

СУДОСТРОЕНИЕ

1978 НОЯБРЬ

11





1917 - 1978

ежемесячный научно-технический и производственный журнал, орган Министерства судостроительной промышленности СССР и Научно-технического общества судостроительной промышленности им. академика А. И. Крылова

СОДЕРЖАНИЕ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУДОВ

- Изак Г. Д., Гомзиков Э. А. Выбор оптимального противодвижущего комплекса судов внутреннего плавания 3
- Коган Е. М., Мельник В. А. Некоторые вопросы программного обеспечения расчетов по статике корабля 8
- Бойцов Г. В. Сравнительный анализ концентрации напряжений у бортовых вырезов 10
- Чувиковский В. С., Сапрыкина И. П. Условия взаимности деформаций в задачах строительной механики при действии следящих нагрузок 13
- Жданов В. И. Типы корпусов зарубежных обитаемых подводных аппаратов 16

СУДОВЫЕ УСТРОЙСТВА И ОБОРУДОВАНИЕ

- Бугаенко Б. А., Колтыго В. Д. Определение усилия для аварийного перерезания стальных канатов 20

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

- Алексеев В. В., Пахомов К. Н. Упрощенный метод расчета силиконовых демпферов крутильных колебаний 22
- Сергеев В. И. Зависимость ресурса ВРШ от зазоров в парах трения 25

СУДОВАЯ АВТОМАТИКА

- Бурданов В. Н., Голощекин А. С., Липис В. Б., Эпштейн Ф. Г. Исследование динамики пропульсивного комплекса судна на нерегулярном волнении 28
- Иохельсон Е. Д., Пантелеев А. А. Повышение точности судовой машины централизованного контроля 31
- Донской В. Г. Контроль работы судовых технических средств по обобщенным параметрам 34

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Мартыросов Г. Г., Домарев А. Д. О статической балансировке гребных винтов 37
- Беляев Г. С. Влияние нагрева на твердость и структуру слоя металла, упрочненного методом обкатки 40
- Маланин Г. В., Гельман В. Е. Механизированные зажимные устройства к токарным станкам с ЧПУ 42
- Максимов В. П. Изоляция судовых конструкций напыляемыми жесткими пенополиуретанами 44

ИСТОРИЯ СУДОСТРОЕНИЯ

- Шимкевич Л. А. Корабли в Октябрьском вооруженном восстании 49
- Близнюк А. М. Черноморские корабли революции 53
- Юрковский Н. К. Революционный эсминец «Керчь» 55

ИНФОРМАЦИОННЫЙ ОТДЕЛ

- Варлинский И. Б., Иванов А. А., Каменский Е. В. Форум рыбаков и судостроителей социалистических стран 59
- Благов В. А. Участие специалистов судостроительной отрасли в международных организациях 61
- Володин В. И. IV сессия экспертов Подготовительного комитета ИНМАРСАТ 62
- Ефремов Ю. А., Лачинов В. В. Симпозиум японской фирмы «Хитати Дзосен» 63
- Данные о составе морского флота СССР 65
- Обзор книг 19, 21, 36, 48
- Памятка автору 58

Contents

SHIP DESIGN	Izak G. D., Gomzikov E. A. The choice of an optimum noise control complex for inland ships	3
	Kogan E. M., Melnik V. A. Some software problems for ship statics calculations	8
	Boitsov G. V. Comparative analysis of stress concentrations around side openings	10
	Chuvikovsky V. S., Saprykina I. P. Conditions of the reciprocity of deformations under following loads in naval structural mechanics problems	13
	Zhdanov V. I. Hull types of foreign manned submersibles	16
HULL GEAR AND AUXILIARIES	Bugaenko B. A., Koltygo V. D. Determination of force for emergency cutting of wire ropes	20
SHIPBOARD POWER PLANTS	Alexeyev V. V., Pakhomov K. N. Simplified method for calculating silicone dampers of torsional oscillation	22
	Sergeyev V. I. The dependence of service life of a controllable-pitch propeller on clearances in friction couples	25
SHIP AUTOMATION	Burdanov V. N., Goloshchekin A. S., Lipis V. B., Epstein F. G. Investigation of dynamics of a ship's propulsion complex in irregular waves	28
	Iokhelson E. D., Panteleyev A. A. Improving the accuracy of a ship's centralized monitoring machine	31
	Donskoi V. G. Monitoring operation of ship's equipments using generalized parameters	34
SHIPBUILDING AND MARINE ENGINEERING TECHNIQUES	Martirosov G. G., Domarev A. D. On static propeller balancing	37
	Belyayev G. S. The influence of heating on hardness and structure of a metal layer hardened by rolling	40
	Malanin G. V., Gelman V. E. Mechanized clamping devices for numerically-controlled centre lathes	42
	Maximov V. P. Insulation of ship structures with sprayed rigid polyurethane foams	44
HISTORY OF SHIPBUILDING	Shimkevich L. A. Ships in the October armed uprising	49
	Bliznyuk A. M. Black Sea ships of the revolution	53
	Yurkovsky N. K. The revolutionary destroyer "Kerch".	55
INFORMATION SECTION	Varlinsky I. B., Ivanov A. A., Kamensky E. V. Forum of fishermen and shipbuilders of the socialist countries	59
	Blagov V. A. Participation of shipbuilding specialists in international organisations	61
	Volodin V. I. IV session of the INMARSAT preparatory committee	62
	Efremov Ju. A., Lachinov V. V. Symposium held by the firm "Hitachi Zosen"	63
	Data on the composition of the USSR merchant marine	65
	Book reviews	19, 21, 36, 48
	Reminder to the author	58



ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ПРОТИВОШУМОВОГО КОМПЛЕКСА СУДОВ ВНУТРЕННЕГО ПЛАВАНИЯ

(В порядке обсуждения)

Г. Д. Изак, Э. А. Гомзинов

УДК 629.12.06.628.517.2

Обычно выбор комплекса противозумовых мероприятий производится при разработке технического проекта судна на базе расчета ожидаемых уровней шума. Средства снижения шума, которые могут быть предусмотрены на этой стадии проектирования, существенно ограничены. Многие эффективные противозумовые конструкции, такие, как амортизирующее крепление главных двигателей, вертикальный и горизонтальный коффердамы, установка на амортизаторы рубок, надстроек и блоков помещений, требуют в ряде случаев изменения общего расположения и главных размерений судна. На стадии разработки технического проекта корректировка этих элементов, как правило, не допускается. Поэтому комплекс противозумовых мероприятий необходимо выбирать на ранних стадиях проектирования, когда производится оптимизация всех проектных решений по судну.

Выбор комплекса рекомендуется производить на базе упрощенного расчета ожидаемых уровней шума. Методика такого расчета разработана на основании статистической обработки результатов измерений шума, выполненных более чем на 100 судах внутреннего и смешанного (река—море) плавания и аналитических расчетов для наиболее часто применяемых типовых схем общего расположения судов. Метод расчетного выбора средств снижения шума для машинных отделений судов на ранних стадиях разработки проекта изложен в работе [1].

Рассмотрим порядок расчета и проектирования противозумового комплекса для жилых, общественных и служебных помещений и пути оптимизации комплекса по судну в целом. Комплекс мероприятий, который выбирается на ранних стадиях проектирования, направлен на снижение воздушного и структурного шума главных двигателей и дизель-генераторов и структурного шума судовых движителей. Средства снижения шума систем вентиляции и кондиционирования воздуха, газоздушных трактов судовых дизелей, приборов навигационного оборудования и т. п. не оказывают влияния на основные проектные решения и могут

выбираться на более поздних стадиях проектирования судна.

Комплекс противозумовых мероприятий выбирается поэтапно в следующей последовательности.

Первый этап. Определяется номенклатура и количество помещений, нормируемых санитарными нормами по каждому спектру шума [2, 3]. Намечаются варианты расположения жилых, служебных и общественных помещений судна. Выбираются контрольные помещения (по одному наиболее шумному из каждой группы, нормируемых по одинаковому спектру).

Помещения рекомендуется располагать так, чтобы в наиболее шумных зонах находились ненормируемые помещения (кладовые, аккумуляторные, санблоки, прачечные и т. п.), в более тихих — нормируемые по наиболее высоким значениям (кабуз и производственные помещения); еще дальше — служебные и общественные помещения. В зонах, наиболее удаленных от источников шума, следует располагать жилые и медицинские каюты. Ре-

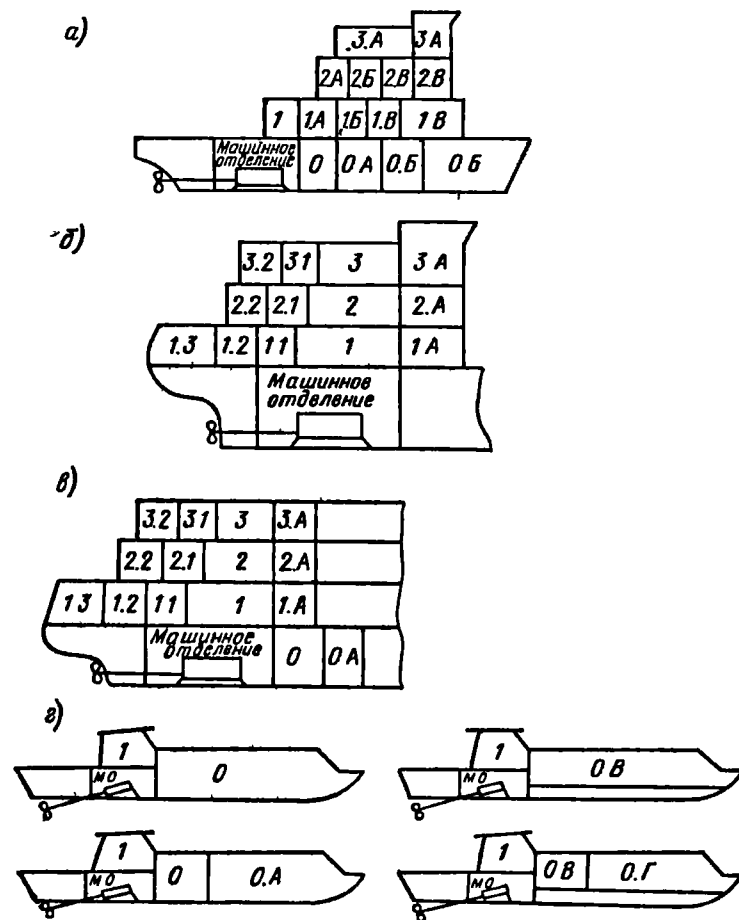


Рис. 1. Схема индексации помещений: а — буксиры; б — грузовые суда; в — пассажирские туристские суда; г — пассажирские суда для местных внутригородских и пригородных линий.

Таблица 1

Спады уровней шума в помещениях
пассажирских туристских судов

Составляющая шума	Индекс помещения	Средние частоты октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ΔL_v , дБ	0	19	27	33	38	42	43	44	55
	0.A	24	33	40	45	49	50	51	52
	1, 1.1	27	31	41	49	57	64	64	64
	1.A, 1.2, 1.3, 2, 2.1	31	34	46	55	62	62	64	66
	2.A, 2.2, 3, 3.1	33	37	49	59	66	66	68	72
	3.A, 3.2	35	41	53	62	70	70	72	76
ΔL_c , дБ	0	14	14	15	20	24	27	27	27
	1.A, 1.1	10	10	12	18	23	26	26	26
	1.A, 1.2, 1.3, 0.A	15	15	17	23	28	31	31	31
	2, 2.1	14	16	20	28	33	36	36	36
	2.A, 2.2, 3, 3.1	17	20	25	33	38	41	41	41
	3.A, 3.2	20	23	30	39	44	47	47	47
ΔL_k , дБ	0	19	21	26	30	36	42	50	50
	0.A	24	26	31	37	42	49	57	57
	1.3	7	7	8	14	19	22	22	22
	1.2	10	10	12	18	23	26	26	26
	1.1	13	14	17	23	28	31	31	31
	2.2	13	16	20	28	33	36	36	36
	2.1, 3.2	16	20	25	33	38	41	41	41
	3.1	20	23	30	39	44	47	47	47

комендуется рассматривать в качестве вариантов расположение нормируемых по шуму помещений в верхних ярусах надстроек и в носовой или средней части корпуса. Устанавливаются индексы контрольных помещений в соответствии с рис. 1, отражающие влияние энергетической установки и гребных винтов на шумность в этих помещениях.

Второй этап. Производится расчет ожидаемых уровней шума для каждого контрольного помещения по следующим выражениям:

$$L_v = L_n - \Delta L_v; L_c = N_n - \Delta L_c - \Delta L_n + \Delta L_d;$$

$$L_k = N_k - \Delta L_k - \Delta L_n,$$

где

L_v — воздушная составляющая шума от работы двигателей (в удаленных помещениях проявляется в виде вторичного структурного шума), дБ;

L_c — структурная составляющая шума от работы двигателей, дБ;

L_k — структурная составляющая шума от работы судового движителя, дБ;

L_n — исходные уровни шума в машинном отделении, дБ;

N_n — исходные уровни звуковой вибрации (по скорости) лап двигателей, дБ;

N_k — исходные уровни звуковой вибрации (по скорости) днищевых и бортовых пластин ахтерпика, дБ;

ΔL_v , ΔL_c , ΔL_k — спады уровней воздушного и структурного шума двигателей и структурного шума движителей соответственно, определяемые, например, для пассажирских судов по табл. 1 в зависимости от индексов помещений, дБ;

ΔL_n — изменение уровней шума в помещениях, расположенных в надстройке в зависимости от ширины надстройки первого яруса. Для судов с надстройкой шириной менее ширины судна $\Delta L_n = 3$ дБ; для судов с надстройкой от борта до борта $\Delta L_n = 0$ по всему спектру;

ΔL_d — изменение уровней шума в носовых трюмных помещениях судов, определяемое положением двигателя по длине машинного отделения. При смещении двигателя в нос $\Delta L_d = 0,7$ дБ, а при смещении в корму $\Delta L_d = -0,7$ дБ (l — расстояние между центром машинного отделения и центром двигателя, м).

Ожидаемые уровни шума в помещениях определяются логарифмическим суммированием всех трех составляющих

$$L = 10 \lg (10^{0,1L_v} + 10^{0,1L_c} + 10^{0,1L_k}).$$

Исходные уровни шума в машинном отделении (L_n) и звуковой вибрации лап двигателей (N_n) определяются в зависимости от состава энергетической установки, работающей на основном эксплуатационном режиме, и размещения дизель-генераторов. Если дизель-генераторы расположены в отдельном помещении, то уровни воздушной и структурной составляющих шума определяются для главных двигателей и дизель-генераторов отдельно. Исходные уровни шума L_n находятся в соответствии с работой [1]; при этом учитываются средства снижения шума в машинном отделении.

При размещении главных двигателей и дизель-генераторов в одном помещении исходные уровни звуковой вибрации лап двигателей N_n определяются логарифмическим суммированием уровней звуковой вибрации по скорости колебания лап главных двигателей и дизель-генераторов, работающих в основном эксплуатационном режиме. Если агрегаты расположены в разных помещениях, то логарифмически суммируются уровни звуковой вибрации механизмов, расположенных в каждом помещении. Уровни шума и звуковой вибрации дизелей приводятся в технических условиях на их поставку.

Исходные уровни звуковой вибрации (по скорости) днищевых и бортовых пластин ахтерпика N_k при одновальной пропульсивной установке и некавитирующем винте могут быть приняты по рис. 2;

Таблица 2

Эффективность конструктивных средств снижения шума в помещениях, дБ

Наименование средств	Снижаемая составляющая шума	Средние частоты октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
I. Средства звукоизоляции источников структурного шума									
Эластичное крепление двигателей с помощью амортизаторов	L _с	14	13	10	14	17	18	19	20
наклонных резинометаллических		18	16	11	16	19	22	24	26
АКССИ (резинометаллических)		0	0	0	2	7	12	15	17
АКССМ (резинометаллических)		23	20	14	19	22	25	25	25
АПрС (пружинных)									
Бескронштейновые гребные валы	L _к	9	7	7	6	5	4	3	3
Нанесение вибропоглощающих покрытий «Нева», ПМ-2, битумного на									
днище машинного отделения	L _с	1	1	1	1	2	3	5	7
днище ахтерпика	L _к	3	3	4	4	5	5	5	6
Виброотражающий комингс	L _с , L _к	1	2	2	2	3	4	4	4
II. Средства звукоизоляции помещений									
Нанесение вибропоглощающих покрытий на палубы в районе помещений									
«Нева», ПМ-2, битумное	L _в , L _с , L _к	2	3	3	3	4	4	4	4
«Агат» толщиной 2,5 мм, со слоем ПХВ толщиной 15 мм		0	0	2	3	4	4	5	5
Виброотражающий комингс	L _в , L _с , L _к	1	1	1	2	2	3	3	4
Утолщенная зашивка помещений *									
древесно-стружечная плита толщиной 22 мм	L _в , L _с , L _к	0	2	3	3	1	0	0	0
фанера толщиной 10 мм		0	0	2	2	0	0	0	0
Звукопоглощающий материал под зашивкой помещения									
зашивка крепится жестко	L _в , L _с , L _к	1	3	3	2	2	2	2	2
зашивка крепится эластично		1	3	3	4	5	6	6	6
Резиновые прокладки под лаги настила пола	L _в , L _с , L _к	0	0	1	2	3	4	4	4
Коффердам вертикальный или горизонтальный									
	L _с , L _к	5	5	5	5	5	5	5	5
	L _в	16	16	16	16	16	16	16	16
Эластичное крепление зашивки на едином каркасе (типа «каюта в каюте») **	L _в , L _с , L _к	0	1	3	4	5	6	6	6
Амортизация надстроек; амортизаторы									
резинометаллические	L _в	16	16	16	16	16	16	16	16
	L _с , L _к	10	12	13	15	16	18	18	18
пружинные	L _с , L _к	16	17	17	18	18	22	22	22

* По сравнению с зашивкой из фанеры толщиной 4 мм.

** Применительно к двухстенным конструкциям без звукопоглотителя в воздушном промежутке и зашивкой на фанеры толщиной 4 мм, по сравнению с аналогичными жестко установленными конструкциями.

при двухвальной установке эта величина должна быть увеличена на 3 дБ, при трехвальной установке — на 5 дБ по всему спектру.

Следует отметить, что величины спадов ΔL_b , ΔL_c , ΔL_k определены применительно к судам, не имеющим специальных противозумовых конструкций. Обстройка в жилых и служебных поме-

щениях предполагается двухстенной из пластика или фанеры толщиной около 4 мм, настил пола дощатый, толщиной около 20 мм с покрытием из линолеума.

Спад уровней структурного шума от работы гребного винта ΔL_k для помещений, расположенных в нос от помещений с индексами 0.А, 1.1, 2.1

и 3.1 на грузовых и пассажирских туристских судах, рассчитывается следующим образом:

— определяются по таблицам (см., например, табл. 1) спады уровней структурного шума от работы гребных винтов в исходных помещениях с индексами 0.А, 1.1, 2.1, 3.1 (независимо от наличия этих помещений), расположенных на той же палубе;

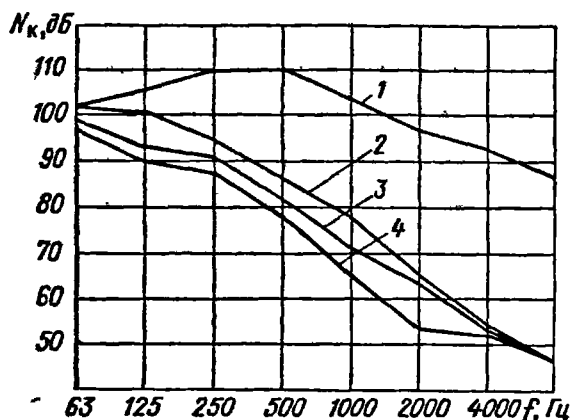


Рис. 2. Исходные уровни звуковой вибрации (по скорости) днищевых и бортовых пластин ахтерпика в зависимости от частоты вращения гребного винта n .

1 — n более 1400 об/мин; 2 — n от 1000 до 750 об/мин; 3 — n от 750 до 300 об/мин; 4 — n менее 300 об/мин.

— полученные значения спадов уровней шума увеличиваются из расчета 0,7 дБ/м по всему спектру частот в зависимости от расстояния между носовыми переборками исходного и рассматриваемого помещений.

На грузовых судах, где блок нормируемых по шуму помещений расположен в носовой или средней части корпуса, и в носовых помещениях пассажирских туристских судов спады уровней шума $\Delta L_{в}$, $\Delta L_{с}$, $\Delta L_{к}$ определяются аналогично; в качестве исходных помещений в этом случае принимаются помещения с индексами 0.А, 1.А, 2.А и 3.А.

На пассажирских судах для местных, внутригородских и пригородных линий уровни шума в салонах определяются следующим образом:

— вычисляются уровни шума в кормовой части салона в точках с индексами 0, 0.А, 0.В или 0.Г;

— уровни шума по длине салона уменьшаются из расчета 0,7 дБ/м.

В рубках тех же судов уровни шума принимаются на 4 дБ ниже по всему спектру, чем в салоне под рубкой или перед ней, если она находится в носовой части судна на одном уровне с салоном.

Третий этап. Уровни шума в контрольных помеще-

ниях сопоставляются с санитарными нормами. Если имеет место превышение последних, необходимо наметить варианты противошумовых мероприятий.

Конструктивные противошумовые мероприятия можно условно разделить на средства звукоизоляции источников и средства звукоизоляции помещений. Первые предназначены для снижения исходных уровней шума и звуковой вибрации. Они уменьшают какую-либо одну составляющую шума во всех помещениях судна. Средства звукоизоляции помещений обеспечивают снижение всех составляющих шума в каком-либо одном помещении или группе помещений.

Средствами звукоизоляции от воздушного шума являются конструктивные мероприятия, применяемые для снижения шума в машинном отделении. Данные по эффективности этих средств имеются в работе [1]. Эффективность средств звукоизоляции источников от структурного шума и звукоизоляции помещений приведена в табл. 2.

В случае применения средств звукоизоляции источников составляющие структурного шума от работы двигателей ($L_{сн}$) и движителей ($L_{кп}$) в контрольных помещениях определяются по формулам:

$$L_{сн} = L_c - \sum_{i=1}^n \Delta L_{нi}; \quad L_{кп} = L_k - \sum_{i=1}^n \Delta L_{пi},$$

где $\Delta L_{нi}$ — эффективность i -го средства звукоизоляции источников, дБ.

В случае применения средств звукоизоляции помещений уровни шума в контрольных помещениях определяются по формуле

$$L_{п} = L - \sum_{i=1}^n \Delta L_{пi},$$

где $\Delta L_{пi}$ — эффективность i -го средства звукоизоляции помещений, дБ.

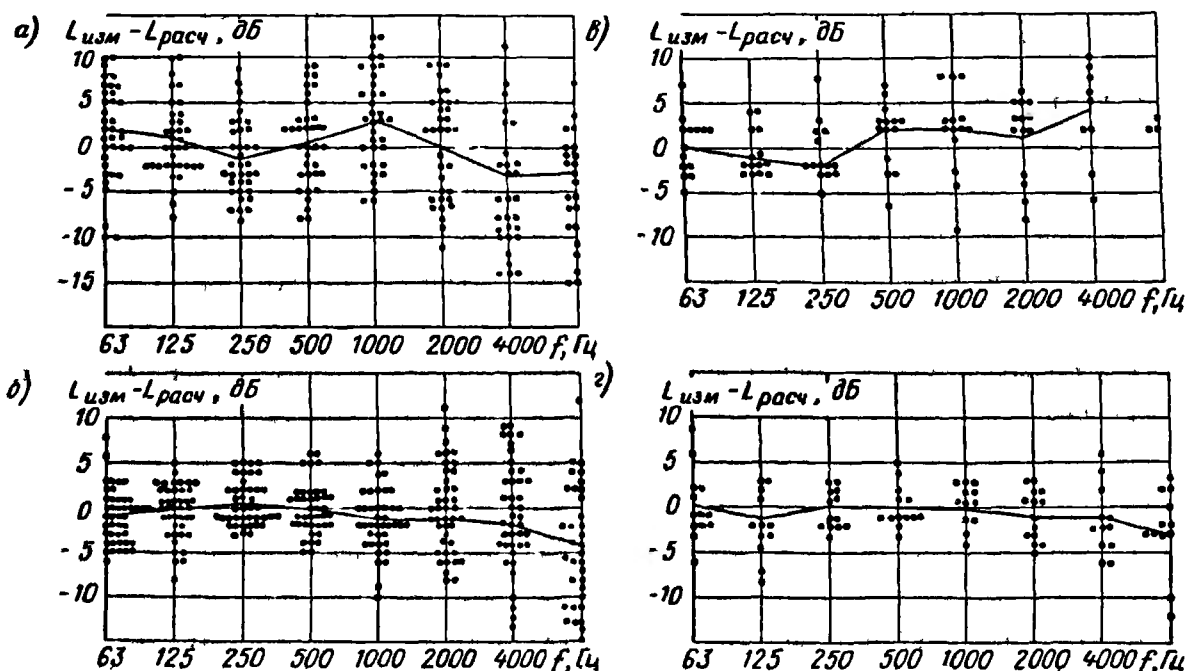


Рис. 3. Разность между измеренными ($L_{изм}$) и расчетными ($L_{расч}$) значениями уровней шума в жилых и общественных помещениях судов: а — буксиры; б — грузовые суда; в — пассажирские туристские суда; г — пассажирские суда для местных, внутригородских и пригородных линий.

— среднее значение.

Таблица 3

Показатели массы, стоимости и затрат на ремонт конструктивных средств снижения шума

Наименование средств	Масса, кг	Строительная стоимость противошумовых средств, руб.	Затраты на один ремонт в процентах от строительной стоимости	
			при среднем ремонте	при капиталь- ном ремонте
Эластичное крепление двигателей с помощью амортизаторов				
резинометаллических	170 <i>G</i>	1,05 (110 <i>A</i> + 19 <i>B</i>) <i>G</i>	90	100
пружинных	195 <i>G</i>	1,05 (175 <i>A</i> + 19 <i>B</i>) <i>G</i>	35	100
Бескронштейновые гребные валы	0	0	0	0
Нанесение вибропоглощающих покрытий				
мастика типа «Нева»	10 <i>S_мt</i>	1,05 (1,4 <i>A</i> + 0,35 <i>B</i>) <i>S_мt</i>	0	55
мастика битумная	19 <i>S_мt</i>	1,05 (4,7 <i>A</i> + 0,67 <i>B</i>) <i>S_мt</i>	0	55
мастика ПМ-2	15 <i>S_м</i>	1,05 (5,1 <i>A</i> + 1,6 <i>B</i>) <i>S_м</i>	0	55
Виброотражающий комингс сечением 30×260 мм	30 <i>a</i>	1,05 (3,9 <i>A</i> + 2,0 <i>B</i>) <i>a</i>	1,5	9
Утолщенная зашивка помещений				
древесно-стружечная плита толщиной 22 мм	11,5 <i>S_м</i>	1,05 (0,75 <i>A</i> + 0,06 <i>B</i>) <i>S_м</i>	0	100
фанера толщиной 10 мм	4,2 <i>S_м</i>	1,05 (1,1 <i>A</i> + 0,06 <i>B</i>) <i>S_м</i>	0	100
Звукопоглощающий материал под зашивкой помещения				
АТИМСС	0,4 <i>S_мt</i>	1,05 (0,95 <i>A</i> + 0,23 <i>B</i>) <i>S_мt</i>	0	135
холсты БСТВБ	0,4 <i>S_мt</i>	1,05 (1,6 <i>A</i> + 0,25 <i>B</i>) <i>S_мt</i>	0	135
маты БЗМ	0,3 <i>S_мt</i>	1,05 (3,0 <i>A</i> + 0,06 <i>B</i>) <i>S_мt</i>	0	120
маты АТМ-10с	0,6 <i>S_мt</i>	1,05 (8,2 <i>A</i> + 0,15 <i>B</i>) <i>S_мt</i>	0	120
плиты ППМ	0,9 <i>S_мt</i>	1,05 (0,55 <i>A</i> + 0,22 <i>B</i>) <i>S_мt</i>	0	160
Резиновые прокладки под лаги настила пола	3 <i>S_п</i>	1,05 (3,3 <i>A</i> + 0,5 <i>B</i>) <i>S_п</i>	105	165
Колердам вертикальный или горизонтальный	<i>S_мt</i>	1,05 (13,5 <i>A</i> + 6,8 <i>B</i>) <i>S_мt</i>	1,5	9
Эластичное крепление зашивки на едином каркасе типа «каюта в каюте»	70 <i>S_п</i>	1,05 (19 <i>A</i> + 11 <i>B</i>) <i>S_п</i>	30	50
Эластичное крепление надстроек с помощью амортизаторов				
резинометаллических	130 <i>S_п</i>	1,05 (59 <i>A</i> + 17 <i>B</i>) <i>S_п</i>	40	60
пружинных	140 <i>S_п</i>	1,05 (104 <i>A</i> + 18 <i>B</i>) <i>S_п</i>	6	70

Примечания. $A=1+C+D$; $B=1+E+D$; C — коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы предприятия (без плановых накоплений); E — коэффициент, учитывающий косвенные расходы предприятия, включающие дополнительную заработную плату, отчисления на социальное страхование, расходы на обслуживание производства и управления, а также внезаводские расходы; D — коэффициент, учитывающий плановые накопления предприятия; G — масса двигателя, кг; S_m — площадь материала, м²; S_p — площадь пола помещения или основания надстройки, м²; t — толщина материала, см; a — длина виброотражающего комингса, м.

Каждый из намеченных вариантов противошумовых комплексов должен включать набор средств, суммарная эффективность которых обеспечивает выполнение санитарных норм во всех помещениях судна.

Четвертый этап. Определяется масса каждого противошумового комплекса, его стоимость и эксплуатационные затраты. Масса комплексов находится по удельным показателям, приведенным в табл. 3. Строительная стоимость, состоящая из суммы стоимостей материалов и трудозатрат, может быть определена по удельным показателям (табл. 3). Эксплуатационные затраты представляют собой затраты на ремонт противошумовых конструкций и определяются в процентах от их строительной стоимости в год.

Оптимальный вариант противошумового комплекса выбирается по минимуму приведенных

среднегодовых затрат, связанных с изготовлением и эксплуатацией противошумового комплекса. Приведенные затраты (3), относимые на противошумовой комплекс, определяются по формуле

$$3 = \frac{K_{\text{стр}} + n_k R_k + n_{\text{ср}} R_{\text{ср}}}{T_{\text{сж}}} + E_n K_{\text{стр}},$$

где $K_{\text{стр}}$ — строительная стоимость противошумового комплекса, руб.;

R_k , $R_{\text{ср}}$ — затраты на капитальный и средний ремонт соответственно, руб.;

n_k , $n_{\text{ср}}$ — количество капитальных и средних ремонтов за срок службы судна соответственно;

$T_{\text{сж}}$ — срок службы судна, годы;

E_n — нормативный коэффициент экономической эффективности.

Показатели массы, строительной стоимости и эксплуатационные затраты входят в качестве исходных данных в расчет экономической эффективности судна. Выбор оптимального варианта комплекса, а точнее, судна с противозумовым комплексом, производится по результатам экономического расчета судна в целом.

Метод расчета ожидаемых уровней шума, положенный в основу выбора оптимального комплекса, обеспечивает удовлетворительную сходимость с результатами измерений (рис. 3). Точность расчета зависит от степени соответствия расположения помещений судна относительно машинного отделения и актерика идеализированной схеме, приведенной на рис. 1.

На стадии технического проектирования выполняется уточненный расчет ожидаемых уровней шу-

ма с учетом выбранных мероприятий, которые при необходимости могут корректироваться. Предлагаемый метод выбора противозумовых мероприятий позволит эффективнее использовать средства, выделяемые на борьбу с шумом, и перейти от борьбы с шумом на судах к проектированию малошумных судов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гомзиков Э. А., Изак Г. Д. Метод проектирования противозумового комплекса для машинных отделений. — «Судостроение», 1978, № 9.
2. Комплекс противозумовых мероприятий на судах речного флота. Общие требования по проектированию и предъявлению к сдаче. РТМ 212.0059—76. Л., «Транспорт», 1977.
3. Санитарные правила для речных и озерных судов СССР. М., «Транспорт», 1972.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАСЧЕТОВ ПО СТАТИКЕ КОРАБЛЯ

Е. М. Коган, В. А. Мельник

УДК 681.3.06:[629.12.001.11:532.3]

К настоящему времени разработано значительное количество программ расчетов по статике корабля на ЭВМ «Минск-22», «БЭСМ-4», «М-220». В результате их эксплуатации отработаны алгоритмы расчетных программ, полностью использующие возможности ЭВМ этого класса. Однако развитие электронно-вычислительной техники и появление многопрограммных ЭВМ типа «Минск-32» поставило перед разработчиками программного обеспечения новые задачи. Одной из них являлась задача эффективного использования этих ЭВМ при выполнении инженерных расчетов.

Для решения этой задачи имелось несколько возможностей. Первая из них заключалась в использовании многопрограммного режима работы ЭВМ. Однако при этом программное обеспечение расчетов по статике корабля должно удовлетворять следующим требованиям:

каждая из программ должна использовать не более 0,5 объема оперативной памяти ЭВМ;

внешние устройства (ввода и печати) должны закрепляться за каждой программой непосредственно перед началом их работы и освобождаться по ее окончании;

результаты расчета должны сохраняться на внешнем накопителе (магнитной ленте или диске).

Первое условие является обязательным, и его выполнение позволяет обеспечить одновременную работу по крайней мере двух программ. С другой стороны, это ограничение не является чересчур жестким, так как объем программ и исходной информации в расчетах по статике корабля относительно невелик. Об этом свидетельствует тот

факт, что исходная информация для указанных расчетов вместе с программами выполнения отдельных расчетов размещались в оперативном запоминающем устройстве ЭВМ типа «Минск-22» и «БЭСМ-4», а память ЭВМ типа «Минск-32» как минимум в 3—4 раза больше.

Однако выполнение упомянутого условия, необходимого для обеспечения многопрограммного режима, не всегда позволяет использовать указанный режим. Это объясняется тем, что ЭВМ чаще всего обеспечиваются одним комплектом устройств ввода-вывода информации. Указанные устройства закрепляются обычно за первой из стоящих на очереди программ, поэтому остальные программы, имеющие меньший приоритет, по сути дела бездействуют.

Для устранения этого недостатка необходимо выполнение второго из приведенных выше требований. С этой целью целесообразно разделить расчетные программы от программ вывода результатов. Работа расчетной программы должна заканчиваться записью результатов на внешний накопитель (диск или магнитную ленту), а вывод результатов на алфавитно-цифровое печатающее устройство (АЦПУ) или графопостроитель при этом осуществляется программами вывода результатов. При таком разделении программ устройства ввода информации закрепляются за расчетной программой, а устройства вывода результатов — за программой вывода, причем обе программы могут работать параллельно.

С другой стороны, вывод результатов на современных ЭВМ должен осуществляться в виде отчетной документации, не требующей дополнительной обработки, например, в виде таблиц на АЦПУ или чертежа на графопостроителе. В этих условиях программы вывода результатов часто занимают не меньший объем, чем расчетные, и их разделение позволяет существенно уменьшить размеры каждой программы.

И, наконец, третье требование определяет условия, при которых, помимо многопрограммного режима, обеспечивается многократное использова-

ние результатов расчета. Во-первых, результаты расчета должны выводиться на печать и графопостроитель, причем в силу ряда причин вывод результатов на указанные устройства может производиться в разное время. Во-вторых, результаты одного расчета, как известно, используются при выполнении последующих; например, масштаб Бонжана применяется при расчете изгибающих моментов на тихой воде, а интерполяционные плечи остойчивости формы — для построения диаграмм остойчивости и т. д. Таким образом, выполнение приведенных требований при разработке математического обеспечения расчетов по статике корабля позволит эффективно реализовать многопрограммный режим работы ЭВМ и сократить затраты машинного времени.

Существенной особенностью расчетов по статике корабля, которую необходимо учитывать при составлении программ, является наличие общей для всех программ информационной базы, включающей описание теоретического чертежа и внутренних отсеков судна. Это обстоятельство, естественно, учитывалось и при использовании ЭВМ типа «Минск-22», однако прежний подход к программированию при работе на ЭВМ типа «Минск-32» становится неэффективным. Принятый на современных ЭВМ принцип динамического распределения памяти делает необходимым ввод исходной информации каждый раз, когда начинает работать очередная программа. Это приводит к дополнительным затратам машинного времени и услож-

няет работу оператора. Чтобы избежать указанных затруднений, все программы, связанные общей информационной базой, должны обслуживаться управляющей программой. В функции этой программы входит обслуживание диалога оператора с ЭВМ, загрузка в оперативное запоминающее устройство ЭВМ исходных данных и передача их из одной программы в другую. Целесообразно включить в управляющую программу команды, анализирующие сбоя ЭВМ, причем в случае сбоя управление должно передаваться следующей по порядку программе. При отсутствии указанного анализа диспетчер ЭВМ прерывает выполняемую работу, и ее нужно начинать снова с ввода исходных данных.

На основе изложенных соображений было разработано программное обеспечение расчетов по статике корабля для ЭВМ «Минск-32», получившее название «Статика». Библиотека программ системы состоит из расчетных программ, программ вывода результатов на АЦПУ-128, программ ввода и печати исходной информации и обслуживающих программ, осуществляющих разметку магнитных лент, их копирование и т. п. Блок-схема системы представлена на рис. 1.

Управляющая программа обеспечивает следующие режимы работы: ввод, распечатку и корректировку исходной информации; выполнение расчетов по статике корабля и запись результатов на магнитную ленту; вывод на печать результатов расчета.

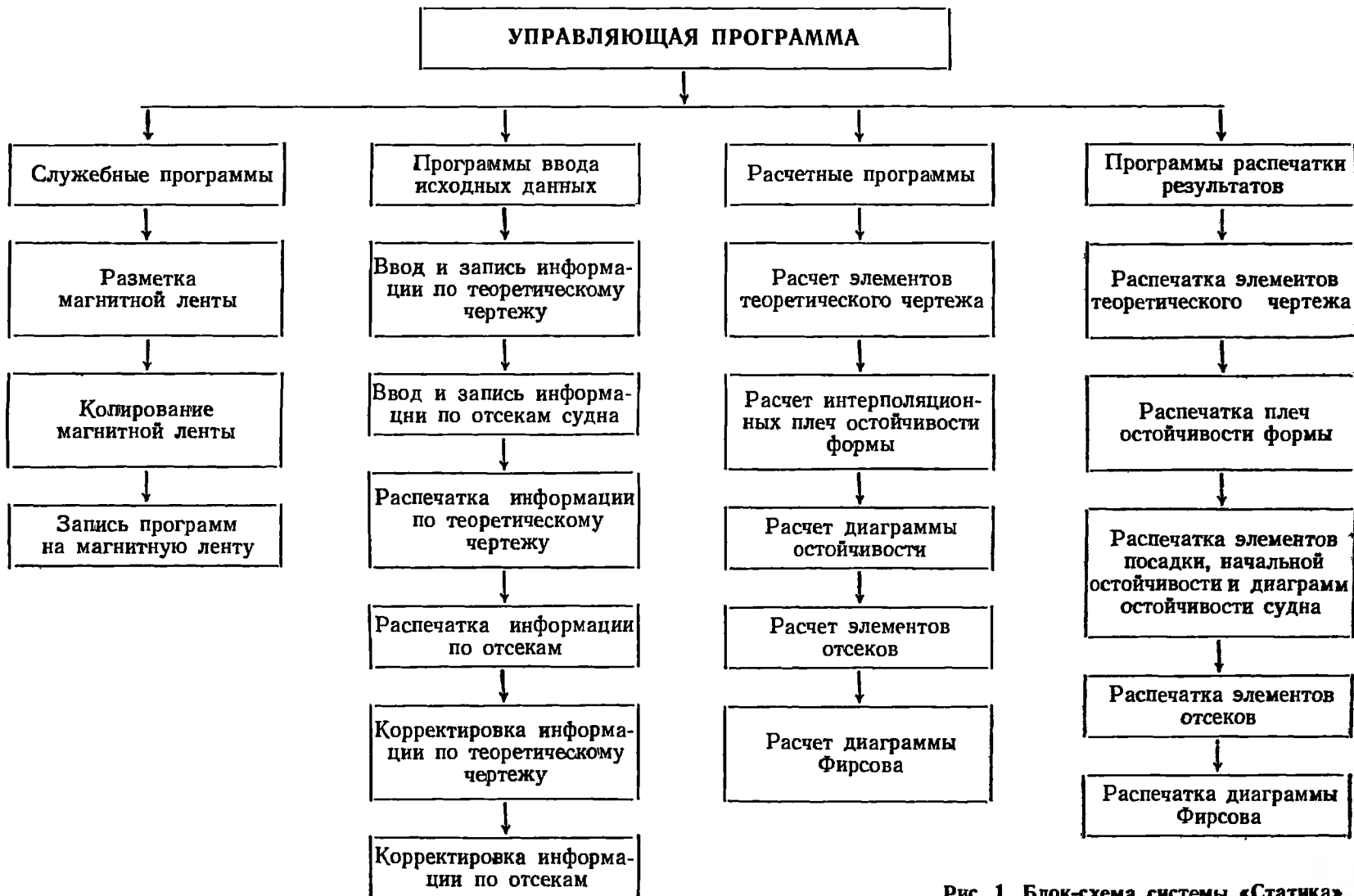


Рис. 1. Блок-схема системы «Статика».



Рис. 2. Схема распределения памяти ЭВМ и внешних устройств.

Система «Статика» при работе использует три магнитные ленты. На первой хранится библиотека программ, на второй и третьей — массивы исходной информации и результатов соответственно. Пополнение архива исходной информации осуществляется программой ввода данных, пополнение архива результатов — управляющей программой при выполнении расчета. Количество программ в библиотеке не ограничивается. Каждой программе присваивается условное наименование, а обращение к ней производится оператором с помощью пишущей машинки ЭВМ.

Расчет для одного массива исходной информации производится следующим образом: считывание с магнитной ленты соответствующего массива данных, вызов оператором расчетной программы, выполнение расчета и запись результата на магнитную ленту, вызов оператором очередной рас-

четной программы и т. д. Последовательность работы при печати результатов аналогична: считывание с магнитной ленты нужных результатов, вызов оператором соответствующей программы, печать результатов на АЦПУ-128 в определенной форме и т. д. Схема распределения памяти ЭВМ и внешних устройств при работе системы «Статика» изображена на рис. 2.

В случае необходимости оператор может чередовать вызов расчетных программ и программ вывода результатов. Подобная структура программного обеспечения позволяет выполнять работу в двухпрограммном режиме, при котором одна программа выполняет расчет, а вторая распечатывает полученные ранее результаты. Это позволяет существенно уменьшить машинное время, необходимое для выполнения расчетов по статике корабля, и полнее использовать возможности современных ЭВМ.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ У БОРТОВЫХ ВЫРЕЗОВ

Г. В. Бойцов

УДК 629.12 011.84.011 51:539.4.014.1

Необходимость повышения производительности погрузочно-разгрузочных работ предопределила появление на судах значительных по размерам бортовых прямоугольных вырезов — лацпортов, через которые ведутся грузовые операции. Результаты

ряда теоретических и экспериментальных исследований, и, в частности, выполненных под руководством Н. В. Барабанова [1], показывают, что в районах углов таких вырезов возможно возникновение значительных напряжений. Переменный во времени характер этих напряжений, обусловленный циклическим изменением действующих на корпус общих волновых нагрузок, может привести к появлению и развитию усталостных повреждений.

Для предотвращения подобных повреждений необходимо внести уточнение в требования к прочности и конструктивному оформлению связей в этом районе, которое должно производиться с учетом сравнительного анализа уровня концентрации

напряжений у бортовых и палубных вырезов. Приведенные ниже результаты такого анализа, вместе с упомянутыми выше, могут быть полезны при практическом решении указанной задачи.

В соответствии с данными работы [1], оценка концентрации напряжений по кромкам скруглений

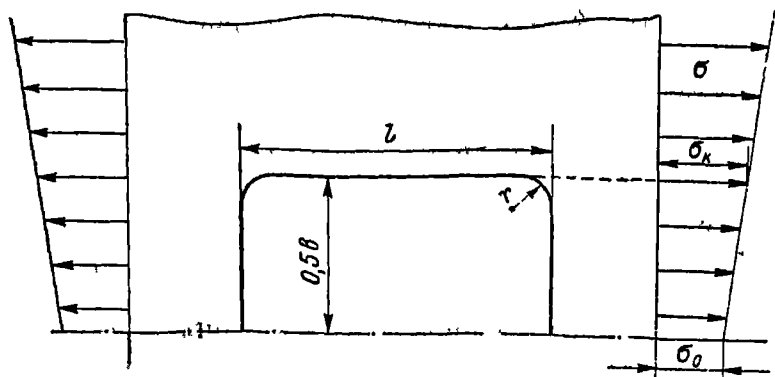


Рис. 1. Параметры прямоугольного выреза в бесконечной пластине и условия ее нагружения.

бортовых вырезов может производиться на основании сведений о коэффициенте концентрации напряжений у вырезов в бесконечных пластинах. Этот подход может использоваться, если расстояние продольной кромки выреза от верхней кромки борта (верхней палубы) больше 50—70% поперечного размера выреза. При уменьшении этой величины наблюдается повышение уровня концентрации напряжений, в связи с чем указанное расстояние может рассматриваться в качестве характеристики, ограничивающей расположение бортовых вырезов.

Анализ данных работы [1] о коэффициенте концентрации напряжений у прямоугольных вырезов с характерным для бортовых перекрытий линейным законом изменения нормальных напряжений по высоте (рис. 1) позволяет представить этот коэффициент в следующем виде:

$$\alpha_n^{\max} = k_n \alpha_0^{\max}, \quad (1)$$

$$k_n = \frac{1 + 0,6 \frac{\sigma_k - \sigma_0}{\sigma_0}}{1 + \frac{\sigma_k - \sigma_0}{\sigma_0}},$$

где k_n — коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения напряжений по высоте борта;

$\alpha_0^{\max}$ — коэффициент концентрации напряжений при продольном нагружении бесконечной пластины с прямоугольным вырезом;

σ_0 — величина нормальных напряжений на уровне центра выреза;

σ_k — величина нормальных напряжений на уровне рассматриваемой продольной кромки выреза.

