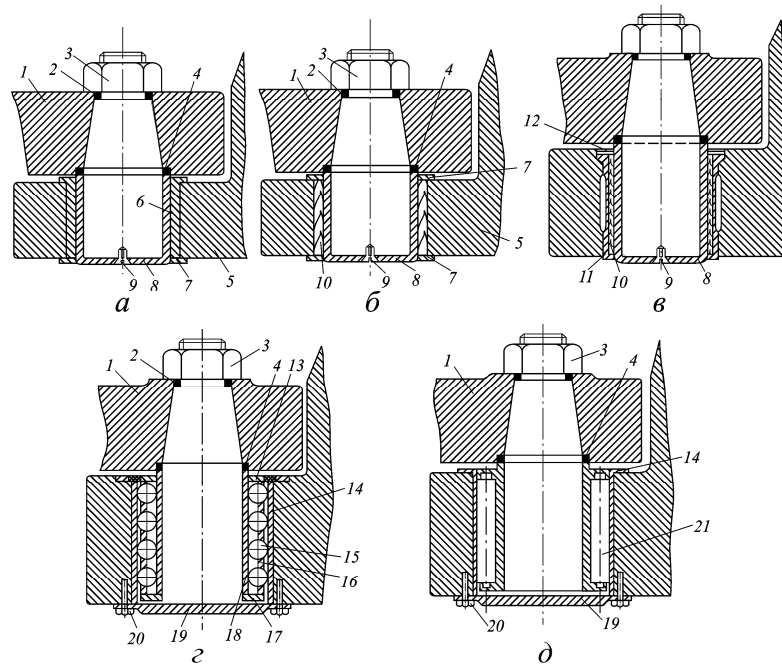


Рис. 13.11. Типы штыревых опор судовых рулей



Таблица 13.3 Основные параметры шариковых опор

| Диаметр, мм |        | Толщина, мм |       | Высота, мм       |        |
|-------------|--------|-------------|-------|------------------|--------|
| штыря       | шарика | втулки      | днища | торцевого кольца | втулки |
| 80          | 18,4   | 10          | 12    | 5,0              | 80     |
| 100         | 23,0   | 12          | 16    | 7,0              | 100    |
| 140         | 32,2   | 15          | 18    | 10,0             | 140    |
| 200         | 46,0   | 20          | 25    | 14,0             | 200    |
| 350         | 80,5   | 37          | 45    | 20,0             | 350    |
| 500         | 115,0  | 45          | 60    | 25,0             | 500    |

**Примечание:** Число рядов шариков в опоре десять, количество шариков в ряду – четыре.

Состав опорных узлов, использующих ролики, показан на рисунке 13.11, д. Порядок его монтажа на начальной стадии аналогичен описанному выше. Монтируется штырь в петле с навинчиванием гайки 3. Ролики 21 подшипника вставляются в кольцевой паз в цилиндрической части штыря так, что ось ролика была параллельна оси штыря. В верхнем и нижнем торцевых срезах кольцевого паза выполняется углубление, служащее для фиксации хвостовых частей роликов, имеющих диаметр несколько меньше, чем диаметр тела основного ролика. Общие параметры роликовых опор приведены в табл. 13.4.

Таблица 13.4 Общие параметры роликовых опор

| Диаметр, мм |        | Длина ролика, мм | Диаметр хвостовика ролика | Высота хвостовика ролика | Толщина, мм |        |
|-------------|--------|------------------|---------------------------|--------------------------|-------------|--------|
| штыря       | ролика |                  | мм                        |                          | донышка     | втулки |
| 80          | 18,4   | 80               | 13,0                      | 6                        | 16          | 6      |
| 100         | 23,0   | 100              | 13,0                      | 8                        | 20          | 7      |
| 140         | 32,2   | 140              | 11,0                      | 10                       | 28          | 10     |
| 200         | 46,0   | 200              | 15,5                      | 15                       | 40          | 14     |
| 350         | 80,5   | 350              | 27,0                      | 27                       | 70          | 25     |
| 500         | 115,0  | 500              | 38,5                      | 58                       | 100         | 35     |

**Примечание:** Число роликов в опоре 13.

### 13.3. Подшипники, сальники (уплотнения)

Подшипники баллера подразделяются в зависимости от вида нагрузки, которую они способны воспринимать. Опорные подшипники воспринимают радиальные нагрузки, упорные – осевые, опорно-упорные – оба вида этих нагрузок. По функциональному назначению подшипники бывают проницаемые и водонепроницаемые, по конструктивному оформлению – подшипники скольжения и качения. Таковыми могут быть как опорные подшипники, так и упорные.

При конструировании подшипников должны соблюдаться следующие требования: легкий монтаж и демонтаж подшипника в случае ремонта; надежность материала трущихся пар; свободный доступ к сальникам при эксплуатации.

