

Ю. А. МАНЖОС, В. В. ВЕЙНБЕРГ, Л. Н. ЯКУШЕВ

ВОДНО-МОТОРНЫЙ СПОРТ

МОСКВА

ИЗДАТЕЛЬСТВО ДОСААФ СССР

1985

ББК 75.717.90
М23

Рецензенты: кандидаты технических наук *А. А. Юценко*,
А. Н. Ильин, почетный судья по спорту *В. М. Чеботарев*.

Манжос Ю. А., Вейнберг В. В., Якушев Л. Н.
М23 Водно-моторный спорт.— М.: ДОСААФ, 1985.—
303 с., ил.

1 р. 20 к.

В книге изложены сведения из истории развития отечественного водно-моторного спорта, действующая классификация спортивных и гоночных судов, теоретические основы и практические рекомендации по выбору и проектированию корпусов современных судов водно-моторного спорта, расчету и изготовлению гребных винтов, по повышению мощности и надежности двигателей.

Рассмотрены методические основы физической и психологической подготовки спортсменов-водномоторников и тактики в гонках на моторных судах.

Книга предназначена для подготовки и повышения квалификации тренеров и спортсменов-разрядников, а также для широкого круга читателей, занимающихся водно-моторным спортом и желающих улучшить свои знания в этой области.

М $\frac{4202000000-065}{072(02)-85}$ 45—85

ББК 75.717.90
7А5.6

© Издательство ДОСААФ СССР, 1985.

От авторов

Книга написана по материалам, накопленным более чем за 20 лет. В ее основу положен как личный опыт авторов, так и опыт известных гонщиков — мастеров водно-моторного спорта разных поколений. Кроме того, использованы данные, опубликованные в отечественной и зарубежной печати.

Опыт показывает, что высокого результата в гонках на моторных судах можно добиться при наличии нескольких факторов. Судно для гонок, во-первых, должно быть специальным, обеспечивающим быстрое, устойчивое передвижение по прямой и на поворотах при минимальном сопротивлении, во-вторых, оно должно быть снабжено легким, мощным и надежным мотором, в-третьих, удобным, высокоэффективным движительно-рулевым комплексом, обеспечивающим максимальное использование мощности двигателя, надежную управляемость и наилучшую динамику судна. И наконец, в-четвертых, особое значение имеет спортивное мастерство водителя.

В предлагаемой читателю книге рассматриваются некоторые пути решения именно этих вопросов. Она написана с учетом того, что читатели знакомы с водно-моторным спортом в объеме книги А. А. Печатина и И. Ф. Богданова «Подготовка спортсменов-водномоторников» (М., ДОСААФ, 1978), рассчитанной на начинающих спортсменов.

Авторы искренне благодарны А. Г. Миклосу, И. А. Максимихину, В. П. Сгибневу, С. В. Жирову, Ю. Ю. Алиеву, любезно предоставившим свои материалы для этой книги, Н. Я. Дасову, П. Ф. Богданову, А. Н. Ильину за ценные замечания, сделанные в процессе подготовки рукописи.

Все критические замечания и пожелания читателей будут с признательностью приняты и учтены авторами.

ВВЕДЕНИЕ

Вторую половину XX века называют временем научно-технической революции, атомной энергии, космических полетов, кибернетики, автомобилизации, моторизации и т. п. Без преувеличения можно назвать ее и временем бурного развития спорта. Спорт стал значительным социальным явлением, едва ли не самым массовым движением современности. Взаимосвязь спорта с социальной деятельностью общества обнаруживается повсюду: в области политики и военного дела, воспитания и производства, науки и техники.

С первых лет существования Советского государства физическая культура и спорт являются предметом постоянной заботы Коммунистической партии и правительства. Вопросы физического воспитания и спорта законодательно закреплены в Конституции СССР.

Заботой о развитии спортивного движения проникнуто постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О дальнейшем подъеме массовости физической культуры и спорта», принятое 11 сентября 1981 г.

В социалистическом обществе физическая культура и спорт являются одним из важнейших средств всестороннего и гармоничного развития личности. Занятия физкультурой и спортом делают человека красивым физически, здоровым. Они помогают воспитывать молодежь как интернационалистов и патриотов своей Родины, повышать ее морально-психологическую и профессиональную готовность к труду, к защите социалистического Отечества.

В эпоху научно-технической революции техника все глубже проникает в промышленность, науку, культуру и быт, в том числе и в спорт, который является частью общей культуры общества. Именно этим объясняется стремительное развитие технических видов спорта. Они не только развивают человека физически, способствуют повышению его морально-волевых качеств, но и прививают ему любовь к технике, помогают раскрыть свои творческие способности и расширить практические навыки.

Отвага и решимость, мужество и смелость, быстрота реакции и точность расчета, находчивость и выносливость, целе-

устремленность и трудолюбие, целый комплекс специфических двигательных навыков, именуемых водительским мастерством, — вот неполный перечень тех ценных качеств, которые развивают технические и прикладные виды спорта. Люди, занимающиеся этими видами спорта, являются, как правило, отличными воинами, новаторами производства.

Постоянное улучшение материально-технической базы спорта, повышение массовости и мастерства спортсменов, занимающихся техническими и прикладными видами спорта, создают необходимые условия для завоевания советскими спортсменами ведущего положения на международной спортивной арене, установления новых мировых рекордов во славу нашей социалистической Родины. Добиваясь новых мировых рекордов, спортсмены не только демонстрируют свое мастерство, но и утверждают высокий технический авторитет Советского Союза. Показывая высокие спортивные результаты на международных соревнованиях, советские спортсмены являются активными пропагандистами передового социалистического строя. В этом — общественно-политическое значение труда лучших спортсменов и их тренеров. ЦК КПСС и Советское правительство высоко ценят этот труд. Выдающиеся спортсмены, чемпионы и рекордсмены мира и Европы, а также их воспитатели награждены высокими наградами Родины.

Видное место среди технических видов спорта занимает водно-моторный спорт: гонки на моторных судах и дальние спортивные плавания. Большое количество морей, озер, рек, водохранилищ в нашей стране создает исключительно благоприятные природные условия для развития этого вида спорта. Фундамент материальной базы водно-моторного спорта составляют подвесные лодочные моторы массового выпуска, двигатели автомобилей «Жигули», «Москвич» и «Волга». К сожалению, пока не освоено производство отечественных специальных гоночных подвесных моторов, что сдерживает массовое развитие скутеров международных классов. Комплектные глиссеры, мотолодки и скутера национальных классов выпускаются производственными предприятиями ДОСААФ. Спортивные суда оригинальных конструкций строят сами спортсмены.

Водно-моторный спорт прочно завоевал большую популярность у советского народа и давно стал массовым. Его отличают сложность и многоплановость подготовки спортсмена высокой квалификации в сочетании с чрезвычайно эмоциональной насыщенностью как тренировочных занятий, так и соревнований. Для тренировок и достижения высоких спортивных результатов гонщику-водномоторнику требуется не только хорошая физическая подготовка, достаточный уровень психологической устойчивости в сложных условиях кольцевых гонок и высокое водительское мастерство, но также основательные познания в нескольких областях техники. Он должен знать основы теории

движения судов, чтобы оценить тактико-технические особенности своего судна и найти способы их улучшения. Глубоко понимать гидродинамические условия работы быстроходных гребных винтов и уметь подобрать наилучший вариант движительного комплекса для своего судна. Уметь спроектировать и построить корпус глиссера, скутера, мотолодки и правильно изготовить гребной винт, а затем смонтировать и настроить всю систему корпус — мотор — движитель. Каждый гонщик должен в совершенстве знать устройство и работу двухтактных и четырехтактных двигателей внутреннего сгорания, применяемых в водно-моторном спорте, быть отличным механиком — уметь определить и устранить любую неисправность, отрегулировать карбюратор, зажигание и т. д.

Подготовка спортивного судна к спуску на воду и, тем более, к соревнованию — сложный и трудоемкий процесс. Но все трудности подготовительных работ меркнут перед эстетическим удовольствием от покорения высоких скоростей на воде, этим неповторимым полетом над водной поверхностью, остротой борьбы на гоночной трассе, возможностью полного проявления своих творческих сил, мужественным преодолением трудностей и опасностей.

Советское государство создает все необходимые условия для занятий водно-моторным спортом. Каждый, кто по состоянию здоровья допущен к вождению моторных судов, может вступить в один из спортивных клубов ДОСААФ или спортивных обществ, где он пройдет первоначальную подготовку и затем сможет совершенствовать свое спортивное мастерство. Сначала ему предоставят учебные, а затем спортивно-гоночные моторные суда, подвесные лодочные моторы или стационарные двигатели, материалы для самостоятельной постройки корпусов судов, горючее и т. п. Спортивной и технической подготовкой руководят квалифицированные тренеры. Словом, всем, кто захочет приобщиться к водно-моторному спорту, авторы книги желают удачных стартов!

ИЗ ИСТОРИИ ВОДНО-МОТОРНОГО СПОРТА

В конце XIX века были предприняты первые успешные попытки создания самодвижущегося экипажа, предназначенного для безрельсовых дорог. Этим было положено начало зарождению автомобиля. Почти одновременно с ним появляется моторный катер. В 1886 г. немецкий инженер Г. Даймлер построил и испытал первый в мире моторный катер «Неккар» (длина 6 м, ширина 1,5 м, двигатель «Г. Даймлер» мощностью 2 л. с. при 800 об/мин). Развитие и усовершенствование моторного катера как водного транспортного средства шло быстро. Вскоре его оценили и «приняли на вооружение» спортсмены: уже в 1889 г. Парижский парусный клуб провел первые гонки моторных судов. В 1903 г. в бухте Монако состоялись первые международные соревнования на моторных катерах. Были достигнуты впечатляющие для того времени скорости — 25—30 км/ч. Новый вид спорта заинтересовал организаторов IV Олимпиады, проходившей в Лондоне в 1908 г. В программу Олимпийских игр были включены гонки в трех классах моторных судов. В соревнованиях участвовали 14 спортсменов из Великобритании и Франции. Чемпионом в одном классе стал француз Э. Тюбон, в двух других классах первенствовал экипаж англичан — Т. Торникрофт и Б. Редвуд.

На первых порах скорость движения по воде связывали только с мощностью двигателя и длиной корпуса судна, поэтому быстроходные (водоизмещающие) гоночные суда строились длинными и узкими, с соотношением ширины к длине 1 : 9—1 : 11. В начале XX века возможности повышения скорости хода водоизмещающих судов были практически исчерпаны. В 1912 г. французский катер «Деспюжонс» показал самую большую для гоночных водоизмещающих судов скорость — 80 км/ч.

Дальнейший рост скоростей связан с глиссерами (от французского слова *glisser* — скользить). В России в то время этот тип судов называли гидропланами. Хотя первый глиссер был построен во Франции Адером еще в 1867 г., подлинное господство в спорте этих скользящих по поверхности воды судов началось с того времени, когда появились достаточно мощные легкие двигатели внутреннего сгорания. В 1908 г. француз А. Телье на глиссере «Рапира-III» показал скорость 58 км/ч, а в 1913 г. Тиссандье достиг рекордной скорости 88,25 км/ч. Динамика роста абсолютного мирового рекорда скорости на воде показана в табл. I.

Таблица 1

Абсолютные мировые рекорды скорости на воде

Рекорд		Гонщик		Судно	
скорость, км/ч	год уста- новления	имя, фамилия	страна	наименование	тип
31,50	1903	—	Англия	Непир	Водо- измещающие гоночные катера
42,50	1904	—	Франция	Трефл а карте	
52,00	1905	—	»	Дюбоне	
58,10	1908	—	США	Дикси-II	
60,00	1909	—	Франция	Дюк	
69,00	1910	—	Англия	Урсула	
80,00	1912	—	Франция	Дестожонс	
88,25	1913	Тиссандье	Франция	—	Глиссеры с винтовым двигателем
90,90	1913	Эдгар Маккей	Англия	Мэйпл Лиф	
98,90	1920	Гар Вуд	США	Мисс Америка-I	
129,70	1923	»	»	Мисс Америка-II	
149,41	1928	»	»	Мисс Америка-VII	
158,91	1930	Генри Сигрейв	Англия	Мисс Англия-II	
166,60	1931	Кей Дон	Англия	Мисс Англия-II	Глиссеры с винтовым двигателем
177,49	1931	»	»	»	
179,76	1932	Гар Вуд	США	Мисс Америка-X	
192,80	1932	Кей Дон	Англия	Мисс Англия-II	
201,02	1932	Гар Вуд	США	Мисс Америка-X	
208,40	1937	Малколм Кэмпбелл	Англия	Блу бэрд	
210,72	1938	»	»	»	
227,09	1939	»	»	»	
230,00	1949	Лео Стаудачер	США	Май свити	
258,12	1950	Стенли Сайерс	»	Сло-мо-шен-IV	
287,38	1952	»	»	»	
325,61	1955	Доналд Кэмпбелл	Англия	Блу бэрд-I	Глиссеры с реактив- ным двигателем- двигателем
348,02	1955	»	»	Блу бэрд-II	
363,13	1956	»	»	»	
384,66	1957	»	»	Блу бэрд-III	
400,12	1958	»	»	»	
418,98	1959	»	»	»	
444,72	1964	»	»	Блу-берд-IV	
458,50	1967	Ли Тэйлор	США	Хаслер	
463,77	1977	Кен Ворби	Австралия	Спирит ов Оуст- рэлиа	
510,45	1978	»	»	»	

Как видно из этой таблицы, с середины 20-х годов начался резкий подъем скоростей глиссеров. Это связано с тем, что в 20—30-е годы были проведены основополагающие теоретические работы по глиссирующим судам в разных странах (особенно Пер-

ринга и Гловерта в США; Никурадзе, Зотторфа, Титьенса, Замбрауса, Вагнера в Германии; Г. Е. Павленко, А. С. Перельмутра, Л. И. Седова, К. К. Федяевского и других в СССР), а также с целым рядом изобретений в этой области, среди которых необходимо отметить трехточечные обводы глиссеров, предложенные Арно Апелем (США). Как известно, такие обводы используются и до настоящего времени на судах для гонок по кольцевым трассам. Современное состояние международного водно-моторного спорта иллюстрирует табл. 2, в которой приведены мировые рекорды в наиболее распространенных в СССР классах спортивно-гоночных моторных судов.

Россия была в числе первых в мире государств, в которых стали применять на мелких судах двигатели внутреннего сгорания. Сначала это были катера, приобретенные за границей, но уже в 1900 г. на заводе «Старлей» в Петербурге по проекту П. Н. Беляева был построен первый отечественный катер с бензиновым двигателем, а с 1904 г. завод «Г. А. Лесснер» в Петербурге начал серийный выпуск отечественных карбюраторных судовых двигателей мощностью 6, 12, 16, 25, 30 и 50 л.с.

Первые гонки моторных катеров в России, организованные Петербургским речным яхт-клубом и положившие начало водно-моторному спорту в стране, состоялись 1 августа (19 июля) 1904 г. на р. Средняя Невка у Елагина острова. Победу в этом соревновании одержал К. Р. Картау на катере «Сирена», второе место занял А. Л. Золотов на катере, построенном по проекту В. Н. Пылкова. Такие соревнования стали традиционными и проводились ежегодно до 1916 г. С 1906 г. гонки на моторных судах стали регулярно проводить в Риге, с 1908 г. в Одессе, с 1909 г. в Ростове-на-Дону, с 1912 г. в Москве и т. д.

Почти в одно время с передовыми странами появились в России глиссеры — уже в 1908 г. на фабрике Лебедева в Петербурге был построен первый отечественный глиссер, а 22 августа (9 августа) 1909 г. впервые состоялись соревнования с участием глиссеров, в которых победу одержал глиссер отечественной постройки «Тармарен», развив скорость около 50 км/ч. Первый успех в международных гонках пришел в 1907 г. Русский инженер Б. Г. Луцкой на построенном по своему проекту катере «Царица» с мощным шестицилиндровым двигателем своей конструкции в гонке Кобленц — Кёльн — Дюссельдорф на дистанции 153 км по Рейну показал среднюю скорость 55 км/ч.

В 1908 г. были составлены первые отечественные правила соревнований на моторных судах, официально утвержденные в 1910 г. под наименованием «Правила моторных гонок» и действовавшие до 1917 г.

После гражданской войны главным для молодого Советского государства было восстановление промышленности и сельского хозяйства. Однако уже в то время партию и правительство

Рекорды СССР и мира на 1 января 1981 г.

Класс судна	Дистанция	Рекорды СССР				Рекорды мира			
		скорость, км/ч	гонщик	город	год установления	скорость, км/ч	гонщик	страна	год установления
ОА-250	1 км	131,88	С. Жиров	Москва	1972	144,20	—	—	—
	5 миль	106,46	Н. Пывват	Тарту	1971	111,00	Велин	США	1965
	10 миль	103,98	Н. Пывват	Тарту	1976	103,98	Н. Пывват	СССР	1976
	«Фонд»	111,83	С. Жиров	Москва	1976	111,83	С. Жиров	СССР	1976
ОВ-350	1 км	140,35	В. Борисов	Ульяновск	1975	158,24	Тамура	Япония	1974
	5 миль	110,77	И. Богданов	Москва	1974	117,76	Сутгер	США	1965
	10 миль	106,23	И. Богданов	Москва	1974	106,23	И. Богданов	СССР	1974
	«Фонд»	116,42	В. Борисов	Ульяновск	1976	117,57	Циммерман	Австрия	1974
ОС-500	1 км	154,51	Л. Пырченков	Ульяновск	1976	182,67	Шульд	ЮАР	1980
	5 миль	117,75	П. Богданов	Москва	1971	124,01	Хульген	США	1967
	10 миль	110,40	Е. Ковалев	Севастополь	1976	109,85	Джерри	Франция	1965
	«Фонд»					130,90	Циммерман	Австрия	1974
SB-350	1 км	82,57	В. Волков	Таллин	1975	88,91	Веман	Швеция	1980
	5 миль	73,26	А. Берницын	Ленинград	1976	71,28	Клюшников	СССР	1975
	10 миль	70,34	Н. Егоров	Рига	1976	66,44	Иванов	СССР	1975
	«Фонд»	76,52	А. Щербинин	Ленинград	1976	70,14	В. Волков	СССР	1975

SC-500	1 км	83,14	А. Жиров	Москва	1976	101,90	Мартинс	ФРГ	1972
	5 миль	71,38	М. Зайчиков	Куйбышев	1976	92,44	Бойен	США	1980
	10 миль	73,15	М. Зайчиков	Куйбышев	1976	68,35	А. Жиров	СССР	1975
	«Фонд»	76,79	В. Кусков	Николаев	1976	73,34	Визер	ФРГ	1970
R-1	1 км	129,96	В. Андреев	Ленинград	1976	164,46	Джонсон	Англия	1975
	10 миль	100,65	В. Слинков	Воронеж	1976	100,65	В. Слинков	СССР	1976
	15 миль	97,47	А. Кузнецов	Новгород	1976	97,47	А. Кузнецов	СССР	1976
	«Фонд»	105,59	А. Кузнецов	Новгород	1974	105,59	А. Кузнецов	СССР	1974
R-2	1 км	140,63	О. Пикоткин	Ленинград	1976	196,72	Казанова	Италия	1970
	10 миль	104,39	В. Исаков	Ленинград	1974	104,38	В. Исаков	СССР	1974
	15 миль	106,30	О. Пикоткин	Ленинград	1976	106,30	О. Пикоткин	СССР	1976
	«Фонд»	95,53	О. Пикоткин	Ленинград	1976	148,83	Форести	Италия	1970
R-4	1 км	157,87	Г. Грушевский	Ленинград	1974	211,02	Форести	Италия	1970
	10 миль	114,42	Е. Ковалев	Севастополь	1971	108,86	Г. Грушевский	СССР	1974
	15 миль	108,82	Г. Грушевский	Ленинград	1975	108,82	Г. Грушевский	СССР	1975
	«Фонд»	118,16	Г. Грушевский	Ленинград	1976	151,21	Форести	Италия	1970

волновало физическое воспитание юношей и девушек. Поэтому в 1920 г. в резолюции III Всероссийского съезда РКСМ было записано, что физическое воспитание — один из компонентов общей системы коммунистического воспитания молодежи. В июле 1925 г. ЦК РКП(б) принял специальное постановление о физической культуре, в котором подчеркнул большое значение физкультуры и спорта как средства физического развития населения, указал на роль спортивных соревнований для вовлечения народных масс в занятия физической культурой.

В 1925 г. при Московском автомобильном клубе общества «Автодор» была создана водно-моторная секция, в числе организаторов которой были Ю. В. Емельянов, П. Д. Энгельмейер, Р. И. Жемарин и др. Осенью 1926 г. на Москве-реке состоялись первые в послереволюционные годы соревнования на моторных судах — в них участвовали 10 моторных лодок и катеров. Наибольшая скорость в гонках на трехкилометровой кольцевой трассе с двумя поворотными буями составила около 18 км/ч. В 1928 г. трудами энтузиастов водно-моторного спорта из Центрального совета общества «Автодор» в Москве был создан Московский водно-моторный клуб, который стал центром организационной и спортивной деятельности водномоторников столицы. Впоследствии этот клуб, получивший имя П. И. Баранова, стал Центральным водно-моторным клубом СССР (ЦВМК) и под руководством известного спортсмена П. А. Леонтьева сыграл огромную роль в становлении советского водно-моторного спорта. В Ленинграде, являвшемся вторым после Москвы центром водно-моторного спорта, видную роль в становлении этого вида спорта играл яхт-клуб Добровольного спортивного общества «Водник». С постройкой в Ленинграде нового стадиона имени В. И. Ленина общество «Автодор» организовало при нем городскую водно-моторную секцию, возглавил которую известный яхтсмен, директор стадиона А. О. Сяркя. Секция имела несколько стоянок катеров и глиссеров с воздушными винтами на р. Ждановке, Средней и Малой Невках. Водно-моторные секции возникли также в Киеве, Нижнем Новгороде (Горьком), Одессе, Рыбинске (Андропове), Саратове, Ярославле.

Важное значение для популяризации водно-моторного спорта имело включение гонок на моторных судах в программу I Всесоюзной спартакиады по техническим видам спорта 1928 г. Соревнования эти прошли на Москве-реке на водной станции «Динамо» у Крымского моста. В них участвовали 20 судов, разделенных на 4 категории. Маломощные суда соревновались на дистанции 4 км. Победителями стали А. Леонтьев (стационарный двигатель 3,5 л. с., скорость 10,3 км/ч) и Г. Михайлов (подвесной мотор 3,5 л. с., скорость 9,75 км/ч). В группе более мощных судов, стартовавших на дистанции 8 км, победили Ягминович (подвесной мотор 5 л. с., скорость 17,94 км/ч) и Яковлев (стационарный двигатель 105 л. с., скорость 38,68 км/ч).

В 1926—1934 гг. основным направлением в деятельности советских водномоторников было создание катеров различных конструкций со стационарными двигателями и глиссеров с воздушными винтами, проведение на них спортивно-агитационных пробегов, а с 1928 г. — также и гонок на глиссерах (большинство из этих глиссеров имели производственно-транспортное значение). Общества «Автодор», ОСВОД и Осоавиахим в эти годы неоднократно организовывали выставки отечественных глиссеров и катеров, наибольший интерес среди которых вызвала Всесоюзная выставка глиссеров в Москве в апреле 1931 г. На выставках демонстрировались образцы глиссеров и катеров заводской и любительской постройки, чертежи катеров и глиссеров, карты походов, фотомонтажи и другие экспонаты. Вместе с испытательными и агитационными пробегами-походами выставки доказывали важность и необходимость развития в нашей стране малотоннажных, в том числе спортивных, судов. Однако отсутствие отечественного производства стационарных двигателей и подвесных моторов значительно тормозило развитие водномоторного спорта. И все-таки в эти годы были созданы первые образцы специально гоночных малых глиссеров с подвесным мотором. В 1930 г. Г. С. Малиновский и Р. Н. Шибает по чертежам Г. С. Малиновского построили глиссер с вогнутым днищем типа «морские сани». Судно было названо скутер (по названию одного из прототипов, использованных при разработке чертежа). Это название стало с тех пор общепринятым в советском водномоторном спорте для определения одноместных гоночных судов с подвесным мотором. Участвуя в гонках в августе 1930 г. на одном из первых скутеров, Р. Н. Шибает на дистанции 1 км показал скорость 41 км/ч.

3 апреля 1930 г. постановлением Президиума ЦИК СССР, в котором отмечалась государственная важность физической культуры, был создан Всесоюзный совет физической культуры (ВСФК СССР) при ЦИК СССР, советы физкультуры в союзных республиках, областях, городах и районах при соответствующих местных Советах. Это способствовало централизации и улучшению руководства физкультурой и спортом в нашей стране, в том числе и водно-моторным.

С 1932 г. водно-моторный спорт начинает интенсивно развиваться. В это время был создан первый советский подвесной мотор «Пионер П-5» (мощность 5 л. с., масса 61 кг), а затем — более совершенные «Балтвод» (275 куб. см, 5 л. с.), «Искра» (500 куб. см, 12—14 л. с.), «ДиП» (275 куб. см, 6 л. с.), «ПМ-4» (400 куб. см, 14 л. с.), «А-8» (360 куб. см, 8 л. с.), «Октябренок» (110 куб. см, 2,2 л. с.), «2К-175» (175 куб. см, 4—4,5 л. с.), «ЛМ-4» (500 куб. см, 14 л. с.), «ЛМ-7» (500 куб. см, 17—18 л. с.). В 1937—1940 гг. были разработаны и испытаны несколько конструкций опытных подвесных моторов, среди которых и моторы

с четырехтактными двигателями, а также первый отечественный гоночный подвесной мотор «ЗК-500» (500 куб. см, 24 л. с.), созданный энтузиастами водно-моторного спорта во главе с Р. Н. Шиблевым. Следует отметить, что основная заслуга в освоении промышленного производства серийных подвесных моторов принадлежит предприятиям Осоавиахима и училищам системы трудовых резервов (комбинату МООСО № 1 в Москве, ФЗУ завода «Судомех» в Ленинграде и др.). Из числа подвесных моторов серийного производства наибольшую популярность в водно-моторном спорте завоевали моторы «2К-175» москвича Б. В. Елагина и «ЛМ-7» ленинградского конструктора П. Е. Су-тулова (рис. 1). Производство их сразу активизировало работу конструкторов корпусов скутеров и мотолодок. Изготавливали эти корпуса в основном сами гонщики или клубные специалисты-шлюпочники. В Москве наибольшим распространением пользовались скутера конструкции Р. Н. Шиблева и Г. С. Ма-линовского, катера Д. Т. Карпова, а в Ленинграде скутера и мотолодки (носившие в то время название «шведка» в связи с тем, что прототипами первых спортивных мотолодок были суда шведской постройки) конструкции В. А. Максимихина и Н. А. Макарова (рис. 2).

По инициативе московских водномоторников в 1937 г. при Всесоюзном комитете по физической культуре и спорту была создана секция водно-моторного спорта. Через год были подгото-товлены и утверждены Правила соревнований по водно-мотор-ному спорту, составленные видным специалистом по малотоннаж-ному судостроению Ю. В. Емельяновым. Еще через год вышла книга «Скутер», написанная авторами Ю. В. Емельяновым, Р. И. Жемариным, Т. А. Швихтенбергом и Р. Н. Шиблевым как «руководство для секций водно-моторного спорта». Впервые в отечественной практике в книге были изложены чисто спор-тивные вопросы техники управления глиссирующим малым суд-ном и тактики гонок, рассказано о подготовке судов и моторов к соревнованиям, приведены чертежи скутеров и основы техно-логии постройки.

В это же время налаживается тесная связь между спортсме-нами и специалистами промышленности, занятыми исследовани-ями в области гидродинамики высоких скоростей и проектиро-ванием быстроходных судов. В Центральном аэрогидродинами-ческом институте имени Н. Е. Жуковского (ЦАГИ) специально разрабатывается ряд проектов, строятся опытные образцы, ко-торые передаются в спортивные клубы для всесторонней проверки ходовых качеств в жестких условиях соревнований.

В предвоенные годы большое внимание уделялось развитию водно-моторного спорта как средства воспитания у молодежи силы воли, готовности в любой момент встать на защиту совет-ской Родины. Обязательным стало активное участие водномотор-ников в праздновании Дня Военно-Морского Флота страны.



Рис. 1. Мотолодка класса «М» («шведка»), 1939 г. У мотора ЛМ-7 гонщик А. Г. Мікрос.

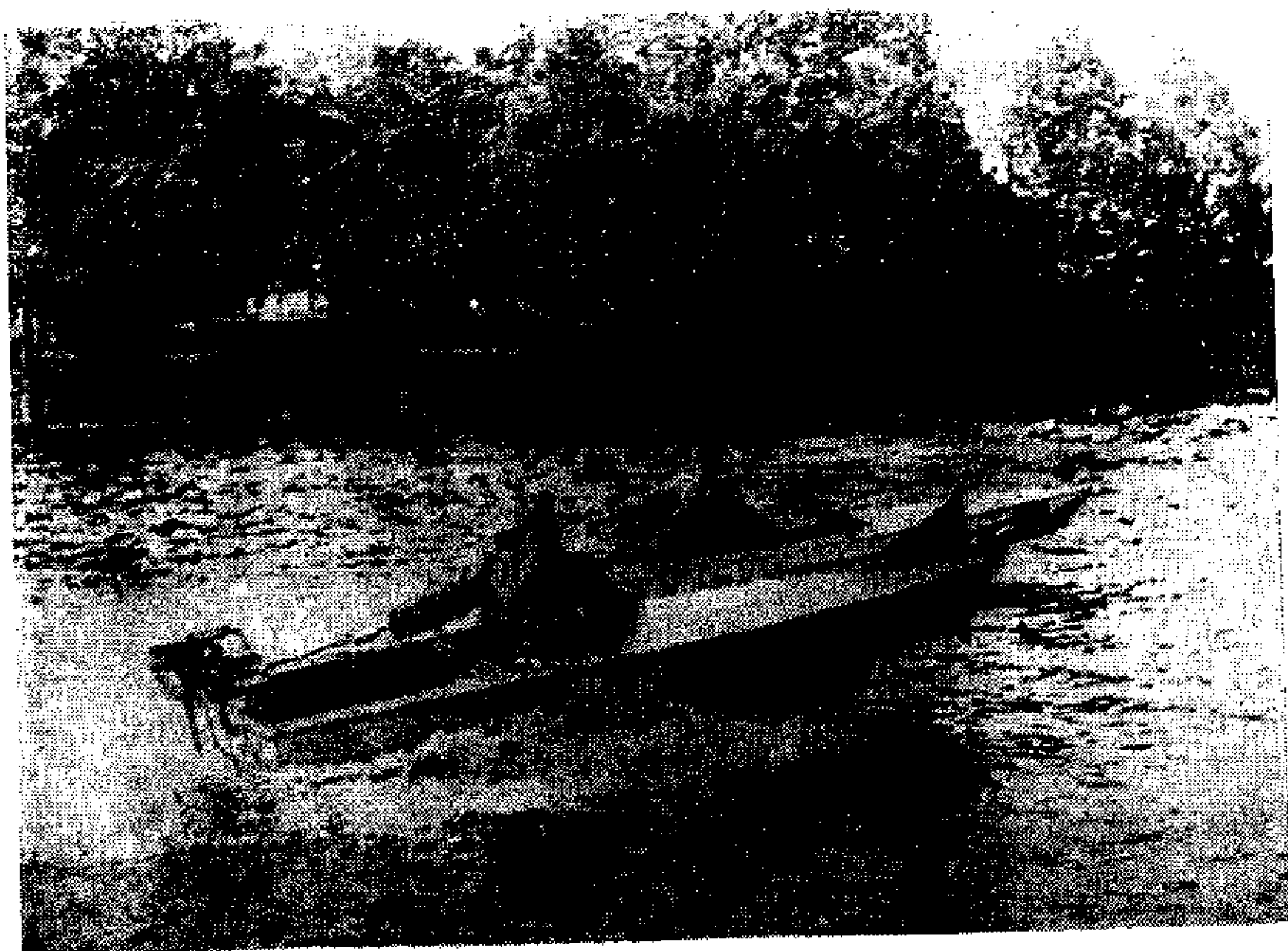


Рис. 2. На дистанции мотолодки с моторами ПМ-4, 1938 г.

В большинстве городов в этот день проводился красочный парад спортивно-гоночных судов. 23 сентября 1938 г. в Москве на Химкинском водохранилище было проведено I первенство СССР с участием спортсменов Москвы, Ленинграда и Рыбинска. С каждым годом росли успехи советских водномоторников. В Ленинграде в 1939 г. В. Максимихин показал рекордные результаты на скутере класса «М» (с мотором рабочим объемом до 175 куб. см) — 30,96 км/ч и на глиссере класса Г-III (двигатель ГАЗ-М) — 51,61 км/ч. На следующий год Я. Черняк на скутере класса «С» (до 500 куб. см) достигает скорости 59,701 км/ч. Ряд рекордов устанавливают московские гонщики, неоднократно вносят поправки во всесоюзную таблицу рекордов Р. Шибаяев, В. Жиров.

Очередное первенство СССР по водно-моторному спорту было назначено на 29 июня 1941 г. и должно было проводиться в Ленинграде. В городе уже были развешены красочные афиши, сообщавшие о соревновании... Мирные планы советских людей были прерваны гитлеровским милитаризмом. Сотни водномоторников встали на защиту Родины. Хорошо известны имена фронтовиков: Р. Шибаяева, Г. Малиновского, В. Зайца, В. Жирова, Б. Вершлера. Знания и опыт, накопленные во время занятий спортом, помогали Н. Макарову, В. Дзякевичу, Ю. Емельянову, В. Гартвигу и многим другим создавать грозные боевые катера, самолеты, танки...

Кончилась война. Водномоторники, которые вернулись домой, пришли в родные секции, клубы, комитеты патриотических обществ. Они были охвачены единым порывом: водно-моторный спорт должен быть возрожден — это лучший способ воспитания молодежи в духе преданности Родине, моральной стойкости и бесстрашия, уважения к труду и любви к техническому творчеству. Война уничтожила почти всю материальную часть: не осталось спортивных судов, сохранившиеся моторы напоминали металлолом. Но водномоторники не остановились перед трудностями. Основными центрами возрождения водно-моторного спорта стали Москва и Ленинград. Уже летом 1946 г. в Москве проводятся первые соревнования, и среди имен победителей — знакомые всем фамилии Р. Шибаяева, В. Жирова, Г. Берзиной (Жировой), Ф. Малышева, Н. Курушиной. С каждым годом растут ряды водномоторников, расширяется география спорта. На тракторном заводе в Волгограде В. Заяц создает дружный коллектив водномоторников. Необычна судьба этого спортсмена. В 1943 г. во время своего 41-го боевого вылета на штурмовике Ил-2 он получил тяжелое ранение, в результате которого ему ампутировали ногу. Но после войны он вернулся в водно-моторный спорт и в 1957 г. стал чемпионом СССР.

В Таганроге по инициативе Ю. Манжоса (до войны — один из организаторов и сам активный участник водно-моторной секции Осоавиахима в Ленинграде) при заводе «Красный гидропресс» организуется секция, проводятся первые соревнования.

В других городах страны появляются кружки и секции при Домах пионеров и учебных институтах. Спортивно-технические клубы «Трудовых резервов» открывают водно-моторные секции для учащихся системы фабрично-заводского обучения. Накопленный опыт по водно-моторному спорту обобщается в ряде книг и брошюр, написанных Р. Шибаевым, Ю. Емельяновым, Р. Жемариным, С. Пахлавуни.

Первый послевоенный и второй по счету чемпионат СССР, проведенный в августе 1952 г. в Киеве, несмотря на малое число участников (23 спортсмена из Москвы, Киева и Риги), показал — водно-моторный спорт в стране возрожден. В августе 1955 г. в ряде городов Советского Союза состоялись заочные Всесоюзные соревнования. Третье первенство СССР, проходившее с 6 по 11 сентября 1956 г. в Риге на реке Лиелупе, положило начало ежегодному проведению чемпионатов страны. В первенстве приняли участие 96 спортсменов из спортивных обществ «Трудовые резервы», «Торпедо», ВМФ, ДОСААФ, «Даугава», «Жальгирис» и «Калев».

В 1959 г. Всесоюзная секция была преобразована в Федерацию водно-моторного спорта СССР. Она берет под контроль налаживание массового производства спортивной техники, организацию расширенного издания литературы, выпуска хроникальных и научно-технических фильмов по водно-моторному спорту. В 1960 г. была поставлена задача об улучшении качества спортивного инвентаря.

Все это способствовало бурному росту спортивных достижений и развитию массовости водно-моторного спорта. В списках чемпионов и рекорсменов появляются новые имена спортсменов из союзных республик и областей страны, в которых раньше не было возможностей для занятий этим видом спорта. Блестящей демонстрацией массовости водно-моторного спорта стало XIV первенство СССР, проводившееся в 1967 г. в Москве в рамках IV Спартакиады народов СССР. В спортивной борьбе приняли участие 214 представителей из 13 республик, городов Москвы и Ленинграда. Соревнования, приуроченные к празднованию Дня Военно-Морского Флота, открылись красочным парадом участников перед трибунами водного стадиона в Химках. Тысячи зрителей приветствовали лучших спортсменов страны, собравшихся в столице. Особо тепло были встречены водномоторники «сухопутных» республик: Армении, Грузии, Казахстана, Туркмени и Узбекистана.

В 1969 г. Федерация водно-моторного спорта СССР вступила в Международный союз водно-моторного спорта (УИМ). Уже в 1971 г. ознаменовался мировыми рекордами советских спортсменов, а в 1972 г. мастер спорта СССР международного класса Е. Радько блестяще выигрывает чемпионат мира в классе скутеров ОВ. Советские спортсмены-водномоторники, участвуя в чемпионатах мира и Европы, показали свою высокую подготовку,

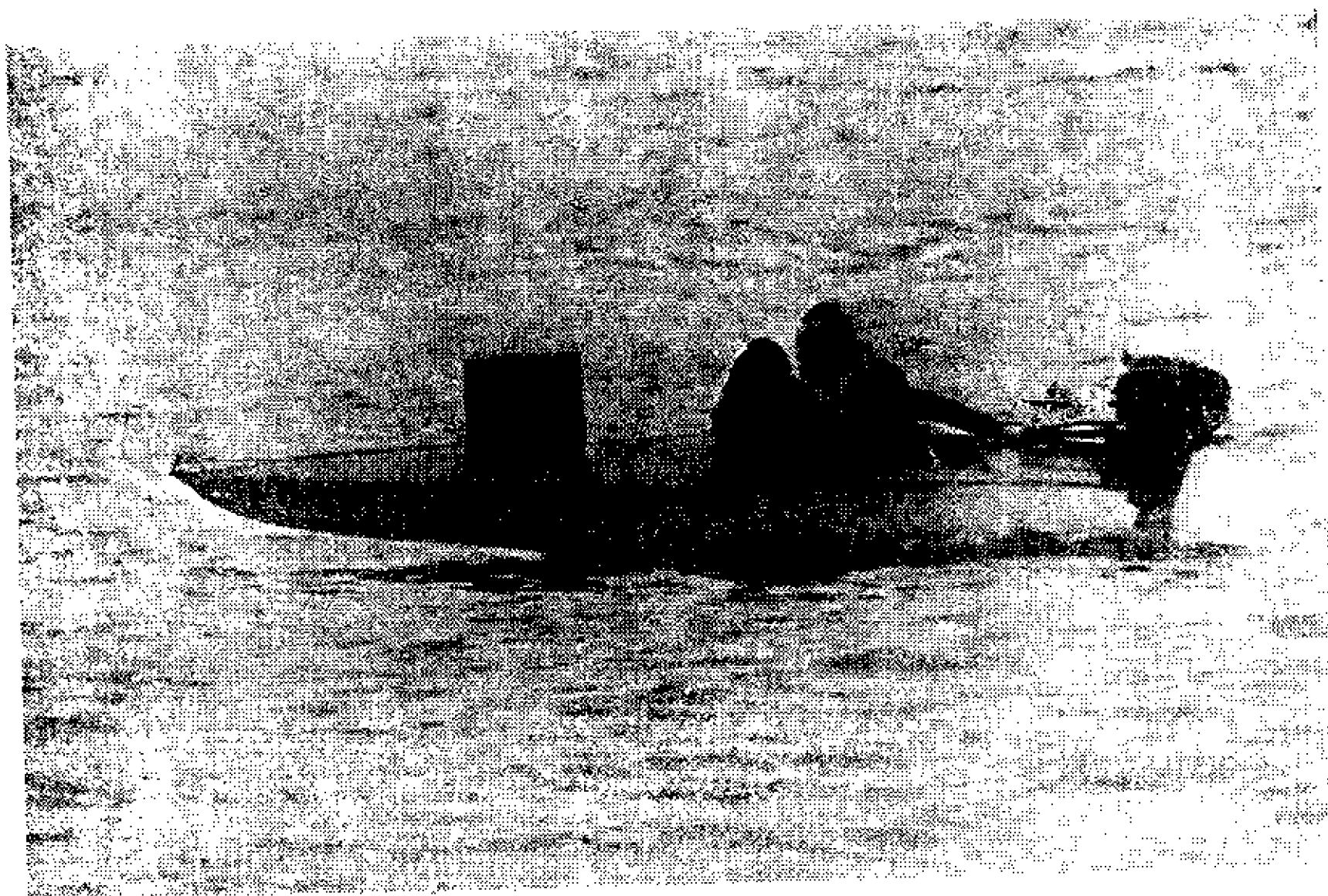


Рис. 3. На дистанции мотолодка класса «МА» с мотором «Москва», 1959—1962 гг.

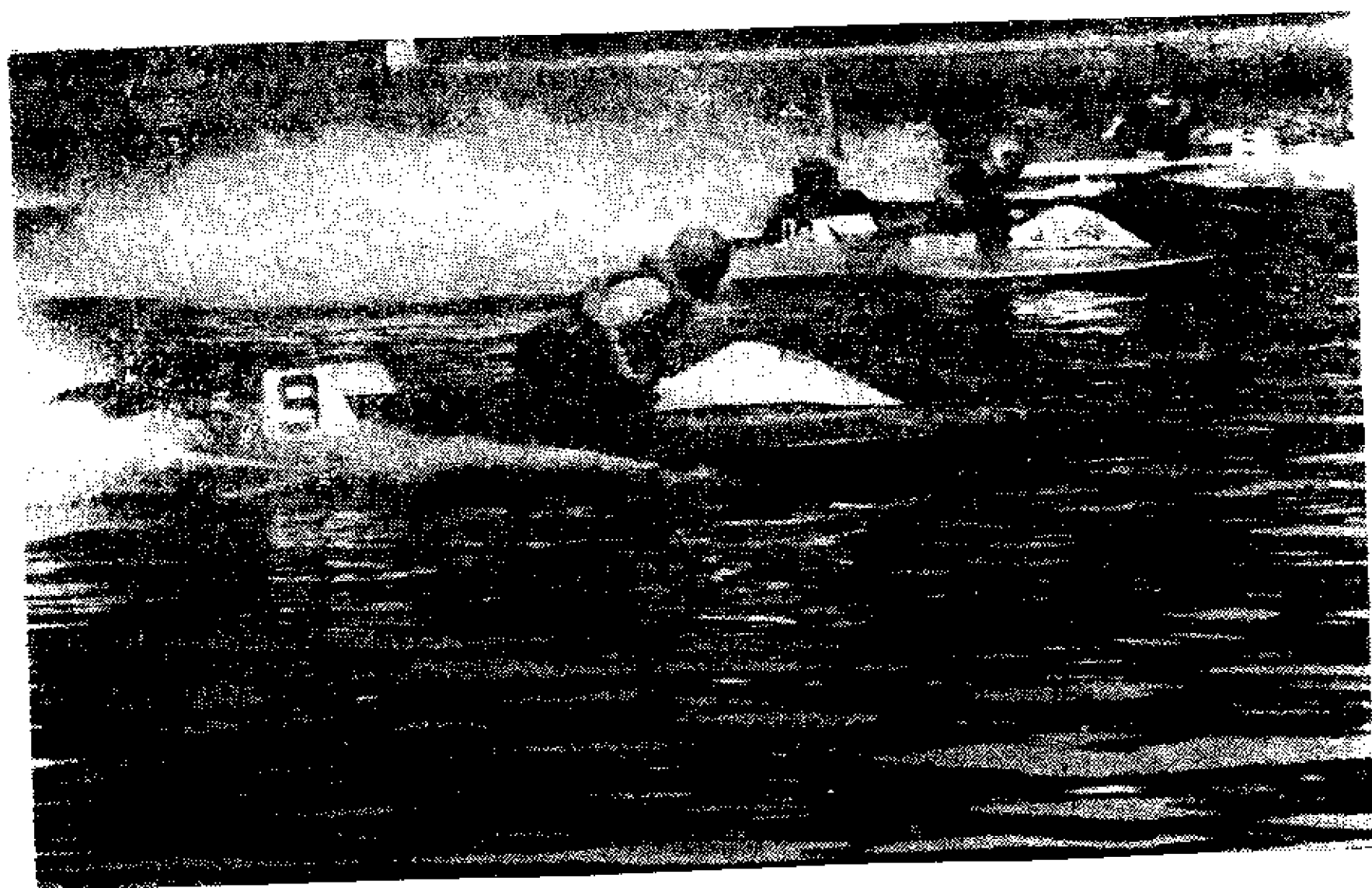


Рис. 4. Скутера огибают поворотный знак.

способность вести борьбу на самых представительных соревнованиях; их достижения все чаще и чаще стали превышать мировые рекорды.

Накопленный опыт уже в довоенный период показал — спортивные успехи неотрывно связаны с успехом науки и техники, только всемерное использование достижений науки может привести к постоянному планомерному росту спортивных достижений. Поэтому советский водно-моторный спорт всегда был тесно связан с отечественной промышленностью, и связь эта двухсторонняя. С одной стороны, предприятия промышленности, создавая новые образцы моторов, лодок и катеров, проводя исследования по повышению эффективности двигателей или новых обводов быстроходных судов и гребных винтов, постоянно обращаются за советами к спортсменам, имеющим большой практический опыт по эксплуатации этой техники. Часто решения, найденные спортсменами и проверенные в жестких условиях гонок, закладываются в промышленные образцы, повышая их качество и надежность. Нередко наши спортсмены в своем творчестве опережают промышленность. Так, например, водномоторники первыми взялись за создание глиссирующих судов, имеющих обводы с повышенной килеватостью и продольными реданами, что позволяет резко повысить скоростные, мореходные и маневренные качества высокоскоростных судов; судов с аэродинамической разгрузкой; частично погруженных суперкавитирующих гребных винтов, резонансных систем всасывания и газовыхлопа двигателей внутреннего сгорания, а также первыми применили оригинальные конструктивные решения, многие из которых защищены авторскими свидетельствами на изобретения.

С другой стороны, возросший технический уровень водно-моторного спорта в настоящее время был бы невозможен без помощи науки и производства. Только благодаря постоянной творческой активности заводов выпускаются надежные подвесные моторы, которые во многом не уступают зарубежным образцам, и наши спортсмены успешно участвуют в соревнованиях самого высокого ранга. Так, в 1981 г. чемпион Советского Союза В. Усолкин, выступая на мотолодке собственной конструкции с мотором «Привет», завоевал второе место на чемпионате Европы в классе мотолодок SB. На чемпионате Европы 1982 г., который проводился в г. Выборге, в этом классе судов весь пьедестал почета, опередив иностранных гонщиков, заняли советские спортсмены. Чемпионом Европы стал ленинградец А. Берницын, серебряным призером А. Бакшис из г. Каунаса, бронзовым призером В. Усолкин из г. Тольятти. В том же году успешным для наших водномоторников стал чемпионат мира на скутерах класса ОС. Звание чемпиона мира завоевал подмосковный гонщик А. Чермашенцев, а скутерист из украинского г. Николаева А. Головин занял третье место. Еще большего успеха добились советские гонщики-водномоторники в спортивном

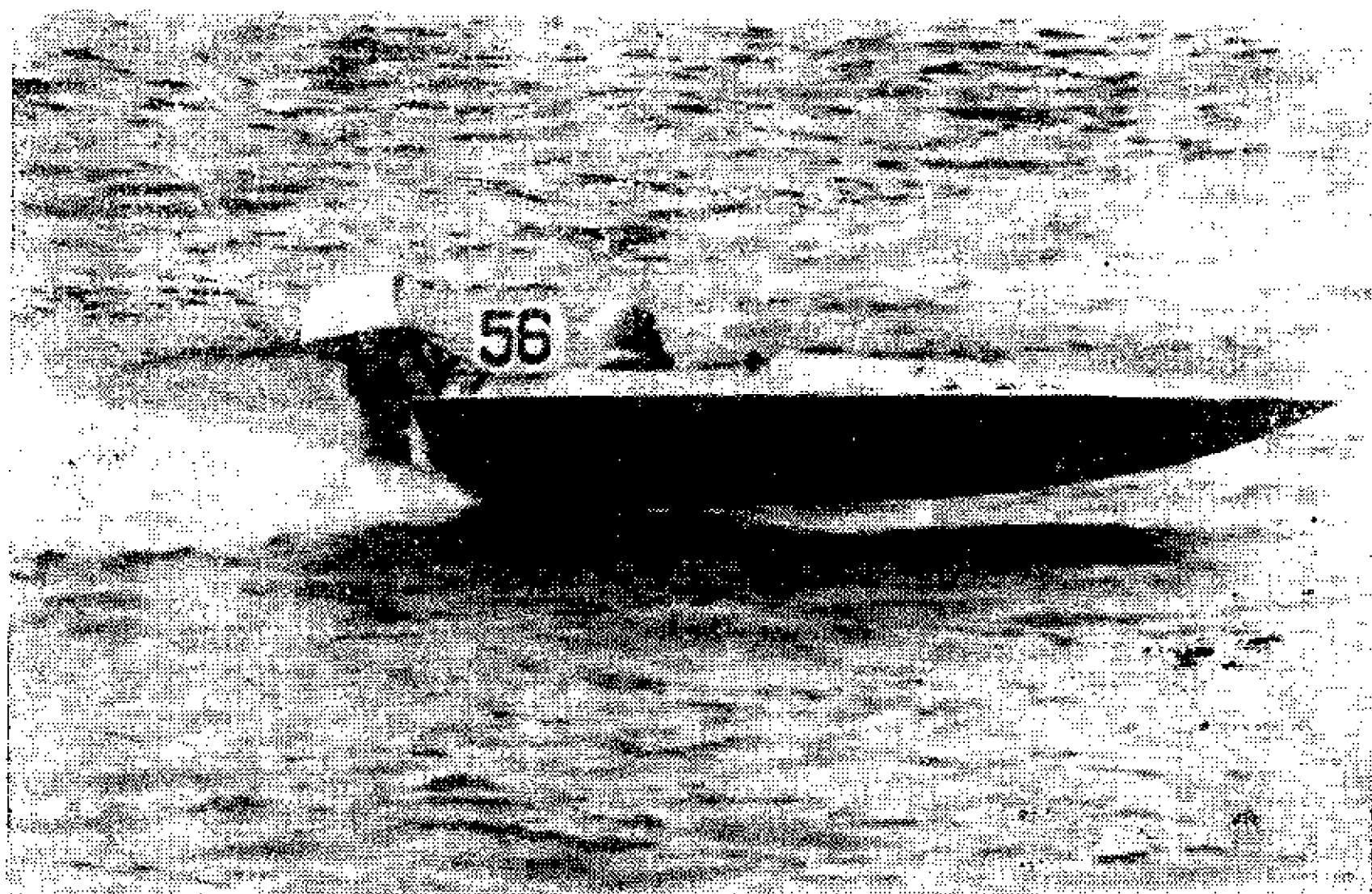


Рис. 5. Современная моторлодка «глубокое V», 1980 г.