Выражение (1) справедливо в практически наиболее важном диапазоне параметров вырезов $l/b = 0,5 \rightarrow 2,0$ и $r/b = 0,1 \rightarrow 0,2$. Наряду с чисто бортовыми вырезами оно может быть приближенно использовано и для оценки концентрации напряжений в углах палубно-бортовых вырезов (рис. 2) при обычно ограниченных поперечных раз-

мерах их палубной части $b_n \leq (0,10 \rightarrow 0,15) B$ (B — ширина палубы). В этом случае под общим поперечным размером выреза b следует понимать сумму поперечных размеров бортовой и палубной частей выреза. Наряду с нормальными напряжениями значительное, а иногда и определяющее влияние на уровень концентрации напряжений в углах бортовых вырезов оказывают обусловленные общим изгибом корпуса касательные напряжения. Оценка соответствующих дополнительных напряжений в углах вырезов может производиться с помощью известных данных о коэффициентах концентрации нормальных напряжений в углах прямоугольных вырезов в бесконечных пластинах, находящихся в условиях чистого сдвига.

Суммарная напряженность бортовых вырезов с учетом действующих в обшивке нормальных и касательных усилий может быть оценена достаточно просто, если предположить, что положение максимумов напряжений концентрации на контуре скругления углов от обоих компонентов общих напряжений совпадает¹.

Тогда максимальные суммарные напряжения в углах выреза определятся из следующего выражения:

$$\sigma_n^{\max} \approx \alpha_n^{\max} \sigma + \alpha_\tau^{\max} \tau, \quad (2)$$

где $\alpha_\tau^{\max}$ — коэффициент концентрации нормальных напряжений, вызванных действием касательных напряжений τ .

Входящие в выражение (2) компоненты напряжений могут быть определены с помощью зависимостей

$$\sigma = \frac{M(x)}{W_n} \frac{z}{R}; \quad \tau = \frac{M'(x)}{\omega_6} \Omega\left(\frac{z}{R}\right), \quad (3)$$

где $M(x)$ — действующий на корпус судна изгибающий момент (x — отстояние от миделевого сечения);

W_n — момент сопротивления корпуса для верхней палубы;

R — отстояние верхней палубы от нейтральной оси корпуса;

z — отстояние рассматриваемой связи от нейтральной оси корпуса;

ω_6 — площадь поперечного сечения связей борта, воспринимающих действие перерезывающей силы²;

$\Omega\left(\frac{z}{R}\right)$ — функция, характеризующая распределение касательных напряжений по высоте борта.

¹ Судя по данным работы [1] о действительном распределении напряжений концентрации, такое предположение приводит к завышению максимальных суммарных напряжений в углах вырезов примерно на 5—8%.

² Предполагается, что продольные переборки отсутствуют что характерно для судов с горизонтальным способом плавания, имеющих иногда значительные бортовые вырезы

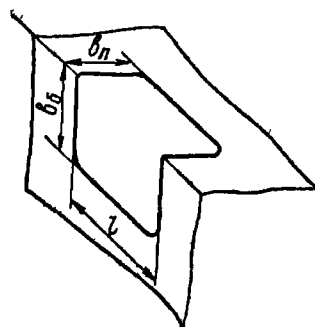


Рис. 2. Схема расположения и параметры палубно-бортового выреза.

В первом приближении можно принять при $z > 0$

$$\Omega\left(\frac{z}{R}\right) \approx 1,1 \left[1 - 0,3 \left(\frac{z}{R}\right)^2\right]. \quad (4)$$

Подставляя зависимости (3) в (2), преобразуем последнюю к виду:

$$\sigma_z^{\max} = \alpha_0^{\max} \sigma_n^{\max} \left[k_n \varphi_0(x) \frac{z}{R} + \frac{\alpha_{\tau}^{\max}}{\alpha_u^{\max}} \frac{\tau_0^{\max}}{\tau_n^{\max}} \frac{\tau(z)}{\tau_0^{\max}} \right]. \quad (5)$$

Здесь $\sigma_n^{\max}$ — максимальная величина напряжений σ согласно зависимости (3) в верхней палубе судна;

$\varphi_0(x)$ — функция, характеризующая изменение σ по длине судна при $z = \text{const}$;

$\tau_n^{\max} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_n^{\max}$ — эквивалентная $\sigma_n^{\max}$ нормируемая величина касательных напряжений;

$\tau_0^{\max}$ — максимальная величина τ , найденная по выражению (3), на уровне нейтральной оси.

В дальнейшем ограничимся учетом только переменных составляющих общих нагрузок и вызываемых ими напряжений, которые в основном определяют возможность появления усталостных повреждений связей в зонах концентрации напряжений. Заметим также, что, судя по известным данным о коэффициентах концентрации [1], в практически наиболее распространенном диапазоне параметров вытянутых в продольном направлении вырезов $0,5 \leq \frac{b}{l} \leq 1$ и $\frac{r}{b} = 0,1 \div 0,2$ соотношение

$$\frac{\alpha_{\tau}^{\max}}{\alpha_{\sigma}^{\max}} = 2,4 \div 2,5.$$

Пользуясь зависимостью из работы [2]

$$\varphi_0(x) = \left[1 - \left(\frac{2x}{L}\right)^2\right]^3 \quad (6)$$

(L — длина судна) и принимая во внимание изложенное выше, можно преобразовать выражение (5) к следующему виду:

$$\sigma_z^{\max} = \alpha_0^{\max} \sigma_n^{\max} k_z, \quad (7)$$

где

$$k_z \approx (1 - \zeta^2)^2 \left\{ k_n^* (1 - \zeta) \frac{z}{R} + 4,85 \bar{\tau}_0 \zeta \left[1 - 0,3 \left(\frac{z}{R}\right)^2\right] \right\},$$

$$\zeta = \frac{2x}{L}, \quad \bar{\tau}_0 = \frac{\tau_0^{\max}}{\tau_n^{\max}},$$

$k_n^* = k_n \frac{W_{\text{мд}}}{W(\zeta)}$ — коэффициент, учитывающий влияние на уровень концентрации напряжений неравномерности по высоте нормальных напряжений и дополнительное их изменение за счет непостоянства значений W_n по длине корпуса.

Коэффициент k_z непосредственно характеризует относительное увеличение напряжений concentra-

ции в углах бортовых вырезов по сравнению с аналогичными по конфигурации палубными вырезами в средней части длины судна.

На рис. 3 представлены значения коэффициента k_z , вычисленные по (7) при ряде практически возможных значений параметров k_n^* и $\bar{\tau}_0$.

Величина $k_n^* = 1$ соответствует бортовым вырезам со сравнительно небольшими поперечными размерами, расположенными в районе судна, где момент сопротивления корпуса практически не отличается от его величины в миделевом сечении. Другое принятое значение $k_n^* = 1,5$ относится к случаям, когда поперечные размеры вырезов соизмеримы с отстоянием их нижних кромок от нейтральной оси корпуса либо когда момент сопротивления корпуса в районе размещения бортового выреза заметно меньше его величины в средней части судна. Видно, что при высоком уровне касательных напряжений ($\bar{\tau}_0 \approx 1$) даже при сравнительно небольших поперечных размерах вырезов ($k_n^* \approx 1$) суммарная концентрация напряжений может существенно (до полутора раз) превысить уровень концентрации напряжений у аналогичных по ориентации, геометрическим параметрам и оформлению палубных вырезов.

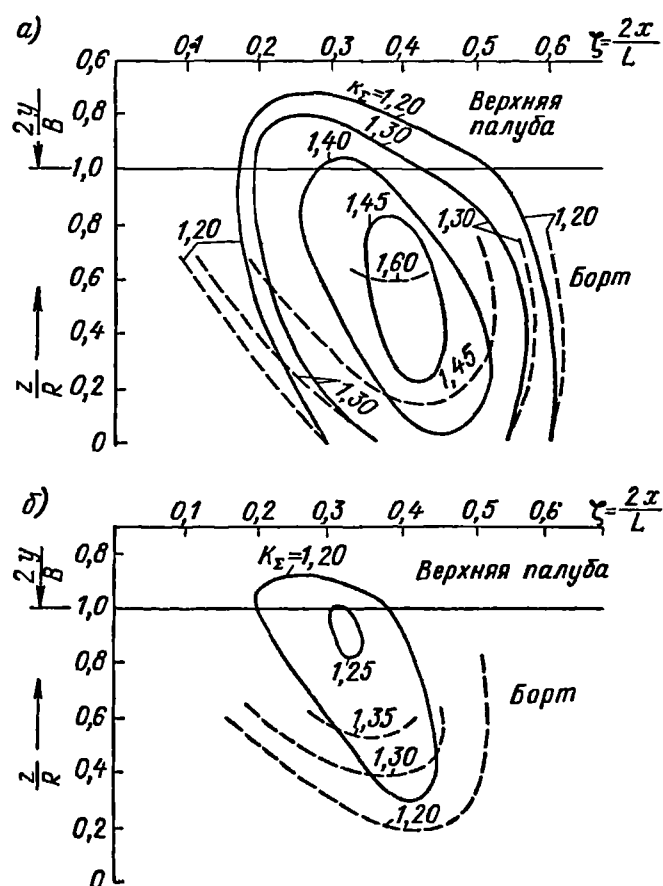


Рис. 3. Значения k_z : а — при $\bar{\tau}_0 = 1$; б — при $\bar{\tau}_0 = 0,8$. — $k_n^* = 1$; - - - $k_n^* = 1,5$.
у — отстояние связи от диаметральной плоскости;
z — то же от нейтральной оси.

Соответствующие неблагоприятные условия могут возникать в первую очередь у бортовых вырезов, расположенных на расстоянии $(0,15-0,30)L$ от миделя, где одновременно с нормальными напряжениями действуют значительные по величине

циклически изменяющиеся касательные напряжения. Еще более существенной может быть концентрация напряжений у нижних углов широких (по сравнению с их отстоянием от нейтральной оси корпуса) бортовых и палубно-бортовых вырезов.

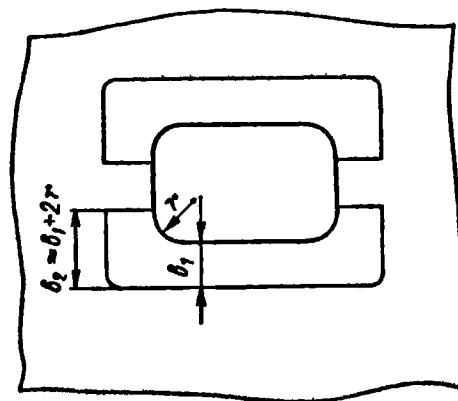
Снижение относительного уровня касательных напряжений, характеризуемого параметром $\bar{\tau}_0$, приводит к уменьшению наибольших значений k_2 пропорционально величине $\bar{\tau}_0^{(0,6-0,7)}$. При $\bar{\tau}_0 \leq 0,7 + 0,8$ значения k_2 уже находятся обычно в пределах 1,2—1,3, которые при соответствующем оформлении вырезов могут рассматриваться в качестве сравнительно безопасных. Как показывает анализ с учетом зависимостей (3), (4) и (6), величина параметра $\bar{\tau}_0$ при значениях ω_6 , удовлетворяющих требованиям Правил Регистра СССР [3], оказывается близкой к единице.

Приведенные результаты показывают, что при наличии в борту на расстоянии от миделя $x = 0,10 + 0,30 L$ значительных по размерам вырезов (около 10% от высоты борта и более) площадь сечения связей ω_6 в этих районах должна превышать минимально необходимую, согласно Правилам [3], приблизительно на 20—25%.

Выполнение этого условия особенно необходимо для носовой оконечности судна, где уровень переменных напряжений относительно более высок. Обычно это условие автоматически выполняется при толщинах обшивки, минимально необходимых по условиям обеспечения местной прочности. Этому способствует также установка вдоль продольных кромок вырезов утолщенных подкрепляющих листов (рис. 4), частично компенсирующих снижение площади сечения ω_6 из-за наличия выреза и уменьшающих уровень концентрации напряжений в его углах. Одновременно должны также выполняться типовые требования к оформлению кромок выреза в этих районах.

В заключение отметим, что приведенный анализ не является исчерпывающим и не исключает целесообразности более подробного исследования

Рис. 4. Схема подкрепления бортового выреза.



затронутого вопроса с учетом многокомпонентности действующих нагрузок и вероятностных закономерностей суммирования вызываемых ими напряжений. Надо полагать, однако, что результаты анализа в целом достаточно объективны, вследствие относительно слабого и взаимно противоположного влияния неучтенных факторов и сопоставительного характера выполненного исследования, допускающего достаточную приближенность производимых оценок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барабанов Н. В. и др. Повреждения судовых конструкций. Л., «Судостроение», 1977.
2. Бойцов Г. В. Анализ отклонений напряжений от получаемых согласно гипотезе плоских сечений. — «Судостроение», 1977, № 4.
3. Правила классификации и постройки морских стальных судов. Регистр СССР. Л., «Транспорт», 1974.

УСЛОВИЯ ВЗАИМНОСТИ ДЕФОРМАЦИЙ В ЗАДАЧАХ СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКИ ПРИ ДЕЙСТВИИ СЛЕДЯЩИХ НАГРУЗОК

В. С. Чувиковский, И. П. Сапрыкина

УДК 629.12.011.001.11:539.4.012.1

Большинство судовых корпусных конструкций нагружено следящими нагрузками, т. е. меняющими свою ориентацию в пространстве в зависимости от поворотов элементарных площадок, на которые они действуют. К таким нагрузкам относятся, например, гидростатическое или гидродинамическое давление, давление сыпучих грузов и т. п.

Известно, что слежение нагрузки за поворотами площадок конструкции может иногда очень существенно изменить деформации последней, а также значения критических усилий, вызывающих потерю устойчивости [1, 2]. Однако некоторые важ-

ные закономерности возникающих в этих случаях явлений проанализированы еще недостаточно, поэтому при выполнении расчетов прочности могут возникнуть недоразумения и ошибки. Это касается прежде всего нарушения принципиальных условий взаимности деформаций и работ при произвольных обобщенных нагрузках, т. е. невыполнения широко известных фундаментальных теорем Бетти и Максвелла.

Отмеченные нарушения, которые проявляются в решениях конкретных задач, объясняются обычно [1] неконсервативностью следящих нагрузок, т. е. наличие следящей нагрузки делает систему неконсервативной, а теоремы Бетти и Максвелла относятся лишь к консервативным системам. Следовательно, невыполнение этих теорем вполне понятно.

И в самом деле, всякая следящая нагрузка, вообще говоря, неконсервативна, т. е. приведенное объяснение как будто бы безупречно. Но, как будет показано ниже, «общая» неконсервативность следящих нагрузок вовсе не обязательно приводит к их фактической неконсервативности при работе

в составе конструкций. Ведь, говоря языком современной модальной логики, наличие у объекта определенного потенциального свойства вовсе не означает его актуальности, т. е. фактического проявления.

Более того, нетрудно привести примеры статических деформаций весьма простых линейных систем со следящими нагрузками, где теоремы и ус-

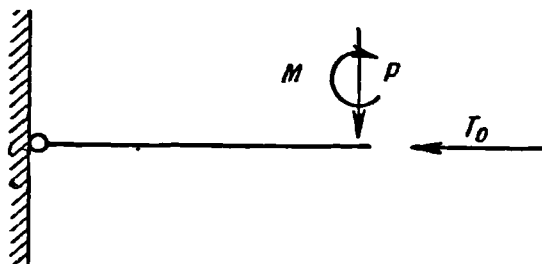


Рис. 1. Простейшая система с постоянной по величине следящей силой T_0 , в которой выполняются условия взаимности работ и деформаций относительно силы P и момента M .

Жесткая заделка с поворотным шарниром с жесткостью C .

ловия взаимности выполняются (рис. 1), а также примеры линейных упругих систем без всяких следящих и при наличии лишь абсолютно консервативных нагрузок, где теоремы взаимности нарушены самым очевидным образом (рис. 2). Следовательно, причины нарушений условий взаимности работ и деформаций подлежат дальнейшему рассмотрению.

Начнем с выяснения достаточных условий актуальной, т. е. фактически реализуемой консервативности произвольных позиционных обобщенных нагрузок, приложенных к произвольным системам. Введем некоторые определения.

Рассмотрим задачу в декартовой системе координат. Сила P является позиционной только в том случае, если она выражается функцией вида $P = P(x, y, z, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)$, где x, y, z — координаты точки приложения силы, φ_i ($i = 1, 2, 3$) — направляющие углы вектора силы. В частности, любая следящая постоянная по величине сила T_0 , безусловно, является позиционной.

Позиционная сила будет консервативной только в том случае, если работа ее при любом замкнутом пути перемещения равна нулю. Эквивалентное определение: позиционная сила называется консервативной, если работа силы между любыми ее положениями $(x^{(1)}, y^{(1)}, z^{(1)}, \varphi_1^{(1)}, \varphi_2^{(1)}, \varphi_3^{(1)})$ и $(x^{(2)}, y^{(2)}, z^{(2)}, \varphi_1^{(2)}, \varphi_2^{(2)}, \varphi_3^{(2)})$ зависит только от этих положений.

Позиционную силу назовем актуально консервативной в данных условиях, если работа этой силы при любом (реальном в данных условиях) замкнутом пути ее перемещения равна нулю. Аналогично предыдущему формулируется и эквивалентное определение.

Деформации и перемещения системы назовем монопутевыми, если при нагружении и разгрузке любая из точек системы движется всегда лишь по одной траектории и проходит этот путь в противоположных направлениях. В частности, любая ли-

нейно или нелинейно упругая система, нагруженная статически действующей обобщенной нагрузкой $Q_0 f(t)$ (t — время), подвержена монопутевым деформациям и совершает монопутевые перемещения. Для той же системы, нагруженной произвольной комбинацией статически действующих обобщенных нагрузок $Q_{01} f_1(t)$ и $Q_{02} f_2(t)$, это утверждение не справедливо.

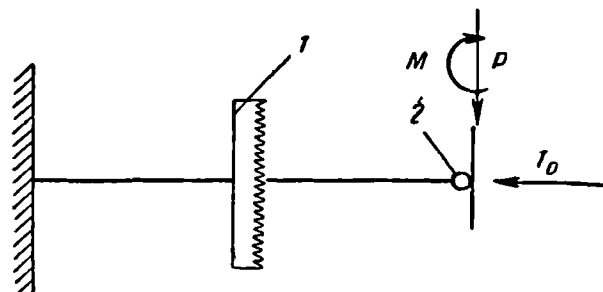


Рис. 2. Простейшая система с постоянной по величине, направлению и линии действия силой T_0 , в которой не выполняются условия взаимности работ и деформаций относительно силы P и момента M .

1 — сдвиговой шарнир с жесткостью C_1 ; 2 — поворотный шарнир с жесткостью C_2 .

Из приведенных понятий ясно, что произвольная позиционная (в том числе и следящая) сила P , приложенная к системе с монопутевыми деформациями и перемещениями, является в этих условиях актуально консервативной. В самом деле, поскольку траектории всех точек системы единственны, сила P пройдет при нагружении и разгрузке каждый участок пути дважды, но в разных направлениях, а позиционность силы обеспечит ее постоянство в обоих случаях. Следовательно, вернувшись в исходное положение, она совершит нулевую работу. А поскольку любая обобщенная нагрузка есть, в конечном итоге, какая-то комбинация сил, ясно, что монопутевой характер перемещений и деформаций обеспечивает актуальную консервативность произвольных обобщенных позиционных нагрузок. Следящие позиционные нагрузки не представляют в этом отношении никакого исключения.

Монопутевой характер деформаций и перемещений сохраняется не только при отмеченных типах статического деформирования упругих систем, но и при многих динамических нагружениях, в частности при линейных или нелинейных установившихся колебаниях без сопротивлений. Наличие сопротивлений, т. е. появление петель гистерезиса, нарушает монопутевой характер деформаций и перемещений, и тогда следящие нагрузки могут оказаться актуально неконсервативными, т. е. способствовать увеличению или уменьшению энергии системы. А поскольку вводимая энергия нередко превосходит затрачиваемую на преодоление сопротивлений, то, как это ни странно на первый взгляд, последние могут дестабилизировать систему и косвенно приводить к ее раскачиванию.

Однако в подавляющем большинстве практически важных случаев деформации являются монопутевыми, т. е. следящая позиционная нагрузка актуально консервативна. Впрочем, при сложном

динамическом деформировании даже абсолютно консервативные нагрузки (а не только актуально консервативные) могут, естественно, добавлять энергию в систему. Здесь достаточно вспомнить хотя бы о возможности динамической потери устойчивости конструкциями при действии строго постоянных по величине и направлению сил.

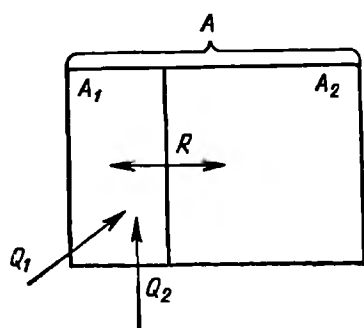


Рис. 3. Система A , разделенная на части A_1 и A_2 .

Уточним и разовьем теперь доказательство теорем взаимности работ и деформаций, что позволит уяснить причины нарушений условий взаимности в случае следящих позиционных нагрузок. Рассмотрим изолированную часть A_1 линейной упругой системы A (рис. 3), и пусть для указанной части выполняются обычные условия взаимности работ и деформаций. Это всегда возможно, поскольку теоремы Бетти и Максвелла справедливы для изолированного упругого дифференциально малого элемента.

Соединим теперь A_1 с остальной частью A_2 системы A . Это вызовет при любом нагружении части A_1 появление вызванных сил, т. е. обобщенной реакции взаимодействия R , пропорциональной с коэффициентом k некоторому обобщенному смещению β . При этом β не обязательно совпадает

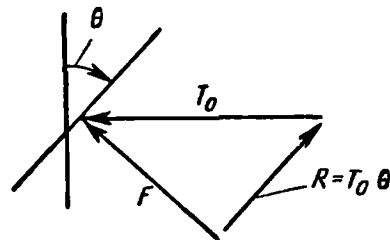


Рис. 4. Возникновение вызванного усилия R , управляемого углом поворота θ .

со смещением γ , соответствующим R . Такое совпадение имеет место, если, например, A — балка на упругом основании, A_1 — сама балка, A_2 — упругое основание. Но, в общем случае, его может и не быть.

Приложим к части A_1 , соединенной с A_2 , силы: сначала Q_1 , а затем Q_2 ,

причем будем считать, что система все время статически уравновешена. Тогда приращение потенциальной энергии $\Delta\Pi_1$ части A_1 запишется в следующем виде:

$$\Delta\Pi_1 = \frac{1}{2} Q_1^2 \delta_{11} + \frac{1}{2} Q_2^2 \delta_{22} + Q_1 Q_2 \delta_{12} + \frac{1}{2} Q_1^2 \delta_{31}^0 \delta_{31}^0 k + \frac{1}{2} Q_2^2 \delta_{32}^0 \delta_{32}^0 k + Q_1 Q_2 \delta_{31}^0 \delta_{32}^0 k, \quad (1)$$

где δ_{ij} — коэффициент податливости системы A_1 , соединенной с A_2 , т. е. обобщенное смещение по направлению обобщенного усилия Q_i от действия единичного обобщенного усилия Q_j (индекс «3» здесь присвоен обобщенному смещению, соответствующему R);

δ_{3j}^0 — коэффициент податливости, соответствующий обобщенному смещению β , управляющему реакцией R .

Ясно, что величины δ_{ij} , определенные таким образом, тождественно совпадают с аналогичными коэффициентами для системы A в целом.

Меняя порядок приложения внешних обобщенных сил, получаем

$$\Delta\Pi_1 = \frac{1}{2} Q_1^2 \delta_{11} + \frac{1}{2} Q_2^2 \delta_{22} + Q_1 Q_2 \delta_{21} + \frac{1}{2} Q_1^2 \delta_{31}^0 \delta_{31}^0 k + \frac{1}{2} Q_2^2 \delta_{32}^0 \delta_{32}^0 k + Q_1 Q_2 \delta_{32}^0 \delta_{31}^0 k. \quad (2)$$

Приравняв выражения (1) и (2) друг к другу, получим:

$$Q_1 Q_2 \delta_{12} + Q_1 Q_2 \delta_{31}^0 \delta_{32}^0 k = Q_1 Q_2 \delta_{21} + Q_1 Q_2 \delta_{32}^0 \delta_{31}^0 k. \quad (3)$$

Зависимость (3) представляет собой обобщение теоремы Бетти. Полагая $Q_1 = Q_2 = 1$, приходим к обобщению теоремы Максвелла:

$$\delta_{12} + \delta_{31}^0 \delta_{32}^0 k = \delta_{21} + \delta_{32}^0 \delta_{31}^0 k. \quad (4)$$

В частном случае, когда $\beta = \gamma$, т. е. реакция R управляется смещением, которое соответствует ей, $\delta_{3j}^0 = \delta_{3j}$. Тогда зависимости (3) и (4) при $k \neq 0$ преобразуются к виду обычных условий взаимности работ и деформаций [3]:

$$Q_1 Q_2 \delta_{21} = Q_2 Q_1 \delta_{12} \text{ или } \delta_{21} = \delta_{12}. \quad (5)$$

Но теоремы Бетти и Максвелла даже для обычных условий (5) должны быть уточнены и обобщены в следующем виде: если некоторая система A линейно упруга относительно внешних обобщенных сил Q_k данного класса, статическое приложение сил Q_k не вызывает движения системы A и взаимодействие любых частей системы сводится к обобщенным реакциям, которые управляются соответствующими им обобщенными смещениями, то для любых Q_i и Q_j из рассматриваемого класса внешних обобщенных сил справедливы соотношения типа (5), отражающие условия взаимности работ и деформаций.

Важность оговорки об отсутствии движения системы A при статическом приложении сил Q_i и Q_j видна из рис. 2, где приложение силы P как раз вызывает такое движение (чтобы понять это, достаточно сравнить работу силы T_0 и потенциальную энергию поворотного шарнира).

Следящие силы (нагрузки), постоянно приложенные к системе, при поворотах соответствующих площадок (рис. 4) приводят к появлению вызванных сил R , которые управляются не соответствующими им смещениями. Именно поэтому для систем с такими силами справедливы не обычные условия (5), а лишь обобщенные условия (4), которые необходимо учитывать в расчетах прочности конструкций со следящими нагрузками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Болотин В. В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. М., Физматгиз, 1961.
2. Циглер Г. Основы теории устойчивости конструкций. М., «Мир», 1971.
3. Чувиковский В. С. Принципы динамики в строительной механике корабля. Л., «Судостроение», 1964.

ТИПЫ КОРПУСОВ ЗАРУБЕЖНЫХ ОБИТАЕМЫХ ПОДВОДНЫХ АППАРАТОВ

В. И. Ждаков

УДК 629.127.4 011(-87)

Корпуса подводных аппаратов являются сложными конструкциями, которые подвержены действию больших давлений и циклических нагрузок, вызванных изменениями глубины погружения. Распределение напряжений, возникающих в корпусах подводных аппаратов, в значительной степени зависит от их формы. В свою очередь выбор формы прочного корпуса зависит от назначения аппарата, наличия необходимых материалов, уровня производства и технологии той или иной фирмы.

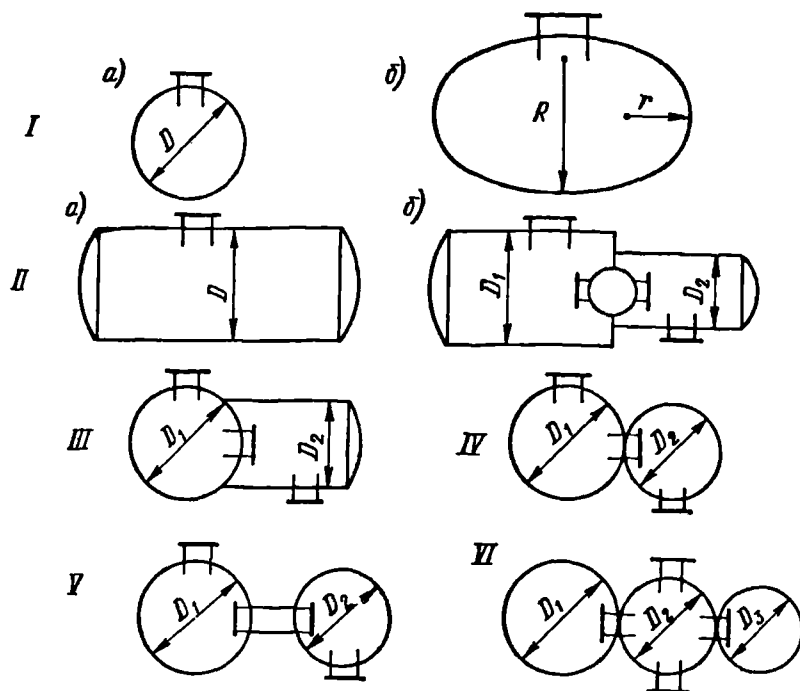
Известно, что при одинаковых водоизмещении, глубине погружения и материалах аппаратов масса прочного корпуса сферической формы на 15% меньше, чем цилиндрического. Специалисты японской фирмы «Мицубиси дзюкогё» считают, что для аппаратов с рабочей глубиной погружения 6000 м более целесообразна сферическая форма прочного корпуса [1]. Такие конструкции, как правило, являются «гладкими», т. е. не имеют внутренних подкреплений, однако они более сложны в изготовлении и менее удобны для размещения внутреннего оборудования, чем цилиндрические прочные корпуса, которые подкрепляются шпангоутами и разделяются герметичными переборками на отсеки. Обычно носовой отсек является отсеком управления, кормовой — энергетическим или водолазным, если аппарат предназначен для доставки водолазов под воду. На некоторых аппаратах переход из одного отсека в другой осуществляется через прочную шлюзовую камеру (например, на аппарате «Ажиронет») или прочную предкамеру («Дип Квест») [2].

Необходимость увеличения полезного объема внутри прочного корпуса для размещения аппаратуры и экипажа без значительного увеличения его диаметра привела к созданию аппаратов, состоящих из нескольких соединенных между собой тел вращения: цилиндр и сфера, две сферы, две сферы и цилиндр, три сферы (рисунок, табл. 1), [2—4]. У подобных аппаратов носовая сфера является отсеком управления, а остальные — энергетическим, водолазным, вспомогательным, грузовым и т. п. отсеками.

Специалисты отмечают перспективность модульной конструкции прочных корпусов подводных аппаратов, в которых модули (цилиндры и сферы) соединяются при помощи болтов и могут быть заменены другими, предназначенными для иных целей (например, замена грузового отсека водолазным). По их мнению, узкая специализация аппаратов по назначению экономически не оправдана.

Модульная конструкция прочного корпуса может значительно сократить время и материальные затраты для ремонта размещенного внутри прочного корпуса оборудования или замены его новым. Именно эта цель преследовалась специалистами фирмы «Брукерфизик» (ФРГ) при создании аппа-

ратов серии «Мермэйд» [4]. Кроме того, такая конструкция позволяет удобно транспортировать модули аппарата к месту его эксплуатации, что является одним из существенных достоинств аппарата.



Типы корпусов подводных аппаратов.

Болтовое соединение используется также при сборке прочных корпусов, изготовленных секционным способом в случае применения плохо свариваемых материалов. Так, корпус подводной лодки «Алюминаут» состоит из одиннадцати соединенных болтами кованых цилиндрических секций (диаметром 2,4 м, длиной 1,0 м каждая) и двух полусферических концевых переборок. Корпус сверхмалой подводной лодки «МСФ-75», спроектированной фирмой «Рейншталь Нордзееверке» (ФРГ), состоит из трех частей, соединяемых на болтах для облегчения установки дополнительного оборудования и ремонта установленного [5].

Требования точности изготовления корпусных конструкций особенно жестки для прочных корпусов подводных аппаратов, поскольку их прочность в значительной степени зависит от точности геометрических форм.

Выбор материала прочного корпуса зависит от его конструкции, размеров, глубины погружения, требуемого запаса прочности и технологических возможностей. При прочностных расчетах особую значимость придают пределу текучести материала σ_t , критической нагрузке на продольный изгиб $\sigma_{н.кр}$ и удельной прочности материала, характеризующейся отношением σ_t/γ (где γ — плотность материала).

Для обеспечения достаточного запаса плавучести и грузоподъемности аппарата необходимо обеспечить минимальное отношение массы прочного корпуса к водоизмещению, которое для небольших аппаратов составляет 0,5, а для более крупных — 0,7. Масса прочного корпуса может быть уменьшена при использовании новых конструктивных решений и при применении материалов с меньшей

Таблица 1

Характеристики корпусов некоторых подводных аппаратов

Название и страна-строитель	Год постройки	Глубина погружения, м	Тип	Размеры прочного корпуса, м	Толщина прочного корпуса, мм	Материал
«Алвин» модернизированный (США)	1973	3600	Ia	$D = 2,08$	75,6	Титановый сплав марки Ti-621/0,8 Mo
«Дениза» (Франция)	1965	305	I6	$R = 1,98$ $r = 1,49$	19,0	Мягкая сталь
«Иомиури» (Япония)	1964	305	IIa	$D = 2,05$	16,0	Высокопрочная сталь
«Ажиронет» (Франция)	1973	600	II6	$D_1 = 3,7$ $D_2 = 2,5$	30,0 22,0	Высокопрочная сталь
«Джонсон Си-Линк II» (США)	1975	610	III	$D_1 = 1,68$ $D_2 = 1,52$	101,6 •	Оргстекло марки «Акрил», алюминиевый сплав марки Al-5456-0
«Дип Квест» (США)	1967	2400	IV	$D_1 = D_2 = 2,13$, $D_3 = 2,13$	22,7 •	Сталь марки 18 Ni мартенситно-старееющего класса
«СДЛ-1» (США)	1970	610	V	$D_1 = 2,1$ $D_2 = 1,65$	• •	Высокопрочная сталь марки HY-100
«Авалон» (бывш. «ДСРВ-II», США)	1971	1500	VI	$D_1 = D_2 = 2,29$, $D_3 = 2,29$	•	Высокопрочная сталь марки HY-140

плотностью. Специалисты ведут поиски легких высокопрочных материалов. При постройке современных аппаратов в качестве материалов прочного корпуса используются чаще всего высокопрочные стали, реже — титановые сплавы, в отдельных случаях — алюминиевые сплавы и стеклопластики. Кроме основного требования (прочности) к материалам прочных корпусов предъявляются дополнительные требования, а именно: хорошая свариваемость, пригодность к термообработке, высокая вязкость, общая коррозионная стойкость, коррозионная стойкость под напряжением.

Большинство судостроительных фирм США в качестве материалов прочного корпуса используют высокопрочные стали марок HY-80, HY-100, HY-130, HY-150, HY-180, стали мартенситно-старееющего и дисперсионно-твердеющего классов (табл. 2). Предпочтение, однако, отдается сталям HY-80 и HY-100, технология производства и обработки которых наиболее освоена.

Таблица 2

Характеристики материалов, применяемых в США для изготовления прочных корпусов подводных аппаратов

Наименование материала	Марка	Плотность, т/м³	Предел текучести σ_t , кгс/см²	Модуль Юнга, 10^6 кгс/см²	Коэффициент Пуассона
Высокопрочная сталь	HY-80	7,83	5 600	2,10	0,30
	HY-100	7,83	7 000	2,10	0,30
	HY-130	7,83	9 100	2,10	0,30
Дисперсионно-твердеющая сталь	HP-9-4-20	7,65	12 600	2,10	0,30
Мартенситно-старееющая сталь	18 Ni	8,03	13 800	2,10	0,30
Титановый сплав	Ti6Al-4V	4,45	8 400	1,26	0,30
	Ti621/0,8Mo	4,43	7 000	1,86	0,30
Алюминиевый сплав	7079-T6	2,77	4 500	0,76	0,30
Оргстекло	«Акрил G»	2,21	•	0,5	0,15

Японской фирмой «Ниппон Стил Корпорэйшн» разработана технология получения и обработки высокопрочной стали, легированной 10% никеля и 8% кобальта (10 Ni—8 Co), предназначенной для изготовления корпусов аппаратов с глубиной погружения до 6000 м. Сталь имеет предел текучести 13 100 кгс/см², высокую ударную вязкость и хорошую свариваемость. Сварка листов стали 10 Ni—8 Co толщиной 100 мм производилась неплавящимся электродом в среде инертного газа.

Поскольку сварка прочных корпусов подводных аппаратов представляет собой трудоемкую и ответственную операцию, специалисты изыскивают наиболее выгодные и надежные способы ее выполнения. Следует отметить, что сварные швы прочных корпусов подвергаются стопроцентной рентгено- и ультразвуковой дефектоскопии, что позволяет обнаружить раковины и другие дефекты, при наличии которых шов бракуется.

Как уже отмечалось, корпуса некоторых аппаратов изготавливают из сплавов на основе титана с добавками алюминия, молибдена, ванадия, хрома, марганца, железа, олова и других элементов. Достоинствами титановых сплавов являются меньшая плотность (4,5 т/м³) и в 1,8 раза большая удельная прочность по сравнению со сталью, более низкий коэффициент линейного расширения, высокая коррозионная стойкость, маломанитность.

Благодаря высокой удельной прочности титановых сплавов, корпуса аппаратов имеют меньшую массу, чем стальные аналогичных размеров. Ряд зарубежных фирм проводит широкую программу исследования титановых сплавов с точки зрения их пригодности для изготовления прочных корпусов аппаратов, выбора наилучших вариантов использования, технологии их обработки и изготовления конструкций.

Специалистами ряда фирм — строителей подводных аппаратов сделан вывод, что прочные корпуса из титановых сплавов можно сваривать из двух, трех или пяти шаровых сегментов при тол-

щине стенок до 152 мм и диаметре сферы 1780—3050 мм. Соединение сегментов в сферу производится многопроходной сваркой (до 5 проходов). Однако по результатам последних исследований сварочных деформаций, произведенных в Японии, рекомендуется уменьшать число проходов и, в допустимых пределах, температуру сварки. Менее освоенная технология производства и обработки титана и его сплавов, а также более высокая стоимость, по сравнению со сталями, пока ограничивают их широкое применение.

Более легким, чем титан, материалом, из которого построены корпуса некоторых подводных аппаратов, является алюминий ($\gamma = 2,7 \text{ т/м}^3$) и его сплавы. Они обладают хорошими механическими свойствами. Однако сложность выполнения прочных сварных соединений и низкий модуль упругости (в три раза меньший, чем у стали) затрудняют использование алюминиевых сплавов для строительства прочных корпусов. Из-за специфических свойств материала конструкторы корпуса аппарата «Алюминаут» были вынуждены использовать болтовое соединение обечаек и специальный клей. Кроме того, алюминий и его сплавы обладают повышенной склонностью к коррозии в морской воде, особенно коррозии под напряжением, что приводит к необходимости использования специальных покрытий. Например, для защиты прочного корпуса аппарата «Алюминаут» от коррозии на его поверхность был нанесен слой алюминия толщиной 0,5 мм, затем слой хромата свинца и алюминиевой краски на базе виниловой смолы. Несомненно, что обеспечение долговечности такого покрытия связано с определенными трудностями и материальными затратами. Видимо поэтому использование сплавов алюминия при постройке подводных аппаратов пока ограничено, хотя некоторые специалисты считают их перспективными материалами.

Длительное время зарубежными фирмами ведутся работы по созданию прочных корпусов подводных аппаратов (или отдельных их элементов) из пластмасс. В начале 70-х годов были построены аппараты с прочными корпусами, изготовленными из оргстекла марки «Акрил» и предназначенными для работы на глубинах 60—300 м («Немо», «Узишио»).

В 1973 г. построен аппарат «ВОЛ-Л1» (фирма «Перри» — США), а в 1977 г. — «Мермэйд IV» («Брукер Физик» — ФРГ) с прозрачными носовыми полусферическими переборками из «Акрила» диаметром 1100 мм [2]. Положительные результаты использования таких полусфер на глубинах до 360 м («ВОЛ-Л1») определили дальнейшие разработки в этом направлении.

В 1975 г. фирмой «Харбор Бранч Фаундэйшн» (США) построен аппарат «Джонсон Си-Линк II» — вторая модификация аппарата с глубиной погружения 610 м. Аппарат имеет блочную конструкцию — носовая сфера изготовлена из двенадцати пятиугольных шаровых сегментов из акриловой пластмассы, склеенных клеем PS-18. Кормовой блок предназначен либо для водолазов, либо для научного оборудования.

Специалистами Центра подводных исследований ВМС США выполнены аналитические и экспериментальные исследования и испытания сферического корпуса подводного аппарата из оргстекла марки «Акрил G», имеющего диаметры 1,68/1,47 м (наружный и внутренний соответственно) и рассчитанного на 1000 погружений до глубины 915 м [6]. Натурный образец выдержал испытание гидростатическим давлением 1350 кгс/см² в течение 24 ч. Испытания показали пригодность оргстекла данной марки для изготовления прочных корпусов подводных аппаратов с глубиной погружения 915 м. Работы по созданию новых пластмасс и, в частности, с плотностью, близкой к единице, продолжаются.

Учитывая достоинства пластических материалов, можно предсказать им большое будущее при строительстве подводных аппаратов. Трудности применения этих материалов состоят в том, что расчет пластмассовых конструкций нельзя производить только на основе теоретических предпосылок, используемых применительно к металлам. Использование пластических масс требует разработки новых принципов проектирования, специфических конструктивных решений и методов обработки материала. Существующее в настоящее время на судостроительных заводах оборудование и оснастка также мало пригодны для изготовления прочных корпусов подводных аппаратов из пластических материалов.

Для проведения экипажем забортных наблюдений обитаемые подводные аппараты оборудуются иллюминаторами, устанавливаемыми как в отсеках управления, так и во вспомогательных отсеках и водолазных камерах. Число иллюминаторов на аппаратах может достигать 43 («Огюст Пикар»), а диаметр — 302 мм. Материалами иллюминаторов, кроме вышеупомянутого оргстекла, являются стекло марок «Кервит-101», «Кервит-201» и боросиликатное стекло марки ВК-7 [7]. Стекла иллюминаторов имеют форму усеченных конусов или полусфер. Центром подводных исследований ВМС США испытаны двадцать иллюминаторов, изготовленных из этих материалов. При испытании полусферических стекол с внешним радиусом 101,6 мм, внутренним радиусом 76,2 мм и углом раскрытия 150° под давлением до 14 600 кгс/см² в течение 10 000 ч были получены удовлетворительные результаты. Итогом исследований Центра является рекомендация к использованию полусферических стекол с углом раскрытия 150°, пригодных к длительной эксплуатации на любых глубинах [7].

Легкие корпуса подводных аппаратов, как правило, изготавливаются из легких и антикоррозионных материалов, таких, как стеклопластик и алюминиевые сплавы. Во избежание усиленной электрохимической коррозии прочного корпуса, изготовленного из алюминиевых сплавов, часто легкий корпус изготавливают из такого же материала.

В некоторых аппаратах для увеличения их плавучести и полезной нагрузки часть пространства между прочным и легким корпусами заполняется высокопрочными пористыми материалами — заполнителями. Компанией «Локхид» создан заполнитель типа «Синтактик», состоящий из склеенных

синтетическим клеем стеклянных микросфер. Плотность материала $0,5 \text{ кг/дм}^3$. Научно-исследовательским центром ВМС США получен заполнитель в виде стеклокерамических пустотелых сфер диаметром около 100 мм, плотность его $0,45 \text{ кг/дм}^3$. Оба заполнителя пригодны для использования на аппаратах с глубиной погружения до 6000 м. Применение заполнителей позволяет создавать аппараты с большей глубиной погружения при использовании тех же материалов для прочного корпуса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Sakae Y., Endo M., Yokota K., Miura S. Исследования и разработка глубоководных подводных аппа-

ратов фирмой „Мицубиси Джюкогё“. — „Mitsubishi Juko giho“, 1976, vol. 13, N 4.

2. „Jane's Ocean Technology“, 1975—1976.

3. Blinn D. B. What makes a submersible perform effectively and safely. — „Marine Engineering/Log“, 1975, vol. 80, N 4.

4. Gierschner N. Tauchbooten-gestern, heute und morgen: „Poseidon“, 1977, N 9, S 398—399; „Poseidon“, 1977, N 1, S 10—11, N 2, S 54—55.

5. „Морской сборник“, 1977, № 12, с. 113.

6. Stachiv J. D. Nemo type acrylic plastic spherical hull for manned operation to 3000 ft depth. — „Transactions of the ASME“, 1976, B98, N 2.

7. Stachiv J. D. Deep submergence spherical shell window assembly with glass or transparent ceramic windows for abyssal depth service. — „Transactions of the ASME“, 1975, B97, N 3.

ОБЗОР КНИГ

Адамович Н. В. Управляемость машин. М., «Машиностроение», 1977, 280 с., цена 1 р. 20 к.

Метод проектирования рабочего места оператора, основанный на предположении, что человек как звено управления в системе «человек—машина» снижает свои функциональные возможности с ростом энергетической нагрузки на его организм. Проблема оптимизации системы «человек—машина» как задача регламентации параметров рабочего места с целью ограничить энергетическую нагрузку на организм оператора.

Книга рассчитана на широкий круг специалистов, связанных с задачами проектирования рабочего места человека-оператора.

Блюмин Г. З. Двигатели с внешним ротором для высокоскоростного электропривода. М., «Энергия», 1977, 152 с., цена 40 коп.

Сведения о высокоскоростном электроприводе на основе электродвигателей с внешним ротором. Особенности высокоскоростного электропривода. Вопросы расчета, конструирования и эксплуатации.

Книга рассчитана на специалистов, занятых проектированием и эксплуатацией высокоскоростных электроприводов.

Бунич П. Г. Экономика Мирового океана. М., «Наука», 1977, 208 с., цена 95 коп.

Значение ресурсов океана в современной мировой экономике. Перспективы их освоения. Характеристика основных районов добычи минерально-химических ресурсов и энергетических возможностей океана. Прогноз темпов и объема развития морской добычи нефти, газа и других полезных ископаемых.

Книга рассчитана на широкий круг читателей.

Глазов Б. В., Файгензон М. С. Монтаж контрольно-измерительных приборов и средств автоматизации. М., Стройиздат, 1977, 176 с., цена 35 коп.

Монтаж приборов и средств автоматизации современными промышленными методами. Организация и подготовка производства заготовительных и монтажных работ. Основные сведения о проектной документации, организации складского и инструментального хозяйства. Испытание смонтированных приборов и средств автоматизации.

Книга предназначена для рабочих, бригадиров и мастеров, занятых монтажом приборов и средств автоматизации на предприятии.

Глаголева Г. М. Технологическое освоение научных открытий и разработок. М., «Экономика», 1977, 110 с., цена 50 коп.