Опорный подшипник скольжения (проницаемый) обычно состоит из литого стального корпуса с круглым фланцем для крепления подшипника к опорной плите 6 палубы 2 (рис. 13.12). В корпус подшипника запрессовывается втулка 7, высота которой  $h_{вт} = (1,0...1,2)d_{in}$ ,

где  $d_{in}$  – диаметр баллера в подшипнике, см. Материал втулки проверяется по удельному давлению, передаваемому баллером на подшипник. Такое давление можно определить, МПа, по выражению:

$$P = \frac{10R_i}{h_{вт}d_{in}},$$

где  $R_i$  – опорная реакция в подшипнике, кН;  $d_{in}$  – диаметр баллера, см;  $h_{вт}$  – высота втулки подшипника, см.

Втулки подшипников, как и облицовка петель штыревых опор руля, выполняется из нержавеющей опорные подшипники скольжения также имеют литой корпус 4 с запрессованной в него втулкой 3 и крепится к опорной плите 2 с помощью резьбового соединения 5 (рис. 13.13).

Дополнением в такой конструкции подшипника является сальниковая набивка 1, обжимаемая втулкой 7 с помощью шпилек 6 и гаек 8. Сальниковая набивка формируется обычно из хлопчатобумажных или пеньковых колец, пропитанных антифрикционной консистентной смазкой. Кольца имеют квадратное сечение с размерами от 4×4 мм до 28×28 мм. По высоте количество колец от 5 до 6. Сторону квадрата





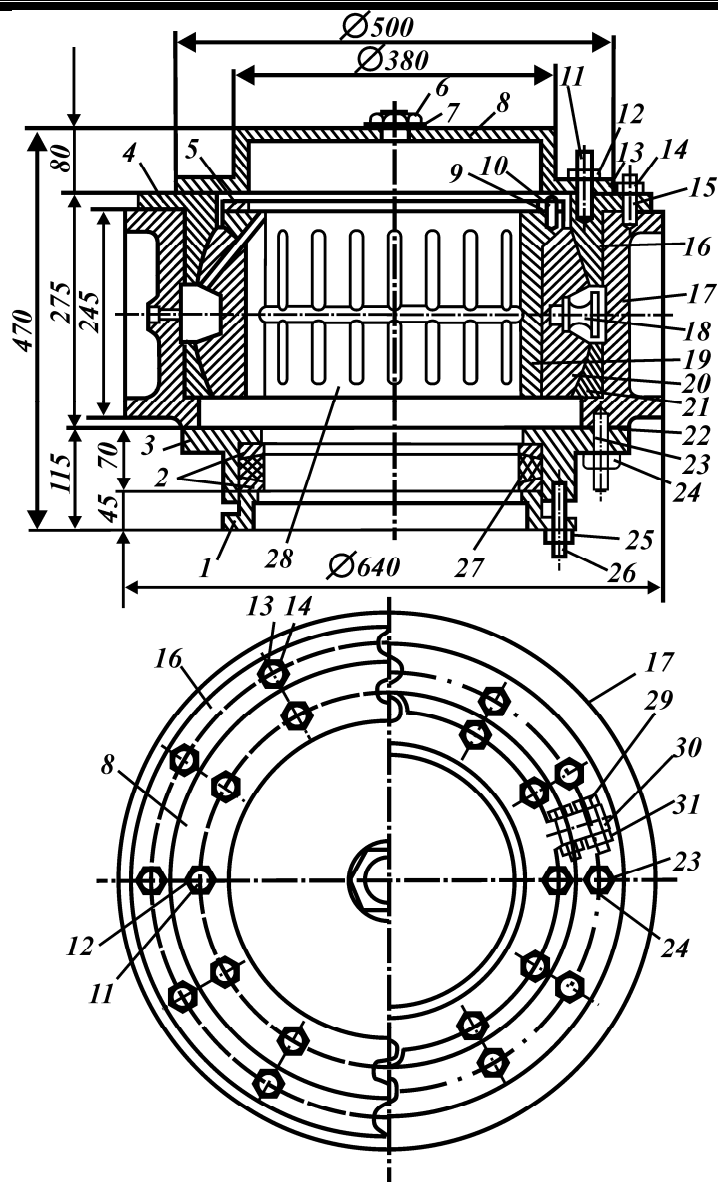


Рис. 13.14. Опорный подшипник скольжения самоустанавливающегося типа (сферический)

При установке нескольких подшипников на баллере один из них должен быть самоустанавливающегося типа. Это позволит компенсировать деформации корпусных конструкций, возникающие при постройке судна и его эксплуатации, неточность монтажа деталей рулевого устройства, технологическую соосность изготовления деталей рулевого устройства (неточности проточки баллера, подшипниковых втулок). Пример такого подшипника скольжения показан на рисунке 13.14. Он состоит из таких деталей, как крышка сальника 1, подпирающая сальник 2, размещенный в корпусе 3 посредством шпилек 26 и гаек 25. Весь корпус сальника 3 через прокладку 22 крепится к корпусу подшипника 17 с помощью шпилек 23 и гаек 24. Сферический вкладыш обеспечивает самоустанавливаемость подшипника и состоит из верхней подушки 16 и нижней 21.