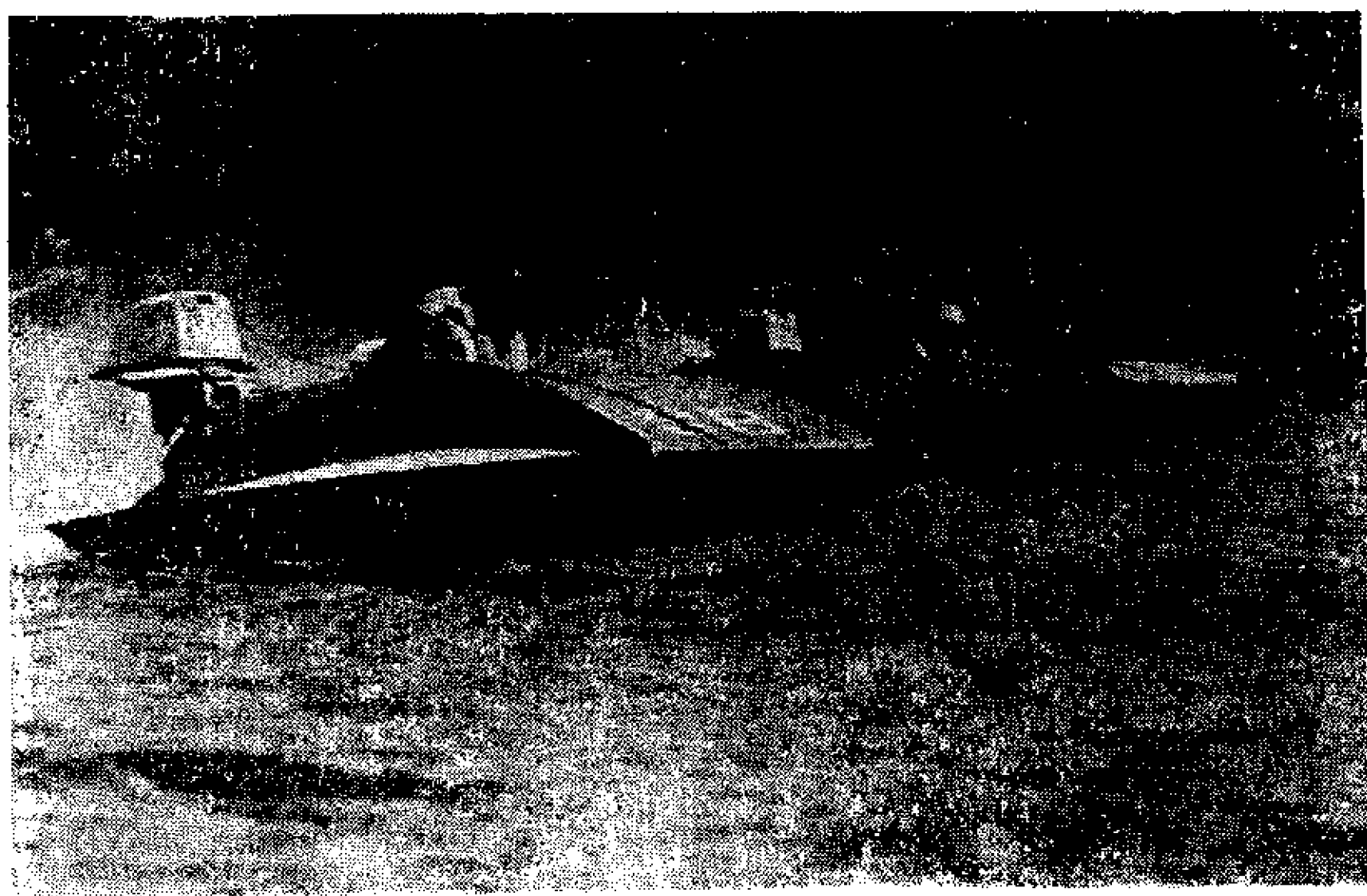


Рис. 6. На дистанции катамараны SB, 1980 г.

сезоне 1983 г. В соревнованиях на Кубок мира в классе скутеров *ОВ* спортсмен из Литвы Р. Мателионис занял второе место, а украинский гонщик Г. Волков — третье. Чемпионом мира 1983 г. в классе скутеров *ОС* стал А. Головин, серебряную медаль завоевал ленинградец Б. Ключников, четвертое место в этих соревнованиях занял А. Чермашенцев. Эти высокие результаты были получены на скутерах, построенных на производственном объединении «Патриот». Их конструкцию в основном разработали заслуженный мастер спорта СССР В. Исаков и мастер спорта СССР международного класса Б. Ключников.

В 1984 г. победную традицию продолжил ленинградский гонщик А. Ишутин: на чемпионате мира он занял второе место в классе скутеров *ОС*, показав в одном из заездов самую высокую скорость соревнований.

Промышленные предприятия и исследовательские институты предоставляют спортсменам результаты новейших разработок и исследований, новые конструкционные материалы, конструкции систем электронного зажигания и впрыска, указывают пути повышения эффективности двигателей. Этим вносится неоценимый вклад в общее дело развития отечественного водно-моторного спорта.

СУДА ВОДНО-МОТОРНОГО СПОРТА

1. КЛАССИФИКАЦИЯ СУДОВ

Международный союз водно-моторного спорта (УИМ), членом которого является Всесоюзная федерация водно-моторного спорта, признает гонки на самых разнообразных судах. Все суда для водно-моторных соревнований по сочетанию ряда специфических признаков разделяются на типы, а каждый тип — на классы. По характеру примененной силовой установки различают суда с подвесными моторами (скутера и мотолодки) и суда со стационарными двигателями (глиссеры и катера).

На гоночных судах (скутерах и глиссерах) устанавливают специальные высокофорсированные поршневые двигатели. Ограничений по конструкции, размерам, обводам и виду топлива эти суда не имеют. Спортивные суда (мотолодки и катера) оснащаются моторами массового производства, имеют регламент некоторых размеров корпусов, в качестве горючего для них разрешено применение топлива обычного типа, которым обеспечивают автозаправочные станции. Для спортивных судов необходимо также соответствие размеров корпуса и выполнение специальных требований.

В каждом типе класс судна определяется рабочим объемом установленного двигателя.

Кроме названных судов спортивная классификация УИМ предусматривает типы и классы глиссеров с воздушным винтом, турбореактивных судов, скутеров-«сток», судов с ракетными двигателями, надувных лодок, прогулочных судов, а также крейсерских судов «*OFF-SHORE*» (судов для безопасного крейсерства и больших гонок в открытом море).

Из многообразия международных типов и классов моторных судов Федерация водно-моторного спорта СССР культивирует в настоящее время три класса скутеров: *OA*, *OB*, *OC*, три класса глиссеров: *R-1*, *R-2*, *R-4* и три класса спортивных мотолодок: *SA*, *SB*, *SC*. Кроме перечисленных международных классов судов у нас в стране в соревнованиях участвуют скутера национальных классов *OVN* и *OCN* и суда народного потребления.

ГОНОЧНЫЕ СУДА

Скутера

Класс судна	Рабочий объем цилиндров мотора, куб. см	Прочие условия
OA OB OC	До 250 От 251 до 350 От 351 до 500	Подвесной мотор свободной конструкции. Корпус по обводам, размерам и другим критериям ограничений не имеет. Горючее не регламентируется.
OBV OCN	До 350 - От 351 до 500	Серийный стечественный подвесной мотор. Разрешается форсировка на базе моторов «Нептун», «Привет», «Вихрь», «Москва» с обязательным использованием картера, блока цилиндров и коленчатого вала. Запрещается использовать на форсированных моторах серийные маховики от этих моделей. Корпус и горючее не регламентируются.

Глиссеры

Класс судна	Рабочий объем цилиндров двигателя, куб. см	Прочие условия
R-1 R-2 R-4	До 1000 От 1001 до 1500 От 1501 до 2500	Корпус судна ограничений не имеет. Серийный автомобильный двигатель, установленный стационарно внутри корпуса судна. Разрешена регламентированная правилами форсировка. Горючее — автобензин.

СПОРТИВНЫЕ СУДА С ПОДВЕСНЫМИ МОТОРАМИ

Мотолодки

Класс судна	Рабочий объем цилиндров мотора, куб. см	Минимальные размеры мотолодки, м	
		длина	ширина
SA SB SC	До 250 От 251 до 350 От 351 до 500	3,5 3,5 3,75	1,3 1,3 1,3

На мотолодке разрешается устанавливать серийный подвесной мотор, снабженный надежным реверсирующим устройством и водяным насосом для охлаждения. Конструкция и обводы корпуса не регламентируются. Разрешенное топливо — автобензин.

Более подробные требования и допустимые отклонения в каждом классе судов оговариваются действующими правилами и положениями о соревнованиях.

При существующем делении судов на типы и классы их технические характеристики, такие как максимальная скорость движения, динамические и мореходные качества, могут значительно отличаться. Однако принцип движения по воде остается для всех судов одинаковым.

2. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДИНАМИКЕ ДВИЖЕНИЯ СУДОВ

Движение судов по воде в зависимости от скорости может происходить при трех характерных режимах.

При малых скоростях перемещения судно плавает. Режим плавания характеризуется тем, что поддержание судна на поверхности воды обеспечивается гидростатическими силами, возникающими при заглублении водоизмещающего объема подводной части корпуса. Часто этот режим называется водоизмещающим.

С ростом скорости гидростатические силы поддержания сменяются динамическими силами. Это приводит к перераспределению давлений по корпусу судна, а следовательно, к изменению его посадки, поведения при наклонениях, качке, на циркуляции и т. д. К динамическим силам следует относить гидродинамические силы, появляющиеся на корпусе судна или на специальных устройствах и выступающих частях, и аэродинамические, возникающие на надводной части корпуса. Величины динамических сил существенно зависят от скорости движения судна. При скоростях, когда динамические силы поддержания составляют более 95 % массы судна, условно считают, что наступает качественно новый режим движения — движение с использованием динамических принципов поддержания.

Промежуточный режим движения судов, при котором динамические силы еще не превалируют в общем балансе сил поддержания, но уже заметно сказываются на общем поведении судна, вызывая значительное изменение посадки, волнообразования и других характерных параметров движения, называется переходным.

Всякое быстроходное судно, использующее динамические силы поддержания, при разгоне проходит все три режима.

В зависимости от конструктивного способа использования динамических сил поддержания можно выделить следующие характерные принципы движения:

глиссирование;

движение на подводных крыльях;

движение на воздушной подушке или с использованием воздушной смазки;

движение с использованием аэродинамических сил.

Эти принципы могут применяться на спортивных моторных судах как в чистом виде, так и в комбинациях. Эффективность той или иной схемы использования динамических сил, качественная оценка и сравнение конкретных конструктивных решений характеризуются величиной гидродинамического качества K и удельным сопротивлением ϵ , которые представляют собой отношение подъемной силы P и величины сопротивления R , возникающих при движении:

$$K = \frac{P}{R}; \quad \epsilon = \frac{R}{P}.$$

Определение режимов движения и сравнительная оценка быстроходности судов, имеющих различия по массе и размерам, обычно производится по величине их относительных скоростей, которые могут быть оценены отношением $\frac{V}{\sqrt{L}}$ или чаще числом Фруда. Для судов, находящихся в переходном режиме, относительную скорость определяют числом Фруда по длине ватерлинии:

$$Fr_L = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}}.$$

Для более быстроходных судов длина ватерлинии перестает являться существенным параметром и для характеристики их движения используется так называемое число Фруда по водоизмещению:

$$Fr_D = \frac{V}{\sqrt[3]{g \cdot \sqrt{D}}},$$

где D — величина водоизмещения, м^3 .

Режим плавания может быть ограничен значениями: $Fr_L \leq 0,5$; $Fr_D \leq 1,0$; $\frac{V}{\sqrt{L}} \leq 1,5$, а переходный режим: $Fr_L = 0,5 - 1,5$; $Fr_D = 1,0 - 3,0$; $\frac{V}{\sqrt{L}} = 1,5 - 4,5$.

Переход к движению с использованием динамических сил поддержания становится эффективным при $Fr_D \geq 3$.

К высокоскоростным судам относятся суда, расчетная скорость которых намного превосходит границу третьего режима движения и Fr_D характеризуется следующими значениями:

мотолодки — 5—12;

скутера — 15—22;

катера — 9—15;

глиссеры — 12—23 и более.

Динамические силы поддержания прямо связаны с величиной динамического напора в набегающем потоке воды или воздуха.

Как известно из теории несжимаемых жидкостей и газов, величина скоростного напора зависит от плотности жидкости или газа и квадрата скорости потока и может быть представлена выражением:

$$P = \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \text{ кгс/м}^2,$$

где V — скорость набегающего потока, м/с;

ρ — плотность среды, $\frac{\text{кгс} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$.

Плотность жидкости или газа связана с величиной удельного веса γ (кгс/м³) соотношением:

$$\rho = \frac{\gamma}{g},$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение силы тяжести.

Удельный вес пресной воды обычно принимают равным $\gamma = 1000 \text{ кгс/м}^3$, а $\rho = 102 \frac{\text{кгс} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$. Для воздуха соответственно $\gamma = 1,226 \text{ кгс/м}^3$ и $\rho = 0,125 \frac{\text{кгс} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$ при температуре 20°C и давлении 760 мм рт. ст. Плотность воздуха меньше плотности воды приблизительно в 800 раз. Несмотря на различие в плотности и сжимаемости (сжимаемость воздуха примерно в 14 000 раз больше сжимаемости воды), с точки зрения законов движения воды и воздуха, между ними во многих случаях нет различия. Исследования показывают, что формулы гидромеханики, выведенные для несжимаемых жидкостей, справедливы и для газов, если скорость их движения не превосходит некоторого предела. Этот предел зависит от отношения скорости движения к скорости распространения звука. При величине этого отношения 0,2 возможная погрешность в определении давления газа по формулам для несжимаемых жидкостей составляет не более одного процента. Поскольку скорость распространения звука в воздухе составляет около 350 м/с, то, как следует из предыдущего, при скорости воздуха до 70—75 м/с законы движения воды и воздуха можно считать общими.

ГЛИССИРОВАНИЕ

Глиссирование — это скольжение по поверхности воды. Характерным для этого режима движения является то, что масса судна или вертикальная нагрузка на отдельном элементе корпуса практически полностью уравнивается гидродинамической подъемной силой, возникающей на пластинах, соприкасающихся с поверхностью воды.

При движении глиссирующей пластины по поверхности с углом атаки α часть натекающей воды отклоняется вниз, создавая повышенное давление под пластиной. другая часть — выбрасывается вперед и в стороны в виде брызг (рис. 7, 8, 9).

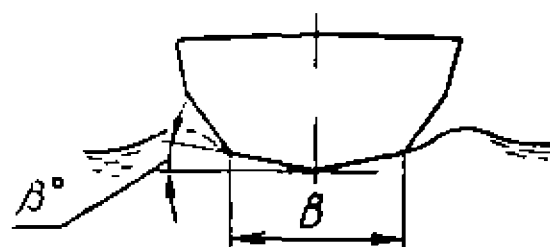
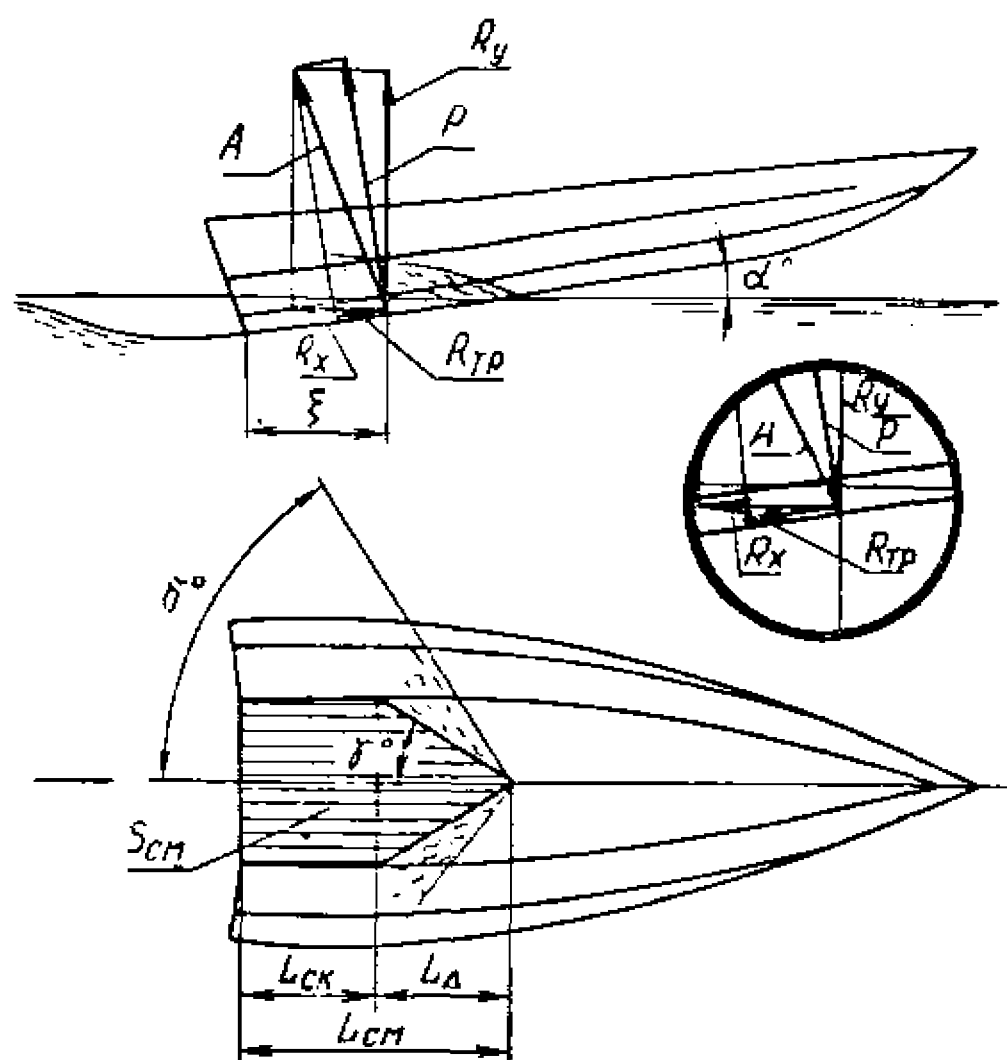


Рис. 7. Схема обтекания и гидродинамические силы, действующие на глиссирующее судно:

α — угол атаки глиссирующей пластины днища; β — угол килеватости днища; A — полная гидродинамическая сила, возникающая на глиссирующей пластине днища; ξ — расстояние от кормового среза днища до ЦД гидродинамических сил; γ — угол заострения смоченной поверхности днища при глиссировании; δ — угол выброса брызговых струй; B — ширина глиссирующей поверхности днища (ширина глиссирования); S_{cm} — площадь смоченной поверхности днища; L_{cm} — длина смоченной поверхности; $L_{ск}$ — длина смоченной поверхности по скуле; L_{Δ} — длина смоченного носового участка днища, имеющего треугольную форму.

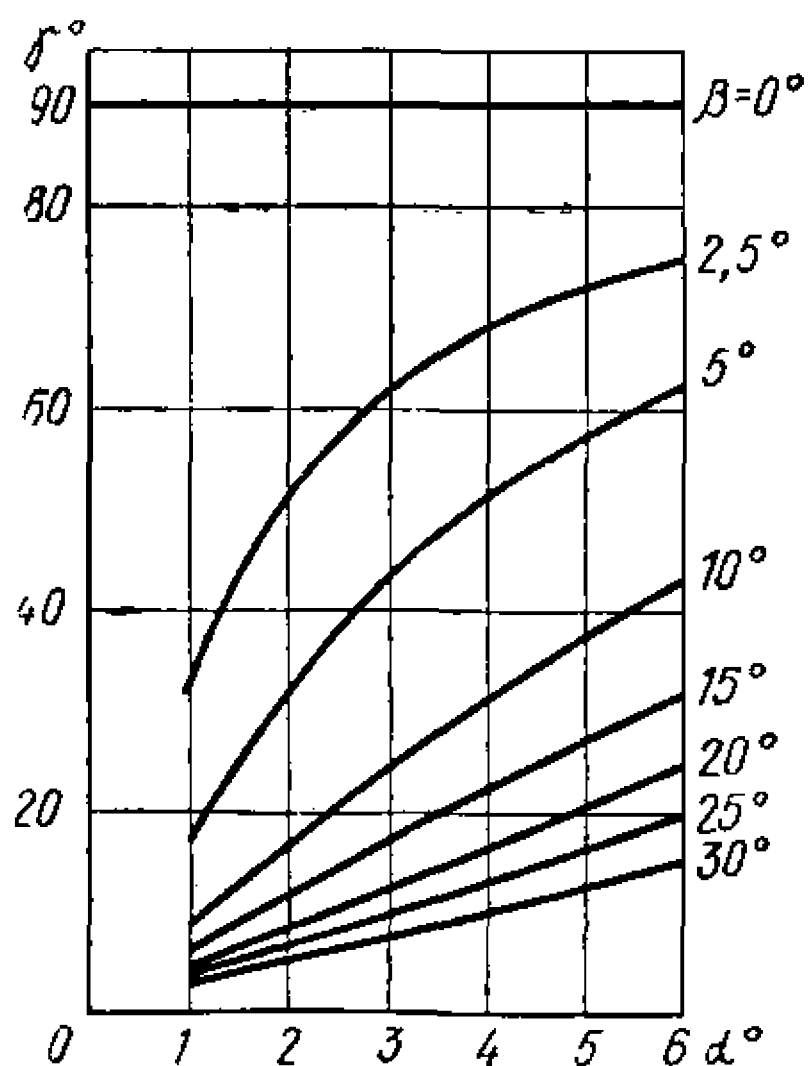


Рис. 8. Угол γ заострения смоченной поверхности днища (действующей ватерлинии) при глиссировании пластин различной килеватости в зависимости от угла атаки.

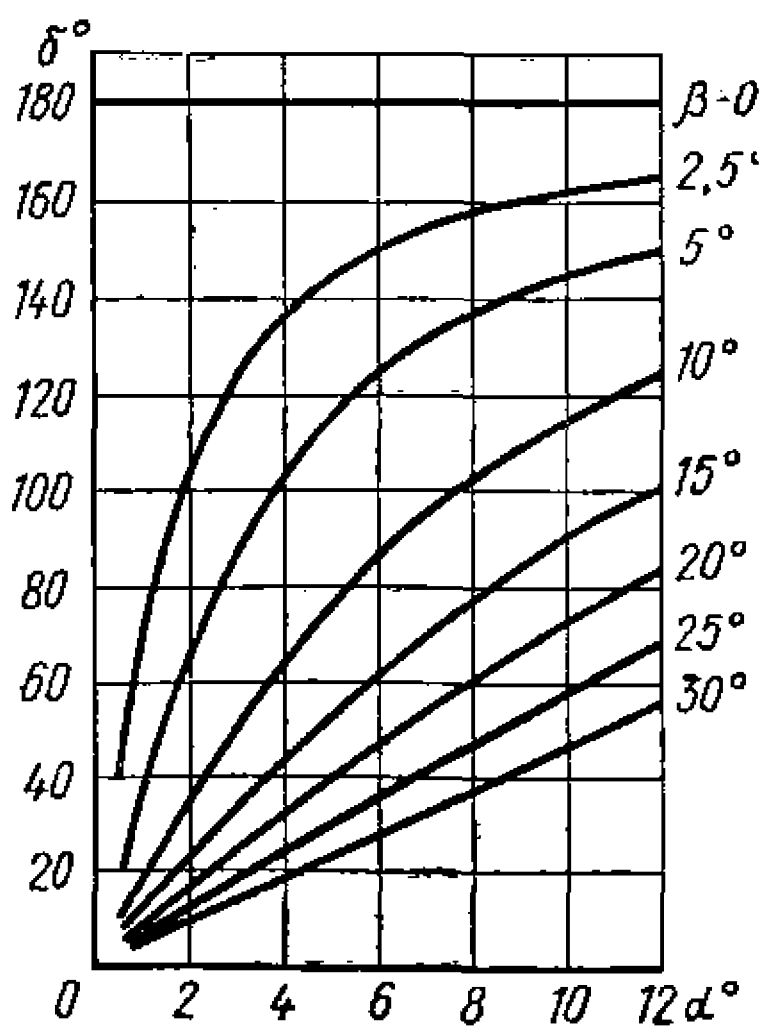


Рис. 9. Угол δ выброса брызговых струй в плане из-под глиссирующей пластины с углом килеватости β в зависимости от угла атаки.

Равнодействующая сил давления P направлена перпендикулярно к поверхности пластины. Сила трения $R_{тр}$, возникающая при обтекании пластины потоком, лежит в плоскости пластины. Эти силы обуславливают силу сопротивления:

$$R_x = P \cdot \sin \alpha + R_{тр} \cdot \cos \alpha$$

и подъемную силу:

$$R_y = P \cdot \cos \alpha - R_{тр} \cdot \sin \alpha.$$

Учитывая, что оптимальные углы атаки при глиссировании достаточно малы, а сила сопротивления в несколько раз меньше подъемной, выражения для подъемной силы и силы сопротивления с достаточной точностью могут быть представлены в следующем виде:

$$R_y = P; \quad R_x = P \cdot \alpha + R_{тр} \quad \left(\alpha = \frac{\alpha^\circ}{57.3}, \text{ рад} \right).$$

Положение равнодействующей динамических сил по длине пластины обычно характеризуется расстоянием точки ее приложения от кормового среза глиссирующей пластины ξ и определяется величиной момента гидродинамических сил M относительно кормовой кромки.

Динамические силы, возникающие на глиссирующей пластине прямо пропорциональны скоростному напору набегающего потока воды $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{2} \right)$ и смоченной площади пластины. Коэффициенты пропорциональности между величинами гидродинамических сил, скоростным давлением и площадью пластины в гидродинамике называются коэффициентами подъемной силы C_y и сопротивления C_x :

$$C_y = \frac{R_y}{\frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot S_{см}}; \quad C_x = \frac{R_x}{\frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot S_{см}}.$$

Отношение коэффициентов подъемной силы и сопротивления выражает величину гидродинамического качества:

$$K = \frac{R_y}{R_x} = \frac{C_y \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot S_{см}}{C_x \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot S_{см}} = \frac{C_y}{C_x}.$$

Значения коэффициентов подъемной силы и сопротивления зависят от угла атаки пластины, формы смоченной поверхности, а коэффициент сопротивления дополнительно от коэффициента трения, который, в свою очередь, зависит от величины относительной скорости обтекания, обычно определяемой числом Рейнольдса $Re = \frac{V \cdot L}{\nu}$, где $\nu = 0,157 \cdot 10^{-5}$ с/м² — коэффициент кинематической вязкости воды при $t = 4^\circ\text{C}$ ($\nu = 0,125 \cdot 10^{-5}$ с/м² при $t = 12^\circ\text{C}$).

Зависимость коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса приведена на рис. 10. С увеличением скорости движения сопротивление трения несколько уменьшается.

На практике точно определить смоченную поверхность пластины при глиссировании достаточно сложно из-за дополнительного замывания поверхности брызговыми струями. Это затрудняет определение сил, возникающих при глиссировании. Обычно

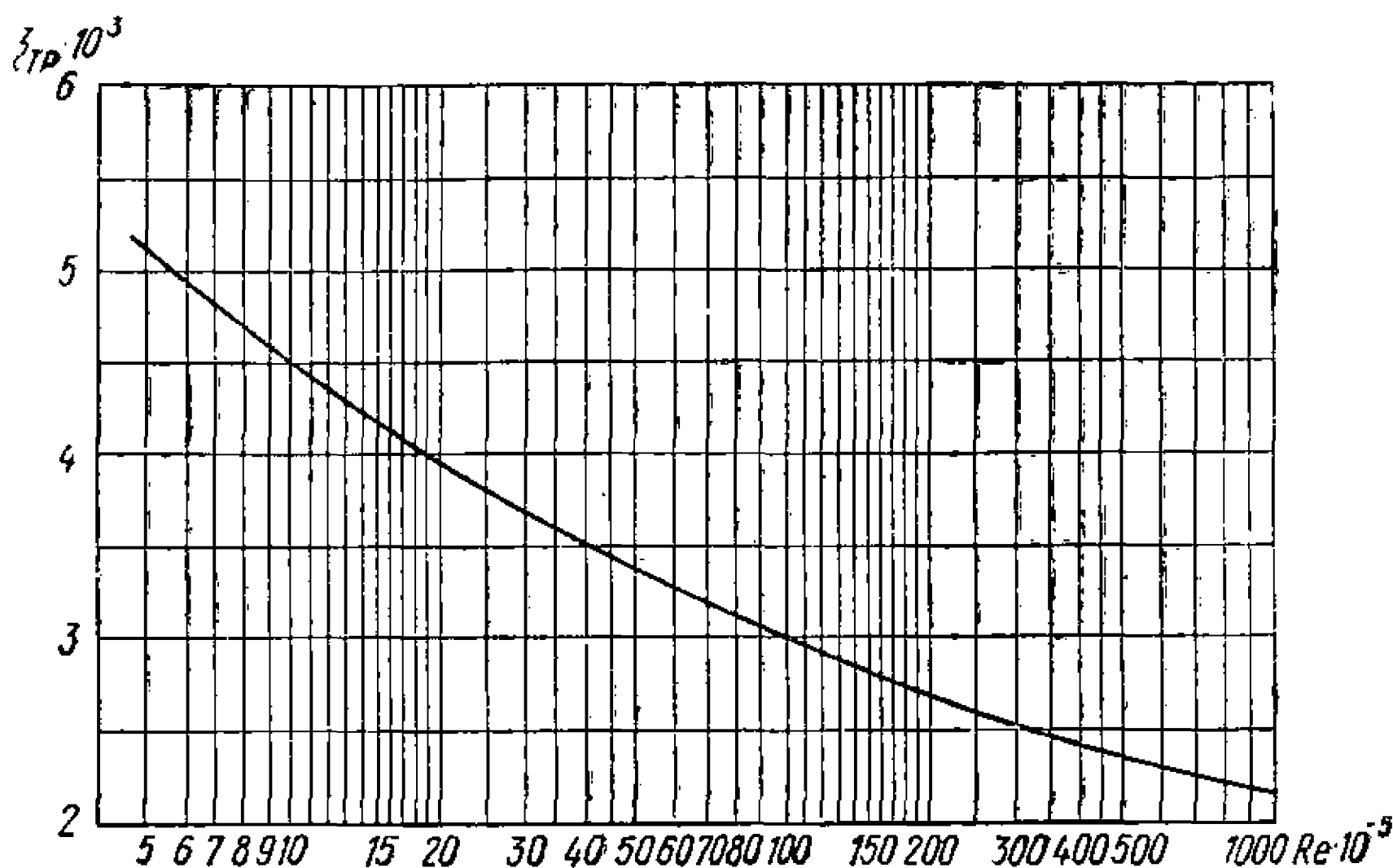


Рис. 10. Зависимость коэффициента трения ($\xi_{\text{тр}}$) от числа Рейнольдса (Re).

для характеристики несущей способности глиссирующих поверхностей используется коэффициент удельной нагрузки при глиссировании (коэффициент динамической нагрузки):

$$C_B = \frac{R_y}{\frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot B^2}.$$

Ширина пластины B постоянна вне зависимости от режима обтекания и равна для судна ширине по скуле или по брызгоотражающим брускам. При этом положение равнодействующей сил давления по длине — относительную центровку — выражают через ширину пластины:

$$m\Delta = \frac{\xi}{B}.$$

Гидродинамические характеристики глиссирующих поверхностей той или иной профилировки удобно выражать графически в виде зависимости гидродинамического качества K или удельного сопротивления ε от коэффициента динамической

нагрузки при различных относительных центровках. Эти зависимости получают путем обработки экспериментальных данных при проведении буксировочных испытаний в опытовых бассейнах. Так как при чистом глиссировании движение судна происходит только на части днищевой поверхности, борта не замыкаются и не оказывают влияния на динамику движения, то во время испытаний для получения систематических данных о динамических характеристиках при глиссировании часто используются упрощенные модели — плоские или профилированные пластины, повторяющие форму днища катеров.

Следует отметить, что в отечественной практике принята и другая система обработки экспериментальных данных, когда значение относительного сопротивления ϵ приводится в зависимости от относительной скорости Fr_D для различных значений коэффициента статической нагрузки $CA = \frac{D}{\gamma B^3}$. Такая обработка данных по испытаниям моделей характерна для судов,двигающихся в переходном режиме, и неудобна для проведения систематического анализа гидродинамических характеристик глиссирующих поверхностей корпусов в режиме чистого глиссирования. В то же время такие зависимости удобны при проведении испытаний конкретных моделей катеров, так как позволяют проводить наглядное сравнение и анализ влияния изменения водоизмещения на сопротивление будущего судна во всем диапазоне скоростей движения (от плавания до глиссирования). Поскольку читатель может столкнуться с необходимостью пересчета обработанных именно таким образом данных испытаний моделей для постройки судна в натуральную величину, приведем схему расчета сопротивления воды движению судна.

Если модель имела длину L_m , а натурный катер, имеющий такие же обводы, L_n , то все его геометрические линейные размеры должны быть пропорциональны масштабу модели, $\mu = \frac{L_n}{L_m}$; а водоизмещение пропорционально

$$\mu^3 = \left(\frac{L_n}{L_m}\right)^3; \quad B_n = \mu \cdot B_m; \quad D_n = \mu^3 \cdot D_m.$$

При расчете величины сопротивления в зависимости от скорости движения натурального судна с достаточной степенью точности, учитывая, что размеры и водоизмещения гоночных судов обычно невелики, можно пользоваться формулой:

$$R_n = \frac{D_n}{K_m} = \epsilon_m \cdot D_n,$$

где K_m — гидродинамическое качество, а ϵ_m — относительное сопротивление для модели, или формулой:

$$R_n = \mu^3 \cdot R_m = \frac{D_n}{D_m} \cdot R_m.$$

При этом соответствующие скорости для натурального судна пересчитываются, исходя из условия равенства относительных скоростей модели и натурального катера, т. е. $(Fr_D)_н = (Fr_D)_м$ или, что то же при полном модельном подобии, $Fr_н = Fr_м$:

$$V_н = V_м \cdot \frac{\sqrt{D_н}}{\sqrt{D_м}} = V_м \cdot \sqrt{\mu}.$$

Следует отметить, что в большинстве случаев при проектировании спортивных судов подобрать подходящий прототип или модель, для которых известна величина сопротивления, невозможно, поэтому спортсмены вынуждены определять сопротивление корпуса судна расчетным способом, опираясь на более общие зависимости.

На рис. 11, 12, 13 представлены результаты обработки испытаний пластин с килеватостью 0; 12; 17,5; 22,5°. Здесь приводятся зависимости качества K пластины от удельной нагрузки для различных центровок и углов атаки.

Максимальное значение $K \approx 10$ может быть получено на плоской пластине ($\beta = 0^\circ$) в диапазоне $C_b = 0,015—0,05$, при $m\Delta = 0,5—1,2$, т. е. при расстоянии центра тяжести (ЦТ) от транца, равном 0,5—1,2 В, что соответствует углу атаки пластины $\alpha = 4^\circ$. Отклонение в ту или иную сторону от оптимальных параметров приводит к снижению величины гидродинамического качества.

При увеличении углов килеватости уменьшается величина динамической подъемной силы, увеличивается смоченная поверхность и относительное сопротивление, а следовательно, падает качество. Особенно последнее заметно при малых удельных нагрузках ($C_b = 0,03—0,06$). С увеличением же коэффициента C_b до 0,08—0,11 падение качества по сравнению с качеством плоских пластин незначительно. Это может быть объяснено уменьшением волнового сопротивления и сопротивления формы благодаря более острым очертаниям ходовых ватерлиний у килеватых пластин. Резкое падение качества килеватых пластин при малых удельных нагрузках происходит в связи с тем, что оптимальное значение гидродинамического качества глиссирующей поверхности, так же как и для несущего крыла, непосредственно связано с удлинением глиссирующей поверхности. Оно может быть определено: при прямоугольной форме смоченной поверхности — по формуле $\lambda = \frac{L}{B}$, при более сложной форме — $\lambda = \frac{L}{B_{ср}}$, или $\lambda = \frac{S_{см}}{B^2}$.

Увеличение гидродинамического качества плоской пластины, наблюдаемое в диапазоне малых удельных нагрузок, происходит

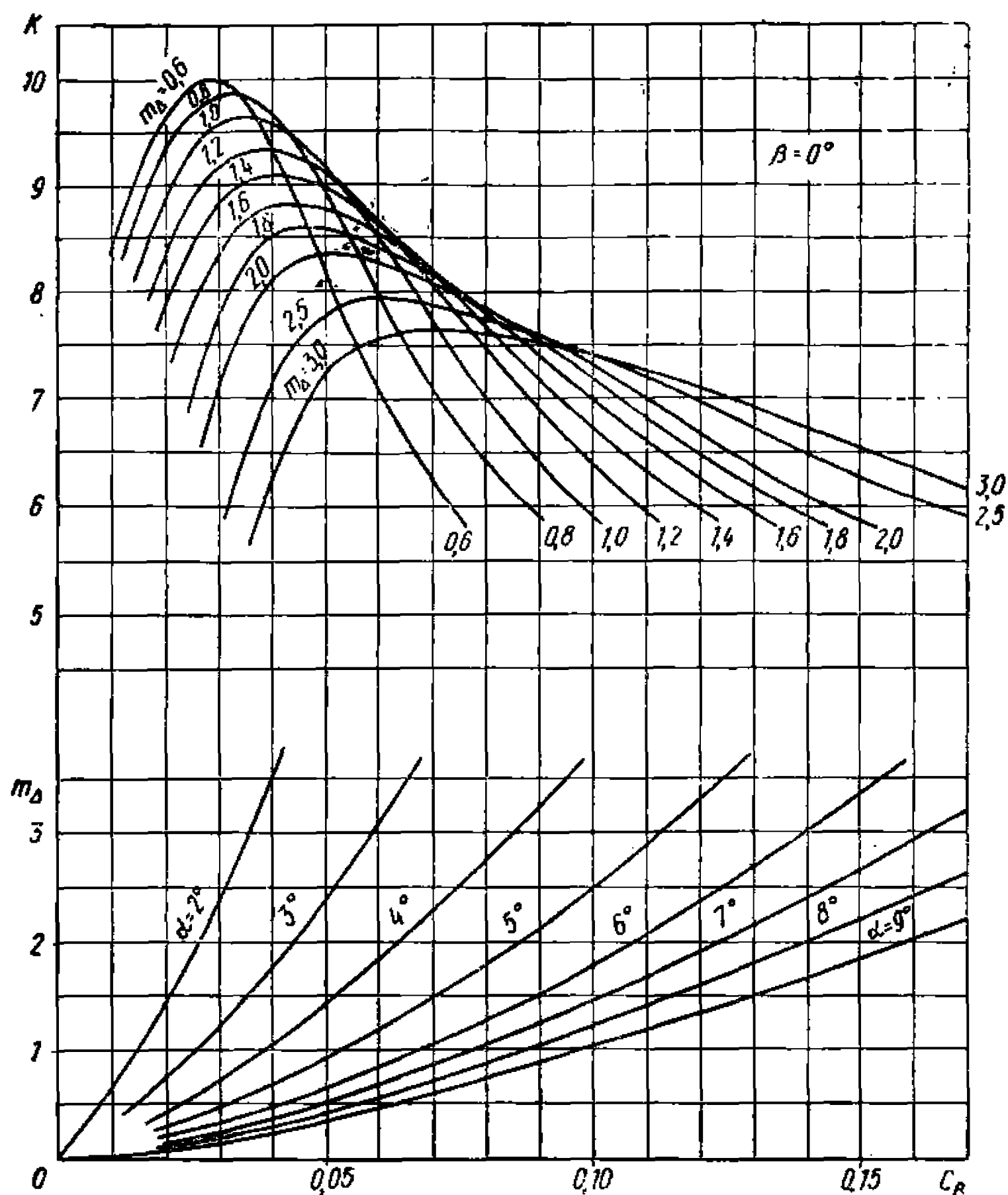


Рис. 11. Зависимость гидродинамического качества от удельной нагрузки и центровки и график для определения ходовых углов атаки плоской глиссирующей пластины ($\beta = 0^\circ$).

при малых значениях относительных центровок. Физически это объясняется тем, что в таком режиме глиссирование происходит при оптимальных углах атаки на относительно узкой полоске днищевой пластины у кормового среза. При глиссировании килевой пластины ватерлиния при высоких значениях удельной нагрузки имеет сложную форму, состоящую из носового треугольника и прямоугольника, начинающегося по длине в точке пересечения скулы с поверхностью воды. Удлинение глиссирующей поверхности при этом определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{S_{\text{см}}}{B^2} = \frac{S_{\Delta} + S_{\square}}{B^2} = \frac{B \cdot \frac{L_{\Delta}}{2} + B \cdot L_{\text{ск}}}{B^2} = \frac{\frac{L_{\Delta}}{2} + L_{\text{ск}}}{B}.$$

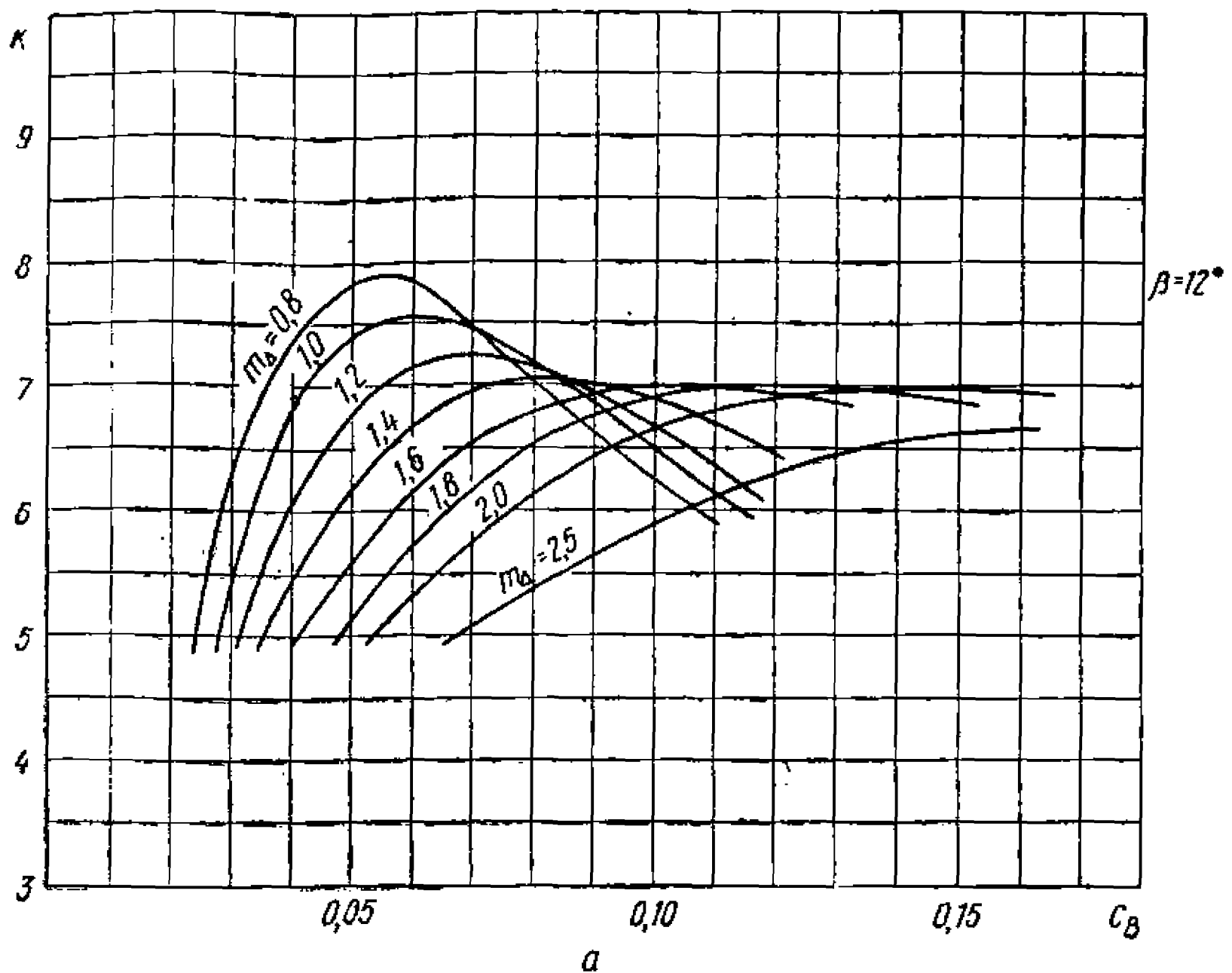
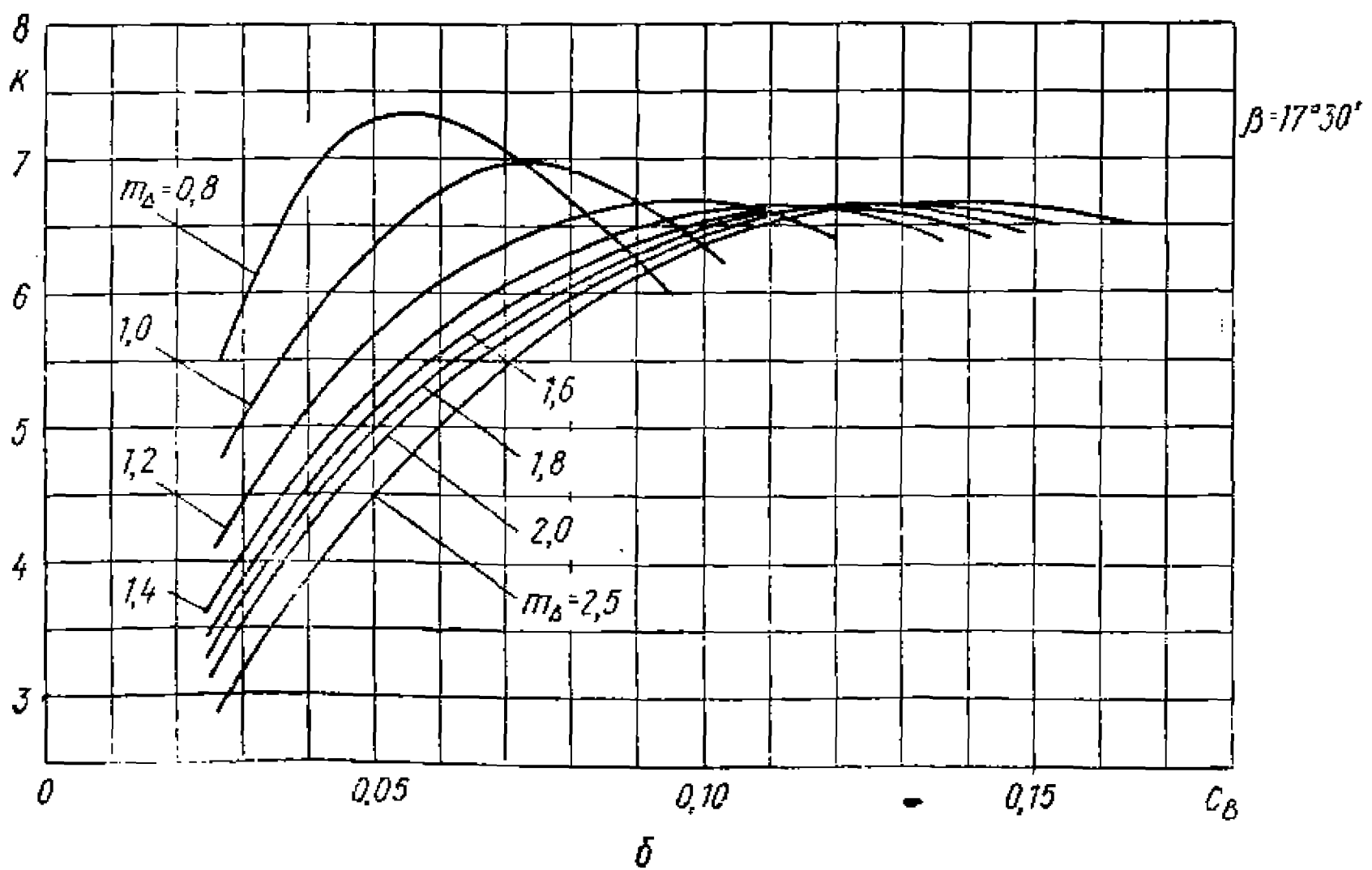
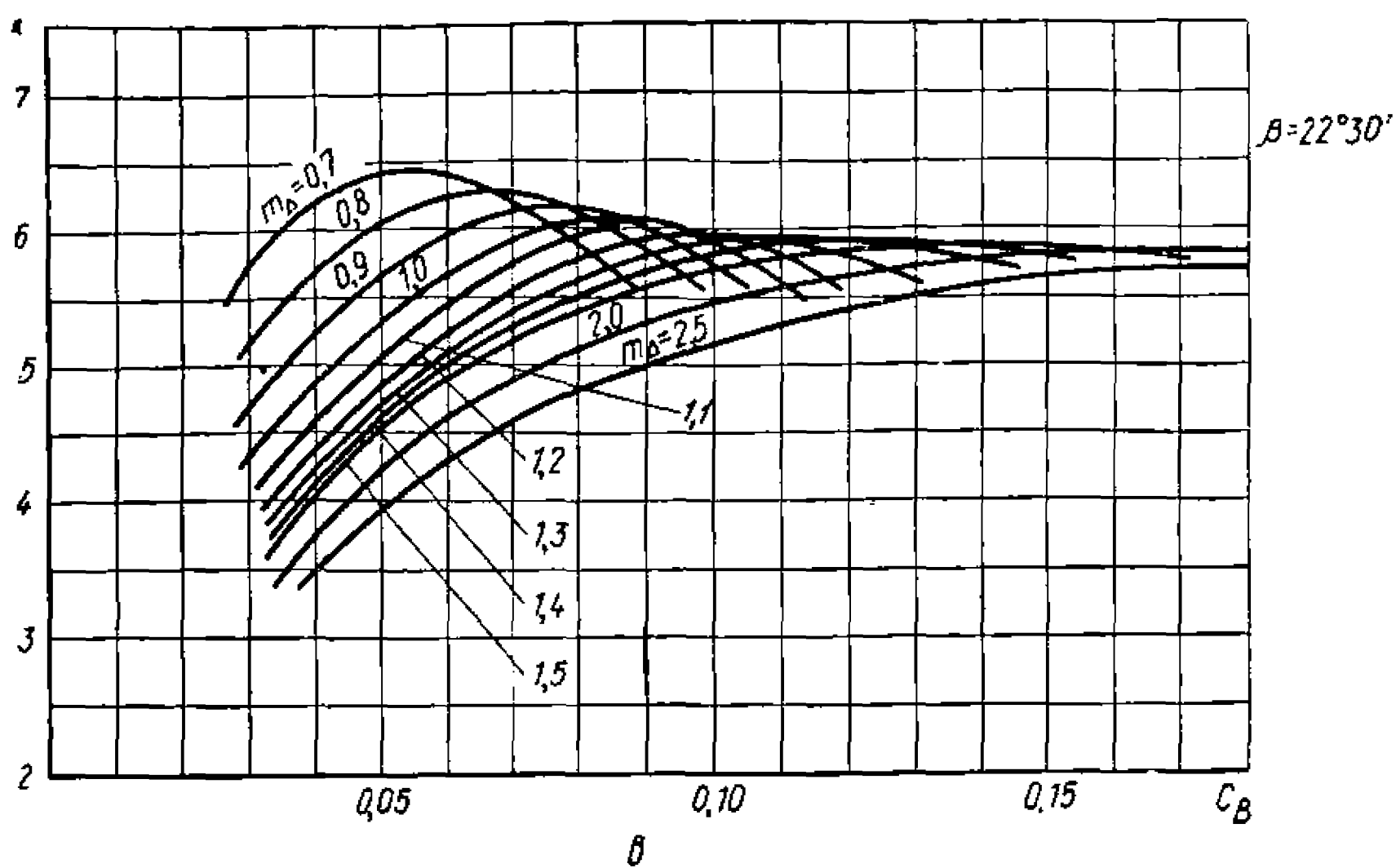


Рис. 12. Зависимость гидродинамического качества от удельной нагрузки и центровки глиссирующих пластин различной килеватости:
 $a - \beta = 12^\circ$;



$\delta - \beta = 17^\circ 30'$;



$\alpha - \beta = 22^\circ 30'$.

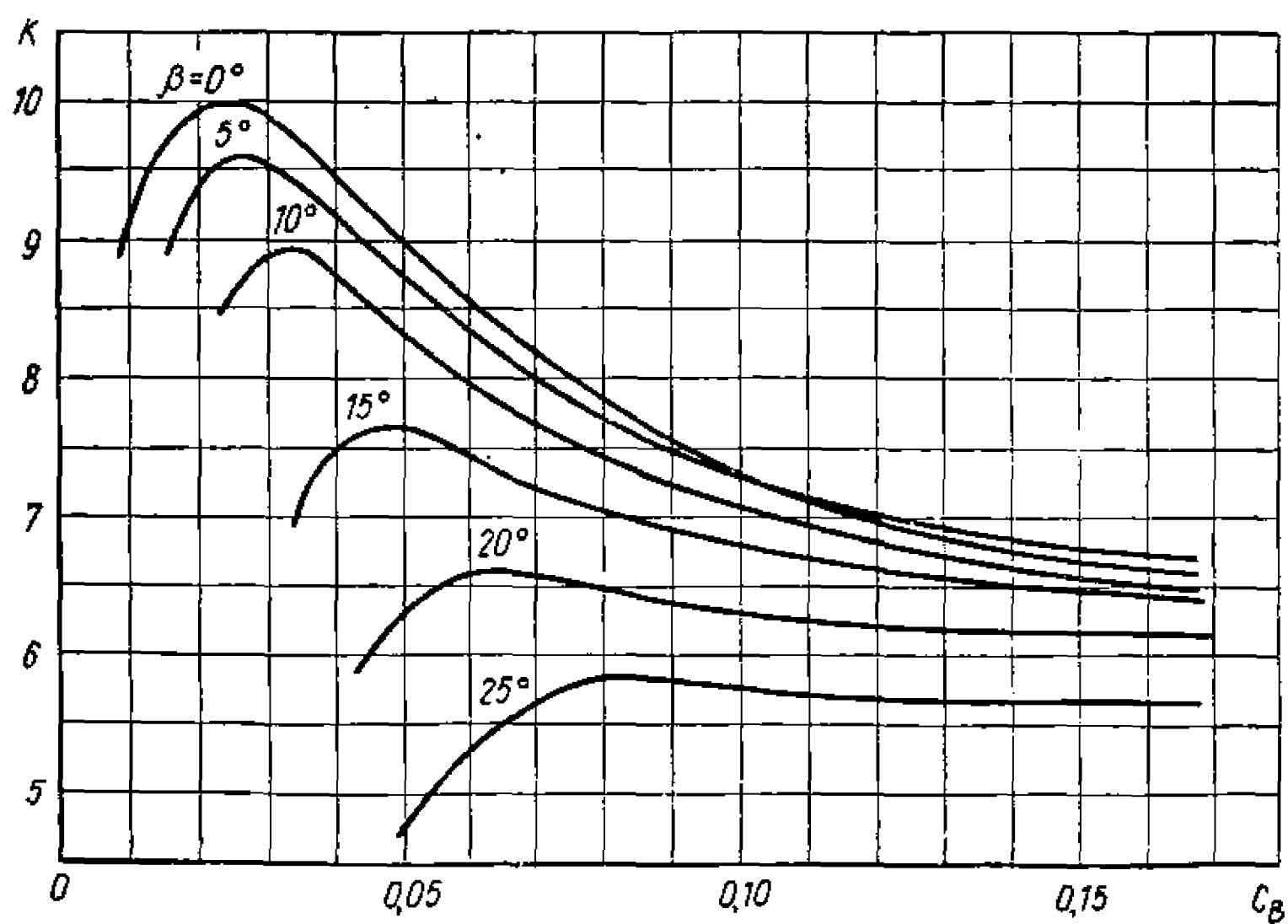


Рис. 13. Максимальные значения гидродинамического качества при оптимальных углах атаки для плоскокилеватых профилей в зависимости от удельной нагрузки.