Актуальные теоретические и практические проблемы освоения научных достижений. Анализ влияния форм и методов технологического освоения научных достижений на динамику общественного производства. Рассмотрение опытно-экспериментального производства.

Книга рассчитана на специалистов министерств и ведомств, научных работников.

Жемеров Г. Г. Тиристорные преобразователи частоты с непосредственной связью. М., «Энергия», 1977, 280 с., цена 95 коп.

Вопросы теории преобразователей частоты с непосредственной связью. Исследование параметров и энергетических соотношений на стороне питающей сети, загрузки по току элементов силовой схемы, гармонического состава выходного напряжения. Метод расчета элементов силовой схемы построения системы управления.

Книга предназначена для инженеров, работающих в области проектирования и применения силовых преобразователей электрической энергии и автоматизированного электропривода.

Квитка А. Л., Ворошко П. П., Бобрицкая С. Д. Напряженно-деформированное состояние тел вращения. Киев, «Наукова думка», 1977, 208 с., цена 2 р. 24 к.

Исследование напряженно-деформированного состояния тел вращения сложной конфигурации, находящихся под действием сложной системы сил, температурных полей с учетом анизотропии и неоднородности материала. Основы вариационно-разностного метода и способа конечных элементов. Алгоритмы и блок-схема комплекса программ для ЭВМ типа БЭСМ-6. Анализ напряженно-деформированного состояния ряда сложных конструктивных элементов турбин, поршней и т. п.

Книга рассчитана на научных и инженерно-технических работников — машиностроителей, занимающихся вопросами прочности.

Колебания механизмов с зубчатыми передачами. М., «Наука», 1977, 150 с., цена 75 коп.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований колебаний планетарных и других механизмов с зубчатыми передачами. Задачи динамики планетарных механизмов. Метод расчета вынужденных колебаний планетарных механизмов, учитывающий результаты экспериментов. Характер распределения статических нагрузок в зубчатых соединениях и зацеплениях.

Сборник рассчитан на научных и инженерно-технических работников, занимающихся расчетом, проектированием, исследованием механизмов с зубчатыми передачами.

Кринецкий Н. И. Автомат принимает решение. М., «Машиностроение», 1977, 183 с., цена 1 р. 80 к.

Основные идеи и технические решения в области автоматизации, направленной на создание искусственного интеллекта.

Книга рассчитана на широкий круг читателей.

Лашко Н. Ф., Лашко С. В. Контактные металлургические процессы при пайке. М., «Металлургия», 1977, 192 с., цена 85 коп.

Результаты исследований контактных металлургических процессов при пайке и контактной резке. Контактные процессы формирования припоев в капиллярном зазоре. Виды контактного плавления: контактно-реактивного, контактного твердо-жидкого и контактного твердо-газового. Процессы активирования поверхностных слоев металлов, роста прослоек химических соединений, развития диффузионной пористости в процессах системы пайки.

Книга рассчитана на инженеров-технологов.



ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ ДЛЯ АВАРИЙНОГО ПЕРЕРЕЗАНИЯ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ

Б. А. Бугаенко, В. Д. Колтыго

УДК 621.937.025:629.014.23.015.65

При эксплуатации некоторых судовых устройств (якорных, буксирных, океанографических и т. п.) возникает необходимость в быстром и надежном перерезании стальных канатов [1]. В частности, такая ситуация возможна при глубоководной якорной стоянке в случае экстренной съемки с якоря, когда вместо цепи применен канат, который перерезают с помощью специального отсекавателя.

Одним из наиболее простых устройств для этого является приспособление в виде гидравлического цилиндра, снабженного ножами высокой твердости [1, 2]. При проектировании таких приспособлений необходимо знать усилие, обеспечивающее перерезание стального каната определенного диаметра. Однако в технической литературе недостаточно освещены методы расчета таких усилий.

В соответствии с работой [3] усилие P , необходимое для перерезания стального каната, может быть определено по следующей простой формуле:

$$P = \tau_0 F_0, \quad (1)$$

где τ_0 — сопротивление резанию, определяемое на основе экспериментальных данных, кгс/мм²;

F_0 — начальная площадь среза, представляющая собой суммарную расчетную площадь сечений всех проволок каната, мм².

На рис. 1 даны графики изменения сопротивления резанию различных металлов в зависимости от

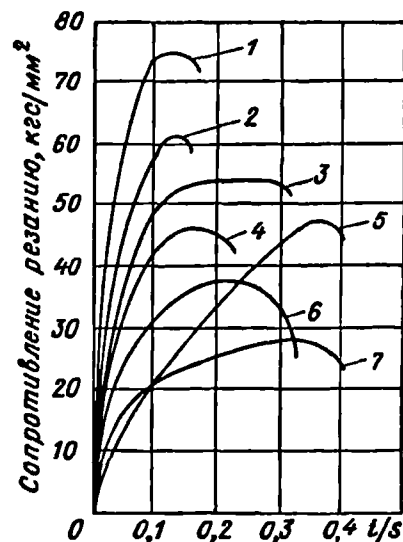


Рис. 1. Зависимость сопротивления резанию различных металлов в холодном состоянии от относительной глубины проникновения ножа.

1 — сталь 18ХНВА; 2 — пружинная сталь; 3 — сталь ШХ10; 4 — канатная сталь; 5 — сталь 1Х18Н9; 6 — сталь 20; 7 — сталь 15.

l — глубина проникновения ножа в металл, мм; S — толщина металла, мм.

относительной глубины проникновения ножей в металл при толщине $S > 10$ мм [3]. Максимальное сопротивление резанию для канатной стали в соответствии с графиком составляет 46 кгс/мм².

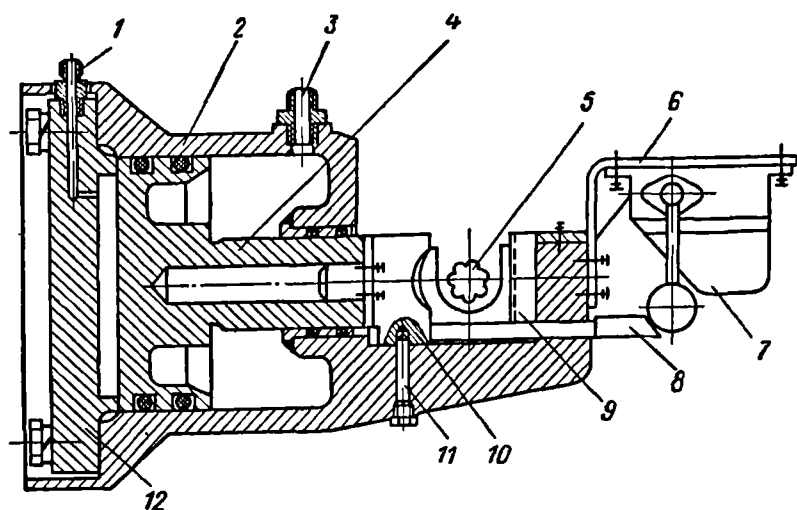


Рис. 2. Устройство для перерезания стальных канатов.

1, 3 — плитцер; 2 — корпус; 4 — шток поршня; 5 — перерезаемый канат; 6 — кронштейн; 7 — конечный выключатель для сигнализации о перерезании каната; 8 — толкатель конечного выключателя; 9 — неподвижный нож; 10 — подвижный нож; 11 — винт для стопорения подвижного ножа в исходном положении; 12 — крышка цилиндра.

Следует ожидать, что усилие, рассчитанное по формуле (1), для случая перерезания стального каната фактически окажется завышенным. Это объясняется тем, что проволоки в канате не связаны между собой в поперечном направлении и в момент перерезания находятся не в сжатом состоянии. Кроме того, в поперечном сечении каната существует большая неравномерность распределения нагрузок между различными проволоками, чем между волокнами сплошного материала с такой же площадью сечения.

Испытания подтвердили эти соображения. Они проводились на приспособлении, которое было спроектировано и изготовлено как судовое устройство для перерезания стального якорного каната (рис. 2). Приспособление представляет собой гидроцилиндр, на корпусе которого установлен подвижный нож с прямой режущей кромкой. Подвижный нож находится в пазу корпуса и закреплен на штоке поршня гидроцилиндра, причем его режущая кромка выполнена по дуге окружности, диаметр которой больше, чем у перерезаемого стального каната. Режущие кромки ножей имеют скос под углом 10° при твердости 62—65 HRC. Зазор между ножами в плоскости резания доходит до 0,15 мм. Перерезание стального каната происходит при движении поршня гидроцилиндра в сторону неподвижного ножа.

В таблице приведены усилия, необходимые для перерезания канатов, полученные на испытаниях

Результаты экспериментального определения усилия, необходимого для перерезания стального каната

Нормативные документы на стальные канаты	ГОСТ 3071-74	—	ГОСТ 7672-69	ГОСТ 7679-69
Диаметр перерезаемого стального каната d , мм	36	48	54	53,5
Расчетная площадь сечения всех проволок каната, F_0 , мм ²	505,54	1025,4	997,5	1145,04
Максимальный диаметр проволок прядей каната, мм	1,8	2,5	3,0	3,2
Усилие P' , необходимое для перерезания каната, полученное при испытаниях, кгс	15 400	30 800	30 600	34 400
Усилие P , рассчитанное по формуле (1), кгс	23 200	47 000	46 000	52 500
Отношение $k = \frac{P'}{P}$	0,66	0,655	0,685	0,655

и рассчитанные по формуле (1). Из рассмотрения этих данных следует, что в формулу (1) необходимо ввести поправочный коэффициент, учитывающий снижение сопротивляемости поперечного сечения стального каната по сравнению со стержнем такого же сечения, т. е.

$$P = k\tau_0 F_0, \quad (2)$$

где $k \approx 0,66$.

Указанный коэффициент практически не зависит от конструкции канатов, применяемых на судах, что позволяет для определения усилия P (кгс), необходимого для перерезания стального каната, рекомендовать формулу

$$P \approx 30F_0. \quad (3)$$

Поскольку в процессе эксплуатации возможно при- тупление кромок ножей, то обычно [3] расчетное усилие увеличивается на 30%. Окончательно формула (3) может быть записана в виде

$$P = 40F_0. \quad (4)$$

Выводы

1. Усилие, необходимое для перерезания стальных канатов любой конструкции устройствами ножевого типа, зависит только от расчетной площади сечения всех проволок каната.

2. Для практического использования при определении расчетного усилия перерезания стального каната могут быть рекомендованы формулы (2) и (4).

ЛИТЕРАТУРА

1. Приспособление для резки стальных тросов. — «Речной транспорт», 1976, № 7.
2. Колтыго В. Д., Простякова Р. В. Устройство для перерезания стального каната. Авторское свидетельство № 518285. — «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1976, № 23.
3. Зубцов М. Е. Листовая штамповка. Л., «Машиностроение», 1967.

ОБЗОР КНИГ

Мартино Дж. Технологическое прогнозирование. М., «Прогресс», 1977, 588 с., цена 2 р. 80 к.

Вопросы методики прогнозирования технического развития. Принципы организации прогнозирования. Использование его результатов для принятия разнообразных решений.

Книга рассчитана на широкий круг читателей.

Плонский А. Человек — машина. Новосибирск, Западносибирское книжное изд-во, 1977, 182 с., цена 58 коп.

История развития идей автоматизации трудовых процессов. Проблема комплекса «человек — машина». Перспективы автоматизации.

Книга рассчитана на широкий круг читателей.

Риффо К. Будущее — океан. Л., Гидрометеониздат, 1978, 272 с., цена 1 р. 40 к.

Проблемы освоения биологических и минеральных ресурсов Мирового океана. Перспективы их освоения. Анализ основных направлений океанологических исследований. Задачи, методы и перспективы проникновения человека на большие глубины. Вопросы, связанные с глубоководными погружениями человека в океан, а также «имитационные» исследования в барокамерах.

Книга рассчитана на широкий круг читателей.

Справочник по радиолокации. Т. 1. Основы радиолокации. Пер. с англ. М., «Советское радио», 1976, 456 с., цена 3 р. 07 к.

Первый том русского издания американского «Справочника по радиолокации». Основы радиолокации, теория автоматического обнаружения, эффективные отражающие поверхности различных целей. Влияние на работу РЛС метеословий, шума, создаваемого радиолокационными целями.

Книга предназначена для научных работников

Справочник по радиолокации. Т. 2. Радиолокационные антенные устройства. М., «Советское радио», 1977, 406 с., цена 2 р. 63 к.

Вопросы расчета линий передачи. Формулы для расчета зеркальных и линзовых антенн. Расчет и конструирование РЛС. Антенны в виде фазированных решеток и фазосдвигающих устройств для них. Электромагнитная совместимость радиолокационных систем.

Справочник предназначен для специалистов промышленности.

Струйная техника в автоматике. М., «Энергия», 1977, 168 с., авт.: Коротков Ф. А., Богачева А. В., Добрынин А. Н. и др., цена 45 коп.

Обзор автоматических систем и устройств, включающих элементы струйной техники. Основные технические решения, принимаемые при разработке таких систем.

Книга предназначена для специалистов, разрабатывающих системы управления и контроля.

Турин В. Я. Передача информации по каналам с памятью. М., «Связь», 1977, 248 с., цена 2 р. 10 к.

Исследование вопросов математического описания закономерностей потока ошибок, возникающих при передаче дискретной информации по реальным каналам связи. Методы построения модели Источники ошибок в виде вероятностного автомата. Оценка основных характеристик верности передачи информации в системах одностороннего действия и при наличии обратной связи.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся вопросами передачи дискретной информации.

Ультразвуковая микросварка. М., «Энергия», 1977, 184 с., цена 55 коп.

Вопросы применения ультразвуковой микросварки в технологии радиоэлектронной аппаратуры для получения микросоединений. Физические основы ультразвуковой микросварки и конструктивные особенности основных узлов технологического оборудования, технические характеристики типовых микросварочных машин.

Книга предназначена для инженеров, занятых сваркой электронных приборов.



УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА СИЛИКОНОВЫХ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

В. В. Алексеев, К. Н. Пахомов

УДК 629.12.03-752.2.001.24

Силиконовые демпферы, предназначенные для устранения опасных крутильных колебаний в системах «двигатель—валопровод—движитель», получили широкое распространение в отечественном и зарубежном судостроении [1—6].

К настоящему времени накоплен достаточный материал по расчетному и экспериментальному исследованию судовых ЭУ с силиконовыми демпферами, а также и по их надежности в работе. Анализ и обобщение имеющегося опыта позволяют внести некоторые коррективы в существующие расчетные методики. В статье рассмотрены обычные демпферы без упругой связи между маховиком и корпусом. Следует отметить, что идея введения такой связи начинает реализовываться, особенно применительно к малогабаритным демпферам высокооборотных дизелей.

В отличие от существовавшей практики разработки демпфирующего или антивибрационного устройства применительно к каждой конкретной ЭУ силиконовые демпферы стандартизированы. Они изготавливаются серийно, как правило, специализированными предприятиями по разработанным типоразмерным рядам. Последние охватывают демпферы (устанавливаемые на переднем конце коленчатого вала дизеля) диаметром от 20 до 240 см и шириной от 3,5 до 46 см. В связи с этим расчет демпфера сводится, по существу, к подбору его по типоразмерному ряду.

Выбор демпфера производится в соответствии с результатами расчета резонансных колебаний с учетом трения как в демпфере, так и в системе. В работе [1] приведена программа такого расчета применительно к ЭВМ типа М-220, БЭСМ-6 и др. Ориентировочные размеры демпфера, которые должны быть заложены в программу, определяются на основании ранее выполненных расчетов и испытаний аналогичных установок или по известным простейшим формулам [1, 2, 6].

Опыт проведения расчетов на крутильные колебания систем «демпфер—двигатель—валопровод—движитель» показал необходимость разработки простейшей, но приемлемой по точности результатов методики расчета с применением обычных вычислительных средств. Ниже излагается сущ-

ность рекомендуемой методики. В статье использованы условные обозначения величин, принятые в работе [1].

Схема пропульсивной установки с демпфером в случае его крепления к переднему концу коленчатого вала двигателя представляется в виде системы (рис. 1), в которой массы маховика и ступицы демпфера заменяются одной эквивалентной массой. Ее момент инерции ϑ^3 определяется:

$$\vartheta^3 = \vartheta_{ст} + 0,5\vartheta_m,$$

где $\vartheta_{ст}$, ϑ_m — моменты инерции ступицы и маховика демпфера.

Частоты свободных колебаний системы с эквивалентной массой и оптимальным демпфером называются инвариантными, так как они не зависят от трения в демпфере.

Следует отметить, что указанная эквивалентная замена демпфера справедлива только для случая, когда инвариантная частота определяется для массы ступицы, а не для любой другой массы или участка системы.

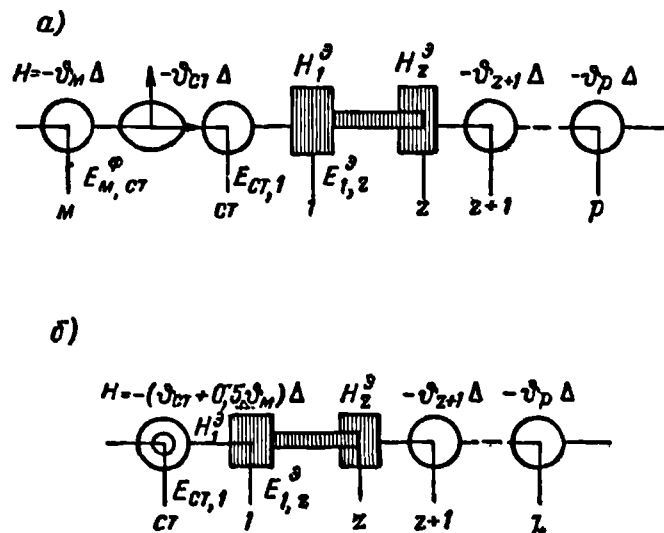


Рис. 1. Система «демпфер—двигатель—валопровод—винт» (а) и эквивалентная ей расчетная схема (б).

Инвариантная частота для массы ступицы находится в результате решения довольно простого уравнения, в котором левая часть определяется характеристиками системы без демпфера, а правая — только параметрами демпфера (что облегчает варьирование моментом инерции маховика при подборе демпфера):

$$\frac{\Delta}{H_{ст}^{(p)}} = \frac{1}{0,5\vartheta_m}, \quad (1)$$

где (в безразмерных величинах) Δ — квадрат частоты колебаний; $H_{ст}^{(p)}$ — стойкость системы [1].

Максимальные амплитуды колебаний вычисляются для системы с оптимальным демпфером при инвариантных частотах с учетом трения как в демпфере, так и в других элементах установки (двигатель, движитель, упругая муфта и т. п.). Как показали расчеты реальных установок, трением в этих элементах пренебрегать нельзя, так как оно является весьма существенным и сопоставимо по величине с трением в демпфере.

Работа трения W_d и фрикционная податливость $E_{м,ст}^{\phi}$ демпфера вычисляются по приближенным формулам:

$$W_d = \pi \frac{\vartheta_m \Delta \sqrt{1+q}}{2+q} A_{ст}^2; E_{м,ст}^{\phi} = \frac{1}{\vartheta_m \Delta} \sqrt{1+q}, \quad (2)$$

где

$$q = \frac{\vartheta_m}{\frac{1}{\alpha_{ст}^2} \sum_{z(ст)} \vartheta_z \alpha_z^2};$$

α_z, ϑ_z — относительные амплитуды свободных колебаний масс и их моменты инерции;

$\alpha_{ст}, A_{ст}$ — относительная и абсолютная амплитуды колебаний массы ступицы.

Применительно к некоторым формам колебаний величина q оказывается малой по сравнению с единицей. Поэтому ею можно пренебречь, и тогда формулы (2) преобразуются к виду (который некоторыми исследователями ошибочно рекомендуется к использованию во всех случаях):

$$W_d = 0,5\pi \vartheta_m \Delta A_{ст}^2; E_{м,ст}^{\phi} = \frac{1}{\vartheta_m \Delta}. \quad (3)$$

Погрешность вычислений работы трения в демпфере по формуле (3) по сравнению с более точным выражением (2) может быть в некоторых случаях существенной, особенно для «моторных» форм, при которых массы за маховиком двигателя имеют очень малые амплитуды, вследствие чего величина q возрастает.

На рис. 2 представлены графики погрешности вычислений по формулам (3) в зависимости от величины q . Наибольшая погрешность наблюдается при вычислении фрикционной податливости и наименьшая — при определении работы трения в демпфере. Если принять, например, допустимую погрешность вычислений не свыше 5%, то форму-

Рис. 2. Процентная погрешность вычислений $E_{м,ст}^{\phi}$ и W_d по приближенным формулам (3) в зависимости от величины q .

лами (3) можно пользоваться в том случае, когда величина q не превосходит 0,1 при определении $E_{м,ст}^{\phi}$ и 0,9 при подсчете W_d . По выражению (2) или при малых q по формуле (3) вычисляется работа трения демпфера и по известным формулам [1] — работа возмущающего момента и

трения в системе. Далее составляется уравнение баланса работ, определяются резонансные амплитуды колебаний массы ступицы демпфера и по форме свободных колебаний находятся амплитуды напряжений в рассматриваемых соединениях или

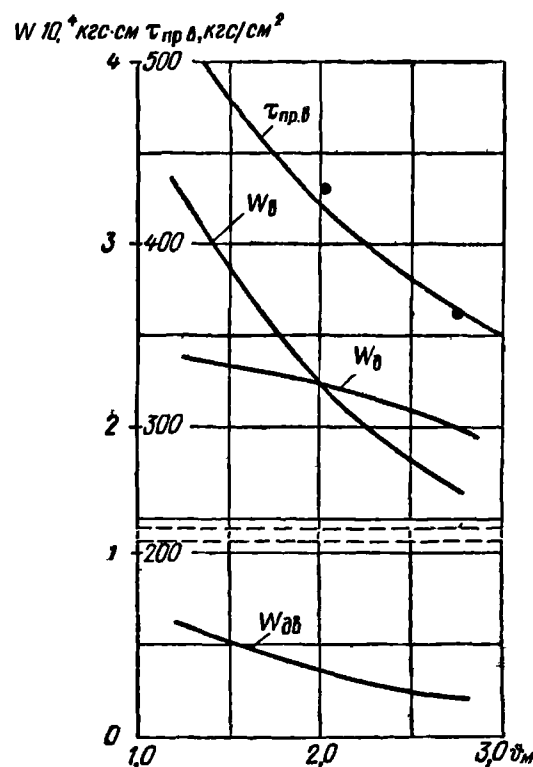


Рис. 3. Работа трения в демпфере (W_d), гребном винте ($W_{дв}$) и двигателе ($W_{дв}$) и амплитуды напряжений в промежуточном вале ($\tau_{пр.в}$) в зависимости от величины момента инерции маховика демпфера (ϑ_m).

● — амплитуды напряжений в промежуточном вале, полученные расчетом на БЭСМ-6.

инерционные моменты масс системы. Вычисления производятся для трех-четырех вариантов значений момента инерции маховика демпфера.

В качестве примера на рис. 3 представлены результаты выполненного по вышеизложенной методике расчета судовой установки с главным двигателем фирмы «Зульцер» марки RD68 (5ДКРН 68/140) и силиконовым демпфером. Здесь же нанесены точки по результатам вычислений амплитуд напряжений в промежуточном вале, полученные расчетом на БЭСМ-6 по методике, изложенной в работе [1]. Как видим, сходимость обоих расчетов достаточно хорошая.

На основании данных расчета резонансных колебаний выбирается по типоразмерному ряду соответствующий демпфер, после чего по формулам [1, 2] определяется оптимальная вязкость силиконовой жидкости.

Рассмотрим далее метод расчета так называемого неоптимального демпфера. В последнее время необходимость в выполнении таких расчетов все более возрастает, так как в целях унификации продукции дизелестроительные предприятия часто устанавливают на дизелях одной марки один и тот же типоразмер демпфера независимо от крутильной схемы ЭУ. В этом случае демпфер, как прави-

ло, будет неоптимальным для всех форм колебаний. Если же демпфер настроен, например, на зависящую от параметров судового валопровода «моторную» форму (что является наиболее распространенным случаем в практике), то возникает необходимость в оценке влияния демпфера на снижение крутильных колебаний других форм.

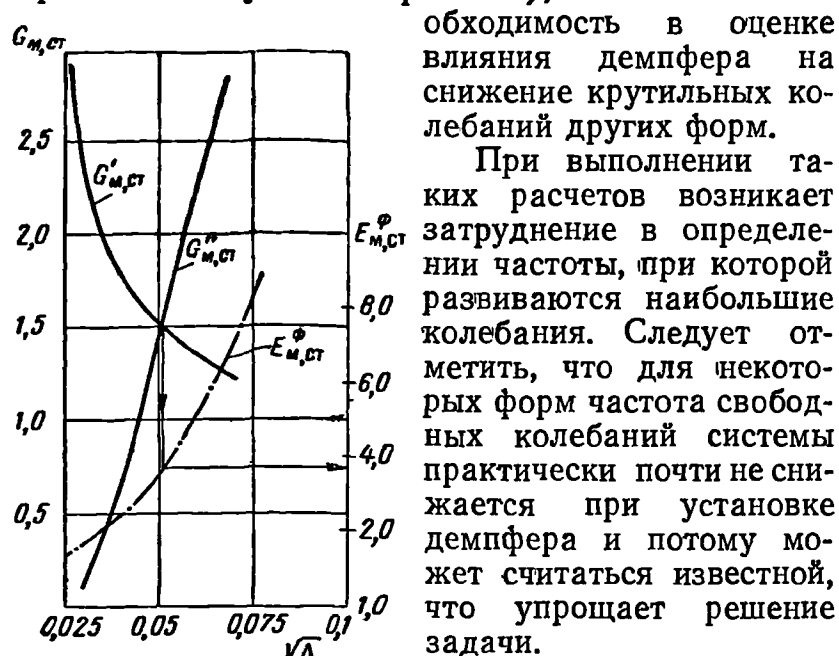


Рис. 4. Графическое определение частоты максимальных колебаний при неоптимальном демпфере.

Один из вариантов упрощенного метода расчета неоптимального демпфера дан в работе [4]. Некоторым недостатком его является повышенная трудоемкость, так как работу трения в демпфере и системе и вязкость силиконовой жидкости требуется определять во многих точках для всего диапазона пусковых и рабочих частот вращения коленчатого вала дизеля.

Ниже излагается более простой способ расчета наибольших колебаний в системе при неоптимальном демпфере. По формулам замены большого трения в демпфере эквивалентным малым [1] в диапазоне ожидаемых частот исследуемого резонанса вычисляется фрикционная податливость:

$$E_{м,ст}^φ = \sqrt{\frac{1}{\vartheta_{м\Delta} \left(\frac{1}{\vartheta_{м\Delta}} + \frac{1}{H_{ст}^{(p)}} \right)}}. \quad (4)$$

В том же диапазоне частот по двум различным формулам находят амплитуды $G_{м,ст}$ приведенного демпфирующего момента. По одной из них величины $G_{м,ст}$ определяются как функция от значений $E_{м,ст}^φ$, $\vartheta_{м\Delta}$, $\sqrt{\Delta}$, $H_{ст}^{(p)}$ и амплитуды колебаний исходной системы без маховика демпфера (формула (388) [2]. По второй (формула (386) работы [2], решенная относительно $G_{м,ст}''$) — амплитуда приведенного демпфирующего момента находится по параметрам установленного в системе демпфера, для которого известны вязкость силиконовой жидкости, зазоры между маховиком и корпусом демпфера, его геометрические размеры и т. п.

По результатам выполненных вычислений строятся кривые $E_{м,ст}^φ$, $G_{м,ст}'$, $G_{м,ст}''$ в зависимости от $\sqrt{\Delta}$ (рис. 4). Точка пересечения кривых $G_{м,ст}'$ определяет частоту максимального развития колебаний системы при неоптимальном демпфере, а также соответствующую этой частоте амплитуду

приведенного демпфирующего момента и фрикционную податливость. Дальнейший расчет системы с неоптимальным демпфером производится так же, как и с оптимальным.

Отклонение максимальной амплитуды колебаний $A_{k_{\max}}$ рассматриваемой формы любой массы от значений $A_{k_{\text{опт}}}$ той же массы, но с оптимальным демпфером, настроенным на другую форму колебаний, при учете трения в демпфере и системе может быть определено по приближенной формуле, полученной при участии Е. М. Скопинцевой:

$$A_{k_{\max}} = \frac{A_{k_{\text{опт}}}}{1 + \frac{A_{k_{\text{опт}}}}{A_{k_{\text{рез}}}} \left(\frac{E_{м,ст_{\text{опт}}}^φ}{E_{м,ст}^φ} + \frac{E_{м,ст}^φ}{E_{м,ст_{\text{опт}}}^φ} \right)}, \quad (5)$$

где $E_{м,ст}^φ$, $E_{м,ст_{\text{опт}}}^φ$ — фрикционные податливости (фактическая для рассматриваемой частоты и оптимальная для частоты, на которую демпфер настроен);

$A_{k_{\text{рез}}}$ — резонансная амплитуда колебаний k -й массы в исходной системе без демпфера.

Переходя к вопросу о надежности работы силиконовых демпферов, следует отметить, что одним из важных достоинств, во многом определяющим целесообразность их широкого применения, является наряду с большой эффективностью высокая эксплуатационная надежность, подтвержденная длительной эксплуатацией на судовых и стационарных установках в СССР и за рубежом.

Проведенные в последние годы контрольные испытания 60 отечественных судовых дизельных установок с силиконовыми демпферами с наружным диаметром маховика демпфера до 110 см показали, что в течение первых порядка 30 тыс. ч работы демпфера его эффективность остается стабильной. При дальнейшей работе демпфера отмечена в отдельных случаях тенденция к некоторому повышению амплитуд крутильных колебаний. Например, по данным испытаний восьми дизель-генераторов ледокола «Владивосток» (с демпферами английской фирмы «Хольсет», имеющими наружный диаметр 99 см), проведенных в 1969, 1974 и 1976 гг., средняя амплитуда крутильных колебаний переднего конца коленчатого вала дизеля составила соответственно 0,0064, 0,0070 и 0,0071 радиан, т. е. возросла за 5 лет на 9% и за 7 лет — на 11%.

Следует отметить, что имеющиеся отдельные случаи довольно сильного снижения эффективности демпфера обусловлены, как правило, нарушениями принятой технологии при его изготовлении или во время заполнения его силиконовой жидкостью. Так, при испытаниях двух валопроводов буксира (с двигателем 6Ч 25/34 и демпфером диаметром 110 см) через 8 лет эксплуатации (40 000 ч работы) оказалось, что на одном из них амплитуда напряжений в промежуточном вале осталась на прежнем уровне, а на другом она возросла на 34%, что обусловлено частичной разгерметизацией демпфера.

Что касается демпферов диаметром более 110 см, то, по имеющимся данным зарубежной информации, надежность их работы такая же, как и у демпферов меньших размеров.

Во время эксплуатации демпфер не требует какого-либо ухода, и его нормальная работа обеспечивается в течение полного ресурса дизеля [5]. При этом для установок с малооборотными дизелями, срок работы которых исчисляется в 20 и более лет, необходимо для накопления опыта эксплуатации через каждые 30—40 тыс. ч работы проводить контрольное торсионграфирование или выполнять анализ силиконовой жидкости.

Изложенный в настоящей статье материал дает основания сделать следующие выводы:

1. Упрощенная методика расчета оптимального и неоптимального демпферов может быть рекомендована для использования в расчетной практике.

2. Надежность работы силиконовых демпферов, установленных на многих судовых ЭУ, подтверждена их успешной длительной эксплуатацией.

ЗАВИСИМОСТЬ РЕСУРСА ВРШ ОТ ЗАЗОРОВ В ПАРАХ ТРЕНИЯ

В. И. Сергеев

УДК 629.12.037.17.004.1

Эксплуатационная надежность ВРШ обеспечивает безопасность плавания судов. Преждевременный ремонт и выход из строя ВРШ приводят к значительным экономическим потерям. Поэтому особое значение имеет прогнозирование ресурса движителя при его проектировании. В настоящее время ресурс ВРШ должен обеспечивать срок службы до капитального ремонта 4—6 лет при условии проведения необходимых профилактических мероприятий. Однако требования к ресурсу ВРШ ужесточаются. Например, некоторые зарубежные фирмы при разработке ВРШ ставят цель иметь средний ресурс до капитального ремонта, равный полезному сроку службы судна (или даже больше его), при условии проведения профилактического обслуживания, например, для замены резиновых уплотнений [1].

Величина ресурса до капитального ремонта ВРШ определяется износом пар трения. Износом отказом для пар трения является достижение предельного допустимого зазора. Время, когда пара трения приходит к данному критическому состоянию, определяется допустимой величиной зазора и скоростью изнашивания, т. е. динамикой этого процесса.

Ресурс ВРШ распределен по нормальному закону:

$$F(t) = F_0 \left(\frac{t - \frac{u}{a}}{\sigma} \right), \quad (1)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Терских В. П. Расчеты крутильных колебаний валопровода силовых установок. Исследование и методы расчета. Т. 1—4, Л., «Судостроение», 1969—1970.
2. Алексеев В. В., Болотин Ф. Ф., Кортин Г. Д. Демпфирование крутильных колебаний в судовых валопроводах. Л., «Судостроение», 1973.
3. Родин П. И., Самсонов В. И., Бардецкий А. А. Опыт применения силиконового демпфера на дизель-электроходе «Россия». — «Судостроение», 1973, № 11.
4. Ширяев А. П., Художиллов В. А. Методика расчета крутильных колебаний силовой установки с нелинейным силиконовым демпфером. — «Вестник машиностроения», 1974, № 6.
5. Карась В. З. Силиконовые демпферы крутильных колебаний судовых ДВС. — В сб.: «Судоремонт флота рыбной промышленности», 1977, № 31.
6. Wilson W. K. Practical Solution of Torsional Vibration. Vol. 1—4, London, 1956—1968.

где u — величина предельно допустимого износа в паре трения;

a — скорость изнашивания;

σ — среднее квадратическое отклонение ресурса.

Как известно, износ есть результат динамического взаимодействия трущихся поверхностей и сопровождается изменением размеров и состояния поверхности трения. Наиболее достоверную картину изнашивания и аналитические выражения для оценки его интенсивности в различных условиях контактирования дает усталостная теория износа [2]. В соответствии с этой теорией характер взаимодействия определяет вид износа, а от него уже, в свою очередь, зависит интенсивность изнашивания. Для пар трения ВРШ характер взаимодействия — микрорезание, вид износа — абразивный, интенсивность изнашивания прямо пропорциональна действующей нагрузке (q) и обратно пропорциональна твердости (НВ).

Скорость изнашивания определяется по формулам

$$a = K \frac{q}{\text{НВ}} S \quad (2)$$

или

$$a_1 = a_2 \frac{q_1 \text{НВ}_2 S_1}{q_2 \text{НВ}_1 S_2}, \quad (3)$$

где K — константа, полученная на основе обработки статистических данных по износу;

S — скорость перемещения;

1, 2 — индексы, относящиеся соответственно к рассчитываемому ВРШ и аналогу-прототипу.

По формуле (2) скорость изнашивания находится при отсутствии аналога-прототипа ВРШ.

Предельно допустимый износ для пар трения ВРШ равен:

$$u = \gamma - \delta, \quad (4)$$

где γ — предельно допустимый зазор;
 δ — построечный зазор.

В технической литературе отсутствуют рекомендации по назначению зазоров в парах трения ВРШ. Предельно допустимые зазоры зависят от геометрических размеров, примененных для изготовления материалов, вида обработки, величины нагрузки и т. п. Используя методы регрессионного анализа, можно установить связь между этими факторами и величиной зазора. В многофакторных зависимостях, где применяются методы множественной регрессии, принимаются линейная или степенная формы связи между признаками [3]. Точность полученных зависимостей определяется относительным отклонением расчетной величины от экспериментальных данных и коэффициентом множественной корреляции. В связи с тем, что диапазон изменения механических характеристик (для пар трения ВРШ применяются антифрикционные материалы с твердостью 150—180 НВ), нагрузок (обычно удельные давления составляют около 300 кгс/см²) и скорости перемещения (0,1—0,5 см/с) незначителен, то в рассматриваемую модель вошли только геометрические размеры пар трения, а именно их диаметр и длина, т. е. была получена трехмерная корреляционная связь. Статистические данные о предельно допустимом зазоре, диаметре и длине пар трения для получения регрессионных зависимостей были собраны по ряду ВРШ, имевших большой срок эксплуатации.

Для решения задачи была составлена программа на языке АП для ЭВМ «Наири-2». В результате были определены коэффициенты аппроксимации. Точность полученных зависимостей для степенной и линейной аппроксимации оказалась примерно равной (коэффициент множественной корреляции для степенной зависимости составил 0,79, для линейной — 0,76). Для методики расчета была принята линейная зависимость как более простая и удобная. Предельно допустимый зазор (мм) для пар трения вращения находится по формуле

$$\gamma_{вр} = 0,117 + 0,000782D + 0,00201H, \quad (5)$$

где D — диаметр пары трения;

H — длина подшипника.

Для пар с возвратно-поступательным движением предельно допустимый зазор (мм) равен

$$\gamma_{в.п} = 0,12 + 0,00146l, \quad (6)$$

где l — геометрический размер (длина сухаря-ползуна).

На рис. 1 даны величины предельно допустимых зазоров в парах трения вращения. Приведенный метод для их определения был применен при разработке отраслевого стандарта.

Необходимо отметить, что статистический подход к методу определения допустимых зазоров в эксплуатации должен дополняться анализом конструкции и рассмотрением влияния зазоров на работоспособность движителя. Так, значительное увеличение зазоров в парах трения комлевой заделки лопасти изменяет шаг лопасти по сравнению с заданным и может привести к перегрузке двигателя. Рост зазора в радиальном подшипнике лопасти мо-

жет вызвать отказ уплотнения и нарушение герметичности винта с поворотными лопастями и т. д.

Отсутствие теоретически обоснованного метода назначения построечных зазоров в парах трения ВРШ приводит к тому, что величина зазоров между валом и вкладышем находится обычно в довольно широких пределах, которые даются подвиж-

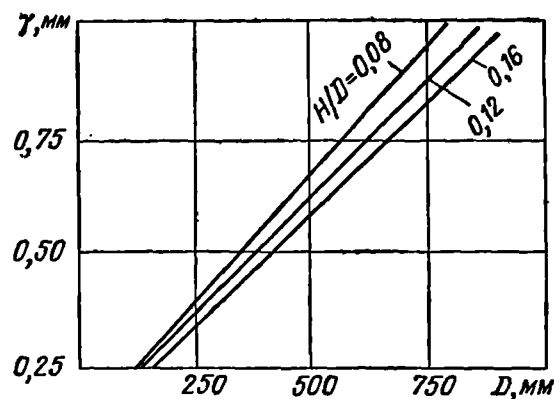


Рис. 1. Предельно допустимые зазоры радиального подшипника.

γ — предельно допустимый зазор; D — диаметр; H — длина.

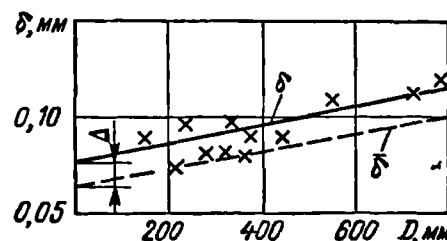
ными посадками 2-го класса точности. Например, для радиального подшипника комлевой заделки ВРШ при мощности 3300 л. с. они лежат в диапазоне 0,17—0,305 мм. Скорость износа для этой пары трения составляет 0,0042 мм/тыс. ч, т. е. диапазон построечного зазора эквивалентен 40—72 тыс. ч или в среднем 56 тыс. ч. Уменьшение начального зазора на 0,01 мм приводит к увеличению ресурса на 2,4 тыс. ч, т. е. на полгода эксплуатации движителя.

Для исследования построечных зазоров в парах трения были собраны данные о δ , установленных в конструкторской документации для ряда ВРШ. В статистическую выборку вошли сведения о движителях, находящихся в эксплуатации. Методом корреляционного анализа была установлена связь между построечными зазорами и факторами, влияющими на них; разработан метод минимизации величины δ .

Основным фактором, от которого зависит δ , является изменение размеров пар трения. На рис. 2 в качестве примера показаны величины диаметра радиального подшипника D и соответствующего ему допуска на построечные зазоры. Расположение

Рис. 2. Построечные зазоры радиального подшипника.

δ — построечный зазор; $\bar{\delta}$ — то же минимальный; Δ — поправка; $\times$ — экспериментальная точка.



точек на поле корреляции свидетельствует об отчетливо выраженной зависимости между построечным зазором δ и размером D , которая может быть выражена уравнением прямой. Воспользовавшись методом наименьших квадратов, можно провести прямую, аппроксимирующую зависимость между δ

и D . Расчетная прямая проходит выше ряда экспериментальных точек. Каждая из них принадлежит определенному проекту ВРШ, по которому изготовлены десятки или даже сотни движителей, имеющих достаточно большие наработки, свидетельствующие о правильности выбора построечных зазоров. Следовательно, проведя на рис. 2 штрихо-

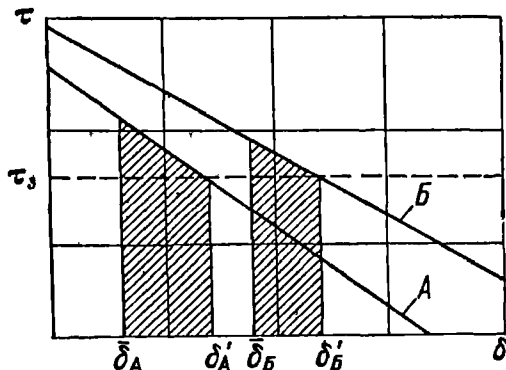


Рис. 3. Построечные зазоры при заданном ресурсе τ_3 .

А, Б — зависимость ресурса τ от построечного зазора δ соответственно для пар трения А и Б;

$\bar{\delta}_A, \bar{\delta}_B$ — построечные зазоры соответственно пар трения А и Б;

δ'_A, δ'_B — то же из условия $a_2 = c_1 + a_1 - \tau_3 \alpha$.

вую линию параллельно расчетной через одну из самых нижних точек, получим зависимость, имеющую такой же характер, как и расчетная, но величины допусков по которой минимальные.

где $c_1 = (b_1 - b_2)D$; D — геометрический размер пары трения.

При заданном среднем ресурсе, предельно допустимом зазоре, геометрическом размере пары трения построечный зазор определяется по формуле

$$\delta = a'_2 + b_2 D \geq \bar{\delta}, \quad (9)$$

где $a'_2 \leq c_1 + a_1 - \tau \alpha$; $\bar{\delta}$ — минимально допустимый построечный зазор.

Если условие (9) не выполняется, необходимо изменить исходные данные, а именно: уменьшить τ или заменить марку материала пар трения, снизив скорость изнашивания α . Условие (9) изображено на рис. 3, где заштрихованная область — допустимые построечные зазоры.

Наличие формул для определения зазоров позволяет получить уравнения предельно допустимых износов в парах трения ВРШ в зависимости от геометрических размеров. Уравнения износа для некоторых пар трения приведены в таблице.

Выводы

1. Приведенные методы позволяют оценить предельно допустимые зазоры при эксплуатации и построечные — в процессе изготовления.

2. Метод минимизации построечных зазоров дает возможность увеличить величину ресурса движителя до капитального ремонта.

Уравнения предельно допустимых износов

Наименование пары трения	Формулы для определения зазоров и износов, мм		
	Предельно допустимый зазор	Построечный зазор	Предельно допустимый износ
Радиальный подшипник	$0,117 + 0,000782D + 0,00201H$	$0,056 + 1,31 \cdot 10^{-4}D$	$0,061 + 0,000651D + 0,00201H$
Упорный подшипник	$0,117 + 0,000782D + 0,00201H$	$0,052 + 0,94 \cdot 10^{-4}D$	$0,065 + 0,000688D + 0,00201H$
Палец-сухарь	$0,117 + 0,000782D + 0,00201H$	$0,004 + 3,35 \cdot 10^{-4}D$	$0,113 + 0,000447D + 0,00201H$
Сухарь-ползун	$0,12 + 0,0014H$	$0,046 + 2,04 \cdot 10^{-4}H$	$0,074 + 0,0012H$

Таким образом, получив уравнение для определения зазора и проведя через нижнюю точку корреляционного поля прямую, параллельную искомым, получим поправку Δ . Окончательно уравнение минимального построечного зазора имеет вид

$$\bar{\delta} = \delta - \Delta = a + bD - \Delta, \quad (7)$$

где a, b — коэффициенты уравнения.

Существует также связь между предельно допустимыми при эксплуатации зазорами ($\gamma = a_1 + b_1 D$), построечными ($\delta = a_2 + b_2 D$) и средним ресурсом пары трения τ , которую можно выразить следующей зависимостью:

$$\tau = \frac{\gamma - \delta}{\alpha} = \frac{1}{\alpha} [(a_1 - a_2) + c_1], \quad (8)$$

3. Полученные предельно допустимые зазоры при эксплуатации позволяют оптимально устанавливать межремонтные периоды.

ЛИТЕРАТУРА

1. Drenth B. W. Reliability of Controllable Pitch Propellers. — "International Shipbuilding Progress", 1972, vol. 19, N 220.

2. Крагельский И. В. Трение и износ. М., «Машиностроение», 1968.

3. Алабин М. А., Ройтман А. В. Корреляционно-регрессионный анализ статистических данных в двигателестроении. М., «Машиностроение», 1974.



ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА СУДНА НА НЕРЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ

*В. Н. Бурданов, А. С. Голощекин, В. Б. Липис,
Ф. Г. Эпштейн*

УДК 629.123.56.03.001.57:681.322

Основной причиной неравномерной нагрузки судового пропульсивного комплекса является изменение упора и момента сопротивления гребного винта при эксплуатации судна в условиях морского волнения.

Если главный двигатель не снабжен всережимным регулятором частоты вращения (ВРЧВ), то указанные условия эксплуатации приводят к значительным колебаниям частоты вращения гребного вала n , переменным механическим напряжениям во вращающихся деталях, ухудшению условий смазки и к возможности срабатывания системы защиты двигателя по предельно допустимой величине n .

Для главных судовых дизелей, имеющих ВРЧВ, колебания момента сопротивления могут вызвать не только изменение значения n , но и перемещение рейки топливного насоса, а следовательно, и переменные тепловые напряжения, которые будут суммироваться с изменяющейся механической нагрузкой.