Сферический вкладыш 20 сопряжен со сферическими вкладышами 16 и 21. Смазка на сопряженные поверхности подается по каналам 28. Втулка 20, входящая в контакт непосредственно с баллером, смазывается по каналам 29. Резиновое уплотнительное кольцо 4 обеспечивает уплотнение между верхней подушкой и корпусом 21. Верхняя подушка 16 крепится к корпусу подшипника шпильками 15 и гайками 14. К верхней подушке, в свою очередь, посредством шпилек 12 и гаек 11 через прокладку 13 крепится верхняя крышка 8, закрывающая торец баллера рулевого устройства. Пробка 6 с прокладкой 7 на крышке 8 служит для подачи смазки и общего контроля за установкой баллера руля. Ограничительное кольцо 5 фиксируется винтами 9, устанавливаемыми на пружинную шайбу 10. Кнехт 18 необходим для установки и центровки сферического вкладыша 20 и втулки 19. Кнехт заворачивается до упора и фиксируется двумя-тремя прихватками, исключающими самоотворачивание. Сферический вкладыш 20 проверяется на проворачивание в вертикальной плоскости после установки верхней подушки и затяжки ее гайками 11. Для обеспечения надежности сальникового уплотнения кольца сальника 2 чередуются с уплотнительными кольцами. Крышка сальника 1 обтягивается болтами 29 и гайками 31, размещаемыми на проушинах 30 крышки сальника. Уплотнения кольца 27 предназначены не только для обеспечения водонепроницаемости и удержания смазки в полости подшипника.

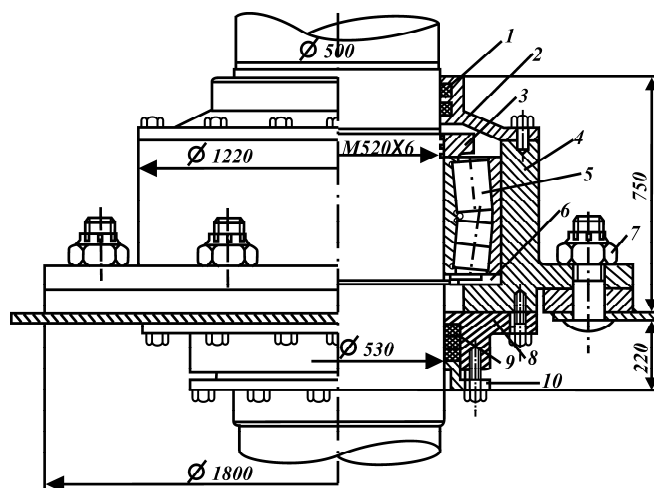


Рис. 13.15. Опорный подшипник качения (роликовый) самоустанавливающегося типа

Опорный водонепроницаемый подшипник качения (рис.13.15), как и предыдущий, можно отнести к числу самоустанавливающихся. Он состоит из корпуса 4 с впрессованным в него роликовым подшипником 5. Корпус подшипника закрывается сверху крышкой 2 с сальниковым уплотнением 1, снизу – крышкой 8 с сальниковым уплотнением 9, обжимаемым втулкой 10. Подшипник 5 фиксируется на баллере с помощью гайки 3 и прокладочной шайбы 6. Крепится подшипник посредством шпилек и гаек 7.

В основу подшипников опорно-упорного типа могут быть заложены как подшипники скольжения, так и качения. На рис. 13.16 показан опорно-упорный подшипник, в котором опорная часть содержит втулку 6 и облицовку 7 баллера 8, образуя подшипник скольжения. Упорная часть подшипника выполнена в виде шарикового упорного подшипника 3, расположенного между упорной обоймой 1 и корпусом 4. Как и другие, подшипники опираются на опорную плиту 5. Сальниковое уплотнение 2 обеспечивает удержание смазки, поступающей в полость подшипника 3. Обойма 1 выполняется из двух полуколец, соединяемых болтами.

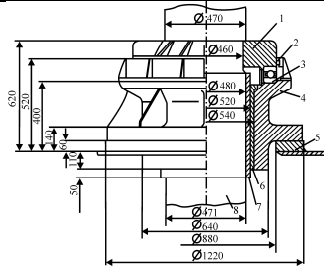


Рис. 13.16. Опорно-упорный подшипник.