При уменьшении удельной нагрузки и смещении центра давления в корму длина смоченного участка скулы уменьшается. В момент, когда скула выйдет из воды, удлинение достигает ми-

нимальной величины: $\lambda_{\min} = \frac{\frac{L\Delta}{2}}{B}$. При дальнейшем уменьшении удельной нагрузки и относительной центровки глсссирующая поверхность будет сохранять подобную треугольную форму, но с меньшей шириной. Удлинение пластины при этом будет оставаться неизменным. Если же сравнивать гидродинамическое качество плоской пластины при удлинениях смоченной поверхности, соответствующих минимальным удлинениям килеватых пластин, то разница в величинах K не столь существенна и связана с увеличением смоченной поверхности и растеканием потока при встрече с килеватым днищем.

Как показали эксперименты, несколько повысить гидродинамическое качество килеватой пластины удастся за счет уменьшения потерь брызгообразования и увеличения давления у скул благодаря применению поперечной профилировки днища (лекальные очертания шпангоутов, отгибы у скулы, накладки — рис. 14). Однако наибольшее влияние на величину K оказывают значения C_v и $m\Delta$, зависящие от скорости движения, ширины глсссирования и центровки по длине. С увеличением скорости оптимальные значения удельной динамической нагрузки и гидродинамического качества можно сохранить только за счет уменьшения ширины глсссирующей пластины при одновременном смещении ЦТ к кормовому срезу днища.

Обеспечить оптимальные параметры глсссирования часто бывает достаточно сложно по ряду как конструктивных, так и гидродинамических причин.

Наиболее простой способ, позволяющий обеспечить оптимальный угол атаки участков днища глсссирующего судна, — поперечное реданирование. Реданом называют всякий уступ на

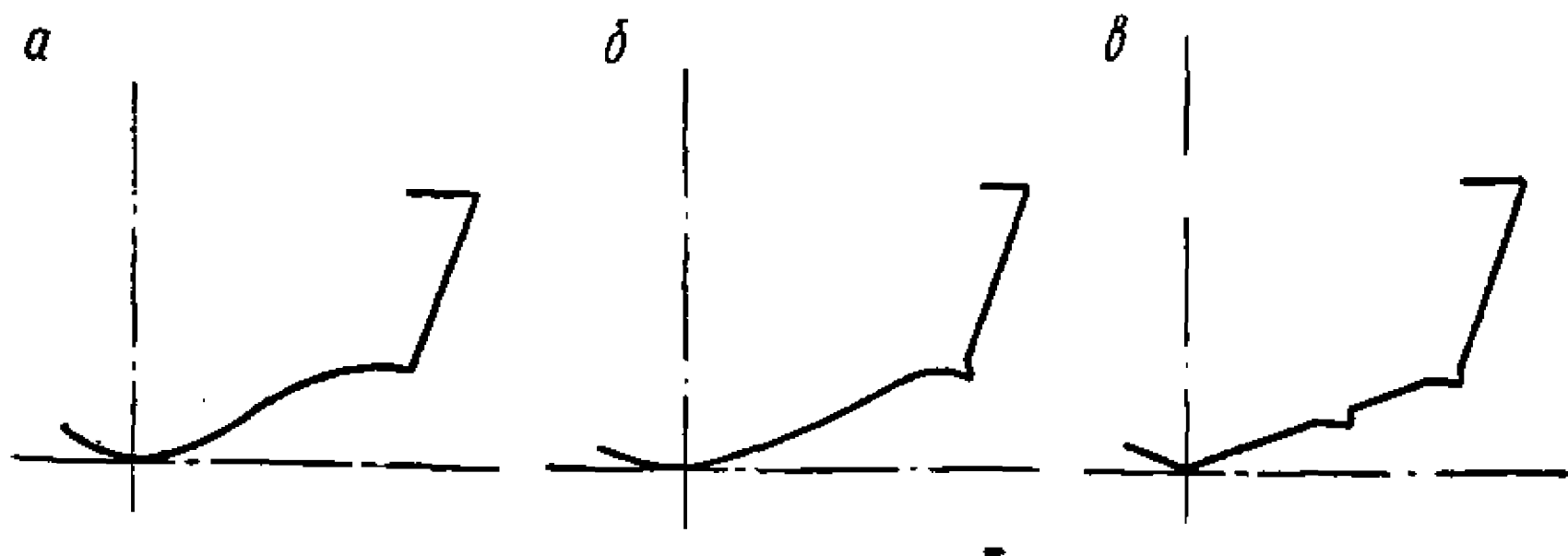


Рис. 14. Поперечная профилировка килеватых днищ глсссирующих судов с повышенным гидродинамическим качеством:

а — лекальный профиль; б — профиль со скуловым отгибом; в — плоскокилеватый профиль с продольными накладками.

днище, хотя часто реданом называют и прилегающую к нему в нос днищевую пластину. Существует несколько схем поперечного реданирования (рис. 15). Наиболее распространенными схемами являются однореданная и трехточечная. Первая схема позволяет разнести по длине на две опорные площадки динамические силы поддержания, уравнивающие массу судна; вторая — дополнительно разнести силы по ширине, разделив носовую опорную поверхность на две бортовые площадки спонсонов и тем самым обеспечив судну поперечную остойчивость на ходу.

Как показывает практика, использование реданных обводов для высокоскоростных судов позволяет обеспечить оптимальные параметры глиссирования на смоченных участках днища (величины C_v и $m\Delta$), благодаря чему существенно снижается сопротивление корпуса по сравнению с безреданными судами. Однако, несмотря на кажущуюся простоту такого конструктивного решения, в действительности появляется ряд сложных проблем, которые требуют более внимательного рассмотрения и препятствуют широкому распространению подобных форм корпусов в чистом виде.

Во-первых, это — взаимное влияние жестко связанных между собой глиссирующих поверхностей. Оно может приводить к потере продольной устойчивости движения даже на тихой воде, хотя в проекте и заложена полная статическая устойчивость судна. На динамическую устойчивость оказывают влияние распределение нагрузок между носовыми и кормовыми опорными пло-

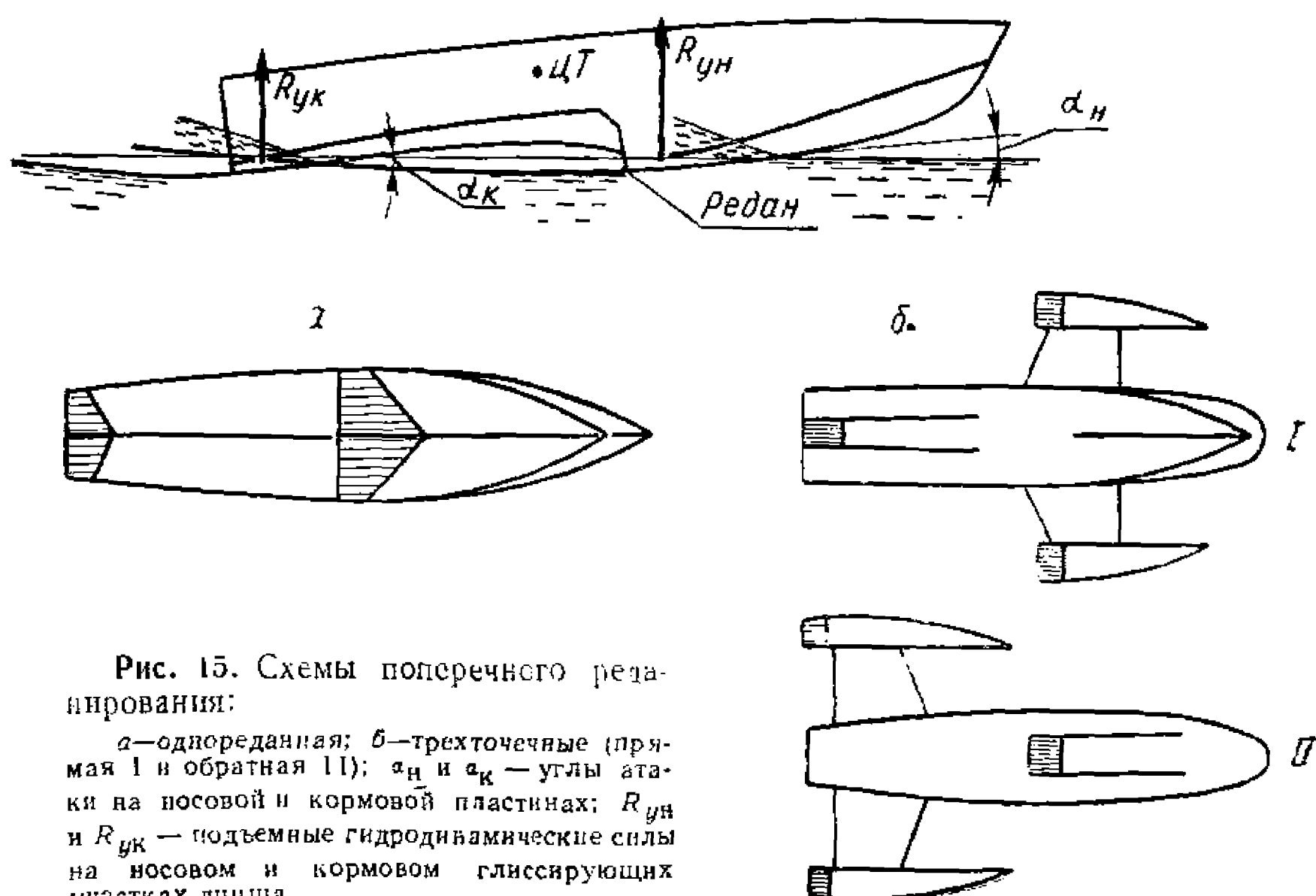


Рис. 15. Схемы поперечного реданирования:

а — однореданная; б — трехточечные (прямая I и обратная II); α_n и α_k — углы атаки на носовой и кормовой пластинах; R_{yn} и $R_{ук}$ — подъемные гидродинамические силы на носовом и кормовом глиссирующих участках днища.

щадками и выбранные значения коэффициентов удельных динамических нагрузок.

Некоторые авторы [8]* рекомендуют массу судна по длине между опорными площадками (реданами) распределять: на носовые 60—80 %, на кормовую — оставшиеся 40—20 %. При этом, если для носовой поверхности угол атаки принимать оптимальным, т. е. около $4,5^\circ$, то в корме угол атаки следует уменьшить на $1—1,5^\circ$. Соответственно C_v для носовых глиссирующих поверхностей рекомендуется принимать в диапазоне $C_v = 0,03—0,06$ в зависимости от углов килеватости на редане, а для кормовых — уменьшить до $C_v = 0,03—0,04$. При этом редан надо располагать не ближе $0,4 L$ от транцевого среза днища.

Во-вторых, это — влияние носового редана (реданов). Оно проявляется в замывании кормовых участков днища из-за волнообразования и брызговых струй, что может вызвать продольную неустойчивость движения и существенно увеличить сопротивление корпуса. Особенно это характерно для однореданных схем, при которых кормовой участок днища глиссирует по возмущенной реданом поверхности воды. Чтобы не вызвать замыкания в корме, рекомендуется ширину кормового участка днища уменьшать до 0,75—0,85 от ширины носового редана. Для обеспечения эффективного отрыва струй воды на редане и уменьшения замыкания кормовых участков днища высота редана должна быть не менее 50—80 мм.

В связи с этим при проектировании глиссирующего реданного судна окончательно сделать вывод о ходовых качествах судна можно только при испытаниях и доводке либо опытного судна, либо его буксируемой модели.

Мореходные качества реданных катеров вполне удовлетворительны. Однако, как и у безреданных судов, повышенная устойчивость (продольная и поперечная) может отрицательно отразиться на их мореходности. Это хорошо видно при наблюдении за характером поперечной качки на волнении (если ее можно так назвать) трехточечных (чисто глиссирующих) судов. Поперечная остойчивость последних безусловно существенно выше, чем однокорпусных судов. Жесткая стабилизация судна в поперечной плоскости приводит к повышенным ударным перегрузкам при встрече спонсонами волны. В результате чего спонсоны могут высоко и необязательно одновременно отрываться от воды, при этом ось вращения корпуса проходит через спонсон и кормовую площадку днища, т. е. под достаточно большим углом к продольной оси движения. Это, в свою очередь, может привести к зарыскиванию судна в сторону и дополнительным кренам. Поскольку эта «качка» вызвана гидродинамическими силами, частота таких поперечных колебаний достаточно велика.

* В скобках указан номер книги в списке литературы.

Для безреданных судов обеспечить оптимальные параметры глиссирования часто бывает невозможно по ряду конструктивных и гидродинамических причин. Наиболее существенная из них — потеря продольной устойчивости движения, наступающая на достаточно высоких скоростях при малых значениях коэффициента $m\Delta$. В зоне неустойчивого движения сопротивление судна возрастает из-за постоянного изменения осадки, длины смоченной поверхности и отклонения углов дифферента от оптимальных величин.

Возникновение неустойчивости (дельфинирования и рикошетирования) зависит от нескольких факторов, характеризующих нагрузку, центровку, размерения и форму обводов днища. При движении на границе устойчивости даже небольшое волнение может вызвать потерю устойчивости.

Условно дельфинированием можно назвать такое неустойчивое движение, при котором изменяется ходовой дифферент. Дельфинирование характерно для умеренных скоростей движения (до $Fr_D \approx 6$).

С ростом скорости при очень малых значениях удельной нагрузки на днище ($C_v \leq 0,02$) наступает иной вид потери устойчивости — рикошетирование, когда днище судна только периодически касается воды почти без изменения дифферента. Вертикальная сила ударов о воду при этом значительно превосходит массу судна.

Гидродинамическое качество судов, двигающихся в неустойчивом режиме на тихой воде, не превосходит качества хорошо спроектированных судов с устойчивым движением. На умеренном волнении, однако, прирост сопротивления у судов с неустойчивым режимом движения оказывается меньше, чем у двигающихся в устойчивом режиме (поэтому и можно было встретить образцы спортивных судов, для которых рикошетирование — нормальный режим движения; например, катер класса Е-02 заслуженного мастера спорта СССР В. Исакова или моторная лодка мастера спорта СССР Е. Семенова).

Безусловно, из-за частых и сильных ударов в днище конструкция корпуса подобных судов требует дополнительного усиления, что приводит к увеличению массы.

На устойчивость движения в большой степени влияют отстояние ЦТ от транца, продольный профиль днища и продольный момент от упора гребного винта, т. е. факторы, обуславливающие угол ходового дифферента и смоченную длину днища.

Существует ряд методов проверки устойчивости катеров при глиссировании [13]. В то же время практика показывает, что до относительных скоростей $Fr_D \approx 6$ устойчивость движения безреданных судов, имеющих обводы с постоянной килеватостью и прямыми батоксами в кормовой части днища, обеспечивается при $x_g > 0,9$ м для водоизмещения $D = 200$ кг, $x_g > 1,2$ для $D = 400—500$ кг, $x_g > 1,5$ для $D = 800—1000$ кг. При этом отгиб,

уменьшая ходовой дифферент, увеличивает устойчивость движения, в то время как выпуклые кормовые ветви батоксов вызывают дельфинирование. Положительно на устойчивости движения сказывается увеличение угла наклона гребного вала, что особенно наглядно на судах с подвесными моторами. В меньшей степени на устойчивость движения влияет килеватость днища.

Таким образом, предельное ограничение кормового положения ЦТ при одновременном уменьшении ширины днища, определяемого из условия получения оптимальных динамических удельных нагрузок с ростом расчетных скоростей движения, приводит к значительному увеличению относительной центровки

$m\Delta = \frac{x_g}{B}$. При этом значения оптимальных динамических нагрузок C_v изменяются, существенно возрастая при $m\Delta > 0,8$ (см. рис. 11, 12) и переходя в область, где влияние килеватости на величину гидродинамического качества сильно уменьшается.

Переход на большие удельные нагрузки оказывается благоприятным, с точки зрения снижения ударных перегрузок, которые испытывает днище глиссирующего судна при ходе на волнении. На рис. 16 показано влияние коэффициента нагрузки C_v на величину максимальных перегрузок, возникающих при движении на волнении. Одновременно отметим, что и всякое увеличение углов килеватости глиссирующей поверхности из-за более плавного входа участков днища в воду также уменьшает ударные нагрузки.

Возникновение при движении на волнении динамических перегрузок сопровождается существенным изменением сопротивления. Как показывает анализ ходкости натурных катеров, увеличение сопротивления при ходе на волнении может достигать 20—50% и более в зависимости от относительной скорости движения и высоты волны. Обычно чем больше перегрузки, испытываемые катером, тем больше и увеличение сопротивления.

Для спортивных судов нормальным условием эксплуатации является движение на волнении, так как волна высотой даже 0,1—0,15 м считается для них значительной, учитывая малые размеры моторных лодок и катеров. Поэтому для них целесообразно применение обводов с повышенной килеватостью.

Однако при использовании на практике изложенных принципов по выбору оптимальных размеров глиссирующей пластины днища возникает ряд серьезных трудностей. Так, при уменьшении ширины днища, вызванном желанием получить минимальное сопротивление судна на расчетном режиме, сопротивление при разгоне и выходе на глиссирование существенно возрастает. На рис. 17 показаны рост «горба сопротивления» судна при уменьшении ширины его днища (положение ЦТ остается неизменным), а также зависимости предельных упоров гребных винтов, рассчитанных для скоростей V_1 , V_2 и V_3 . Если рассмотреть приведенные кривые, можно установить, что запас тяги винта,

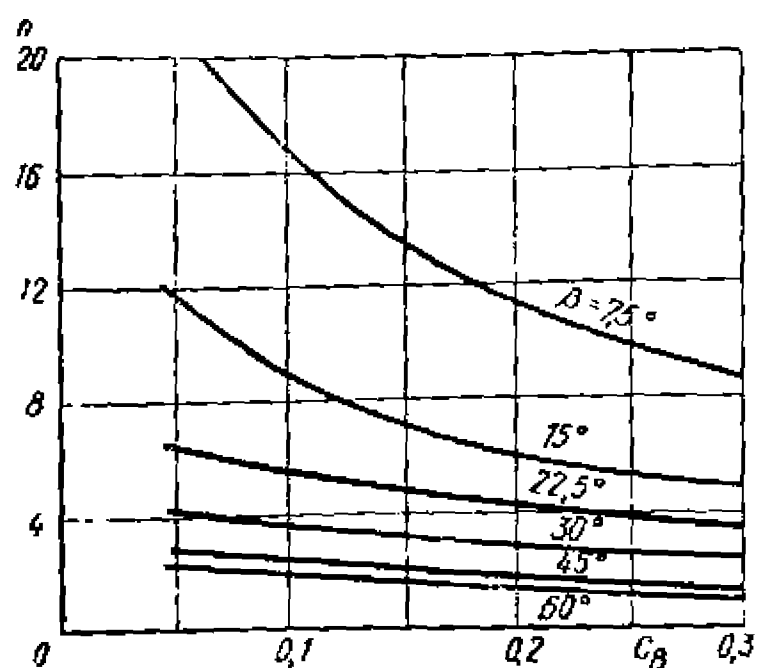


Рис. 16. Зависимость вертикальных перегрузок n (в величинах g) плоскокилеватых профилей от динамической нагрузки (при жестком закреплении пластины) ($g = 9,81 \text{ м.с}^2$ — ускорение силы тяжести).

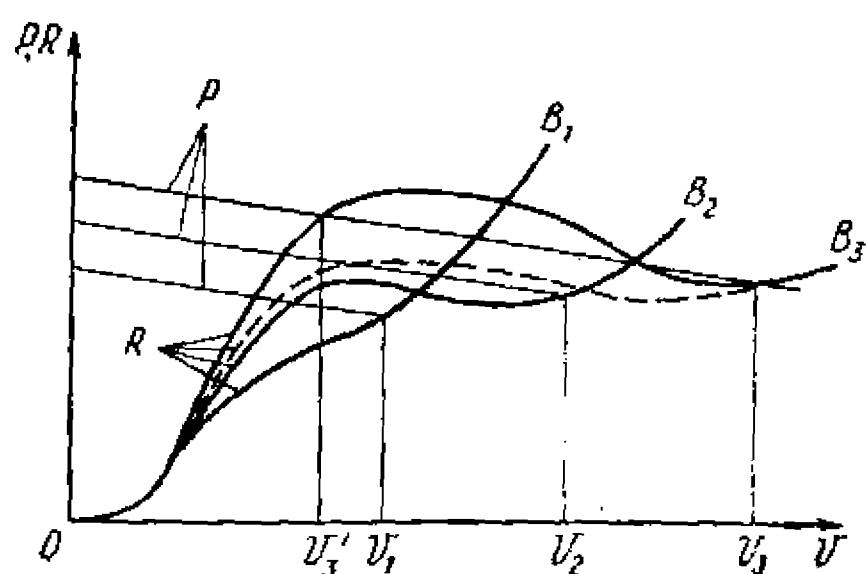


Рис. 17. Кривые сопротивления (R) и упора гребных винтов (P) быстроходных судов, имеющих различные расчетные скорости движения $V_1 < V_2 < V_3$; $B_1 < B_2 < B_3$ — расчетные величины ширины глиссирования; — кривая сопротивления судна при продольном реданировании.

представляющий собой разность между предельной тягой винта и сопротивлением и обуславливающий динамичность разгона судна, с ростом скорости падает и может оказаться недостаточным для преодоления «горба сопротивления». Например, судно, имеющее расчетную ширину днища B_3 , на глиссирование не выйдет и достигнет только скорости V_3' .

Существует ряд способов решения этой проблемы. Можно, например, установить управляемые на ходу транцевые плиты, благодаря которым центр гидродинамического давления перемещается в корму, и судно получает оптимальный дифферент. Иногда для этой цели при разгоне изменяют положение ЦТ, временно перемещаясь в нос судна.

Кроме того, можно изменить смоченную ширину днища в зависимости от скорости движения при помощи продольных уступов. На малых скоростях судно с днищем, имеющим поперечное сечение в виде ступенек-реданов (рис. 18), движется на полной ширине днища с уменьшенной удельной нагрузкой, близкой к оптимальной на этом режиме. По мере разгона гидродинамическая сила, возникающая на центральном участке днища, растет и становится достаточной для поддержания судна. При этом крайние по ширине участки днища автоматически выходят из воды, что позволяет сохранить коэффициент удельной нагрузки оптимальным. Таким образом можно значительно снизить «горб сопротивления». Нужно, правда, учитывать, что на малой скорости при разгоне или при увеличенной нагрузке сопротивление днища с продольными ребрами оказывается несколько больше, чем гладкого, из-за увеличения смоченной поверхности.

Другой проблемой становится остойчивость судна на ходу, которая при глиссировании целиком определяется смоченной шириной днища. Чем уже глиссирующая поверхность, тем меньше остойчивость катера, тем больше амплитуда бортовой качки при ходе на волнении и углы крена от случайной несимметрии нагрузки и действия динамических сил при циркуляции. Это, в свою очередь, может вызвать рыскание и повышение сопротивления из-за замыкания вышерасположенных участков днища и бортов. В связи с этим при выборе расчетной ширины днища нельзя переступать некоторый минимальный предел, который зависит от водоизмещения, высоты ЦТ судна и углов килеватости днища.

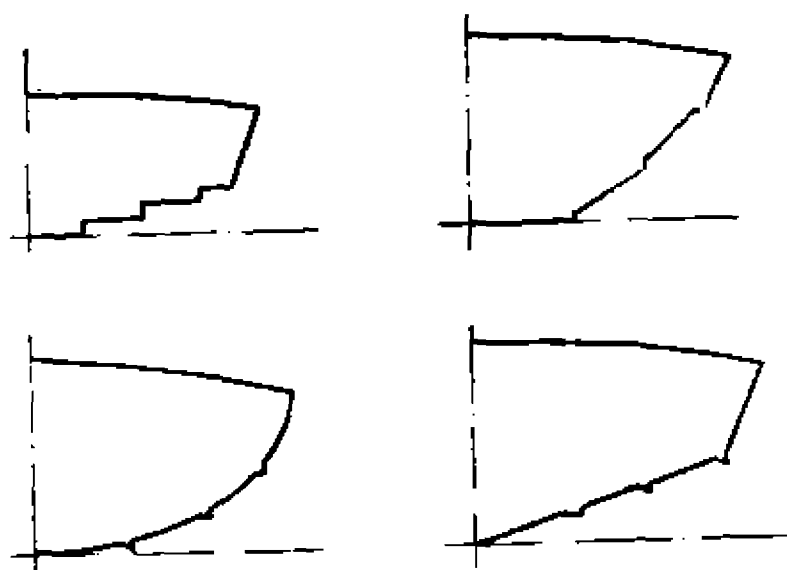


Рис. 18. Поперечные сечения корпусов с продольными ребрами.

Ориентировочно можно считать, что для случая предельно низкого положения ЦТ минимально допустимая расчетная ширина днища безреданного судна не должна быть меньше величин, приведенных на рис. 19.

Иногда начальную остойчивость удастся повысить увеличением смоченной ширины днища в корме. Для этого можно «оборвать» на некотором расстоянии от транца продольные реданы, ограничивающие ширину глиссирования (рис. 20), или уменьшить килеватость днища в корме до $15-18^\circ$, что также приведет к замыканию вышерасположенных участков днища.

Для безопасности плавания недостаточно обеспечить только начальную остойчивость. Из-за ударов волн, действия сил, возникающих на циркуляции, и т. п. судно может получить значи-

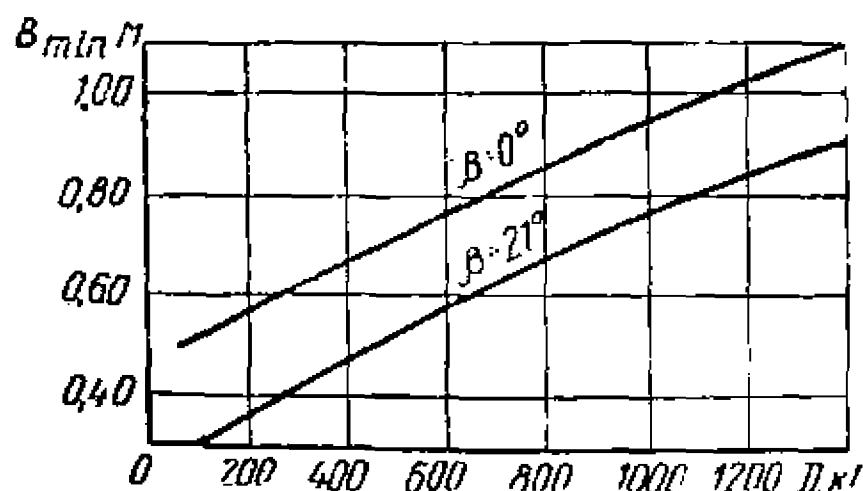


Рис. 19. Минимальная ширина глиссирования, определенная из условия остойчивости.

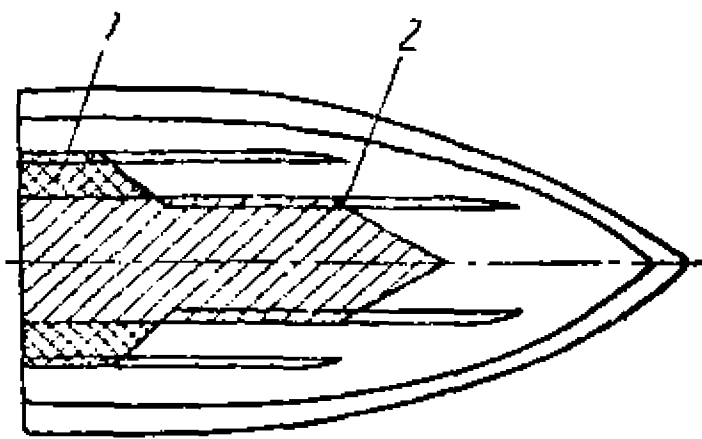


Рис. 20. Увеличение поперечной остойчивости на расчетной скорости движения за счет обрезки продольных реданов:

дополнительные смачиваемые площади (1) при обрезке продольных реданов (2).

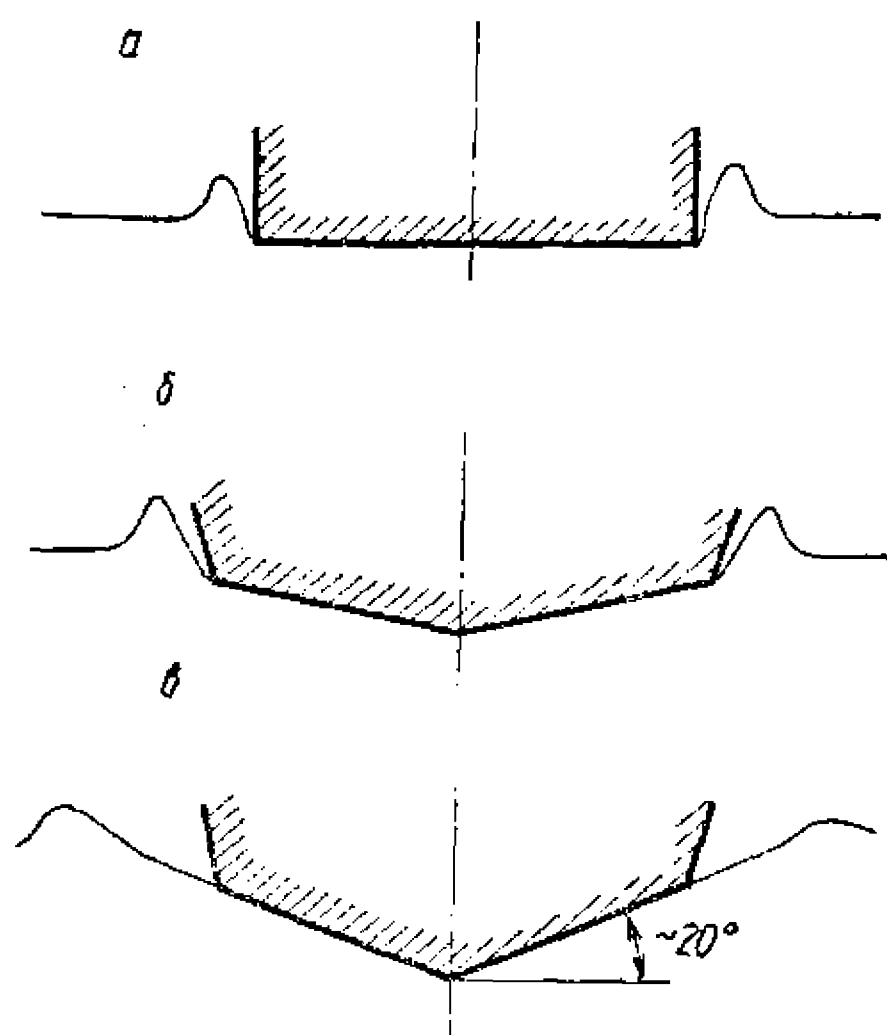


Рис. 21. Волновая «яма» при глиссировании судна, имеющего различные углы килеватости днища:

а—плоская пластина, б—пластина умеренной килеватости; в—при килеватости 20° и более.

либо специальные конструкции (лыжи, були и т. п.). Эффективность любой из этих мер будет зависеть от того, как быстро возникают, до какого угла крена растут и какой максимальной величины достигают гидродинамические восстанавливающие силы. Желательно, чтобы эти силы продолжали возрастать до возможно большего угла крена. Такие элементы (конструкции) надо разнести по ширине корпуса, так как восстанавливающий момент гидродинамических сил прямо пропорционален плечу, на котором они действуют. Важно также, чтобы рабочая поверхность этих элементов имела достаточную ширину и работала под большими углами атаки к набегающему потоку.

Остойчивость, так же как и обеспечение оптимальных динамических нагрузок при высоких скоростях движения, может быть с успехом обеспечена и продольным реданированием.

Рассмотрим действие реданов на килеватом днище. При движении глиссирующей пластины (рис. 21) за ней на поверхности воды образуется характерная волновая поверхность, обусловленная распределением давлений и скоростей под пластиной. Чем больше скорость поперечного растекания воды у продольных кромок, тем менее отвесны «стенки» волновой впадины. Скорость растекания зависит от целого ряда факторов. Например, от гидродинамического давления под пластиной: чем

больше углы крена и даже опрокинуться. При таких условиях необходимый восстанавливающий момент образуется благодаря перераспределению гидродинамических сил по ширине.

В некоторых случаях, однако, ширина днища, выбранная из условия оптимальной динамической нагрузки, оказывается совершенно недостаточной для обеспечения остойчивости при больших углах крена. В таких случаях обеспечить остойчивость можно только за счет входа в воду каких-то дополнительных площадей или элементов, не касавшихся воды при движении на расчетной скорости без крена. Этими элементами могут быть наклонные либо горизонтальные участки на днище или бортах,

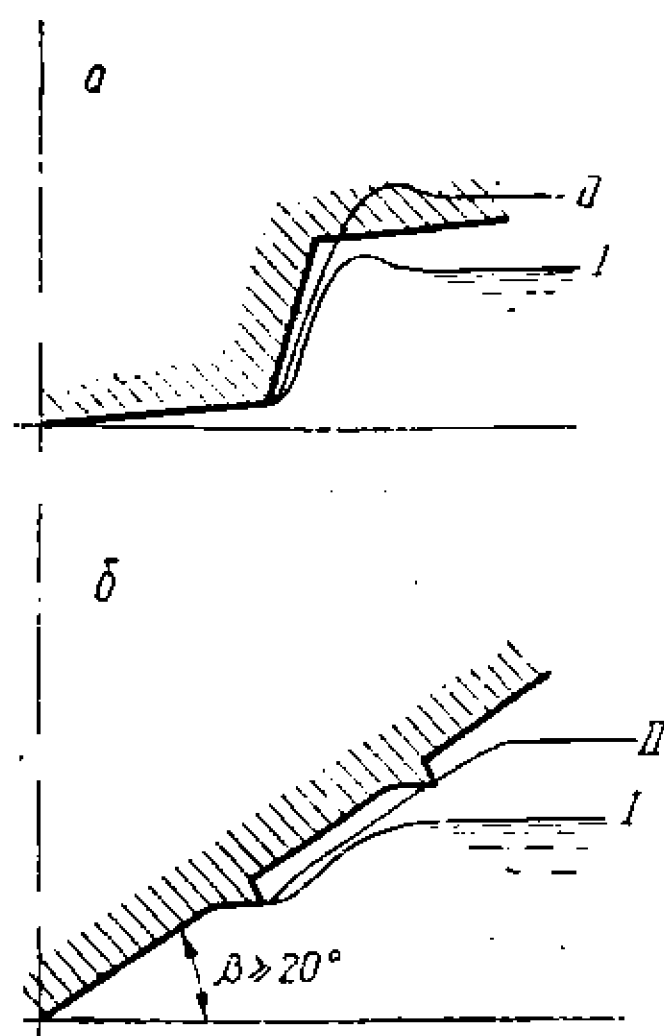


Рис. 22. Замывание днища при движении на волнении:

a—малокилеватого; *б*—«глубокое V »; *1*—уровень на «тихой воде»; *II*—уровень воды при прохождении волны.

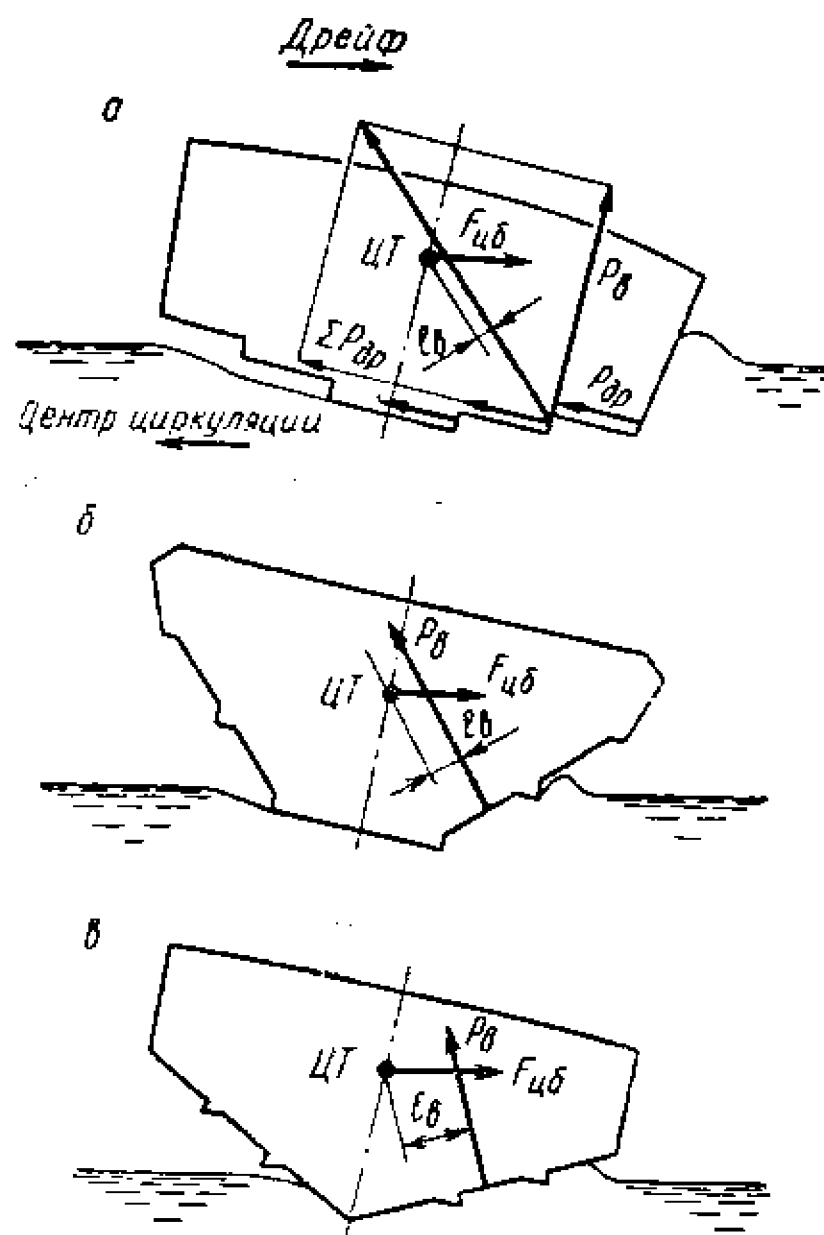


Рис. 23. Гидродинамические силы, возникающие при циркуляции судна с продольными реданами:

$F_{цб}$ —центробежная сила; $P_{в}$ —восстанавливающая гидродинамическая сила; $l_{в}$ —плечо восстанавливающей силы; $P_{др}$ —дополнительные кренящие силы, возникающие при дрейфе; *a*—при продольном реданировании плоского днища; *б*—плоская пластина с наклонными скулами; *в*—«глубокое V ».

оно выше, тем больше поперечная составляющая скорости потока. Большое влияние оказывают угол килеватости и поперечная профилировка днища: с ростом килеватости увеличивается скорость растекания. Отгибы у скул, скуловые накладные с крутой профилировкой подтормаживают потоки воды, которые стремятся вырваться из-под пластины по бокам.

Гидродинамическая эффективность продольных реданов в основном и зависит от того, будут или нет выходящие из воды на расчетной скорости элементы днища смачиваться водой — касаться поверхности волновой «ямы» (рис. 22).

На первый взгляд, эта задача может быть решена достаточно просто — увеличением высоты реданов. Однако при значительной высоте реданов увеличивается сопротивление из-за роста смоченной поверхности (по боковым граням) на малой скорости. Кроме того, ухудшается поперечная остойчивость на ходу — увеличенная высота продольных ребер задерживает вход в воду несмоченных участков днища при крене. Наконец,

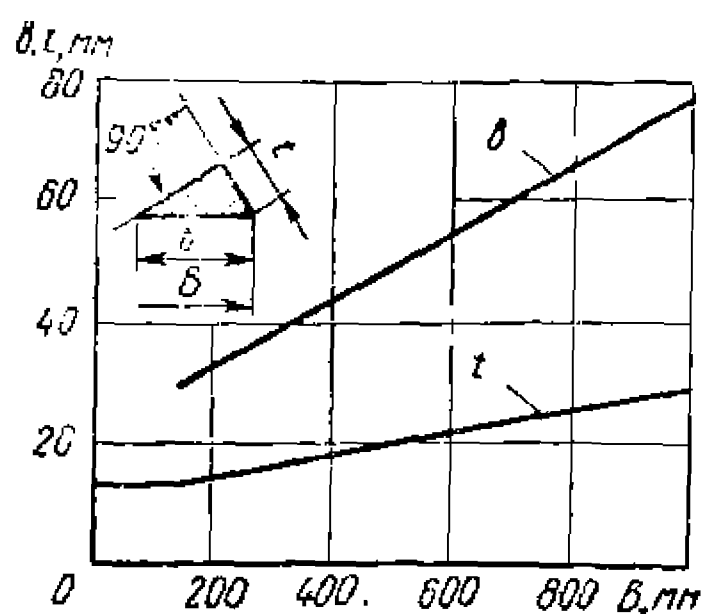


Рис. 24. График для выбора размеров продольных ребер-реданов (для $\beta = 20 - 23^\circ$).

при циркуляции и боковом дрейфе на высоких боковых гранях реданов появляются значительные динамические силы (рис. 23) и кренящие моменты. Особенно это опасно при установке продольных реданов на плоских и малокилеватых днищах, поскольку в этом случае боковые грани реданов должны иметь значительную высоту. Не свободны от этого недостатка и боковые грани (скосы) по скулам, которые не обеспечивают достаточный восстанавливающий момент при дрейфе, так как должны иметь очень

большой угол наклона (до $40-45^\circ$) из условия незамывания.

С ростом килеватости днища угол наклона поверхности волновой «ямы» уменьшается, уменьшается и необходимая высота реданов. По-видимому, в диапазоне расчетных удельных нагрузок при килеватости днища 20° и более угол волнового склона не превышает килеватости и, следовательно, для предотвращения замывания верхних участков днища достаточно установить совсем небольшой волноотбойник, который должен отсечь поток от обшивки. Выбрать высоту и ширину ребер при этом можно по графику, приведенному на рис. 24. Делать ребра высотой менее $10-12$ мм нецелесообразно.

При дрейфе на циркуляции отсутствие высоких ребер на таком днище уменьшает отрицательный кренящий момент, а благодаря малому наклону поверхности днища создается значительный добавочный гидродинамический момент, кренящий судно к центру циркуляции.

Поэтому на быстроходных судах с постоянной более чем на половине длины корпуса большой килеватостью ($20-23^\circ$) установка реданов позволяет решить целый ряд проблем: например, обеспечить приемлемое гидродинамическое качество и повышенную ходовую остойчивость, снизить динамические перегрузки при ходе на волнении. Благодаря последнему обстоятельству, а также острому углу, под которым сходится обшивка у киля, образуя жесткую опору для шпангоутов, можно снизить массу основных конструктивных элементов корпуса. На основании опыта постройки и эксплуатации моторных лодок и катеров с почти плоским днищем и повышенной килеватостью можно сказать, что масса килеватых корпусов без ущерба для их прочности получается в $1,2-1,5$ раза ниже; это, уменьшая водоизмещение, в конечном счете снижает на $5-10\%$ и сопротивление.

Надо подчеркнуть, что в тех случаях, когда ширина глиссирующей поверхности равна ширине корпуса по скуле, примене-

ние обводов с повышенной килеватостью днища может быть оправдано только с точки зрения перегрузок при движении на волнении. Использование обводов с углами килеватости свыше 23° , которое можно видеть на высокоскоростных гоночных судах, объясняется также только желанием уменьшить вертикальные перегрузки при ходе на волнении, так как повышение килеватости всегда сопровождается увеличением сопротивления на «тихой» воде.

Под мореходностью понимается целый комплекс свойств, которые характеризуют поведение судна в условиях волнения: ходовые качества (увеличение сопротивления и соответственно потерю скорости, устойчивость на курсе и управляемость), комфортабельность плавания (качку и ударные перегрузки), безопасность плавания (устойчивость — на стоянке и на ходу, заливаемость). Все эти свойства взаимосвязаны и дают представление о мореходности судна только в комплексе. Однако обычно их приходится анализировать по отдельности, тем более что всякое улучшение любой из характеристик положительно сказывается на общем уровне мореходных качеств.

При прохождении судном подошвы волны обычно наблюдается стремление корпуса зарыться носом в волну, что заметно снижает скорость хода. Попутная волна при этом нагоняет судно, приподнимает корму (она обычно шире, чем нос, в связи с чем на ней развивается большая подъемная сила) и этим усиливает зарывание носа. На гребне волны корма может быть легко отброшена в ту или иную сторону, вследствие чего в дальнейшем один из бортов подвергается удару надвигающейся волны. Это вызывает рысканье на курсе, появление крена, а иногда опрокидывание. Зарывание носом в волну всегда сопровождается подъемом брызговой пелены, причем часть брызг под действием ветра попадает на палубу. Подъем воды приходится ограничивать установкой широких брызгоотбойников, тогда струи воды отбрасываются в горизонтальном направлении.

Чем более полными сделаны носовые образования и более острыми кормовые, тем, в принципе, выше могут быть мореходные качества судна. Благоприятно сказывается в этом смысле и уменьшение длины корпуса. Корпуса безреданных судов, имеющие значительную и почти постоянную килеватость по всей длине (так называемые обводы моногедрон), обладают в этом отношении лучшими характеристиками.

Для спортивных судов с достаточно высокими скоростями движения опасность зарывания в волну не является основной. При высоких скоростях судно не успевает «следить» за профилем волны даже на попутном волнении. Подъемная сила, возникающая на днище при встрече с волной, достигает такой величины, которая бывает достаточной для того, чтобы полностью оторвать корпус от воды. Следующую волну он встретит уже центральным участком днища, пролетев над подошвой волны.

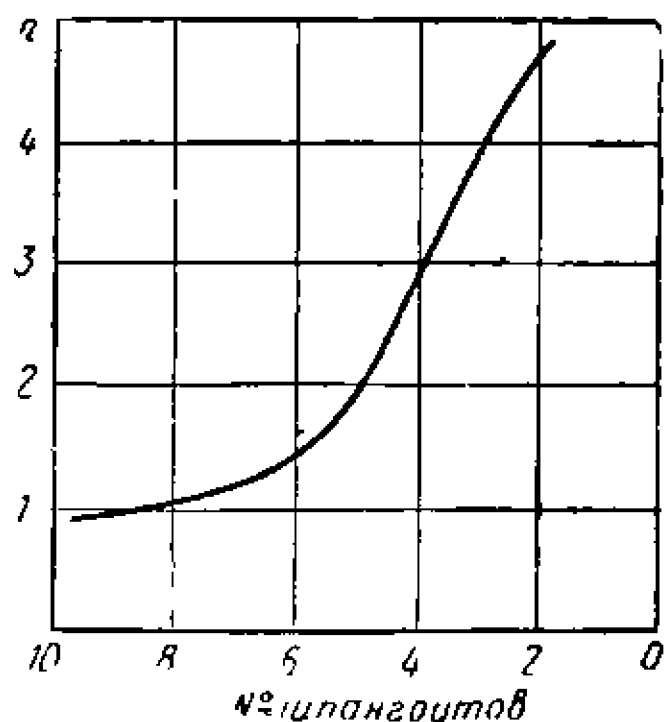
При таком характере движения на волнении основное значение при оценке мореходности приобретают величины ударных перегрузок. Скорость, при которой судно начинает отрываться от воды, зависит от удельной нагрузки на днище и углов килеватости. Для малокилеватого днища с небольшой удельной нагрузкой (плоское и широкое днище) подобный режим наступает на значительно меньшей скорости. При этом корпус получает удары такой силы, что прочность узлов и плотность соединений корпуса находятся под угрозой. С дальнейшим ростом скорости из-за увеличения силы и времени воздействия гидродинамических нагрузок увеличиваются и «прыжки» судна. Из-за несимметричности ударов судно, отрываясь от воды, начинает получать чрезмерные крен и дифферент, что при приводнении может привести к опрокидыванию. Это особенно опасно для малокилеватых судов, на плоском днище которых возникают очень большие гидродинамические силы. Приводнение судов с килеватыми кормовыми обводами проходит значительно мягче. Это позволяет поддерживать более высокую скорость хода при движении на волнении.

Действующие на днище периодические ударные силы могут в несколько раз превысить массу судна, а гидродинамические давления — в несколько раз превзойти наибольшее значение давления на днище при установившемся глиссировании. Ударные перегрузки измеряются величиной ускорения, которое приобретает исследуемый участок корпуса судна при ударе, и обычно сравниваются с ускорением силы тяжести $g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Величина перегрузок зависит от угла килеватости (см. рис. 16) и пропорциональна квадрату вертикальной скорости в момент встречи днища с поверхностью воды, которая, в свою очередь, зависит от скорости хода и высоты волны.

Обычно сила удара достигает максимума при движении против волны, длина которой близка к длине судна. На всех других курсах по отношению к бегу волны ударные нагрузки будут меньше. Максимальные перегрузки всегда бывают в носовой части катера, к транцу ускорения резко уменьшаются (рис. 25).

Необходимо обратить внимание еще на одно обстоятельство. На малокилеватом безреданном судне частые и сильные удары в днище при движении на волне обычно не вызывают значительного раскачивания. Лишь иногда наиболее сильные удары высоко подбрасывают судно, и возникает опасность появления значительного крена и дифферента, которые могут перевернуть судно. А вот катера с «глубоким V», напротив, имея меньшую начальную остойчивость, как правило, довольно сильно раскачиваются с борта на борт, следуя профилю волны, но это раскачивание почти не сопровождается ударами. Толчки, которые приходится испытывать водителю, на умеренных скоростях довольно мягкие. С ростом скорости движения, естественно, плавность раскачивания уменьшается. Иногда и на таких судах на-

Рис. 25. Изменение максимальных перегрузок n (в единицах g) по длине, замеренное на волнении при испытаниях модели катера с обводами «глубокое V».



блюдаются отдельные сильные удары в днище, а иногда и в борт, если корпус встречает волну, имея большой крен: из-за крена днище (или борт) в месте контакта с водой принимает удар почти как плоская пластина.

На высокой волне судно с обводами «глубокое V» периодически отрывается от воды. Эти моменты отрыва легко отмечаются по тому, как после плавно нарастающего толчка судно перестает испытывать какие-либо ускорения. Обычно корпус «садится» на воду довольно мягко, дифферент его почти не меняется.

Рассмотрев преимущества и недостатки судов с глиссирующими обводами и основы глиссирования, после их всестороннего анализа можно наметить возможные решения выбора обводов проектируемого судна. При выборе обводов спортивного судна конструктор не вправе останавливаться на первом, пусть даже удачном варианте, не убедившись в том, что ту же задачу нельзя решить более эффективно другими путями. Обводы с поперечными реданами, катамараны и трехточечные схемы с использованием аэродинамических сил, подводные крылья, экранопланы — уже одно это далеко не полное перечисление дает представление о тех возможностях, которыми располагает конструктор.

Использование глиссирования было первым шагом по снижению сопротивления и повышению скоростных качеств спортивных судов. Однако и сейчас корпуса спортивных судов, использующих этот принцип движения, широко распространены в классах моторных лодок и катеров и обладают целым рядом преимуществ: простотой конструкции, удовлетворительными скоростными и маневренными качествами, повышенной мореходностью и динамикой движения. Кроме того, все без исключения спортивные суда имеют отдельные глиссирующие элементы, от правильности выбора размеров и формы которых во многом зависит эффективность всей выбранной гидроаэродинамической схемы корпуса судна.

ОСНОВЫ ДВИЖЕНИЯ ПОДВОДНОГО КРЫЛА

Крыло, обладая (при одинаковой подъемной силе) значительно более высокими гидродинамическими характеристиками, чем глиссирующая пластина, позволяет существенно уменьшить сопротивление судна в режиме движения на крыльях. Граница целесообразности установки подводных крыльев соответствует относительным скоростям $Fr_D > 3$.