У главных турбозубчатых агрегатов (ГТЗА), снабженных ВРЧВ, переменная нагрузка на гребном валу может привести к колебаниям регулирующего клапана турбины, т. е. изменить расход пара на турбину, что вызывает колебания давления в камерах отбора (если по схеме цикла предусмотрены регенеративные отборы пара на установку). Таким образом, при движении судна на волнении нарушается установившийся процесс эксплуатации не только турбинной, но также котельной и пароконденсатной установок.

Актуальность исследований этого вопроса возрастает в связи с расширяющейся тенденцией применения навешенных на главные двигатели механизмов — питательных и масляных насосов и, особенно, валогенераторов.

Следовательно, задача стабилизации режима работы пропульсивного комплекса на волнении относится не только к двигателю, но, по существу, охватывает и вопросы регулирования ряда параметров судовой ЭУ в целом. Опыт эксплуатации автоматизированных судов показывает, что если их системы управления спроектированы и налажены без учета влияния качки, то в штормовых условиях они работают неудовлетворительно.

Проблема учета влияния качки судна на работу главного двигателя рассмотрена рядом авторов [1—3], которые выполнили анализ воздействия установившихся периодических колебаний нагрузки, определяемых по рекомендациям работ [4, 5].

Однако исследования действия гребных винтов на режимах регулярных колебаний вблизи поверхности воды показали, что такие расчеты не учитывают зависимости существенных изменений гидродинамических характеристик винта (на режимах интенсивного подсоса воздуха) от поступи λ_p , числа Фруда по частоте вращения, шагового отношения винта H/D и других параметров [6].

Но главным недостатком работ [1—5] является то, что колебания упора и момента сопротивления винта, связанные с подсосом воздуха, рассматриваются в них как регулярный процесс, т. е. при малых относительных колебаниях погружения оси винта подсос воздуха отсутствует, а при больших он существует и вызывает периодические изменения упора и момента. В действительности же процесс резкого сброса упора и момента винта при подсосе воздуха к его лопастям носит нерегулярный характер, зависящий не только от колебаний погружения оси винта, но и от изменения средней нагрузки и других характеристик. Последнее замечание носит принципиальный характер и не может быть учтено при моделировании гидродинамических сил и моментов винта в рамках регулярного процесса.

На современном этапе исследований необходим углубленный анализ гидродинамических возмущений и их влияния на работу системы управления ЭУ. Основная трудность заключается в реализации адекватной модели процесса колебаний момента сопротивления винта в условиях качки судна на нерегулярном волнении, которые являются случайными стационарными эргодическими процессами [7].

В настоящее время широкое распространение получило математическое моделирование на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) пропульсивных комплексов с системами управления и регулирования, достаточно полно учитывающее присутствие им нелинейности и ограничения. Отсутствие специальных устройств, моделирующих возмущения со стороны гребного винта, снижает эффективность использования вычислительной техники и не позволяет выбирать оптимальные настроечные параметры регуляторов.

В данной статье внешние возмущения на режимах движения судна в условиях ветра и морских волн определялись по методике, изложенной в работе [6]. В качестве основных внешних возмущений приняты изменение среднего сопротивления движению судна $F(V)$ и колебание момента сопро-

тивления винта при нерегулярной качке $M(t)$. Принимая во внимание большие водоизмещения паротурбинных судов (а следовательно, их значительную инерционность), можно пренебречь колебаниями скорости судна V на волнении и учесть лишь снижение ее средней величины.

В условиях качки значение $M(t)$ определяется как сумма момента сопротивления на спокойной

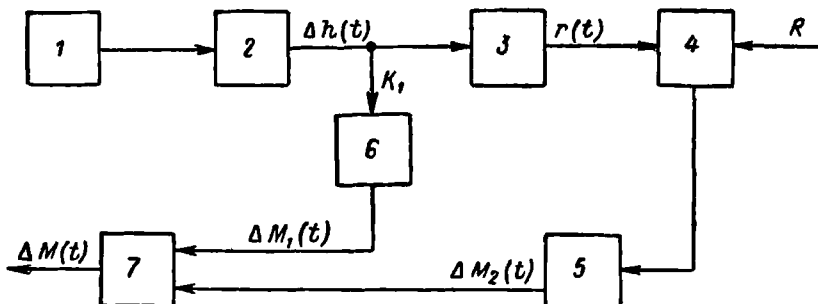


Рис. 1. Структурная схема генератора колебаний момента сопротивления гребного винта при движении судна на нерегулярном волнении.

1 — генератор белого шума; 2 — формирующий фильтр; 3 — блок выделения огибающей; 4 — блок сравнения; 5 — блок моделирования подсоса воздуха; 6 — усилитель; 7 — сумматор.

воде M_0 и дополнительного случайного изменения момента, вызванного качкой и волнением, $\Delta M(t)$. Последняя величина в свою очередь моделируется как сумма двух случайных процессов: колебаний $\Delta M_1(t)$, вызванных отклонениями оси винта относительно взволнованной поверхности моря, и колебаний $\Delta M_2(t)$, связанных с нерегулярным чередованием режимов подсоса воздуха к лопастям

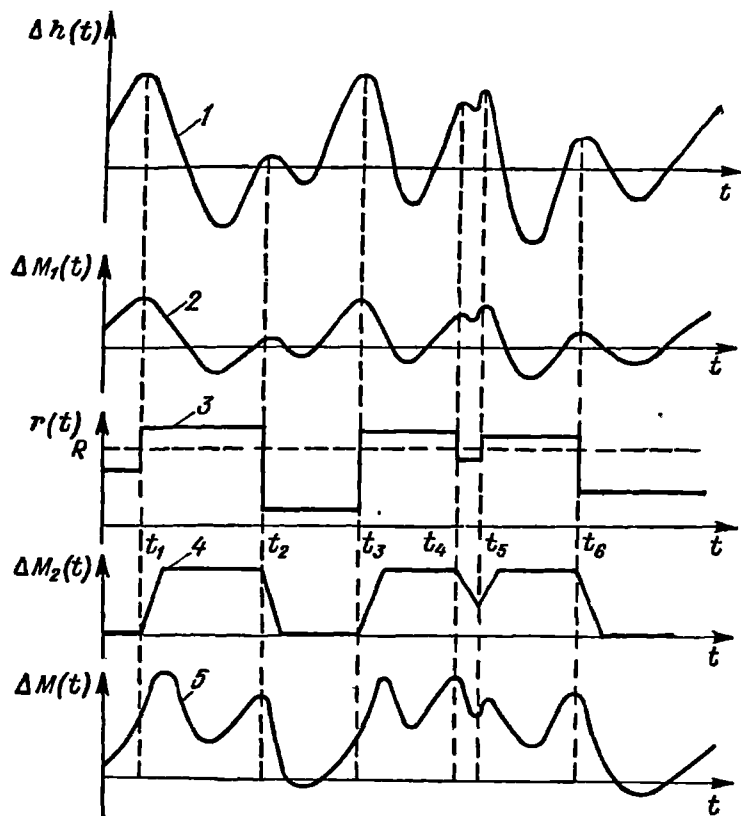


Рис. 2. Осциллограммы работы генератора колебаний момента сопротивления гребного винта.

1 — колебания погружения оси винта; 2 — изменения момента сопротивления винта из-за колебаний погружения его оси; 3 — огибающая $r(t)$ процесса $\Delta h(t)$; 4, 5 — колебания момента сопротивления винта из-за подсоса воздуха и при движении судна на нерегулярном волнении соответственно.

винта. Для решения указанной задачи авторами было разработано устройство моделирования (генератор) дополнительных колебаний момента сопротивления гребного винта $\Delta M(t)$ при движении судна на нерегулярном волнении.

Структурная схема устройства представлена на рис. 1. Сигнал от аналогового генератора белого шума, спектр которого имеет вид $S(\omega) = S_0 = \text{const}$,

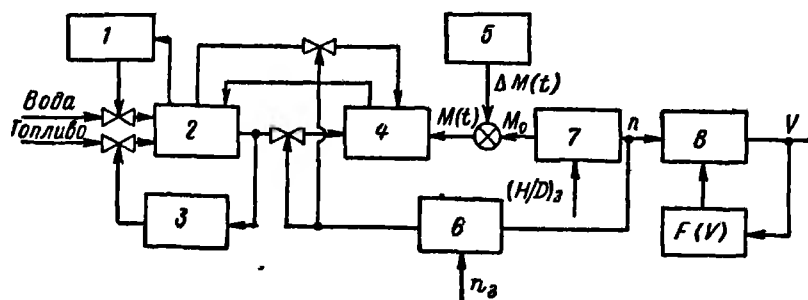


Рис. 3. Структурная схема математической модели пропульсивного комплекса танкера «Крым» при исследовании его динамики на волнении.

1 — регулятор уровня; 2 — котлоагрегат; 3 — главный регулятор давления; 4 — турбина; 5 — генератор колебаний момента сопротивления винта; 6 — всережимный регулятор частоты вращения; 7 — винт регулируемого шага; 8 — судно.

подается на формирующий фильтр с собственной частотой ω_n , коэффициентами демпфирования α и усиления K_0 , на выходе которого формируется процесс $\Delta h(t)$ с заданным частотным спектром $S_h(\omega)$, моделирующий колебания погружения оси винта. Характеристики случайного процесса $\Delta h(t)$ зависят от интенсивности волнения моря, курсового угла встречи волн, качки судна, его осадки, средних значений скорости и частоты вращения, характеристик винта и других факторов.

Изменения момента сопротивления винта и колебания погружения его оси связаны в общем случае нелинейной динамической зависимостью. Однако при анализе переходных процессов в системах регулирования, вызванных волнением, с достаточной для практики точностью можно считать эту зависимость статической и линейной. Тогда процесс

$$\Delta M_1(t) = K_1 \Delta h(t) \quad (1)$$

(где K_1 — коэффициент, определяемый при статической линеаризации характеристик винта) моделирует колебания момента сопротивления, возникающие вследствие изменений погружения оси винта.

Как известно из гидродинамики гребного винта, интенсивный подсос воздуха к его лопастям происходит только в том случае, если коэффициент обратной нагрузки винта $K_d(t)$ превышает свое критическое значение $K_d(\lambda_p)$. Нетрудно показать, что это условие может быть заменено эквивалентным: подсос воздуха произойдет, если ордината огибающей $r(t)$ процесса колебаний $\Delta h(t)$ станет больше определенного уровня R , зависящего от средней нагрузки винта и его геометрических характеристик.

В соответствии с этим процесс изменения момента сопротивления винта из-за подсоса воздуха

моделируется следующим образом:

$$\Delta M_2(t) = M_i + K(t - t_i) \operatorname{sign}[r(t) - R], \quad (2)$$

$$0 \leq \Delta M_2(t) \leq \Delta M_{2m},$$

где t_i — моменты времени, когда $r(t) = R$;
 M_i — значение процесса в момент времени t_i ;
 $K, \Delta M_{2m}$ — коэффициенты, определяющие скорость изменения и максимальную величину сброса момента сопротивления из-за подсоса воздуха к винту.

Величины ΔM_{2m} и K определяются теми же факторами, что и процесс $\Delta h(t)$. Выделение огибающей $r(t)$ случайного процесса $\Delta h(t)$ производится блоком 3 (рис. 1) по принципу определения и хранения максимума. В блоке 4 производится сравнение текущих значений огибающей с заданным уровнем R , т. е. определение моментов времени t_i . Если величина колебаний $\Delta h(t)$ становится достаточно большой (ось винта приближается к поверхности воды), то огибающая $r(t)$ случайного процесса $\Delta h(t)$ в промежутках времени t_1-t_2, t_3-t_4 и т. д. проходит выше заданного уровня R . В эти

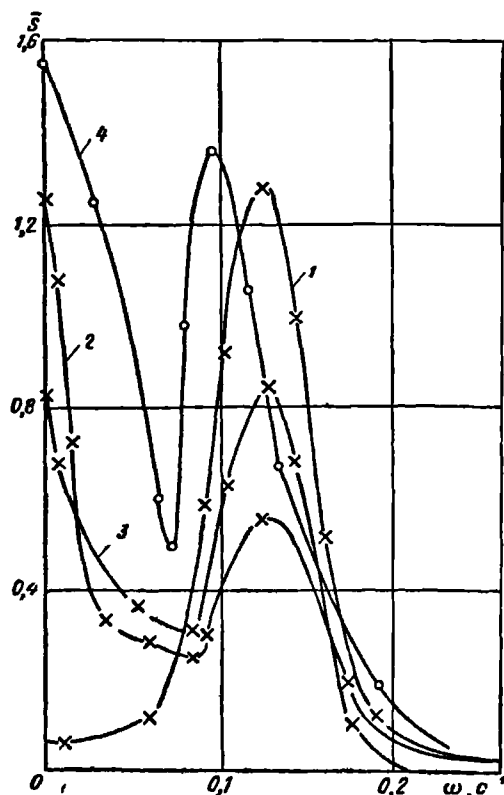


Рис. 4. Результаты расчета относительных спектральных плотностей $\bar{S}$ в функции от угловой частоты ω .
 1 — колебания погружения винта $\Delta h(t)$;
 2, 4 — момент сопротивления винта $\Delta M(t)$;
 3 — частота вращения гребного винта $n(t)$;
 —X— для танкера «Крым» на волнении 8 баллов при ходе в балласте; —o— для теплохода «Новомиргород» (с неполной загрузкой) на волнении 8 баллов.

промежутки времени блок сравнения выдает импульс, поступающий на вход блока моделирования подсоса воздуха. На выходе последнего генерируется процесс $\Delta M_2(t)$ в соответствии с выражением (2). На выходе суммирующего усилителя моделируется дополнительное случайное колебание момента сопротивления гребного винта $\Delta M(t) = \Delta M_1(t) + \Delta M_2(t)$.

Для пояснения сказанного на рис. 2 дан пример конкретной реализации последовательного преобразования рассмотренных процессов с помощью описанного генератора.

Структурная схема математической модели пропульсивного комплекса танкера «Крым» при исследовании его динамики на волнении показана на рис. 3. Детерминированная математическая модель комплекса, представляющая собой систему нелинейных дифференциальных уравнений 16-го порядка, реализована на аналоговой вычислительной машине МН-14. На ней же выполнена вероятностная математическая модель колебания момента сопротивления гребного винта.

На данной модели проведено исследование динамики пропульсивного комплекса танкера «Крым» в условиях плавания, соответствующих его полной загрузке и ходу в балласте на режиме «Море» при волнении 6—8 баллов и различной скорости судна с осциллографированием частоты вращения гребного вала $n(t)$, изменений величины $\Delta M(t)$, колебаний погружения оси винта $\Delta h(t)$. Спектральный анализ этих процессов выполнен на ЭВМ М-6000.

На рис. 4 показаны относительные спектральные плотности указанных процессов на волнении 8 баллов при ходе в балласте. Там же представлен относительный спектр колебаний момента сопротивления гребного винта, полученный по экспериментальным данным на теплоходе «Новомиргород» (с неполной загрузкой) при волнении 8 баллов [6].

Сравнение спектральных характеристик колебаний моментов гребных винтов показывает их качественное соответствие. Количественные оценки могут быть получены по результатам экспериментальных исследований на танкерах типа «Крым».

На рис. 5 представлена функция когерентности (C_0) процессов $\Delta M(t)$ и $n(t)$. Как видно из графика, в диапазоне частот 0—0,2 с⁻¹ ее величина близка к единице. Следовательно, указанные процессы взаимосвязаны, и по их реализациям возможно вычисление частотных характеристик пропульсивного комплекса по возмущающему воздействию с большой степенью достоверности.

На реализованной модели пропульсивного комплекса судна в условиях плавания на нерегулярном волнении может быть корректно поставлен математический эксперимент по синтезу его системы автоматизации. Были рассмотрены различные методы уменьшения изменений $n(t)$ (с учетом ограничений на колебания отбора пара от котла)

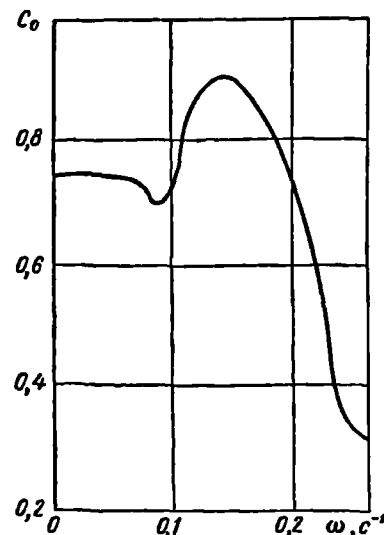


Рис. 5. Функция когерентности процессов $\Delta M(t)$ и $n(t)$ для модели танкера «Крым» на волнении 8 баллов при ходе в балласте.

при плавании судна на волнении путем введения в регулятор частоты вращения или систему управления ВРШ импульсов, пропорциональных величине $\Delta h(t)$ или $\Delta M(t)$.

Применение генератора колебаний момента сопротивления гребного винта при движении судна на нерегулярном волнении расширяет возможности исследования динамики систем автоматического регулирования и управления пропульсивного комплекса судна, вибрационных и прочностных характеристик комплекса «ротор турбины — редуктор — валопровод — винт», а также в других случаях, когда основным возмущающим воздействием являются колебания момента гребного винта на волнении.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ СУДОВОЙ МАШИНЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО КОНТРОЛЯ

Е. Д. Иохельсон, А. А. Пантелеев

УДК 629.12.05-52:629.12.03

Судовая машина централизованного контроля (МЦК) «Полус» [1] осуществляет контроль и измерение параметров судовых ЭУ, электроэнергетических и общесудовых систем. Структура измерительного тракта МЦК «Полус» показана на рисунке.

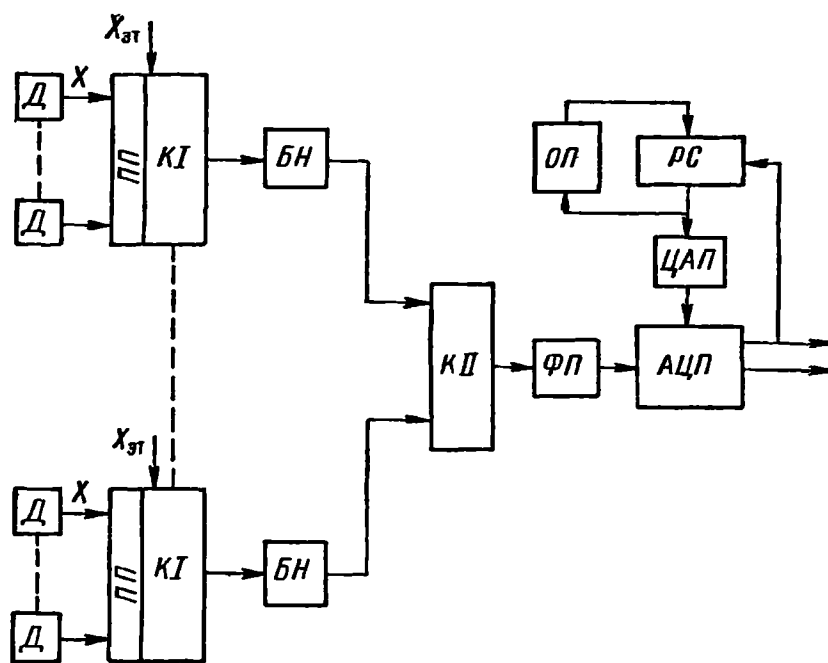
Первичные преобразователи (мосты для термометров сопротивлений, схемы компенсации для термопар и т. п.) трансформируют физические сигналы X от датчиков контролируемых параметров в электрические уровни напряжения. Коммутаторы первой ступени, построенные на электромагнитных реле с герметизированными контактами, поочередно, по командам схемы управления, подключают выходы ПП ко входам групповых блоков нормализации. Последние представляют собой усилители постоянного тока с линейной передаточной характеристикой, преобразующие сигналы от ПП в унифицированный сигнал напряжением 10 В.

Для уменьшения длины кабельных трасс и повышения помехоустойчивости ПП, КИ и БН располагаются рядом с контролируемыми судовыми установками. Коммутатор второй ступени, выполненный на бесконтактных переключающих элементах, по командам из схемы управления поочередно подключает выходы БН ко входу группового функционального преобразователя, который является операционным усилителем с набором цепей нелинейных обратных связей. Он обеспечивает коррекцию нелинейности выходных сигналов датчиков. Подключение в ФП соответствующей датчику обратной связи производится по сигналам, поступающим на него из памяти констант МЦК.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фишгал И. Ш., Гольдберг М. Э., Кузнецов Ю. И. Исследование контура регулирования частоты вращения судовых турбин на волнении. — «Судостроение», 1973, № 7.
2. Небеснов В. И., Плотников В. А., Кузюшин А. Я. Оптимальное управление ВРШ на волнении. М., «Пищевая промышленность», 1974.
3. Бродский Ю. Ф. Моделирование работы дизеля при ходе судна на волнении. — «Судостроение», 1975, № 1.
4. Гречин М. А. О совместной работе гребного винта и двигателя в условиях волнения и килевой качки судна. — «Труды ЦНИИМФ. Гидромеханика судна», Л., 1961, вып. 35.
5. Мининвич И. Я. Влияние качки корабля на гидродинамические характеристики гребных винтов. — «Судостроение», 1949, № 5.
6. Липис В. Б. Гидродинамика гребного винта при качке судна. Л., «Судостроение», 1975.
7. Бородай И. К., Нецветаев Ю. А. Качка судов на морском волнении. Л., «Судостроение», 1969.

Аналого-цифровой преобразователь поразрядного уравнивания преобразует унифицированный линейаризованный сигнал ФП в двоично-десятичный четырехдекадный код. АЦП содержит управляемый опорный источник, выходное напряжение которого определяется кодом, поступающим из памяти констант. Благодаря этому АЦП за счет



Структурная схема измерительного тракта судовой машины централизованного контроля.

АЦП — аналого-цифровой преобразователь; БН — блок нормализации; Д — датчик; КИ, КП — коммутаторы первой и второй ступеней соответственно; ОП — оперативная память; ПП — первичный преобразователь; РС — реверсивный счетчик; ФП — функциональный преобразователь; ЦАП — цифро-аналоговый преобразователь.

изменения крутизны характеристики одновременно с аналого-цифровым преобразованием осуществляет изменение масштаба входного сигнала таким образом, что выходной код АЦП соответствует физическим единицам измерения контролируемых параметров. Кроме того, в АЦП предусмотрена возможность управления состоянием цифрового делителя, в соответствии с кодом, поступающим из памяти констант. Это позволяет АЦП работать в

режиме сравнения входного сигнала с уставками граничных значений, хранящимися в памяти системы.

Цифровой код величины контролируемого параметра и сигналы его сравнения с уставками поступают с выхода АЦП на устройства обработки и отображения дискретных сигналов МЦК.

Подобная структура измерительного тракта МЦК «Полус» обеспечивает простую схему управления, высокую помехозащищенность измерительных блоков (в связи с пониженными из-за двухступенчатой схемы коммутации требованиями к их быстродействию), малую чувствительность к импульсным нестабильностям питающей сети, связанную с циклическим характером работы измерительного тракта.

Из структурной схемы МЦК видно, что измерительные сигналы проходят в каждом канале последовательные преобразования. Естественно, что ни один из реальных блоков не может выполнить в точности требуемое преобразование, т. е. вносит некоторые погрешности, которые, как правило, накапливаются по мере прохождения сигнала в системе. Одной из главных функций МЦК является обеспечение достоверности результатов измерения, поэтому основным параметром, определяющим качество МЦК, можно считать погрешность измерения измерительных каналов (ИК) $\Delta_{ик}$ [2], т. е.

$$\Delta_{ик} = \Delta_c + \Delta(\xi_i) + \Delta_0,$$

где Δ_c — основная (систематическая) составляющая погрешности ИК;

$\Delta(\xi_i)$ — дополнительная составляющая погрешности от действия на метрологические характеристики ИК изменений внешних факторов (ξ_1 — температуры окружающей среды, ξ_2 — внешнего магнитного поля, ξ_3 — параметров питающей сети и т. д.);

Δ_0 — случайная составляющая погрешности.

Шестилетний опыт эксплуатации МЦК показал, что принятые для нее показатели точности измерения ($\Delta_c = \pm 0,5$ — $2,5\%$; $\Delta(\xi_1) = \pm 0,1\%$ от 10°C ; $\Delta(\xi_2) = \pm 0,5\%$; $\Delta(\xi_3) = \pm 0,5$ — $2,5\%$ и $\Delta_0 = 0,5\%$) вполне достаточны для обеспечения контроля большинства судовых систем и установок. Подобная точность довольно легко может быть реализована при использовании в составе МЦК достаточно простых и надежных в работе измерительных блоков.

Однако при автоматизации судовых технических средств встречается относительно небольшой, но очень важный круг задач, для решения которых от МЦК требуется, по крайней мере, на порядок более высокая точность измерения и сигнализации, а также большая стабильность метрологических характеристик ИК. Например, для судовых реакторов [3] контроль температуры необходимо производить во всем диапазоне ее изменения 20 — 320°C . При этом погрешность определения КПД Δ_c , относенная к рабочему диапазону реактора, должна быть не более 1 — 2% . Следовательно, относительная погрешность ИК во всем диапазоне

$$\Delta_c = \frac{\Delta t \Delta_k}{t \sqrt{2}},$$

где t — шкала измерения, равная 320°C ;

Δt — рабочий диапазон, равный 20°C , должна быть не более $0,1$ — $0,05\%$.

Другой задачей, которая требует повышенной стабильности результатов измерения и исключения дополнительной погрешности от изменения условий эксплуатации МЦК, является диагностирование состояния энергетического оборудования судов [4], получающее в последнее время все большее распространение в судостроении.

Известно, что улучшение метрологических характеристик всех аппаратных средств измерительных каналов МЦК ведет к экспоненциальному [5] либо, по крайней мере, к пропорциональному [6] росту их сложности, стоимости и трудоемкости работ по поддержанию точности. В связи с этим был проведен анализ структурных методов повышения точности (обратных преобразований, дополнительных эталонных мер, многократных измерений и тестов), показавший целый ряд преимуществ использования в МЦК метода дополнительных эталонных мер, который не связан с проведением сложных вычислительных операций и при близкой к линейному виду градуировочной характеристике ИК не требует существенных затрат времени на коррекцию ее нестабильности и большого количества эталонов. Недостатки этого метода, обусловленные прецизионностью эталонных мер и возможностью удвоения вариаций показаний, могут быть, как будет показано ниже, в значительной мере компенсированы соответствующим построением схемы коррекции.

Основной задачей, потребовавшей специального исследования при выборе метода коррекции погрешности МЦК, явилось определение реальной формы градуировочной характеристики ИК и ее нестабильности под влиянием внешних факторов. В связи с этим было проведено экспериментальное исследование двух однотипных МЦК, установленных на различных судах.

Методика метрологических испытаний состояла в следующем. На входы ИК подавались эталонные сигналы $X_{э}$ в пяти точках, равномерно распределенных по диапазону входного сигнала $БН$. В каждой точке проводилось по 40 измерений. Всего было выбрано 10 измерительных каналов, по одному на групповой $БН$.

В результате расчетов, проведенных на машине М220, были получены оценки математического ожидания $M(\Delta_{ик})$ и дисперсии $\sigma(\Delta_{ик})$ в каждой точке диапазона и осуществлена аппроксимация распределения погрешностей по диапазону полиномом второй степени:

$$M(\Delta_{ик}) = a_0 + a_1 X_{э} + a_2 X_{э}^2;$$

$$\sigma(\Delta_{ик}) = b_0 + b_1 X_{э} + b_2 X_{э}^2,$$

где

$$\Delta_{ик} = \Delta_c + \Delta(\xi_1, \xi_2, \xi_3).$$

Результаты обработки экспериментальных данных приведены в табл. 1.

Коэффициенты a_0 , a_1 , a_2 определяют соответственно: постоянную составляющую, крутизну и нелинейность для кривой изменения $\Delta_{ик}$ по диапа-

Таблица 1

Коэффициенты аппроксимации распределения погрешности МЦК

Образец МЦК	Коэффициенты $M(\Delta_n)$			Коэффициенты $\sigma(\Delta_n)$		
	a_0	a_1	a_2	b_0	b_1	b_2
№ 1	0,05	-0,205	0,004	0,13	0,15	0,01
№ 2	0,07	0,141	-0,003	0,08	0,06	0,01

зону входного сигнала, а коэффициенты b_0, b_1, b_2 аналогично — для дисперсии Δ_n . В связи с тем, что $a_2 \ll a_0, a_2 \ll a_1$, коэффициентом a_2 можно пренебречь и принять модель ИК с линейным изменением Δ_n по диапазону. Учитывая, что коэффициент b_0 , определяющий разброс значений Δ_n в начале диапазона, меньше разрешающей способности АЦП, им можно пренебречь и принять модель ИК с постоянным значением Δ_n в начале диапазона по всем однотипным измерительным каналам. Тогда соответствующей настройкой БН значение a_0 можно уменьшить практически до нуля для всех каналов данного БН и получить ИК с $M(\Delta_n) = a_1 X_{\text{эт}}$. Таким образом, для измерительных каналов МЦК существенное значение приобретает лишь мультипликативная составляющая погрешности. Благодаря этому для коррекции Δ_n необходимо провести в каждом ИК только одно измерение по определению величины a_1 . С целью повышения точности определения a_1 измерения целесообразно осуществлять в конце диапазона.

Аппаратурное решение схемы коррекции показано на рисунке. Эталонные сигналы $X_{\text{эт}}$, соответствующие 95% диапазона, подаются через К1 в измерительные каналы МЦК. В схеме сравнения АЦП сопоставляются два сигнала

$$Y = f(x) X_{\text{эт}} \text{ и } Y_{\text{эт}} = f(\text{град}) X_{\text{эт}},$$

где Y — результат преобразования эталонного сигнала;

$f(x), f(\text{град})$ — соответственно реальная и идеальная градуировочные характеристики ИК;

$Y_{\text{эт}}$ — эталонная величина, хранящаяся в памяти констант МЦК.

Если $Y > Y_{\text{эт}}$, то в схеме коррекции добавляется (а при $Y < Y_{\text{эт}}$ вычитается) единица из кода реверсивного счетчика. Выходные данные РС преобразуются ЦАП в аналоговый сигнал, включенный последовательно с выходом управляемого опорного источника АЦП. Таким образом, в зависимости от значения кода, хранящегося в РС, меняется в определенных пределах крутизна характеристики АЦП, корректируя низкочастотные изменения погрешности ИК.

При переходе к другому измерительному каналу код РС переписывается в оперативную память, а из нее в РС вводится код, полученный при последнем анализе $X_{\text{эт}}$ по вновь подключенному ИК.

Таблица 2

Влияние схемы коррекции на погрешность МЦК

Способ измерения	Месяцы					
	1	2	3	4	5	6
С коррекцией	0,053	0,049	0,009	0,013	0,060	0,025
Без коррекции	2,387	2,939	0,767	0,868	-0,516	-2,892

Подобное решение обладает следующими достоинствами:

— применение одного эталонного сигнала позволяет формировать $X_{\text{эт}}$ от общего прецизионного источника для всех каналов МЦК;

— использование в качестве основного узла схемы коррекции реверсивного счетчика дает возможность практически не увеличивать вариации результатов измерения.

В табл. 2 приведены данные обработки экспериментов по определению погрешности МЦК со схемой коррекции и без нее за время одной навигации. Было исследовано 15 измерительных каналов (по 40 измерений в каждом) в течение полугод с циклом в один месяц.

Из табл. 2 видно, что погрешность по абсолютной величине уменьшилась в 40—50 раз и стала более стабильной во времени.

Опыт внедрения и эксплуатации МЦК со схемой коррекции показал следующее:

— низкочастотная составляющая погрешности МЦК уменьшается более чем на порядок;

— общие затраты по оборудованию на схему коррекции не превышают 1—2% от всех расходов на измерительный тракт МЦК;

— включение схемы коррекции практически не снижает надежность МЦК, так как даже самый неблагоприятный выход из строя схемы коррекции приводит только к некоторому увеличению исходной погрешности МЦК;

— значительно снизились требования к метрологическим характеристикам отдельных блоков МЦК и за счет этого приблизительно в два раза уменьшилась трудоемкость поддержания ее точности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чуркин А. В., Климовицкий Э. Д. и др. Судовая система централизованного контроля. — «Судостроение», 1974, № 8.
2. Земельман М. А. Методика расчета погрешности линейной измерительной информационной системы. — «Измерительная техника», 1973, № 4.
3. Поздеев А. В. Судовые атомные энергетические установки. Пути и перспективы развития. Л., — «Судостроение», 1964.
4. Мозгалеvский А. В., Волинский В. И., Гаскаров Г. В. Техническая диагностика судовой автоматики. Л., — «Судостроение», 1972.
5. Гроу Э. П. Оптимальное соотношение наибольших допустимых погрешностей образцовых и поверяемых приборов на различных уровнях поверки. — «Контрольно-измерительная техника», 1967, № 9.
6. Шеиборт И. К. Проектирование промышленных информационных систем как оптимальная задача. — «Приборы и системы управления», 1971, № 7.

КОНТРОЛЬ РАБОТЫ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ПО ОБОБЩЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

(В порядке обсуждения)

В. Г. Донской

УДК 681.3.06:629.12.03-63

Одной из сложных проблем автоматизации судов является организация обобщенной системы контроля судовых технических средств. Автор согласен с основными положениями статей О. П. Демченко [1] и Г. А. Захарова [2], где, наряду с другими вопросами, исследуется рациональная загрузка судового оператора.

Качественный контроль работы судовой энергетической установки требует в настоящее время информации об изменении большого числа параметров. Верхняя граница объема контролируемых величин на теплоходах достигает 600, а на паротурбинных судах — 1000. Практические трудности при обработке такого количества информации очевидны и потребовали проведения работ по минимизации числа параметров, выносимых на посты контроля. Обоснование рационального объема контролируемых величин является самостоятельной сложной проблемой. В настоящей же статье ставится задача рассмотреть вариант построения системы контроля, в которой, не изменяя общего количества контролируемых параметров, можно существенно уменьшить число поступающих на пост сигналов, построив схему обобщенной сигнализации на основании следующих положений.

Значительное количество контролируемых величин характеризует состояние механизмов, рабочую среду, протекающий физический процесс, осуществляемые действия и т. п. Однако не все они равноценны с точки зрения информативности и значимости характеризуемого параметра.

Определим исходное количество контролируемых величин C в общем виде по выражению

$$C = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m X_{ij}, \quad (1)$$

где X_{ij} — контролируемая величина X , несущая j -й признак об изменении технического состояния i -го механизма;

$j = 1 \div m$, $m = \text{var}$ для каждого i -го механизма;

n — количество контролируемых технических средств (механизмы, системы и т. д.).

Количество обобщенных сигналов C_0 может быть найдено по формуле

$$C_0 = C \left(\sum_{k=1}^q P_k F_k \right)^{-1}, \quad (2)$$

где P_k — вероятность использования в целях идентификации k -го признака однородности по отношению к множеству частных признаков;

F_k — фактор F идентификации различных величин контроля по k -му признаку однородности;

q — количество признаков однородности, используемых при их идентификации.

Если бы все факторы идентификации были равновероятными, то количество обобщенных сигналов определялось бы как

$$C'_0 = \frac{C}{q}. \quad (3)$$

Однако практически выполнить идентификацию по уравнению (3) не удастся, поэтому приходится использовать выражение (2) как наиболее общее.

В современных схемах централизованного контроля число выносимых в ЦПУ сигналов часто весьма велико. Очевидно, что с решением проблемы рациональной минимизации объемов контроля существенно должна уменьшиться величина C , а следовательно, сократится количество сигналов C_0 и упростится алгоритм функционирования системы обобщенного контроля.

Можно полагать, что наиболее важное преимущество предлагаемого алгоритма функционирования системы обобщенного контроля состоит в том, что информация о срабатывании датчика получается уже по одному из признаков идентификации (типизации, однородности). При этом в процессе обнаружения факта функционирования системы контроля существенно снижается нагрузка на оператора, а идентификация событий, как это будет показано ниже, также упрощается.

С точки зрения инженерной психологии и эргономики система отображения обобщенной информации (СООИ) должна удовлетворять следующим основным требованиям:

— отображение информации должно быть предельно простым для восприятия ее операторами различной квалификации и не требовать дополнительного обучения в судовых условиях;

— описание событий должно быть достаточно полным для принятия эффективных действий по предупреждению или ликвидации отказов технических средств судовой ЭУ;

— информация должна формироваться по иерархическому принципу, позволять оператору быстро оценивать возникшую ситуацию и принимать рациональное решение;

— язык (код) отображения информации следует выбирать с учетом возможных вариаций числа событий (контролируемых величин, параметров, характеристик и т. п.) на каждом иерархическом уровне;

— независимо от применяемых методов кодирования информации, отображаемые разнородные события должны быть типизированы (идентифицированы) и сгруппированы по иерархическим уровням;

— каждая кодовая (или комплексная) единица информации должна позволять описать (или указать) все возможные аварийные ситуации контролируемой технической системы;

— должна обеспечиваться возможность статистической обработки сигналов СООИ в соответствии с поставленными целями.

Основные данные для формирования обобщенной сигнализации теплохода

№ п/п	Технические средства теплохода	№ п/п	Типизированные параметры	Обобщенный сигнал	Содержание обобщенного сигнала
1	2	3	4	5	6
1	Испарительная (опреснительная) установка	1	Солесодержание котловой (или питьевой) воды	1/1	Испарительная установка/предельно допустимая соленость дистиллята после охладителя;
2	Санитарная система	2	Уровень рабочих сред	5/1	вспомогательный котел/предельно высокое солесодержание питательной воды на входе;
3	Система кондиционирования воздуха в трюме	3	Состояние агрегатов (механизмов, систем)	7/6	передача и гидромурты/предельно низкое давление смазывающего или рабочего масла;
4	Утилизационный котел	4	Электрические величины	11/4	дизель-генераторы и ГРЩ/отклонение напряжения более $\pm 5\%$, нагрузки более $+10\%$;
5	Вспомогательный котел	5	Температура рабочих сред и деталей механизмов	12/8	главный двигатель/частота вращения двигателя или ГТН близки к критическим;
6	Валопривод	6	Давление рабочих сред или автоматический запуск резервных механизмов	13/2	частоты вращения и вибрации сепараторов близки к критическим; крутящий момент предельно высокий;
7	Передачи и гидромурты	7	Акустические величины		балластно-осушительная система/предельно высокий уровень воды в льялах, в сточных колодцах трюмов и т. п.
8	Рулевой привод и ВРШ	8	Динамические величины, включая вибрацию		
9	Аккумуляторные батареи аварийного освещения	9	Обесточивание электроме- ханизмов и систем		
10	Аварийный дизель-генератор	10	Сигнализация об отказе средств сигнализации и за- щиты		
11	Дизель-генераторы и ГРЩ	11	Взрывоопасная концентра- ция рабочих сред и дымность в МО или в трюмах		
12	Главные двигатели, включая систему ДАУ и обслуживаю- щие их механизмы				
13	Балластная и осушительная системы				
14	Пожарная система				

В качестве примера реализации названных требований рассмотрим один из возможных вариантов разработки СООИ для ЭУ транспортного теплохода. Представляется, что методология построения нижеописанного табло обобщенной сигнализации может быть использована и для других типов ЭУ.

Технические средства теплохода следует классифицировать по уровням иерархии (рангам значимости с точки зрения влияния отказа на условия безопасной эксплуатации, т. е. по отношению к сложному событию), приведенным (см. таблицу, колонка 2) в порядке обратного ранжирования.

Затем необходимо типизировать по признаку однородности 150 исходных контролируемых величин, соответствующих вышеуказанным механизмам и системам. В таблице (см. колонку 4) также приведены в порядке обратного ранжирования типизированные параметры.

Представляется целесообразным ввести в Правила Регистра СССР единую систему ранжирования судовых технических средств и факторов идентификации контролируемых величин. Естественно, что этому должна предшествовать соответствующая проработка.

Рассмотрим отдельные примеры формирования обобщенных сигналов. При этом вводится обозначение сигнала: числитель — тип механизма (технического средства); знаменатель — тип контролируемой величины. В таблице (колонки 5 и 6) приведены примеры обобщенных сигналов.

Далее остановимся на общей схеме компоновки щита (пульта, табло) обобщенной сигнализации, представленной на рисунке.

В прямоугольной координатной сетке с наиболее удобным для обозрения шагом по оси абсцисс располагаются в порядке возрастающих рангов зна-

чимости типы судовых технических средств с указанием наименований последних под схемой. Так же по оси ординат размещают типы контролируемых величин. В узлы координатной сетки заносят обобщенные сигналы для каждого механизма, которые нумеруются по тому же принципу, что и в таблице. Перечень обобщенных сигналов приводится под схемой. В каждом из названных узлов монтируется сигнальная лампа соответствующего цвета, зависящего от характера отказов (тяжелый — красный, средний — желтый мигающий, легкий — желтый), которые можно условно классифицировать так:

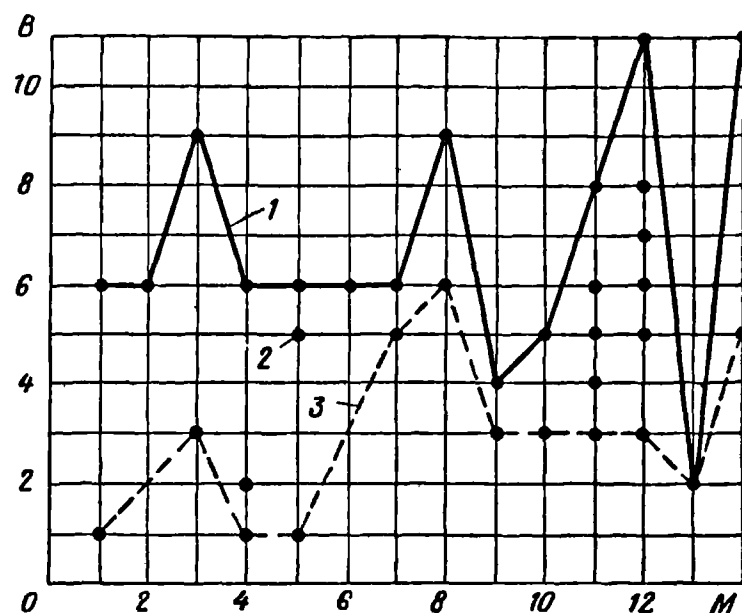


Схема светового табло щита обобщенной сигнализации.

M, B — соответственно ранги типов механизмов и контролируемых величин в порядке возрастания значимости;
1, 2, 3 — соответственно тяжелое, среднее, легкое нарушения технического состояния энергетической установки.

тяжелый — работа механизма допускается с ограничением по мощности или производительности либо необходим вывод его из эксплуатации;

средний — допускается продолжительная работа механизма с ограничением по мощности или производительности;

легкий — допустима кратковременная работа механизма без ограничения по мощности или производительности.

Затем обобщенные сигналы соединяют на световом табло цветными полосами: жирная красная полоса объединяет сигналы, связанные с тяжелыми отказами; жирная желтая (прерывистая или сплошная) — с легкими. Зона между полосами характеризует средние отказы.

Заключение. Описанная структура отображения информации удовлетворяет вышеупомянутым требованиям эргономики и обладает, по нашему мнению, рядом преимуществ в сравнении с обычными системами аварийно-предупредительной сигнализации.

Она дает более наглядную картину состояния технических средств, и при одновременном возникновении нескольких разнотипных сигналов помогает оператору определить рациональный порядок действий в соответствии с рангами контролируемых ве-

личин. В случае же одновременного появления нескольких однотипных сигналов она «рекомендует» предпринять оперативные действия в соответствии с рангами механизмов. В смешанных ситуациях алгоритм устранения отказов также может быть быстро установлен, но в этом случае предпочтение следует отдавать типу контролируемых величин, учитывая возможную динамику их изменения. При установке соответствующих приборов отображения информации вне МО и появлении на них аварийно-предупредительного сигнала дежурный механик может следовать к адресату, минуя ЦПУ. Применение таких приборов в ЦПУ позволит уменьшить необходимые площади лицевых панелей пультов и их габариты. Следует ожидать, что это приведет также к повышению надежности работы оператора в критических ситуациях, когда он должен принимать решение при дефиците времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Демченко О. П. Проблемы организации систем автоматического управления судовыми техническими средствами. — «Судостроение», 1976, № 8.

2. Захаров Г. А. Учет эргономики при построении общесудовой системы контроля технических средств. — «Судостроение», 1977, № 2.

ОБЗОР КНИГ

Численные методы условной оптимизации. М., «Мир», 1977, 290 с., цена 1 р. 40 к.

Систематизированный обзор методов решения нелинейных задач на условный экстремум. Рассмотрение традиционных схем и более новых методов. Описание и анализ алгоритмов.

Книга рассчитана на широкий круг читателей, занимающихся вопросами оптимизации.

Шаракшанэ А. С. и др. Сложные системы. М., «Высшая школа», 1977, 240 с., цена 90 коп.

Вопросы испытаний и оценка характеристик сложных систем. Опыт-теоретический метод с применением моделирования на математических моделях, откалиброванных по результатам натурных испытаний. Принципы построения комплекса автоматизированной обработки результатов измерений. Оптимальное распределение требований к точности определения исходных данных.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, изучающих курс «Автоматизированные системы управления».

Шуфчук Б. О. 100 ситуаций в управлении. М., «Экономика», 1977, 136 с., цена 30 коп.

Конкретные ситуации, встречающиеся в практике управления отдельных социалистических предприятий. Деятельность управленческих кадров. Вопросы организации их труда, распределения служебных обязанностей между работниками. Использование моральных и материальных стимулов.

Книга рассчитана на руководителей и специалистов среднего звена и может быть использована на курсах повышения квалификации.

Burkart, Schmotz. Handbuch zur das Schleifen und Polieren. Leuze Verlag. Saulgau/Württ, 1974. Справочник по шлифованию и полированию.

Вопросы теории шлифования и полирования. Методы и средства. Испытание и контроль обработанных поверхностей.

Deutsches Schiffahrt und Hafen Jahrbuch Bd. 65. Schiffahrts — Verlag „Hansa“ C. Schroedter und Co., Hamburg, 1977. Ежегодник по судоходству и портам ФРГ.

Основные судоходные правительственные учреждения, компании и фирмы. Сведения о портах и судоходных линиях.

Firmenhandbuch der Klima- und Kälte-Wirtschaft. Verlag C. F. Müller, Karlsruhe, 1976. Справочник по фирмам, выпускающим холодильную технику и установки кондиционирования воздуха.

Номенклатура изделий. Перечень фирм, систематизированный по видам выпускаемой продукции. Перечень продукции и ее основные характеристики.

Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft Bd. 70, 1976. Springer — Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1977. Ежегодный сборник трудов технического общества судостроителей ФРГ.

Моделирование, обеспечивающее разработку новых проектов судов. Проектирование носового бульба. Выбор длины машинного отделения. Оптимизация разработки второго дна балккэриеров. Применение аналитического метода конечных элементов при расчете несущих корпусных конструкций. Система контроля для судовых дизельных установок. Система диагностирования судовых дизелей со счетно-решающим устройством. Улучшение маневренности судов с помощью подруливающих устройств. Рулевые машины для увеличенных углов перекадки руля. Комплекс для испытания моделей судов в опытовом бассейне. Исследование деформации корпусов при столкновении судов. Результаты исследования моделей судов-атомоходов при их столкновении.

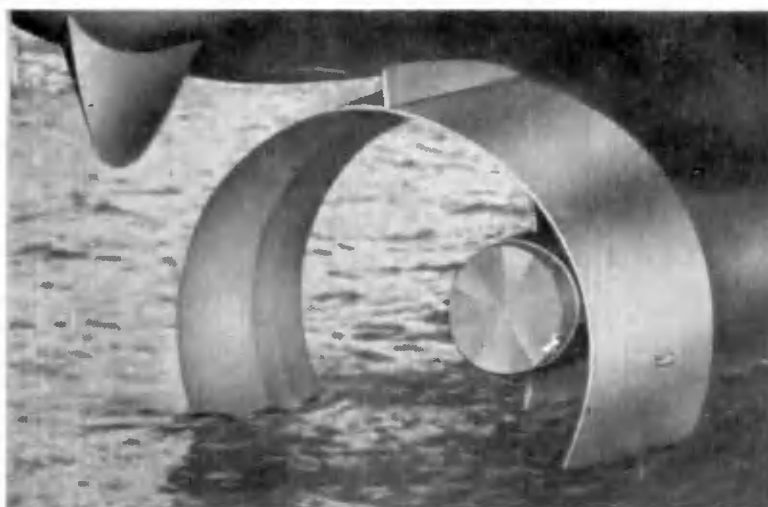
Transpress Lexikon. Seefahrt. Verlag für Verkehrswesen. Berlin, 1976. Основные справочные сведения и понятия из области судоходства и судостроения. Схемы, чертежи и фотографии.

Гладун В. И., Савин Н. И. Основные фонды судостроительного предприятия. Л., «Судостроение», 1978, 144 с., цена 45 коп.

Комплекс вопросов, связанных с оценкой экономической эффективности использования основных производственных фондов судостроительных предприятий. Техничко-экономическая характеристика, классификация, состав, методы оценки, показатели технического состояния, амортизация и воспроизводство, планирование и учет производственных фондов. Выбор и обоснование критериев и показателей, отражающих особенности использования основных фондов в судостроении.

Книга предназначена для инженерно-технических работников судостроительных предприятий.

КОНСТРУКЦИЯ КРЕПЛЕНИЯ НЕПОВОРОТНОЙ НАСАДКИ ГРЕБНОГО ВИНТА К КОРПУСУ СУДНА



В Советском Союзе разработана конструкция крепления неповоротной насадки к корпусу одновинтовых судов любых типов и назначений, отвечающая требованиям высокой надежности в эксплуатации, простоты при изготовлении на вновь строящихся и ремонтируемых судах.

Конструкция крепления представляет собой комплекс конструктивных и технологических мероприятий, исключающих появление трещин и других повреждений как в креплении, так и в самой насадке, деформации скручивания насадок при перекалках рулей и увеличивающих жесткость насадок по отношению к вибрационным нагрузкам и повышающих срок службы насадок в 2—3 раза.

Изготовление и установка конструкций не требуют специальной технологической оснастки и могут быть выполнены на любом

судостроительном и судоремонтном предприятии.

Иностранным фирмам предлагается лицензия на право производства, а также техническая документация на конструкцию крепления неповоротной насадки гребного винта к корпусу одновинтового судна в составе:

- конструктивная схема крепления насадки к корпусу;
- общие рекомендации по выбору размеров и толщин связей крепления;
- общие рекомендации по конструированию смежных узлов корпуса в районе присоединения деталей крепления;
- общие рекомендации по установке крепления насадки на судне.

Фирме также может быть оказана техническая консультация по конструированию и разработке документации на установку крепления насадки.

По вопросам приобретения лицензии иностранным фирмам следует обращаться по адресу:
123231, г. Москва, В/О «Судозагранпоставка».
Телекс: 7116, Kurs SU.



О СТАТИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКЕ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

(В порядке обсуждения)

Г. Г. Мартиросов, А. Д. Домарев

УДК 629.12.037-755

Как известно, окончательно обработанные винты подвергаются статической балансировке. Статическую уравновешенность винта проверяют с помощью контрольного груза, при установке которого на конце каждой горизонтально расположенной лопасти винт должен начать вращение. Такое требование предъявляет к гребным винтам ГОСТ 8054—72. Аналогичное требование содержится и в проекте международного стандарта (пересмотр рекомендации ИСО R/484). В государственном стандарте, однако, не оговариваются требования к балансировочному устройству, в то время как в проекте международного стандарта записано: «Точность измерения балансировочного приспособления должна быть, по крайней мере, равна половине контрольного груза».

В ряде методик и инструкций по балансировке гребных винтов, действующих на заводах, записано, что винт считается статически уравновешенным при установке на опорах в виде параллельных ножей, если он находится в состоянии равновесия в любом положении, а при установке контрольного груза на конец горизонтально установленной лопасти винт начинает вращение. В проекте международного стандарта такие требования отсутствуют.

Ряд специалистов, в том числе и авторы этой статьи, придерживаются другой точки зрения, которая заключается в следующем: при балансировке гребной винт, установленный на параллельные ножи, не обязательно должен находиться в состоянии равновесия в любом положении. Винт может считаться отбалансированным, если при подвешивании контрольного груза к концу любой горизонтально установленной лопасти винт начнет вращение. Практически это означает следующее. Если винт не находится в состоянии безразличного равновесия, балансировку необходимо проводить, подвешивая груз к горизонтально установленным легким лопастям, т. е. к тем лопастям, которые находятся в верхнем положении при установке гребного винта на параллельные ножи. Тяжелые лопасти при их установке в горизонтальное положение будут страгивать винт силой собственного веса.

Попытаемся доказать правомерность последних положений. Для этого рассмотрим более подробно

оба способа балансировки гребных винтов. При этом будем считать, что допускаемая статическая неуравновешенность не должна превышать момента, равного qR , где q — вес контрольного груза (кгс), R — радиус винта (м).

Балансировка до состояния безразличного равновесия. Момент от контрольного груза, подвешенного к концу лопасти, идет на преодоление момента трения $M_{тр}$ и дисбаланса гребного винта ΔM , т. е. $bR = \Delta M + M_{тр}$.

Гребной винт будет находиться в состоянии равновесия в том случае, если $M_{тр} \geq \Delta M$. Масса контрольного груза определяется по формуле

$$m_{тр} \leq k \frac{m_b}{R}, \quad (1)$$

где m_b — масса винта, т;

k — коэффициент контрольного груза, определяемый по ГОСТ 8054—72.

Момент трения пропорционален массе винта с оправкой, т. е.

$$M_{тр} = \mu m_0. \quad (2)$$

Выразим коэффициент трения μ через коэффициент k контрольного груза $\mu = x \cdot k$, а массу винта с оправкой через массу винта $m_0 = y m_b$, где x и y — переменные. Обычно масса оправок составляет 10—40% от массы винта, т. е. $y = 1,1 \div 1,4$.

Как указывалось выше, при проверке балансировки контрольный груз для страгивания винта подвешивается к концу горизонтально установленной лопасти. Расчеты показывают, что максимальный дисбаланс возможен при установке лопасти под определенным углом к горизонтали, например, максимальный дисбаланс для четырехлопастного винта будет при установке лопасти под углом 45° , а для трехлопастного винта — при установке лопасти под углами 15° , 45° и 75° к горизонтали. На рис. 1 представлены графики изменения максимально возможных моментов неуравновешенности для трех- и четырехлопастных винтов.

Указанное обстоятельство влечет за собой возникновение погрешности в случае проверки дисбаланса при подвешивании контрольного груза к концу горизонтально установленной лопасти. Эта погрешность может доходить до 41%. С учетом этой погрешности на рис. 2 показаны графики изменения дисбаланса и страгивающего момента $q_c R$ от коэффициента трения балансировочного станка (q_c — вес страгивающего винт груза, кгс).

Какой можно сделать вывод, анализируя эти графики?

Коэффициент трения при балансировке на опорах в виде параллельно расположенных ножей находится обычно в пределах $\mu = 0,05 \div 0,1$, т. е. при

коэффициенте контрольного груза k , равном, например, 0,5, значение x равняется 0,1—0,2. В этом случае страгивающий груз q_c будет составлять 25—45% от значения контрольного груза q , определенного по ГОСТ 8054—72, а дисбаланс — (0,15—0,3) qR . И только при значении коэффициента тре-

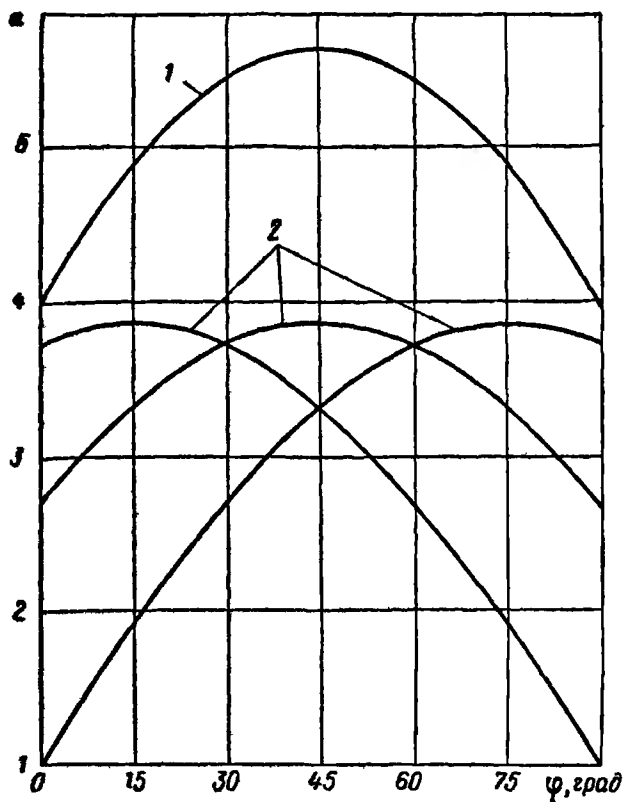


Рис. 1. Графики изменения максимальных моментов неуравновешенности четырехлопастных (1) и трехлопастных (2) гребных винтов. α — безразмерный коэффициент неуравновешенности винта; ψ — угол установки лопасти к горизонту.

ния более (0,4—0,5) k мы будем иметь страгивающий груз, равный контрольному.

Отмеченное выше обстоятельство объясняется тем, что при статической балансировке гребного винта до состояния безразличного равновесия фактический дисбаланс гребного винта оказывается меньше оговариваемых стандартом значений в 2,0—2,5 раза.

Следовательно, для того чтобы уменьшить трудоемкость балансировки гребного винта, выполняемой в соответствии с требованиями ГОСТ 8054—72, нет необходимости уменьшать коэффициент трения: его можно сохранять в пределах (0,4—0,5) k , т. е. коэффициент трения покоя балансировочных устройств должен иметь следующие значения: $\mu = 0,1 \rightarrow 0,12$ при $k = 0,25$, $\mu = 0,2 \rightarrow 0,25$ при $k = 0,5$ и $\mu = 0,3 \rightarrow 0,37$ при $k = 0,75$.

Пример. При балансировке гребного винта диаметром $D = 4,6$ м и массой $m_b = 7,924$ т (масса оправки — 1,315 т, частота вращения винта 122 об/мин) до состояния безразличного равновесия масса страгивающего груза равна 0,5 кг. Масса контрольного груза для данного винта составляет

$$m_{гр} = 0,5 \frac{7,924}{2,3} = 1,72 \text{ кг.}$$

Тогда

$$\frac{q_c}{q} = \frac{0,5}{1,72} = 0,29; \quad y = \frac{m_0}{m_b} = \frac{9,239}{7,924} = 1,16.$$

По графикам на рис. 2 определяем значения $x = 0,16$ и $\frac{\Delta M}{q} = 0,18$, т. е. максимальное значение дисбаланса данного гребного винта не превышает 18% от qR . При этом коэффициент трения балансировочного устройства равен

$$\mu = xk = 0,16 \cdot 0,5 = 0,08.$$

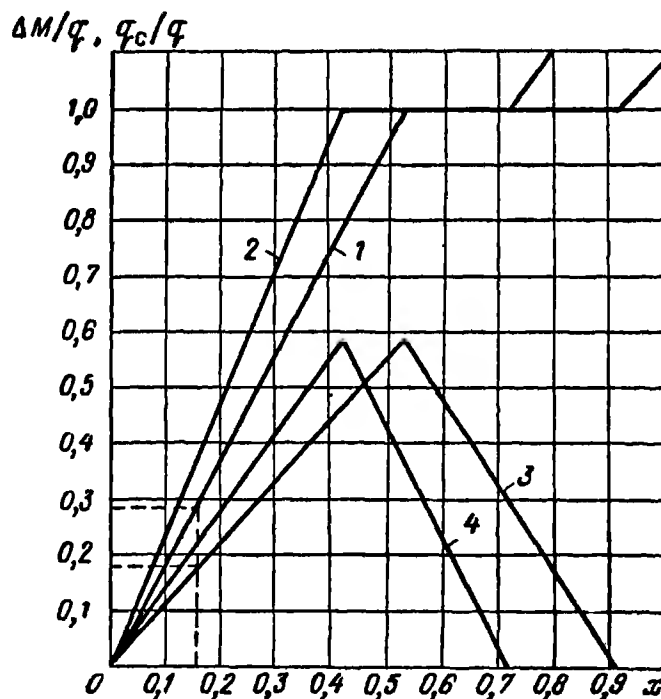


Рис. 2. Зависимость величины страгивающего момента и дисбаланса от коэффициента трения при балансировке гребных винтов до состояния равновесия.

1 и 2 — изменение отношения $\frac{q_c}{q}$ от x при $y = 1,1$ и $y = 1,4$ соответственно; 3 и 4 — то же для отношения $\frac{\Delta M}{qR}$.

Государственный стандарт и проект международного стандарта устанавливают зависимость коэффициента k от частоты вращения гребного винта. Кроме того, проект международного стандарта дифференцирует коэффициент k еще и по классам точности изготовления винтов.

В соответствии с ГОСТ 8054—72 коэффициент k в формуле (1) при частоте вращения гребного винта до 200 об/мин равен 0,75, от 200 до 500 об/мин — 0,5 и свыше 500 об/мин — 0,25.

Как правило, балансировку гребных винтов независимо от частоты их вращения производят на тех же балансировочных приспособлениях, что и для определенной массы винта. Следовательно, для винтов одной массы момент трения и максимальный дисбаланс будут одни и те же. Необходимость назначения различных коэффициентов k при этом отпадает.

В табл. 1 приведены фактические данные, полученные при балансировке гребного винта до состояния безразличного равновесия. Из этой таблицы видно, что коэффициент k по государственному стандарту и проекту международного стандарта составляет 0,25—1,8, в то время как на практике он получается намного меньше, причем одного порядка для различных винтов.

Балансировка гребных винтов производится на одних заводах на опорах в виде параллельных но-

Таблица 1

Фактическая масса контрольного груза и коэффициенты k при балансировке различных гребных винтов до состояния безразличного равновесия

Диаметр винта, м	Масса винта, т	Частота вращения винта, об/мин	Масса контрольного груза при испытаниях, кг	Коэффициент k контрольного груза		
				при испытаниях	по ГОСТ 8054-72	по ИСО R/484
0,45	0,0062	695	0,004	0,145	0,25	1,23
0,55	0,0145	1150	0,008	0,151	0,25	0,78
0,70	0,023	750	0,010	0,152	0,25	0,82
1,15	0,152	460	0,035	0,132	0,50	0,43
1,55	0,57	375	0,100	0,136	0,50	0,256
1,80	0,725	375	0,150	0,186	0,50	0,328
3,20	3,75	195	0,35	0,149	0,75	1,21
3,80	4,10	180	0,30	0,139	0,75	1,42
4,60	7,92	122	0,50	0,145	0,75	1,8
5,7	11,6	115	0,70	0,172	0,50	1,8

Таблица 2

Допускаемые отклонения статического момента лопасти при балансировке различных сборных винтов

Диаметр винта, м	Масса винта, т	Частота вращения винта, об/мин	Отклонения статического момента, гс·м			
			относительно оси вращения		относительно оси поворота	
			по чертежу	по отраслевому стандарту	по чертежу	по отраслевому стандарту
1,3	0,8	390	±15	±66	±15	±66
1,5	0,66	375	±20	±60	±40	±60
1,65	1,09	375	±20	±90	±30	±90
1,8	1,24	300	±20	±112	±20	±112
2,4	3,78	350	±60	±320	±60	±320
2,7	4,23	225	±125	±380	±125	±380
2,8	2,96	170	±140	±400	±280	±400
3,0	5,0	200	±180	±630	±360	±630
3,1	5,71	167	±250	±720	±400	±720
3,8	8,4	167	±375	±1060	±600	±1060

жей, на других — в виде вращающихся дисков. Коэффициенты трения в том и другом случаях, естественно, будут различны. Кроме того, балансирующие устройства одного типа имеют различные коэффициенты трения. На величину коэффициента трения влияют также другие факторы, например, температура окружающей среды.

Следовательно, отбалансированный гребной винт на одном станке не будет находиться в состоянии равновесия на станке с меньшим коэффициентом трения. Более того, для одного и того же станка отбалансированный винт при одних условиях может оказаться не отвечающим требованиям статической балансировки при изменении внешних условий. Таким образом, доводку гребного винта и его приемку желательно проводить на одном балансирующем станке.

Как известно, балансировка сборных гребных винтов, в том числе ВРШ, производится отдельно для лопастей и ступицы с целью обеспечения взаимозаменяемости. При этом, если при балансировке цельнолитых гребных винтов сравнительно легко добиться состояния равновесия, то для сборных винтов этот процесс более сложен и трудоемок.

В настоящее время при существующей точности балансирующих устройств взаимозаменяемость лопастей обеспечивается более жесткими требованиями к допускам на неуровненность. В табл. 2 приведены сравнительные данные по допускам на неуровненность лопастей. Однако даже при таких жестких допусках отсутствует полная гарантия того, что гребной винт в сборе окажется в любом положении в состоянии равновесия при его установке на параллельных ножах.

Из вышесказанного следует, что балансировка гребного винта на параллельных ножах до состояния безразличного равновесия приводит к следующему:

— в целях сокращения трудоемкости балансировки, учитывая требования ГОСТ 8054—72, коэффициент трения покоя балансирующего устройства должен составлять $(0,40—0,50)k$. В этом случае максимальный дисбаланс гребного винта не будет

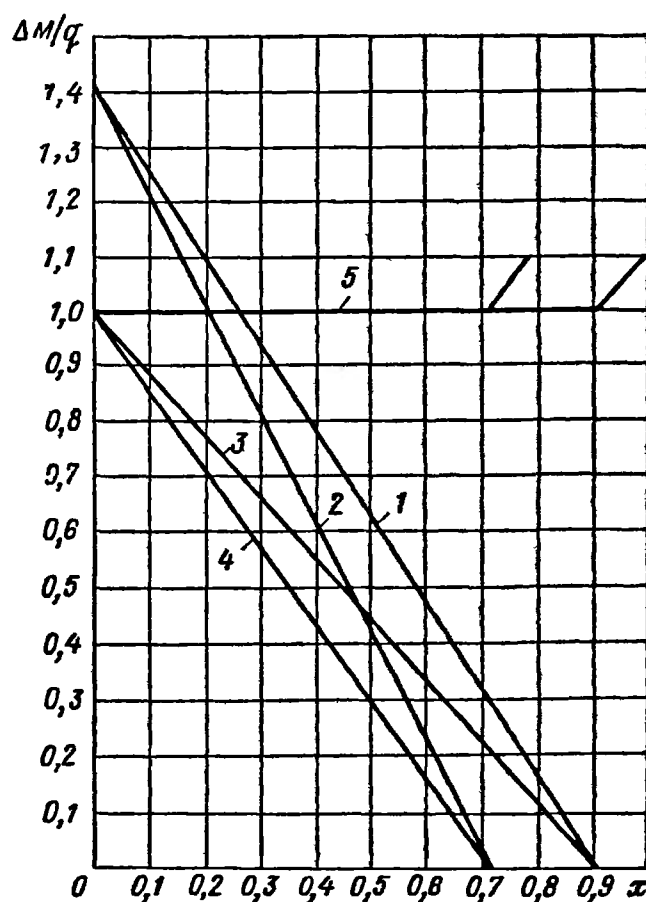


Рис. 3. Зависимость величины дисбаланса от коэффициента трения при постоянном страгивающем моменте.

1 и 2 — изменение отношения $\frac{\Delta M}{qR}$ от x при $y=1,1$ и $y=1,4$ соответственно при подвешивании груза к горизонтально установленной лопасти; 3 и 4 — то же при подвешивании груза к лопасти, установленной через $15—45^\circ$ к горизонту; 5 — постоянный страгивающий момент.

превышать $0,585qR$. При сохранении трудоемкости балансировки гребного винта и фактически существующих коэффициентах трения покоя балансирующего устройства максимальный дисбаланс гребного винта составит $(0,26—0,30)qR$;

— контрольная балансировка винта на другом балансирующем станке возможна в том случае, если его коэффициент трения будет не ниже коэффициента трения станка, на котором производилась доводка гребного винта;

— отпадает необходимость дифференцировать значения коэффициентов контрольного груза k , что, однако, противоречит требованиям, предъявляемым к гребным винтам, эксплуатируемым в различных условиях;

— допускаемые отклонения статических моментов лопастей сборных гребных винтов должны назначаться в зависимости от станков, на которых будут балансироваться эти гребные винты.

Балансировка без обеспечения безразличного равновесия в любом положении гребного винта. На рис. 3 представлены графики изменения дисбаланса гребного винта в зависимости от коэффициента трения при проверке контрольным моментом qR . Из этих графиков видно, что с уменьшением коэффициента трения балансирующего устройства растет остаточная неуравновешенность винта. При коэффициенте трения, равном нулю, максимально возможная неуравновешенность, выявляемая при проверке с помощью подвешивания контрольного груза к горизонтально установленной лопасти, рав-

на $1,41qR$. В случае, когда балансировка винта проверяется контрольным моментом через каждые $15—45^\circ$, максимальная неуравновешенность будет равна qR . Таким образом, при балансировке данным методом для сокращения трудоемкости выполнения работ целесообразно обеспечивать минимальный коэффициент трения. Максимальная остаточная неуравновешенность гребного винта, как уже говорилось выше, в этом случае не будет превышать значения qR или $1,41qR$ для трех- и четырехлопастных винтов. Следовательно, при таком подходе нет необходимости ставить требования к чувствительности балансирующего устройства.

В данной статье не рассматривается вопрос о допустимой неуравновешенности, который требует специального рассмотрения. Если принять, что допустимая неуравновешенность не должна превышать VqR , то, безусловно, второй метод будет отвечать всем существующим требованиям по балансировке винтов.

На основании вышеизложенного представляется целесообразным балансировку гребных винтов производить на параллельных ножах, причем не обязательно до состояния безразличного равновесия. Винт можно считать отбалансированным, если при подвешивании контрольного груза к лопасти на расстоянии, соответствующем моменту qR , винт начнет вращение. В этом случае проверку балансировки необходимо производить контрольным моментом qR при установке лопасти под углом горизонтали через каждые $15—45^\circ$.

ВЛИЯНИЕ НАГРЕВА НА ТВЕРДОСТЬ И СТРУКТУРУ СЛОЯ МЕТАЛЛА, УПРОЧНЕННОГО МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Г. С. Беляев

УДК 621.785. [629.12.06:621.646.986]

Интенсивность процесса изнашивания контактных уплотнительных пар затворов арматуры в значительной мере зависит от твердости соприкасающихся поверхностей. Как известно, одним из методов повышения твердости поверхностного слоя металла является упрочнение поверхности путем ее пластического деформирования — обкаткой роликом или шариком, в результате чего происходит наклеп поверхностного слоя.

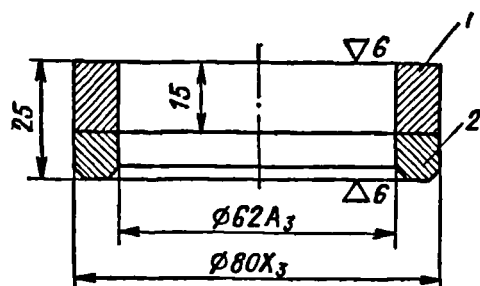


Рис. 1. Конструкция образца.

1 — наплавленный слой;
2 — сталь марки 25Л.

В процессе эксплуатации уплотнительные пары затворов судовой арматуры работают при повышенных температурах. Поэтому целесообразно установить влияние нагрева на изменение твердости и структуры упрочненного слоя металла.

Исследования проводились для материалов, приведенных в таблице, на образцах, конструкция которых показана на рис. 1. Образцы, обрабатывавшиеся на токарном станке, имели шероховатость поверхности $Ra\ 2,5\ \text{мкм}$.

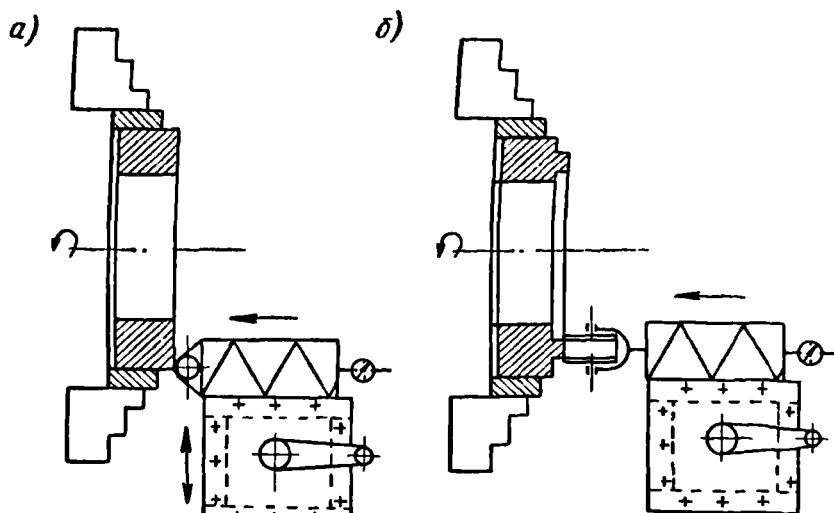


Рис. 2. Схема упрочнения: а — с помощью шарика; б — с помощью ролика.

Механические свойства материала образцов

Марка материала	Твердость по Бринеллю, НВ	Временное сопротивление σ_B , кгс/мм ²	Предел текучести σ_T , кгс/мм ²	Относительное удлинение δ , %	Относительное сужение ψ , %	Ударная вязкость A_K , кгс/см ²
Сталь 2Х13	126—197	66	45	16	55	8
Сталь Х18Н9Т	130	55	20	40	55	—
Бронза БрОЦ10-2	80	22	10	10	—	2
Бронза БрАМц9-2	80	40	14	20	20	6
Латунь ЛМц58-2	90	35	12	20	35	9
Наплавка 04Х19Н9	150	50	38	27	40	12
Сплав 3М и ТЛЗ	216—270	60	50	—	—	—

Упрочнение поверхностного слоя металла обкаткой шариком или роликом проводилось на токарном станке (рис. 2). При обкатке упрочняемых поверхностей шарик перемещался параллельно оси заготовки. В этом случае обкатывались образцы, которые имели пятимиллиметровый припуск по ширине с каждой стороны для входа и выхода шарика. После окончания обработки образцы протачивались до обычного припуска 0,1—0,15 мм. При обкатке образца роликом ось ролика не перемещалась вдоль оси заготовки; она располагалась параллельно обрабатываемой поверхности, причем длина образующей ролика была больше ширины упрочняемой поверхности образца.

Обкатка образцов шариком производилась при частоте вращения шпинделя—50 об/мин, подаче суппорта—0,15 мм/об, усилия обкатки—500 кгс. Для образцов из бронзы и латуни усилие обкатки уменьшалось до 250 кгс.

Обкатка образцов роликом выполнялась при частоте вращения шпинделя—12 об/мин и усилиях обкатки 500 либо 250 кгс в зависимости от материала образца. В этом случае необходимая величина усилия обкатки (нагружение образца) достигалась в течение двух оборотов заготовки. Следующие два оборота заготовка вращалась при действии полной величины усилия, а затем за два оборота нагрузка равномерно полностью снималась. Таким образом, весь процесс обкатки образца роликом производился за шесть оборотов шпинделя станка. Для охлаждения поверхности при упрочнении применялось машинное масло.

После обкатки образцы нагревались и выдерживались при определенной температуре в течение пяти часов. Изменение твердости упрочненных поверхностей образцов после нагрева показано на рис. 3.

Анализ полученных зависимостей показывает, что твердость наплавленного из сплава ВЗК слоя практически не изменяется при нагреве до 500°С, а при температуре 600°С наблюдается даже некоторое повышение твердости упрочненного слоя—до 725 НВ. Твердость стали марок 2Х13, Х18Н9Т и слоя, наплавленного из стали марки 04Х19Н9, не

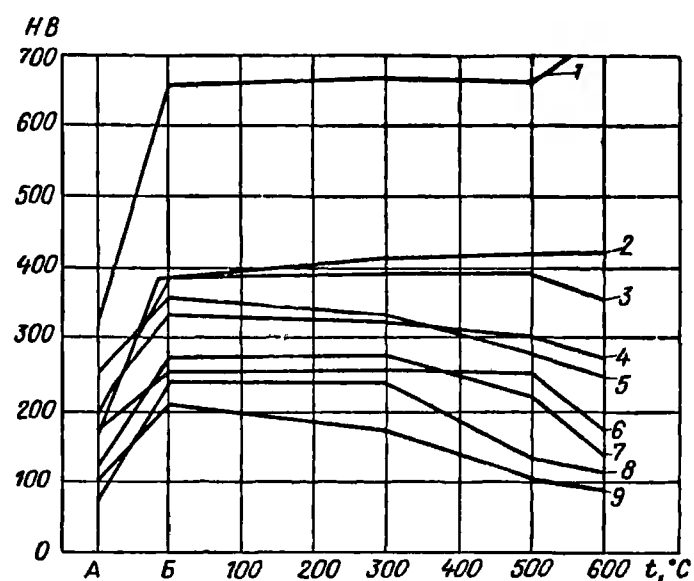


Рис. 3. Изменение твердости упрочненных поверхностей образцов после нагрева. А и Б— твердость образцов соответственно до и после упрочнения.

1— ВЗК; 2— 04Х19Н9; 3— Х18Н9Т; 4— ТЛЗ; 5— 3М; 6— 2Х13; 7— БрАМц9-2; 8— БрОЦ10-2; 9— ЛМц58-2.

снижается при нагреве до 500°С. При дальнейшем повышении температуры до 600°С твердость упрочненного слоя первых двух марок стали снижается, а у стали марки 04Х19Н9 она остается на том же уровне. Твердость сплавов ТЛЗ и 3М снижается

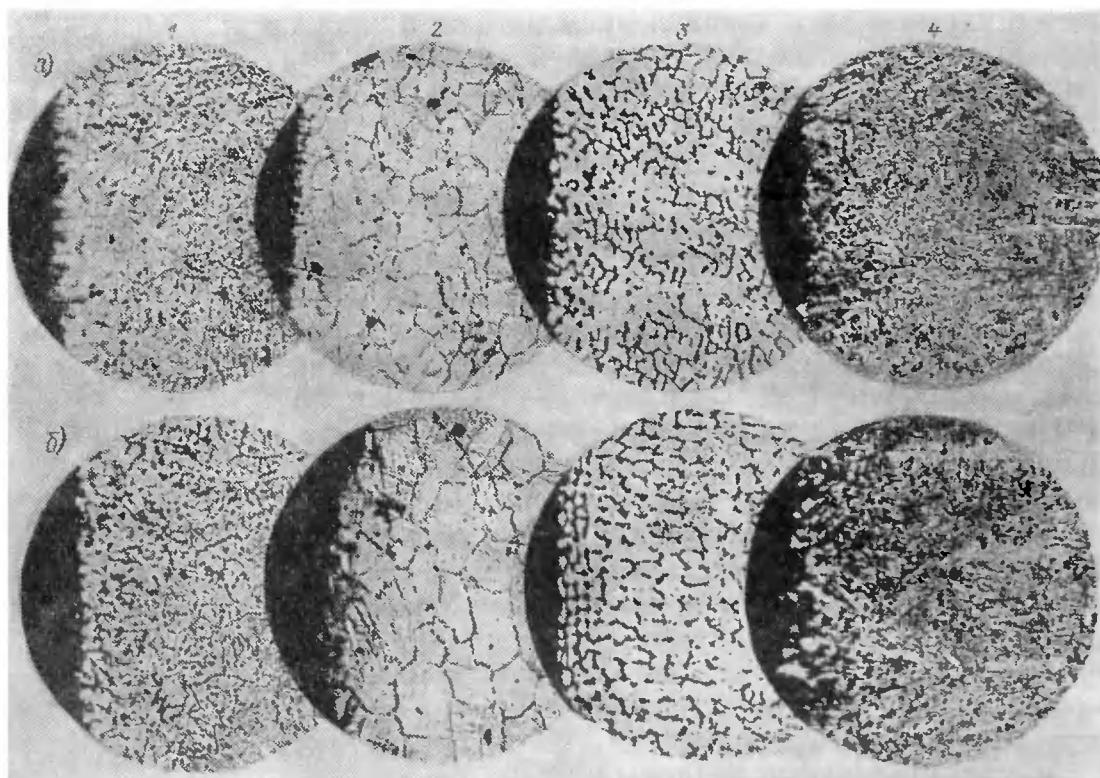


Рис. 4. Микроструктура поверхностного слоя ($\times 300$) после обкатки до нагрева (а) и после нагрева до температуры 500°С (б).

1— 2Х13; 2— Х18Н9Т; 3— 04Х19Н9; 4— ВЗК.

при температуре 300°С незначительно; при более высоких температурах она уменьшается в большей степени.

Твердость упрочненного слоя образцов из бронзы марок БрОЦ10-2 и БрАМц9-2 практически не снижается при нагреве до 300°С, дальнейшее повышение температуры до 500—600°С ведет к ее уменьшению до величин твердости материала, не подвергнувшегося деформации. Для латуни ЛМц58-2 повышение температуры до 300°С вызывает уже заметное разупрочнение наклепанного слоя, которое еще более увеличивается при нагреве до температур 500—600°С.

Микроструктура поверхностного слоя образцов из сталей марок 2Х13 и Х18Н9Т с наплавкой из стали марки 04Х19Н9 и сплава ВЗК после обкатки до и после нагрева показана на рис. 4.

Анализ микроструктуры поверхностного слоя образцов из стали марки 2Х13 показал, что нагрев до температуры 500°С больших изменений в струк-

туре поверхностного слоя не вызвал; границы зерен после нагрева, однако, протравливались сильнее. Деформация зерен в зоне упрочнения более заметна; после нагрева стали марки Х18Н9Т по границам зерен усиливается выделение карбидной фазы. Микроструктура наплавки из стали 04Х19Н9 характеризуется большей вытянутостью зерен, на границах которых более заметно выделение карбидов хрома. Не наблюдалось заметных изменений в микроструктуре наплавки из сплава ВЗК.

У латуни ЛМц58-2 после нагрева до 500°С зерна α -фазы становятся равноосными; в структуре образцов из бронзы, сплавов 3М и ТЛЗ заметных изменений после нагрева до температуры 300—600°С не наблюдалось.

Проведенные исследования показали, что нагревание упрочненных путем обкатки шариком или роликом деталей приводит для ряда металлов и сплавов к снижению твердости упрочненного слоя до величин твердости основного металла.

МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА К ТОКАРНЫМ СТАНКАМ С ЧПУ

Г. В. Маланин, В. Е. Гельман

УДК 691.941-229.31:62-529

В настоящее время токарные станки с числовым программным управлением (ЧПУ) получают все большее распространение. Эти станки используются и для обработки небольших партий изделий. Поэтому их эффективное использование в значительной мере зависит от сокращения времени, связанного с установкой и закреплением детали, а также подготовкой зажимных устройств к обработке новой партии деталей (настройка кулачков на требуемый диаметр и их растачивание).

Сокращение времени, затрачиваемого на смену заготовок, достигается за счет механизации закрепления деталей путем применения пневмо- или гидроприводов, обеспечивающих, помимо быстрого действия, постоянное требуемое усилие зажима.

Вместе с тем, существующие конструкции трехкулачковых механизированных патронов, например клиновые, которыми оснащены станки типа АТПр-2М12У, не удовлетворяют всем предъявляемым к ним требованиям. Конструкция этих патронов не предусматривает самоцентрирования кулачков после их развода на требуемый диаметр, поэтому необходимо затрачивать дополнительное время для подготовки патрона к закреплению очередной партии деталей. Кроме того, для патронов этого типа требуются комплекты заранее расточенных кулачков на ряд размеров, соответствующих диапазону обрабатываемых деталей.

Механизированные патроны нашли, в основном, применение на тех станках, где обрабатываются детали типа фланцев, крышек и т. п. Это связано с тем, что при их установке закрывается внутренняя

полость шпинделя станка, что снижает его технологические возможности.

По этой причине на токарных станках с ЧПУ, например модели 16К20Ф3С5, зачастую применя-

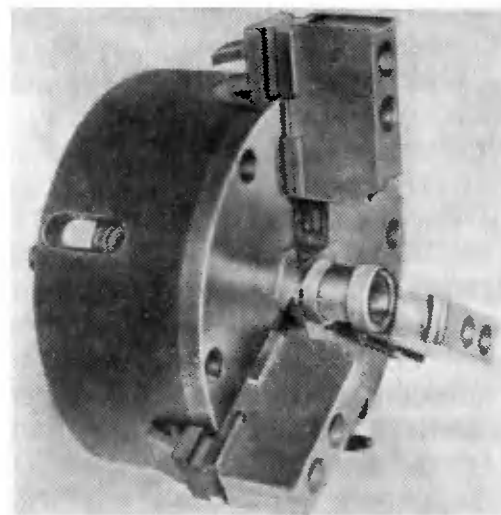


Рис. 1. Общий вид механизированного патрона для станка типа АТПр-2М12У.

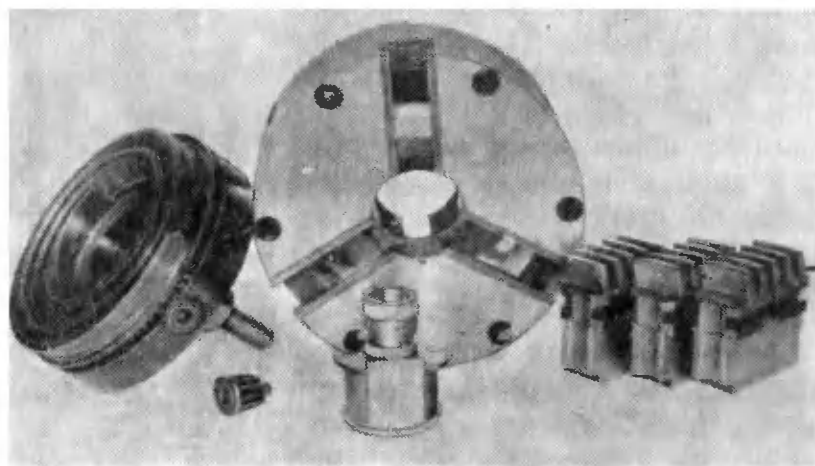


Рис. 2. Основные части механизированного патрона станка типа АТПр-2М12У.

ются обычные спирально-реечные патроны с ручным зажимом, несмотря на то, что в этом случае для закрепления детали требуются значительные физические усилия рабочего, а затраты вспомогательного времени на эту операцию достигают 20%. Поэтому создание новых более эффективных зажимных устройств для токарных станков с ЧПУ является весьма актуальной задачей.

В данной статье описываются механизированные зажимные устройства для некоторых типов станков с числовым программным управлением. На рис. 1 показан общий вид патрона для станков типа АТПр-2М12У, на шпинделе которых установлен встроенный гидроцилиндр. Новый патрон имеет те же габариты, что и патрон клинового типа, аналогичное крепление к шпинделю и гидроцилиндру. Основные отличия разработанного патрона состоят в конструкциях спирального диска и зубьев кулачков, обеспечивающих, помимо самоцентрирования кулачков при их разводе на необходимый диаметр, механизированное закрепление заготовки.

Конструктивные особенности патрона видны на рис. 2. Основной частью устройства является устанавливаемый в корпусе патрона спирально-реечный механизм, который состоит из спирального диска с конической зубчатой передачей и кулачков. Патрон устанавливается на шпинделе станка при помощи планшайбы и специальной тягой соединяется с гидроцилиндром. Спиральный диск может перемещаться вместе с коническими шестернями в корпусе патрона. Зубья кулачков входят в пазы спирали, образуя в сопряжении клиновую пару с углом наклона 15° . При включении гидроцилиндра, управляемого педалью станка, спиральный диск перемещается, сводя или разводя кулачки, закрепляющие деталь. Величина перемещения спирального диска 15 мм, диаметральный ход кулачков 8 мм.

Настройка кулачков на требуемый диаметр партии заготовок предварительно производится вручную, с помощью стандартного ключа (как в патронах с ручным зажимом).

Применение патронов такой конструкции, как уже указывалось выше, позволяет отказаться от комплектов заранее расточенных кулачков, т. е. нет необходимости составлять программу для их расточки и выполнять ряд других подготовительных операций. Разработанная конструкция патрона позволяет значительно сократить время перенастройки патрона при переходе к обработке партии заготовок другого диаметра. Время перенастройки патрона составляет 1,5—2 мин, т. е. в 8—12 раз меньше, чем требуется для патрона старой конструкции.

На станках типа 16К20Ф3С4 или 16К20Ф3С5 нет встроенного гидроцилиндра, что связано, как уже было сказано выше, с тем, что внутренняя полость шпинделя станка должна быть свободна для про-

пуска длинных заготовок. Поэтому разработанные механизированные патроны для станков этих типов конструктивно выполнены иначе, хотя принцип их работы с использованием спирально-реечного механизма сохраняется.

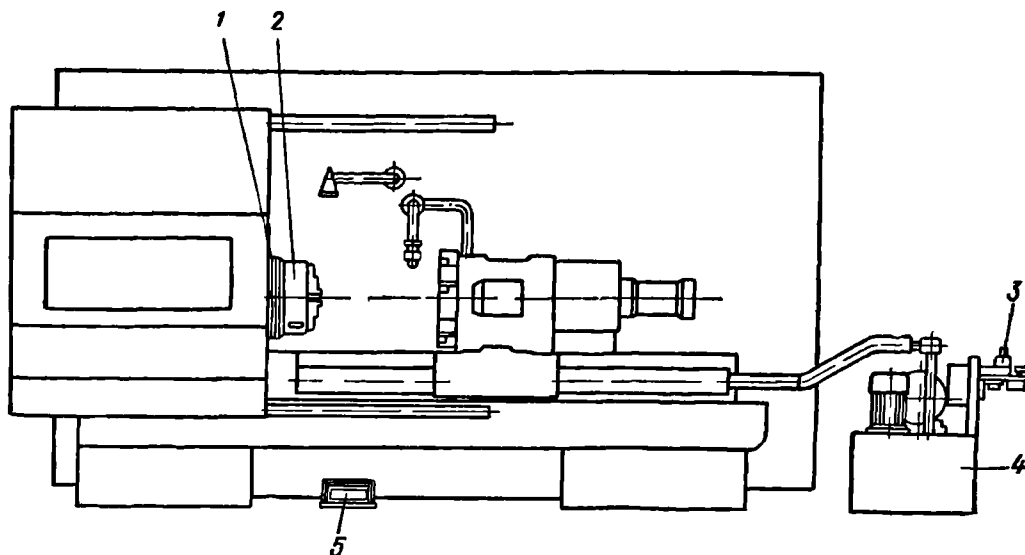


Рис. 3. Схема станка типа 16К20Ф3С5, оборудованного механизированным патроном.

1 — неподвижный гидроцилиндр; 2 — трехкулачковый патрон; 3 — панель управления гидравлической системой; 4 — гидравлическая станция; 5 — педаль управления.

На рис. 3 показана схема станка 16К20Ф3С5, оборудованного механизированным патроном с гидроцилиндром и соответствующей системой управления. Панель управления гидравлической системой, на которой установлена пускорегулирующая аппаратура, связана с гидроцилиндром медными трубопроводами, закрепленными на станине станка. Принципиальная схема панели управления приведена на рис. 4. От гидравлической станции через запорный клапан и обратный клапан масло посту-

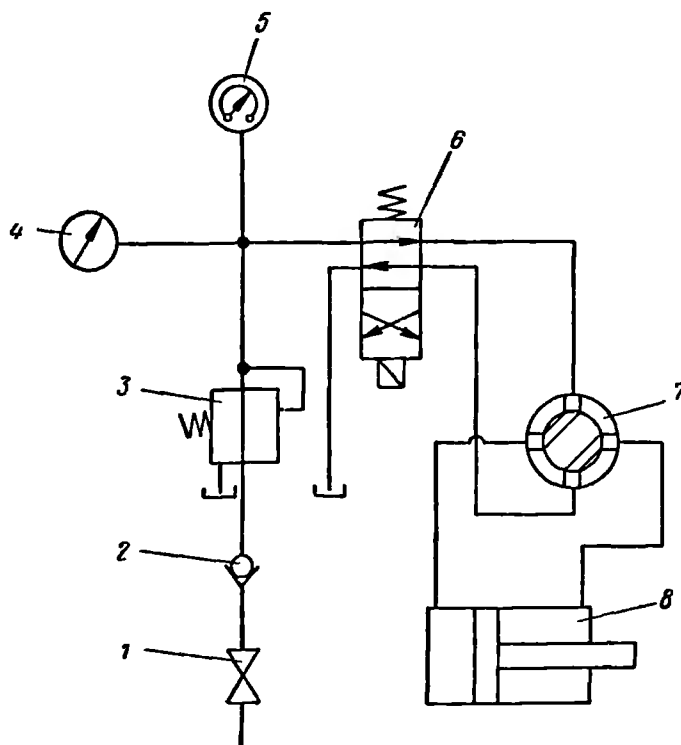


Рис. 4. Принципиальная схема панели управления гидравлической системой.