При проектировании подшипников качения критерием выбора является допускаемая сферическая нагрузка  $R_i \leq Q_i$ , которую способен выдержать подшипник качения опорного типа. Здесь  $R_i$  – реакция на опоре. Для подшипников, использующих в качестве тел качения шарики, предельная нагрузка  $Q_H$ , кН, на подшипник не должна быть более

$$R_i \leq Q_i = 9,8kz d_{ш}^2 \cos \beta$$

Для подшипников с роликами предельная нагрузка  $Q_i$ , кН,

$$R_i \leq Q_i = 9,8k_1 z d_p l_p \cos \beta,$$

где  $k$  и  $k_1$  – коэффициенты, приведенные в таблице 13.5;  $Z$  – число тел качения в одном ряду;  $d_{ш}, d_p$  – диаметры тел качения, см;  $l_p$  – длина роликов (по образующей, без фасок), см;  $\beta$  – угол контакта (табл. 13.5).

Таблица 13.5. Коэффициенты  $k$  и  $k_1$  и углы контакта  $\beta$ 

| Тип подшипника                               | Коэффициенты |       | Угол контакта ,<br>Град |
|--|--------------|-------|-------------------------|
|  | $k$          | $k_1$ |                         |
| Радиальное одно-рядовые шариковые            | 0,125        | -     | -                       |
| Радиальные сферические двух-рядные шариковые | 0,068        | -     | 8...16                  |
| Радиальные сферические двух-рядные роликовые | -            | 0,44  | 8...20                  |
| Радиально-упорные однорядные шариковые       | 0,125        | -     | 18...26                 |
| Конические радиально-упорные роликовые       | -            | 0,22  | 9...18                  |



**Раздел 14. КОМПОНОВКА РУЛЕВОГО  
УСТРОЙСТВА НА СУДНЕ.****14.1. Комплектация рулевого устройства**

Вопросы комплектации рулевого устройства в основном замыкаются на оформлении конструктивного соответствия между принятым типом руля, баллера, штыревых опор, типом подшипников и пр.

Все типы рулей сведены в табл. см.рис. 6.1. Постановку двух подшипников предусматривают типы рулей I-VI и XIV. Число штыревых опор может быть ограничено одной, кроме рулей типа XI со съемным рудерпостом. Один подшипник может быть предусмотрен на рулях типа VII-XIII. В этих случаях число штыревых опор должно быть не менее двух. Осевые усилия от веса руля и его баллера можно передать на корпусные конструкции с помощью штыревых опор, имеющих опорное кольцо (см.рис.13.10, д) или опорный стакан (см. рис.13.10,з), а также с помощью упорных или опорно-упорных подшипников (см.рис.13.16), Учитывая тот факт, что осевые усилия через штыревые опоры принято передавать только на пятку ахтерштевня, единственный подшипник рулей типа VII и VIII должен быть опорно-упорного типа.

Изогнутый баллер предусматривает типы рулей VII-XIII. Обычно за решением использовать изогнутый баллер следует необходимость в развитой конструкции гелмпортной трубы. Это вытекает из особенностей монтажа и установки такого типа баллера, а также из необходимости упрятать в корпусных конструкциях изогнутую часть бал-

лера. В верхней части гельмпортной трубы располагается обычно водонепроницаемый подшипник. Чаще обычного это подшипник опорно-упорного типа, поскольку их применение приводит к меньшим, по сравнению со штыревыми упорами, потерям на трение из-за более низкого коэффициента трения, особенно при использовании подшипников качения.

Типы рулей I-IV предусматривают прямой баллер (с коническим соединением или фланцевым). Размеры гельмпортной трубы в этом случае могут быть незначительными, при коническом соединении пера руля с баллером и вовсе отсутствовать, поскольку нижний подшипник баллера могут устанавливаться у основания гельмпорта (см. рис.8.3). Такое расположение подшипника возможно, если кормовые обводы судна в районе оси баллера не имеют явно выраженной килеватости.

В качестве примера целесообразно привести две конструктивные схемы балансирных полуподвесных рулей. На рис. 14.1 изображен такой руль, закрепленный на двух штыревых опорах, имеющий изогнутый баллер и горизонтально фланцевое соединение. Штрих пунктиром показано направление выема нижнего штыря. Гайка верхнего штыря покрыта кожухом. Размер гельмпортной трубы должен покрывать гайку верхнего штыря и большую часть изогнутой части баллера.