На малых скоростях движения сопротивление судна на крыльях несколько больше сопротивления глиссирующего судна (рис. 26) из-за сопротивления самих крыльев и стоек, соединяющих корпус с крыльями. Но при увеличении скорости

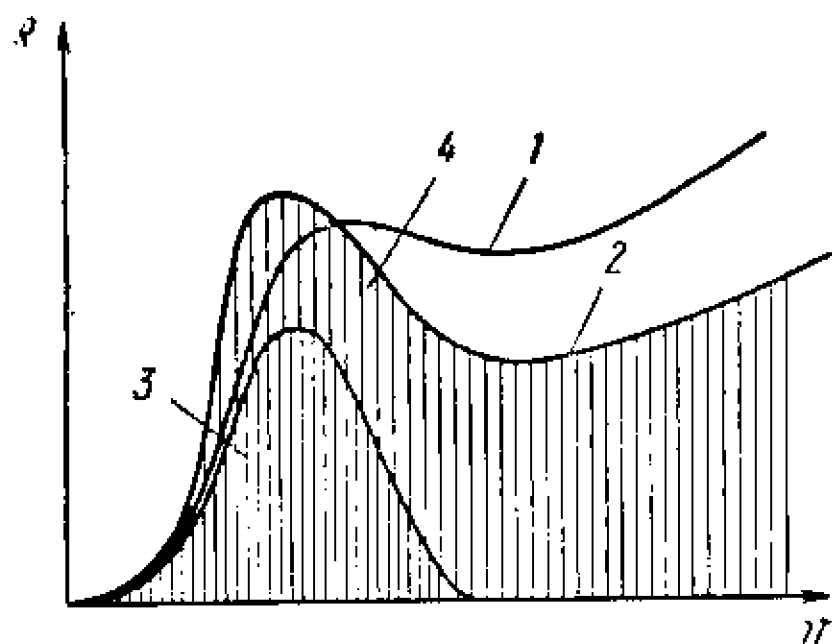


Рис. 26. Сопротивление R глиссирующего судна (1) и судна на подводных крыльях (СПК) (2) одинакового водоизмещения; сопротивление корпуса СПК в режиме выхода на крылья (3); сопротивление крыльев и выступающих частей (4).

благодаря постепенному выходу корпуса судна из воды сопротивление движению начинает уменьшаться и при скорости, на которой корпус полностью отрывается от воды, достигает наименьшего значения. При этом сопротивление судна на крыльях существенно меньше сопротивления при глиссировании, что и позволяет при одинаковых мощностях двигателей и водоизмещениях получать более высокие скорости движения.

При эксплуатации судов на подводных крыльях выявлены и другие их преимущества перед глиссерами. Это прежде всего — более высокая мореходность, обусловленная тем, что при движении на крыльях корпус находится над водой и не испытывает ударов волн. При плавании с малыми скоростями крылья также оказывают благоприятное действие, уменьшая качку судна. Отрицательные качества (например, большая осадка на стоянке, громоздкость крыльев) отнюдь не уменьшают значения судов на крыльях, обеспечивающих высокую комфортабельность плавания в сочетании с высокой скоростью движения. Достоинства крылатых судов завоевали им широкую популярность.

Простейшим примером подводного крыла может служить тонкая прямоугольная пластина, поставленная под углом к направлению ее движения. Однако при обтекании плоской пластины в районе кромок поток резко изменяет направление движе-

ния, что приводит к возникновению пиковых давлений и влияет на гидродинамические характеристики крыла такого профиля.

Пиковые давления вызывают преждевременный отрыв потока на верхней поверхности пластины, что сопровождается резким падением подъемной силы и ростом сопротивления. Для снижения пиковых давлений или обеспечения безударного входа пластине следует придать кривизну в соответствии с линией тока. При этом касательная к пластине в районе входящей кромки направлена вдоль набегающего потока, а к выходящей — совпадает с линией тока, сбегающей с профиля (рис. 27). Следует отметить, что если для плоской пластины при уменьшении угла атаки до 0° подъемная сила также падает до нуля, то для пластины, имеющей погибь, подъемная сила

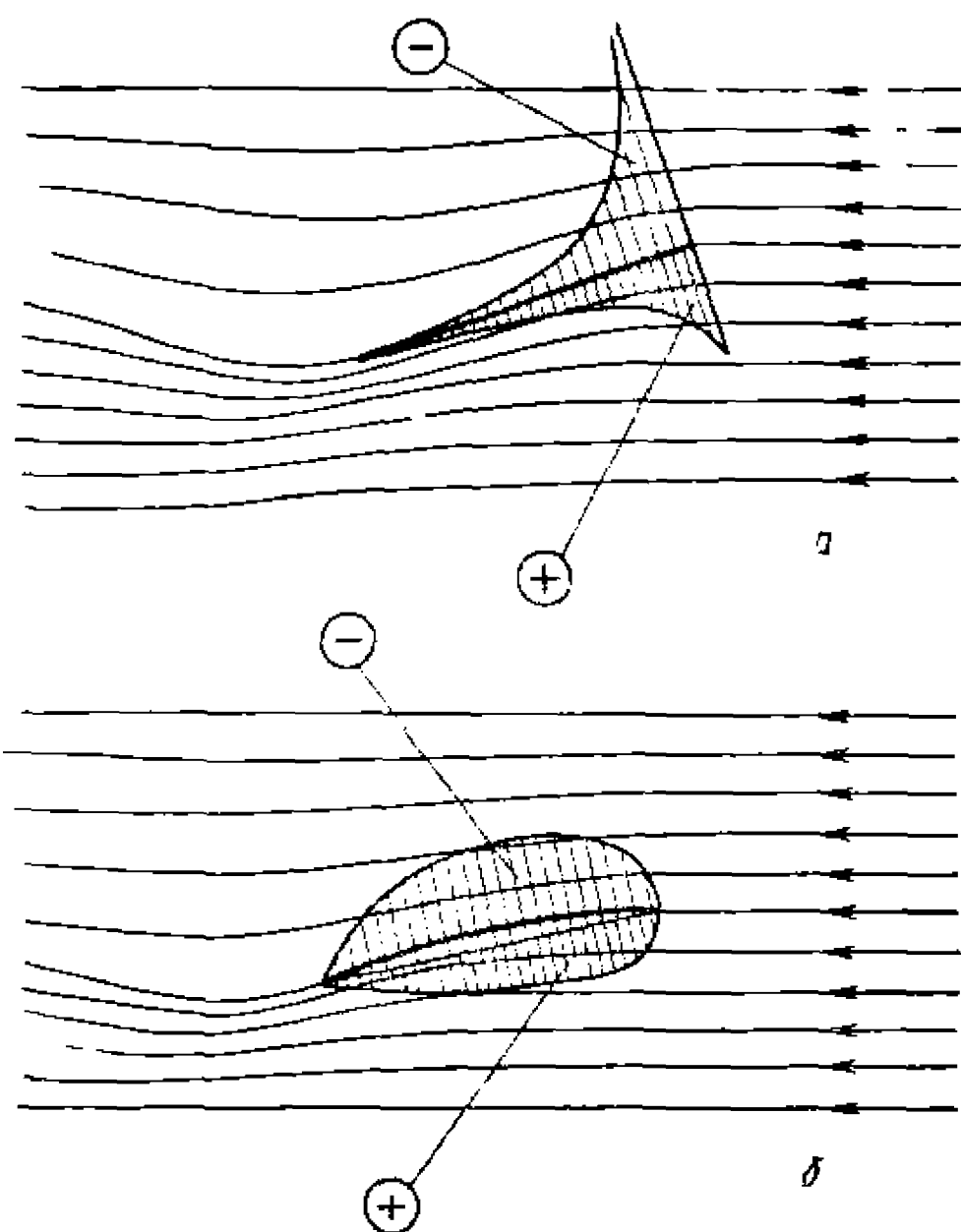


Рис. 27. Обтекание плоской пластины (а) и пластины, имеющей погибь (б), и элюры давлений на нагнетающей стороне профилей + и на засасывающей —.

исчезает только при некотором отрицательном угле атаки, называемом углом нулевой подъемной силы. Гидродинамическое качество такой бесконечно тонкой пластины, имеющей плавную погибь по дуге круга или параболы, является максимальным. В то же время использовать такой профиль в реальных условиях нельзя, так как его прочность бесконечно мала.

Для обеспечения достаточной прочности крыла его необходимо утолстить, причем распределять толщину по профилю необходимо с таким расчетом, чтобы его гидродинамические характеристики были ухудшены минимально.

Основное значение для характеристики крыла имеет его профиль—сечение крыла плоскостью, перпендикулярной размаху. Профиль крыла (рис. 28) определяется толщиной e , вогнутостью средней линии профиля f . Толщина профиля может быть переменна по размаху. Линия, проходящая через середину толщины профиля в каждом сечении, называется средней линией кривизны, или средней линией профиля. Отношения максимальной толщины и стрелки максимальной вогнутости

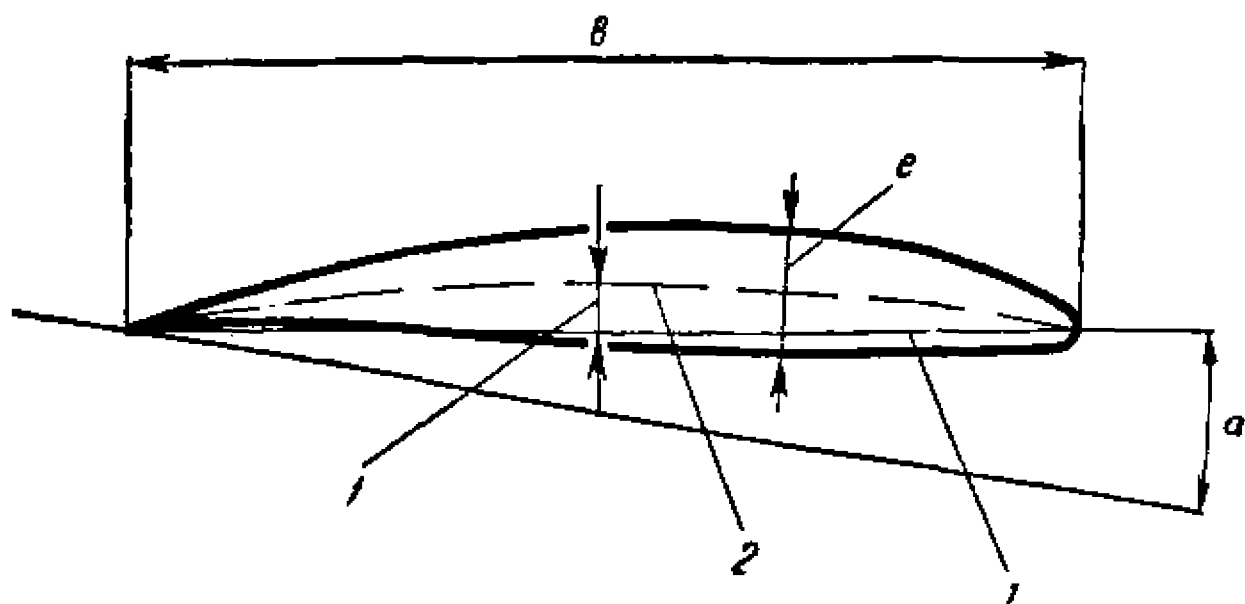


Рис. 28. Геометрические элементы крылевого профиля:

1 — хорда крыла; 2 — средняя линия профиля; α — угол атаки профиля.

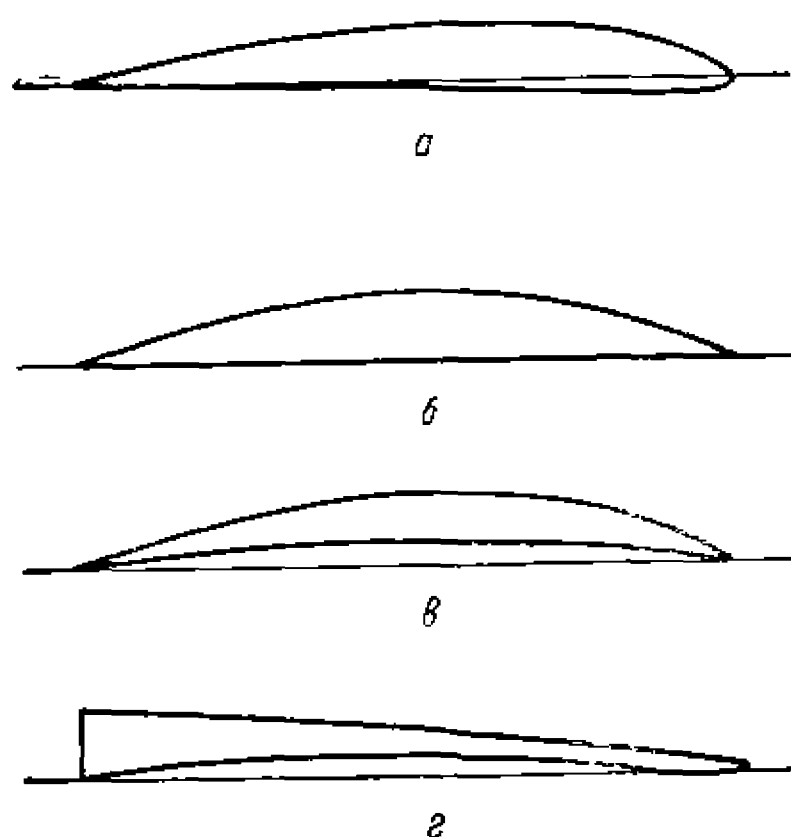


Рис. 29. Типы профилей крыльев: а — авиационный; б — плоско-выпуклый сегментный; в — выпукло-вогнутый сегментный («луночка»); г — суперкавитирующий.

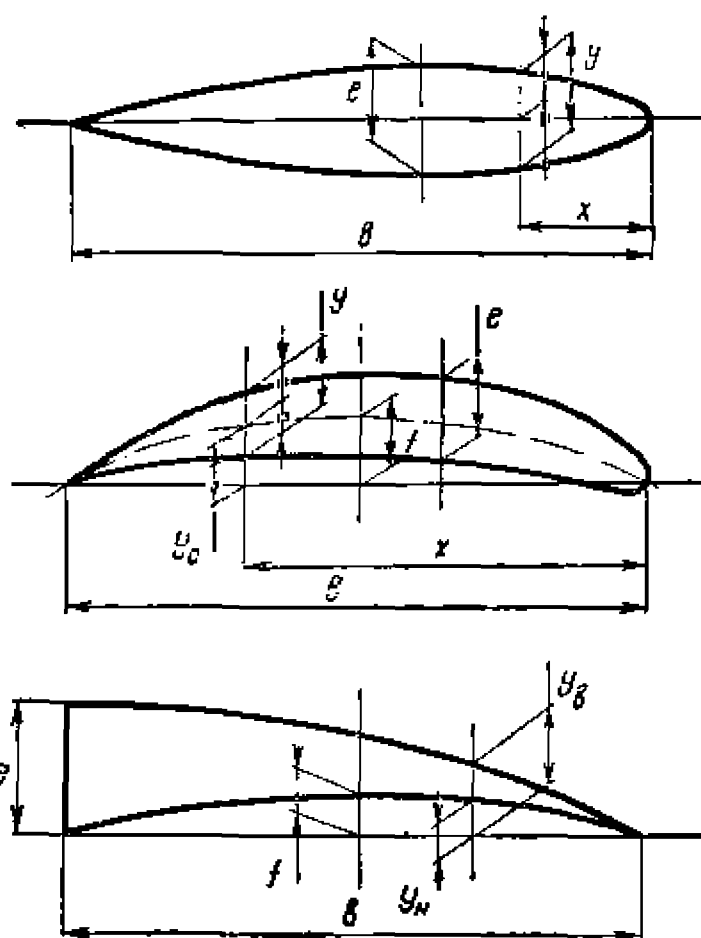


Рис. 30. Схемы построения профилей крыльев, сечений лопастей гребных винтов, стоек, кронштейнов и рулей:

y — толщина сечения, расположенного на расстоянии x от носика профиля; y_c — ордината средней линии профильных сечений крыльев или лопастей гребных винтов; y_n , y_v — ординаты нижней (нагнетающей) и верхней сторов суперкавитирующих профилей; $x = \bar{x} \cdot b$; $y = \bar{y} \cdot e$; $y_c = \bar{y}_c \cdot f$; $y_n = \bar{y}_n \cdot f$; $y_v = \bar{y}_v \cdot e$.

средней линии к длине хорды b определяют относительную толщину и вогнутость профиля и обозначаются соответственно \bar{e} и \bar{f} .

Наиболее распространенными типами профилей крыльев являются: авиационный, сегментный и клиновидный (суперкавити-

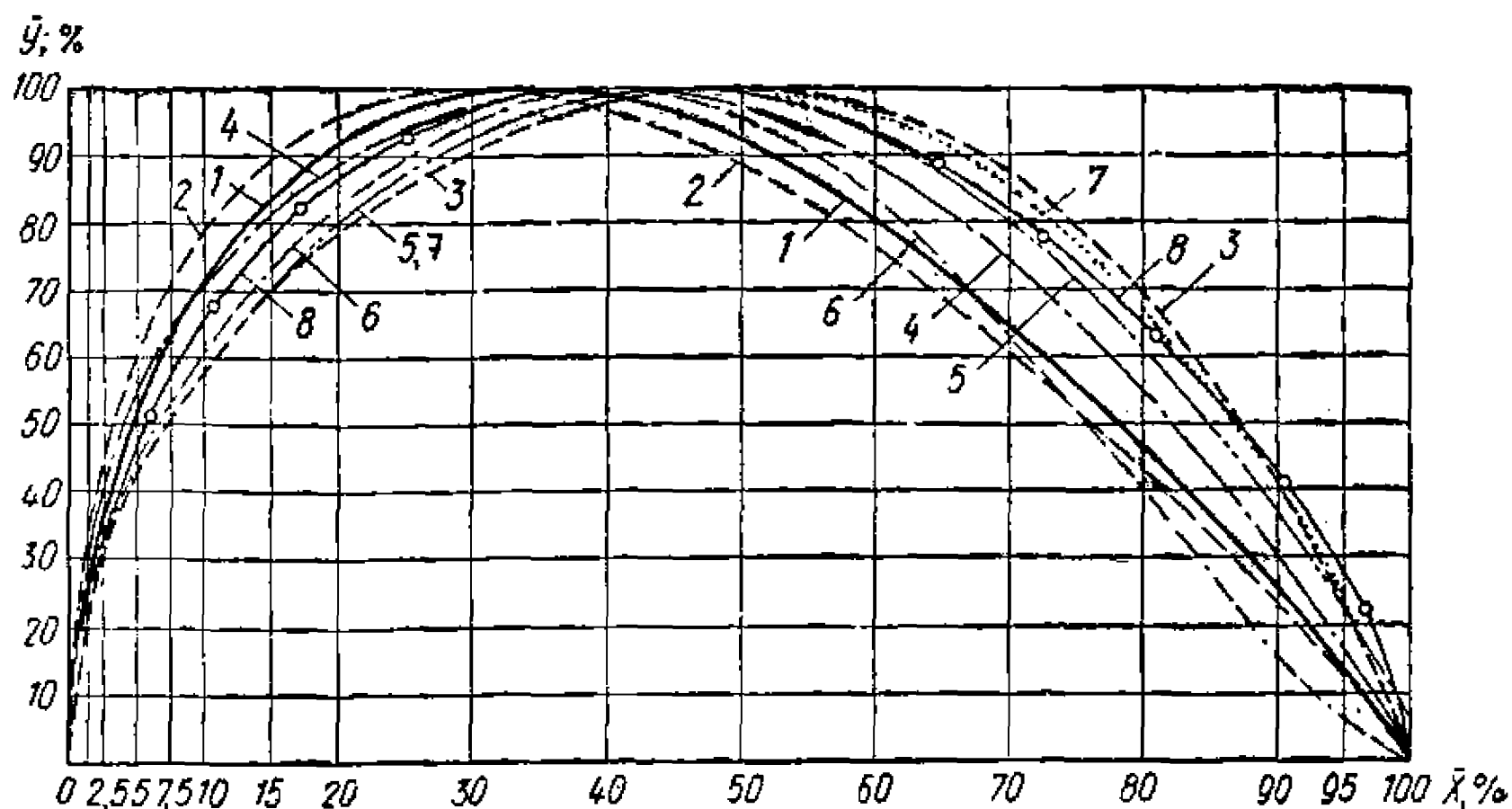


Рис. 31. Распределение относительных толщин \bar{y} для сечений крыльев стоек и тел вращения, имеющих авиационные профили:

1 — ЦАГИ-В; 2 — НАСА и Кларк-V; 3 — НАСА-16; 4 — НАСА-64; 5 — НАСА-66; 6 — НАСА-65-206; 7 — Вальхнера; 8 — Манделя (рекомендуется для тел вращения).

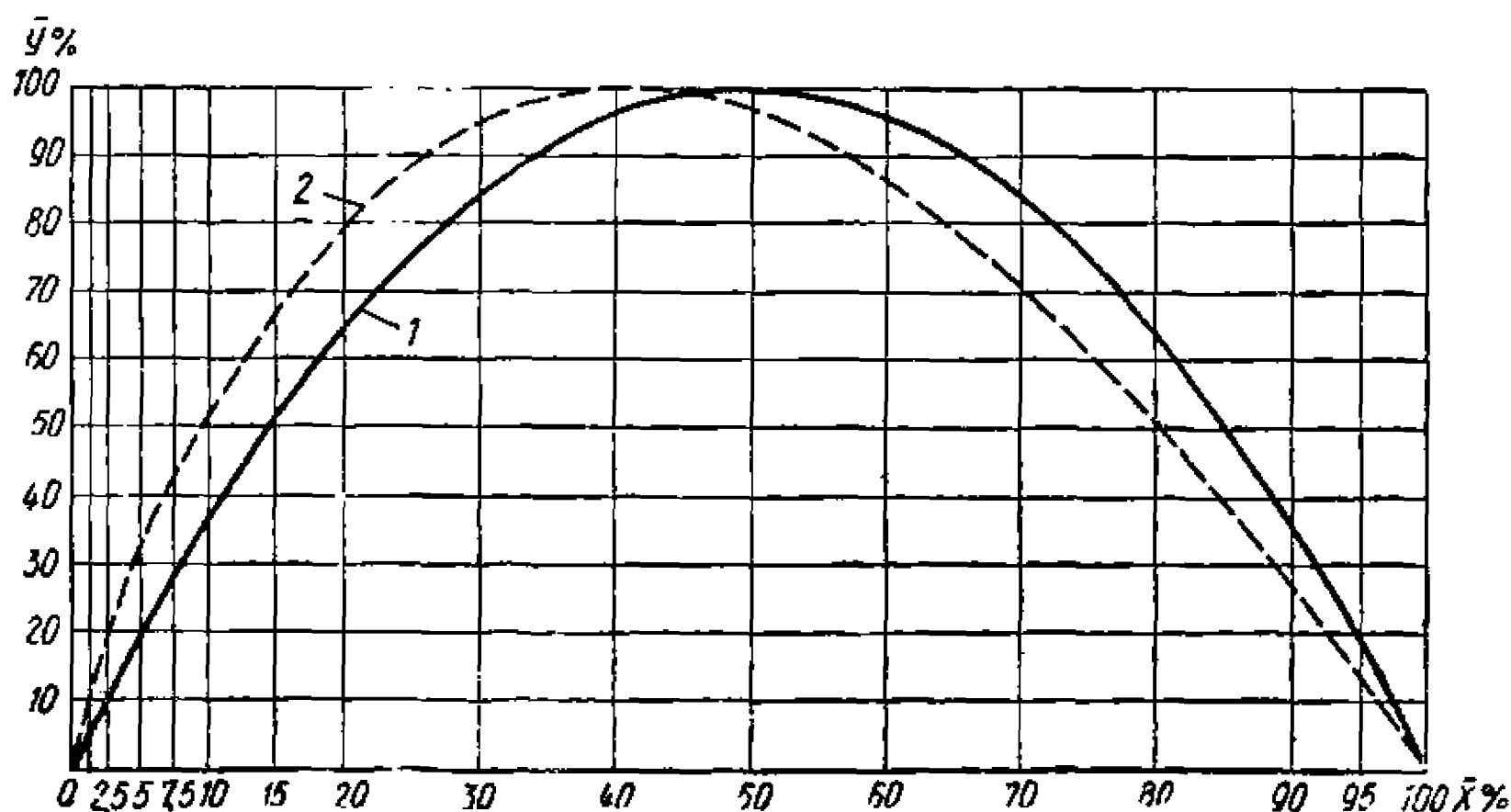


Рис. 32. Распределение относительных толщин \bar{y} для сечений крыльев и стоек, имеющих сегментный профиль:

1 — симметричный; 2 — несимметричный.

рующий) (рис. 29, 30). Каждый из этих профилей обладает своими преимуществами и недостатками. Профили авиационного типа (рис. 31) имеют максимальную толщину, расположенную ближе к входящей кромке. Передняя кромка авиационного профиля закруглена, задняя — острая. Авиационный профиль имеет более высокое гидродинамическое качество, а скругление

Ординаты сечений профилей в процентах от максимальной толщины e

Отстояние сечений от перед- ней кромки x % хорды	1,25	2,5	5,0	7,5	10,0	15,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	95,0	100,0
Авиационные профили																
ЦАГИ-В	24,3	35,5	51,0	62,2	70,5	83,2	91,5	99,0	98,5	92,2	80,5	65,3	47,3	26,2	14,0	0
NACA (Кларк-V)	31,9	43,6	59,3	70,0	78,1	89,1	95,6	100	96,7	88,2	76,1	61,1	43,7	24,1	13,0	2,1
NACA-16	21,5	30,2	42,0	50,5	57,5	69,5	77,5	90,2	97,6	100	97,2	87,8	70,0	42,0	23,5	2,0
NACA-64	30,2	40,9	54,4	63,6	70,6	81,0	88,2	97,2	100	97,2	88,6	74,6	55,4	31,0	17,1	2,0
NACA-66	23,2	30,6	42,0	50,8	57,4	70,5	79,6	92,6	99,0	99,2	93,0	80,8	62,2	37,4	22,8	6,6
NACA-65-206	20,2	33,1	43,5	52,7	60,7	72,7	82,3	94,5	100	95,8	84,0	63,8	41,3	16,2	6,75	0
Вальхнера	23,2	30,6	42,0	50,8	57,4	70,5	79,6	92,6	99,0	100	96,6	85,6	67,6	41,4	25,2	0
Манделя	22,8	32,5	46,0	56,4	64,6	77,3	86,4	97,0	100	99,0	93,0	82,0	65,4	43,5	29,1	0
Сегментные профили																
Симметричный	5,0	9,8	19,0	27,8	36,0	51,0	64,0	84,0	96,0	100	96,0	84,0	64,0	36,0	19,0	0
Несимметричный	9,5	17,5	29,8	41,9	50,2	67,0	78,5	95,0	100	96,8	86,7	70,9	50,9	26,9	13,5	0

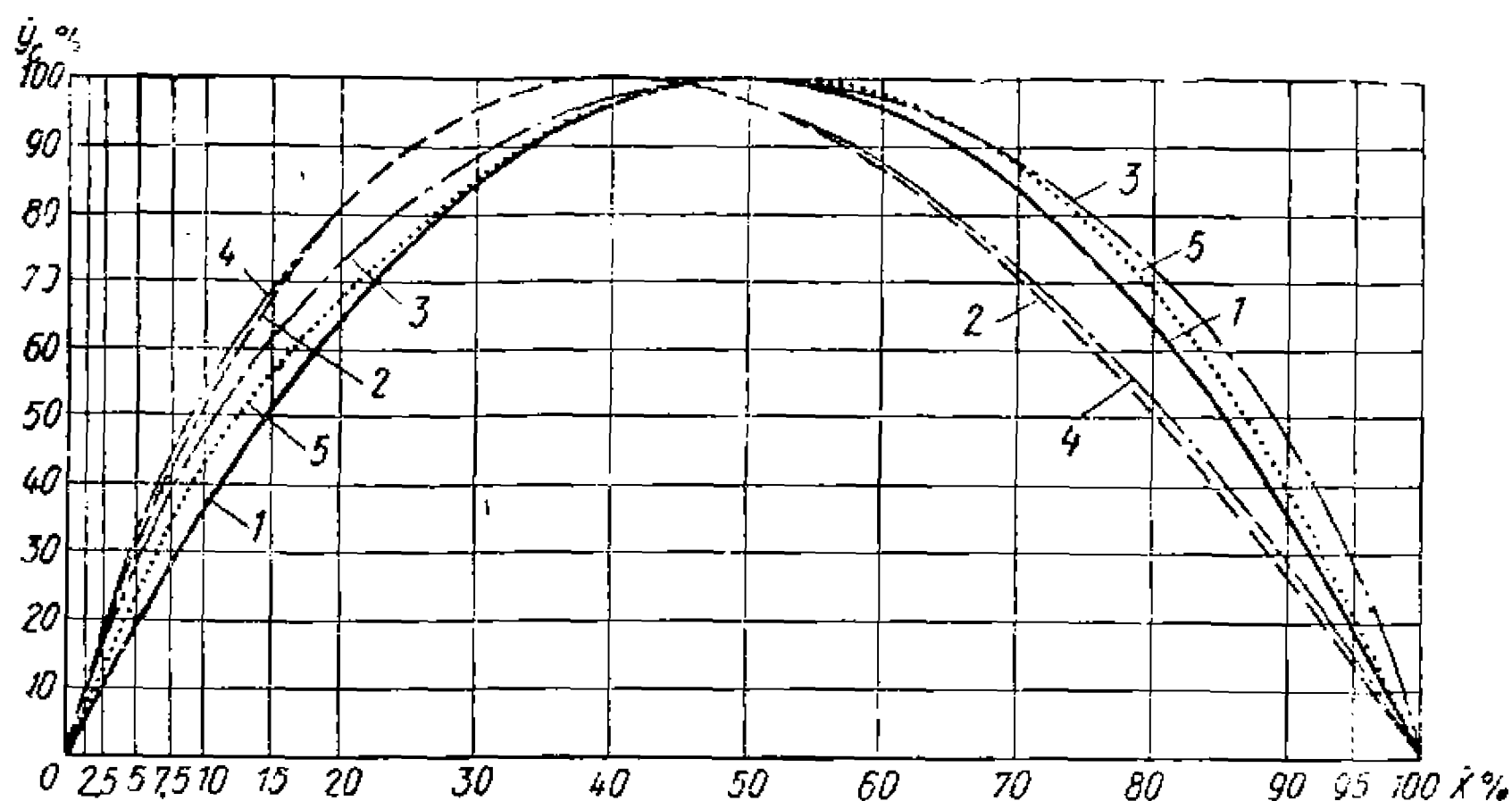


Рис. 33. Распределение кривизны средней линии профилей крыльев и сечений лопастей гребных винтов:

1 — симметричное сегментное (для сегментных симметричных профилей); 2 — несимметричное сегментное (для несимметричных сегментных профилей); 3 — *NACA* (для всех профилей *NACA*); 4 — Кларк-V; 5 — Вальхера.

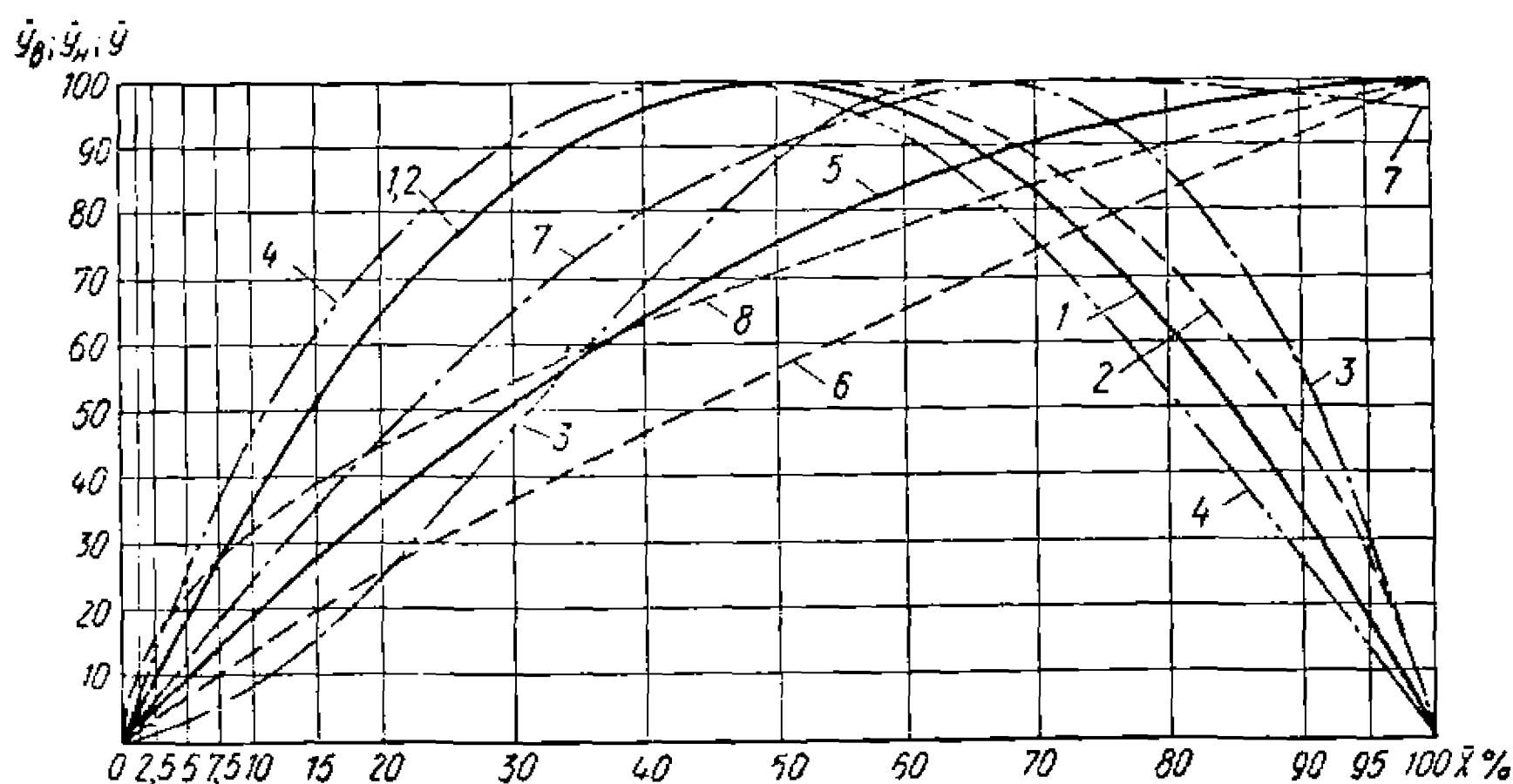


Рис. 34. Ординаты нагнетающей (нижней) стороны \bar{y}_n суперкавитирующих профилей подводных крыльев и лопастей гребных винтов:

1 — симметричный параболический; 2 — несимметричный; 3 — по Джонсону; 4 — по Туляну.

Ординаты верхней стороны суперкавитирующих профилей \bar{y}_v :

5 — параболический; 6 — клиновидный.

Ординаты профилей суперкавитирующих стоек и рулей \bar{y} :

7 — сегментный; 8 — параболический.

Распределение кривизны средней линии профилей несущих крыльевых элементов \bar{y}_c
в процентах от максимальной стрелки вогнутости профиля f

Отстояние сечений от перед- ней кромки x , % хорды	1,25	2,5	5,0	7,5	10,0	15,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	95,0	100,0
Симметричный сегмент	5,0	9,8	19,0	27,8	36,0	51,0	64,0	84,0	96,0	100	96,0	84,0	64,0	36,0	19,0	0
Несимметрич- ный сегмент	9,5	17,5	29,8	41,9	50,2	67,0	78,5	95,0	100	96,8	86,7	70,9	50,9	26,9	13,5	0
NACA	9,7	16,9	28,7	38,4	46,9	62,0	72,2	88,1	97,1	100	97,1	88,1	72,2	46,9	28,7	0
Кларк-V	10,0	18,0	31,2	44,0	52,5	68,2	80,8	94,8	100	97,3	87,7	72,7	52,5	28,7	14,0	0
Вальхнера ($\bar{f} = 0,41\bar{e}$)	6,5	12,0	22,6	33,5	42,4	56,3	67,0	85,0	95,7	100	98,0	88,0	68,9	39,7	21,3	0

Таблица 5

Отстояние сечения от передней кромки \bar{x} , % от хорды	1,25	2,5	5,0	7,5	10,0	15,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	95,0	100,0
---	------	-----	-----	-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	-------

Распределение кривизны нагнетающей (нижней) стороны суперкавитирующих и вентилируемых профилей \bar{y}_n
в процентах от максимальной величины стрелки вогнутости \bar{f}

Симметрично- параболическое	5,0	9,8	19,0	27,8	36,0	51,0	64,0	84,0	96,0	100	96,0	84,0	64,0	36,0	19,0	0
Несимметричное	5,0	9,8	19,0	27,8	36,0	52,0	64,0	84,0	96,0	100	97,1	88,1	72,2	46,9	28,7	0
Джонсона	0,7	1,5	3,5	5,7	8,6	15,5	25,3	47,5	68,5	87,5	98,7	98,7	87,0	58,0	33,5	0
Тулина	7,0	14,0	25,5	36,3	46,0	61,3	73,8	91,3	99,0	98,5	90,0	73,5	51,3	26,0	13,0	0

Распределение кривизны засасывающей (верхней) стороны суперкавитирующих и вентилируемых профилей $\bar{y}_в$
в процентах от максимальной толщины e

Параболическое	2,5	5,0	9,8	14,4	19,0	27,8	36,0	51,0	64,0	75,0	84,0	91,0	96,0	99,0	99,8	100
Клиновидное	1,5	3,5	7,5	10,0	14,0	19,5	26,0	37,0	47,0	56,7	65,5	74,5	83,5	91,5	96,5	100

Толщины сечений профилей вентилируемых или суперкавитирующих стоек, рулей и кронштейнов
в процентах от максимальной толщины e

Сегментный	3,0	6,0	13,0	18,5	25,0	35,5	46,0	66,0	88,0	90,0	97,0	100	99,5	98,0	97,0	90,6
Параболический	11,2	15,8	22,4	27,4	31,6	38,7	44,7	54,8	63,3	70,7	77,5	83,7	89,4	94,9	97,4	100

передней кромки расширяет диапазон углов атаки, при которых обеспечивается безотрывное обтекание верхней поверхности профиля. Однако утоньшение толщины хвостовых образований авиационного профиля способствует возникновению вибрации в хвостовой части, а более полная носовая часть вызывает повышение скорости обтекания, а следовательно, разрежение. Это приводит к более раннему наступлению кавитации (рис. 37), когда давление падает до давления насыщенных паров воды, при котором уже при нормальной температуре происходит вскипание воды и интенсивное образование смеси пара и газов, до этого растворенных в воде.

Чтобы избежать вибрации, на выходящей кромке профиля делают утолщение хвостовой части, тем самым снижая его гидродинамическое качество. Повысить кавитационные характеристики профиля можно, смещая максимальную толщину к выходящей кромке до 40—50 %. Наиболее часто используемые для подводных крыльев профили показаны на рис. 35.

Профили сегментного типа характерны тем, что их передняя и задняя кромки заострены, а максимальная толщина расположена около середины хорды. Одной из разновидностей сегментного профиля является выпукло-вогнутый сегментный профиль, так называемый профиль «луночка». Этот профиль при обычной кривизне средней линии имеет меньшую относительную толщину или, наоборот, при обычной толщине имеет большую вогнутость средней линии (рис. 32, 33). Такие профили, обеспечивая достаточно высокую эффективность, обладают улучшенными кавитационными характеристиками.

Существует несколько разновидностей суперкавитирующих профилей: профили Тулина, Джонсона, клиновидный профиль, предложенный Поздюниным, и другие. Суперкавитирующие профили (рис. 34) целесообразно использовать для крыльевых схем или для гребных винтов, работающих в режимах сильно развитой кавитации, когда эффективность обычных докавитационных профилей резко падает из-за образования на всей верхней поверхности крыла парогазовой кавитационной каверны. При этом верхняя сторона профиля в создании подъемной силы почти перестает участвовать и ее профилировка мало влияет на гидродинамические характеристики крыла. Форма верхней поверхности крыла выбирается так, чтобы на расчетном режиме она не выходила за пределы парогазового слоя и не замыкалась потоком набегающей воды. Кроме того, форма профиля должна обеспечивать в наибольшем диапазоне углов атаки и скоростей устойчивое образование каверны. Эффективность профиля в режиме суперкавитации зависит в большей степени от формы нижней поверхности, а также от объема и толщины кавитационной каверны, образующейся при его обтекании. Они, в свою очередь, существенно зависят от толщины и заострения носовой кромки крыла. Стремление максимально заострить входящую

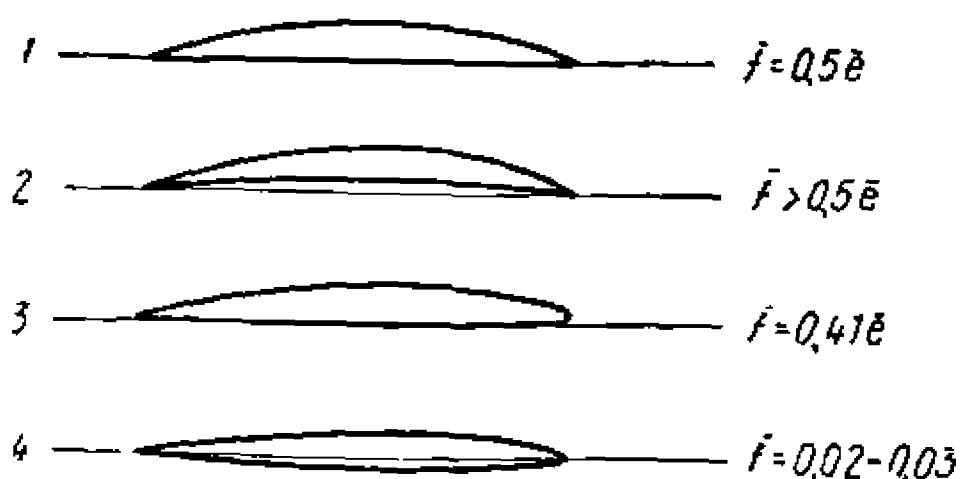


Рис. 35. Профили, наиболее часто используемые для подводных крыльев, и их характерные параметры:

1—сегментный; 2—«луночка»; 3—Вальхера; 4—NACA-16 и NACA-65-206.

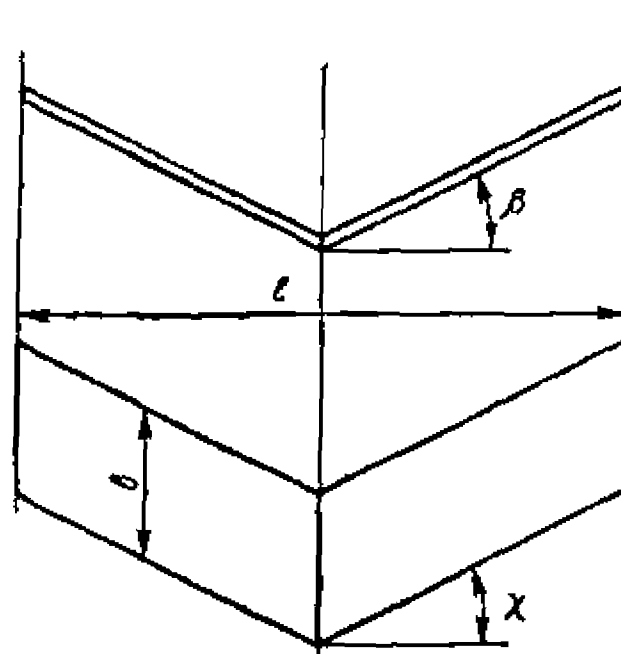


Рис. 36. Геометрические элементы подводного крыла.

кромку приводит к значительному падению местной прочности профиля в районе наиболее нагруженной входящей кромки.

Для получения оптимальной профилировки сечений в режиме суперкавитации следует одновременно решать задачи гидродинамики и прочности крыла. Поскольку эти задачи в настоящее время решаются на основе различных теоретических допущений, полученные результаты могут несколько отличаться друг от друга.

Форма крыла (рис. 36) определяется его размахом l , хордой b , углом стреловидности χ и углом килеватости β . Дополнительными параметрами являются площадь крыла в плане $S = l \cdot b$ и относительный размах $\lambda' = \frac{l^2}{S}$. Для прямоугольного крыла с постоянной вдоль размаха хордой $\lambda' = \frac{l}{b}$.

Положение крыла по отношению к потоку определяется геометрическим углом атаки профиля α , т. е. углом между направлением его движения и хордой крыла — прямой, соединяющей крайние точки профиля.

Рассмотрим обтекание крыла бесконечного размаха при его движении в безграничной жидкости.

Поток, набегающий на крыло со скоростью V под некоторым положительным углом атаки α , на верхней стороне профиля ускоряется, а на нижней замедляется. При этом, согласно закону Бернулли, давление на верхней стороне уменьшается, а на нижней увеличивается (по сравнению с давлением в невозмущенной жидкости). На рис. 37 приведены графики, иллюстрирующие изменение безразмерного коэффициента давления по хорде профиля крыла:

$$\bar{P} = \frac{\Delta P}{\rho \cdot \frac{V^2}{2}},$$

где $\Delta P = P - P_0$, P — давление в соответствующей точке профиля, а P_0 — давление в невозмущенной жидкости.

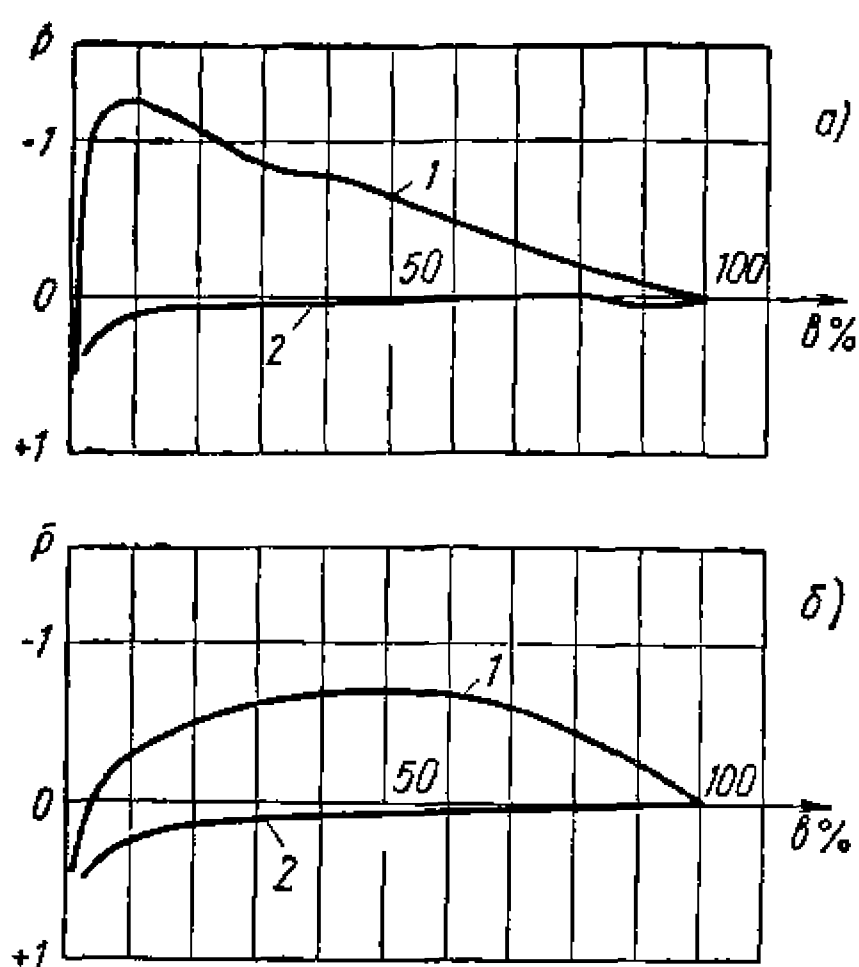


Рис. 37. Распределение давления по профилю крыла, имеющего:

а—авиационный профиль; б—сегментный симметричный профиль; 1—разрежение на верхней (засасывающей) стороне; 2—давление на нижней (нагнетающей) стороне.

Отрицательные значения коэффициента давления указывают на разрежение ($P < P_0$), положительные — на наличие давления ($P > P_0$). Возникающая разность давлений создает на крыле силу, направленную вверх, т. е. подъемную силу крыла. Как можно видеть из графиков, площадь эпюры разрежения значительно больше площади эпюры повышенного давления. Многочисленные эксперименты показывают, что примерно $\frac{2}{3}$ подъемной силы создается на верхней (засасывающей) стороне профиля благодаря разрежению, а около $\frac{1}{3}$ — на нижней (нагнетающей) благодаря повышению давления.

Равнодействующая сил давлений, действующих на крыло, представляет полную гидродинамическую силу, которая может быть разложена на две составляющие: R_y — подъемную силу крыла, перпендикулярную направлению движения; R_x — силу сопротивления, направление которой противоположно направлению движения.

Точка приложения равнодействующей этих сил на профиле характеризуется моментом M относительно передней точки профиля. Экспериментальные исследования показали, что для крыла, так же как и для глиссирующей пластины, подъемная сила R_y , сила сопротивления R_x и их момент M выражаются зависимостями:

$$R_y = C_y \frac{\rho V^2}{2} \cdot S; \quad R_x = C_x \frac{\rho V^2}{2} \cdot S; \quad M = C_m \cdot \frac{\rho V^2}{2} \cdot S \cdot b,$$

где C_m — безразмерный гидродинамический коэффициент момента.

Коэффициенты C_y , C_x и C_m являются основными характеристиками крыла, не зависящими от среды, в которой движется крыло (воздух или вода). Гидродинамические коэффициенты определяют экспериментально путем продувок в аэродинамических трубах или буксировок в опытовых бассейнах. Результаты испытаний приведены на рис. 38 в виде диаграмм зависимостей коэффициентов C_y , C_x и C_m от угла атаки α .

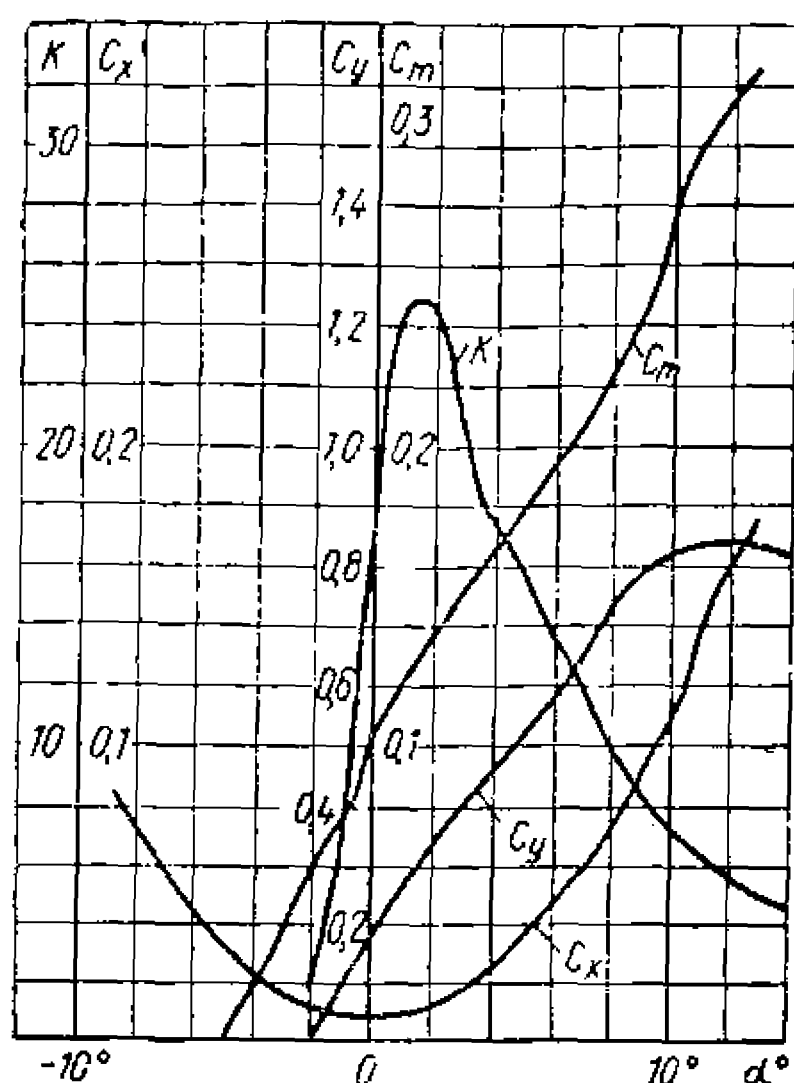


Рис. 38. Зависимость C_y , C_x , C_m и K от углов атаки для крыла, имеющего симметричный сегментный профиль ($\lambda' = 5$; $\bar{e} = 0,0448$; $\bar{f} = 0,0224$).