1 — запорный клапан; 2 — обратный клапан; 3 — редукционный клапан; 4 — манометр; 5 — реле давления; 6 — реверсивный золотник; 7 — двухходовой кран; 8 — гидроцилиндр.

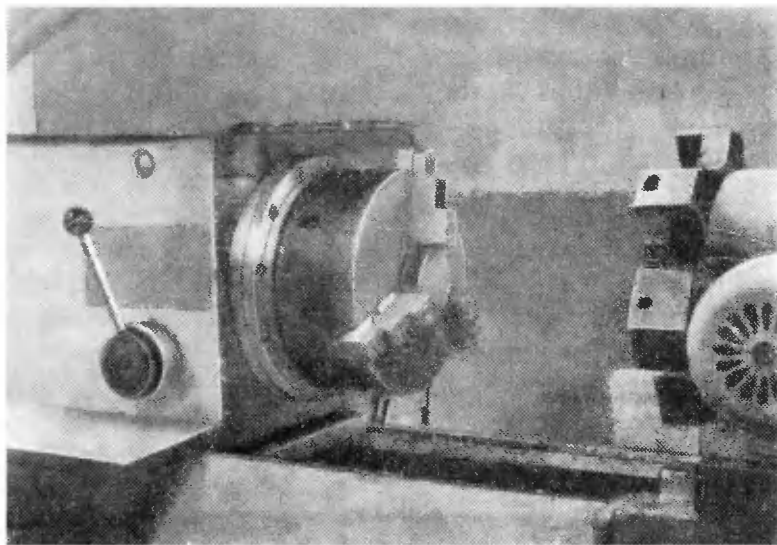


Рис. 5. Общий вид механизированного патрона и гидроцилиндра, установленных на станке типа 16К20Ф3С5.

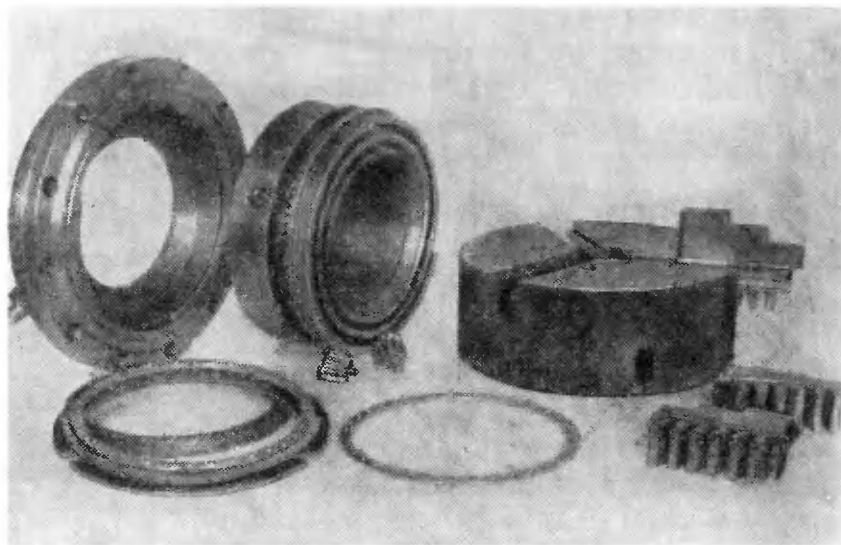


Рис. 6. Основные части механизированного патрона станка типа 16К20Ф3С5.

пает в редукционный клапан, который служит для регулирования давления рабочей жидкости, контролируемого с помощью манометра. Реле давления, настроенное на определенное минимальное давление (10 кгс/см^2), заблокировано с электрической схемой станка и служит для аварийной остановки шпинделя при падении давления масла в гидравлической системе ниже допустимого уровня.

Реверсивный золотник, управление которым выполняется ножной педалью, подает масло под давлением через трубопроводный кран в левую полость гидроцилиндра. В этом случае кулачки патрона сводятся. При нажатии педали реверсивный золотник подает масло в правую полость, кулачки разводятся и производится установка обрабатываемой детали.

Двухходовой кран служит также для переключения рабочих полостей гидроцилиндра, когда необходимо производить закрепление детали на внешних торцах кулачков при их разведении.

Управление реверсивным золотником ножной педалью производится только при неподвижном шпинделе, так как в электрическую схему станка вводится соответствующая блокировка, которая при вращении шпинделя отключает педаль.

Общий вид механизированного патрона и гидроцилиндра, установленных на станке, показан на рис. 5. Гидроцилиндр крепится на корпус передней бабки станка, оставляя свободным фланец шпинделя, на котором устанавливается корпус трехкулачкового патрона. Конструктивные особенности патрона видны на рис. 6. Патрон отличается от описанного выше способом передачи усилия от неподвижного гидроцилиндра к вращающемуся спиральному диску, а именно усилие в этом случае передается через специальный упорный подшипник. Внутренняя полость шпинделя при этом остается свободной.

Диаметр патрона составляет 300 мм, усилие зажима заготовки 4000 кгс при давлении рабочей жидкости 15 кгс/см^2 , остальные технические данные аналогичны механизированному патрону к станку АТПр-2М12У. Применение разработанного механизированного патрона для станка 16К20Ф3С5 сокращает вспомогательное время в 3—4 раза.

Механизированные зажимные устройства не только увеличивают производительность труда и повышают точность обработки, но и, что особенно важно для станков с ЧПУ, способствуют автоматизации процесса установки и снятия детали.

ИЗОЛЯЦИЯ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ НАПЫЛЯЕМЫМИ ЖЕСТКИМИ ПЕНОПОЛИУРЕТАНАМИ

В. П. Максимов

УДК 699.86:[629.12.011:678.026.34]

В различных отраслях промышленности, в том числе и в судостроении, в качестве изоляционного материала применяются жесткие напыляемые пенополиуретаны. Использование пенополиуретанов в качестве изоляционного материала определяется

их свойствами — легкостью, достаточной прочностью, хорошими тепло- и звукоизоляционными характеристиками. В судостроении они применяются для изоляции судовых помещений, трубопроводов (рис. 1), различных корпусных конструкций.

Теплоизоляция конструкций путем напыления имеет ряд существенных преимуществ перед плиточной (клеевой) изоляцией. К таким преимуществам относится снижение массы изоляции за счет исключения клеев, увеличение производительности труда за счет механизации процесса напыления, сокращение отходов изоляционных материалов.

Жесткие пенополиуретаны в зависимости от вида применяемого сырья и способа получения могут

Таблица 1

Физико-механические свойства жестких напыляемых пенополиуретанов

Показатели	ППУ-304Н			ППУ-308Н				ППУ-311М-1	ППУ-313-1	ППУ-3Н	ППУ-9Н	ППУ-13Н		ППУ-17Н
Плотность, кг/м ³	30—50	60—80	150—200	40—60	60—80	150	200	30—60	30—40	50—80	50	30—50	50—70	40—70
Минимальный предел прочности, кгс/см ²														
при сжатии	1,5	3,5	9,0	2,0	3,5	9,0		2,0	1,8	2	2	1,5	2	2
при изгибе	2,0	4,0	10,0	3,0	4,0	12,0		•	•	5	4	1,5	2	4
Минимальная температура размягчения, °С	120	120	120	150	150	150		130	140	70	75	•	•	90
Максимальный коэффициент теплопроводности при 200° С, ккал/(ч · м · °С)	0,03	0,04	0,05	0,03	0,04	0,05		0,035	•	0,035	0,05	0,035	0,035	0,03
Максимальное водопоглощение за 24 ч, кг/м ²	0,3	0,03	0,03	0,3	0,3	0,3		0,15	0,1	0,2	0,3	0,2	0,2	0,2
Горючесть	Трудновоспламеняемый			Не поддерживает горения						Горючий	Трудновоспламеняемый	Не поддерживает горения		Трудновоспламеняемый

Примечание: Пенополиуретаны марок ППУ-3Н, ППУ-9Н, ППУ-13Н, ППУ-17Н образуются на основе сложных полиэфиrow; остальные — на основе простых полиэфиrow.

различаться эластичностью, теплостойкостью, горючестью, прочностными показателями. Пенополиуретаны получают при взаимодействии изоцианатов с полиэфирами (простыми или сложными) и водой в присутствии соответствующих катализаторов и эмульгаторов. В процессе химической реакции выделяется углекислый газ, который вспенивает получаемую массу. Применяя избыточное количество изоцианатов и изменяя количество воды, можно получать пенополиуретаны различных объемных весов. Структура жестких пенополиуретанов — замкнутая.

Напыляемая пенополиуретановая изоляция представляет собой слой пенопласта, имеющий пористую структуру и бугристую поверхность, цвет которой — от белого до желтого или желто-зеленого. Цвет пенопласта определяется компонентами, которые входят в его состав.

В настоящее время разработан целый ряд марок напыляемых жестких пенополиуретанов, которые различаются по физико-механическим свойствам (табл. 1).

Наиболее применимы в судостроении две марки напыляемых жестких пенополиуретанов — ППУ-3Н и ППУ-304Н. К недостаткам пенополиуретана марки ППУ-3Н, однако, следует отнести его повы-

шенную горючесть и токсичность. При напылении пенополиуретанов других марок выделяется значительно меньше токсичных веществ, они обладают меньшей горючестью, а также являются более технологичными по сравнению с пенополиуретаном ППУ-3Н.

Пенополиуретан марки ППУ-311М-1 относится к веществам, не поддерживающим горения, что является очень важным для теплоизоляционного материала. Напыление его на поверхность производится при температуре окружающей среды от +5 до +20° С, в то время как большинство других жестких пенополиуретанов должно наноситься на изолируемые поверхности при температуре воздуха от +18 до +20° С.

Ведутся дальнейшие работы по созданию напыляемых пенополиуретанов с улучшенными свойствами. Так, ВНИИ синтетических смол разработана новая марка пенополиуретана ППУ-17Н, который может напыляться в широком диапазоне температур от —15 до +30° С.

Выбор необходимой марки пенополиуретана производится в зависимости от тех конструктивных и эксплуатационных требований, которые предъявляются к покрытию.

Рассмотрим получение теплоизоляционных покрытий из пенополиуретанов марки ППУ-304Н.

Количество пенополиуретана, необходимого для изоляции той или другой конструкции, рассчитывается исходя из площади изолируемой поверхности, объемного веса пенопласта и толщины напыляемого слоя по следующей формуле:

$$M = kSh\rho, \quad (1)$$

где M — масса пенополиуретана, кг;
 S — площадь, подлежащая напылению, м²;
 h — требуемая толщина слоя пенопласта, м;
 ρ — плотность пенопласта, кг/м³;
 k — коэффициент, учитывающий потери при напылении.

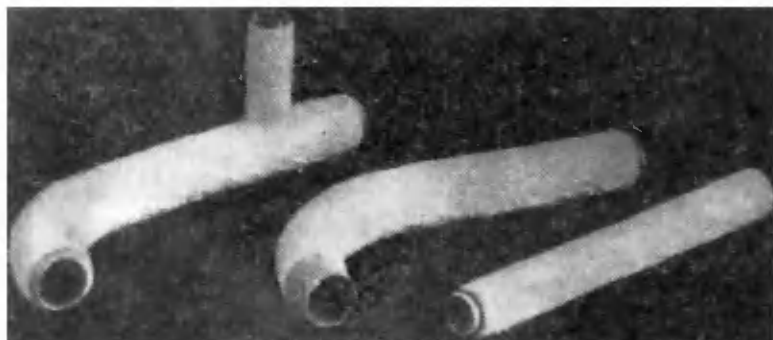


Рис. 1. Детали судовых трубопроводов, изолированные напыляемыми жесткими пенополиуретанами.

Таблица 2

Возможные виды дефектов, возникающих при напылении, и пути их устранения

Виды дефектов	Причины возникновения дефектов	Способ устранения
Стекание пены	Низкая температура полиэфирной смеси. Испарение катализатора. Низкая температура изолируемой поверхности. Нарушение дозировки исходных смесей	Прогреть полиэфирную смесь. Увеличить количество катализатора. Прогреть поверхности до нужной температуры. Проверить дозировку насосов и пистолета
Вскипание пены	Уменьшилась подача одной из рабочих смесей. Нарушение рецептуры при приготовлении смесей. Попало масло в смесь	Проверить подачу смесей насосами — при изменении дозировки устранить причину. Проверить рецептуру смесей по технологической пробе. При наличии масла смесь необходимо заменить
Пенопласт получается хрупкий, осыпающийся от прикосновения	Низкая температура окружающего воздуха. Нарушение дозировки смесей	Обеспечить необходимую температуру воздуха в помещении. Проверить дозировку насосов
Пенопласт получается эластичным и мягким	Количество полиэфирной смеси подается больше расчетного	Проверить подачу насосов
Образование пузырей, трещин	Нарушена рецептура смесей	Проверить правильность рецептуры по технологическим пробам
Отслоение пенопласта от поверхности	Плохо обезжирена поверхность. Низкая температура изолируемой поверхности, ниже +10°С	Обезжирить поверхность. Обеспечить ее подогрев до более высокой температуры
Расслоение напыленного пенопласта	Большой разрыв во времени между напылением слоев изоляции	Сократить интервал времени нанесения последующих слоев
Пенопласт получается с крупной пористой структурой	Наличие нерасплавленных кристаллов в полиизоцианатной смеси	Расплавить смесь
Большой удельный вес пенопласта	Улетучивается катализатор. Недостаточное количество воды в активаторной смеси	Добавить необходимое количество катализатора или воды
Усадка пенопласта	Нарушена рецептура. Недостаток полиизоцианата	Проверить правильность рецептуры. Увеличить количество полиизоцианата в смеси

Коэффициент k определяется путем напыления опытных образцов.

Пенополиуретан марки ППУ-304Н представляет собой следующий композиционный состав, выраженный в единицах массы. Полиэфирная смесь: лапрол 503М — 64, фосполиол II — 50, триэтанол-амин — 20, триэтиламин — 3, эмульгатор ВНИИЖ — 2, фреон — 11 — 45 м. ч. Количество полиизоцианата Q (м. ч.), входящего в композицию, рассчитывается по следующей формуле:

$$Q = \frac{270(0,64a + 0,5b) + 1836 + 540W}{c},$$

где a — содержание гидроксильных групп в лапроле 503М, %;

b — содержание гидроксильных групп в фосполиоле II, %;

c — содержание групп NCO в полиизоцианате, %;

W — суммарное содержание влаги в лапроле 503М и фосполиоле II, %.

Приведенные в формуле цифры являются коэффициентами пересчета. Величины a , b , c , W принимаются по паспортным данным.

Масса каждого компонента, входящего в смесь, определяется по формуле

$$m = \frac{M_1 n}{N},$$

где m — масса определяемого компонента, кг;

M_1 — суммарная масса исходных компонентов, кг;

N — суммарное количество м. ч., входящих в рецептуру;

n — количество м. ч. искомого компонента в рецептуре.

После определения массы входящих в рецептуру компонентов готовят две рабочие смеси — одна из полиизоцианата (смесь № 1), вторая — из полиэфира и всех остальных входящих в рецептуру компонентов (смесь № 2). Исходные компоненты обеих смесей тщательно взвешиваются с точностью до 0,05 кг.

Полиизоцианат без предварительного разогрева заливается в рабочую емкость установки для напыления. Рабочая смесь № 2 готовится в специальной емкости (бидоне) из нержавеющей стали в соответствии с рецептурой и тоже заливается в установку. В течение 10—15 мин производится перемешивание смеси механической мешалкой с частотой вращения 800—900 об/мин. После перемешивания полиэфирная смесь готова к употреблению.

В зависимости от требований, предъявляемых к той или иной конструкции, можно менять объемный вес получаемого пенопласта. Изменение объемного веса пенопласта ППУ-304Н производится путем изменения количества воды или фреона 11, входящих в полиэфирную смесь.

Изоляцию конструкций жесткими пенополиуретанами можно производить путем непрерывной, периодической или ручной заливки, методами вспенивания твердых композиций и напыления.

Наиболее производительным и экономичным является метод напыления. Сущность технологическо-

Таблица 3
Технические характеристики установок для напыления жестких пенополиуретанов

Наименование установки	Производительность по смеси, кг/мин	Вязкость компонентов, СП	Регулируемое соотношение компонентов	Тип дозирующего насоса	Объем емкостей для исходных смесей, л	Масса, кг
„Пена-1“	0,3—2 (0,6—4)	до 2000	от 1:1 до 1:1,8	НШ-10К ₂ (НШ-20 ₂)	2×30	359
„Пена-2“	0,3—2 (0,6—4)	до 2000	от 1:1 до 1:1,8	То же	2×40	200
„Пена-3“	0,6—2,4 (1,2—4,8)	до 2000	от 1:1 до 1:2	„	2×40	300
„Пена-4“	0,4—2 (0,8—4)	до 2000	от 1:1 до 1:1,8	„	2×40	300
„Пена-9“	1,2—3,6 (3,0—7)	до 2000	от 1:1 до 1:8	„	2×20	193

го процесса напыления состоит в том, что предварительно перемешанные смеси (полиэфирная и полиизоцианатная) наносятся на изолируемую поверхность в распыленном состоянии при помощи специального напылительного пистолета. Первоначальный напыляемый слой имеет толщину 1—2 мм, после вспенивания толщина слоя пенопласта увеличивается. Качество нанесения методом напыления изоляционных покрытий зависит от таких технологических факторов, как точность дозировки исходных компонентов, способ смешивания компонентов, тип применяемых на напылительном пистолете сопл, давление и расход воздуха, температура и влажность окружающего воздуха, качество подготовленной под напыление поверхности и ее температура. Кроме того, на показатели качества влияют скорость перемещения напылительного пистолета и расстояние от него до изолируемой поверхности, форма конструкции и ее габариты, толщина требуемой изоляции. Возможные виды дефектов при напылении и способы их устранения представлены в табл. 2.

Напыление жестких пенополиуретанов осуществляется с помощью специальных напылительных установок, основные характеристики которых приведены в табл. 3.

Технологическая схема напыления пенополиуретана с помощью передвижной установки «Пена-1» показана на рис. 2. Установка предназначена для напыления или заливки пенополиуретана. Она снабжена двумя емкостями по 30 л для исходных смесей. Установка снабжена набором рукавов, обеспечивающих выполнение напыления на расстоянии до 15 м от нее. Обслуживание установки производится бригадой изолировщиков-аппаратчиков, состоящей из четырех человек. Предусмотрена возможность дистанционного управления электродвигателем привода установки с места напыления. Общая потребляемая мощность установки 6,35 кВт. При работе установки «Пена-1» необходимо обеспечивать с помощью вентиляции 10—15-кратный обмен воздуха в час в зоне напыления.

Набор сменных шестерен позволяет изменять производительность установки. В установке «Пе-

на-2» этот показатель меняется с помощью электромагнитных муфт, в установке «Пена-3» — лобовым вариатором скорости. При изоляции судовых помещений и прочих конструкций напыление смеси необходимо вести в горизонтальном направлении с одновременным вертикальным перемещением напылительного пистолета. Расстояние пистолета до изолируемой поверхности должно быть в пределах 50—60 см.

Толщина слоя изоляции, напыленного за один проход, обратно пропорциональна скорости движения пистолета, т. е. чем больше скорость движения, тем тоньше слой и наоборот. Максимальная толщина слоя за один проход после его вспенивания составляет 8—10 мм. В целях лучшей адгезии между слоями повторные слои наносятся сразу же после вспенивания предыдущего слоя (до исчезновения отлипа).

При изоляции судовых помещений необходимо производить в первую очередь напыление труднодоступных мест и поверхностей со сложной конфигурацией (полки, ниши, ребра жесткости и пр.). При этом производительность установки должна быть минимальной — 300—400 г/мин. Наплывы пенопласта и местные утолщения должны срезаться. После этого производится напыление оставшихся плоских поверхностей. Производительность установки в этом случае можно увеличить до 600—1200 г/мин. Толщина изоляции в процессе напыления проверяется с помощью металлического щупа.

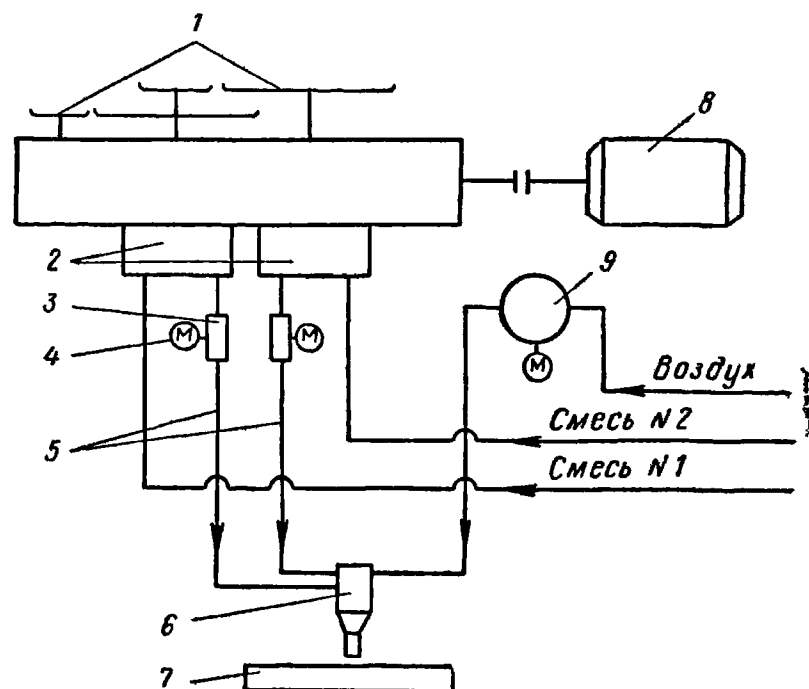


Рис. 2. Схема установки для напыления жестких пенополиуретанов «Пена-1».

1 — сменные шестерни; 2 — шестеренные насосы; 3 — разделители; 4 — манометры; 5 — резиновые рукава; 6 — напылительный пистолет; 7 — изолируемое изделие; 8 — приводной двигатель; 9 — масло-влажностделитель.

Для судовых помещений отклонения от расчетной толщины пенопласта в меньшую сторону допускаются не больше чем на 3—5 мм, а в большую — до 30% от расчетной толщины. Ввиду сложности судового набора допускаются отдельные наплывы пенопласта больших толщин при условии, если они не препятствуют выполнению последующих судовых

работ — установке обрешетника и зашивки, прокладке вентиляционных трасс и пр.

Ряд конструкций может напыляться на специализированном участке, оборудованном приточно-вытяжной вентиляцией.

Необходимо отметить, что технологический процесс получения напыляемых пенополиуретанов связан с применением горючих и токсичных исходных веществ, поэтому следует строго следить за исправностью напылительной установки и приточно-вытяжной вентиляции, обеспечивать минимальное загрязнение воздушной среды производственного

участка. При работе на напылительной установке рабочие должны иметь специальную защитную одежду и индивидуальные средства защиты.

Опыт изоляции конструкций напыляемыми жесткими пенополиуретанами показал перспективность этого технологического процесса. Совершенствование установок для напыления жестких пенополиуретанов и средств индивидуальной защиты, разработка новых марок пенополиуретанов будет способствовать более широкому применению механизированного способа нанесения изоляции на судовые конструкции.

ОБОРОТ КНИГ

Князев В. К. Эпоксидные конструкционные материалы в машиностроении. М., «Машиностроение», 1977, 183 с., цена 60 коп.

Результаты отечественных и зарубежных исследований; обобщение опыта промышленного применения эпоксидных материалов. Вопросы устойчивости эпоксидных материалов к воздействию радиации, различных температур, глубокого вакуума и т. п.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников, занятых конструированием и производством машиностроительных изделий для различных областей техники.

Коваленко Б. И. Бесконтактная передача электроэнергии в океанологических лебедках. Л., «Судостроение», 1977, 80 с., цена 27 коп.

Вопросы бесконтактной передачи электроэнергии от неподвижных объектов к подвижным и подъемно-опускным устройствам посредством гибких кабелей через кабеленесущие лебедки для океанологических исследований. Типы устройств; теоретические и практические рекомендации по выбору схем, по повышению надежности устройств. Номограммы для экспресс-анализа выбираемого устройства для конкретных условий работы.

Книга представляет практический интерес для специалистов, занимающихся вопросами океанологических исследований.

Королевский Ю. П., Мальцев С. В. Ремонт судовых дизелей. М., «Пищевая промышленность», 1977, 335 с., цена 1 р. 30 к.

Обобщение опыта по ремонту дизелей рыбодобывающих судов. Вопросы исследования и нормирования износов деталей дизелей. Способы восстановления и упрочнения деталей. Рекомендации по выбору оптимальных способов и экономически целесообразных технологических процессов ремонта. Примеры восстановления деталей судовых дизелей. Основные этапы ремонта двигателей: разборка, чистка, мойка, дефектация, ремонт и восстановление, сборка, обкатка и испытание их.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, осуществляющих эксплуатацию и ремонт судовых дизелей.

Корсаков В. С. Автоматизация производственных процессов. М., «Высшая школа», 1978, 295 с., цена 1 р. 10 к.

Вопросы автоматизации производственных процессов механосборочного производства. Технологические основы автоматизации этого производства. Обеспечение качества изделий в условиях автоматизации, проектирование технологических процессов механической обработки и сборки. Экономика автоматизированного производства, технологичность конструкций изделий, рациональный выбор заготовок деталей машины в условиях автоматизации.

Книга предназначена для студентов машиностроительных специальностей, может быть полезна инженерам, работающим в данной области.

Мозгалецкий А. В., Гаскаров Д. В. Диагностика судовой автоматики методами планирования эксперимента. Л., «Судостроение», 1977, 95 с., цена 31 коп.

Задачи, решаемые технической диагностикой: контроль и определение условий и степени работоспособности, анализ надежности. Обслуживание и организация испытаний на надежность, прогнозирование и состояние уровня надежности. Книга рассчитана на широкий круг специалистов.

Научно-техническая политика стран социализма. М., «Наука», 296 с., цена 1 р. 70 к.

Обобщение опыта проведения общегосударственной научно-технической политики в социалистических странах. Анализ особенностей и этапов формирования научно-технической политики в социалистических странах, воздействие на этот процесс советского опыта, взаимного сотрудничества и участия в международном разделении труда. Особенности научно-технического развития отдельных социалистических стран.

Книга рассчитана на широкий круг читателей.

Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 3. М., «Машиностроение», 1977, 360 с., цена 1 р. 60 к.

Принципы конструирования крепежных соединений, их стопорение, уплотнение подвижных и неподвижных соединений деталей, пружин сжатия, растяжения и кручения. Типовые конструктивные узлы фиксаторов, креплений осей, сферических соединений, штоков и других деталей.

Книга предназначена для конструкторов-машиностроителей.

Основы автоматизированных систем управления промышленными предприятиями. М., «Наука», 319 с., цена 1 р. 30 к.

Проблемы разработки, внедрения и развития автоматизированных систем управления промышленными предприятиями. Основные положения создания АСУП, принципы их разработки, состав и структура. Вопросы построения функциональной модели системы управления предприятиями.

Книга представляет интерес для широкого круга специалистов — разработчиков АСУП.

Писарев В. Д. США и Мировой океан. Экономико-политические тенденции освоения. М., «Наука», 1977, 269 с., цена 1 р. 20 к.

Различные аспекты политики США в области изучения и освоения потенциала Мирового океана. Анализ государственно-монополистических мероприятий, направленных на разработку методов регулирования использования морских пространств и ресурсов. Экономические и социальные проблемы, связанные с американскими океанографическими программами освоения Мирового океана.

Книга рассчитана на широкий круг читателей.

Санитарно-химический анализ пластмасс. Л., «Химия», 1977, 272 с., авт.: З. Г. Гуричева, Л. И. Петрова, Л. В. Сухарева и др.; цена 1 р. 20 к.

Принципы и методы санитарно-химического анализа пластмасс, предназначенных для использования в различных отраслях народного хозяйства.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников.

Сети ЭВМ. М., «Связь», 1977, 280 с., авт.: В. М. Глушков, Л. А. Калинин, В. И. Сифоров; цена 1 р. 70 к.

Анализ процесса взаимного проникновения средств вычислительной техники и техники связи. Основы построения сетей ЭВМ и элементы их проектирования. Принципы создания общегосударственной сети вычислительных центров.



КОРАБЛИ В ОКТЯБРЬСКОМ ВООРУЖЕННОМ ВОССТАНИИ

Л. А. Шимкевич

Шел октябрь семнадцатого года. Чувствуя приближение революции, Временное правительство готовилось к ее подавлению. По решению ЦК партии 7 числа (даты по старому стилю) в Петроград для руководства восстанием нелегально прибыл В. И. Ленин. На следующий день появилась его статья «Советы постороннего», в которой намечался конкретный план восстания и предусматривалась необходимость «комбинировать наши три главные силы: флот, рабочих и войсковые части так, чтобы непременно были заняты и ценой каких угодно потерь удержаны: а) телефон, б) телеграф, в) железнодорожные станции, г) мосты в первую голову» [1].

В плане вооруженного восстания вождь революции исчерпывающе четко определил место Балтийского флота, отводя ему одну из главных ролей в решительной схватке с врагами пролетариата. В своем письме к большевикам — делегатам съезда Советов Северной области Ленин подчеркивал, что Балтийский флот уже перешел на сторону революции и откладывать выступление больше нельзя. Он писал: «Только немедленное движение Балтийского флота, финляндских войск, Ревеля и Кронштадта против корниловских войск под Питером способно спасти русскую и всемирную революцию ... Промедление смерти подобно» [2]. Ленинские указания по вопросам подготовки восстания были хорошо известны большевистскому активу флота. Моряки Балтики восприняли письма Ильича как директивные указания партии о непосредственной подготовке флота к вооруженному восстанию. С 12 октября легальным центром восстания стал Военно-революционный комитет (ВРК), организованный Петроградским Советом. В состав комитета вошел и председатель Центробалта П. Е. Дыбенко. Оперативное руководство флотом возглавили Центробалт и Военно-техническая комиссия Кронштадтского Совета (на правах Военно-революционного комитета), которые начали решительную подготовку к свержению Временного правительства.

Назначив комиссаров на корабли и в части, Центробалт 17 октября дал указание всем судовым и береговым комитетам срочно сформировать боевые отряды, поставив во главе каждого из них преданных партии людей. На митинге в Кронштадтском Народном доме 22 октября представитель Балтийского флота заявил о готовно-

сти моряков выступить на поддержку революции [3].

23 октября, когда подготовка к вооруженному восстанию в основном завершилась, Центробалт объявил: «Балтийский флот зорко следит за центром и колыбелью революции — Петроградом. По первому зову Петроградского Совета рабочих и солдатских депутатов наша мощь и наше оружие вместе с вами, преданными революции... Балтийский флот не дрогнет ни перед какими силами реакции» [4].

В ответ на это контрреволюционеры создавали специальные ударные батальоны, отзывали с фронта надежные войска, принимали меры для вывода из столицы наиболее революционно настроенных частей, матросов экипажей и даже отдельных кораблей. Так, 22 октября крейсеру «Аврора» в связи с окончанием заводского ремонта было приказано выйти в море «на пробу машин», а затем следовать в Або. Но Центробалт, по личному настоянию П. Е. Дыбенко, запретил выход «Авроры», и врагам не удалось избавиться от непокорного крейсера, который остался на боевом посту, приняв впоследствии активное участие в восстании. ВРК и Центробалт запретили всем кораблям и частям выполнять распоряжения Временного правительства.

Утром 24 октября, когда силы контрреволюции перешли в наступление, начав громить редакции большевистских газет, захватывать и разводить мосты через Неву, ВРК призвал рабочих, матросов и солдат к вооруженной борьбе. По распоряжению Центробалта все корабли и части флота, находившиеся в Петрограде, поступили в полное подчинение ВРК. Радиостанцию «Авроры» впервые использовали для связи с революционными комитетами Балтийского флота и Петроградского гарнизона. В радиোগрамме, переданной с борта крейсера от имени ВРК командирам всех частей, охранявшим подступы к Петрограду, в частности, говорилось: «Не допускать в Петроград ни одной войсковой части, о которой не было бы известно, какое положение приняла она по отношению к нынешним событиям... Надо действовать строго и осторожно и, где окажется нужным, применить силу» [5].

Днем 24 октября ВРК передал распоряжение в Кронштадт направить на следующее утро корабли и десант в Петроград, а вечером послал в Гельсингфорс Центробалту условную телеграмму: «Высылайте устав. Антонов» — распоряжение о немедленной отправке в столицу боевых кораблей и отрядов революционных матросов. С получением этой телеграммы на совместном заседании

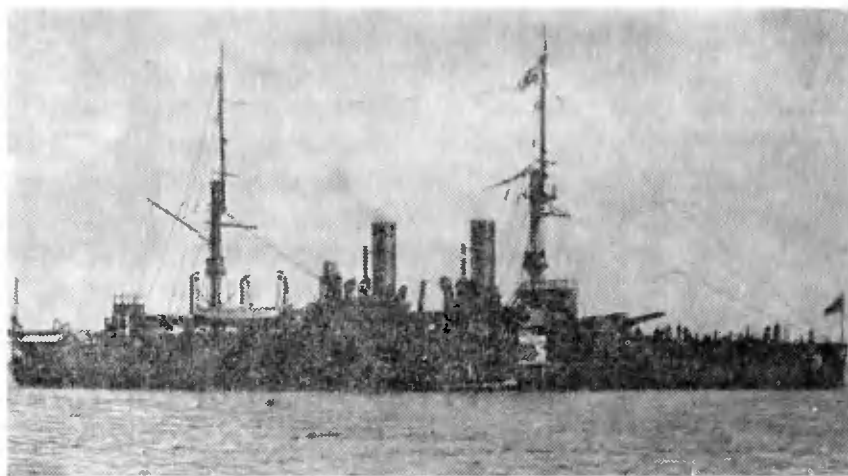
Центробалта и Гельсингфорсского Совета, областного комитета армии, флота и рабочих Финляндии была принята резолюция о поддержке всеми средствами Петроградского Совета и Военно-революционного комитета. Ночью в Смольный — главный штаб революции — прибыл В. И. Ленин, возглавивший руководство восстанием.

По указанию ВРК красногвардейцы, матросы и солдаты заняли телеграф, телефонную станцию, почтамт, электростанцию, вокзалы и другие важнейшие пункты. Крейсер «Аврора» в 3.30 ночи 25 октября подошел в сопровождении тральщика № 15 к Николаевскому мосту (ныне им. лейтенанта Шмидта), высадил десант и очистил мост от юнкеров. Для связи с революционным Кронштадтом использовался буксир «Ермак», к Лахте и Стрельне были высланы для наблюдения за движением судов по Финскому заливу вооруженные пулеметами катера. Рано утром моряки гвардейского экипажа заняли Главную контору Государственного банка. К утру ключевые позиции оказались в руках восставших, силы которых непрерывно росли. Во второй половине дня из Кронштадта прибыли корабли, доставившие сводный десантный отряд кронштадтцев численностью около 10 тыс. человек [6], который стал основной ударной силой моряков Балтийского флота в Петрограде. На эсминцах «Забияка» и «Самсон», пришедших из Гельсингфорса, прибыл небольшой десантный отряд матросов с линкоров «Республика» и «Петропавловск» [7].

Получив боевые задания от ВРК, высадившиеся с кораблей матросы действовали смело и стремительно. Отряд кронштадтцев совместно с моряками «Авроры» и «Забияки» занял мосты через Неву, отряд Гвардейского экипажа и учебного судна «Океан» — Мариинский дворец, разогнав при этом контрреволюционный предпарламент, матросы 2-го Балтийского экипажа и кронштадтцы под командованием И. Д. Сладкова овладели военным портом и морской радиостанцией «Новая Голландия», вся железнодорожная ветка от Ораниенбаума до Петрограда оказалась под контролем матросов учебно-артиллерийского отряда и солдат 1-го Кронштадтского арtpолка.

К 18 часам 25 октября Зимний дворец был опоясан цепями красногвардейцев, матросов и солдат. ВРК послал ультиматум о сдаче, но Зимний молчал. На повторный ультиматум, посланный около 20 часов, ответа также не последовало. К тому времени свои места на Неве и в Финском заливе заняли одиннадцать кораблей революционной эскадры во главе с «Авророй», о которой подробно рассказывалось в журнале «Судостроение», 1977, № 11, с. 81.

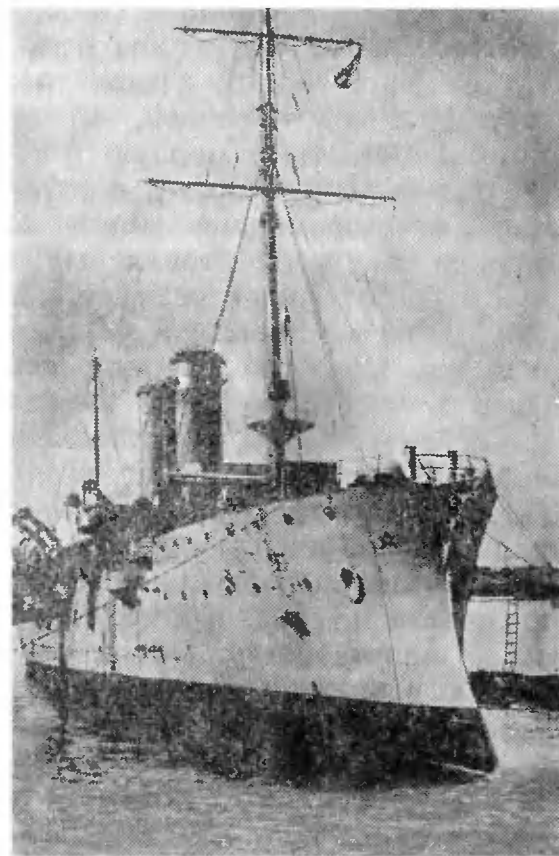
Линейный корабль «Заря Свободы» (бывший «Император Александр II»), построенный в Петербурге, вступил в строй в 1889 г. как броненосный корабль (водоизмещение 9244 т, скорость 15,3 уз; вооружение: два 305-мм, четыре 209-мм, восемь 152-мм, десять 47-мм и восемь 37-мм орудий, а также пять торпедных аппаратов; броневая защита — до 356 мм; экипаж 616 чел; в начале XX в. был переклассифицирован в линейный корабль). Большевицкая организация и судовый комитет этого корабля отличались особой сплоченностью и преданностью делу революции. Во главе команды стоя-



Линейный корабль «Заря Свободы».

ли большевики И. Д. Сладков, А. И. Загвоздкин, П. Д. Хохряков и др. Командиром корабля матросы избрали лейтенанта А. А. Кондратьева, перешедшего на сторону народа, а комиссаром ВРК назначил большевика И. Н. Колбина. Получив боевой приказ выслать заставу на станцию Лигово и прикрыть огнем своих орудий подступы к Петрограду со стороны Гатчины, Красного Села и Петергофа, моряки утром 25 октября поставили свой корабль на якорь у пикета № 114 при

Минный заградитель «Амур».



входе в Морской канал. Высаженный с линкора отряд занял станцию Лигово, выставил караулы с пулеметами. Радиостанция корабля поддерживала постоянную связь с Северным фронтом, революционным Петроградом и кораблями Балтийского флота. Один из отрядов линкора участвовал в штурме Зимнего, а затем действовал по указанию ВРК. С ноября 1917 г. до лета 1918 г. корабль стоял на Неве, а затем вернулся в Кронштадт и вошел в состав Учебного отряда. В период гражданской войны его моряки сражались на сухопутных фронтах, защищая завоевания Октября.

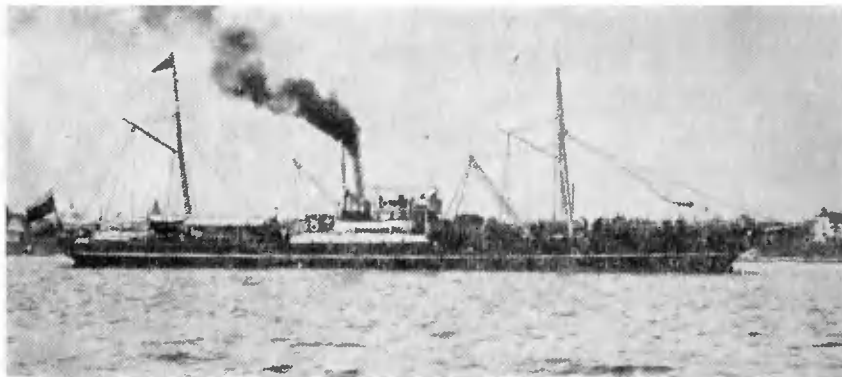
Минный заградитель «Амур», построенный на Балтийском заводе в Петербурге, вступил в строй в 1909 г. При водоизмещении 2926 т он мог принять на борт 324 мины и был вооружен девятью 120-мм орудиями и четырьмя пулеметами (экипаж 322 чел.), 17-узловая скорость позволяла заградителю действовать совместно с

крупными кораблями [8]. Корабль принимал активное участие в боевых действиях первой мировой войны на Балтике. На поставленных им минах подорвалось несколько германских кораблей. В феврале 1917 г. экипаж корабля, стоявшего в Гельсингфорсе, одним из первых на флоте поднял красный флаг. К этому времени на «Амуре» сложилась крепкая большевистская организация, которую возглавляли Е. И. Вишневский, А. А. Дорогов, Н. Антропов. Летом 1917 г. группа амурцев во главе с корабельным минером Э. Я. Ныгу встречалась с В. И. Лениным. Корабль участвовал в знаменитом Моонзундском сражении кораблей Балтийского флота с германской эскадрой. Постановлением Центробалта «Амур» вместе с крейсером «Аврора» был подчинен 25 октября 1917 г. непосредственно Военно-революционному комитету Петроградского Совета. На корабле разместились штаб Кронштадтского сводного десантного отряда; в тот же день заградитель доставил в Петроград более двух тысяч вооруженных матросов, а затем занял позицию у Николаевского моста. Матросы с «Амура» принимали активное участие в штурме Зимнего и аресте членов Временного правительства, а в годы гражданской войны воевали на суше. Впоследствии минный заградитель стал учебным кораблем.

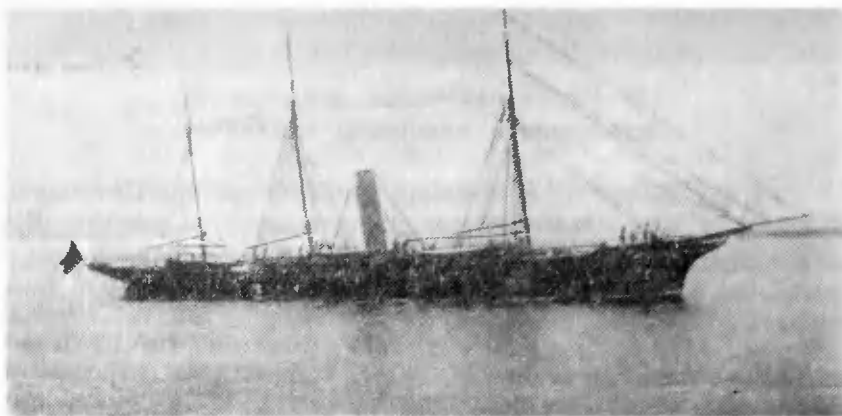
Минный заградитель «Хопер», строившийся как посыльное судно «Константин», вошел в состав Балтийского флота в 1916 г. [8] (водоизмещение 1100 т, скорость 10 уз, вооружение: по два 47-мм и 37-мм орудия). «Хопер» подошел днем 25 октября к набережной Васильевского острова и высадил на берег вооруженный отряд кронштадтских матросов. Здесь же принял на борт санитарный отряд с медицинским имуществом, отошел от стенки и стал на якорь против 16-й линии. После Великого Октября минный заградитель переоборудовали в гидрографическое судно «Триангулятор», которое занималось исследованием Ладожского и Онежского озер.

Учебное судно «Верный», построенное судостроителями-балтийцами, вступило в строй кораблей Балтийского флота в 1896 г. Оно имело водоизмещение 1287 т, скорость 11 уз; вооружение составляли четыре 75-мм, по два 47-мм и 37-мм орудия, а также торпедный аппарат; экипаж 191 чел. [9]. На корабле была создана подпольная организация, проводившая революционную пропаганду среди матросов. В февральские дни 1917 г. его экипаж в числе первых поднял красный флаг. По приказу ВРК «Верный» сопровождал первый эшелон кораблей с десантом кронштадтских матросов, направлявшихся в Петроград. Вместе с «Амуrom» и «Зарницей» он 25 октября в 14.00 вошел в Неву, высадил на набережную Васильевского острова две роты матросов учебно-артиллерийского отряда и занял позицию у Николаевского моста. Моряки этого корабля приняли участие в штурме Зимнего. В 1918 г. «Верный» был включен в состав Учебного отряда Балтийского флота, а в следующем году участвовал в героической обороне Петрограда. В годы восстановления флота корабль был переименован в «Петросовет» (1921 г.), а затем в «Ленинградсовет» (1924 г.) и вошел в Учебный отряд ВВМУЗов. Ленинградский Совет депутатов трудящихся принял шефство над этим кораблем, на котором получили морское крещение многие адмиралы, в их числе Г. И. Левченко, А. Г. Головкин, В. А. Фокин, Герои Советского Союза контр-адмиралы А. И. Гурин и Ф. Е. Пахольчук. В начале Великой Отечественной войны «Ленинградсоветом», превращенным в плавбазу, командовал старший лейтенант Н. Н. Амелко, ныне адмирал, заместитель Главнокомандующего ВМФ [9]. Корабль активно участвовал в героической обороне Ленинграда. После войны «Ленинградсовет» вновь стал учебным кораблем.

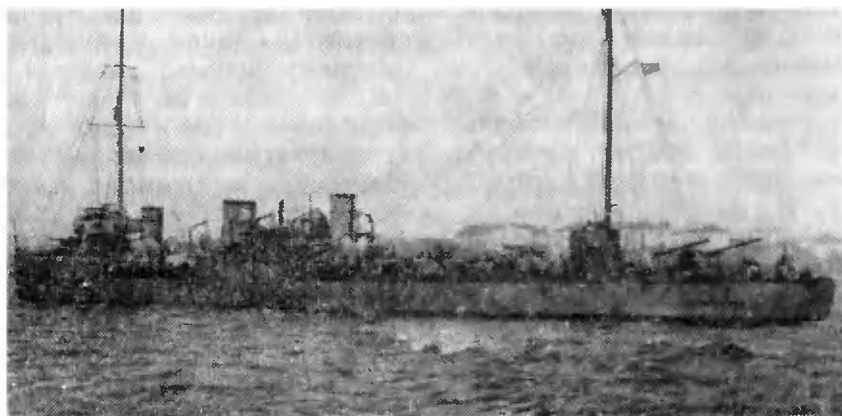
Посыльное судно «Зарница», спущенное на воду в 1891 г., имело при водоизмещении 1086 т скорость 14 уз; вооружение составляли три 47-мм орудия. Экипаж судна находился под влиянием большевиков и принимал активное участие в революционном движении. Утром 25 октября 1917 г. в соответствии с приказом ВРК судно приняло на борт и затем доставило в Петроград вооруженный отряд матросов Кронштадтской машинной школы, который вечером участвовал в штурме Зимнего. Впоследствии часть команды судна несла охрану дворца. В 1918—1919 гг. «Зарница» использовалась как вспомо-



Минный заградитель «Хопер».