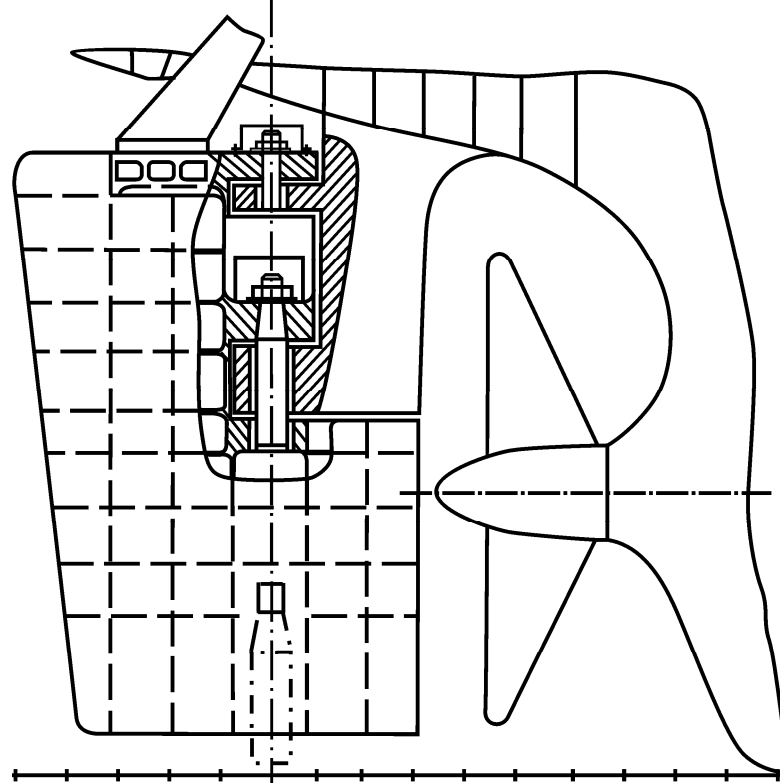


Рис. 14.1. Схема балансирующего полуподвесного руля с изогнутым балером.

На рис. 14.2 показан общий вид балансирующего полуподвесного руля с прямым баллером и двумя коническими соединениями пера руля и баллера. Нижний подшипник такого руля располагается в основании гельмпорта, имеет водонепроницаемое исполнение. Поскольку доступ к водонепроницаемому уплотнению должен быть обеспечен постоянно, то размеры гельмпортной трубы должны быть достаточны для размещения человека, выполняющего обслуживание сальника нижнего подшипника.

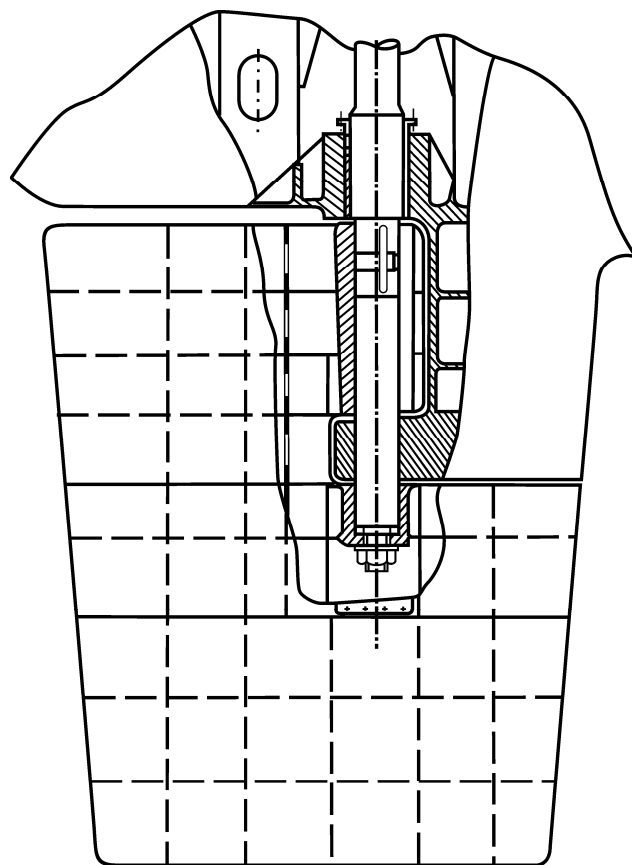


Рис. 14.2. Схема балансного полуподвесного руля с прямым баллером

Доступ к сальниковому уплотнению нижнего подшипника баллера, изогнутого с горизонтальным фланцем, может осуществляться через колодец, располагаемый под платформой румпельного отделения. Подобное размещение подшипников показано на рис. 14.3. В свою очередь,

доступ в колодец осуществляется через водонепроницаемый люк 6. Из колодца может быть выполнен осмотр подшипников 3 и 5 участка баллера 4, расположенного между ними. Как можно видеть, подшипник 3 — опорный трения скольжения, подшипник 5 — опорно-упорного типа. Упорная часть подшипника выполнена в виде подшипника качения.