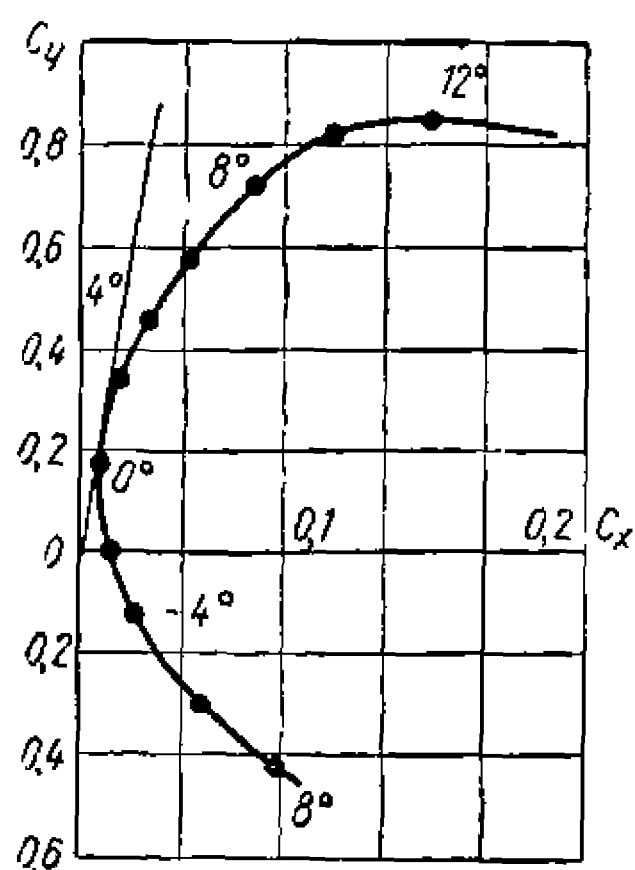


Рис. 39. Поляра Лиллиенталя для крыла, имеющего симметричный сегментный профиль.

Для общей характеристики крыла, так же как и для глиссирующей пластины, вводят понятие гидродинамического качества крыла K , представляющего отношение подъемной силы к силе сопротивления:

$$K = \frac{R_y}{R_x} = \frac{C_y}{C_x}.$$

Часто характеристики крыла приводят в виде поляры Лиллиенталя, выражающей зависимость C_y от C_x (рис. 39). На поляре отмечают экспериментальные точки и соответствующие им углы атаки. Отношение тангенса угла наклона прямой, соединяющей начало координат и точку на кривой, к оси C_x равно величине гидродинамического качества профиля. Угол наклона касательной к поляре характеризует максимальное качество крыла. На рис. 38, 39 и 45 приведены гидродинамические характеристики типичных профилей. Как можно видеть, значения гидродинамических коэффициентов определяются углом атаки крыла. С одной стороны, с увеличением угла атаки на верхней поверхности крыла увеличивается степень разрежения, а на нижней растет избыточное давление, что и обеспечивает возрастание коэффициента C_y (рис. 40).

С другой стороны, с уменьшением угла атаки коэффициент C_y падает почти прямолинейно до нулевого значения. Значение угла атаки, при котором коэффициент подъемной силы равен

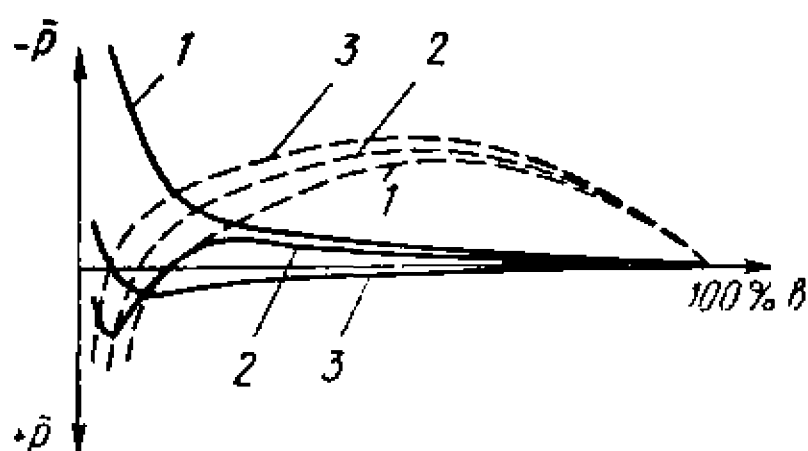


Рис. 40. Распределение давления по профилю крыла при различных углах атаки:

1 — при $\alpha = -3^\circ$; 2 — при $\alpha = 0^\circ$; 3 — при $\alpha = +3^\circ$; — нижняя сторона; --- верхняя сторона.

свободной поверхности жидкости. Эти условия накладывают существенный отпечаток на гидродинамические характеристики крыла.

Для крыла с $\lambda' = \infty$ картина распределения давления в каждом сечении по размаху одинакова. У крыла конечного размаха жидкость через торцы крыла перетекает из области избыточного давления в область разрежения, уравнивая давления и снижая тем самым подъемную силу. На рис. 41 показано изменение давления вдоль размаха крыла конечного удлинения. Так как перетекание жидкости имеет место в основном на крайних участках крыла, влияние его с увеличением относительного размаха уменьшается и практически при $\lambda' = 7-9$ характеристики крыла соответствуют бесконечному размаху (рис. 42).

Другим фактором, влияющим на работу крыла, является наличие вблизи него свободной поверхности жидкости — границы двух сред с большой разностью массовых плотностей. Влияние свободной поверхности на подъемную силу объясняется при этом тем, что крыло, обладая определенной толщиной, поднимает слой жидкости, стесняя его тем меньше, чем ближе крыло к свободной поверхности. Это позволяет жидкости обтекать кры-

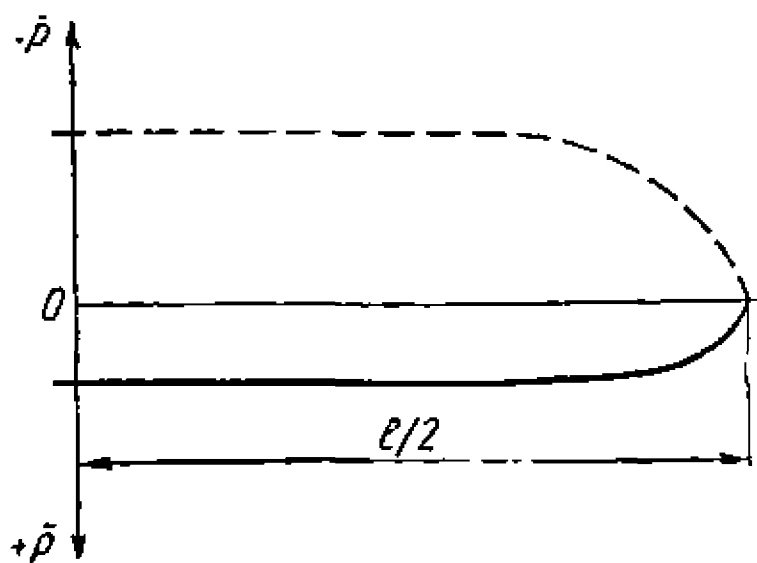


Рис. 41. Изменение давления по размаху крыла конечного удлинения.

нулю, определяет угол нулевой подъемной силы α_0 . Он зависит от формы и относительной толщины профиля. При дальнейшем уменьшении угла атаки крыла подъемная сила становится отрицательной.

До сих пор речь шла о характеристиках крыла бесконечного размаха,двигающегося в безграничной среде. Реальные подводные крылья имеют вполне определенное удлинение и работают вблизи

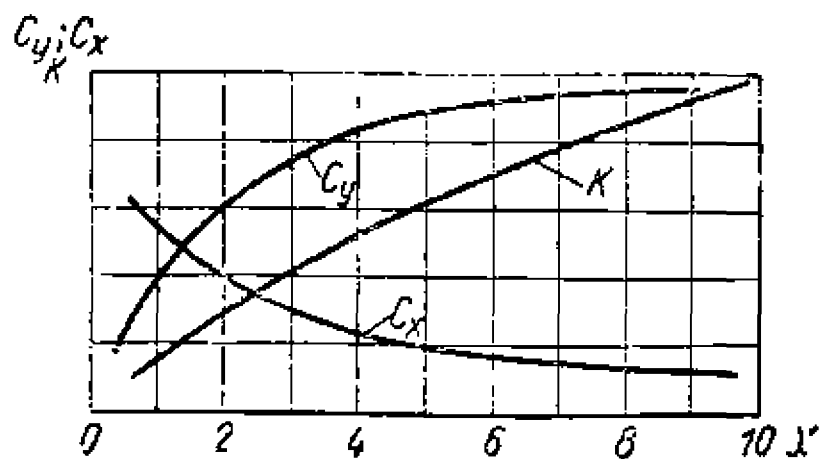


Рис. 42. Влияние относительного размаха на гидродинамические характеристики крыла.

Рис. 43. Распределение давления по профилю при различных относительных погружениях подводного крыла ($\alpha = 3^\circ$):

1 — $\bar{h} = 1,0$; 2 — $\bar{h} = 0,5$; 3 — $\bar{h} = 0,25$; 4 — $\bar{h} = 0,15$.

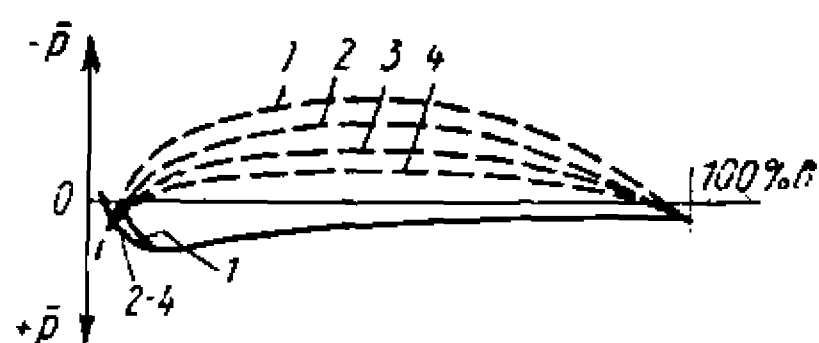
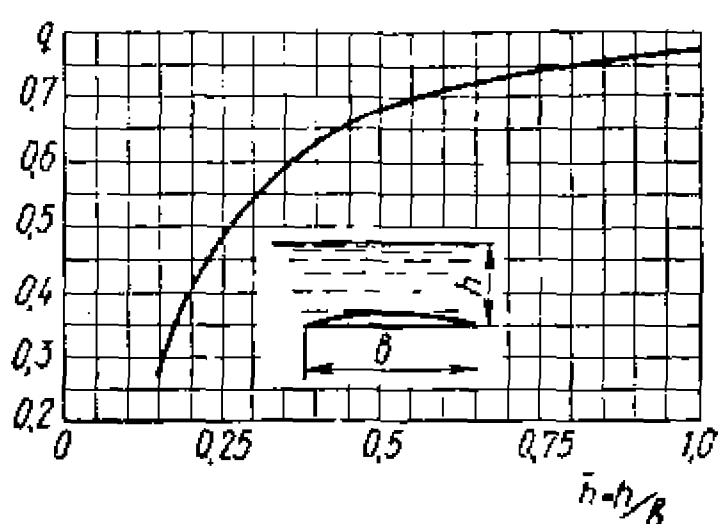


Рис. 44. Изменение максимального разрежения на верхней поверхности сегментного профиля, расположенного вблизи свободной поверхности:

$$\bar{q} = \frac{\bar{p}_{\text{мин}}}{(\bar{p}_{\text{мин}})_{\bar{h} = \infty}},$$

где $\bar{p}_{\text{мин}}$ — коэффициент разрежения вблизи свободной поверхности;
 $(\bar{p}_{\text{мин}})_{\bar{h} = \infty}$ — коэффициент разрежения в безграничной жидкости.



ло с меньшей скоростью, чем при большом погружении. Величины разрежения на верхней поверхности крыла снижаются.

На рис. 43 показано изменение эпюры давлений в зависимости от изменения относительной глубины погружения под свободной поверхностью \bar{h} для крыла сегментного профиля (под относительным погружением крыла понимается отношение расстояния от крыла до поверхности жидкости к величине хорды). Как можно видеть, влияние свободной поверхности неодинаково для засасывающей и нагнетающей сторон крыла. Экспериментами установлено, что влияние погружения сказывается в основном на эпюре давлений над крылом, в то время как область повышенного давления почти не изменяется. Степень влияния погружения на подъемную силу крыла с увеличением погружения быстро уменьшается. На рис. 44 представлен график, иллюстрирующий уменьшение разрежения на верхней поверхности крыла при его приближении к свободной поверхности. Из графика видно, что влияние свободной поверхности мало уже при погружении, равном хорде крыла, а при $\bar{e} = 2$ крыло можно считать глубокопогруженным. На рис. 45 представлены гидродинамические характеристики плоского крыла сегментного профиля, имеющего относительный размах $\lambda' = 5$ и толщину $\bar{e} = 0,06$ для различных относительных погружений.

Для реального крыла необходимо учесть суммарное воздействие всех факторов, перечисленных выше: формы крыла, его относительного размаха, относительного погружения и т. д.

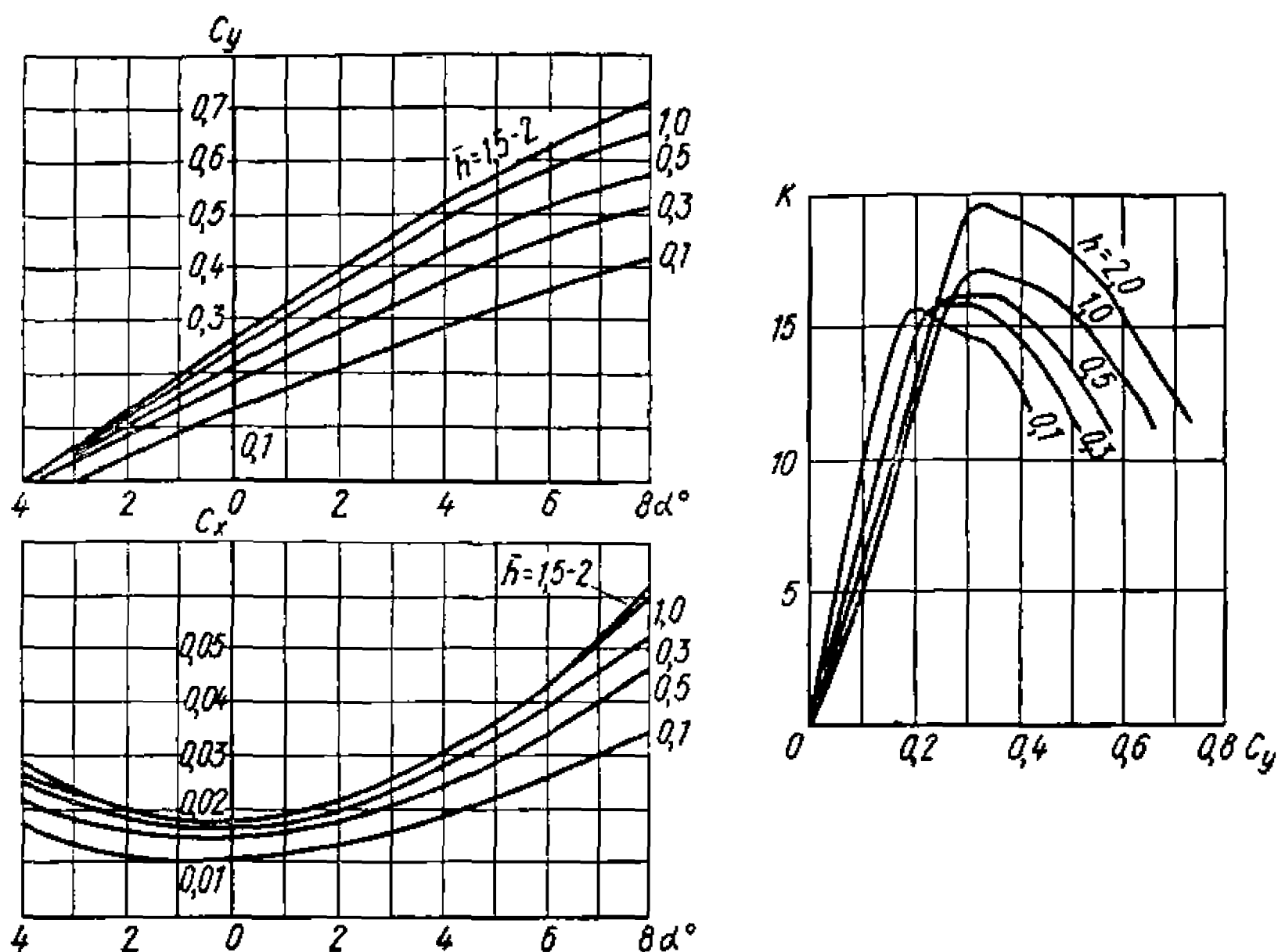


Рис. 45. Гидродинамические характеристики плоского крыла симметричного сегментного профиля ($\lambda = 5$; $\bar{e} = 0,06$; $\bar{f} = 0,03$).

Следующим параметром, от которого зависят величины сил, развивающихся на крыле, является скорость движения. С точки зрения гидродинамики крыла, существует определенное значение скорости, превышение которого приводит к значительным изменениям характеристик крыла. Причиной этого является развитие на крыле кавитации и связанных с ней нарушений плавного обтекания профиля потоком жидкости.

С увеличением скорости движения абсолютное разрежение на крыле достигает значений, при которых из воды начинают выделяться небольшие пузырьки, наполненные паром и газами, до этого растворенными в воде (рис. 46). При дальнейшем увеличении скорости обтекания область кавитации расширяется и занимает значительную часть засасывающей стороны крыла, образуя на крыле большой парогазовый пузырь. В этой стадии кавитации коэффициенты подъемной силы и сопротивления начинают резко изменяться, при этом гидродинамическое качество крыла падает.

В связи с отрицательным влиянием кавитации на характеристики крыла потребовалось создание профилей особой геометрии. В настоящее время все профили подразделяются на профили, работающие в докавитационном режиме обтекания, профили с сильно развитой кавитацией и суперкавитирующие.

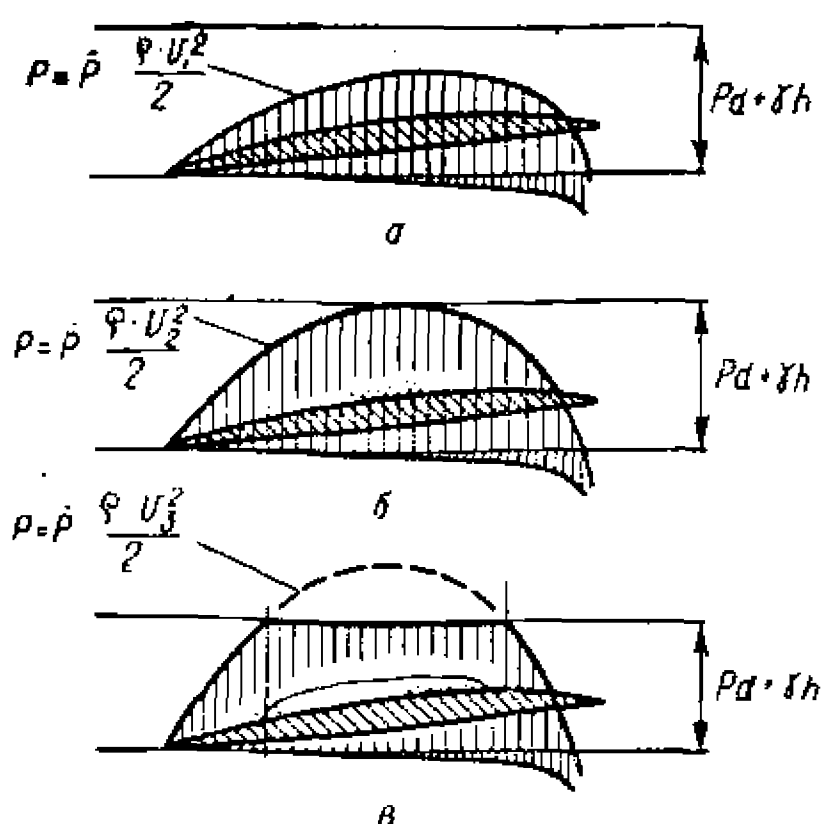


Рис. 46. Влияние скорости движения крыла и вызываемой этим кавитации на гидродинамические характеристики подводного крыла:

а — скорость V_1 мала — разрежение на верхней стороне не достигает предельно возможной величины разрежения в воде $p_d + \gamma h$;

б — при скорости $V_2 > V_1$ разрежение достигло величины $p_d + \gamma h$, при которой из воды начинают выделяться растворенные газы (начало кавитации 1-я стадия);

в — $V_3 > V_2 > V_1$ — на большом участке верхней стороны профиля разрежение достигло предела; эта зона охвачена парогазовой каверной; разрежение не может в этом районе превзойти величины $p_d + \gamma h$.

давление падает несколько ниже давления насыщенных паров воды, в результате чего пары и газы получают возможность выделяться из жидкости, концентрируясь вокруг мельчайших пузырьков растворенных в воде воздуха и газов. Это условие можно записать в следующем виде:

$$P_{\min} = P_0 - Pd = P_{\text{атм}} + \gamma h - Pd,$$

где P_{\min} — минимальное давление в рассматриваемой точке;

$P_{\text{атм}}$ — атмосферное давление = 10300 кгс/м²;

γ — удельный вес воды = 1000 кгс/м³;

h — погружение крыла, м;

Pd — давление насыщенных паров воды = 173 кгс/м².

Максимальная скорость бескавитационного обтекания определится тогда так:

$$V = \sqrt{\frac{2(P_{\text{атм}} + \gamma h - pd)}{\rho |\bar{P}_{\min}|}},$$

где $|\bar{P}_{\min}|$ — минимальный коэффициент давления на профиле.

Коэффициент $|\bar{P}_{\min}|$ для сегментных профилей можно определить в зависимости от коэффициента подъемной силы и относи-

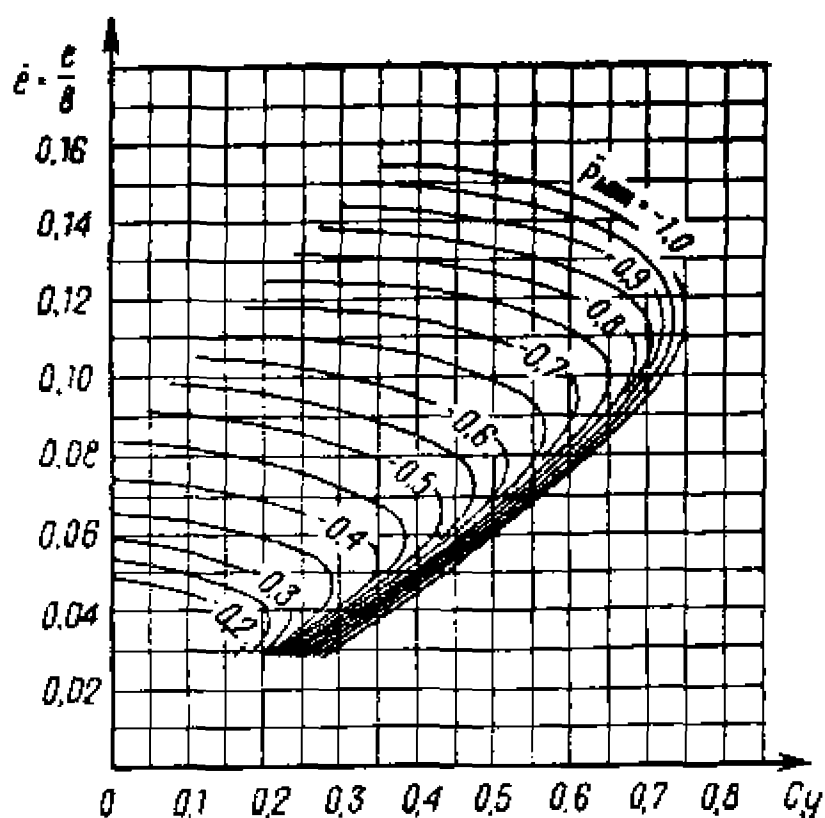


Рис. 47. Максимальная величина разрежения на верхней поверхности сегментных профилей (по испытаниям Гутше).

Для того чтобы предотвратить вредное влияние кавитации на работу крыла, необходимо при расчете произвести проверку на возможность появления кавитации. Возникновение кавитации возможно в тех точках профиля, где дав-

тельной толщины по графику Гутше, приведенному на рис. 47. График Гутше и расчет по приведенной формуле справедливы для случая движения крыла в безграничной жидкости. Но, как уже отмечалось, приближение крыла к свободной поверхности снижает величину разрежения на крыле, увеличивая тем самым значение максимальной скорости бескавитационного обтекания крыла. В этом случае:

$$V = \sqrt{\frac{2(P_{\text{атм}} + \gamma h - \bar{P}d)}{\rho \cdot q |\bar{P}_{\text{min}}|}},$$

где значение q принимается по графику на рис. 44.

На отдаление кавитации положительно влияет стреловидность крыла. При этом имеет место соотношение:

$$V_1 = \frac{V}{\cos \chi},$$

где V_1 — скорость начала кавитации на стреловидном крыле;

V — скорость начала кавитации на прямоугольном крыле;

χ — угол стреловидности.

Следует отметить, что правильный выбор геометрических характеристик профилей, а также их режимов работы позволяет отдалить начало кавитации до скорости 120—130 км/ч.

Кроме кавитации необходимо рассмотреть явление прорыва воздуха к крылу (аэрацию), также сильно зависящее от скорости движения крыла и вызывающее значительное изменение гидродинамических характеристик. При прорыве воздуха к крылу происходит резкое падение разрежения на верхней стороне крыла до атмосферного давления, что сопровождается потерей подъемной силы и «проваливанием» крыла под действием нагрузки, приходящейся на него.

Возникновение прорыва воздуха в значительной степени зависит от максимальной величины разрежения на профиле и заглубления крыла. Этому явлению особенно подвержены малопогруженные крылья. Поэтому их профили делают с острой передней кромкой, чтобы уменьшить величину пика разрежения на засасывающей стороне (см. рис. 37). Для глубокопогруженных элементов вероятность прорыва воздуха к крылу снижается, в связи с чем возможно применение профилей со скругленным носиком авиационного типа.

На практике прорыв воздуха к крылу может иногда вызываться попаданием на крыло каких-либо предметов (плавающей травы, кусков дерева и т. д.), повреждением гладкой поверхности крыла или его кромок, а также близостью кавитирующих или вентилируемых стоек, стабилизаторов и т. п.

Проектирование крыльевых устройств складывается из последовательного решения ряда технических задач, подчас противоречащих друг другу. Так, например, увеличение относительного размаха крыльев, оказывающее благоприятное действие

на гидродинамические характеристики, ухудшает прочность конструкции и увеличивает ее габариты.

Основным требованием, предъявляемым к крыльевой системе, является обеспечение достаточной вертикальной, продольной и поперечной устойчивости при движении, т. е. сохранение постоянного равенства между нагрузкой, приходящейся на крыло, и гидродинамическими силами, возникающими на нем при движении. Все три вида устойчивости взаимосвязаны и обеспечиваются одними и теми же условиями.

В процессе разгона судна, как уже указывалось, подъемная сила крыльев возрастает. Поскольку при этом масса судна остается постоянной, сохранение равенства

$$D = C_y \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot S$$

возможно за счет изменения либо погруженной площади крыльев S , либо коэффициента подъемной силы C_y .

Характерным примером регулирования подъемной силы изменением смоченной площади крыльев может служить широко известный «этажерочный» тип крыльевого устройства. В этом случае устройство состоит из ряда крыльев, расположенных один над другим и по очереди выходящих из воды по мере роста скорости. Такое устройство обеспечивает хорошую устойчивость движения и легкий выход на крылья. Скачкообразное изменение погруженной площади крыльев при выходе из воды очередной плоскости может быть устранено применением килеватости. Следует отметить, что «этажерочные» крыльевые устройства имеют невысокие значения гидродинамического качества из-за взаимного влияния близко расположенных друг над другом плоскостей и большого числа элементов и их сопряжений. Поэтому чаще используются крылья, имеющие более высокое качество и представляющие собой сильно килеватые крыльевые плоскости большого размаха, пересекающие поверхность воды. При накренивании судна с таким крыльевым устройством в воду входят дополнительные площади крыльев со стороны накрениженного борта, создавая восстанавливающий момент. При изменении скорости движения крылья меняют свое заглубление, автоматически изменяя свою площадь.

Другой способ обеспечения устойчивости движения судна — благодаря изменению коэффициента подъемной силы крыльев — может быть осуществлен изменением угла атаки или приближением крыла к свободной поверхности воды.

Изменение угла атаки крыла производится с помощью специальных систем в зависимости от скорости движения и положения судна относительно поверхности воды. Большинство существующих систем автоматики осуществляет изменение угла атаки в зависимости от изменения глубины погружения крыла. При этом угол атаки может изменяться поворотом или всего

крыла, или только его части. Автоматическое управление углами атаки крыльев позволяет получить высокую устойчивость движения. Серьезным препятствием широкому использованию автоматики является сложность конструкции крыльев и систем управления. Примером гораздо более простой и доступной для изготовления может служить конструкция, обеспечивающая изменение угла атаки носового крыла при помощи рычага с поплавком, глиссирующим по поверхности воды. При увеличении погружения любого из носовых крыльев система обеспечивает соответствующее увеличение углов атаки. Однако доводка такого устройства представляет достаточные трудности, да и общее гидродинамическое качество такой схемы из-за дополнительного сопротивления глиссирующих поплавков невысокое.

Второй, наиболее простой способ изменения коэффициента подъемной силы основан на том, что с увеличением скорости хода погружение крыльев уменьшается и коэффициент подъемной силы падает. Применение этого способа возможно в том случае, если расчетным режимом работы крыльев является их движение вблизи свободной поверхности. Вертикальная, продольная и поперечная устойчивость движения на малопогруженных крыльях обычно легко обеспечивается при правильном выборе коэффициентов подъемной силы и соответствующем подборе углов атаки крыльев и вполне достаточна на режиме, когда крыло движется вблизи поверхности воды.

При крене судна на участках крыла, расположенных ближе к свободной поверхности, подъемная сила уменьшается, а на погружающихся участках (со стороны наклоненного борта) — увеличивается. Благодаря этому создается восстанавливающий момент, направленный в противоположную наклонению сторону. Центральные части крыла меняют погружение не так значительно, поэтому их влияние на величину восстанавливающего момента меньше. Распределение сил, возникающих на наклоненном крыле, таково, что особую роль в создании восстанавливающего момента играют крайние участки крыла протяженностью примерно $1/4$ размаха.

Аналитически восстанавливающий момент плоского наклоненного малопогруженного крыла выражается формулой:

$$M = R_y \cdot l \frac{\lambda'}{12} \cdot f(C_y) \cdot \theta,$$

где $f(C_y)$ — коэффициент, зависящий от C_y ;

θ — угол крена.

Из этой формулы можно сделать вывод, что восстанавливающий момент существенно зависит от размаха крыла, увеличение которого приводит к улучшению стабилизации крыла в потоке жидкости. Это необходимо учитывать при проектировании крыльевых устройств.

Остойчивость движения в переходном режиме (до выхода на крыло) у судов с малопогруженными крыльями часто бывает недостаточной. С целью увеличения остойчивости применяют дополнительные крыльевые элементы, выходящие из воды на большой скорости хода. Такими элементами могут служить как дополнительные крылья, расположенные выше основной плоскости, так и глиссирующие пластины.

Устойчивость движения можно увеличить использованием так называемых стабилизаторов, представляющих собой продолжение основной плоскости. Стабилизаторы могут быть либо такой же хорды, что и основная плоскость, либо расширяющимися к концам. Верхняя часть стабилизаторов, находящаяся вблизи свободной поверхности, даже при больших погружениях основной плоскости, обеспечивает устойчивость движения судна. Угол килеватости стабилизаторов должен быть в пределах $25\text{--}35^\circ$. При $\beta < 25^\circ$ по засасывающей стороне стабилизаторов на основную плоскость может попасть атмосферный воздух; стабилизаторы с углом килеватости больше 35° малоэффективны. Угол атаки стабилизаторов (в вертикальных сечениях) обычно такой же, как и основной плоскости, или больше его приблизительно на $0,5^\circ$. Иногда для увеличения эффективности стабилизаторов угол атаки делают переменным, начиная с 0° внизу (по отношению к основной плоскости) и до $1,5\text{--}2^\circ$ у верхнего конца.

Особое значение для крыльев, работающих вблизи свободной поверхности, имеет конфигурация носика их профиля. На рис. 35 представлены получившие наибольшее распространение профили подводных крыльев, а в табл. 3, 4, 5 (к рис. 31—34) приведены ординаты для их построения.

Хорошими гидродинамическими характеристиками и высоким значением скорости начала кавитации обладает скоростной профиль Вальхнера со скругленным носиком. Однако применение этого профиля ограничено элементами крыльевых устройств, находящимися на значительных (более половины хорды крыла) погружениях от поверхности воды.

Для малопогруженных элементов применяют острокромочные профили, которые имеют несколько худшие характеристики, но обеспечивают более устойчивый режим обтекания. Для глубокопогруженных элементов, а также для стабилизаторов крыла может быть наряду с плоско-выпуклым сегментом применен выпукло-вогнутый сегмент «луночка». Профиль такого типа характеризуется более высоким гидродинамическим качеством, чем плоский сегмент, но сложнее в изготовлении.

В некоторых случаях для повышения гидродинамического качества сегментные профили видоизменяют, смещая положение максимальной толщины с середины профиля в носик, располагая его на $35\text{--}40\%$ хорды или просто несколько приподняв носовую часть профиля. Величину максимальной толщины

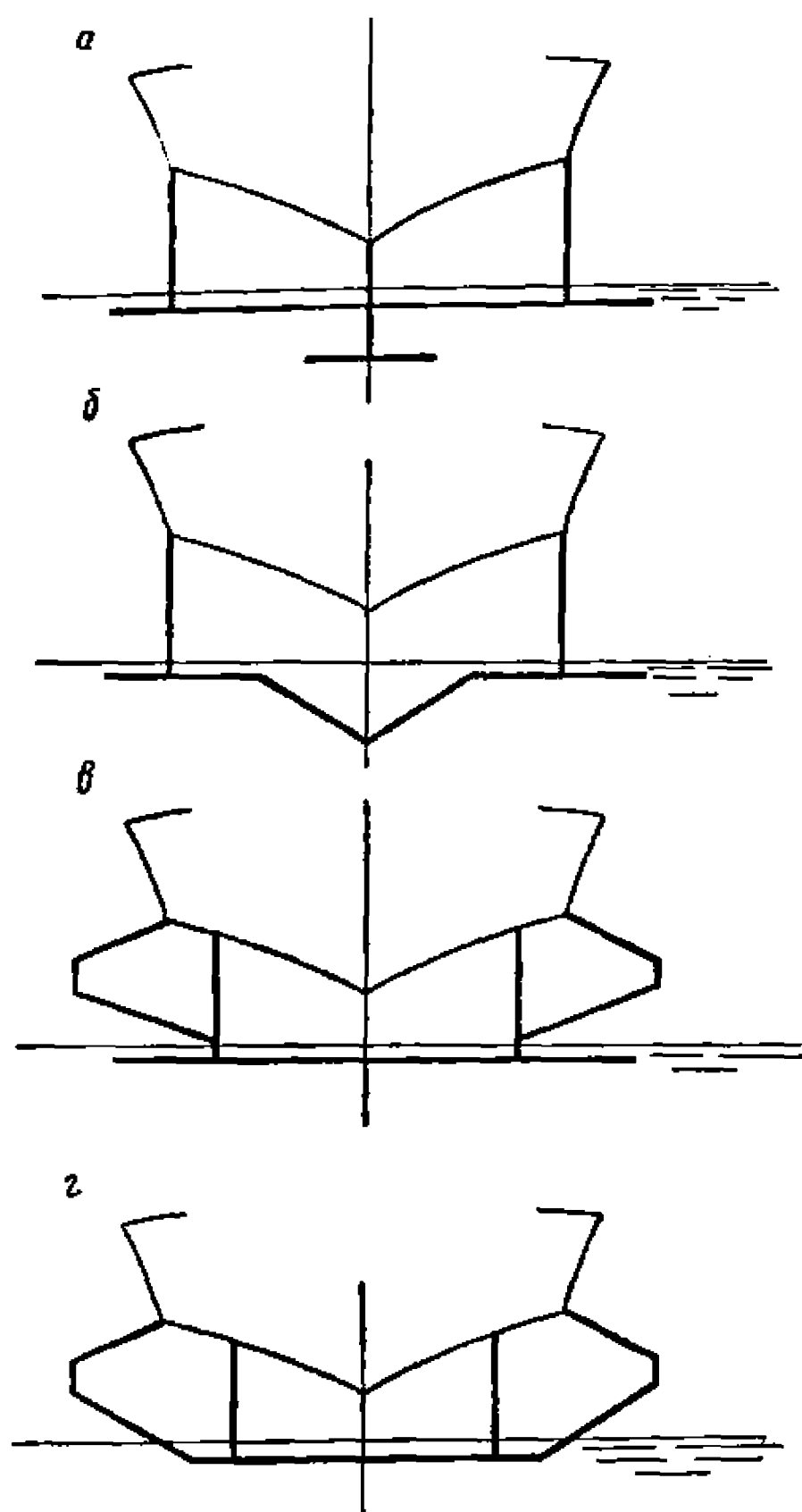


Рис. 48. Способы увеличения мореходности плоского малопогруженного крыла:

а — крыло с плоским глубокопогруженным элементом; б — крыло с «чайкой»; в — крыло с дополнительными элементами над основной плоскостью; г — крыло с наклонными стабилизаторами.

приходящаяся на такой элемент, может составлять до 50 % нагрузки на все крыльевое устройство. В то же время для судов малого водоизмещения размеры глубокопогруженной плоскости так малы, что при плавании она может быть легко повреждена. Поэтому целесообразно использовать мореходные элементы в виде «чайки». Устройство «чайки» в средней части малопогруженного крыла, не снижая характеристик устойчивости, позволяет улучшить мореходность катера. Угол килеватости «чайки» выбирается в пределах $25\text{—}35^\circ$; по соображениям устойчивости размах принимается не более $0,4\text{—}0,5$ от полного

профиля выбирают исходя из условия обеспечения хороших гидродинамических характеристик, прочности конструкции и отсутствия кавитации. Обычно $\bar{e}=0,04\text{—}0,07$; вогнутость для профилей «луночка» $\bar{y}_n=0,02$.

Основным недостатком малопогруженных крыльевых устройств является их малая мореходность: крылья часто оголяются, теряя подъемную силу. Возникающие при этом колебания судна могут быть настолько существенными, что движение на крыльях станет невозможным из-за очень сильных ударов о воду. Скорость движения при этом резко снижается. Мореходность таких судов может быть улучшена благодаря использованию дополнительных элементов, расположенных ниже или над основной плоскостью (рис. 48). Дополнительный глубокопогруженный элемент, мало подверженный влиянию волнения и создающий постоянную подъемную силу, оказывает стабилизирующее действие на судно, уменьшая возможность проваливания крыла. Нагрузка,

размаха плоскости. Несколько меньшая эффективность «чайки» (по сравнению с плоским глубокопогруженным элементом) оправдывается простотой и надежностью конструкции.

Установка дополнительных плоскостей над основной не устраняет «проваливаний» крыла, но вхождение их в воду уменьшает амплитуду продольной качки и смягчает удары корпуса о воду. Данная схема обладает несколько большим сопротивлением на полном ходу, чем схемы с глубокопогруженными элементами (из-за возможности замыкания дополнительных плоскостей). При правильном размещении и выборе площади этих плоскостей возможно уменьшение сопротивления судна на режиме выхода на крылья, когда они одновременно работают как стартовые, ускоряя этот выход.

Некоторое улучшение мореходности можно получить благодаря стреловидности крыльев. В этом случае площадь крыла разносится поперек фронта волны, что снижает возможность одновременного оголения всей плоскости крыла. Кроме того, мореходность на волнении улучшается при увеличении угла атаки крыла на $1-1,5^\circ$ по сравнению с углом атаки на тихой воде. Поэтому желательно иметь такую систему крепления крыльевого устройства к корпусу, которая позволяла бы легко менять угол атаки крыла в зависимости от состояния волнения. Такая система к тому же значительно облегчает процесс подбора оптимальных углов атаки крыльев в период испытаний.

Мореходность судов, рассчитанных на движение на подводных крыльях с полным отрывом корпуса от воды, в значительной степени зависит от распределения массы судна между крыльевыми устройствами. Для наиболее распространенных в настоящее время судов с носовым и кормовым крыльями можно условно выделить три варианта распределения массы:

- основная часть массы (более 70—75 %) приходится на носовое устройство;

- масса распределяется на носовое и кормовое устройства приблизительно поровну;

- основная часть массы приходится на кормовое устройство.

В иностранных проектах катеров одинаково часто используются все три способа распределения массы. В практике отечественного катеростроения чаще всего используют второй вариант, при котором, как показала практика, катер получает наилучшие мореходные качества.

Кроме того, существует так называемая однокрылая схема судна с подводными крыльями, при которой только 50—70 % массы судна воспринимается носовым крылом, а оставшиеся 50—30 % — кормовым участком глиссирующего днища. В настоящее время существует много различных вариантов использования подводных крыльев для повышения ходовых и мореходных качеств судов. Схемы использования их самые различные. Крыльевые элементы можно применять в комбинации

с другими элементами динамического поддержания, для улучшения гидродинамических характеристик или обеспечения устойчивости движения.

Исходной величиной при выборе элементов крыла является площадь его погруженной части, которая определяется из соотношения:

$$S = \frac{R_y}{\rho \frac{V^2}{2} \cdot C_y},$$

где R_y — нагрузка, приходящаяся на крыло;

V — расчетная скорость судна.

Коэффициент подъемной силы выбирают в пределах 0,1—0,3; в общем случае C_y зависит от расчетной скорости движения. Коэффициент подъемной силы кормового крыла для повышения устойчивости движения должен быть на 20—50 % больше, чем носового.

Размеры крыла (размах l и хорду b) выбирают после того, как определена площадь крыла. При этом учитывают необходимость обеспечения достаточно высокого гидродинамического качества, остойчивости судна и прочности крыла. Как уже отмечалось, относительный размах определяет величину гидродинамического качества. Обычно принимают $\lambda' = \frac{l}{b} \geq 5$. Следует иметь в виду, что увеличение размаха крыла существенно повышает устойчивость судна на ходу.

Одним из вопросов, решаемых при проектировании судна на подводных крыльях, является выход на крылья. Для судов с высокими относительными скоростями он может стать основным.

При разгоне, когда подъемная сила крыльев еще мала, судно движется на корпусе. С повышением скорости подъемная сила крыльев растет. В момент выхода судна на крыло сопротивление воды движению обычно достигает наибольшей величины; на кривой сопротивления этому моменту соответствует характерный «горб» (см. рис. 26). По мере выхода корпуса из воды его смоченная поверхность уменьшается и сопротивление падает. При некоторой скорости, так называемой скорости выхода на крылья, корпус полностью отрывается от воды. При выборе площадей крыльев расчетной является не только максимальная скорость, но и скорость отрыва от воды.

Подъемная сила крыльев на всех скоростях движения судна уравнивает его массу. Поэтому если на максимальной скорости V погруженная площадь крыла S и коэффициент подъемной силы C_y , а на скорости отрыва V_0 площадь крыла и коэф-

коэффициент подъемной силы C_{y0} , то должно выполняться следующее условие:

$$C_{y0} \frac{\rho V_0^2}{2} \cdot S_0 = C_{y0} \frac{\rho V^2}{2} \cdot S.$$

Вследствие того, что на максимальной скорости плоское крыло погружено мало, а на скорости отрыва его погружение гораздо больше, значение C_{y0} обычно в 1,5—2 раза больше, чем C_y . Кроме того, в начале хода на крыльях дифферент обычно больше, чем на максимальной скорости, что также приводит к увеличению C_{y0} (приблизительно в 1,2—1,5 раза) из-за увеличения угла атаки крыла α_0 .

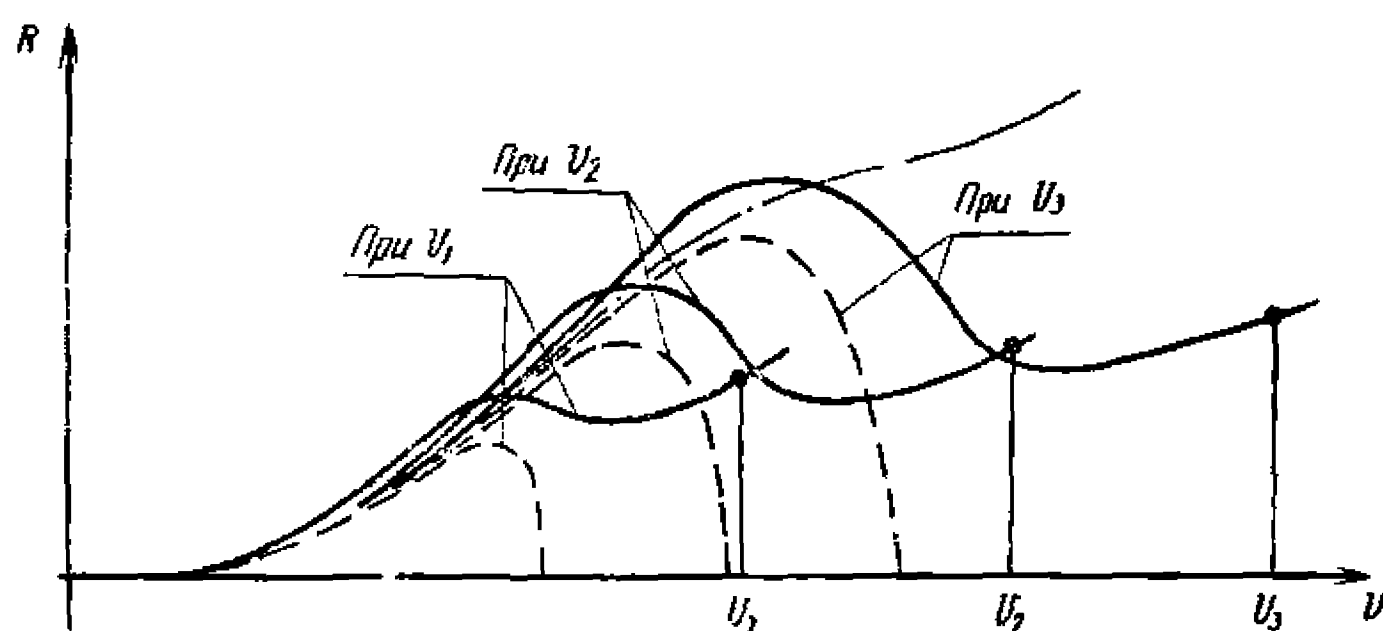


Рис. 49. Влияние расчетной скорости движения на сопротивление судна на крыльях ($V_1 < V_2 < V_3$):

— полное сопротивление; — — — сопротивление корпуса; — · — · — сопротивление катера аналогичных размеров, но без крыльев.

Учитывая, что погруженная площадь плоского крыла остается постоянной, из приведенного выше равенства можно получить, что для судна с плоским малопогруженным крылом скорость отрыва составляет:

$$V_0 = (0,6 - 0,7) V.$$

Как показывает опыт, преодоление «горба» сопротивления при таком соотношении скоростей возможно только при небольших относительных скоростях движения. На рис. 49 показано изменение сопротивления судов одинакового водоизмещения, но имеющих разные максимальные расчетные скорости движения. Как видно из приведенного графика, на максимальной скорости сопротивление остается почти постоянным, на режиме выхода на крылья оно существенно увеличивается с ростом скорости отрыва. Для преодоления «горба» сопротивления при высоких относительных скоростях движения суда с плоскими крыльями должны иметь вспомогательные крылья или глиссирующие поверхности либо иметь возможность изменять угол атаки основных плоскостей крыльев на ходу. Для уменьшения скорости отрыва

корпуса от воды приходится существенно увеличивать суммарную площадь несущих поверхностей. Располагать дополнительные несущие поверхности следует так, чтобы они по мере роста скорости и подъема основных плоскостей постепенно выходили из воды и не создавали дополнительного сопротивления. Для этого рекомендуется делать их килеватыми (угол килеватости $20\text{—}30^\circ$) и не приближать их к корпусу и основным плоскостям на расстояние меньше хорды крыла.

Для повышения эффективности стартовых элементов целесообразно верхние элементы устанавливать с большим углом атаки, чем нижние. Установка вспомогательных плоскостей, расположенных (при ходе на максимальной скорости) выше поверхности воды, как уже отмечалось, увеличивает мореходность и остойчивость судна.

Как видно из рис. 49, на скоростях выхода судна на крылья основную долю сопротивления составляет сопротивление корпуса. В соответствии с этим для облегчения разгона корпус судна должен иметь хорошо обтекаемые обводы, подобные обводам обычного судна, спроектированного для движения на скоростях, соответствующих режиму выхода на крылья.

Суперкавитирующие крылья применяются на судах, имеющих большие скорости, при которых нельзя избежать возникновения кавитации на крыльях бескавитационного обтекания.

Уменьшение подъемной силы суперкавитирующего крыла при срывном обтекании, возникающем на его поверхности, в некоторой степени должно компенсироваться возрастанием подъемной силы на нижней поверхности, так как увеличивается геометрический угол атаки и обеспечивается оптимальная профилировка. При этом сопротивление суперкавитирующего крыла увеличивается, а гидродинамическое качество падает.

Гидродинамические характеристики суперкавитирующих крыльев зависят от формы их носовой части и нижней поверхности, поскольку они определяют размеры каверны. Форма верхней поверхности может быть выбрана достаточно произвольно, лишь бы она не замывалась струями воды. Ввиду того что для обеспечения минимального сопротивления передняя часть профиля должна быть предельно тонкой и заостренной, хвостовую часть для обеспечения прочности выбирают утолщенной. Расчеты различных профилей суперкавитирующих крыльевых устройств показывают, что величина кривизны нагнетающей (нижней) стороны профиля находится в пределах $0,01\text{—}0,03$, относительная толщина профиля (по кормовой кромке) $\bar{e} = 5\text{—}7\%$. Рабочими углами атаки такого профиля являются $\alpha = 5\text{—}9^\circ$, а соответствующие значения C_y равны $0,10\text{—}0,25$.

Особенность суперкавитирующего крыла заключается в том, что его верхняя поверхность обтекается только при очень малых скоростях движения. Начиная с некоторых небольших скоростей при положительных углах атаки, верхняя поверхность

крыла оголяется и происходит отрыв потока с носовой кромки крыла; на нижней поверхности поток отрывается с хвостовой кромки. Таким образом, у суперкавитирующих крыльев подъемная сила создается в основном только на нижней стороне.

После образования кавитационного обтекания разрежение в каверне, а следовательно, и на верхней поверхности крыла становится равным давлению водяных паров (при $t=15^\circ\text{C}$, $P_d=174 \text{ кгс/м}^2$). С увеличением скорости давление на верхней поверхности остается неизменным, а на нижней продолжает увеличиваться приблизительно пропорционально квадрату скорости (рис. 50).

Недостаток суперкавитирующих крыльев — опасность проникновения атмосферного воздуха в кавитационную область, что влечет за собой изменение давления в каверне и на верхней поверхности крыла. Прорыв атмосферного воздуха, уменьшающий

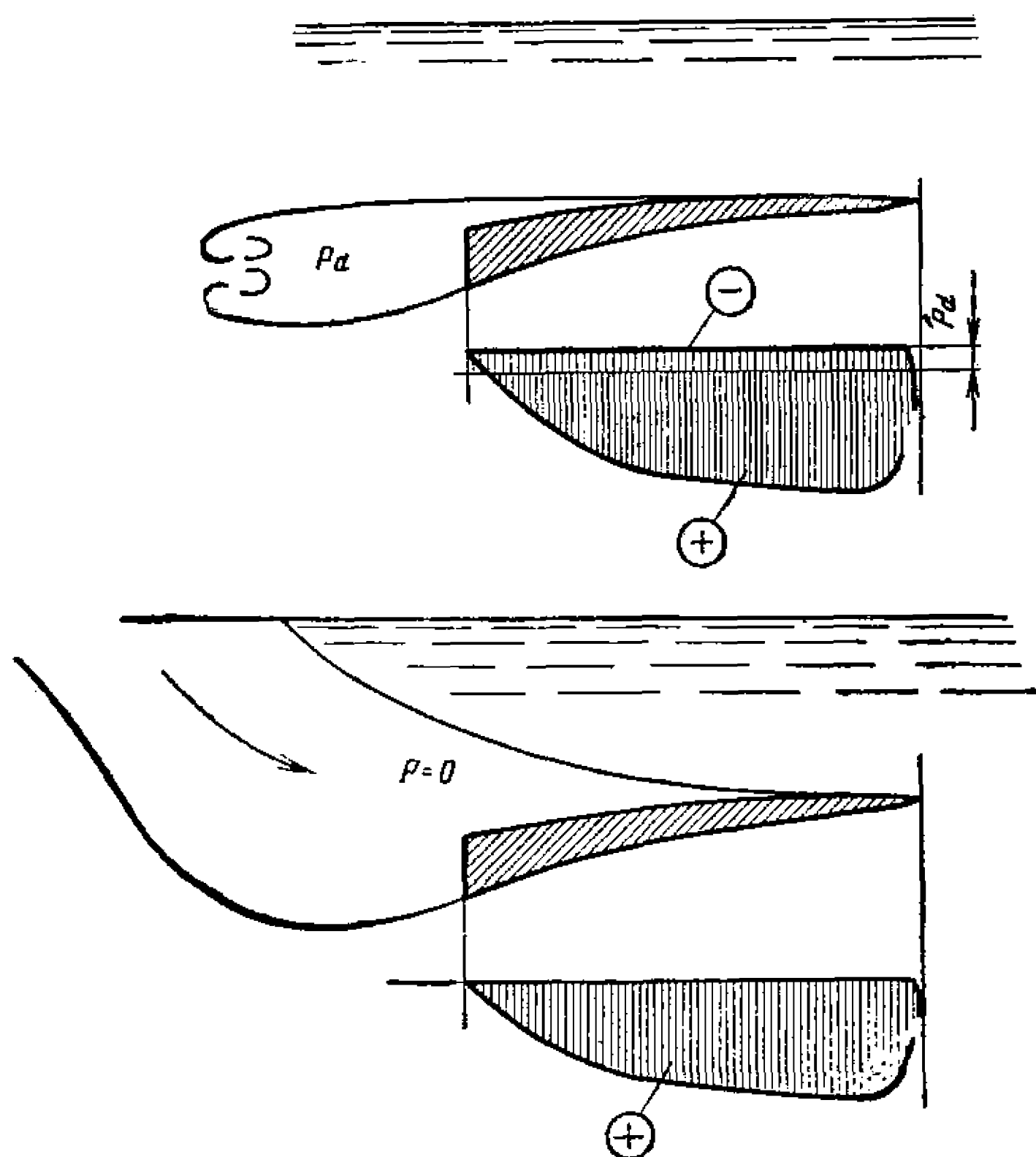


Рис. 50. Картины обтекания суперкавитирующего и вентилируемого крыльев и эпюры давления на верхней и нижней сторонах таких крыльевых элементов:

+ — давление; — — разрежение.