Посыльное судно «Зарница».



Эскадренный миноносец «Самсон».

гательное судно дивизиона ремонтирующихся в Петрограде миноносцев.

Эсминцы «Самсон» и «Забияка» представляли собой лучший в мире по тому времени тип эскадренных миноносцев «Новик». При водоизмещении 1610 т и скорости 32 уз они имели сильное артиллерийское и торпедное вооружение: четыре 102-мм орудия и одно 40-мм зенитное орудие, два пулемета, три трехтрубных 450-мм торпедных аппарата (кроме того, на палубу принималось до 80 мин), экипаж насчитывал 150 чел. [9]. Оба корабля строились на Петербургском Металлическом заводе. «Забияка» вступил в строй 24 ноября 1915 г., «Самсон» — 4 декабря следующего года. Во время первой мировой войны эсминцы участвовали в боях, выставили несколько активных минных заграждений. «Забияка» во время одной из заградительных операций в 1916 г. подорвался на mine, но удержался на плаву и после ремонта снова участвовал в боевых действиях. В октябре 1917 г. оба корабля, на которых сложились крепкие большевистские группы, находились на ремонте в Гельсингфорсе. Судовые комитеты во главе с большевиками мобилизовали экипажи на ускорение ремонтных работ. Получив шифровку, Центробалт решил направить в Петроград эсминцы «Самсон», «Забияка», «Деятельный» и «Меткий» с матросским десантом на борту.



Эскадренный миноносец «Забияка».

Утром 25 октября корабли взяли курс на Петроград. Головным под флагом Центробалта шел «Самсон». Его комиссару Г. С. Борисову, возглавлявшему переход отряда, было поручено доставить резолюцию ЦКБФ о полной поддержке моряками Балтийского флота готовящегося II Всероссийского съезда Советов. По пути эсминцы зашли в Кронштадт, где получили стрелковое оружие, боеприпасы и продовольствие. В 19 часов того же дня «Самсон» и «Забияка» вошли в Неву и стали у стенки Адмиралтейских верфей. После высадки десанта эсминцы заняли боевые позиции у Николаевского моста, неподалеку от «Авроры». Моряки «Самсона» и «Забияки» подняли над своими кораблями красные полотнища с надписями: «Вся власть Советам!», «Долой министров-капиталистов» [9]. Рабочие, красногвардейцы, солдаты и матросы с берега и с кораблей, стоявших на Неве, восторженно приветствовали посланцев главной базы Балтийского флота. Часть матросов с этих эсминцев участвовала в штурме Зимнего. 30 октября по распоряжению В. И. Ленина «Забияка» вместе с эсминцами «Меткий» и «Деятельный», которые пришли в Петроград 26 октября, поднялись вверх по Неве к селу Рыбацкое, откуда ожидался подход к столице контрреволюционных частей. Здесь они заняли огневые позиции, охраняя подъездные пути к Петрограду. Эсминцы «Самсон» и «Забияка», получившие новые имена «Сталин» и «Урицкий», в 20-х годах одними из первых вошли в строй Красного Балтийского флота. «Урицкий» в мае—июле 1933 г. по Беломорско-Балтийскому каналу перешел на Север, став флагманским кораблем новой флотилии. Эсминец принимал активное участие в Великой Отечественной войне, его экипаж получил две благодарности Верховного Главнокомандующего. Эсминец «Сталин» в 1936 г. совершил переход Северным морским путем из Кронштадта во Владивосток, где впоследствии участвовал в войне с империалистической Японией.

Сторожевой корабль «Ястреб» (бывший финский пароход «Боре») был построен в 1900 г. в Финляндии, позднее приспособлен для плавания во льдах, вооружен и зачислен в состав Балтийского флота в марте 1916 г. уже как сторожевой корабль. При водоизмещении 1150 т он имел скорость 12,5 уз, а на вооружении два 105-мм орудия и два пулемета [9]. В февральские дни 1917 г. экипаж корабля поднял красный флаг. Командиром корабля по требованию матросов был назначен штурман Н. Н. Варзугин, поддерживавший идеи пролетарской революции, председателем судового комитета — матрос М. Н. Волков, вступивший в партию большевиков в марте 1917 г. По распоряжению Центробалта утром 25 октября «Ястреб» вышел из Гельсингфорса, забрал во Фридрихсгамне хранившееся на складе стрелковое оружие и боезапас, предназначавшиеся для отрядов матросов, отправленных в столицу по железной дороге. Прибыв вечером в Петроград и выгрузив на набережную Васильевского острова все военные грузы, корабль занял отведенное ему место на Неве ниже Николаевского моста.

Часть матросов «Ястреба» под командованием М. Н. Волкова участвовала в штурме Зимнего. После гражданской войны «Ястреб» совершил переход на Черное море, где вошел в состав отряда кораблей морской пограничной охраны. В 30-х годах его переоборудовали в грузовое судно. В начале Великой Отечественной войны «Ястреб» вновь стал боевым кораблем. Действуя в составе Северного флота, его экипаж храбро сражался с фашистскими захватчиками. За мужество и отвагу, проявленные в боях, все моряки корабля удостоились орденов и медалей СССР. После войны «Ястреб» долгое время находился в составе Государственного Арктического морского пароходства, доставляя народнохозяйственные грузы в самые отдаленные места северного побережья.

Тральщики № 14 и 15 также занимали боевые позиции на Неве между Николаевским и Дворцовым мостами в день штурма Зимнего дворца. Это были бывшие волжские буксиры «Лебедянь» и «Вольск», водоизмещением по 140 т, зачисленные в состав Балтийского флота в 1915 г. (первый из них имел скорость 10, а второй 13 уз). Тральщик № 15 сопровождал «Аврору» при переходе от стенки завода к Николаевскому мосту. Часть матросов с тральщиков участвовала в штурме Зимнего [9]. Впоследствии переименованные в «Фугас» и «Змей» тральщики очищали Финский залив от мин, поставленных английскими интервентами, а второй из них, кроме того, участвовал в боевом тралении и в годы Великой Отечественной войны.

В 21 час 45 мин. 25 октября по приказу ВРК и световому сигналу, переданному с Петропавловской крепости, крейсер «Аврора» произвел холостой выстрел из бакового 6-дюймового орудия (комендор Е. П. Огнев). Это был сигнал к общему штурму Зимнего. Со всех сторон к дворцу двинулись цепи красногвардейцев, матросов и солдат, которые к двум часам ночи 26 октября захватили последний оплот буржуазного Временного правительства. В Смольном начал работу II Всероссийский съезд Советов, который в своих исторических решениях закрепил победу Великого Октября, провозгласил переход всей власти в стране в руки Советов и создал первое в мире рабоче-крестьянское правительство — Совет Народных Комиссаров во главе с В. И. Лениным. Красногвардейцы Петрограда вместе с боевыми кораблями Балтийского флота и их героическими экипажами были решающей силой Октябрьского вооруженного восстания и находились на самых опасных и ответственных участках борьбы. Роль флота в этой победе получила высокую оценку В. И. Ленина. В подписанном им обращении Совета Народных Комиссаров от 30 октября 1917 г. говорилось: «Балтийский флот, верный делу революции, пришел на поддержку восставшего народа» [10].

ЛИТЕРАТУРА

1. Ленин В. И. Полн. собр. соч., т. 34, с. 383.
2. Там же, т. 34, с. 389—390.
3. Газ. «Рабочий путь», 1917, 24 окт.
4. Балтийские моряки в подготовке и проведении Великой Октябрьской социалистической революции. Сборник документов. М.—Л., Изд-во АН СССР, 1957, с. 257.
5. История гражданской войны в СССР, т. II, ОГИЗ, 1943, с. 213—214.
6. Петраш В. В. Моряки Балтийского флота в борьбе за победу Октября. М.—Л., «Наука», 1966, с. 258—259.
7. ЦГА ВМФ, ф. р-402, оп. 2, д. 209, л. 21.
8. Моисеев С. П. Список кораблей русского парового и броненосного флота с 1861 по 1917 г. М., Воениздат, 1948, с. 242, 243, 439.
9. «Морской сборник», 1971, № 2, с. 74; 1967, № 11, с. 32, 33; 1966, № 10, с. 12.
10. Ленин В. И. Полн. собр. соч., т. 35, с. 450.

ЧЕРНОМОРСКИЕ КОРАБЛИ РЕВОЛЮЦИИ

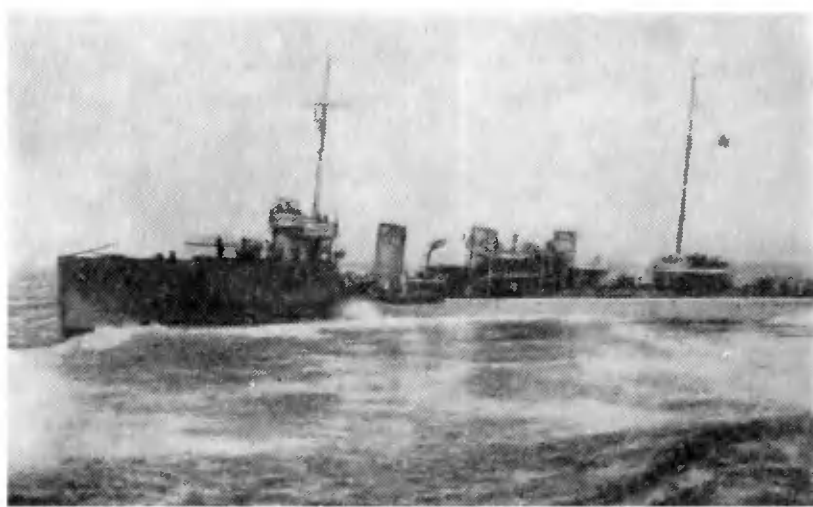
А. М. Близнюк

Весть о победе пролетарской революции быстро достигала берегов Черного моря, всколыхнув трудящиеся массы. О происходивших в Севастополе событиях говорилось в телеграмме, направленной в Петроград Черноморским Центрофлотом: «Вся власть взята Советами рабочих и солдатских депутатов. 26 октября состоялась грандиозная манифестация в ознаменование передачи власти Советам, прошедшая с большим энтузиазмом при многочисленном участии гарнизона и граждан Севастополя под руководством Совета Черноморского Центрофлота. Центрофлот вошел в Исполнительный комитет Совета военных и рабочих депутатов» [1]. Севастопольский Совет, где большинство принадлежало соглашательским партиям, принял решение о передаче власти советам под давлением рабочего класса и матросов-черноморцев, поддерживавших политику и лозунги большевистской партии. Большевики под руководством члена партии с 1903 г. И. К. Ржанникова, работавшего здесь в подполье с 1915 г., активизировали работу среди профсоюзных организаций Севастопольского порта, чтобы отвоевать позиции у соглашательских партий.

В ноябре 1917 г. из черноморских моряков и севастопольских рабочих начали организовываться вооруженные отряды и готовиться корабли для борьбы с контрреволюцией. На I Общечерноморском съезде, проходившем в Севастополе с 6 по 19 ноября 1917 г. (даты по старому стилю), по настоянию большевиков было решено срочно направить на Дон флотилию боевых кораблей для «реальной поддержки Совета солдатских и рабочих депутатов в Ростове-на-Дону» [2]. Одновременно началось формирование отряда численностью в две с половиной тысячи человек. Основная тяжесть подготовки к походу первой группы кораблей, куда входили эсминец «Капитан Сакен», два тральщика и шесть небольших катеров, легла на производственные предприятия Севастопольского порта. Рабочие слесарно-сборочной, железо-котельной и ремонтно-механической мастерских приводили в порядок механизмы, а рабочие артиллерийских и минно-торпедной мастерских готовили артиллерийское и минно-торпедное вооружение.

Особенно существенный вклад в подготовку первых кораблей, направлявшихся на защиту завоеваний Великого Октября, внес коллектив артиллерийских мастерских, о которых необходимо сказать несколько подробней.

В 1915—1917 гг. работавшие здесь большевики И. К. Ржанников, А. В. Клепиков, А. К. Чечет, М. И. Мачиновский и П. И. Котельников [3] создали группу, объединившую вокруг себя большевиков Севастопольского порта, а затем и Черноморского флота. Концентрация ядра большевистского подполья именно в этих мастерских была намеренной — таким образом большевикам удалось взять под свой контроль стрелково-артилле-



Эскадренный миноносец «Дерзкий».

рийское вооружение Черноморского флота и Севастополя — в то время одной из крупнейших южных крепостей. Кроме того, портовые артиллерийские мастерские, входившие в состав арсенала Морского ведомства, располагались на территории самого крупного его склада, где хранилось большое количество пушек, пулеметов, винтовок и другого оружия, необходимого для восстания. В то время севастопольские большевики проводили огромную работу по созданию групп из передовых рабочих, матросов и солдат, сочувствующих большевистской партии, и через них влияли на остальные массы. Революционно настроенными были и мастеровые-оружейники, которые по первому же зову большевиков взялись за вооружение десантных отрядов и кораблей.

Подготовка кораблей к походу проходила под контролем профсоюзного комитета артиллерийских мастерских, которым руководил слесарь И. П. Истомин. Предстояло проверить 120- и 47-мм пушки, устранить замеченные неисправности, отрегулировать механизмы подачи боеприпасов на эсминце «Капитан Сакен». Главное же заключалось в полном вооружении катеров и установке дополнительных пулеметов на тральщиках. Кроме того, на кораблях первой группы отправлялся десантный отряд матросов, рабочих и солдат в количестве тысячи человек, стрелковое оружие которых также нуждалось в проверке и ремонте. Работая по 18—20 часов в сутки, оружейники привели все в полную исправность, дополнительно установили на кораблях 18 «максимов», а на катерах шесть 47-мм пушек и 36 таких же пулеметов [3]. На ремонте минно-торпедного вооружения первой группы кораблей отличились мастеровые Ф. Ф. Гурбенко, Я. М. Вапцин и А. Лисовенко, являвшиеся депутатами Севастопольского Совета военных и рабочих депутатов.

Приняв на борт боеприпасы, топливо и продовольствие, корабли 12 ноября 1917 г. покинули Севастопольский порт. Их торжественно провожало население города и команды стоявших в бухте и на рейде кораблей. Головным шел «Капитан Сакен», за ним бронекатера и транспорт «Кача», груженный снарядами, затем тральщики, пароход «Джузеппе» был замыкающим [4].



Орудийных дел мастера Севастопольского порта. Слева направо: Ф. Н. Слюзакин, С. И. Прокуда, И. И. Плошинский, Р. И. Гапеев и С. Г. Репин.

С не меньшим энтузиазмом снаряжалась к походу вторая группа кораблей — эскадренные миноносцы «Дерзкий» и «Поспешный», вспомогательный крейсер «Румыния» [5]. Однако командование флота под всяческими предлогами откладывало их выход из Севастополя. И первой группе кораблей, которой командовала «Комиссия пяти» во главе с матросом-большевиком В. Е. Драчуком, чинились в походе различные препятствия. Так, дирекция маяков и лоций Черного и Азовского морей саботировала навигационное обеспечение их плавания — в условиях мелководья совсем не зажигались или внезапно гасли маяки, что приводило к посадкам на мель, замедляло продвижение. В результате корабли прибыли к месту назначения лишь на двенадцатые сутки.

Рабочие Ростова-на-Дону и трудовое казачество горячо приветствовали черноморцев. Получив поддержку военных моряков, Ростовский Совет потребовал от Каледина отменить военное положение в городе, отказаться от власти и выпустить арестованных из тюрьмы. В ответ на это в ночь на 26 ноября юнкера и казачьи офицеры разгромили Совет, помещение городского большевистского комитета, редакцию газеты «Наше знамя» и заняли железнодорожный вокзал. В это время морякам было передано из Севастополя указание, исходившее от Совета Народных Комиссаров: «Действуйте со всей решительностью против врагов народа, не дожидаясь никаких указаний сверху. Каледин, Корнилов, Дутов — вне закона. Переговоры с руководителями контрреволюционного восстания безусловно воспрещаем. На ультиматум отвечайте самым сильным, смелым революционным действием. Да здравствует революционный Черноморский флот!» [6]. Пламенные и четкие слова приказа воодушевили черноморцев на решительную борьбу.

Развернувшиеся против калединцев бои носили ожесточенный характер. Нахичевань (бывший пригород Ростова) трижды переходила из рук в руки и в ночь на 28 ноября была окончательно взята революционными войсками. Моряки захватили броневик и много боеприпасов.

Утром того же дня калединцев выбили с железнодорожной станции, генерал Потоцкий вместе со штабом попал в плен. Такой внушительной победой закончились первые бои в Ростове-на-Дону. В связи с этим в Севастополе 29 ноября была получена приветственная телеграмма от Верховного комиссара Э. М. Склянского: «От имени Военно-революционного комитета Ставки и всей революционной армии передайте привет товарищам черноморцам, первым вставшим на защиту завоеваний революции и власти рабочих и крестьян против покушения Каледина. Заслуги революционных черноморцев никогда не будут забыты революционной Россией» [6].

Вскоре началось новое наступление Каледина. Три дня шли упорные бои за Ростов-на-Дону. Храбро и самоотверженно сражались красногвардейцы и моряки, но силы были слишком неравными, к тому же у них не хватало оружия и кончились боеприпасы. Корабли второй группы к моменту этих боев опоздали. Ценою больших потерь калединцам 2 декабря удалось занять город и учинить дикую расправу над рабочими и попавшими в плен ранеными моряками. Жестоко отомстили за эти зверства революционные войска, полностью разгромив впоследствии калединцев.

Революционный Севастополь еще много раз посылал отряды моряков, солдат и рабочих для защиты Советской власти на Дону, Украине, в Крыму. Севастопольцы посылали в помощь красногвардейцам боевые корабли Черноморского флота во многие порты. В подготовке кораблей к походам, в ремонте их механизмов и вооружения участвовали рабочие портовых мастерских, нередко они становились бойцами десантных и сухопутных отрядов. Мастерские Севастопольского порта построили и вооружили бронепоезда «Память Иванова», «Свердлов», «Урицкий» и другие, помогавшие громить контрреволюционеров. С помощью моряков-черноморцев была утверждена власть Советов в Евпатории, куда посылались миноносцы «Фидониси», вспомогательный крейсер «Румыния», транспорт «Трувор» и другие суда.

Упорные бои шли в Ялте, где размещался контрреволюционный штаб так называемых крымских войск. Офицерские части под командованием князя Оболенского перешли здесь в яростное наступление. На выручку красногвардейским отрядам пришли моряки и севастопольские рабочие. 8 января 1918 г. у причалов Ялтинского порта ошвартовались эскадренные миноносцы «Гаджибей» и «Керчь», а позже «Счастливый». При поддержке корабельной артиллерии революционные войска наголову разбили офицерские части, и 16 января в Ялте установилась Советская власть. Так моряки-черноморцы совместно с севастопольскими рабочими и солдатами гарнизона по призыву большевистской партии отстаивали завоевания Великого Октября на юге России.

Интересно сложилась судьба тех севастопольских портовиков, которые помогали готовить к походам черноморские революционные корабли шестьдесят с лишним лет назад. Когда в 1941 г. враг подошел к Севастополю, многие артиллерийских дел мастера вновь оказались на переднем крае борьбы. Самоотверженно трудились С. И. Прокуда, Р. И. Гапеев, А. Г. Петров, А. С. Зайцев, К. П. Бондаренко, И. И. Площинский и Ф. Н. Слюзакин, поддерживая боевую готовность кораблей

и частей Черноморского флота. С. Г. Репин и Н. Ф. Корявченко служили в действующих частях, участвовали в защите и освобождении Севастополя. Правительство высоко оценило их вклад в дело победы над врагом: орденом Ленина был награжден С. И. Прокуда, погибший в боях за Родину; орденом Отечественной войны II степени — А. С. Зайцев, И. И. Площинский, А. Г. Петров; орденом Красной Звезды — Р. И. Гапеев.

Так трудились и сражались за свою Родину, не щадя жизни, орудийных дел мастера города-героя Севастополя.

ЛИТЕРАТУРА

1. ЦГАВМФ, ф. 715, оп. 1, д. 129, л. 50.
2. ЦГАВМФ, ф. р-183, оп. 1, д. 1, л. 170.
3. Севастопольский городской государственный архив (СГГА), коллекция «Б», оп. 1, л. 149, 171.
4. Малышкин А. Севастополь. Симферополь, «Таврия», 1977, с. 268.
5. Под Красными вымпелами. Киев, Политиздат УССР, 1976, с. 51, 54.
6. Моряки в борьбе за власть Советов на Украине. Сборник документов, Киев, Изд-во АН УССР, 1963, с. 49, 52.
7. Газ. «Известия Севастопольского военно-революционного комитета», 1917, 21 дек.

РЕВОЛЮЦИОННЫЙ ЭСМИНЕЦ „КЕРЧЬ“

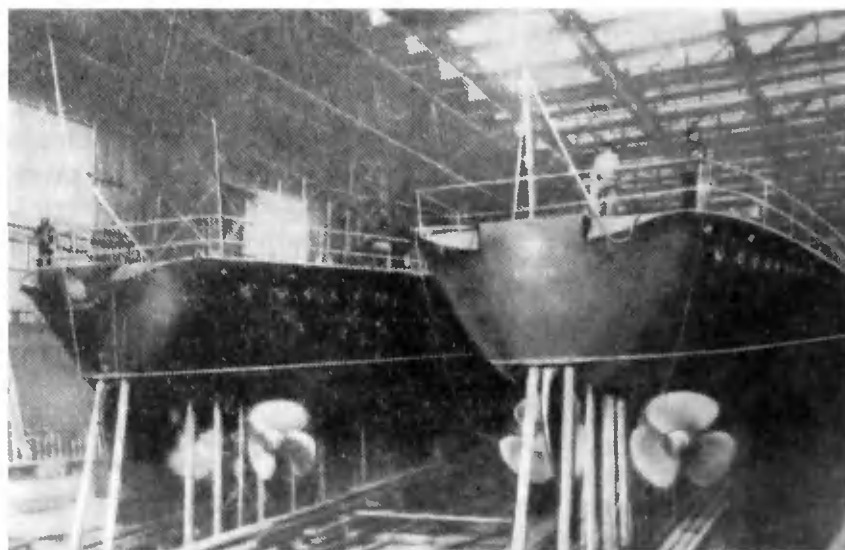
Н. К. Юрковский

Прежде чем говорить об участии экипажа эскадренного миноносца «Керчь» в революционных событиях, следует рассказать о предыстории и истории постройки кораблей этой серии, представляющих значительный интерес для специалистов-судостроителей.

Кораблестроительная программа 1911 г. предусматривала постройку девяти эскадренных миноносцев для Черноморского флота по образцу знаменитого «Новика». Пять из них строились в Петрограде: «Громкий» и «Поспешный» на Невском заводе, «Быстрый» и «Пылкий» на Металлическом, «Счастливый» на Путиловской верфи. Их корпуса и механизмы частями были перевезены по железной дороге в Николаев и Херсон, где проводилась окончательная сборка, достройка и вооружение. Они, как и четыре эсминца («Беспокойный», «Гневный», «Дерзкий» и «Пронзительный»), заложенные на Николаевском заводе «Наваль», заметно отличались от «Новика» и длиной, и силуэтом, и мощностью турбин, и вооружением [1]. Осенью 1914 г. вступили в строй николаевские эсминцы, в мае—сентябре следующего года — эсминцы петроградской постройки [2].

По дополнительной программе 1914 г. на Черном море предполагалось построить еще восемь эсминцев. Добиваясь получения кредитов, Морской генеральный штаб отмечал в своем докладе, что опыт плавания «Новика» показал необходимость «улучшения мореходных качеств этих

миноносцев и увеличения крепости их корпусов. Эти требования вызывают увеличение углубления и водоизмещения» [3]. Офицеры-черноморцы предлагали взять за основу николаевские эсминцы типа «Беспокойный», устранив при этом их недостатки. «Надо развивать выработанный тип, — писал командир «Гневного», — а не набирать разнокалиберный музей» [3]. Однако инженер-кораблестроитель Р. А. Матросов указывал на недочеты теоретического чертежа «Беспокойного», в частности на излишнюю высоту надводного борта в районе кормы и неудачный развал носа, эсминцы этого типа оказались недостаточно маневренными, плохо слушались руля, были очень чувствительны к бортовой качке. Кроме того, отме-



Эскадренные миноносцы «Керчь» (справа) и «Фидониси» в эллинге завода «Наваль» (из собрания Н. А. Залесского).

чалась недостаточная прочность корпуса, неудачное размещение некоторых приборов, отсутствие лееров и т. д. [3].

Вопрос о новых эскадренных миноносцах обсуждался Техническим советом Главного управления кораблестроения (ГУК) 16 октября 1914 г. (даты по старому стилю). В распоряжении русских инженеров имелось два проекта, разработанных английскими судостроительными фирмами «Торникрофт» и «Ярроу» (по первому из них строились эсминцы типа «Беспокойный»). Однако представители Морского генерального штаба отвергли оба проекта. Ссылаясь на нехватку на Черном море крейсеров, они предлагали резко усилить вооружение новых эсминцев, что, соответственно, влекло за собой увеличение водоизмещения и мощности машин. Предлагавшиеся усовершенствования были столь многочисленны, что, в сущности, речь шла уже о создании нового типа эсминца. Для повышения живучести, например, требовалось предусмотреть двойное дно и продольные переборки, однако против высказался А. Н. Крылов, указавший, что в боевых условиях эти меры «не имеют значения». Поддержал его и И. Г. Бубнов [3]. Мнение таких авторитетных ученых-кораблестроителей оказалось решающим — от продольных переборок отказались. Но в целом технический совет ГУКа не пришел к единому мнению, что вынудило его воздержаться от четких рекомендаций. Получив протокол заседания, морской министр И. К. Григорович отдал 1 ноября 1914 г. распоряжение: «Ничего не дожидаться, а строить ускоренным темпом те же миноносцы с небольшими улучшениями, которые вызваны опытом плавания» [3]. И это вполне понятно — в Европе уже шла война, переросшая вскоре в мировую.

Эсминцы новой серии все же не стали копией «Беспокойных» — специалисты ГУКа и завода «Наваль» серьезно переработали проект. Прежде всего пришлось несколько изменить теоретический чертеж, улучшить обводы кормы, чтобы избежать мощного, демаскирующего буруна и увеличить площадь руля, что делало эсmineц более маневренным [3, 4]. Для улучшения мореходных качеств несколько увеличивалось углубление (3,125 м против 2,82); по сравнению с эсминцами петроградской постройки возросла их метacentрическая высота (до 0,72 м). Был понижен надводный борт (2,675 м против 3,025), увеличены размеры боевой и ходовой рубок, крылья командного мостика расширены от борта до борта, удлинены полубак до 42-го шпангоута (вместо 38-го). Вспомогательные механизмы проектировались не поршневого, а турбинного типа, что уменьшало вибрацию корпуса; мощность энергетической установки возрастала с 25 500 до 29 000 л. с., запас нефти — с 277 до 330 т и соответственно район плавания с 1680 до 2000 миль. При увеличенном водоизмещении (1326 т вместо 1100) скорость у новых кораблей (33 уз) фактически не снижалась, так как эсминцы предыдущих серий не достигли проектных 34 уз [3]. Предусматривались и другие улучшения: штормовые леера,

помпы для выкачивания «мертвого» запаса нефти, более рациональное размещение прожекторов, лучшая изоляция радиорубки, вентиляция погребов и т. д.

Продолжительное время решался вопрос о вооружении. Вначале предполагалось установить пять трехтрубных торпедных аппаратов и шестидюймовую гаубицу, предназначенную для борьбы с подводными лодками. Затем от гаубицы отказались, так как использование специальных ныряющих снарядов при стрельбе из обыкновенных 102-мм орудий было признано достаточно эффективным для противолодочной обороны. В конце концов на головной эсминце установили четыре трехтрубных аппарата с приборами центральной наводки и столько же 102-мм орудий, большая дальность которых достигалась за счет несколько увеличенного угла возвышения (20—25°), а также 40-мм зенитную пушку.

В честь побед, одержанных русским флотом под командованием адмирала Ф. Ф. Ушакова на Черном и Средиземном морях, эсминцы новой серии получили 26 февраля 1915 г. названия «Фидониси», «Керчь», «Гаджибей», «Калиакрия» и «Цериго», «Занте», «Корфу», «Левкос». Постепенно в обиходе утвердился термин «ушаковский эсmineц», «ушаковский дивизион». 17 марта 1915 г. Морское министерство заключило с Акционерным обществом николаевских заводов и верфей контракт на постройку этих кораблей. Некоторое время ушло еще на согласование и уточнение спецификаций и чертежей (от завода участвовал известный инженер-судостроитель В. П. Костенко) [4] и только после этого состоялась, наконец, закладка «ушаковского дивизиона». Строительство проходило медленно, в трудных условиях войны; в результате резкого вздорожания материалов первоначальная стоимость одного эсминца (2,5 млн. руб.) возросла почти вдвое [3, 4]. Не раз срывались сроки заграничных поставок, что наряду с другими причинами значительно затянуло постройку. Намеченные к сдаче летом 1916 г. первые корабли ухаковской серии «Керчь» и «Фидониси» были спущены на воду 18 мая 1917 г. [3]. При испытаниях на полном ходу, проводимых по совету А. Н. Крылова на «глубокой воде» (у мыса Ай-Тодор), эсmineц «Керчь», несмотря на перегрузку, несколько превысил проектную скорость, показав 33,53 уз [4]. «Гаджибей» и «Калиакрия» вступили в строй позднее.

Несмотря на трудности военного времени, сказавшиеся на сроках и качестве строительства, корабли ухаковской серии явились все-таки новым этапом в развитии типа турбинных миноносцев на нефтяном отоплении. За короткий срок своего существования эсминцы ухаковской серии внесли весомый вклад в борьбу за власть Советов на черноморских берегах. Об эскадренном миноносце «Керчь», самом знаменитом из них, рассказывается в этой статье более подробно.

Корабль еще находился на стапеле, а его команда уже активно включилась в политическую борьбу, проходившую после февральской рево-

люции в условиях яростных нападок оборонческой печати на В. И. Ленина. День ото дня усиливался интерес черноморцев к большевикам — единственной партии подлинных интернационалистов. В конце апреля 1917 г. группа моряков (среди них и несколько матросов с «Керчи») выехала из Николаева в столицу. После приезда в Петроград керченцы решили обязательно встретиться с В. И. Лениным. В один из майских дней А. Смирнов, В. Перевалов и Ф. Андриющенко пришли в особняк Кшесинской, где находился ЦК РСДРП(б). Беседа с Ильичом проходила в присутствии А. М. Коллонтай и В. А. Антонова-Овсеенко. Подробно расспросив черноморцев, Владимир Ильич ясно и доходчиво разъяснил им основы политики партии, подчеркнул необходимость перехода власти к Советам, борьбы за землю и демократический мир [5]. Встреча с Лениным оказала решающее влияние на дальнейшую судьбу посланцев экипажа эсминца «Керчь» — все трое стали активными борцами за Советскую власть.

Наибольшим расположением среди матросов «Керчи» пользовался минный офицер лейтенант С. С. Нечаев, человек прогрессивных взглядов. Когда давление на Нечаева со стороны командования корабля особенно усилилось, в защиту офицера-демократа выступили возмущенные матросы. По их требованию пришлось уйти командиру корабля капитану 2 ранга Варенову — команда не захотела служить под началом реакционера. Инцидент на «Керчи» был одним из многочисленных революционных выступлений черноморцев, эпизодом борьбы с контрреволюционным офицерством, закончившейся смещением вице-адмирала Колчака с поста командующего флотом. 6 августа 1917 г. керченцы вместе с матросами эсминца «Капитан Сакен» заявили гневный протест против усилившихся репрессивных действий контрреволюции. В своей резолюции они требовали передачи власти Советам. «Протестуем, — говорилось в ней, — против гонения на революционные демократические органы и особенно на РСДРП (большевиков) и против закрытия левой рабочей печати...» [6]. 11 августа керченцы впервые участвовали в перевыборах Севастопольского Совета — их депутатом стал артиллерийский старшина А. Т. Бондаренко. Через два месяца при очередных перевыборах матросы вновь доверили своему товарищу-большевику право представлять их в Севастопольском Совете [7]. 7 сентября они вынесли резолюцию, отвергавшую любые правительственные коалиции с буржуазией, а также требовавшую передачи власти Советам и ареста reactionеров вроде Родзянко и Гучкова [6]. 26 октября (8 ноября) 1917 г. экипаж эсминца «Керчь» вместе со всеми черноморцами приветствовал победу Октябрьского вооруженного восстания в Петрограде.

Вскоре керченцам пришлось самим с оружием в руках встать на защиту Советской власти. Особенно упорные бои разгорелись в Ялте. 8 января 1918 г. туда из Севастополя прибыли «Керчь» и «Гаджибей». Ночью отряд моряков под командо-

ванием Ф. И. Андриющенко выбил противника из города, который затем несколько раз переходил из рук в руки. Решающую роль сыграла корабельная артиллерия. 16 января в Ялте была установлена Советская власть. А 28 января эсmineц «Керчь» прибыл в устье Дуная с минами заграждения и отрядом матросов на борту, чтобы помочь морякам Дунайской флотилии в борьбе с интервентами, захватившими Бессарабию. Неисправность механизмов заставила эсmineц вскоре уйти в Одессу, а оттуда в Севастополь [8]. Через неделю корабль находился уже в Новороссийске, где моряки помогли сформировать части Красной Армии для борьбы с кубанскими белоказаками [8]. 29 марта 1918 г. на корабль прибыл новый командир В. А. Кукель, бывший балтиец, опытный офицер, который быстро нашел общий язык с судовым комитетом и матросами-большевиками. «Керчь» стала не только самым революционным, но и самым боеспособным кораблем Черноморского флота. В апрельские дни, когда в Севастополе стало особенно тревожно, ее экипаж нес караульную службу, охраняя государственные учреждения [8].

В результате наступления германских войск возникла угроза захвата Севастополя и находившегося там флота, который не мог вступать в бой по условиям Брестского договора. Эвакуации пытались препятствовать эсеры, националисты и контрреволюционное офицерство. Однако «Керчь» и следом за ней ряд других кораблей и судов поздно вечером 29 апреля 1918 г. начали выходить из Южной бухты в море. На следующий день, убедившись, что флаги Украинской Рады не спасут флот от захвата, к ушедшим судам присоединились еще несколько кораблей, которым пришлось уходить уже под огнем вражеских орудий. 11 мая германское командование в ультимативной форме потребовало возвращения судов в оккупированный Севастополь, угрожая наступлением на район Северного Кавказа. Флотом приходилось жертвовать во имя мирной передышки, в которой так нуждалась молодая Республика Советов. 24 мая появилась ленинская резолюция на докладе Морского генерального штаба: «Ввиду безвыходности положения, доказанной высшими военными авторитетами, флот уничтожить немедленно» [9]. Однако добиться выполнения этого приказа вождя оказалось не так-то легко: против выступили антисоветчики всех мастей. Пока в Новороссийске бушевали митинги, германское командование установило крайний срок возвращения судов — 19 июня. В этой трудной обстановке все прогрессивные силы флота объединились вокруг большевиков и офицеров-патриотов во главе с Кукелем, а их своеобразным штабом стала «Керчь». Большинство кораблей удалось затопить. «Керчь» направилась в Туапсе и там на рассвете 19 июня с ее борта была отправлена историческая радиограмма: «Всем, всем. Погиб, уничтожив те корабли Черноморского флота, которые предпочли гибель позорной сдаче Германии...» [10].

Свой эсминец керченцы затопили у Кадошского маяка. Затем во главе с командиром В. А. Куке-лем они пробившись в Астрахань и вступили в Красную флотилию Астраханского края. И с других кораблей большинство матросов пришло в сухопутные отряды, на бронепоезда, во флотилии. Позднее часть затопленных кораблей была поднята (в том числе турбинный отсек «Керчи») и использована для нужд флота и народного хозяйства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яков О. Ф. Развитие и боевое использование миноносцев. — «Судостроение», 1972, № 2.
2. Монсеев С. П. Список кораблей русского парового и броненосного флота с 1861 по 1917 г. М., Воениздат, 1948, с. 292—297.

3. ЦГАВМФ, ф. 401, оп. 3, д. 294; оп. 1, д. 368, л. 85, 94—96, 117, 122, 129, 190—199; д. 73, л. 72; д. 1480, л. 14; оп. 4, д. 384, л. 313; оп. 3, д. 294, д. 579, л. 1; оп. 2, д. 694, л. 6, 7; оп. 6, д. 1304, л. 198.
4. ЦГАВМФ, ф. 512, оп. 1, д. 702, л. 20—23; д. 964, л. 107; д. 986, л. 219—228; д. 1090, л. 127, 142.
5. Владимир Ильич Ленин. Биографическая хроника. М., Политиздат, 1973, т. 4, с. 177.
6. Борьба за Советскую власть в Крыму. Документы и материалы. Т. 1, Симферополь, Крымиздат, 1957, с. 40, 46, 63.
7. ЦГАВМФ, ф. р-181, д. 7, л. 402, д. 8, л. 52.
8. ЦГАВМФ, ф. р-183, д. 7, л. 117—118, д. 27, л. 70, 108; д. 34, л. 46, об., 61, 75 об.; д. 10, л. 98.
9. Ленин В. И. Полн. собр. соч., т. 50, с. 81.
10. Юрковский Н. К. К 50-летию затопления кораблей Черноморского флота в Новороссийске. — «Судостроение», 1968, № 6.

ПАМЯТКА АВТОРУ

При подготовке статей, направляемых в журнал «Судостроение», необходимо учитывать следующие требования:

1. Темы статей должны отражать вопросы, представляющие интерес для достаточно широкого круга читателей. Редакция отдает предпочтение материалам, посвященным наиболее актуальным проблемам современной науки и техники, направленным на повышение эффективности научных разработок и судостроительного производства, а также описаниям новых судов и других видов судостроительной продукции, обзорам состояния и перспектив развития основных типов судов и отдельных направлений современного судостроения. В теоретических статьях следует концентрировать внимание на физической сущности проблем и на окончательных практических результатах.

2. Рукописи представляются в редакцию в двух экземплярах, отпечатанных на машинке через два интервала на одной стороне листа. Объем статей не должен превышать 8—10 стр. машинописного текста (включая перечень использованной литературы и подписи под рисунками) и 5—6 рисунков (фотоснимков и штриховых рисунков). Исключение может быть сделано для обзорных материалов по согласованию с редакцией. Статьи должны сопровождаться рефератами.

3. Перечень литературы, прилагаемый к статье, составляется в последовательности, соответствующей упоминанию в тексте (при ссылках на первоисточники), или в алфавитном порядке по фамилиям авторов (при отсутствии ссылок). Перечень должен содержать фамилии и инициалы авторов, названия книг или журналов (в последнем случае с указанием номера), название издательства и год издания. Отчетные и диссертационные материалы, а также ведомственные издания в перечень литературы не включаются.

4. Рисунки к статье представляются отдельно в двух экземплярах. Фотоснимки в дальнейшем подвергаются ретуши, поэтому они должны быть отпечатаны на глянцевой бумаге и иметь достаточную четкость и проработанность. Фотоснимки не должны иметь изломов и ца-

рапин, а также чернильных пометок. Нужно иметь в виду, что иллюстрации, воспроизведенные в журналах и книгах, имеют растровую сетку. В случае их пересъемки следует принимать меры по устранению растровой сетки. Штриховые рисунки должны быть выполнены с соблюдением чертежных ГОСТов, четко просматриваться через наложенную на них кальку. Рисунки не должны иметь очень мелких деталей и близко расположенных линий, особенно в случае их последующего уменьшения. Следует обращать внимание на правильность написания на рисунках буквенных обозначений и размерностей. Максимальный формат рисунков 30×40 см. Все рисунки должны быть пронумерованы (нумерация на фотоснимках делается мягким карандашом) и иметь подрисовочные подписи, отпечатанные на отдельном листе. Цифровые обозначения на рисунках (позиции) располагаются в числовой последовательности по часовой стрелке (на чертежах общего расположения судов — от носа к корме). Текстовых надписей на рисунках следует избегать, заменяя их цифровыми обозначениями и перенося в подрисовочные подписи. Рисунки должны иметь последовательную нумерацию по тексту.

5. Особое внимание необходимо уделять четкости написания формул и буквенных обозначений. В тех случаях, когда может возникнуть сомнение в написании, прописные (большие) буквы следует подчеркнуть двумя черточками снизу, строчные (малые) — двумя черточками сверху. Буквы греческого алфавита обводятся красным карандашом. Обозначения степеней (над строчкой) и подстрочных индексов должны отмечаться «подключкой» (знак $\sim$ — для надстрочных обозначений и $\underset{\sim$ — для подстрочных).

6. Следует избегать громоздких таблиц в рукописи, перенасыщения текста формулами, графиками, цифрами. В «головках» таблиц сокращения слов не допускаются.

7. Автор должен подписать рукопись и указать фамилию, имя и отчество (полностью), место работы, должность, телефоны (служебный и домашний) и домашний адрес с почтовым индексом.

8. Материалы для журнала направляются по адресу: 198095, Ленинград, ул. Промышленная, 14а, редакция журнала «Судостроение».



ФОРУМ РЫБАКОВ И СУДОСТРОИТЕЛЕЙ СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ СТРАН

И. Б. Варлинский, А. А. Иванов, Е. В. Каменский

Рациональное развитие рыболовства, дальнейшее строительство и модернизация промыслового флота, охрана и воспроизводство ресурсов Мирового океана осуществляются социалистическими странами на основе тесного сотрудничества и кооперации. Именно этим вопросам была посвящена проходившая в Ленинграде V научно-техническая конференция по развитию флота рыбной промышленности и промышленного рыболовства социалистических стран. Стало уже хорошей традицией на определенных этапах развития рыбной промышленности и промыслового судостроения собираться в городе Ленина, чтобы подвести итоги проделанной работы, обменяться техническими достижениями, наметить основные направления дальнейшего развития рыбной промышленности и ее основы — рыбопромысловый флот.

Конференции по развитию промыслового флота и промышленного рыболовства социалистических стран способствовали объединению усилий в деле освоения природных ресурсов океанов, морей, рек и других водоемов, непрерывному совершенствованию флота, его комплектующего оборудования, улучшению его эксплуатации, повышению эффективности рыбохозяйственной отрасли, дальнейшему развитию рыбопромыслового судостроения.

На I научно-технической конференции, состоявшейся в 1956 г., были заложены основы успешного научно-технического сотрудничества стран социализма в области развития и совершенствования промыслового флота, выработаны соответствующие рекомендации. Участники II конференции, проводившейся в 1964 г., основным направлением в развитии рыболовства признали океанический промысел, подтвердив как перспективную, экспедиционную форму организации промысла. III научно-техническая конференция (1968 г.) дала основное направление строительству крупнотоннажных судов автономного и экспедиционного лова, способных доставлять в порт готовую к реализации продукцию, а также среднетоннажных судов для работы в составе экспедиций. Конференция рекомендовала шире осваивать разноглубинный траловый и кошельковый лов, усилить внедрение автоматизации и механизации процессов лова. Собравшись в четвертый раз (1972 г.), участники форума рыбаков и судостроителей социалистических стран признали основной задачей совершенствование судового комплекту-

щего оборудования, повышение производительности труда, сокращение численности производственного персонала на судах за счет рациональной автоматизации и механизации производственных процессов.

V научно-техническая конференция состоялась в период, когда в мировом рыболовстве происходят кардинальные изменения в связи с пересмотром правового режима ведения промысла в Мировом океане и расширением прибрежными государствами своей юрисдикции в области рыболовства. Открыв конференцию, первый заместитель Министра рыбного хозяйства СССР В. М. Каменцев подчеркнул, что очередная встреча в Ленинграде является наглядной иллюстрацией дальнейшего углубления социалистической интеграции. Он особо отметил работы, ведущиеся в нашей стране по обеспечению рационального использования и воспроизводства ресурсов Мирового океана. С приветствием к участникам конференции обратился заместитель Министра судостроительной промышленности СССР Е. Н. Шапошников, который подчеркнул масштабность задач, стоящих перед советским промысловым судостроением.

В докладах советских специалистов на пленарных заседаниях красной нитью проходила мысль о том, что выполнение Директив XXIV съезда КПСС позволило рыбной промышленности СССР добиться значительных успехов и приступить к реализации еще более сложных задач, поставленных перед отраслью XXV съездом партии — увеличить выпуск товарной пищевой продукции в 1980 г. на 30—32% по сравнению с 1975 г. Это потребовало увеличения вылова при одновременном наиболее рациональном комплексном использовании сырья, обеспечивающем полную переработку рыбы и нерыбных объектов преимущественно в пищевых целях. Основным поставщиком сырья, значительной части готовой продукции и полуфабрикатов для рыбного хозяйства является промысловый флот.

На основе рекомендаций IV конференции были определены направления совершенствования рыбопромысловых судов, отработаны рациональные формы промысла, освоены новые методы добычи и переработки улова, механизированы и автоматизированы производственные процессы и в конечном счете повышена производительность труда, улучшен ассортимент и качество продукции.

За период между IV и V конференциями советские, польские судостроители и судостроители ГДР построили целый ряд серий добывающих, обрабатывающих и приемно-транспортных судов. На этих судах существенно улучшены характеристики промысловых механизмов, усовершенствов-

вано рыбообрабатывающее оборудование, улучшены бытовые условия рыбаков.

Для промыслового судостроения характерно строительство судов крупными сериями, что значительно снижает трудоемкость постройки и стоимость серийных судов, уменьшает их многотипность, а это, в свою очередь, способствует повышению ремонтпригодности флота, облегчает организацию его снабжения и технического обслуживания, а также подготовку экипажей. О значимости советского промыслового судостроения говорит тот факт, что ряд крупных заводов специализируется исключительно на постройке промысловых судов, на других заводах для их строительства созданы блоки цехов или технологические линии. Нашедший широкое распространение блочный метод постройки с максимальным насыщением блоков механизмами и агрегатами, модульная система формирования и обстройки судовых помещений, автоматизация и механизация плазовых работ позволяют сокращать сроки постройки промысловых судов, улучшать их качество.