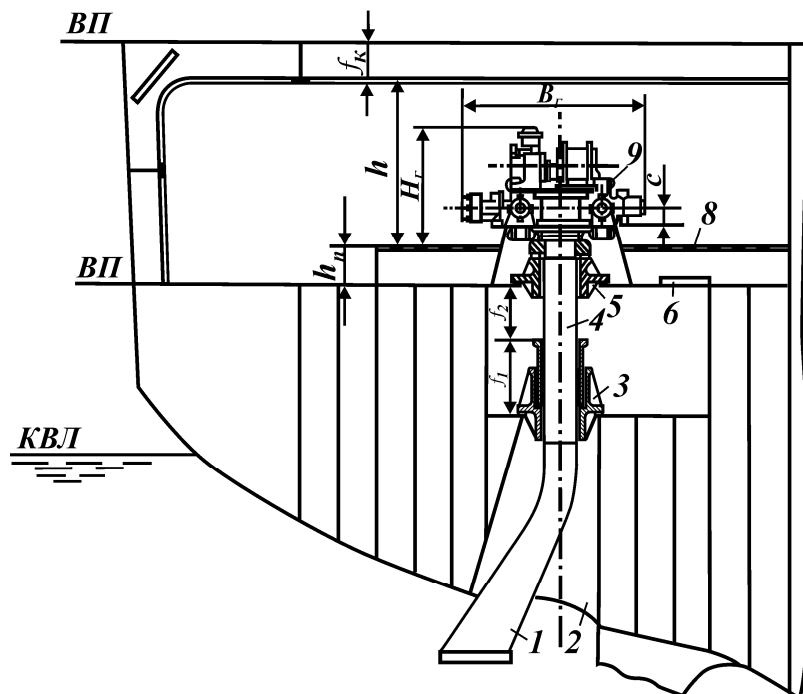


Рис. 14.3. Компоновка деталей рулевого устройства с изогнутым баллером.

Рулевая машина 9 устанавливается на фундамент 7, поскольку часть пространства над платформой румпельного отделения должна быть отведена под верхний подшипник 5. Для удобства обслуживания рулевого привода 9 выполняется решетчатый пайол 8. Высота уровня постановки

пайола должна быть согласована с высотой румпельного отделения так, чтобы расстояние от свободных поясков подпалубного набора до уровня пайола была не менее 2,2 м. Гельмпортная труба 2 выполнена в виде усеченного конуса так, чтобы она не препятствовала повороту изогнутой части баллера 1 и демонтажу баллера.

Вид сверху на гидравлическую рулевую машину, расположенную в румпельном отделении, показан на рис. 14.4. На этой проекции производится проверка габаритного размещения с соблюдением условия, чтобы проходы между бортом и рулевой машиной не были менее 0,8 м. Обозначения, приведенные на рис. 14.3 и 14.4, соответствуют принятым в описании основных характеристик рулевых машин.

#### **14.2. Установка и демонтаж руля и баллера**

При проектировании рулевого устройства всестороннему анализу должен быть подвергнут способ установки и снятия руля и баллера. При этом подлежат проверке способы соединения элементов рулевого устройства, выясняется необходимость монтажных и демонтажных вырезов в палубах и платформах, расположение и перечень приспособлений для установки и демонтажа элементов рулевого устройства. Для успешного выполнения сборочных и демонтажных работ на судне следует установить:

- снимается ли руль вместе с баллером или отдельно;
- возможно ли снятие руля без подъема баллера;

- необходим ли частичный демонтаж узлов рулевой машины;
- при демонтаже баллера он поднимается в румпельное отделение или опускается через гельмпорттовую трубу;
- есть ли необходимость в механизированных (гидравлических) способах сборки штырей и петель, румпеля и баллера, баллера и руля (момент закручивания гаек более 400 Н м);
- нужны ли домкратные приспособления или выполняется частичный подъем баллера при демонтаже пера;
- есть ли необходимость в съемных рамах для подвески штырей (для штырей массой более 20 кг);
- есть ли необходимость в создании специальных конструкций, гаек, болтов, стопоров для соединений под натягом.

Пример описания демонтажа баллера, опускаемого вниз через гельмпорттовую трубу, может быть представлен в виде следующего описания последовательных операций.

Для верхнего подшипника необходимо:

1. Снять разъемную муфту верхнего подшипника баллера. Разобрать крепление верхнего подшипника баллера к опорному кольцу (фундаменту). Баллер соответствует положению 1 рис. 5.5.
2. Плавное опустить баллер до его упора в перо руля (положение 2).
3. Освободить крепление верхнего подшипника по направлению дальнейшего опускания баллера (положение 3).

4. Продолжить дальнейшее опускание баллера до его полного выхода из гельмпортной трубы судна.