разрежение в каверне до нуля, возможен при малых относительных погружениях крыла или при проникновении воздуха по стойкам крыла. Для устранения вредного влияния падения разрежения на верхней поверхности профиля используют так называемые супервентилируемые крыльевые схемы, у которых давление в каверне либо принудительно, либо естественно — через каверны, образующиеся за стойками крыла, имеющими отрывной профиль сечений (с тупым срезом в хвостовой части), специально выравнивается с атмосферным.

Следует отметить, что супервентилируемые и суперкавитирующие крылья на всех режимах движения имеют низкие значения гидродинамического качества. При реально достижимых, с точки зрения прочности, значениях удлинения их сопротивление превышает более чем в 1,5 раза сопротивление плавнообтекаемых крыльевых систем, работающих в докавитационном режиме. Это приводит к тому, что гидродинамическое качество судов с суперкавитирующими крыльями мало отличается от качества, достижимого для глиссирующих судов. Исходя из этого, можно считать, что применение для высокоскоростных судов суперкавитирующих крыльев с целью повышения их скоростных качеств нецелесообразно. Однако следует иметь в виду, что мореходность крылатого судна, и в частности величины ударных перегрузок, при движении на волне всегда будет лучше, чем для глиссирующего судна.

Для судов с небольшими относительными скоростями выполнение требований по обеспечению прочности крыльев не вызывает осложнений. Удастся применить крылья, имеющие две или три стойки из стали, алюминиево-магниевого сплава или даже из дерева. Применение крыла с наклонными стабилизаторами (трапецевидного) позволяет уменьшить число стоек до одной-двух. Однако с ростом скорости прочность крыльев становится решающим фактором. Чтобы обеспечить прочность крыльев, приходится устанавливать большое число стоек. Это нежелательно из-за увеличения сопротивления и дополнительной возможности прорыва воздуха на верхнюю поверхность крыла. Приходится делать плоскости переменной ширины или применять схемы с отдельно стоящими крыльями.

В каждом конкретном случае разработки крылевой схемы приходится проводить подробные и точные расчеты прочности крыльев, рассматривая крыло как раму, состоящую из стержней-плоскостей и стоек.

Как показал опыт эксплуатации судов и испытания подводных крыльев, при движении на волнении на крыло действуют нагрузки, намного превосходящие статическую нагрузку R_v . Возникающие перегрузки вызваны проваливаниями при просекании крылом волны, изменением угла атаки крыла из-за появления продольной и вертикальной качки и наличия орбитальных скоростей частиц воды при волнении, а также измене-

нием погружения крыльев. В связи с этим при расчетах прочности крыльев необходимо вводить повышенные запасы прочности. Обычно для малопогруженных элементов коэффициент запаса прочности принимают равным 3. Так как с увеличением погружения крыла изменение подъемной силы на нем, вызванное влиянием свободной поверхности, уменьшается, то для глубокопогруженных плоскостей коэффициент запаса может быть несколько снижен.

При расчетах прочности элементов крыльев, выходящих во время движения из воды, приходится задаваться некоторой условной нагрузкой, которая может возникнуть на них при движении на волнении, с креном и т. п. При этом считается, что эта нагрузка является случайной и запас прочности уменьшается до 1,25—1,5.

Кроме отмеченного падения гидродинамического качества на подводных крыльях в результате появления кавитации с ростом скорости существует еще одна не менее важная причина, из-за которой резко снижается эффективность и сдерживается их использование на высокоскоростных судах. С ростом скорости для сохранения оптимальных значений коэффициента подъемной силы площадь крыла, так же как и площадь глиссирующего днища, должна уменьшаться пропорционально квадрату, а линейные размеры: размах, хорда и относительная толщина — пропорционально первой степени скорости. При этом прочность крыла падает еще быстрее. Усилить крыло можно применением высокопрочных материалов, установкой дополнительных стоек или уменьшением относительного размаха крыла. Поскольку напряжения в крыле при заданном размахе растут примерно пропорционально квадрату скорости, то использование, например, материалов в два раза более прочных, позволит расширить диапазон по скорости только на 40 %.

Остальные два пути повышения прочности крыльев связаны с существенной потерей гидродинамического качества за счет увеличения сопротивления стоек (о чем подробнее будет сказано в разделе «Сопротивление выступающих частей») и относительного сопротивления собственно крыла, что связано с величиной относительного размаха.

Примеры создания гоночных судов на подводных крыльях известны. В 1952 г. была предпринята попытка установить абсолютный мировой рекорд скорости на глиссере на подводных суперкавитирующих автоматически управляемых крыльях «*White Hawk*» («Белый сокол»), на котором была достигнута скорость около 300 км/ч. При этом одной из основных причин, послуживших основанием для использования подводных крыльев на глиссере, было стремление снизить расчетные нагрузки, действующие на корпус судна и соответственно облегчить его конструкцию и одновременно повысить безопасность.

Известны попытки установки крыльевых устройств на скутерах. В 60-х годах студенты Московского авиационного института построили скутер на подводных крыльях.

В то же время разработка, постройка, а самое главное, доводка крылатых быстроходных судов представляют большие трудности, и это безусловно сдерживает, несмотря на ряд явных преимуществ, их внедрение в спортивную практику.

Можно ожидать, что большее распространение найдут схемы корпусов, имеющих только отдельные элементы, выполненные в виде подводных крыльев, предназначенные либо для частичной разгрузки, либо для стабилизации движения судна.

АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ РАЗГРУЗКА

Использование динамических сил поддержания, возникающих на крыле при его движении в воздухе, в большей мере лишено недостатков, отмеченных для подводного крыла. Кроме того, на воздушном крыле не существует кавитации, во всяком случае на дозвуковых скоростях движения (на скоростях, превышающих скорость звука, при обтекании воздушное крыло испытывает влияние, во многом напоминающее влияние кавитации на динамические характеристики крыла), и в значительной степени могут быть уменьшены потери на сопротивление несущих стоек.

Но ввиду разности плотностей водяной и воздушной сред, для того чтобы создать необходимую подъемную силу при одинаковых скоростях движения и значениях коэффициента C_y , площадь воздушного крыла должна быть в 800 раз больше площади подводного крыла. Момент сопротивления такого крыла возрастает при этом более чем в 22 000 раз, что позволяет, казалось бы, достаточно легко решать задачи прочности крыла, применять с целью повышения аэродинамического качества крыло относительно большего размаха, использовать достаточно легкие материалы. Однако рациональность применения воздушных крыльев определяется другим: массой собственно воздушного крыла, от которой во многом зависит и масса самого аппарата.

Принципиальных затруднений для использования аэродинамических сил на воздушном крыле во всем диапазоне скоростей, включая и минимальные, нет. Но потребная площадь крыла при этом может вырасти до огромных размеров, а масса крыла станет столь большой, что масса аппарата будет больше, чем подъемная сила крыла.

Сравнительные расчеты показывают, что использовать воздушные крылья (без принятия специальных мер к повышению их эффективности) целесообразно при скорости выше 100—150 км/ч. Использование экранного эффекта, возникающего на воздушном крыле при полете вблизи поверхности воды или

земли, позволяет увеличить подъемную силу при одновременном снижении аэродинамического сопротивления.

Научно-исследовательские работы по околоэкранной аэродинамике крыла за последние 20—25 лет и успехи, достигнутые в создании экспериментальных экранопланов — аппаратов, движущихся в режиме околоэкранного полета, послужили основой широкого применения на спортивных судах всех классов аэродинамических элементов, использующих эффект близости экрана. К сожалению, отсутствие в настоящее время полных данных по аэродинамике крыла, движущегося в непосредственной близости от поверхности, вызванное сложностью проблемы и трудностями, возникающими при ее исследовании, препятствует широкому использованию этого принципа движения на практике.

Рассмотрим основные зависимости, характеризующие влияние «твердой» поверхности на аэродинамику крыла.

Обычно расположение крыла над экраном измеряется относительной высотой $\bar{h} = \frac{h}{b}$, где h — высота задней кромки крыла над экраном (рис. 51). Многочисленными экспериментальными и теоретическими исследованиями было установлено, что заметное влияние экрана на аэродинамические характеристики крыла проявляется при $\bar{h} < 1$, т. е. при движении на высотах менее его хорды. В этом случае наблюдается существенно иная картина обтекания, нежели при движении крыла в неограниченном потоке. При «проталкивании» воздуха между крылом и экраном происходит интенсивное подтормаживание его и, как следствие, увеличение давления на нижней поверхности профиля. При очень малых расстояниях до экрана ($\bar{h} < 0,1 - 0,2$) давление заметно повышается и теоретически при полном затормаживании потока может достигнуть значения скоростного напора $q = \frac{\rho V^2}{2}$. Кстати, образованием под крылом повышенного давления и объясняется появление термина «динамическая воздушная подушка».

Если крыло имеет конечный размах, то на его концах неизбежно возникают стекающие, так называемые свободные вихри, которые появляются вследствие перетекания части воздуха через концы крыла. Эти вихри вызывают скос потока под крылом и, как следствие, появление индуктивного сопротивления. В результате же влияния экрана происходит резкое уменьшение угла скоса потока под крылом, благодаря чему соответственно снижается индуктивное сопротивление крыла. В связи с резким перераспределением давления на верхней и особенно нижней поверхности крыла при его движении вблизи экрана происходят существенные изменения в положении центра давления (ЦД).

На рис. 52 показано распределение давления для прямоугольного крыла авиационного профиля, у которого $\lambda' = 5$ и $\bar{e} = 12\%$ при $\alpha = 6^\circ$, на различных расстояниях от экрана. На

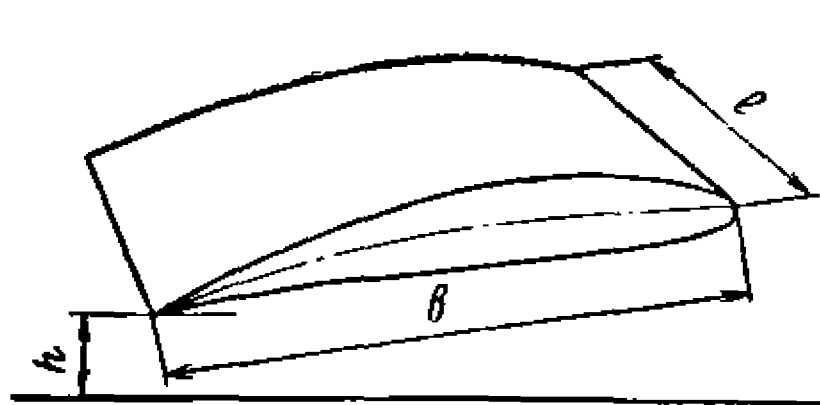


Рис. 51. Схема движения крыла над экраном.

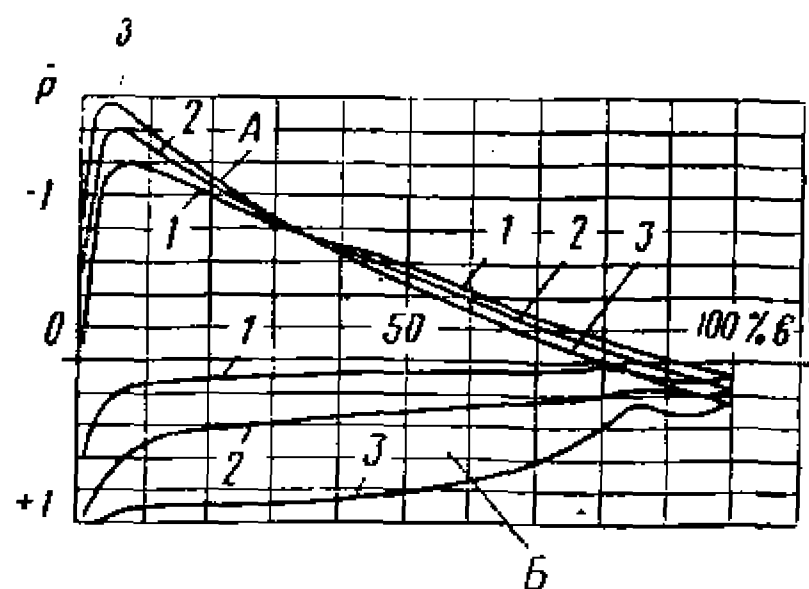


Рис. 52. Изменение эпюр давления на профиле крыла в зависимости от расстояния до экрана:

А — на верхней засасывающей стороне; Б — на нижней нагнетающей стороне профиля; 1— $\bar{h} = \infty$; 2— $\bar{h} = 0,25$; 3— $\bar{h} = 0,03$.

верхней поверхности крыла изменение давления сравнительно небольшое и сводится главным образом к уменьшению коэффициента \bar{P} вблизи передней кромки крыла и увеличению его вблизи задней кромки. Отмеченный перепад давления на верхней поверхности крыла неблагоприятен, так как вызывает преждевременный срыв обтекания.

На всей нижней поверхности крыла в результате подтормаживания потока воздуха между крылом и экраном происходит существенное увеличение давления. Это в значительной степени определяет получающийся прирост подъемной силы крыла.

При дальнейшем уменьшении относительной высоты \bar{h} давление под крылом резко возрастает, и на малых расстояниях от экрана поток под крылом оказывается почти полностью заторможенным, а коэффициент давления \bar{P} равным 0,9 и более.

Таким образом, если вдали от земли подъемная сила крыла образуется в основном за счет разрежения над крылом, то вблизи поверхности значительную роль в создании подъемной силы играет повышение давления под крылом. Изучение изменения эпюр давления на поверхности крыла позволило установить, что при отрицательных углах возникают силы притяжения крыла к экрану. Это обстоятельство можно объяснить появлением диффузора между крылом и экраном, т. е. так называемым эффектом «трубки Вентури».

Изучением процесса обтекания крыла вблизи экрана также было установлено, что влияние земли проявляется в сдвиге угла нулевой подъемной силы (α_0) уже при $\bar{h} = 0,5$ (рис. 53).

В случае небольших значений коэффициента C_y с уменьшением \bar{h} наблюдается значительный рост угла наклона кривой C_y по углу α .

При малых углах атаки, близких к α_0 , по мере приближения к экрану подъемная сила несколько уменьшается по сравнению

с ее значением для крыла, расположенного вне зоны влияния экрана. Однако с увеличением угла атаки, вплоть до значений, непосредственно предшествующих срыву обтекания, происходит значительное возрастание подъемной силы с приближением крыла к экрану. Как видно на рис. 53, для углов атаки в диапазоне $2-8^\circ$ прирост коэффициента подъемной силы может составлять 40—50 % и более.

Изменение максимального коэффициента подъемной силы существенно отличается от изменения C_y при средних углах атаки. Так, при относительной высоте $\bar{h} > 0,175$ происходит небольшое падение $C_{y_{\max}}$. Это объясняется тем, что при данных расстояниях до экрана увеличение давления на нижней поверхности не может полностью компенсировать резкого повышения давления на верхней поверхности, получающегося вследствие раннего срыва потока. Однако при малых расстояниях крыла от экрана ($\bar{h} < 0,175$) возрастающее повышение давления на нижней поверхности перекрывает отмеченное увеличение давления на верхней поверхности крыла. В результате значения коэффициента подъемной силы крыла вблизи экрана могут несколько превысить $C_{y_{\max}}$ крыла в безграничном потоке, несмотря на срыв обтекания на верхней поверхности крыла.

Можно считать, что для всех расстояний крыла до земли, которые имеют практическое значение, максимальное значение коэффициента $C_{y_{\max}}$ в зависимости от \bar{h} изменяется мало. В то же время при углах атаки $2-10^\circ$ влияние \bar{h} на C_y весьма существенно (см. рис. 53).

Кривая изменения C_y в зависимости от α и \bar{h} для крыла вблизи земли не имеет такого резкого перегиба в районе $C_{y_{\max}}$, как у крыльев в безграничном потоке. Объяснить это можно тем, что в создании подъемной силы крыла у экрана значительную роль играет повышение давления на нижней поверхности, в результате чего срыв потока с верхней поверхности не может привести к резкому падению подъемной силы, наблюдаемому при обтекании крыла вне экрана.

Некоторое влияние на подъемную силу крыла при движении вблизи экрана оказывает относительная толщина профиля \bar{e} и его вогнутость \bar{f} . Установлено, что влияние \bar{e} не одинаково для разных профилей и относительных высот, но в целом невелико. Несколько большее влияние на подъемную силу крыла у экрана оказывает вогнутость профиля крыла. Причем у профилей с чрезмерной кривизной \bar{f} коэффициент C_y заметно падает (рис. 54).

Результаты выполненных теоретико-экспериментальных исследований свидетельствуют о периодическом характере изменения подъемной силы крыла при движении его над взволнованной поверхностью воды. Вследствие известной нелинейно-

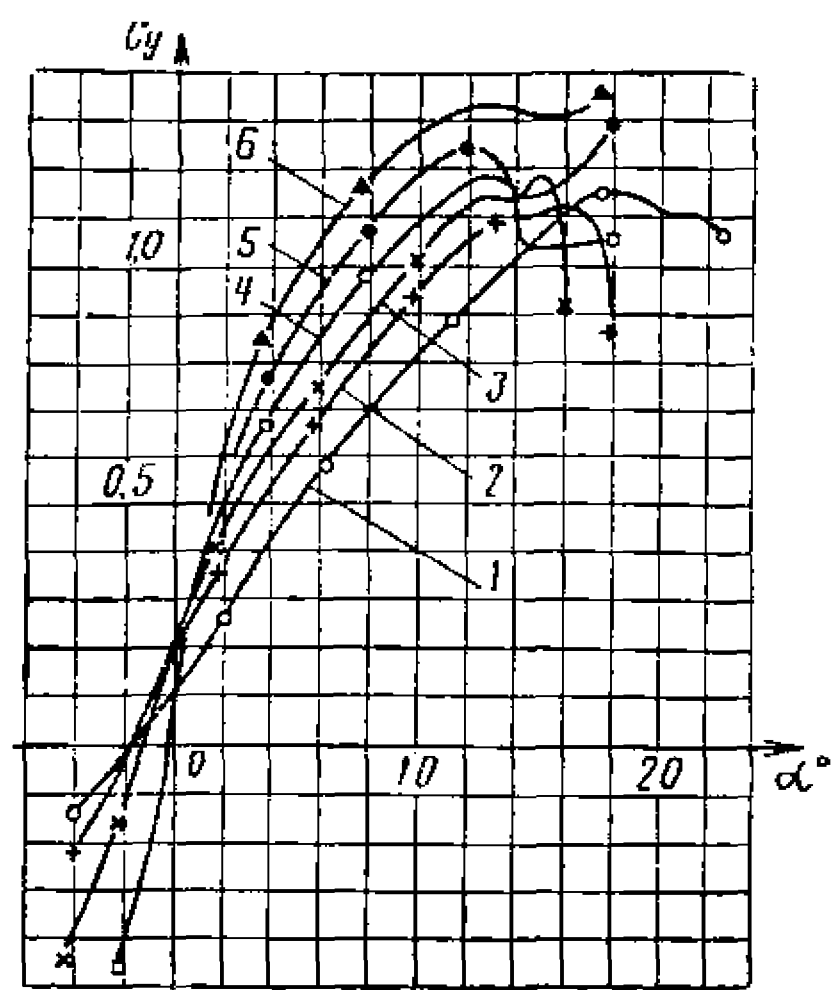


Рис. 53. Изменение коэффициента подъемной силы по углу атаки в зависимости от расстояния крыла до экрана ($\lambda' = 5$; $\bar{e} = 12\%$):

1 — $\bar{h} = \infty$; 2 — $\bar{h} = 0,5$; 3 — $\bar{h} = 0,25$;
4 — $\bar{h} = 0,125$; 5 — $\bar{h} = 0,06$; 6 — $\bar{h} = 0,03$

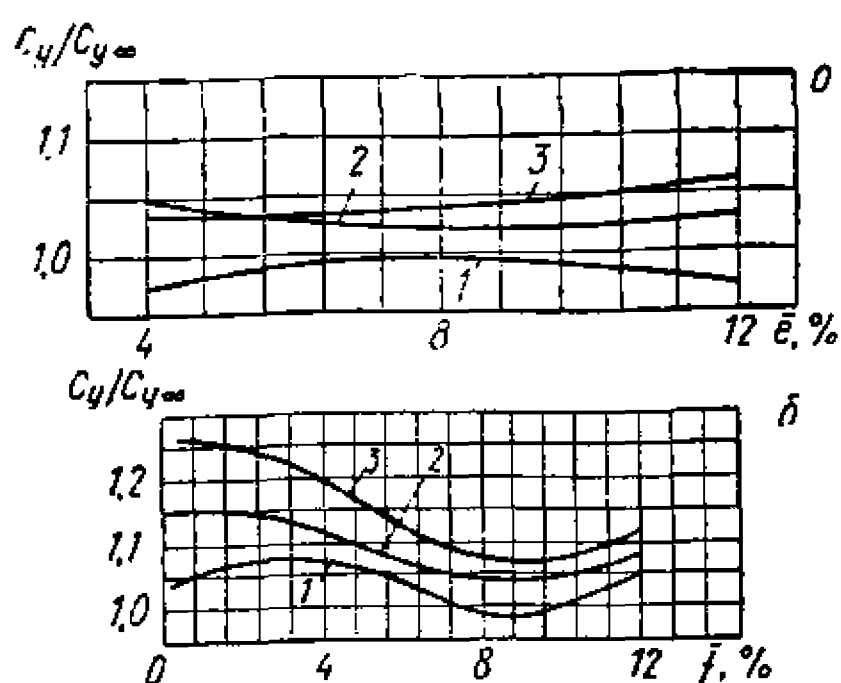


Рис. 54. Влияние относительной толщины (а) и вогнутости (б) профиля крыла на приращение максимума коэффициента подъемной силы в зависимости от расстояния крыла до экрана:

1 — $\bar{h} = 0,5$; 2 — $\bar{h} = 0,25$; 3 — $\bar{h} = 0,125$.

сти зависимости $C_y = f(h)$ подъемная сила в среднем получает приращение, которое увеличивается с уменьшением высоты полета крыла и с ростом относительной высоты волны и их относительной длины. Физически приращение подъемной силы в данном случае легко объясняется тем, что при движении крыла над гребнем волны оно превосходит ее падение в момент прохождения крылом подошвы.

Близость экрана оказывает заметное влияние на лобовое сопротивление крыла. Оно выражается в уменьшении скоса потока за крылом и, как следствие, в снижении индуктивного сопротивления крыла. В то же время эксперименты показали, что профильное сопротивление крыла с приближением к земле изменяется сравнительно мало. Характер изменения лобового сопротивления от угла атаки крыла и близости его к экрану показан на рис. 55.

При малой относительной высоте увеличение угла атаки приводит к заметному росту лобового сопротивления. Это связано со срывом потока с верхней поверхности крыла, причем срыв наступает тем раньше, чем больше угол атаки. Замечено также, что в области нулевых и отрицательных углов атаки по мере приближения крыла к экрану наблюдается некоторое увеличение лобового сопротивления.

Анализ влияния вогнутости и толщины профиля на лобовое сопротивление крыла вблизи экрана показывает, что с увеличением вогнутости профиля происходит значительное падение

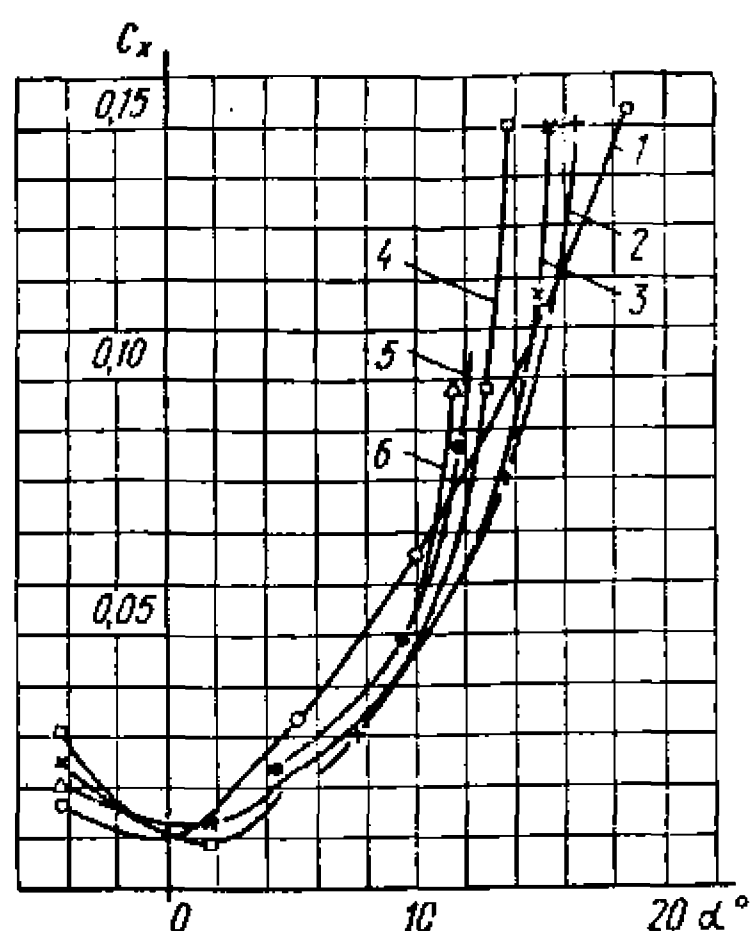


Рис. 55. Изменение коэффициента лобового сопротивления крыла в зависимости от расстояния до экрана ($\lambda' = 5, \bar{e} = 12\%$):
 1 — $\bar{h} = \infty$; 2 — $\bar{h} = 0,5$; 3 — $\bar{h} = 0,25$; 4 — $\bar{h} = 0,125$; 5 — $\bar{h} = 0,06$; 6 — $\bar{h} = 0,03$.

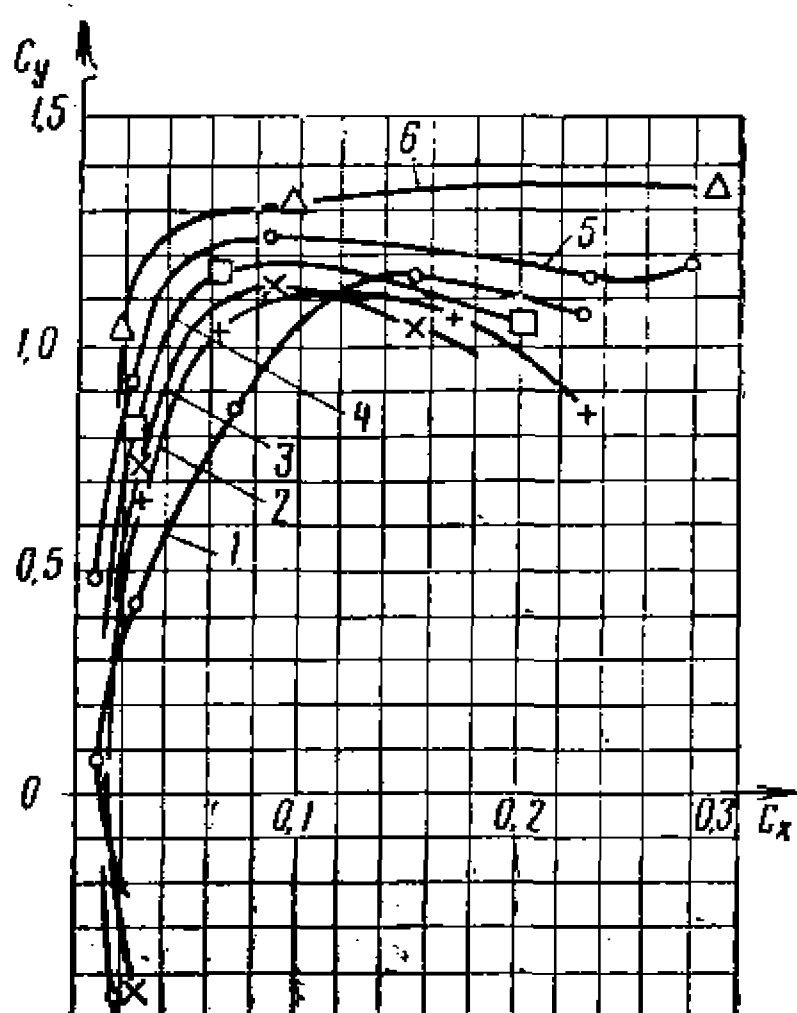


Рис. 56. Поляры крыла ($\lambda' = 5; \bar{e} = 12\%$) в зависимости от его расстояния до экрана:
 1 — $\bar{h} = \infty$; 2 — $\bar{h} = 0,5$; 3 — $\bar{h} = 0,25$; 4 — $\bar{h} = 0,125$; 5 — $\bar{h} = 0,06$; 6 — $\bar{h} = 0,03$.

лобового сопротивления крыла в отличие от лобового сопротивления крыла вдали от экрана. Это связано с ростом давления на верхней поверхности крыла по мере увеличения вогнутости профиля.

Относительная толщина крыла \bar{e} , особенно при малой вогнутости \bar{f} , также оказывает некоторое влияние на лобовое сопротивление.

Вследствие влияния близости экрана на подъемную силу и лобовое сопротивление крыла наблюдаются соответствующие изменения в поляре крыла с приближением его к экрану. Как видно на рис. 56, с уменьшением относительной высоты \bar{h} в результате роста коэффициента C_y и снижения коэффициента C_x для одних и тех же углов атаки происходит резкий сдвиг поляр вверх влево. Кроме того, вследствие сравнительно малого влияния срыва потока на верхней поверхности профиля на подъемную силу крыла у экрана соответствующие этому крылу поляры имеют менее выраженные максимумы, нежели поляры крыла вне экрана.

И наконец, самое главное — увеличение подъемной силы с одновременным падением лобового сопротивления на средних углах атаки приводит к значительному росту аэродинамического качества крыла, а следовательно, и всего аппарата.

Как показали эксперименты, аэродинамическое качество крыла с приближением к экрану может увеличиться в полтора, два и более раз по сравнению с качеством крыла в неограниченном потоке (рис. 57). Аэродинамическое качество резко возрастает с увеличением относительного размаха крыла (рис. 58).

В процессе исследования было установлено, что существенное влияние на аэродинамическое качество оказывает относительная толщина крыла \bar{e} . Так, уменьшение \bar{e} с 22 до 11 % приводит к росту значения максимального аэродинамического качества крыла в неограниченном потоке на 45 %; вблизи экрана (например, при $\bar{h} = 0,15$) такое же уменьшение толщины крыла связано с ростом качества уже на 55 %. Существенные изменения в распределении давления на поверхности крыла с приближением его к экрану, естественно, не могут не вызвать перемещения ЦД на крыле.

С приближением крыла к экрану происходит значительное наполнение хвостовой части эпюры давления на его нижней поверхности. В результате ЦД также перемещается к задней кромке крыла. На рис. 59 показаны кривые коэффициента продольного момента крыла относительно его передней кромки по углу атаки α при различных значениях относительной высоты. Изменения этих кривых для малых и средних углов α при уменьшении расстояния до земли в значительной степени напоминают изменения коэффициента C_y по углу α . С уменьшением \bar{h} происходит смещение угла атаки, соответствующего $C_m = 0$,

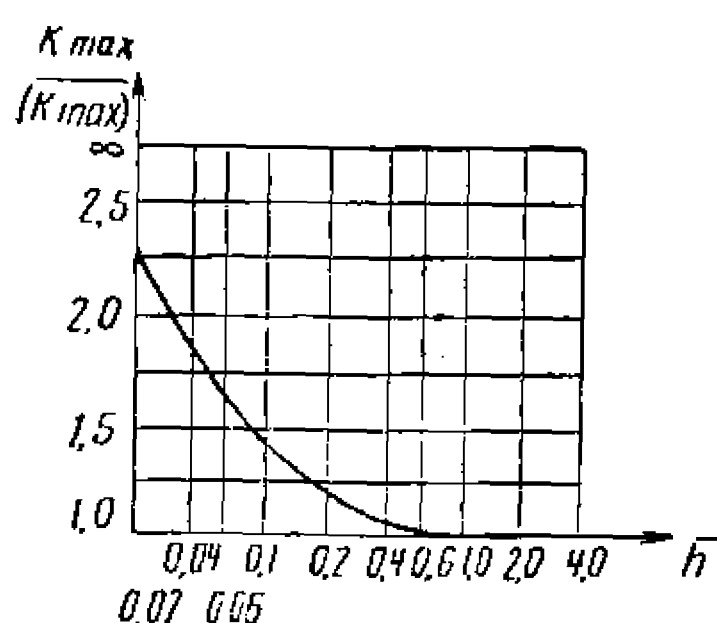


Рис. 57. Увеличение аэродинамического качества с приближением крыла к экрану.

а также значительный рост отрицательных значений коэффициента C_m для средних и больших углов атаки. Это обусловлено тем, что с ростом давления на нижней поверхности крыла в районе его хвостовой кромки увеличивается пикирующий момент (дифферентующий аппарат на нос). В то же время на нулевых и отрицательных углах атаки продольная статическая устойчивость крыла при приближении его к земле заметно падает (пикирующие моменты уменьшаются).

Если для крыла в неограниченном потоке ЦД лежит на расстоянии около 28 % (25—30 % в зависимости от формы профиля и относительного размаха) к корме от носика, то с приближением к экрану ЦД имеет некоторую тенденцию к смещению к хвосту крыла (до 31—36 %). При движении крыла,

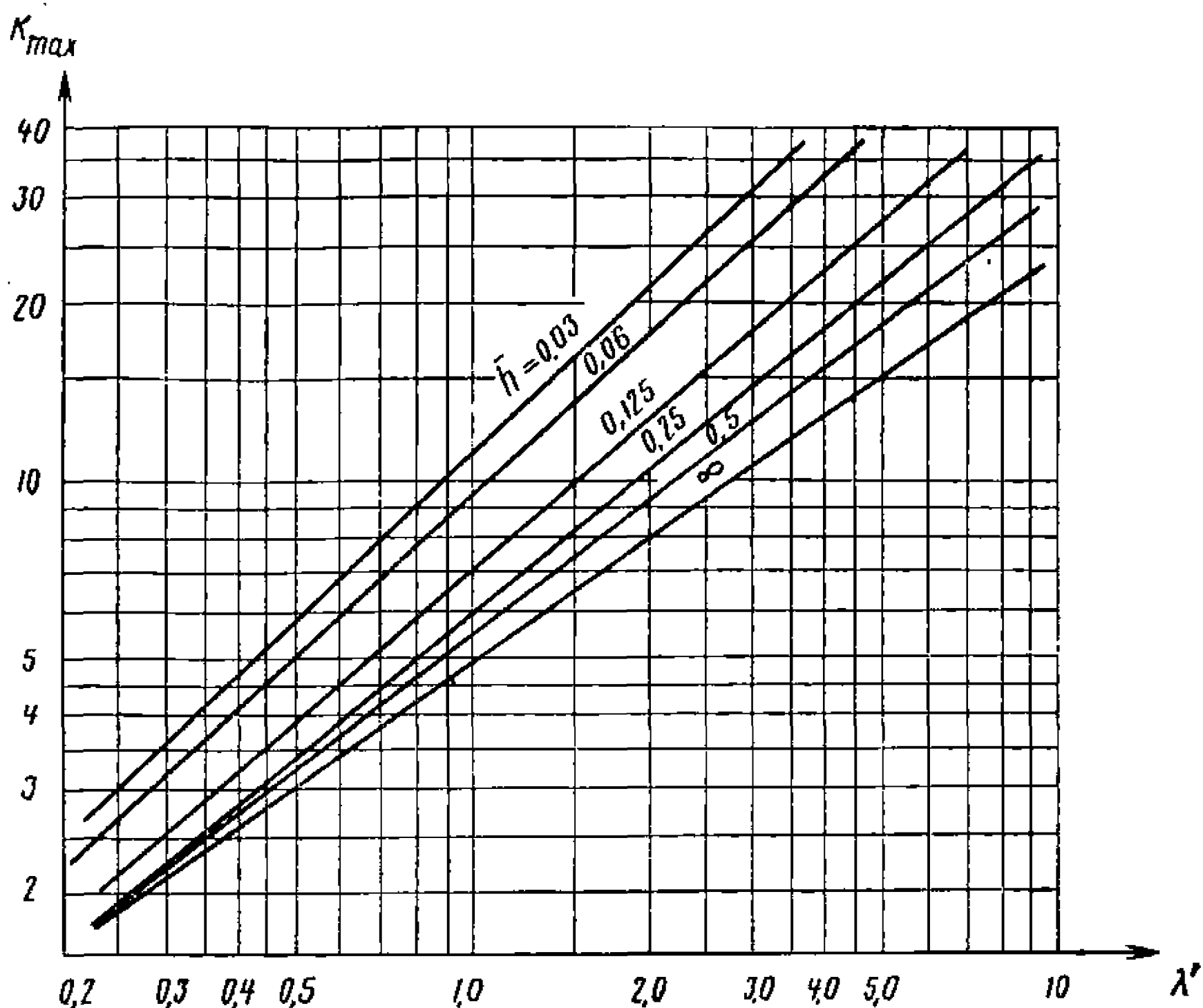
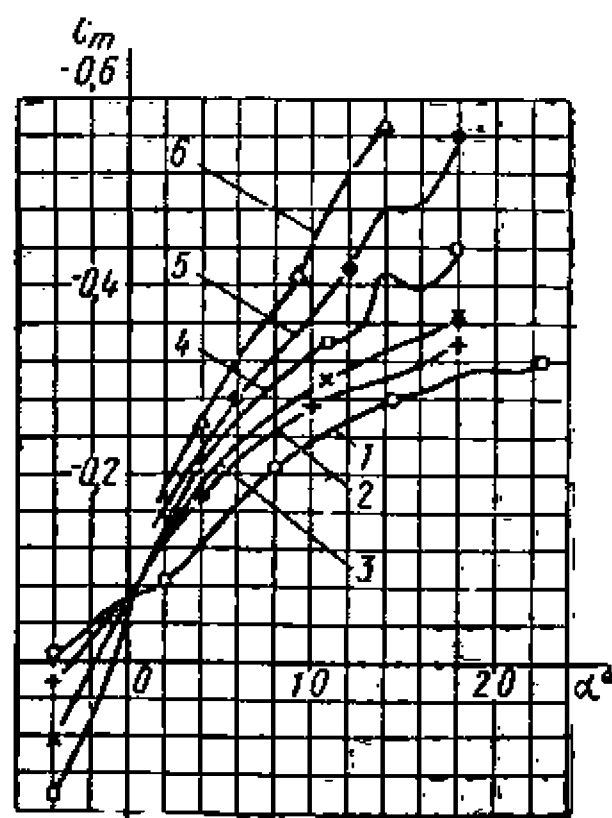


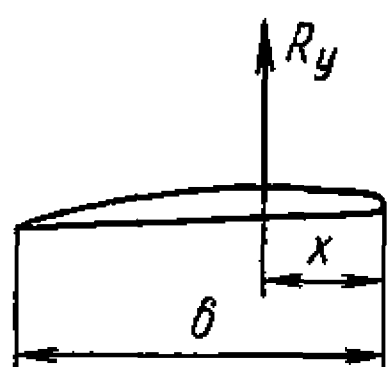
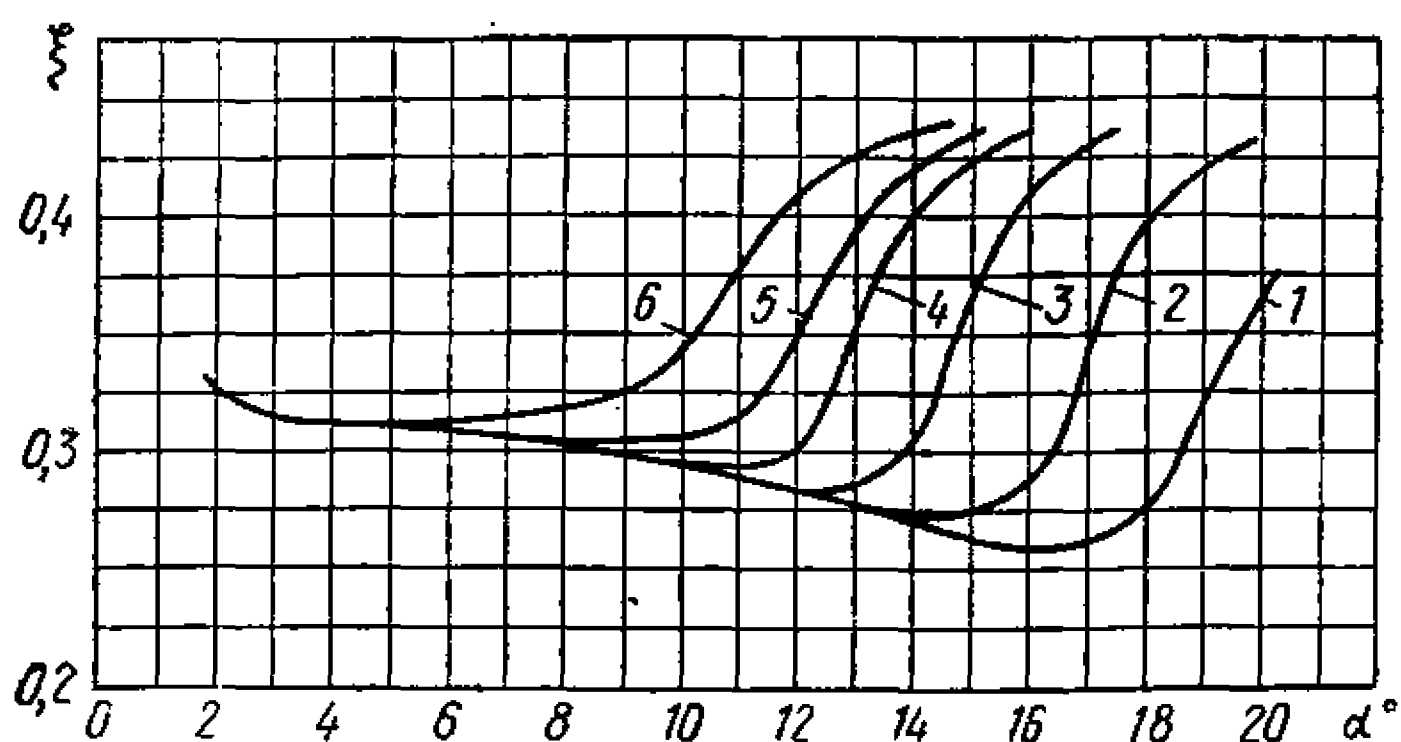
Рис. 58. Зависимость аэродинамического качества крыла от его размаха и расстояния до экрана.

Рис. 59. Изменение коэффициента продольного момента крыла относительно его передней кромки в зависимости от расстояния до экрана:

1 — $\bar{h} = \infty$; 2 — $\bar{h} = 0,5$; 3 — $\bar{h} = 0,25$; 4 — $\bar{h} = 0,125$; 5 — $\bar{h} = 0,06$; 6 — $\bar{h} = 0,03$.



сопровождающегося срывом обтекания на верхней поверхности (при больших углах атаки), ЦД интенсивно смещается в корму (до 40—45 %). При этом, как уже говорилось, критический угол



$$\xi = \frac{x}{\delta}$$

Рис. 60. Смещение ЦД по длине от передней кромки крыла в зависимости от расстояния до экрана:

1 — $\bar{h} = \infty$; 2 — $\bar{h} = 0,5$; 3 — $\bar{h} = 0,25$; 4 — $\bar{h} = 0,125$; 5 — $\bar{h} = 0,06$; 6 — $\bar{h} = 0,03$.

атаки крыла существенно уменьшается с приближением крыла к экрану (рис. 60).

Влияние экрана на поперечную устойчивость изолированного крыла обусловлено физической сущностью эффекта близости экрана. Действительно, в случае накренения крыла на приближающемся к земле конце крыла подъемная сила возрастает и создает соответствующий восстанавливающий поперечный момент, возвращающий крыло в первоначальное положение. Таким образом, происходит процесс, аналогичный автоматической стабилизации малопогруженных подводных крыльев.

Влияние близости экрана на трапецевидные и стреловидные крылья весьма схоже с рассмотренными здесь закономерностями для прямоугольных крыльев.

В большинстве случаев для обеспечения повышения несущих свойств крыла и улучшения летных характеристик аппараты, использующие аэродинамическую разгрузку, имеют те или иные устройства так называемой механизации крыла. Условно, учитывая назначение этих устройств, к ним относят помимо щитков, закрылков и такие устройства, как концевые шайбы.

Большинство спортивных судов с аэродинамической разгрузкой оборудованы концевыми шайбами различной конструкции. Столь широкое применение шайб объясняется благоприятным влиянием, которое они оказывают на несущие свойства вблизи экрана. С целью подробного изучения влияния различного типа и формы концевых шайб на аэродинамические характеристики

Рис. 61. Увеличение эффективного размаха крыла при уменьшении расстояния до экрана для крыльев, имеющих относительный размах:

1 — $\lambda' = 2$; 2 — $\lambda' = 1$; 3 — $\lambda' = 0,5$;
4 — $\lambda' = 0,25$.

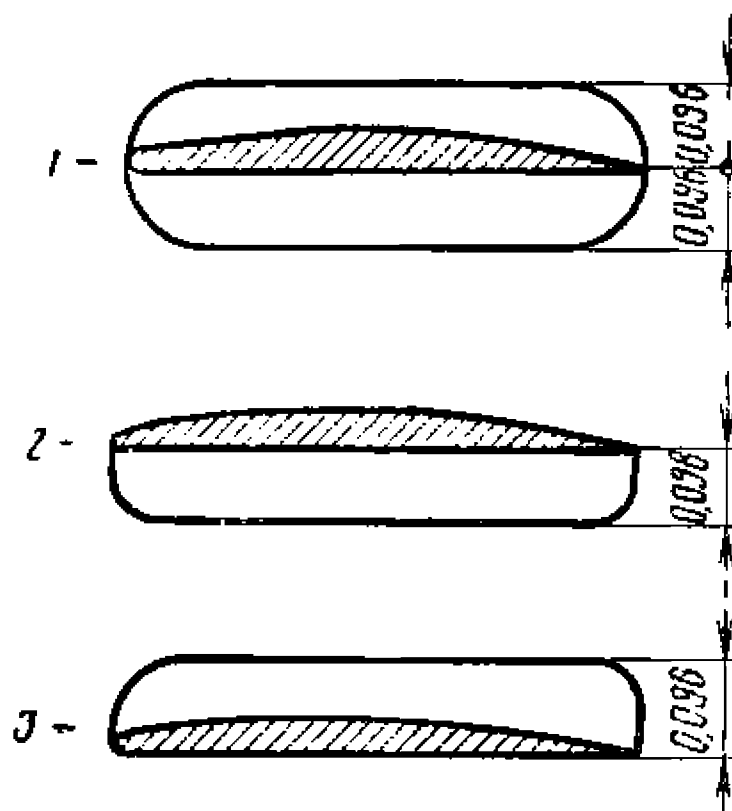
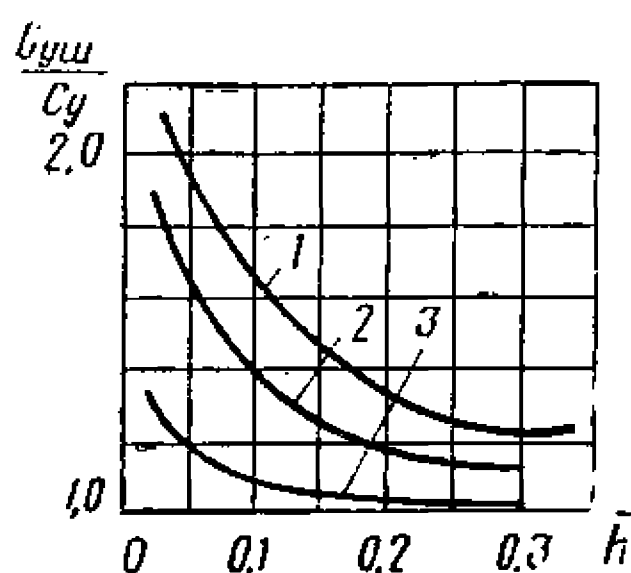
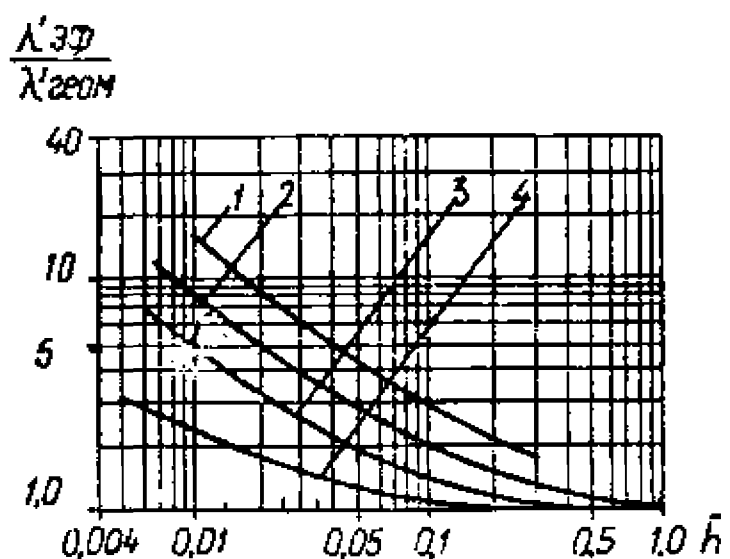


Рис. 62. Увеличение коэффициента подъемной силы крыла при установке концевых шайб в сравнении с крылом без шайб.

крыла в последние годы проведен ряд исследований. Подробно изучались характеристики как тонких концевых шайб, так и объемных шайб-поплавков. В результате было установлено, что выгоднее использовать так называемые односторонние шайбы, расположенные только с нижней стороны крыла и срезанные параллельно поверхности воды. Такого типа концевые шайбы в настоящее время применяют на судах трехточечных схем и катамаранах, оформляя их в виде спонсонов.

По характеру влияния на несущие свойства крыла установка концевых шайб эквивалентна увеличению относительного размаха крыла и может быть оценена по графику, приведенному на рис. 61. При этом существенно повышается аэродинамическое качество крыла и растет величина коэффициента подъемной силы (рис. 62). На рис. 63 и 64 приведены результаты экспериментальных исследований аэродинамических характеристик крыльев, имеющих относительный размах 0,9 и 1 без шайб и с односторонними шайбами для различных расстояний от экрана. Наиболее резко аэродинамическое качество крыла возрастает при уменьшении относительной высоты полета менее 0,3.