На конференции работало восемь секций, в том числе такие, как «Современное состояние и перспективы развития рыбопромысловых судов», «Промысловые устройства, орудия лова и промысловые механизмы», «Технические средства и технология обработки рыбы на судах», «Безопасность мореплавания, охрана труда и охрана окружающей среды» и др. Всего на пленарных и секционных заседаниях было заслушано около 120 докладов и 30 выступлений руководителей министерств и ведомств, ведущих специалистов рыбохозяйственных, проектных и научно-исследовательских организаций, судостроительных предприятий, высших учебных заведений.

В результате шестидневной работы конференция приняла развернутое решение, содержащее рекомендации по дальнейшему совершенствованию рыболовства и промыслового судостроения социалистических стран, повышению эффективности производства. Особое внимание в документе, который подписали главы делегаций стран — участниц конференции, уделено планомерным совместным действиям по охране биологических ресурсов Мирового океана, воспроизводству рыбных запасов и защите морей от индустриальных загрязнений. Отмечалось, что флот рыбной промышленности, проектирование новых судов должны развиваться в предстоящие годы в следующих направлениях:

— дальнейшего совершенствования добывающих, обрабатывающих, приемно-транспортных и вспомогательных судов;

— создания судов для ведения автономного и экспедиционного промысла в различных районах Мирового океана, в том числе на больших глубинах;

— расширения проектирования и строительства судов для прибрежных районов и внутренних водоемов, обеспечивающих использование селективных орудий лова, таких, как ярусы, дрифтерные сети, различного рода ловушки.

В области развития техники добычи и механизации процессов лова, в частности, рекомендовано:

— совершенствовать технику и оборудование для пелагического траления и работы на больших глубинах;

— расширять сотрудничество в области применения канатных и безузловых плетеных сетематериалов, а также создания наиболее износостойких деталей и новых элементов оснастки;

— работать и в дальнейшем над повышением уровня механизации промысловых операций при траловом и кошельковом лове, а также над созданием средств для полной механизации этих процессов;

— разработать рекомендации по стандартизации и конструктивным рядам ваерных лебедок, сетных барабанов, кабельных и кабельно-вытяжных лебедок, силовых блоков, рыбонасосов и другого промыслового оборудования и их приводов.

В целях дальнейшего повышения производительности труда при обработке рыбы и морепродуктов на судах участники конференции признали необходимым продолжить исследования в следующих областях:

— механизации и автоматизации процессов переработки традиционных и новых видов рыб и нерыбных объектов в пищевую продукцию;

— снижения энергоемкости судовых холодильных установок;

— создания винтовых компрессорных агрегатов с улучшенными техническими и энергетическими показателями в широком диапазоне холодопроизводительности;

— изыскания новых упаковочных материалов и средств механизации упаковочных работ.

К перспективному направлению в области судовых энергетических установок отнесено дальнейшее развитие средне- и высокооборотных дизелей, а также дизель-генераторов и дизель-редукторных агрегатов на их основе в одно- и двухмашинном исполнении с системами дистанционно-автоматизированного управления и отбором мощности для промысловых, технологических и общесудовых потребителей. К числу других основных рекомендаций конференции следует отнести такие, как создание многопараметровых приборов наблюдения за орудиями лова и судовых промыслово-навигационных комплексов с применением ЭВМ и отображением информации на электронном планшете, исследование мореходных качеств судов для дальнейшего повышения безопасности их эксплуатации, а также физиологии и психологии человека, длительное время работающего на судах промыслового флота, дальнейшее улучшение условий труда и быта экипажей и ряд других.

Обмен мнениями на конференции вновь подтвердил полезность научно-технического сотрудничества и взаимной информации социалистических стран по наиболее актуальным проблемам рыболовства и промыслового судостроения.

УЧАСТИЕ СПЕЦИАЛИСТОВ СУДОСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ В МЕЖДУНАРОДНЫХ ОРГАНИЗАЦИЯХ

В научно-техническом сотрудничестве с зарубежными странами большое значение придается участию специалистов в деятельности международных научно-технических организаций. Сотрудничество в международных организациях дает возможность изучать и сравнивать современный технический уровень развития судостроения, получать научно-техническую информацию, распространяемую среди членов этих организаций, использование которой в отечественной практике приносит определенную пользу.

В 1977 году специалисты судостроительной отрасли участвовали в работе следующих организаций:

- Международная конференция опытовых бассейнов (МКОБ);
- Межправительственная морская консультативная организация (ИМКО);
- Международная организация по стандартизации (ИСО);
- Международная электротехническая комиссия (МЭК);
- Европейская организация по контролю качества (ЕОКК).

Советские судостроители принимали участие в деятельности технических комитетов, подкомитетов, рабочих групп этих организаций.

Основной задачей МКОБ является координация деятельности ведущих гидродинамических центров стран с развитой судостроительной промышленностью, обмен информацией о методах и технических средствах исследования моделей судов, методах прогнозирования ходовых и мореходных качеств судов, а также пропаганда новейших достижений в области теории корабля.

Выполняя обязательства, Советская Сторона представила в рабочие органы МКОБ следующие материалы, разработанные специалистами отрасли:

1. Комитету по управляемости — характеристики измерительного оборудования для маневренных испытаний моделей судов.
2. Комитету по информации и представлению данных — материалы по применению электронно-вычислительной техники в опытовых бассейнах, раздел доклада Комитета по вопросу оборудования для изготовления моделей судов и гребных винтов.
3. Комитету по кавитации — данные измерений кавитационного шума на моделях.
4. Комитету по мореходности — сравнительные расчеты качки контейнеровоза типа S7-175 на перпендикулярном волнении; обзорный материал «Разработка методов предсказания бортовой качки судна на перпендикулярном волнении и оценка эффективности пассивных успокоительных цистерн».
5. Группе экспертов по ледовым испытаниям — доклад «Анализ современных методов определения ледопродолжительности судов».
6. Комитету по взаимодействию движителей с корпусом судна — сведения об измерительной аппаратуре, применяемой при проведении буксировочных испытаний моделей судов и испытаниях гребных винтов.

7. Комитету по движителям — результаты расчета распределения давления по лопастям гребного винта типа 4118, выполненные в соответствии с исходными данными Комитета и т. д.

Все работы, наряду с материалами, представляемые гидродинамическими лабораториями других стран, включаются в труды МКОБ.

Участие советских представителей в работе технических комитетов позволяет получать новейшую информацию о методах и результатах исследований, проводимых крупнейшими лабораториями ведущих судостроительных стран мира. Так, большой интерес для специалистов отрасли представляет посещение гидродинамических центров стран — организаторов проведения заседаний органов МКОБ. Во Франции, например, специалисты получили возможность познакомиться с Парижским опытовым бассейном, в Швеции — с опытовым бассейном при Чалмерсовской технической школе и с бассейном для маневренных испытаний моделей при Шведском государственном институте кораблестроения (г. Гетеборг), в Японии — с гидродинамическими лабораториями в университете «Тохоку» и компании «Мицубиси Хэви Индастриз» и т. д. Указанные центры, как отмечают специалисты, обладают высоким потенциалом для исследования мореходности судов как традиционных, так и новых типов и применяют в своих работах оригинальные решения и новые экспериментальные средства.

Координация работ в области технических вопросов, связанных с судоходством, а также содействие установлению практически приемлемых требований и норм, относящихся к безопасности на море и к эффективности судоходства, являются прерогативой Межправительственной морской консультативной организации (ИМКО). Специалисты отрасли в 1977 году участвовали в работе сессий: Подкомитета по подразделению на отсеки, остойчивости и надводному борту; Комитета по безопасности на море; Подкомитета по проектированию и оборудованию судов; Подкомитета по безопасности судов-газовозов и жимовозов; Подкомитета по спасательным средствам.

Значительным событием в работе ИМКО явилось проведение Международной конференции по обсуждению и выработке окончательного текста «Конвенции по безопасности рыболовных судов», являющейся первым международным сводом правил, регламентирующим безопасность рыболовных судов.

Советские специалисты принимают активное участие в работе рабочих органов ИМКО, где вносят свои предложения и получают широкую информацию от зарубежных стран.

Полученная информация об авариях судов с горизонтальной грузообработкой и танкеров; защитной одежде, предохраняющей человека, оказавшегося в море, от переохлаждения; проектировании и эксплуатации танкеров существенно дополнит отечественные материалы по данным вопросам и будет использована в разработках предприятий отрасли.

Специалисты отрасли принимают участие в деятельности Международной организации по стандартизации (ИСО) в рамках Технического комитета 8 «Судостроение» (ИСО/ТК8). Организации отрасли исполняют обязанности секретариата Постоянной Советской части ИСО/ТК8, Подкомитета 7 (ПК7) и Подкомитета 17 «Судовые баржи» (ИСО/ТК8/ПК17).

Специалисты участвовали в заседаниях Технического комитета 1 «Корпус, детали корпуса и палубное оборудование», Технического комитета 8, Подкомитета 15 «Применение компьютеров в судостроении», Подкомитета 17 «Судовые баржи», Комитета Управления и Подкомитета 8 «Судовые бортовые иллюминаторы и окна».

Деятельность подкомитетов в рамках ИСО/ТК8 показывает, что участие СССР оказывает действенное влияние на развитие международной стандартизации. Так, в 1977 году с участием специалистов отрасли были разработаны следующие международные документы:

- ИСО 5483 «Спускные пробки для воды и масла»;
- ИСО 3796 «Размеры в свету проемов рам наружных дверей»;
- ПП 5779 «Очистные стекла»;
- ПМС 5779 и ПМС 5180 «Расположение бортовых иллюминаторов и окон»;
- ПМС 5894 «Горловины с крышками на болтах»;
- ПМС 4176 «Судовые баржи. Серия 1. Основные размеры».

IV СЕССИЯ ЭКСПЕРТОВ ПОДГОТОВИТЕЛЬНОГО КОМИТЕТА ИНМАРСАТ

IV сессия технической и финансово-экономической групп экспертов Подготовительного комитета ИНМАРСАТ (Глобальная международная система морской спутниковой связи), состоявшаяся в Ленинграде, явилась завершающей, подводившей итоги предыдущих заседаний.

Как известно, в 1975 г. состоялась межправительственная конференция по вопросу создания международной системы морской спутниковой связи, принявшая решение об образовании Межправительственной организации ИНМАРСАТ, целью которой явилось бы рассмотрение всего комплекса вопросов, связанных с созданием, а затем и с эксплуатацией системы ИНМАРСАТ. Кроме того, участники конференции проголосовали за образование при ИМКО на правах Подкомитета Подготовительного комитета ИНМАРСАТ. Этот комитет, начавший работать в 1976 г., создал в 1977 г. три группы экспертов: техническую, организационную (юридическую) и финансово-экономическую с программой работ, рассчитанной на четыре сессии. Первая сессия была проведена в Париже и Осло (май 1977 г.), вторая — в Нью-касле (октябрь 1977 г.), третья — в Сиднее и Эль-Кувейте (февраль—март 1978 г.) и, наконец, четвертая — в Ленинграде (июль 1978 г.).

Финансово-экономическая группа окончательно определила виды услуг, которые будут обеспечиваться в системе ИНМАРСАТ. К разряду услуг, которые рекомендовано организовать в системе при использовании телефонного канала, отнесены следующие: телефония (включая широкополосную — для трансляции новостей, а также радиогазеты), факсимильная информация (включая широкополосную — для передачи метеокарт и другой подобной информации), промышленное телевидение с медленной скоростью развертки, передача данных со скоростью до 9,4 кбит/с. Кроме того, система ИНМАРСАТ должна обеспечивать телеграфный (телекс-

В Международной электротехнической комиссии (МЭК) специалисты отрасли участвуют в двух ее органах: Подкомитета 29 «Д» (ультразвук) и Техническом комитете 18 МЭК (электрооборудование судов).

В 1977 году в Москве проходило заседание Сессии Технического комитета 18 МЭК. Этому заседанию предшествовала большая техническая и организационно-подготовительная работа специалистов отрасли, на которой были приняты важные документы и рекомендации, содействующие повышению технического уровня судов.

В этом же году специалисты отрасли принимали участие в работе XXI конференции Европейской организации по контролю качества (ЕОКК). Участие в работе этой организации позволяет с учетом зарубежного опыта разработать рациональные методы обеспечения качества продукции.

Участие специалистов отрасли в работе международных организаций имеет большое значение для дальнейшего научно-технического прогресса отечественного судостроения.

В. А. Благоев

ный) радиообмен, широкополосную телеграфию, передачу данных малой скоростью.

Особое внимание делегаты IV сессии обратили на необходимость включить в качестве особо важного вида обслуживания обработку сигналов от маломощных объектов — аварийных радиобуев, переносных автоподатчиков сигналов тревоги и бедствия. Возможность передачи через систему ИНМАРСАТ сигналов аварийных средств радиосвязи позволит поднять оперативность и надежность поисково-спасательных работ.

Прогноз радиодиагностики и расчет экономических характеристик различных вариантов будущей системы показали, что затраты стран-участниц полностью окупятся, а сама международная организация ИНМАРСАТ будет рентабельной. Разработанные экспертами финансово-экономической группы финансовые правила и процедуры получили одобрение большинства делегатов.

Работа технической группы экспертов позволила конкретизировать основные характеристики системы ИНМАРСАТ. Она должна работать в диапазонах 4—6 ГГц на линиях спутник—береговая станция и береговая станция—спутник соответственно и 1,5—1,6 ГГц на линиях спутник—судно и судно—спутник соответственно. Определен тип многостанционного доступа к системе, характеристики телефонных, телеграфных, сигнальных каналов, рекомендованы виды модуляций для различных типов каналов. Система призвана обеспечить высококачественный надежный оперативный обмен информацией между экипажами судов и береговыми службами. Техническая группа определила также основные характеристики судового оборудования, которое предполагается использовать в системе ИНМАРСАТ. Основным стандарт (А) судовых станций должен обеспечить все перечисленные виды услуг, базовые среди которых — телефонные и телеграфные (телексные) корреспонденции. Основным и наиболее сложной составной частью судовых станций стандарта А является антенный блок с устройствами стабилизации и слежения. Выпускающиеся в настоящее время судовые станции морской спутниковой связи включают в себя параболическую антенну диаметром

1,2 м и антенный блок массой около 300 кг. Использование упрощенных станций на последующих стадиях развития системы ИНМАРСАТ позволит, очевидно, устанавливать в будущем аппаратуру системы морской спутниковой связи и на судах малого водоизмещения (до 600 т).

На заключительном заседании групп экспертов были рассмотрены и одобрены отчеты технической и финан-

сово-экономической групп Подготовительному комитету, подводящие итоги работы всех четырех сессий, и согласован проект отчета Подготовительного комитета правительствам стран — участниц создания системы ИНМАРСАТ.

В. И. Володин

СИМПОЗИУМ ЯПОНСКОЙ ФИРМЫ „ХИТАТИ ДЗОСЕН“

Японская фирма «Хитати Дзосен» провела в апреле с.г. в Ленинграде симпозиум. В его работе принимали участие представители предприятий и организаций судостроительной промышленности и других министерств и ведомств СССР.

Большой интерес участников симпозиума вызвала информация о системе «ХАЙКАСС» — комплексной автоматизированной системе проектирования и технологической подготовки производства. Эта система вырабатывает данные для всех этапов постройки судна — от эскизного проектирования до изготовления деталей корпуса.

Система «ХАЙКАСС» имеет следующие подсистемы: «ХАЙКАСС-П» — общее проектирование судна; «ХАЙКАСС-К» — конструирование корпуса; «ХАЙКАСС-Т» — проектирование судовых трубопроводов; «ХАЙКАСС-Э» — расчет и трассировка электрокабелей.

Подсистема «ХАЙКАСС-П» служит для выполнения расчетов по проектированию судна. В памяти ЭВМ хранится информация об обводах корпуса, поэтому при выполнении расчетов водоизмещения, остойчивости, непотопляемости и т. п. не требуется каждый раз вводить данные теоретического чертежа.

Подсистема «ХАЙКАСС-К» обеспечивает конструирование корпуса судна с вычерчиванием практических

шпангоутов, растяжки наружной обшивки, продольных конструктивных разрезов, планов палуб и трюма. Она же вырабатывает данные для резки и гибки стали на станках с ЧПУ (рис. 1, 2 и 3).

Подсистема «ХАЙКАСС-Т» выполняет комплексную обработку информации по проектированию трубопроводов. Предусматривается расчет оптимального маршрута прокладки трубопровода с наименьшим числом погибов и соединений, а также автоматическое вычерчивание схемы трассировки трубопровода с учетом расположения механизмов, приборов и арматуры.

Резка труб, поступающих из автоматизированного склада, и обработка кромок выполняются с помощью автомата. Фланцы подбираются и привариваются к трубам до их гибки, которая производится на автоматизированной линии, поставляемой западногерманской фирмой «Окситехник» (рис. 4 и 5). Управление и контроль за производством осуществляется с помощью ЭВМ.

Подсистема «ХАЙКАСС-Э» служит для разработки схем электропитания, освещения, связи, автоматики и т. п. Она обеспечивает прокладку трасс на совмещенном чертеже.

Система «ХАЙКАСС», разрабатывавшаяся в течение девяти лет, включает в себя комплекс математического



Рис. 1. Пост управления и контроля работы машины для резки крупных листовых деталей.

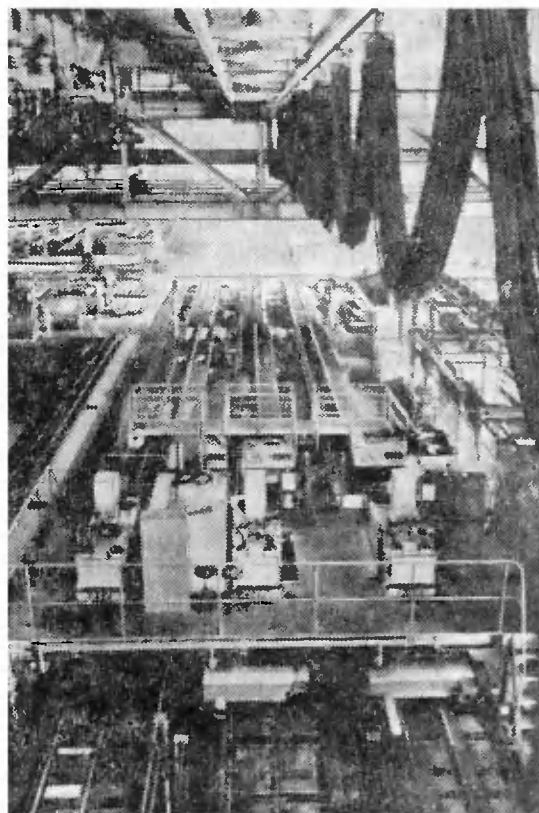


Рис. 2. Машина с ЧПУ резки полосовой стали.

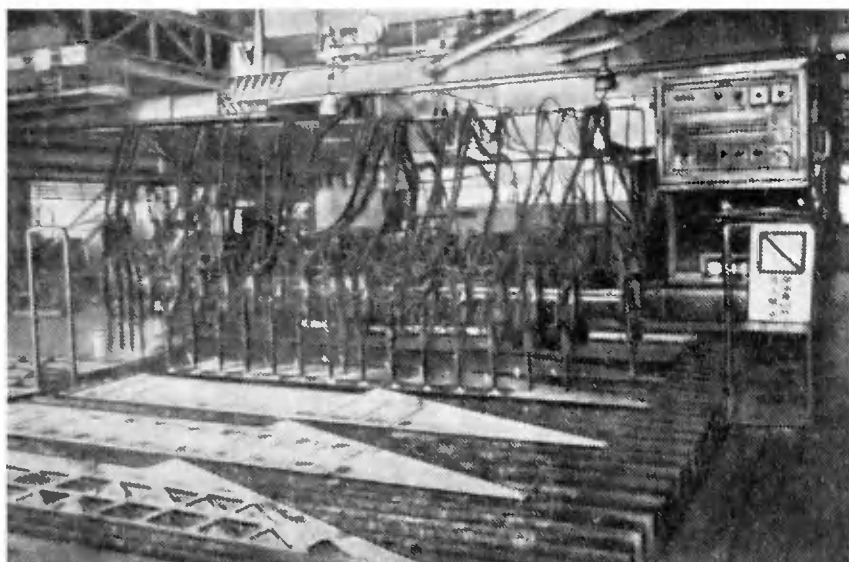


Рис. 3. Общий вид многорезаковой машины с ЧПУ.

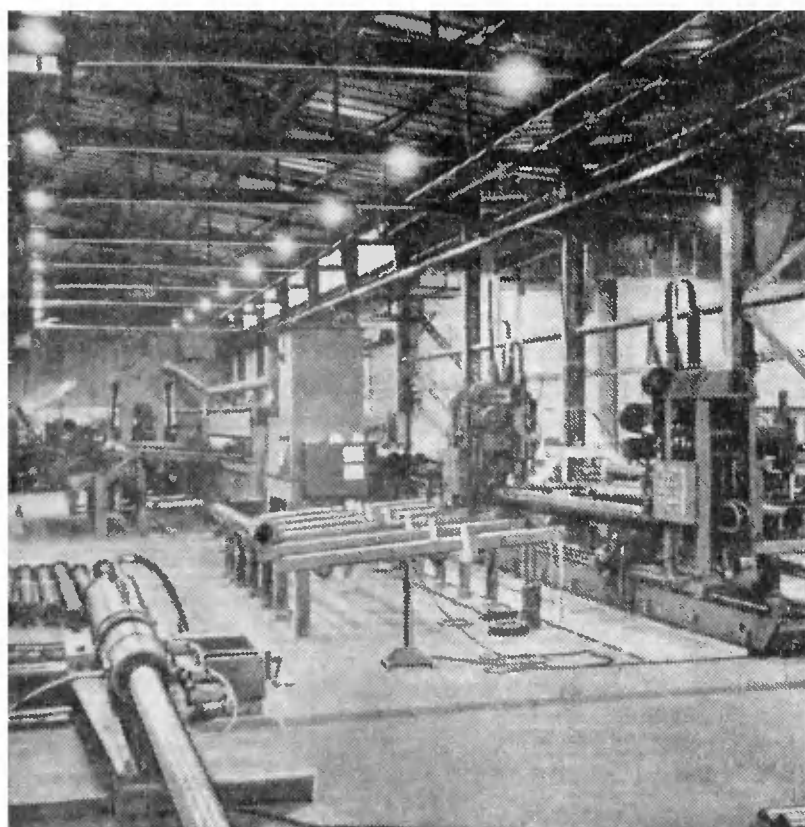


Рис. 4. Вид автоматизированной поточной линии для изготовления труб западногерманской фирмы «Окситехник».

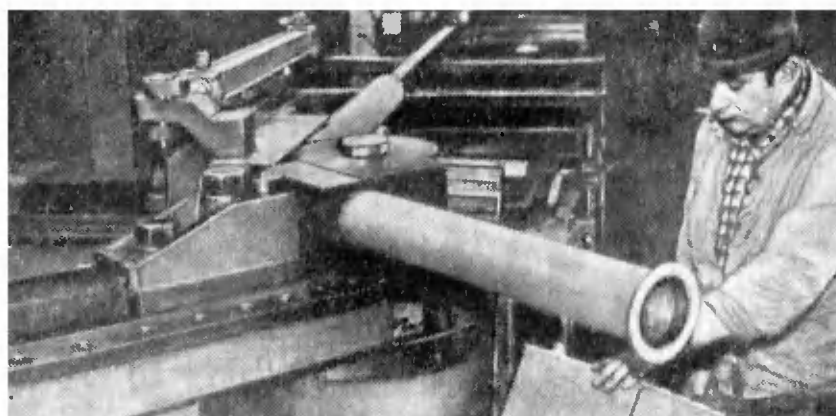


Рис. 5. Трубогибочный станок с ЧПУ.

обеспечения, электронно-вычислительных машин и комплектующего оборудования.

Один из докладов был посвящен оптическому считывающему устройству «Ксондекс», разработанному совместно с фирмой «Асахи Оптикал», которое распознает 70 знаков, включая алфавит, цифры и символы. Скорость чтения достигает 120 листов в час, что в 50 раз выше, чем у человека. Выходные данные поступают на карточный или ленточный перфоратор, записываются в памяти машины и регистрируются печатающим устройством.

Машина «Ксондекс», входящая в систему «ХАЙКАСС» (рис. 6), применяется также и в других сферах производственной деятельности.

После докладов представители фирмы «Хитати Дзосен» ответили на вопросы специалистов. В заключение

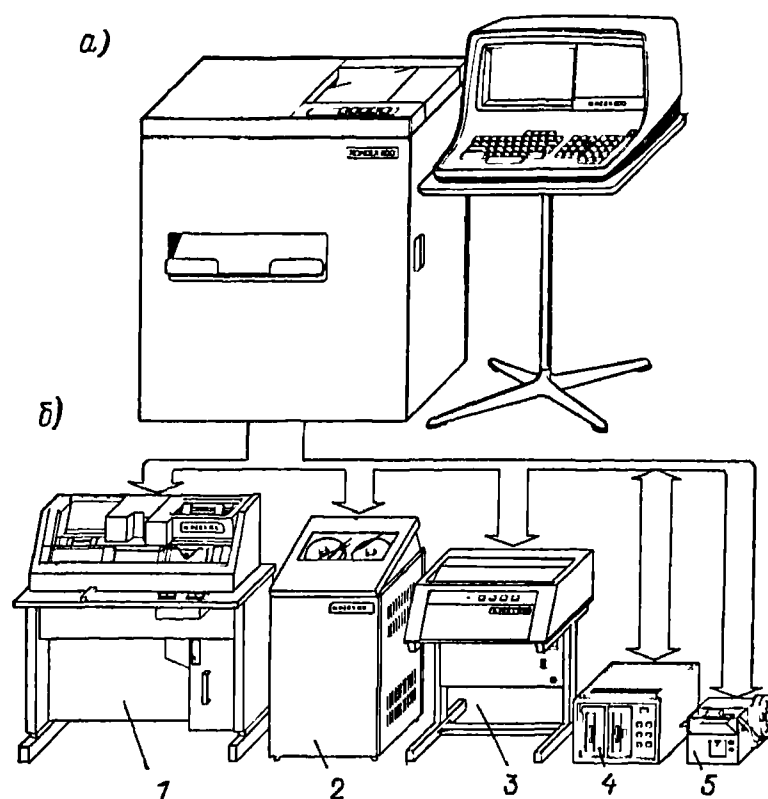


Рис. 6. Блок-схема читающего устройства «Ксондекс»: а — основной блок и дисплей; б — блок выходных данных. 1 — карточный перфоратор; 2 — блок магнитных лент; 3 — печатающее устройство; 4 — блок гибких дисков; 5 — ленточный перфоратор.

руководитель японской делегации поблагодарил оргкомитет за хорошую организацию и проведение симпозиума и выразил уверенность, что встречи советских и японских специалистов будут способствовать углублению экономического и научно-технического сотрудничества между СССР и Японией.

Ю. А. Ефремов, В. В. Лачинов

ДАННЫЕ О СОСТАВЕ МОРСКОГО ФЛОТА СССР

По состоянию на 1 июля 1978 г. морской флот Советского Союза, находящийся на учете Регистра СССР,

состоял из 7419 самоходных (валовой вместимостью 100 рег. т и более) судов суммарной валовой вместимостью 20 826 199 рег. т. Состав флота по типам судов приведен в таблице.

Тип судов	Пароходы		Теплоходы		Всего	
	количество	валовая вместимость, рег. т	количество	валовая вместимость, рег. т	количество	валовая вместимость, рег. т
Пассажирские и грузопассажирские	8	126 717	208	525 499	216	652 216
Сухогрузные	119	648 558	2138	9136 756	2257	9785 314
Нефтеналивные и газовозы	37	1194 240	414	3117 845	451	4312 085
Служебно-вспомогательные	110	86 595	697	386 190	807	472 785
Промысловые	85	191 798	2840	4563 769	2925	4755 567
Технические	22	21 168	388	322 365	410	343 533
Прочие	8	47 948	345	456 751	353	504 699
Итого	389	2317 024	7030	18509 175	7419	20826 199

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Азовцев А. А., Алексеев Н. И. (зам. главного редактора), Арнольд О. А. (зам. главного редактора — гл. художник), Ашик В. В., Барабанов Н. В., Благоев В. А., Буров В. Н., Вознесенский А. И., Воронцов А. Е., Голубев Н. В., Гундобин А. А., Дорин В. С., Дуков Л. Б., Евстифеев В. А., Завьялов В. Я., Иванов А. В., Исанин Н. Н., Камешков К. А., Карзов В. Г., Карпенко Н. В., Кушлин В. И., Лапин В. И., Луговцов Ю. П., Луценко А. А., Матвеев Г. А., Моисеев А. А., Нарусбаев А. А., Орлов М. В., Поголев В. М., Подбельцев В. И., Подсевалов Б. В., Полетаев А. Ф., Пуляевский Г. Г. (главный редактор), Родионов А. А., Рыков Б. А., Савченко И. М. (зам. главного редактора), Седаков Л. П., Смеловский М. А., Соколов В. Ф., Сытов Н. П., Трейеров Н. В., Филатов Г. В., Фирсов Г. А., Чижевский Ю. А., Чувиковский В. С., Шершнев В. Н., Юхнин Е. И.

На первой странице обложки журнала: плавучая электростанция типа „Северное сияние“; на третьей странице обложки: репродукция с подлинной фотографии броненосца „Император Павел I“; на четвертой странице: модель плавучей электростанции типа „Северное сияние“ (фото В. Терехина).

Вклейка, посвященная 61-й годовщине Великого Октября (фотомонтаж Ю. Галайдо). Рекламная вклейка „Конструкция крепления неповоротной насадки“.

Адрес редакции: 198095, Ленинград, Промышленная ул., 14а. Телефоны: редакции 252-95-01, зам. главного редактора 252-66-74

Рукописи не возвращаются

Ответственный за выпуск А. Ф. Андрианова
Технический редактор В. М. Камолова

Художественный редактор В. Е. Пузанов
Корректоры С. Х. Кумачева, Е. П. Смирнова

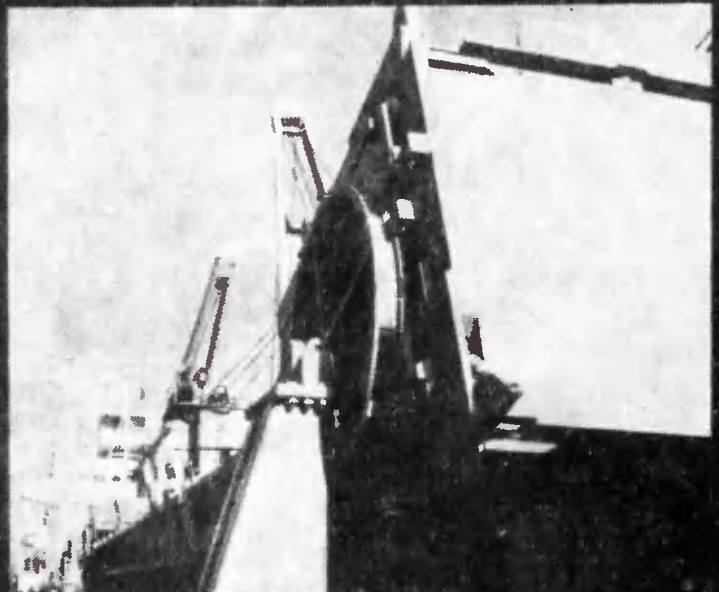
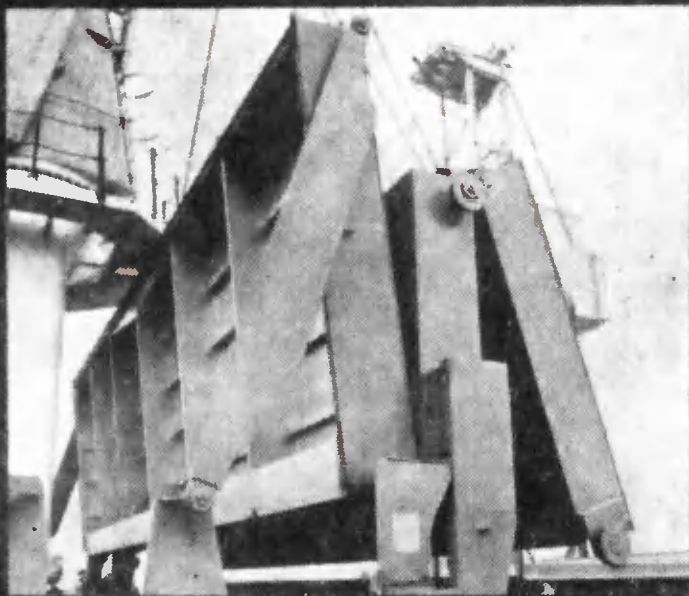
Издательство «Судостроение», 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8

Сдано в набор 3/VII 1978 г. М-13703 Подписано к печати 4/X 1978 г. Формат бумаги 60×90¹/₈ Бумага типографская № 1
Усл.-печ. л. 9¹/₄ (в т. ч. 2 вклейки + вкладка) Уч.-изд. л. 9,9 Изд. № 3361-77 Тираж 11 000 экз. Заказ 1829 Цена 40 коп.

Типография НПО «Ритм», 198095, Ленинград

Угловые, поворотные и кормовые рампы, а также различное оборудование для перемещения грузов на судах типа «ро-ро».

«Директ Пулл» — полуавтоматическое складывающееся люковое закрытие новой конструкции, имеющее значительные преимущества по сравнению с гидравлическими системами.



Обслуживание оборудования после продажи — важная задача фирмы. В разных странах имеется около 60 пунктов обслуживания с крупными складами и высококвалифицированным персоналом. «МакГрегор» может заключить контракты на полное техническое обслуживание.

«Роллтайт» — полностью автоматизированное люковое закрытие с кнопочным управлением и сплошной герметизацией стыков между крышками является сейчас самым совершенным в мире.

Кто, как не „МакГрегор“?

Решение вопросов грузообработки современных судов требует особой квалификации и опыта. В мировом судоходстве известно, что фирма «МакГрегор» способна удовлетворить любые запросы флота. В настоящее время деятельность «Интернэшнл МакГрегор организэйшн» охватывает 32 морских государства, и фирма остается ведущей в мире по поставкам оборудования, необходимого для грузообработки судов.

MacGREGOR
Cargo transfer and access equipment

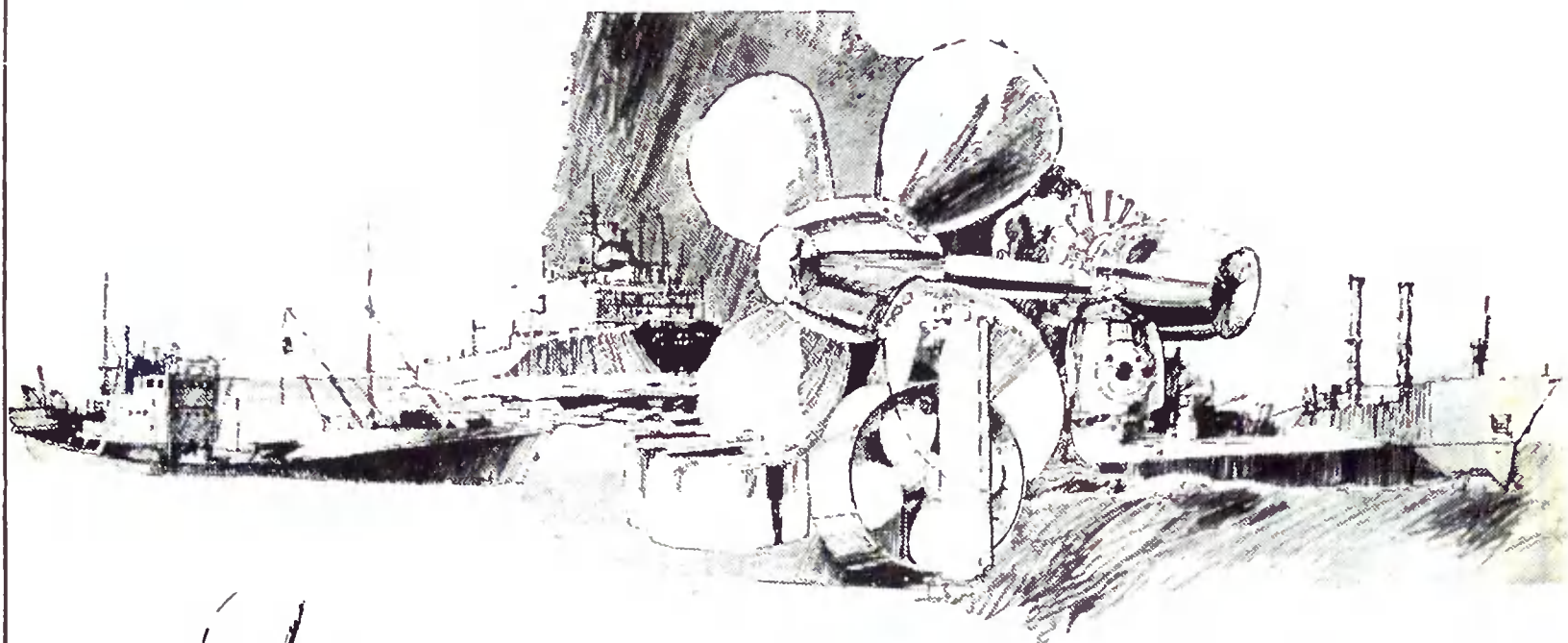
Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов Государственной публичной научно-технической библиотеки СССР.

Ссылайтесь на № 3707—8 115/152.

В О «Внешторггреклама»

СУДОВЫЕ ДВИЖИТЕЛИ



ГРЕБНЫЕ ВИНТЫ РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА

любого диаметра
на мощность от 100
до 40 000 л. с.
для судов всех типов.

НАПРАВЛЯЮЩИЕ НАСАДКИ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

как неподвижные,
так и поворотные
диаметром до 5 м.

ДВИЖИТЕЛЬНО- РУЛЕВЫЕ КОЛОНКИ „КОМПАС“

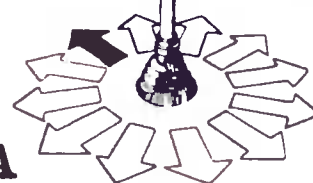
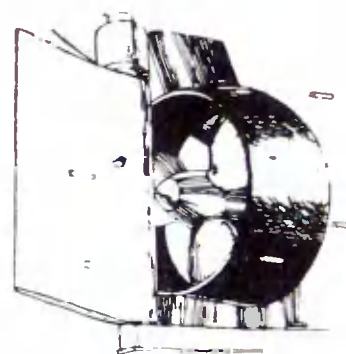
с винтом
регулируемого шага
и неограниченным
углом поворота.

Мощность
привода — от 1000
до 4500 л. с., упор
на швартовах —
от 14 до 56 тс.

ЕДИНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ МАНЕВРИРОВАНИЕМ „ПОЗКОН“

позволяющая
с помощью одной
рукоятки
одновременно
управлять рулями,
гребными винтами
и подруливающими
устройствами.

Обеспечивается
автоматическое
удержание
заданного
курсового угла
на малых скоростях
и судна без хода.

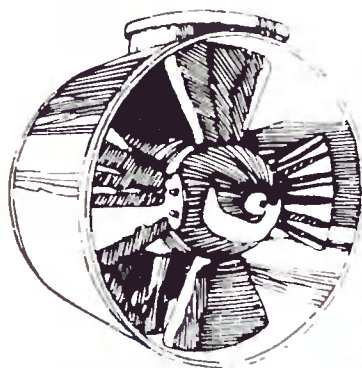
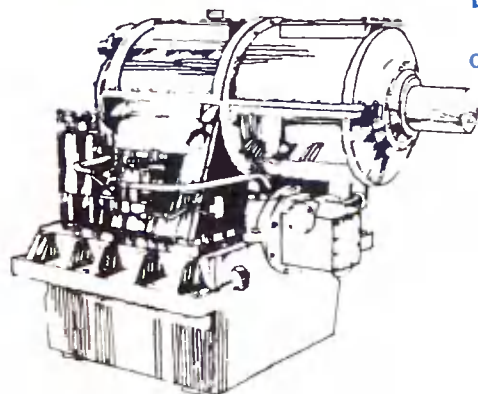


ГРЕБНОЙ ВИНТ РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА И РЕДУКТОР

в комплекте
с дейдвудной трубой
и подшипниками
на мощность
до 4500 л. с.

НОСОВЫЕ И КОРМОВЫЕ ПОДРУЛИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА С ВИНТАМИ РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА

различного диаметра
с дизельным или
электрическим
приводом
мощностью
600—4500 л. с.
Развиваемый упор —
от 7 до 48 тс.



HELIX^{AS}
FOR SHIP PROPULSION

Godøvt. 8, N-6000 Ålesund, Norway. Tel ★47 71 25 839 Telex 42 581 (Cable: HELIX)

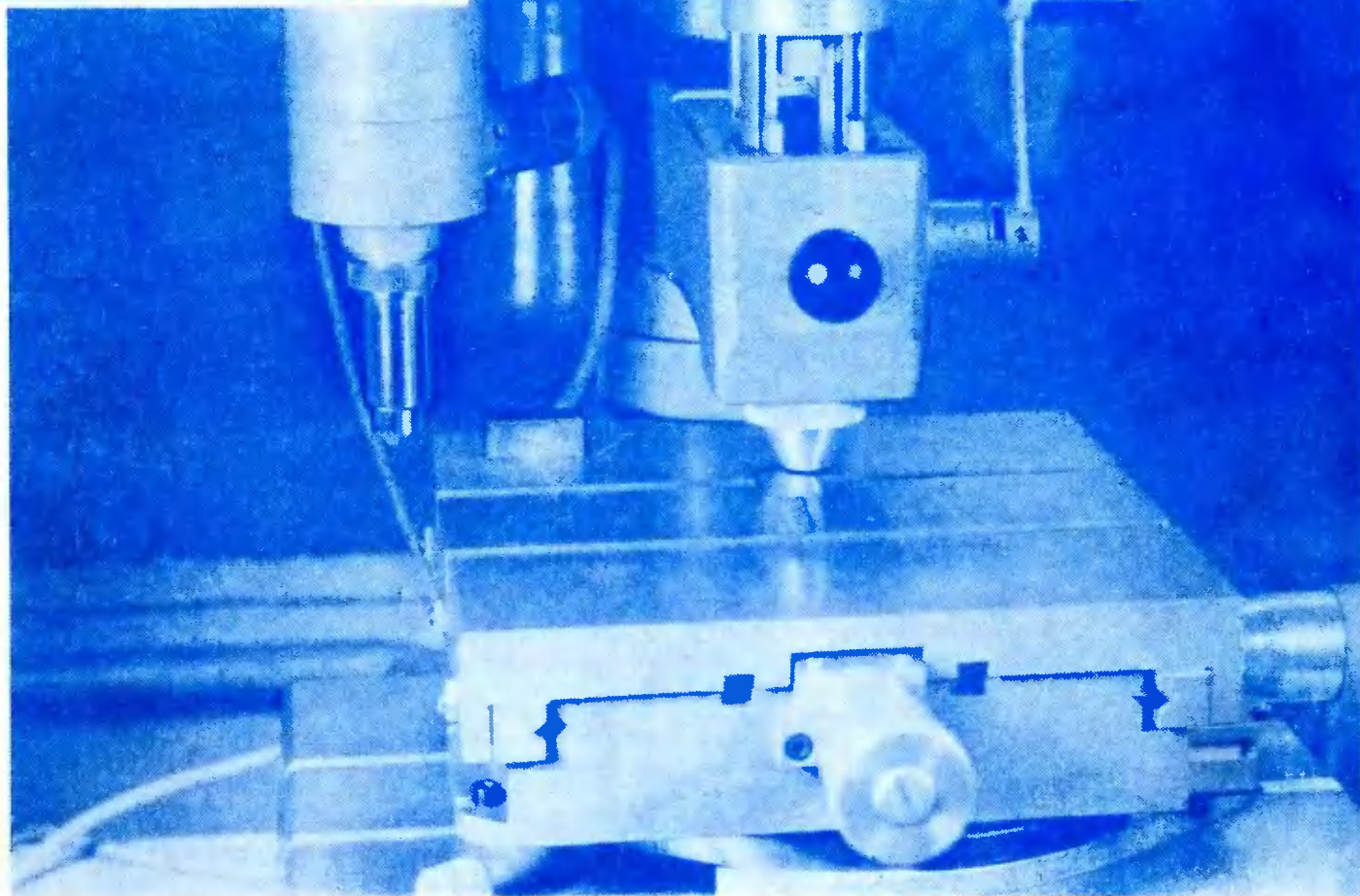
Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся.

Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов Государственной публичной научно-технической библиотеки СССР.

Ссылайтесь на № 3707—8/137/59.

В/О «Внешторгреклама»

TechnoCommerz
DDR-108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Straße 11/13
Telefon: 2240 Telex: 011-4861



**ИСПЫТАНО В ЛАБОРАТОРИИ—
ПРОВЕРЕНО НА ПРАКТИКЕ**

Торговое представительство ГДР
в СССР
Отделение двигателей
и рабочих машин
Москва,
ул. Димитрова, 31

Нет такой модели двигателя типа SKL, которая не была бы всесторонне проверена. Современные методы разработки и жесткие испытания служат гарантией эксплуатационной надежности. Поэтому не случайно высоко- и среднеоборотные четырехтактные тронковые двигатели с высоким наддувом и охлаждением наддувочного воздуха имеют большие резервы мощности. Двигатели типа SKL предназначены для эксплуатации на морском и наземном транспорте. Мы поставляем дизельные двигатели мощностью от 30 до 10 000 л.с. и дизель-электрические агрегаты мощностью 30—1100 кВт·А, в том числе аварийные.

Обращайтесь за дополнительной информацией!



**VEB
SCHWERMASCHINENBAU
"KARL LIEBKNECHT"
MAGDEBURG**

— KOMBINAT FÜR DIESELMOTOREN
UND INDUSTRIEANLAGEN —

Приобретение товаров у иностранных фирм осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через министерства и ведомства, в ведении которых они находятся. Запросы на проспекты и каталоги следует направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов Государственной публичной научно-технической библиотеки СССР. Ссылайтесь на наш № 3707-8/105/278/13.

В/О «Внешторгреклама»