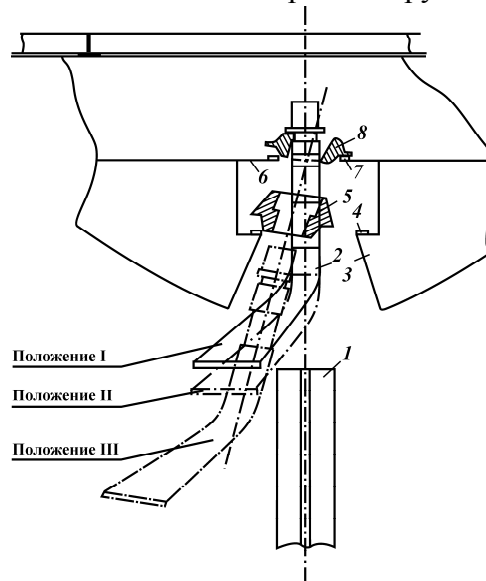


Рис. 14.4. Схема пе-

Для нижнего подшипника следует:

1. Освободить нажимную втулку сальника.
2. Разобрать крепление сальника, извлечь сальниковую набивку (положение 1).
3. Баллер опустить до упора в перо руля (положение 2).
- 2).
4. Освободить крепление нижнего подшипника, установить подшипник по направлению дальнейшего опускания баллера (положение 3).
5. Продолжить плавное опускание баллера до его полного выхода из нижнего подшипника и гельмпортной трубы судна.



Приведенная последовательность операций позволяет составить ответы на возникшие вопросы при описании процесса демонтажа баллера. Демонтаж руля включает следующие вопросы:

- какие съемные листы убирают перед демонтажем руля;
- как отсоединяется баллер от пера руля;
- снимается руль со штырями или без;
- какие ограничительные средства препятствуют ссаживанию руля со штырей при возможном ударе о грунт и как они демонтируются;
- опускается руль при демонтаже или приподнимается.

Перечисленные операции для верхнего и нижнего подшипников выполняются одновременно.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии изложены основные этапы проектирования рулевых устройств морских транспортных судов: выбор типа руля, его площади и размеров, выбор и расположение деталей и узлов рулевого устройства. Рассмотрены вопросы прочности деталей рулевого устройства. Даны рекомендации по определению размеров горизонтально-фланцевого соединения пера руля с баллером, выбору рулевых приводов, выбору и расположению подшипников баллера и опор пера руля

Учебное пособие предназначено для подготовки украинских и иностранных студентов, магистрантов и аспирантов высших учебных заведений.

## РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Машиностроение. – 6-е изд., перераб. и доп. – М., 1982. – Т. 1. – 736 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Машиностроение. – 6-е изд., перераб. и доп. – М., 1982. – Т. 2. – 584 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / Машиностроение. – 6-е изд., перераб. и доп. – М., 1982. – Т. 3. – 576 с.
4. Васильев В.Н., Горин А.А., Мирошниченко И.С. Справочник судового механика по рулевым приводам. — Одесса: Маяк, 1982. — 199 с.
5. Зайцев В.В., Коробанов Ю.Н. Проектирование рулевых устройств: Учеб. Пособие. — Николаев: НКИ, 1992. — 70 с.
6. Матвеев В.Г. Рулевое устройство: Учеб. Пособие. — Николаев: НКИ, 1961. — 77 с.
7. Машиностроительные материалы: Краткий справочник / В.М. Раскатов, В.С. Чуенков, Н.Ф. Бессонова, Д.А. Вейс. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 511 с.

8. Морской энциклопедический справочник / Под ред. Н.Н. Исанина. – Л.: Судостроение, 1987. – Т. 1. – 512 с.
9. Слижевский Н.Б. Проектирование рулевого устройства. Ч.П. Гидродинамический расчет судовых рулей: Учеб. Пособие. — Николаев
10. Справочник по судовым устройствам / А.Н. Гурович, В.И. Асиновский, Б.Н. Лозгачев и др. – Л.: Судостроение, 1975. – Т. 1. – 352 с.
11. Судовые устройства: / М.Н. Александров, Ю.Д. Жуков, Киров Г.С., Симоненко А.С., Смирнов Ю.А., Чумак А.Е. / Под ред. М.Н. Александрова. – Л.: Судостроение, 1982. – 320 с.
12. Судовые устройства: Справочник / М.Н. Александров, Б.А. Бугаенко, Ю.А. Ершов, Ю.Д. Жуков, В.В. Зайцев, А.Я. Казарезов, Л.В. Каменчук, Ю.Н. Коробанов, В.Э. Магула, А.С. Симоненко / Под ред. М.Н. Александрова. – Л.: Судостроение, 1987. – 656 с.
13. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Бюллетень змін та доповнень №1.- Київ, Регістр судноплавства України, 2001. – 60 с.

14. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Т.1. – Київ, Регістр судноплавства України, 2002. – 300 с.

15. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Т.2.- Київ, Регістр судноплавства України, 2002. – 320 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|  |           |
|--|-----------|
| Введение .....   | 3         |
| <b>Раздел 1. Общие вопросы курсового проекта....</b>   | <b>4</b>  |
| 1.1. План выполнения курсового проекта.....  | 4         |
| 1.2. Оформление курсового проекта.....   | 4         |
| 1.3. Исходные данные для проектирования руле-<br>вого устройства .....   | 6         |
| 1.4. Выбор типа, количества и расположении ру-<br>лей.....   | 19        |
| <b>Раздел 2. Выбор способа соединения пера<br/>руля с баллером.....</b>  | <b>21</b> |
| <b>Раздел 3. Определение геометрических харак-<br/>теристик пера руля. Разработка его конту-<br/>ра.....</b>             | <b>22</b> |
| 3.1. Определение площади пера руля.....  | 22        |
| 3.2. Выбор размеров балансирующих рулей, опи-<br>рающихся на пятку ахтерштевня, и небалансирующих за<br>рудерпостом..... | 23        |
| 3.3. Выбор размеров балансирующих полуподвес-<br>ных рулей.....  | 26        |
| 3.4. Выбор размеров балансирующих подвесных ру-<br>лей.....  | 32        |
| 3.5. Выбор количества опор пера руля .....   | 34        |
| 3.6. Выбор профиля пера руля .....   | 35        |
| 3.7. Определение размеров рудерпоста неба-<br>лансирного руля, кронштейна руля и зуба противоре-<br>довой защиты.....    | 36        |
| <b>Раздел 4. Выбор марок материалов для<br/>изготовления деталей рулевого устройства .....</b>                           | <b>38</b> |
| <b>Раздел 5. Гидродинамический расчет руля .....</b>   | <b>39</b> |
| <b>Раздел 6. Расчет на прочность деталей рулево-<br/>го устройства.....</b>  | <b>41</b> |
| 6.1. Исходные расчетные параметры .....  | 41        |

|   |            |
|---|------------|
| 6.2. Расчетные изгибающие моменты и реакции опор рассчитываемого руля .....                     | 45         |
| 6.3. Определение основных размеров деталей рулевого устройства.....                             | 55         |
| <b>Раздел 7. Выбор основного, запасного и аварийного рулевых приводов .....</b>                 | <b>67</b>  |
| 7.1. Определение расчетного момента .....   | 67         |
| 7.2. Выбор рулевых приводов .....   | 70         |
| 7.3. Расположение рулевых приводов .....  | 70         |
| <b>Раздел 8. Выбор и расположение подшипников баллера.....</b>                                  | <b>71</b>  |
| <b>Раздел 9. Опоры руля .....</b>   | <b>74</b>  |
| <b>Раздел 10. Оценка гидродинамических качеств руля.....</b>                                    | <b>76</b>  |
| 10.1. Определение наибольшего крутящего момента балансирующего опертого и подвесного рулей..... | 76         |
| 10.2. Определение наибольшего крутящего момента небалансирующего руля .....                     | 80         |
| 10.3. Определение наибольшего крутящего момента балансирующего полуподвесного руля .....        | 86         |
| <b>Раздел 11. Проверка эффективности рулевого устройства.....</b>                               | <b>89</b>  |
| <b>Раздел 12. Рулевые приводы, их выбор .....</b>   | <b>98</b>  |
| 12.1. Секторные рулевые приводы .....   | 98         |
| 12.2. Рулевые электрогидравлические плунжерные приводы.....                                     | 100        |
| <b>Раздел 13. Конструкции основных узлов рулевого устройства.....</b>                           | <b>104</b> |
| 13.1. Конструкции пера руля .....   | 104        |
| 13.2. Баллеры, штыревые опоры руля .....  | 110        |
| 13.3. Подшипники, сальники (уплотнения) .....   | 119        |
| <b>Раздел 14. Компонировка рулевого устройства на судне.....</b>                                | <b>126</b> |

---

|   |     |
|---|-----|
| 14.1. Комплектация рулевого устройства .....    | 126 |
| 14.2. Установка и демонтаж руля и баллера ..... | 130 |
| Заключение .....                                | 134 |
| Рекомендуемая литература .....                  | 135 |

**Зайцев** Владимир Васильевич  
**Еганов** Александр Ефимович  
**Коробанов** Юрий Николаевич  
**Толышев** Эдуард Владимирович  
**Зайцев** Валерий Владимирович

## **РУЛЕВЫЕ УСТРОЙСТВА**

**Учебное пособие**

**Редактор Ю.Н. Коробанов**  
**Художественные редакторы Ю.Н. Ткаченко**  
**Компьютерный набор и верстка Вал. В Зайцева, Ю.Н. Ткаченко**  
**Корректор В.В. Зайцев**

---

Подписано к печати 05.08.02. Формат 60×90 1/16. Бумага офсетная.  
Офсетная печать. Усл.печ.л. 11,5. Уч.-изд.л. 12,5. Тираж 1000 экз.  
Зак. № 127. Цена договорная

---

Издательство ЧП "И.А.Гудым"  
54028, г.Николаев, ул. Адмиральская, 20