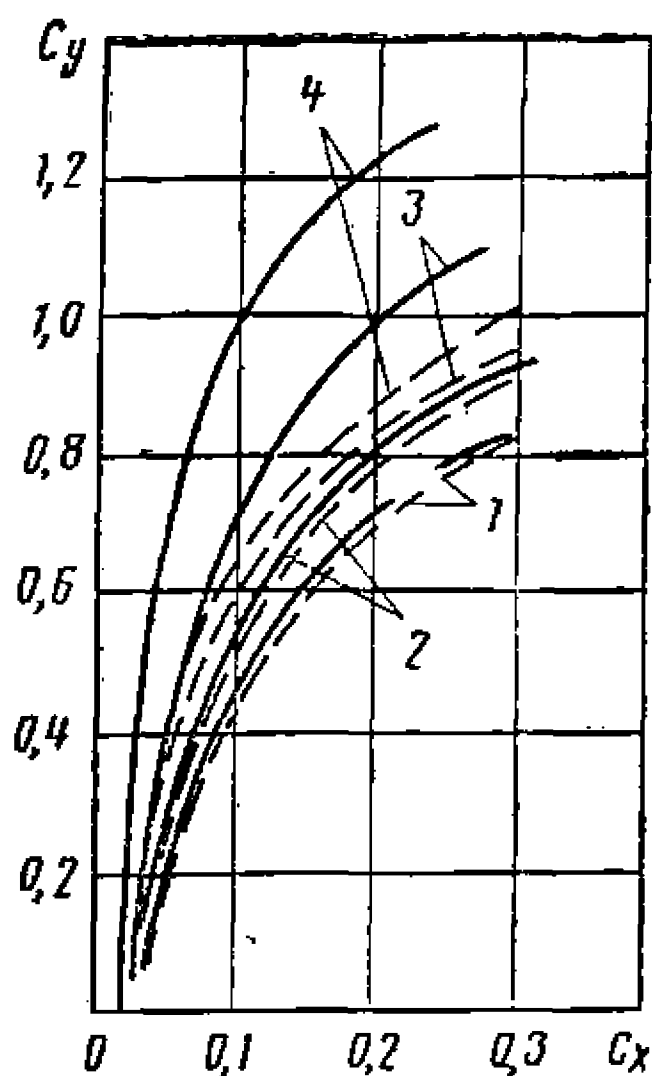
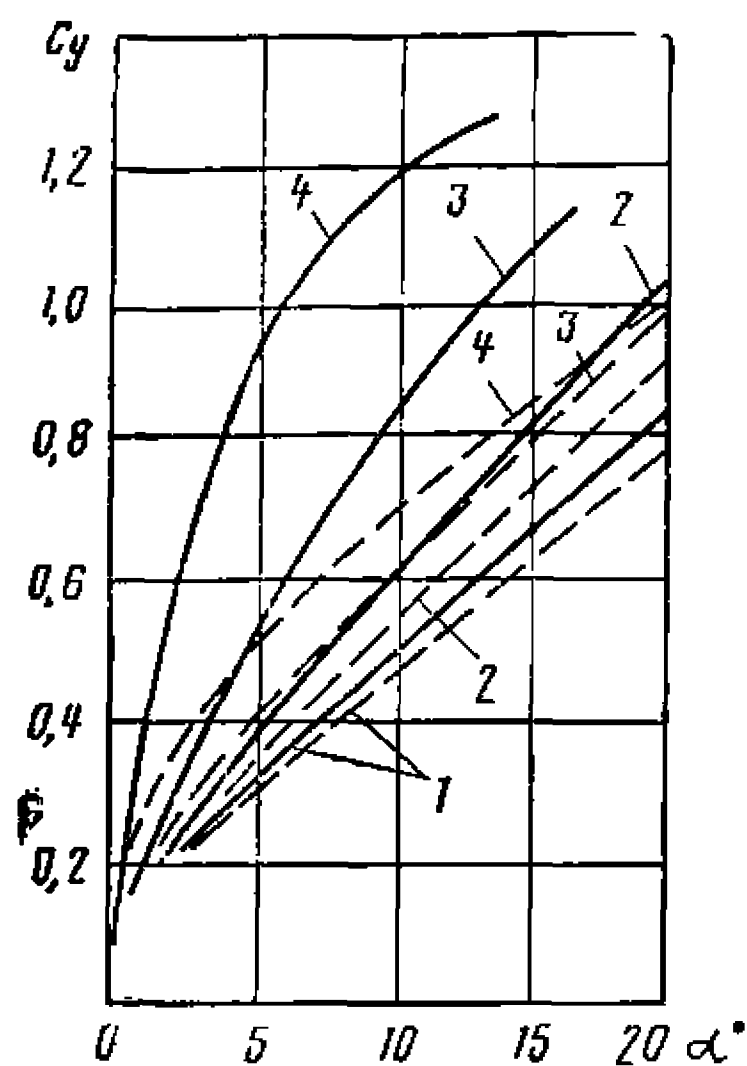


Рис. 63. Зависимость коэффициента подъемной силы и поляры крыла, имеющего размах $\lambda' = 0,9$ без шайб и при установке односторонних шайб (снизу):

1 — $\bar{h} = 2$; 2 — $\bar{h} = 0,25$; 3 — $\bar{h} = 0,09$; 4 — $\bar{h} = 0,03$; — — — крыло без шайб; — крыло с шайбами.

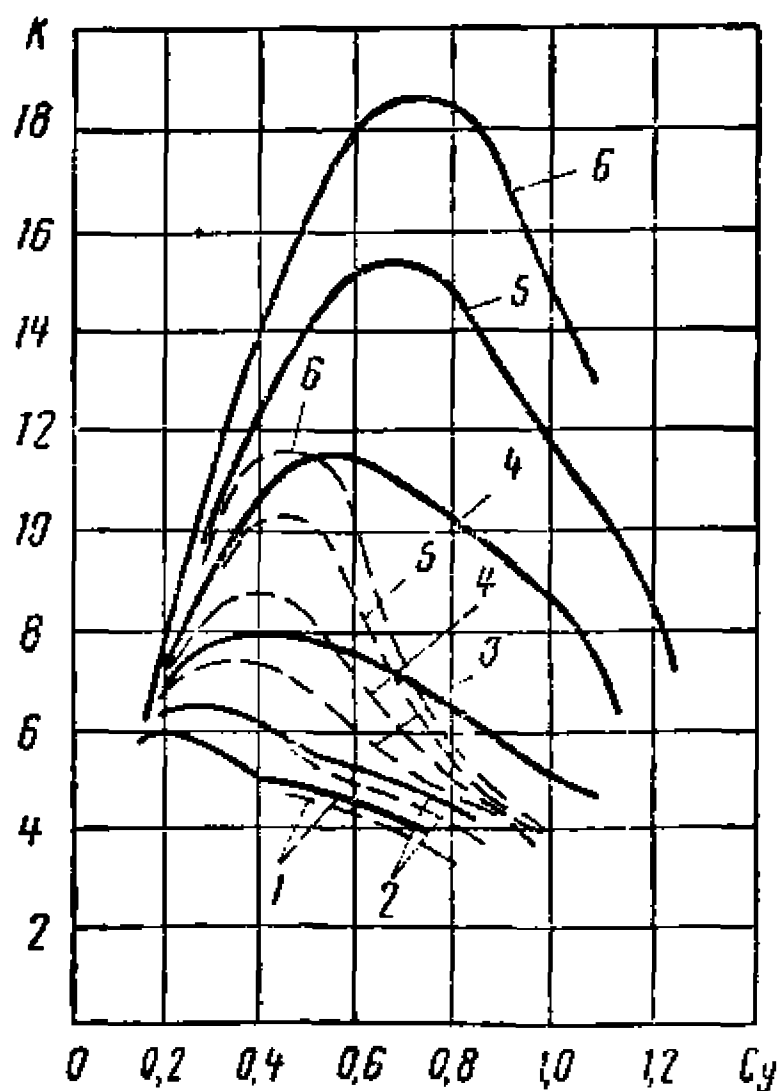


Рис. 64. Зависимость aerодинамического качества крыла от коэффициента подъемной силы для различных расстояний до экрана ($\lambda' = 1$; $e = 11\%$):

1 — $\bar{h} = 2$; 2 — $\bar{h} = 0,25$; 3 — $\bar{h} = 0,09$; 4 — $\bar{h} = 0,05$; 5 — $\bar{h} = 0,03$; 6 — $\bar{h} = 0,015$; — — — крыло без шайб; — крыло с шайбами.

Одновременно с увеличением коэффициента C_y при установке концевых шайб несколько возрастает лобовое сопротивление крыла у земли, что может быть объяснено значительным сопротивлением самих шайб.

Как и для крыла в неограниченном потоке, величина относительного размаха сильно

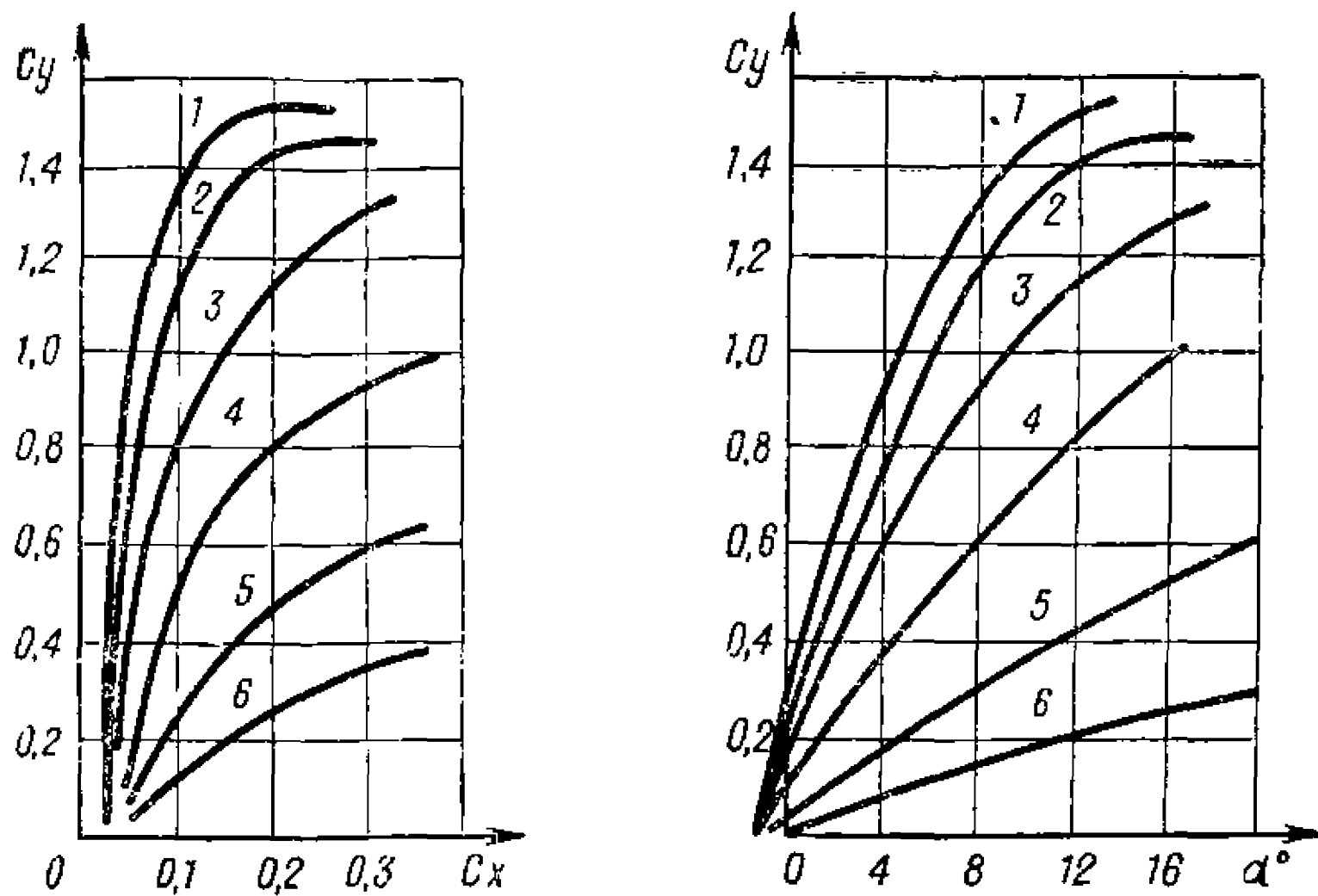


Рис. 65. Влияние относительного размаха крыла с шайбами на коэффициент подъемной силы и поляр крыла вблизи экрана ($\bar{h} = 0,5$):

1 — $\lambda' = 6$; 2 — $\lambda' = 4$; 3 — $\lambda' = 2$; 4 — $\lambda' = 1$; 5 — $\lambda' = 0,5$; 6 — $\lambda' = 0,25$.

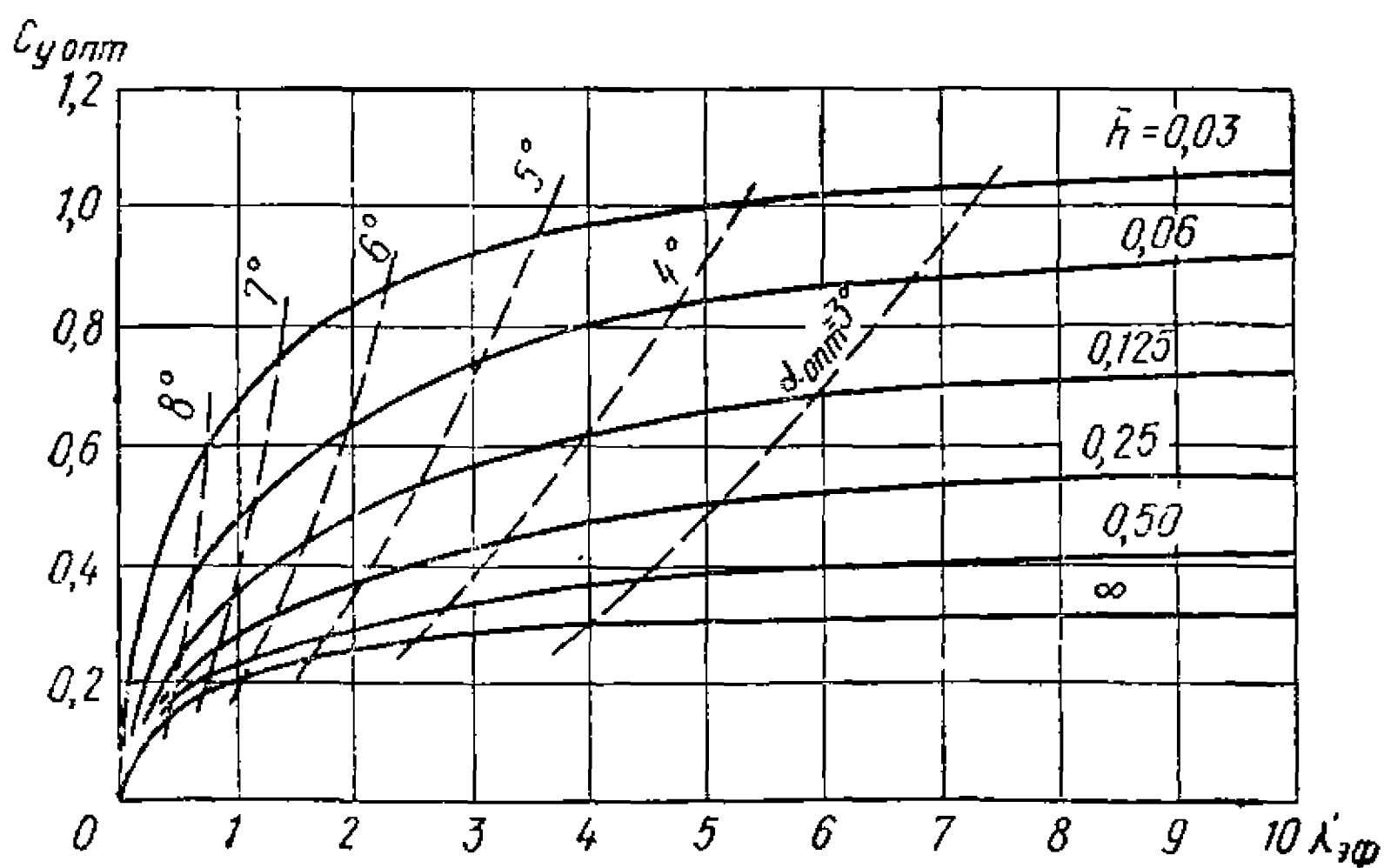


Рис. 66. График для выбора коэффициента подъемной силы при расчетах площади крыла, обеспечивающего максимальную величину аэродинамического качества.

влияет на аэродинамические характеристики крыла с шайбами вблизи экрана (рис. 65).

В последние годы различными авторами проведены экспериментальные исследования влияния размеров и формы концевых шайб на аэродинамические характеристики крыла.

Особенно ощутимое влияние на несущую способность крыла оказывают полные шайбы (установленные на верхней и нижней сторонах крыла), а также шайбы, расположенные на нижней поверхности. Прирост подъемной силы от установки шайб на верхней поверхности крыла невелик и практически не зависит от высоты шайб и расстояния от крыла до поверхности воды, соответствующего $\bar{h} > 0,1$.

Исследования показали значительное влияние конфигурации концевых шайб на поляру крыла, причем было установлено, что наибольшее аэродинамическое качество имеют крылья с минимальными по размерам концевыми шайбами с углом наклона нижней кромки шайбы, соответствующим оптимальному углу атаки профиля.

Также с помощью исследований установлено: вогнутость крыла с шайбами по сравнению с крылом без шайб еще сильнее влияет на его аэродинамические характеристики. В частности, крыло с более вогнутым и тонким профилем обладает пониженным сопротивлением и заметно более высоким аэродинамическим качеством. Для выбора значений коэффициента подъемной силы и угла атаки крыла при проектировании судов с аэродинамической разгрузкой можно использовать графики, приведенные на рис. 66 и 67.

Следует помнить, что на спортивном судне из-за размещения кокпита верхняя поверхность крыла в большинстве случаев работает значительно менее эффективно как в связи с потерей части площади крыла, так и ухудшением аэродинамики обтекания оставшейся части крыла (рис. 68). Для малых относительных высот над экраном, когда давление на нижней поверхности крыла существенно возрастает и составляет примерно половину полной подъемной силы, кокпит судна приводит к уменьшению коэффициента подъемной силы, отнесенному к площади нижней поверхности крыла, пропорционально коэффициенту:

$$a = \frac{C'_y}{C''_y} \approx 1 - \frac{b_{\text{кокп}}}{2b_{\text{кр}}}.$$

Установкой концевых шайб обусловлено также более интенсивное, нежели без шайб, перемещение в корму аэродинамического ЦД крыла при его приближении к экрану, что приводит к увеличению отрицательных (пикирующих) моментов и соответствующему повышению продольной устойчивости крыла. Это явление объясняется более значительным наполнением эпюры давления под крылом, особенно в районе установки шайб, вследствие уменьшения перетекания воздуха через концы крыла.

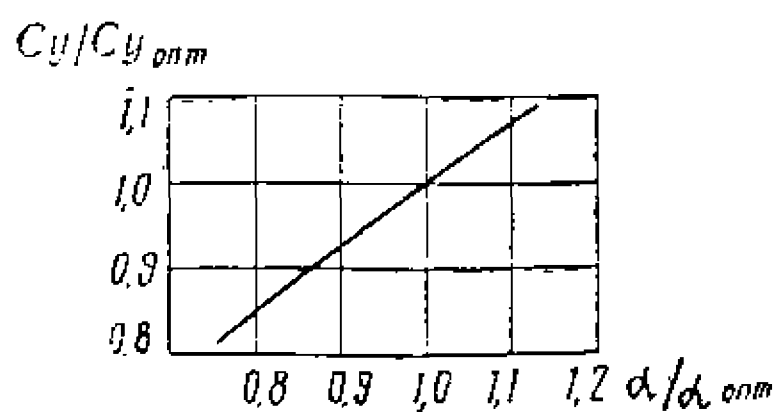


Рис. 67. График для расчета подъемной силы воздушного крыла при углах атаки, отличающихся от оптимального.

К другим способам механизации крыла следует отнести отклоняемые щитки и различных видов закрылки. Щиток — наиболее простое средство, позволяющее достаточно эффективно влиять на аэродинамические характеристики крыла. Однако его эффективность для крыла, двигающегося вблизи экрана, существенно ниже, чем для крыла в неограниченном потоке. Одна из основных целей установки щитков — повышение максимального значения C_y на режимах разгона (взлета) — для околоэкранного режима не может быть полностью использована, так как повышение давления в районе задней кромки крыла при отклонении щитка способствует преждевременному срыву потока с верхней стороны профиля, что, естественно, связано с падением $C_{y_{max}}$. Если на докритических углах атаки лобовое сопротивление крыла со щитком уменьшается, то при срыве обтекания происходит его резкое увеличение. Как показывают исследования, аэродинамическое качество крыла со щитком несколько меньше, чем у крыла без щитка.

Единственно, на что установка щитков оказывает безусловное влияние, это — повышение пикирующего продольного момента при увеличении углов отклонения. Поэтому считают, что применение щитков может оказаться целесообразным только с целью изменения положения ЦД на крыле для повышения продольной устойчивости движения или компенсации изменения положения ЦТ во время движения.

Наиболее эффективным способом механизации крыла являются закрылки различных типов (простые, щелевые, струйные), однако конструкция их достаточно сложна, а ярко выраженный крыльевой профиль может являться ограничением для их использования с учетом требований действующих Правил к схеме и конструкции корпуса спортивного судна.

Приведенные данные по аэродинамике крыла, двигающегося вблизи поверхности воды, показывают высокую эффективность

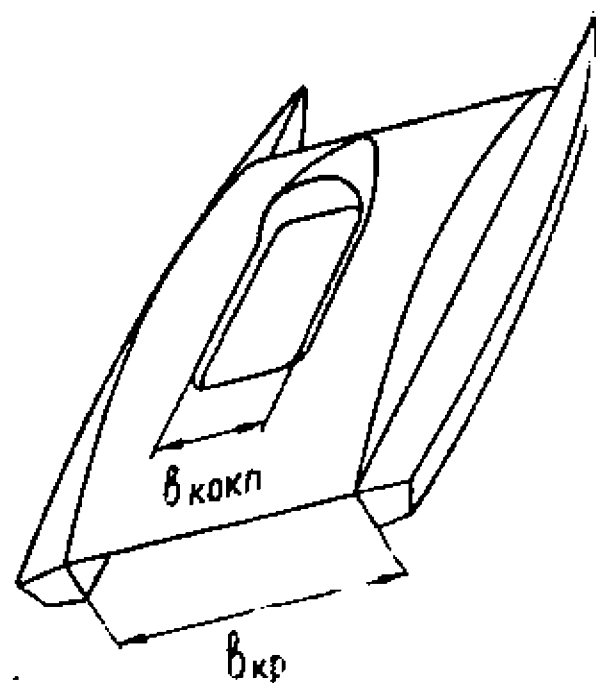


Рис. 68. Схема уменьшения эффективности верхней поверхности крыла из-за выреза кокпита:

$b_{кр}$ — размах крыла; $b_{коkp}$ — ширина выреза кокпита.

его использования на скоростных судах. Они позволяют при определенных условиях существенно повысить гидродинамическое качество судна, т. е. снизить величину сопротивления и, следовательно, повысить скорость хода. Однако при использовании рассмотренного принципа динамической разгрузки судна существует серьезная трудность — обеспечение продольной устойчивости движения. Рассмотрим этот вопрос подробнее.

При увеличении скорости движения крыла благодаря росту аэродинамического скоростного напора $\left(q = \frac{\rho V^2}{2}\right)$ подъемная сила на крыле возрастает. Это, в свою очередь, приводит к увеличению высоты полета, что, как было выяснено, будет вызывать снижение коэффициента C_y и должно привести к уравновешиванию силы веса и подъемной силы крыла. Однако равновесного состояния аппарата в большинстве случаев при этом не получить. С увеличением высоты полета ЦД аэродинамических сил смещается в нос, что приводит к изменению дифференцирующего момента. Аппарат при этом увеличивает угол атаки, C_y увеличивается, подъемная сила растет. ЦД при таком изменении положения крыла относительно экрана продолжает смещаться в нос, увеличивая дифферент. При углах дифферента, достигающих критических углов атаки, происходит срыв потока с верхней стороны крыла — C_y перестает расти, а коэффициент лобового сопротивления очень резко возрастает. Скорость резко падает и становится недостаточной для поддержания аппарата в воздухе. Весь процесс чрезвычайно быстротечен, и только в очень редких случаях авария может быть предотвращена действиями водителя, направленными на своевременное снижение скорости или срочное смещение центра тяжести в нос. Падение аппарата в воду в большинстве случаев приводит к авариям. Аналогично протекает процесс потери устойчивости при случайном увеличении угла атаки, например при ходе на волнении.

Решить проблему устойчивости можно несколькими способами.

Установка воздушных или водяных стабилизаторов позволяет при изменении угла атаки аппарата сохранить положение ЦД неизменным или сместить его в корму (это приведет к уменьшению дифферента и снижению аппарата). На практике чаще используются воздушные стабилизаторы — крылья, на расчетном режиме расположенные относительно направления потока под нулевым или очень малым углом атаки. Для обеспечения эффективности стабилизации стабилизатор должен иметь достаточные площадь, удаление по длине от ЦД основного крыла и находиться вдали от экрана и основного крыла по высоте, чтобы исключить на него их влияние. В то же время ярко выраженный крыльевой вид воздушных стабилизаторов ограничивает их применение на спортивных судах.

В качестве водяных стабилизаторов можно использовать подводные крылья или глиссирующие пластины. Первые применены на экранопланах Троекля и Хаклиза, вторые — на экранопланах Каарно, правда, они имеют вместо глиссирующих стабилизаторов пластины, скользящие по поверхности снега. На спортивных судах подобные способы обеспечения устойчивости не использовались.

Другим принципом стабилизации аппаратов, использующих аэродинамическую подъемную силу, является создание судов только с частичной разгрузкой, не имеющих полного отрыва корпуса от воды на расчетных скоростях движения. Оставшаяся доля массы судна поддерживается за счет гидродинамических сил, возникающих на глиссирующих пластинах корпуса, подводных крыльях или гребном винте (последний способ является малоэффективным с точки зрения обеспечения продольной устойчивости). Разнос аэрогидродинамических элементов по длине относительно ЦТ судна при правильном выборе их положения, а также соотношения сил, возникающих на них, может обеспечить полную устойчивость движения аппарата в достаточно широком диапазоне скоростей. Используя этот принцип, устойчивость движения можно обеспечить двумя путями (рис. 69).

Один из них направлен на такую компоновку несущих поверхностей судна, при которой всякое возрастание аэродинамических сил на воздушном крыле будет приводить к уменьшению угла дифферента. Это (что наиболее радикально) может быть обеспечено только при положении ЦД крыла (во всем возможном диапазоне его перемещения в зависимости от режимов обтекания) в корму от ЦТ судна. При этом в нос от ЦТ должны размещаться гидродинамические несущие поверхности (глиссирующие пластины либо подводные крылья). При такой схеме возрастающая подъемная сила поднимает корму судна и этим уменьшает угол атаки крыла, что, в свою очередь, снижает величину коэффициента подъемной силы C_y и стабилизирует дальнейший подъем крыла. Обычно ЦТ такого судна должен располагаться не далее 25 % хорды в корму от носика крыла, а относительная аэродинамическая разгрузка может достигать 80—90 %. Данная схема характерна для трехточечных судов.

Для полного предотвращения потери устойчивости максимальный аэродинамический момент относительно кормовой точки крыла, который может возникнуть на крыле при случайных (значительных) углах дифферента, а также с появлением добавочной скорости обтекания при ходе против ветра, не должен превышать статического момента веса судна, т. е. величину $D \cdot x_g$. Но тогда величина разгрузки не должна превышать приблизительно 50 %, а ЦТ судна должен быть далеко смещен в нос (более хорды крыла от транца).

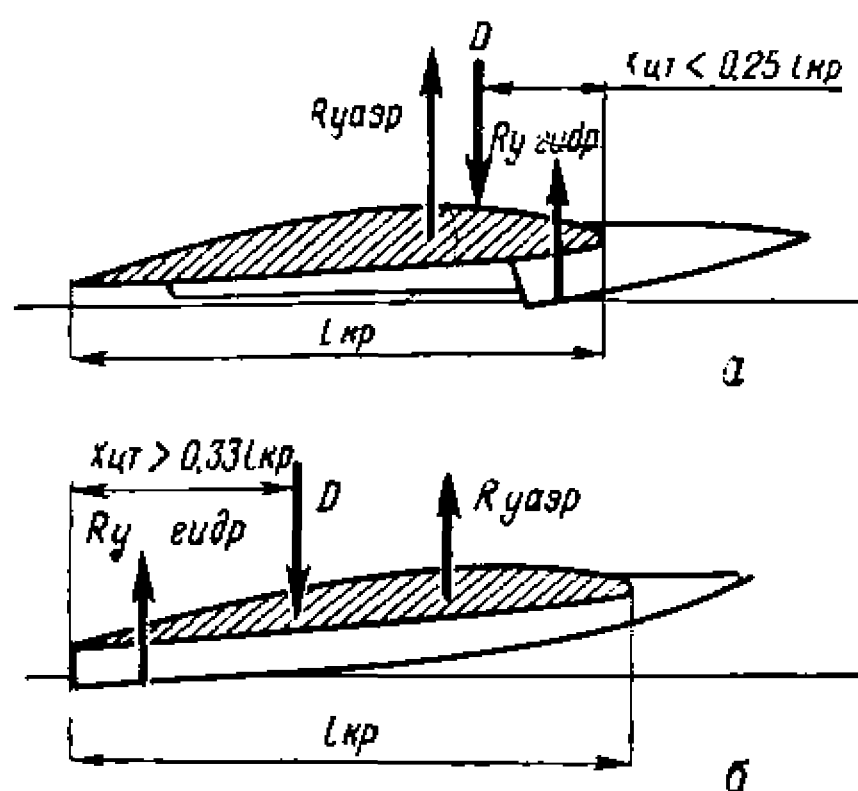


Рис. 69. Компоновочные схемы судов с аэродинамической разгрузкой:
 а — «трехточечная»; б — катамаранная;
 $R_{y_{aэр}}$ — аэродинамическая подъемная сила,
 $R_{y_{гидр}}$ — гидродинамическая подъемная сила на глиссирующих элементах.

ной силы и аэродинамического момента могут возрасти по сравнению с таковыми на номинальном режиме движения приблизительно в два раза, то величина аэродинамической разгрузки катамарана не может быть больше 50 % (ЦТ судна располагается в районе 30—35 % хорды крыла от кормовой кромки) для обеспечения устойчивости в достаточно узком диапазоне изменения углов дифферента во время движения, и не более 27—30 % для обеспечения полной аэродинамической устойчивости движения.

В большинстве случаев на практике устойчивость спортивных судов обеспечивается только по величине подъемной силы, что соответствует предельным начальным углам дифферента до 10—12°. Условия обеспечения полной аэродинамической устойчивости обычно не выполняются. Следует иметь в виду, что трехточечная схема при этом по сравнению с катамаранной обладает существенно большей устойчивостью.

Мореходные качества судов с аэродинамической разгрузкой также имеют свои особенности. Перенос части массы на аэродинамические элементы, не подверженные воздействию относительно небольших волн (не касающихся нижней поверхности крыла), обеспечивает существенное снижение ударных перегрузок и относительно небольшое возрастание сопротивления при ходе на волнении. Однако на большой волне, которая начинает заывать днищевую поверхность крыла, мореходность таких судов резко падает. Высота предельной волны обычно в 2—3 раза больше высоты отрыва крыла от воды в районе хвосты-

Второй путь для достижения устойчивости движения — компоновка судна, основанная на использовании подъемной силы воздушного крыла. Она представляет собой катамаранную схему. Основное условие обеспечения устойчивости движения катамарана заключается в том, чтобы максимально возможные величины аэродинамических сил (подъемной силы или момента относительно транца) не превзошли полной массы аппарата и статического момента сил веса (величины $D \cdot x_g$).

Если считать, что предельные величины подъем-

ка на тихой воде с учетом кратковременных подлетов судна при ходе на волнении.

Повышение мореходных качеств судов с аэродинамической разгрузкой возможно только благодаря увеличению абсолютной высоты отрыва крыла от воды.

При выборе компоновочной схемы судна и расчетах динамических сил, возникающих при движении на аэродинамических элементах, следует учитывать действие ветра, суммируя скорость ветра со скоростью движения при встречном ветре и уменьшая при попутном, соответственно изменяя величину расчетного скоростного напора.

Аэродинамическая разгрузка используется в большей или меньшей степени на современных спортивных судах всех типов, особенно на судах, имеющих катамаранные и трехточечные обводы. Однако в связи с тем, что доля аэродинамической разгрузки в общей массе судна существенно зависит от скорости движения, использование таких схем эффективно только при достаточно высоких относительных скоростях, характеризующихся $Fr_D > 7$.

3. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВЫСТУПАЮЩИХ ЧАСТЕЙ

Сопротивление выступающих частей является одной из значительных составляющих полного сопротивления воды движению спортивного судна.

К выступающим частям относятся: обтекатели угловых редукторов подвесных моторов и угловых движительных колонок, рули, наклонные гребные валы и кронштейны гребных валов, кильки и водозаборники. На судах на подводных крыльях к таким частям относятся несущие стойки крыльевых устройств, т. е. устройства, не связанные с созданием динамических сил поддержания и вызывающие на ходу дополнительное сопротивление движению.

Нередко в проектных расчетах сопротивление выступающих частей на малых быстроходных катерах принимается ориентировочно как 10—15 % сопротивления корпуса. Однако с увеличением относительных скоростей движения спортивных судов доля сопротивления выступающих частей в полном сопротивлении резко возрастает, и сделанное допущение о величине их сопротивления становится неправильным. Особенно это относится к судам, оснащенным подвесными моторами и угловыми «колонками», имеющими развитые выступающие части (рис. 70).

Для более точного учета сопротивления выступающих частей ниже приводятся данные, позволяющие определить величину их сопротивления, необходимую при расчетах скорости хода быстроходных спортивных судов.

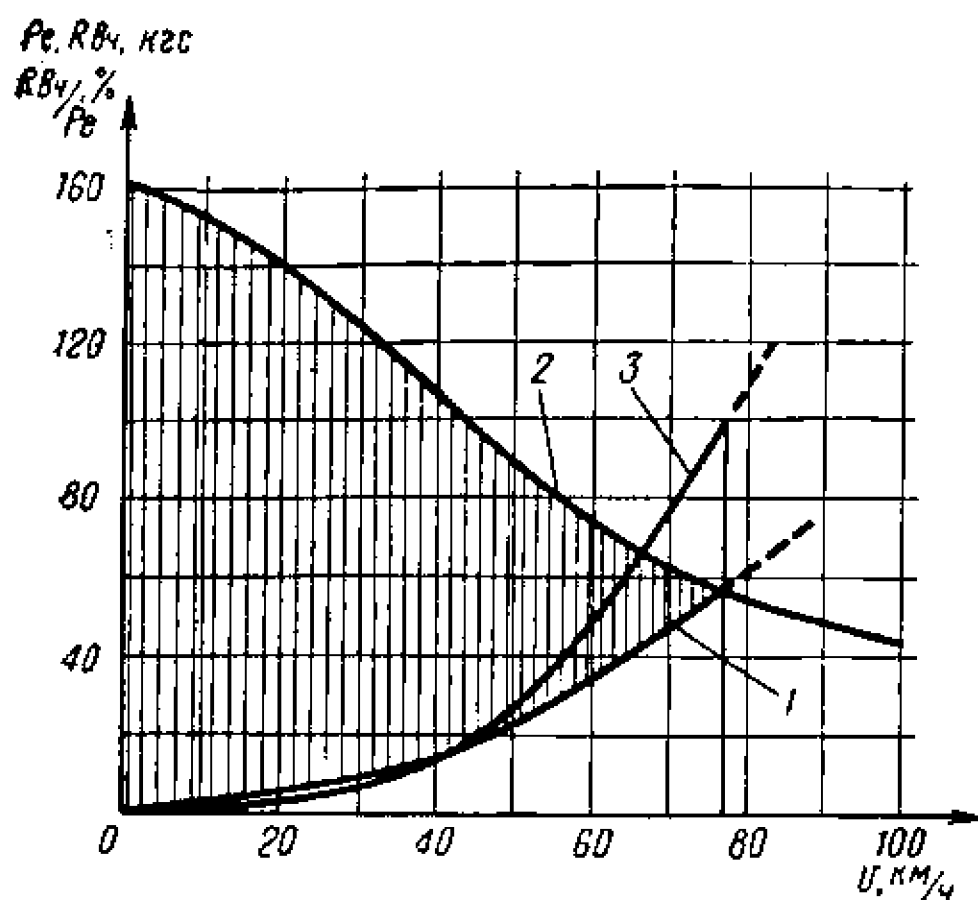


Рис. 70. Тяга гребного винта P_e и сопротивление подводной части подвесного мотора «Вихрь» $R_{в.ч}$ в зависимости от скорости движения:

$$1 - R_{в.ч}; 2 - P_e; 3 - \frac{R_{в.ч}}{P_e}.$$

При скорости около 77 км/ч полезная тяга мотора становится равной нулю.

С достаточной точностью профильное сопротивление определяется по формуле:

$$R_{пр} = C \cdot \frac{\rho V^2}{2} \cdot \Omega,$$

где C — коэффициент профильного сопротивления тела, обтекаемого водой, отнесенный к максимальной площади поперечного сечения Ω , м²; а для тела, форма которого разбивается на отдельные характерные элементы, по формуле:

$$R_{пр} = \frac{\rho V^2}{2} (C_1 \Omega_1 + C_2 \Omega_2 + \dots + C_n \Omega_n),$$

где $\frac{\rho V^2}{2}$ — скоростной напор набегающего потока воды; $C_1 \Omega_1$ —

коэффициенты профильного сопротивления и площади соответствующих поперечных сечений отдельных элементов, составляющих обтекаемое тело сложной формы.

Полное сопротивление выступающих частей $R_{в.ч}$ тела, стойки, руля или наклонного вала можно условно разделить на профильное $R_{пр}$ и брызговое $R_{бр}$:

$$R_{в.ч} = R_{пр} + R_{бр}.$$

При этом можно допустить, что профильное сопротивление зависит от размеров, формы и качества поверхности тела, а брызговое — только от максимальной толщины профиля в районе пересечения телом поверхности воды. Величина брызгового сопротивления может быть определена по рис. 71 в зависимости от толщины профиля, пересекающего поверхность воды, и скорости.

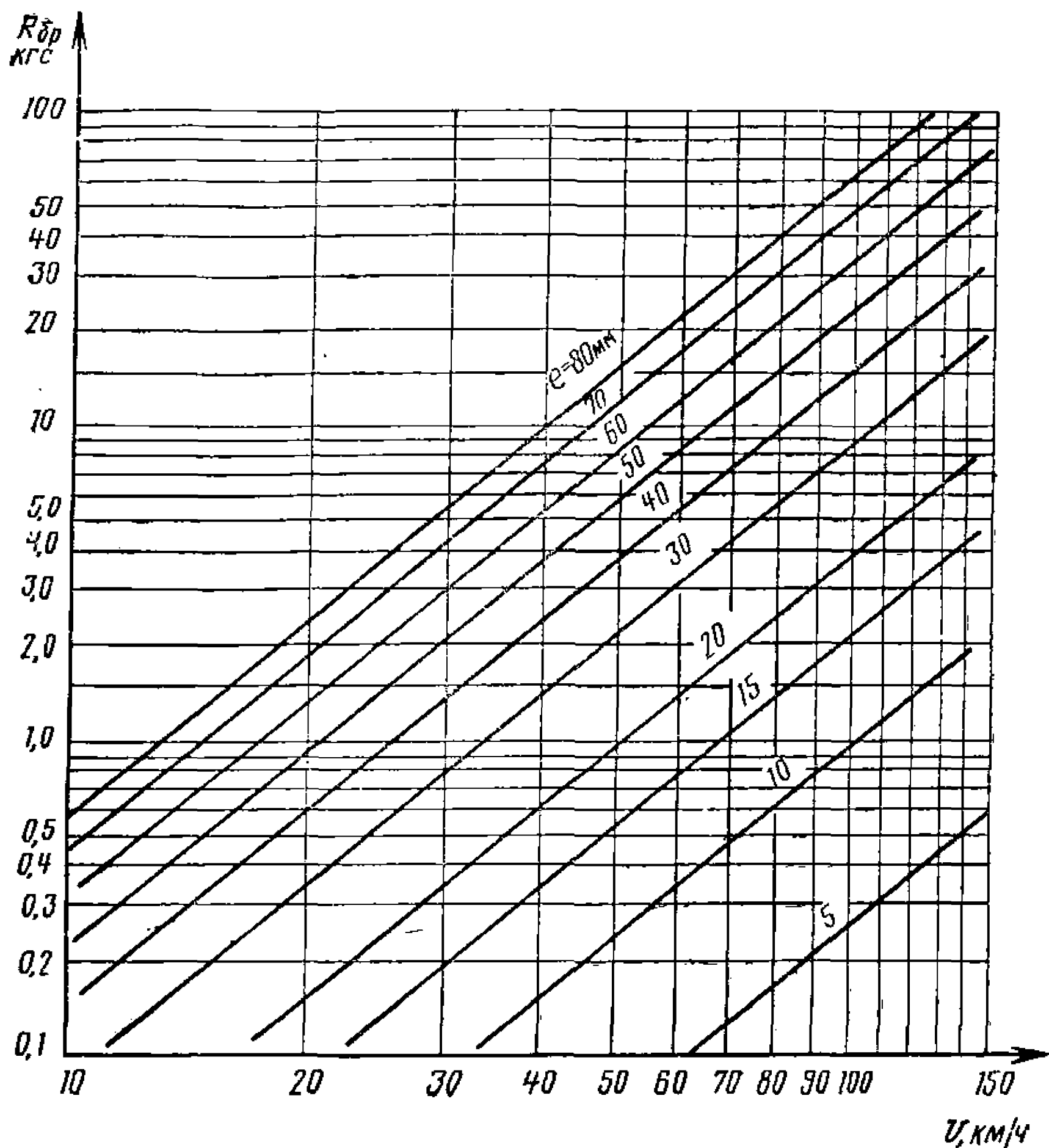


Рис. 71. Зависимость величины брызгового сопротивления стоек и валов, пересекающих поверхность воды, от максимальной толщины их поперечного сечения e и скорости V :

$$R_{\delta p} = 0,24 \, qe; \quad q = \frac{\rho V^2}{2} \text{ — скоростной напор.}$$

Значения коэффициентов профильного сопротивления для стоек и тел вращения обтекаемой формы, имеющих различные соотношения $e:l$ или $d:l$, приведены на рис. 72 и 73. Здесь же представлены значения коэффициентов профильного сопротивления тел, обтекаемых в режиме развитой кавитации или вентиляции, т. е. когда обтекание тел в районе хвостика профиля носит отрывной характер и за телом образуется парогазовая каверна. Скорость, при которой наступает режим вентиляции

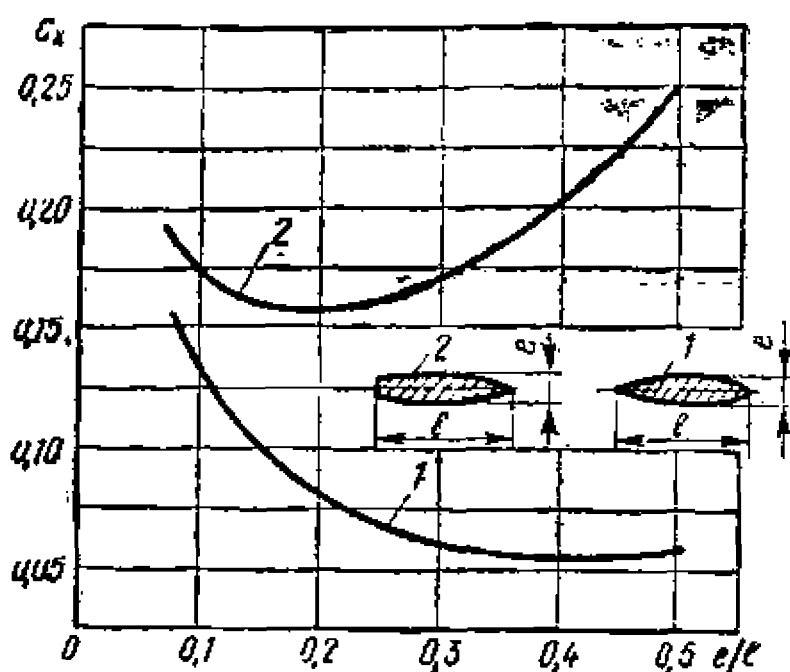


Рис. 72. Значения коэффициента профильного сопротивления стойки в зависимости от соотношения $e : l$:
1 — невентилируемая стойка; 2 — вентилируемая стойка.

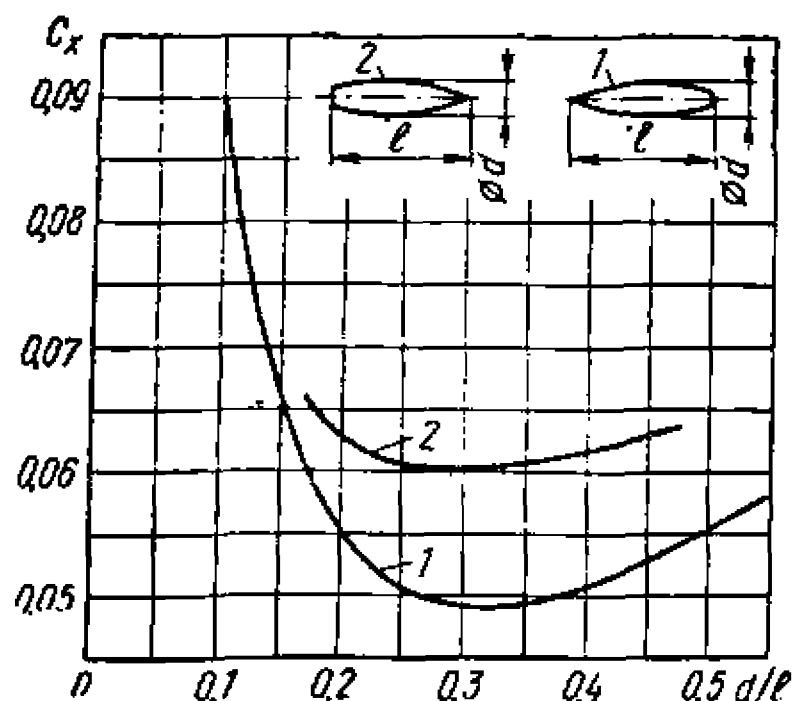


Рис. 73. Значения коэффициента профильного сопротивления тел вращения в зависимости от соотношения $d : l$:
1 — невентилируемое тело; 2 — вентилируемое тело.

или суперкавитации, может быть ориентировочно получена по рис. 74.

Для тонких стоек, кронштейнов, кильков, рулей или горизонтальных «кавитационных» пластин подводных частей подвесных моторов, имеющих относительную толщину сечения менее 10 %, более точно сопротивление определяется по формуле:

$$R = \xi_{пл} \cdot \frac{\rho V^2}{2} \cdot S,$$

где $\xi_{пл}$ — коэффициент трения пластины; S — полная смоченная поверхность пластины.

Коэффициент трения зависит от скорости движения и размеров пластины. Для интересующего диапазона скоростей (20—40 м/с) коэффициент трения пластины, имеющей реальную шероховатость поверхности, может быть определен по рис. 75 в зависимости от длины пластины или сечения тонкого профиля.

Как видно из приведенных выше формул, сопротивление выступающих частей является одной из существенных составляющих полного сопротивления, причем влияние сопротивления выступающих частей на скоростные качества судна резко усиливается с ростом скорости движения (пропорционально V^2).

Снижение сопротивления выступающих частей является прямым резервом повышения скорости и может осуществляться либо путем всемерного уменьшения площадей поперечных сечений находящихся в воде частей, либо уменьшением коэффициентов сопротивления благодаря улучшению их профилировки, выбору оптимальных удлинений сечений, снижению сопротивления трения путем улучшения качества обработки поверхностей.

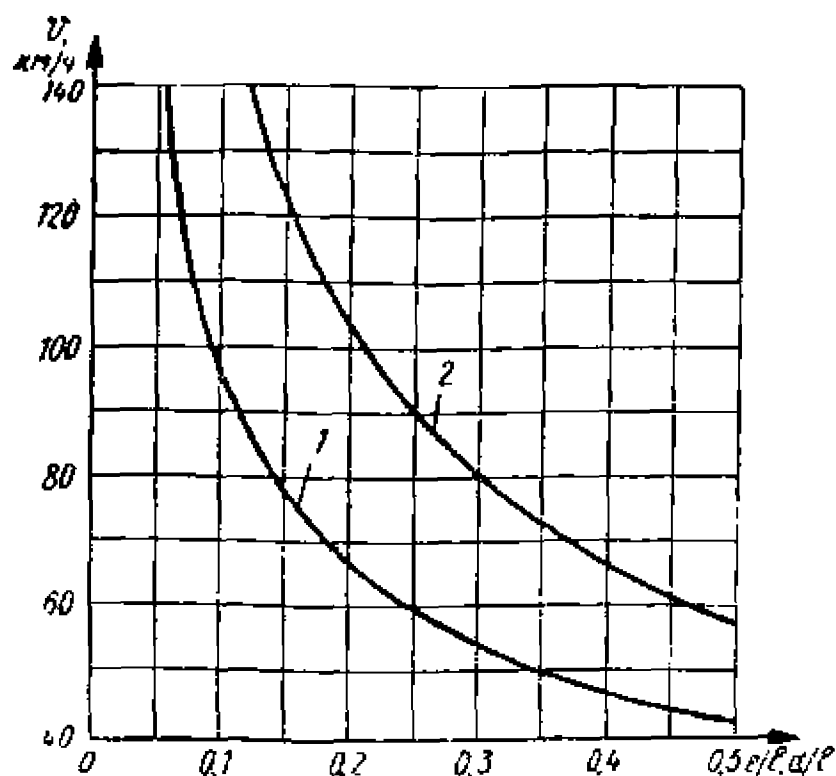


Рис. 74. Скорости, соответствующие началу суперкавитации (вентиляции) на стойках и телах вращения:

1 — стойка; 2 — тела вращения.

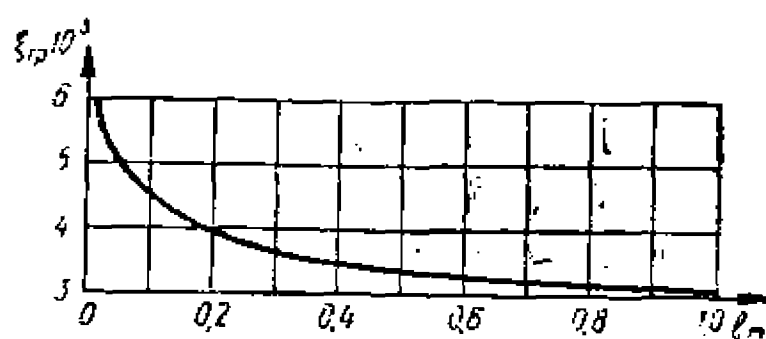


Рис. 75. Значения коэффициента трения пластины $\xi_{тр}$ в зависимости от ее длины с надбавкой на реальную шероховатость.

Ориентировочно отполированная подводная часть подвесного мотора имеет профильное сопротивление на 10 % меньше (5—7 % полного сопротивления) по сравнению с ее обычным исполнением. (Этот способ снижения сопротивления сейчас запрещен Правилами для спортивных судов.)

Еще эффективнее применение правильной профилировки. Например, по некоторым источникам, переход на профили серий ЦАГИ-В или NACA-16 может привести к уменьшению величины $R_{пр}$ в 1,3—1,5 раза.

Еще один путь снижения сопротивления выступающих частей — максимальное сокращение их поперечных сечений и выбор оптимальных удлинений. Это определяется конструкцией редукторов, элементов валопровода, прочностными размерами кронштейнов и т. д. Получение максимального пропульсивного качества всего движительно-моторного комплекса при заданном скоростном режиме возможно только путем совместного решения гидромеханических, прочностных и конструктивных аспектов.

Для профилирования подводных частей подвесных моторов скутеров можно рекомендовать выбирать формы сечений для стоек и обтекателей редукторов невентилируемых — по табл. 3, вентилируемых — по табл. 5.

Выбрать оптимальное удлинение и тип профиля (вентилируемый или невентилируемый) можно по рис. 76.

Другой способ эффективного снижения сопротивления выступающих частей движительно-моторного комплекса — уменьшение площади их поперечного сечения за счет уменьшения глубины погружения. Использование этого способа возможно

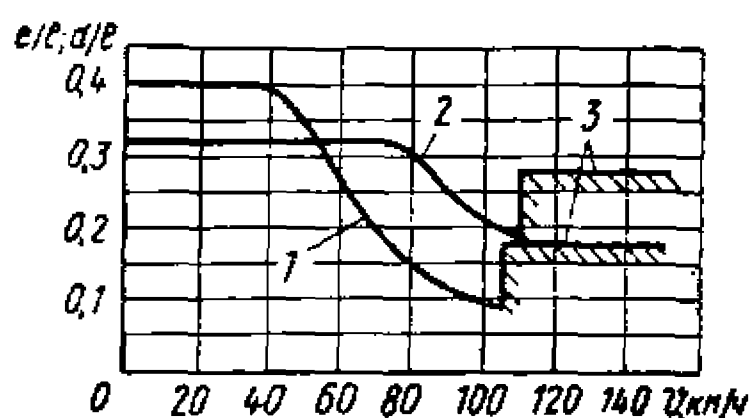


Рис. 76. Оптимальное удлинение тел вращения и стоек:

1 — стойка; 2 — тело вращения; 3 — область рациональности применения суперкавитирующих (вентилируемых) профилей.

при эксплуатации частично погруженных винтов (ЧПВ). Именно этот путь снижения сопротивления и соответствующего повышения скоростей широко используется в настоящее время нашими и зарубежными спортсменами.

В то же время правильно выбрать погружение движительно-го комплекса достаточно сложно. Решение этой задачи зависит от ряда вопросов: эффективности использования ЧПВ (снижение КПД по сравнению с полностью погруженным винтом), забора охлаждающей воды при использовании «стандартных» водозаборников подводных частей подвесных моторов, прочности гребных валов и кронштейнов, воспринимающих повышенные вибрационные нагрузки при работе ЧПВ. Кроме того, например, из-за достаточно сложных форм и конфигурации обтекателей подводных частей угловых передач при уменьшении погружения их сопротивление уменьшается далеко не равномерно. При некоторых погружениях из-за увеличения толщины сечений, пересекающих поверхность воды, и соответствующего роста брызгового сопротивления величина общего сопротивления подводной части может резко возрасти, что приведет к полной неэффективности использования ЧПВ на судне.

Для того чтобы определить возможное уменьшение сопротивления, рациональное погружение гребного винта и соответственно его элементов необходимо достаточно точно знать изменение сопротивления выступающих частей при различных погружениях.

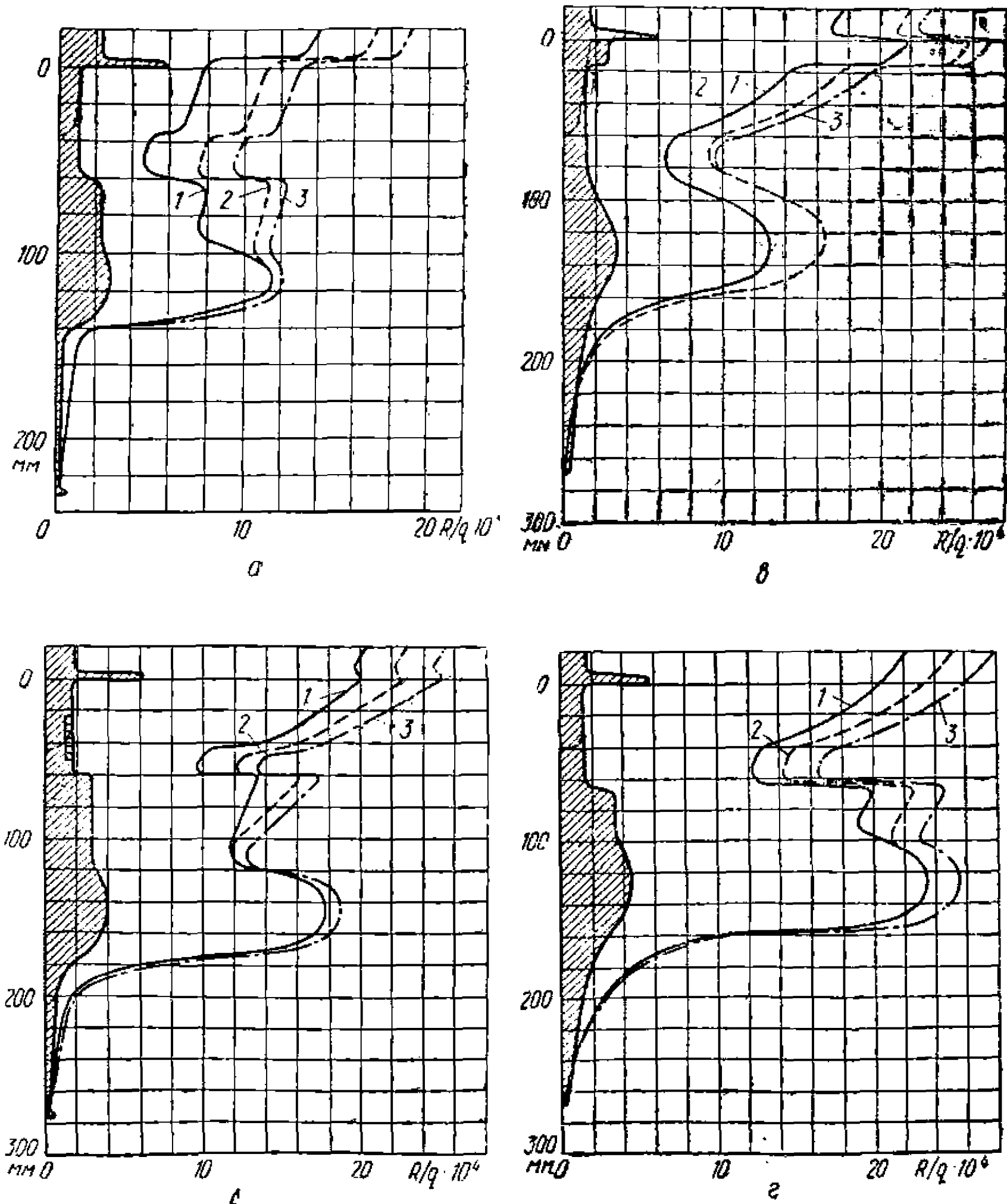
На рис. 77 приведено удельное сопротивление подводных частей подвесных моторов в зависимости от погружения (при осевом обтекании редуктора). На графиках учтено возникновение вентиляционного обтекания отдельных элементов подводных частей при высоких скоростях движения.

Для расчета сопротивления подводных частей на различных скоростях движения величину удельного сопротивления, приводимую на графиках, следует умножить на величину скоростного напора.

Как следует из графиков, наиболее рациональными, с точки зрения уменьшения сопротивления для всех подвесных моторов, являются погружения, при которых обтекатель редуктора выходит из воды. Однако столь малые погружения гребного винта в ряде случаев не могут быть осуществлены, так как не

обеспечивается подача охлаждающей воды, а также при этом невозможно установить гребной винт оптимальных параметров при использовании оборотов двигателя, близких к номинальным. Может оказаться более приемлемым погружение комплекса, при котором обтекатель редуктора и утолщение стойки находятся под поверхностью воды. Для разных моторов величина этого погружения неодинакова.

Рассматривая сопротивление отдельных элементов подводных частей подвесных моторов, можно сделать ряд заключений: около 15—20 % полного сопротивления составляет сопротивление козырька газовыхлопа;



(См. подрисуючную подпись на с. 100).

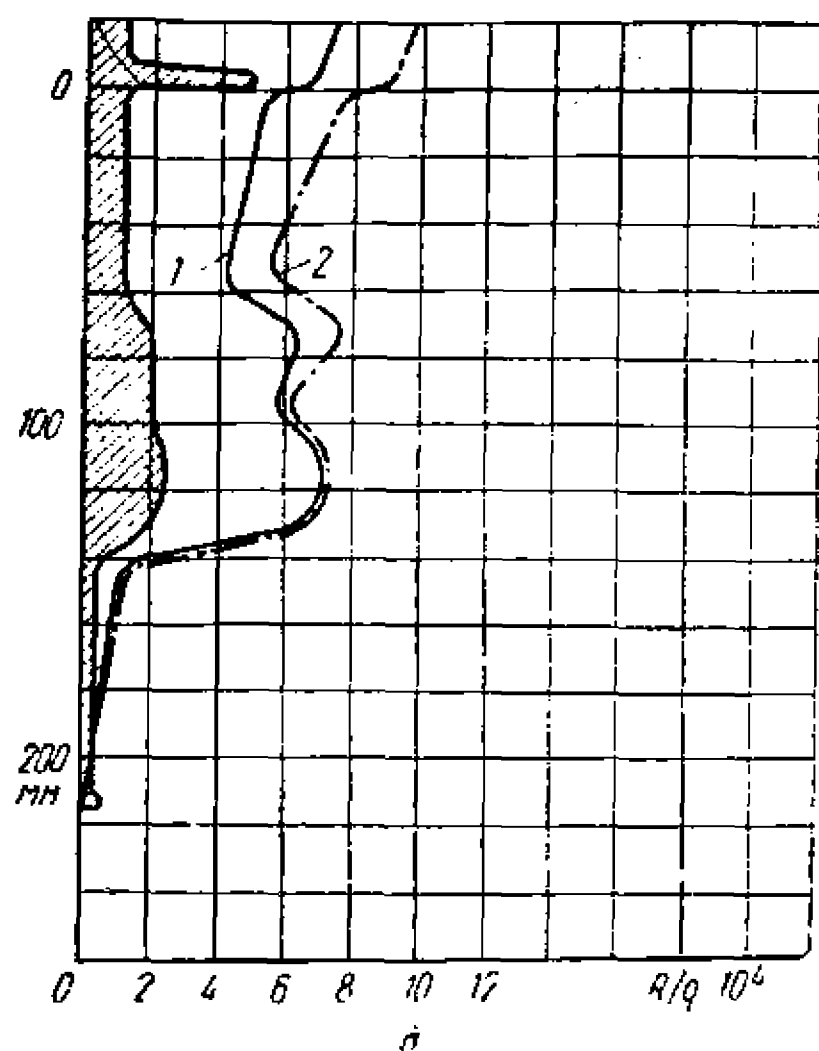


Рис. 77. Удельное сопротивление подводных частей ряда подвесных моторов в зависимости от погружения (подъема «антикавитационной» плиты над уровнем воды):

а — «Ветерок»: 1 — бескавитационное обтекание до 45 км/ч; 2 — $V = 45 - 80$ км/ч; 3 — $V > 80$ км/ч;

б — «Нептун-23»: 1 — бескавитационное обтекание до 45 км/ч; 2 — $V = 45 - 75$ км/ч; 3 — $V > 75$ км/ч;

в — «Привет-22»: 1 — бескавитационное обтекание до 55 км/ч; 2 — $V = 55 - 70$ км/ч; 3 — $V > 70$ км/ч;

г — «Вихрь-М»: 1 — бескавитационное обтекание до 45 км/ч; 2 — $V = 45 - 75$ км/ч; 3 — $V > 75$ км/ч;

д — RN-175 («Дельфин»): 1 — бескавитационное обтекание до 60 км/ч; 2 — $V > 100$ км/ч.

крайне нежелательно местное увеличение толщин стоек в районе пересечения поверхности воды;

для моторов «Ветерок», «Нептун», «Вихрь» скорость начала вентиляции отдельных элементов подводных частей не превышает 45 км/ч. Отрывное обтекание этих элементов на больших скоростях вызывает существенный прирост удельного сопротивления выступающих частей и приводит к потере эффективного упора на 5—7 %.

Одновременно можно сказать, что подводные части современных зарубежных моторов в большинстве случаев лишены отмеченных недостатков. Для них характерны очень тонкие стойки, обтекатели редукторов минимальных размеров, отсутствие козырьков газовыхлопа, строгая профилировка всех элементов подводной части, сочетающаяся с высоким качеством обработки поверхности. Трудно провести строгую оценку, однако с уверенностью можно сказать, что это уменьшает удельное сопротивление подводных частей подвесных моторов на 20—25 %.

Предложенный подход к снижению сопротивления выступающих частей относится и к малым быстроходным судам со стационарными двигателями.

Выступающие части катера, оборудованного угловой колонкой, полностью соответствуют подводной части подвесного мотора, и для оценки их сопротивления вполне приемлемы рассмотренные методы и справедливы ранее сделанные выводы.

Некоторое отличие представляют глиссеры и катера, имеющие обычный движительно-рулевой комплекс с наклонным гребным валом и рулем. Выступающими частями такого комплекса являются наклонный гребной вал, кронштейны гребного вала и руль, сопротивление которых можно подсчитать по при-

веденным на рис. 71 и 72 графикам. Для наклонного гребного вала за относительное удлинение профиля следует принимать величину $e:l = \sin \alpha$ (где α — угол наклона гребного вала), а в качестве площади поперечного сечения — площадь проекции вала на плоскость мидель-шпангоута.

Уменьшить сопротивление гребного вала и кронштейнов можно с помощью рационального выбора диаметра вала, конструкции кронштейнов и подшипников гребного вала, а также за счет уменьшения их погруженной площади сечений при применении ЧПВ.

Сопротивление рулей может составлять до 40 % полного сопротивления выступающих частей. Кроме того, на рулях, расположенных непосредственно в струе за гребным винтом, создается дополнительное сопротивление, вызванное увеличением скорости обтекания руля.

Форму руля и его площадь обычно выбирают исходя из требований к поворотливости судна. В то же время для обеспечения устойчивости на прямом курсе площадь руля может быть существенно меньше, а в некоторых случаях судно будет иметь достаточную устойчивость вообще без руля. Совершенно понятно, что в этих случаях установка рулей изменяющейся площади позволила бы значительно уменьшить сопротивление судна на прямом курсе.

Наиболее простым способом изменения площади рулей является их подъем из воды. Существует несколько схем подъемных рулей. Одна из интересных конструкций подъемных рулей основана на принципе применения двух рулей. Если у обычного руля боковая сила создается за счет величины угла поворота руля, то в описываемой конструкции два пера руля уже развернуты (постоянно) на соответствующий угол, но в противоположные стороны. На прямом курсе оба руля находятся в воздухе и не касаются воды. Для поворота один из рулей опускается в воду, причем боковая сила на руле регулируется погружением пера руля, а не его поворотом. Для поворота в другую сторону опускается второй руль. Опускание рулей может выполняться различными способами: поворотом перьев рулей вокруг горизонтальной или наклонных осей, их вертикальным опусканием и т. п. Основным преимуществом такой схемы является то, что управление рулями может осуществляться одним штурвалом. Правда, кинематическая схема привода при этом получается более сложной, чем для обычного руля.

Для упрощения конструкции привода в других схемах подъем руля может выполняться самостоятельным механизмом. Однако при этом он обязательно, с точки зрения безопасности, должен быть самовозвратным.

Как показали испытания, применение подъемных рулей существенно снижает полное сопротивление быстроходного судна.

На катере класса Е-01 установка подъемных рулей позво-

лила увеличить скорость с 75 до 82 км/ч, а на глиссерах *R*-2 и *R*-4 соответственно со 110 до 125 км/ч и со 130 до 150 км/ч.

По аналогии с сопротивлением подводных выступающих частей можно рассчитать аэродинамическое сопротивление отдельных надводных элементов корпуса, не участвующих в создании динамических сил поддержания, таких как различные обтекатели, торцевые стенки кокпита и транца или, например, собственно надводная часть корпуса чисто глиссирующего судна и, наконец, сам спортсмен.

Величина сопротивления определяется по формуле:

$$R_{\text{аэр}} = \sum C_{x_i} \cdot \frac{\rho_{\text{возд}} \cdot V^2}{2} \cdot \Omega_i,$$

где $\rho_{\text{возд}} = 0,125 \text{ кгс}^2/\text{м}^4$.

Поскольку форма надводных конструкций обычно представляет собой очень сложный вид, при расчетах значения коэффициентов сопротивления для отдельных слагаемых приходится задавать достаточно приближенно, выбирая их величину по коэффициенту сопротивления для известного упрощенного тела, наиболее близкого по форме к рассматриваемому элементу. Так как абсолютная величина воздушного сопротивления составляет достаточно малую величину в общем балансе сил сопротивления, то погрешность расчета, выполненного таким образом, практически не влияет на конечный результат гидродинамических расчетов. Для расчетов можно принимать следующие значения коэффициентов сопротивления: для плоской пластины, поставленной поперек потока, — 1—1,2; для шара — 0,6; для цилиндра, ось которого перпендикулярна направлению движения, — 0,8; для обтекателей, имеющих достаточно удобообтекаемую форму, — 0,3—0,5. Для хорошо обтекаемых элементов значения C_x следует принимать по графикам, приведенным для расчета сопротивления подводных выступающих частей (см. рис. 72 и 73).

4. ВЫБОР РАСЧЕТНОЙ СКОРОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА СПОРТИВНОГО СУДНА

Рассмотрев основные принципы движения с использованием динамических сил поддержания и сопротивление выступающих частей, можно сделать вывод, что выбор оптимальных геометрических размеров основных несущих элементов корпуса спортивного судна, а также абсолютное значение сопротивления выступающих частей, величина которого может составлять величину, соизмеримую с сопротивлением движению собственно корпуса, а иногда и значительно превосходящую его, находятся в прямой зависимости от скорости движения.

На начальных стадиях проектирования расчетную скорость движения нового судна можно выбирать, рассматривая скорости, достигнутые рядом прототипов—судов одного класса или близких по конструктивным схемам корпуса и движительного комплекса, с учетом изменений, принятых на вновь проектируемом судне по мощности, массе, проведенных мероприятий по снижению сопротивления выступающих частей или повышению пропульсивного КПД движителя. Для самой грубой оценки можно либо прямо использовать ранее зафиксированную величину скорости прототипа, либо принять ее по расчету с использованием коэффициента пропульсивного гидродинамического качества K_η .

Мощность двигателя любого судна расходуется на преодоление сопротивления, которое оказывает движению судна вода, а также на потери при преобразовании мощности двигателя в тягу гребного винта, и может быть выражена равенством:

$$N_{\text{дв}} = \frac{R \cdot V}{75 \cdot \eta}, \text{ л. с.},$$

где R — полное сопротивление судна, равное тяге, развиваемой гребным винтом;

V — скорость движения;

η — суммарный коэффициент полезного действия движительно-моторной установки.

Сопротивление судна R включает сопротивление собственно корпуса $R_{\text{кор}}$ и сопротивление выступающих частей $R_{\text{в.ч.}}$. При этом в сопротивление выступающих частей кроме сопротивления обтекателей редукторов угловых передач, валов, кронштейнов, кильков, рулей и т. п. может входить аэродинамическое сопротивление элементов корпуса, не участвующих в создании аэродинамических сил поддержания. Часто долю аэродинамического сопротивления учитывают в сопротивлении собственно корпуса, однако, поскольку эта часть сопротивления, так же как и сопротивление выступающих частей, зависит от величины скоростного напора, удобнее в расчетах ее суммировать с сопротивлением выступающих частей.

Сопротивление корпуса $R_{\text{кор}}$ без учета аэродинамического сопротивления элементов, не участвующих в создании подъемных сил, может быть выражено через величины гидродинамического качества K либо относительного сопротивления ϵ :

$$R_{\text{кор}} = \frac{D}{K} = \epsilon D,$$

где D — полное водоизмещение судна; K и ϵ — относятся ко всему аэрогидродинамическому комплексу, т. е. к корпусу в целом.

Гидродинамическое качество при выборе оптимальных геометрических размеров несущих элементов корпуса, как было показано, не имеет прямой зависимости от расчетной скорости движения и изменяется для конкретного корпуса при промежуточных режимах движения только в связи с изменением таких параметров, как удельная динамическая нагрузка, коэффициент подъемной силы, относительная центровка и т. п. Значения последних зависят от режима движения. Причем на промежуточных скоростях величина K может меняться как в меньшую, так и в большую стороны от полученного расчетом оптимального значения гидродинамического качества для максимальной скорости. Это зависит от расположения расчетной точки относительно абсолютного максимума K по скорости движения.

Для большинства современных спортивных судов характерны комбинированные схемы корпусов, одновременно использующие различные принципы динамического поддержания. В этом случае K представляет собой величину, определяемую как отношение полной массы судна, или суммы сил поддержания $(R_y)_n$, возникающих на отдельных элементах корпуса, к суммарной силе сопротивления. Она, в свою очередь, может быть определена через значения гидродинамического качества каждого отдельного элемента:

$$(R_x)_n = \frac{(R_y)_n}{K_n};$$

$$K = \frac{R_{y1} + R_{y2} + \dots + R_{yn}}{\frac{R_{y1}}{K_1} + \frac{R_{y2}}{K_2} + \dots + \frac{R_{yn}}{K_n}}.$$

Совершенно очевидно, что суммарное гидродинамическое качество будет всегда меньше значения максимального качества, полученного на каком-либо элементе корпуса. Для повышения суммарного K следует эффективнее использовать (переносить большую часть нагрузки) те элементы, для которых гидродинамическое качество наивысшее.

Иногда для характеристики гидродинамического качества судов используется еще более общий показатель качества — отношение полной массы судна к величине полного сопротивления с учетом сопротивления выступающих частей:

$$K' = \frac{D}{R}.$$

При этом формула потребной мощности может быть преобразована:

$$N_{\text{дв}} = \frac{DV}{75 \cdot K' \cdot \eta} = \frac{DV}{75 \cdot K_{\eta}}.$$

Произведение безразмерных коэффициентов K и η обозначается $K\eta$ и называется коэффициентом пульсировного гидродинамического качества. Если для прототипа известны водоизмещение, мощность двигателя и развиваемая при этом скорость, то

$$K\eta = \frac{D \cdot V}{75 \cdot N_{\text{дв}}}.$$

Пользуясь этим коэффициентом, определенным по одному или нескольким прототипам, можно определить для новых значений $N_{\text{дв}}$ и D будущего проекта ориентировочную величину скорости хода $V = \frac{K\eta \cdot 75 N_{\text{дв}}}{D}$, которая будет тем точнее, чем ближе к прототипу принята гидродинамическая схема корпуса, движительно-рулевого комплекса (схема выступающих частей) и относительная скорость движения: $\left(\frac{V}{\sqrt{D}}\right)$ для прототипа $= \left(\frac{V}{\sqrt{D}}\right)$ для проекта.

При несоблюдении перечисленных требований значение скорости хода, определенное таким образом, окажется слишком приблизительным. Кроме того, следует иметь в виду, что такой подход к выбору величины расчетной скорости, характерный для судна, предназначенного для достижения максимальной скорости хода (например, рекордного), не учитывает ряд особенностей движения судна по трассе гонок.

При движении судна по замкнутой трассе, представляющей вытянутый круг с двумя, тремя или четырьмя буями, время прохождения круга можно разбить на ряд характерных режимов:

- движение по прямой с максимальной скоростью;
- поворот вокруг буя;
- разгон до максимальной скорости.

Кроме того, следует учитывать, что в большинстве случаев во время заезда на трассе гонок наблюдается волнение, поднятое проходящими судами. Оно в той или иной мере влияет на скоростные характеристики судов, а следовательно, и на суммарное время прохождения дистанции.

Как показывает анализ результатов соревнований, средняя скорость судов на замкнутой трассе гонок всегда много меньше (на 30—40 %) максимально достижимой, причем для судов даже одного и того же класса, но разных конструктивных типов, потеря скорости может быть существенно различной. К сожалению, в настоящее время нет данных для числовой оценки ходовых характеристик судов при динамических режимах движения (разгон судна, движение на неустановившейся циркуляции, движение на нерегулярном волнении), однако можно утверждать, что эти факторы иногда играют решающую роль в гонках.

Рассмотрим наиболее сложный режим движения — поворот вокруг буя (рис. 78). В общем случае поворот может начинаться

несколько ранее начала перекладки руля в момент сброса оборотов двигателя для гашения максимальной скорости V_{\max} до безопасной или оптимальной скорости прохождения поворота V_0 .

Собственно поворот у буя является неустановившейся циркуляцией и характеризуется траекторией и скоростью движения. Траектории поворота могут иметь самые различные формы, а скорость — сложный закон изменения в зависимости от характера поведения судна при циркуляции. Выход судна из циркуляции характеризуется величиной конечной скорости V_1 .

Безусловно, оптимальное выполнение поворота во многом зависит от мастерства спортсмена, однако, как показывают наблюдения за поведением различных судов во время гонок, можно отметить и ряд факторов, связанных с техническими особенностями судов и характером трассы, от которых прямо зависит время прохождения поворота. Можно считать, что для выполнения поворота с малым радиусом начальная скорость и скорость на циркуляции должны быть меньше, чем при движении по большому кругу. Однако суммарное время прохождения поворота при этом может быть далеко не одинаковым, и оптимальный вариант зависит от поведения судна при циркуляции, а также величины угла поворота у буя, на которую оказывает влияние форма дистанции и количество поворотных буюв.

В общем случае можно считать, что наименьшие потери времени при прохождении поворота имеют безреданные и однореданные глиссирующие суда, которые проходят поворот с большей начальной скоростью и меньшим радиусом циркуляции. При этом во время поворота скорость падает минимально. В некоторых случаях при удачном выборе формы корпуса, схемы движительно-рулевого комплекса и траектории поворота скорость в конечной стадии поворота может увеличиваться по сравнению со скоростью входа в поворот. Суда других схем при повороте (особенно на 180°) значительно больше теряют скорость.

Несмотря на то что маневренные качества прямо не влияют на выбор расчетной скорости, хотя нередко и обуславливают выбор той или иной конструктивной схемы корпуса, конечная скорость выхода из циркуляции является достаточно важным фактором, так как после выхода из циркуляции следует разгон судна до максимальной скорости.

Режим разгона происходит под действием избыточной силы тяги гребного винта, которая появляется на скорости, меньшей максимально достижимой. Для иллюстрации этого положения на рис. 79 приведены кривые сопротивления и предельной тяги гребных винтов, характерные, например, для безреданной глиссирующей моторной лодки и катамарана с аэродинамической разгрузкой. Для мотолодки кривая сопротивления имеет характерный «горб» сопротивления на скоростях выхода на глиссиро-

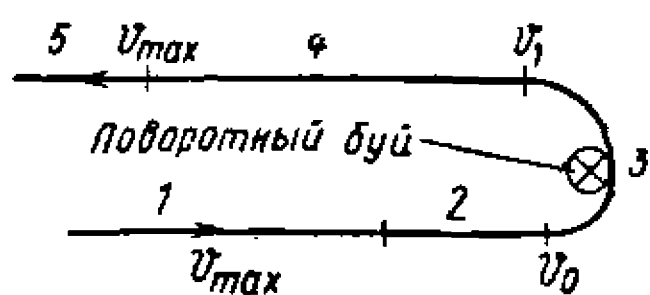


Рис. 78. Схема прохождения спортивным судном поворота вокруг буя:

1, 5 — движение с максимальной скоростью; 2 — участок торможения от максимальной скорости V_{\max} до безопасной V_0 ; 3 — движение вокруг поворотного буя — поворот; 4 — участок разгона от скорости выхода из поворота V_1 до максимальной.

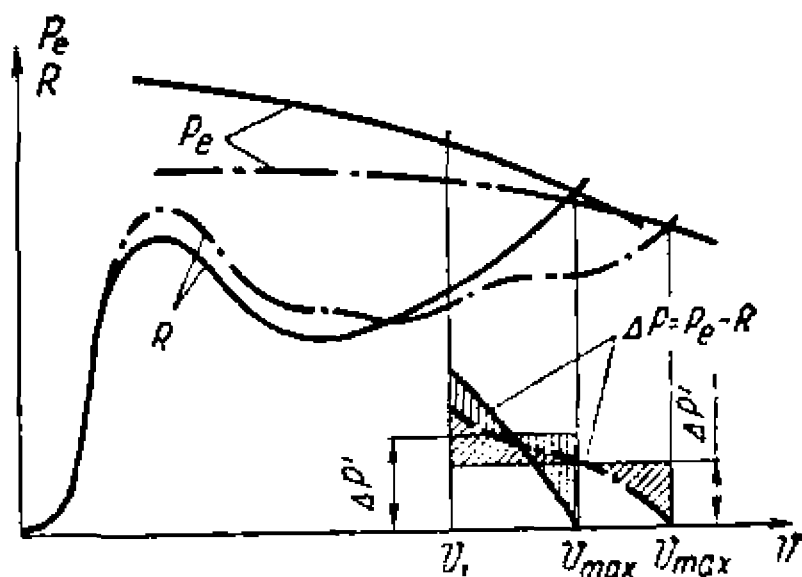


Рис. 79. Сравнительные кривые сопротивления и тяги гребных винтов судов одного класса, имеющих различные типы обводов (например: — мотолодка с обводами «глубокое V»; — — — мотолодка-катамаран):

R — сопротивление судна движению; P_e — величина предельной тяги гребных винтов каждого судна; $\Delta P = P_e - R$ — величина избыточной тяги, создающая ускорение судна при разгоне; $\Delta P'$ — средняя величина избыточной тяги; U_1 — скорость, с которой начинается разгон судна (например, скорость выхода из поворота); U_{\max} — предельно достижимая скорость

вание, после прохождения которого она достаточно монотонно возрастает от некоторой минимальной величины из-за падения гидродинамического качества корпуса и увеличения сопротивления выступающих частей. Для катамарана (или любого другого судна, имеющего аэродинамическую разгрузку) эта кривая имеет характерный второй «горб», появление которого связано с влиянием возрастающей аэродинамической силы на посадку судна (для катамарана — увеличивается дифферент, для «трехточки» — всплытие). При этом углы атаки и удельные нагрузки, а следовательно, и аэрогидродинамическое качество приближаются к оптимальным.

Предельная тяга гребного винта плавно падает и пересекает кривую сопротивления в точке максимально достижимой скорости. Величина предельной тяги обуславливается мощностью двигателя при работе по внешней характеристике, а крутизна кривой дополнительно зависит от величины расчетной достижимой скорости (рис. 80). Гребной винт развивает предельную тягу при полном резком открытии дроссельной заслонки двигателя, в момент, когда судно еще не успеет изменить скорость. Разность между величиной сопротивления судна и предельной тягой гребного винта создает силу, затрачиваемую на разгон судна, т. е. на преодоление его инерции и на придание ускорения. Поскольку кривые сопротивления и предельной тяги плавно сходятся в точке расчетной достижимой скорости, сила, создающая ускорение, переменна и изменяется от некоторой

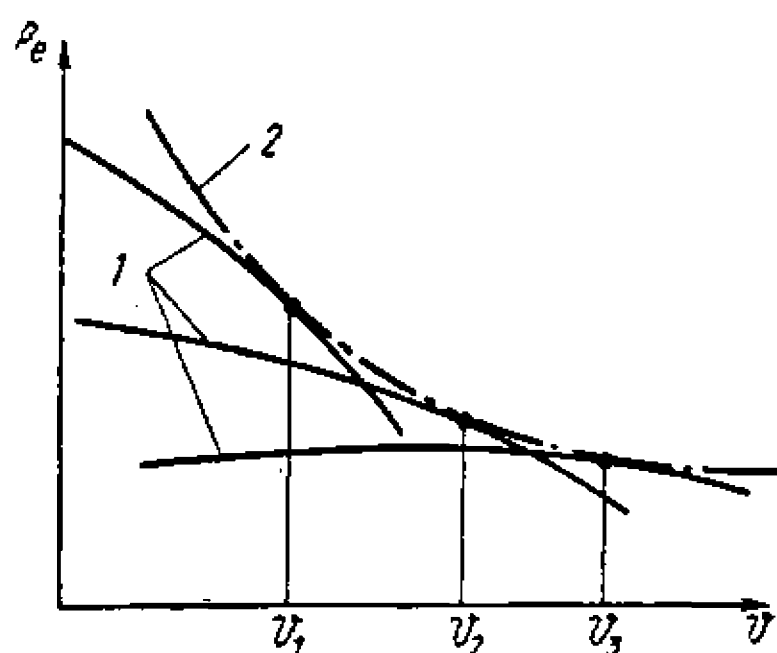


Рис. 80. Характер изменения предельной тяги гребных винтов (1) в зависимости от величины расчетной скорости ($V_1 < V_2 < V_3$) и огибающая кривых предельной тяги (которая может быть получена при данной скорости только при подборе оптимального для этой скорости гребного винта) (2).

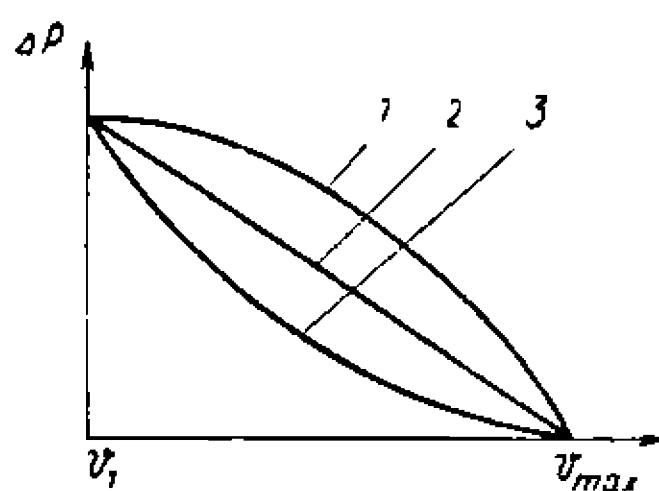


Рис. 81. Различный характер изменения избыточной тяги, создающей ускорение разгона судна.

величины ΔP на скорости в начале режима разгона до 0 при V_{\max} . В соответствии с этим меняется и ускорение разгона, имея максимум при максимальном значении ΔP и уменьшаясь до 0 в конечной точке разгона.

Время разгона судна от скорости V_1 до V_{\max} может быть приближенно выражено формулой:

$$t_{\text{разг}} = a \cdot \frac{V_m - V_1}{\frac{\Delta P}{m}},$$

где m — масса судна, $m = \frac{D}{g}$, $\frac{\text{кгс} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}$, a — коэффициент, зависящий от характера изменения силы ΔP , $a \approx 2,0 - 3,5$.

Меньшее значение коэффициента a характерно для изменения ΔP , близкого к графику 1 (рис. 81). При изменении по прямолинейному закону (2) a может быть принято около 3. Для изменения ΔP по графику 3 коэффициент a увеличивается до 3,5 и более.

При расчетах времени разгона можно условно осреднять кривую изменения ΔP прямолинейной зависимостью, сохраняя равные площади под кривыми, а в расчете использовать условную силу $\Delta P'$.

Приблизительно расстояние разгона определяется выражением:

$$S_{\text{разг}} = (0,85V_1 + 0,15V_{\max}) t_{\text{разг}}.$$

Ориентировочные расчеты показывают, что гоночные катamarаны класса SB, заканчивая поворот со скоростью около

50 км/ч, развивают максимальную скорость 80—85 км/ч, проходя расстояние 300—350 м за 20—25 с. Если достаточно быстроходный глиссер класса *R-2* или *R-4* после поворота имеет скорость 60 км/ч, то для разгона до скорости 140—150 км/ч ему может понадобиться около 600—700 м дистанции, если не принимаются специальные меры по улучшению динамики движения по трассе.

Сократить время разгона можно несколькими путями: уменьшением массы судна;

повышением маневренных качеств с целью обеспечения более высокой скорости выхода судна из циркуляции при одновременном сохранении времени поворота;

увеличением дополнительной тяги в процессе разгона.

Последнее условие, в свою очередь, может быть достигнуто различными способами:

снижением сопротивления судна на режимах разгона;

повышением тяги гребного винта, которое может быть достигнуто либо увеличением мощности двигателя на этих режимах (что в большинстве случаев невозможно), либо путем перехода на более «легкие» гребные винты, т. е. путем проектирования винта пониженного шага, создающего повышенный упор на режимах разгона. Такой «легкий» винт будет иметь упор на максимальных скоростях несколько меньше, чем рассчитанный на достижение предельной скорости, что, естественно, повлечет снижение максимальных скоростей.

Снизить сопротивление судна на режимах разгона можно, только оптимизируя его элементы для этого скоростного режима и в большинстве случаев одновременно отказываясь от оптимальности гидродинамического комплекса на максимальных скоростях.

Исходя из этого, при проектировании спортивно-гоночных судов целесообразно скорость, принимаемую в расчете аэрогидродинамических элементов корпуса и параметров движительно-моторного комплекса, выбирать несколько меньшую, чем предельно достижимая. На основе наблюдений и анализа скоростных результатов, показанных в ходе соревнований на современной укороченной дистанции с двумя поворотными буями, можно рекомендовать уменьшать начальную расчетную скорость по сравнению с предельно достижимой для мотолодок класса *SA* на 5 %; для мотолодок класса *SB*, *SC* и глиссирующих — на 8—10 %, имеющих аэродинамическую разгрузку — на 10—15 % и более. При таком подходе выбранные площади несущих элементов увеличиваются на 10—25 %, что приводит к соответствующему снижению удельных нагрузок на максимальной скорости по сравнению с оптимальными. Это, в свою очередь, несколько снизит величину гидродинамического качества и максимальную скорость. Причем, как правило, падение качества в данном диапазоне изменения удельных нагрузок редко

превосходит 5—10 %, а падение скорости 3—8 %. (Может быть более важно, что при таком условном уменьшении значения расчетной скорости на максимальных скоростях хода двигатель судна будет развивать обороты выше номинальных на 5—10%.) Однако эти мероприятия приведут к тому, что конечная скорость прохождения дистанции будет увеличиваться.

Выбранная, исходя из вышеизложенных соображений, величина скорости является условной и необходима для начала проектирования корпуса судна. На последующих стадиях максимально достижимая скорость движения будет уточняться по результатам расчетов сопротивления, тяги и элементов гребного винта. При этом может потребоваться внесение некоторых корректив и в выбранные предварительно элементы корпуса, и в принятую в начале расчета скорость.

5. ВЫБОР ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ КОРПУСА И КОМПОНОВКА НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Выбор принципиальной схемы корпуса и его основных элементов, к сожалению, до настоящего времени в большинстве случаев производится без гидродинамического расчета и должного обоснования. Такое положение объясняется рядом объективных причин, которые не принимать во внимание при создании нового образца спортивного судна часто бывает неправильно.

Одной из основных причин, наложившей определенный отпечаток на столь эмпирический подход к выбору типа обводов для судов различных классов, явились требования Правил, действовавших до 1970 г. В соответствии с существовавшим положением мотолодки и катера имели строгие ограничения минимальной массы и к форме их обводов предъявлялись достаточно определенные требования. Это позволяло создавать только чисто глиссирующие корпуса. В то же время скутера и глиссеры не имели подобных ограничений и их развитие проходило достаточно свободно. При этом широко использовались достижения науки, а часто их развитие значительно уходило вперед развития быстроходного судостроения.

При делении спортивных судов на классы и введении соответствующих ограничений в Правила первоначально принималось условие, при котором моторные лодки и катера являлись бы прототипами судов народного потребления, а следовательно, были более мореходными и безопасными. Подобное отношение к этим классам судов частично сохраняется и по настоящее время в международном спорте, когда розыгрыш первенств проводится на открытых акваториях в условиях, близких к эксплуатации прогулочных судов. Однако даже при таком условии цели, предусмотренные ранее,— создание и всестороннее испы-

тание новых образцов лодок для широкого потребления — безусловно, не являются основными, да и вряд ли об этом помнят устроители соревнований и спортсмены, выходя на старт.

Система проведения чемпионатов у нас в стране, при которой гонки судов всех классов проводятся на одинаковых акваториях, существенно влияет на принципиальный подход к выбору технических требований к судам спортивных классов. Результатом этого является широкое распространение у нас в стране группы мотолодок катамаранных схем, появившихся после разрешения Правилами 1971 г. произвольных обводов для этих судов.

Можно привести другой пример влияния требований Правил на гидродинамику судов. Отказ от ограничения минимальной массы корпуса в спортивных классах привел к появлению глиссирующих судов минимальной массы с повышенной килеватостью корпуса. Снижение динамических нагрузок, возникающих при движении на умеренном волнении килеватого корпуса, позволяет существенно облегчить конструкцию и уменьшить массу корпуса и тем самым значительно уменьшить полное водоизмещение катера (на 10—15 %) или моторной лодки (на 20—25 %). Это, в свою очередь, позволяет поднять скоростные показатели судна, даже если гидродинамическое качество при этом несколько уменьшается.

Развитие обводов судов гоночных классов менее подвержено внешним «конъюнктурным» влияниям и происходит более равномерно, учитывая общее развитие науки и техники и постоянно растущие требования к скоростным качествам спортивных судов. Повышение скоростей движения является первостепенным фактором, влияющим на появление новых аэрогидродинамических схем и изменений в общей компоновке судов. В то же время рост скоростей движения заставляет все больше и больше уделять внимания обеспечению безопасности движения — мореходности, продольной устойчивости и поперечной ходовой остойчивости. Однако достаточная сложность этих проблем, большой объем и технические трудности исследований ходкости высокоскоростных судов зачастую не позволяют получать на основе систематических научно-исследовательских работ гарантированные данные по ходовым качествам судов с новыми схемами формы корпуса на стадиях проектирования. При этом требуется проверка либо их моделей в условиях, приближенных к натурным, либо натурные испытания. Это, безусловно, существенно увеличивает материально-технические затраты на создание спортивного судна, требует дополнительного времени спортсмена. Поэтому спортсмены при выборе обводов будущего судна в большинстве случаев предпочитают придерживаться уже опробованных схем, внося лишь отдельные небольшие изменения, положительно влияющие на ходовые качества судна. Этим, например, объясняется то, что несмотря на принципиальную

техническую возможность получения достаточно высоких значений гидродинамического качества быстроходного судна, средние значения K колеблются в пределах 4,5—6, лишь на отдельных (надо сказать, оригинальных конструкциях) достигая 8—10. При подобном подходе к выбору схемы (и типа) судна, учитывая уровень исследований ходкости спортивных судов, сейчас трудно, да и нецелесообразно однозначно рекомендовать ту или иную из них для использования. Рассмотрим лишь общие вопросы оптимизации отдельных схем корпусов, не имеющих принципиальных отличий от существующих.

ГЛИССИРУЮЩАЯ МОТОЛОДКА КЛАССА SC

Класс моторной лодки SC выбран только для определенности вычислений, иллюстрирующих ход проектных рассуждений и расчетов. Условимся об исходных данных:

на лодке устанавливается подвесной мотор «Вихрь-30» мощностью 30 л. с.;

масса корпуса моторной лодки с оборудованием 50 кг, запас топлива 10 л;

лодка рассчитывается для спортивных состязаний.

Для выбора расчетной скорости движения принимаем: гидродинамическое качество корпуса $K=5$ (ориентируясь на среднее значение K для глиссирующих пластин);

коэффициент полезного действия (КПД) гребного винта $\eta_p = 0,67$, а влияние обтекателя угловой передачи на КПД и механический КПД передачи мощности от моторной головки к гребному винту $\eta_k \cdot \eta_m = 0,9$.

Водоизмещение лодки (масса полностью снаряженной лодки с водителем) составит $D=180$ кг.

При первом приближении сопротивление движению может быть определено суммой:

сопротивления корпуса $R_{кор} = \frac{D}{K} = \frac{180}{5} = 36$ кгс;

сопротивления обтекателя редуктора подвесного мотора $R_{ред} = \left[\frac{R}{q} \right] q$, где $q = \frac{\rho \cdot V^2}{2}$, а $\left[\frac{R}{q} \right]$ определяем по рис. 77. При этом погружение редуктора выбрано из условия удовлетворительной подачи воды в систему охлаждения без дополнительного водозаборника таким, чтобы «кавитационная» плита была бы на 50 мм выше уровня воды при глиссировании:

$$\left[\frac{R}{q} \right] = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Тяга винта определяется в зависимости от скорости движения по формуле:

$$Pe = \frac{N_{дв} \cdot 75 \cdot \eta_p \cdot \eta_k \cdot \eta_m}{V} = \frac{30 \cdot 75 \cdot 0,67 \cdot 0,9}{V} \approx \frac{1350}{V}.$$

Определение достижимой скорости в первом приближении показано в табл. 6.

Таблица 6

1	V км/ч (задается)	60	65	70	75
2	V м/с	16,7	18,1	19,5	20,8
3	$q = \frac{\rho V^2}{2} = 51 \cdot (2)^2 \text{ кг/м}^2$	14 200	16 700	19 400	22 100
4	$R_{\text{ред}} = 15 \times 10^{-4} \cdot (3) \text{ кг}$	21,2	25,0	29,1	33,1
5	$R_{\text{кор}} = \frac{D}{K} = \frac{180}{5} \text{ кг}$	36	36	36	36
6	$R = R_{\text{ред}} + R_{\text{кор}} = (4) + (5) \text{ кг}$	57,2	61,0	65,1	69,1
7	$Pe = \frac{1350}{(2)} \text{ кг}$	80,7	74,5	69,2	64,9

Построив кривые сопротивления и тяги винта от изменения скорости, в точке пересечения кривых получим скорость хода лодки в первом приближении $V=20$ м/с= 72 км/ч (рис. 82).

Поскольку лодка предназначена для спортивных соревнований, в соответствии с ранее сделанными рскомендациями, скорость, которая должна быть заложена в расчеты геометрических элементов днища, уменьшается на 10 % и составит 18 м/с.

Выбор оптимальных размерений ведется в следующей последовательности.

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 83, можно составить три уравнения равновесия динамической системы: два уравнения — равенство сил:

$$R_y - D = 0;$$

$$Pe - R_{\text{ред}} - R_{\text{кр}} = 0$$

и одно — равенство моментов сил (относительно транца):

$$D \cdot x_g - R_y \cdot x_p - R_{\text{кр}} \cdot x_p \cdot \text{tg } \psi - (Pe - R_{\text{ред}}) \cdot h_{\text{гр.н}} = 0,$$

где $h_{\text{гр.в}} = 0,08$ м; x_g , исходя из рекомендаций по обеспечению устойчивости движения лодки, должно быть не менее 0,7—0,9 м.

Решая последнее уравнение относительно x_p , можно получить:

$$x_p = \frac{D \cdot x_g - (Pe - R_{\text{ред}}) h_{\text{гр.в}}}{R_y + R_{\text{кр}} \text{tg } \psi}.$$

Принимая во внимание, что из первых двух уравнений

$$R_y = D, \quad R_{\text{кр}} = Pe - R_{\text{ред}}, \quad \text{а} \quad R_x = \frac{D}{K},$$

где K принято 5, а оптимальный угол атаки днища при глиссировании составляет около $4,5^\circ$ ($\text{tg } \psi = 0,08$), то

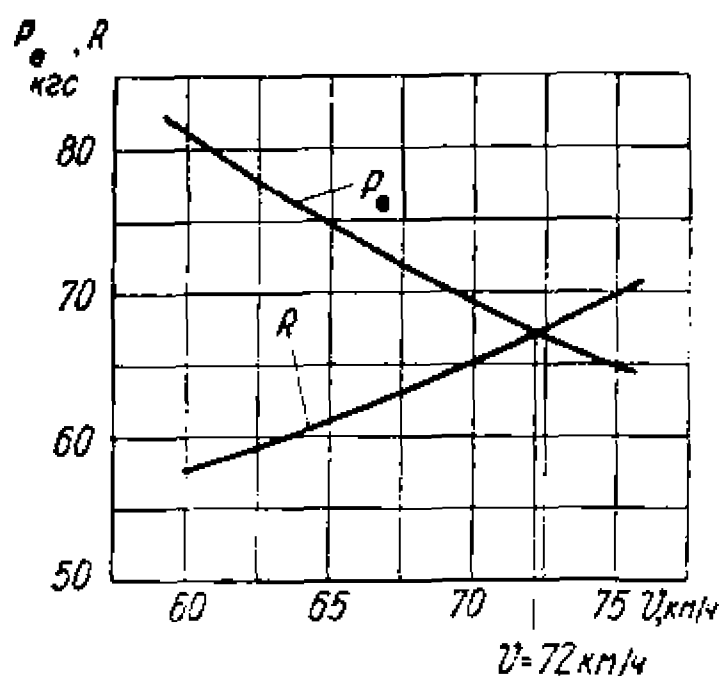


Рис. 82. Кривые тяги винта и сопротивления (первое приближение).

$$x_p = \frac{x_g - \frac{n_{гр.в}}{K}}{1 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{K}} = \frac{x_g - 0,016}{1 + 0,016}.$$

С достаточной точностью, в данном случае, можно считать $x_p = x_g$.

Дальнейший расчет удобно вести в табличной форме.

Задаваясь рядом величин ширины глиссирования при нескольких значениях угла килеватости, по полученным значениям коэффициента динамической нагрузки $C_B = \frac{R_y}{\frac{\rho V^2}{2} \cdot B^2}$ (для

принятой расчетной скорости) и ко-

эффициента момента $m_\Delta = \frac{x_p^2}{B}$ по гра-

фикам, приведенным на рис. 11 и 12, можно получить величину гидродинамического качества, максимальное значение которого и определит оптимальные ширину глиссирующей поверхности и угол килеватости. Пример расчета выполнен в табл. 7.

Таблица 7

$$V_{расч} = 18 \text{ м/с}; \quad q = \frac{\rho \cdot V_{расч}^2}{2} = 16\,500 \text{ кгс/м}^2; \quad x_p = 0,8 \text{ м}$$

1	$B, \text{ м, (задается)}$	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70
2	$C_B = \frac{180}{16\,500 \cdot B^2}$	0,175	0,12	0,068	0,044	0,030	0,022
3	$m_\Delta = \frac{x_p}{B}$	3,2	2,66	2,00	1,60	1,33	1,15
4	$K (\beta = 0^\circ)$	6,0	7,1	8,2	8,8	9,0	8,8
5	$K (\beta = 12^\circ)$	6,0	6,6	5,7	5,2	4,7	4,2
6	$K (\beta = 17,5^\circ)$	5,7	6,1	5,6	4,8	4,2	4,0
7	$K (\beta = 22,5^\circ)$	5,0	5,1	4,8	4,1	3,7	3,4

Результаты расчета гидродинамического качества приведены на рис. 84.

Сравнение результатов расчета показывает, что максимальное гидродинамическое качество ($K=9$) может быть достигнуто на плоской пластине при ширине 0,6 м. С увеличением килеватости днища гидродинамическое качество существенно пада-

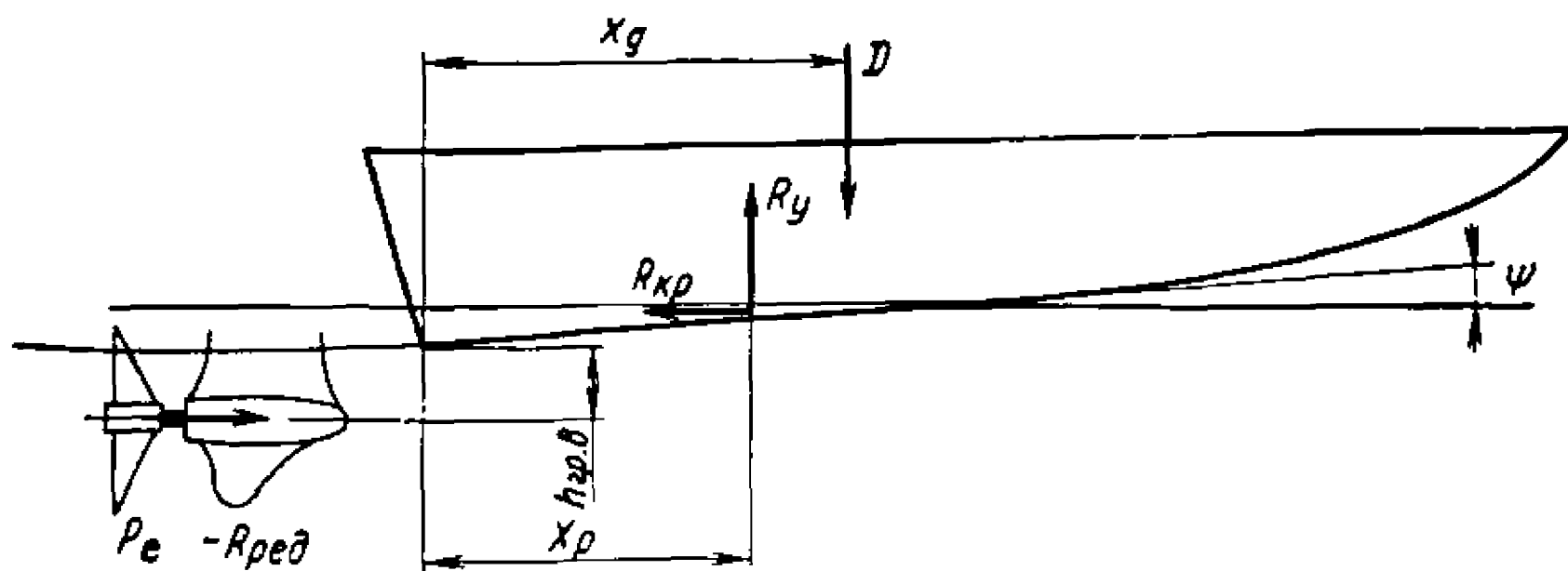


Рис 83. Расчетная схема действия сил при движении глсссирующей моторной лодки:

x_g — расстояние от кормового среза днища до ЦТ; x_p — расстояние от кормового среза днища до центра гидродинамических сил поддержания.

ет, при этом оптимальная ширина глсссирования также уменьшается до 0,3—0,35 м. В то же время следует учесть, что полученные данные по величинам гидродинамического качества могут быть получены только на абсолютно «тихой» воде. На волнении сопротивление корпуса существенно возрастает, причем для лодки с плоским днищем, как это уже отмечалось, сопротивление увеличивается значительно быстрее. Можно считать, что на волнении около 0,5 м сопротивление плоскодонной лодки увеличится на 25—30 %. С увеличением килеватости прирост сопротивления будет уменьшаться и при $\beta=22,5^\circ$ составит около 5—10%. На этой стадии проектирования обводов нужно учесть, что корпус реальной лодки, предназначенной для участия в соревнованиях и имеющей малокилеватые обводы, должен иметь повышенную прочность, так как на волне, которая всегда присутствует во время заездов, корпус лодки испытывает существенно более высокие ударные нагрузки. Усиление конструкции корпуса безусловно приведет к возрастанию массы лодки и соответственно водоизмещения. Если дифференцировать массу корпуса в зависимости от килеватости днища, то по опыту постройки корпусов лодок можно принять, что масса корпуса с плоским днищем

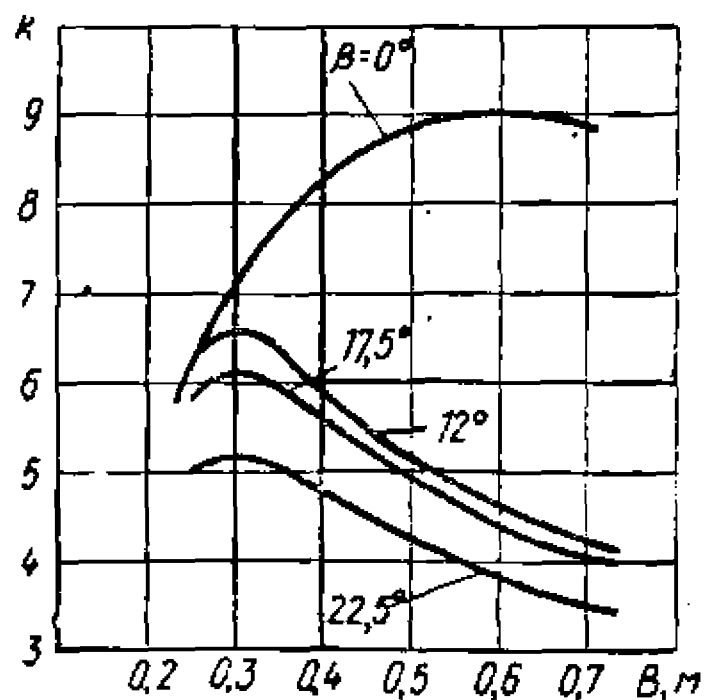


Рис. 84. Зависимость гидродинамического качества от расчетной ширины глсссирования и углов килеватости при заданной скорости движения.

составит около 60 кг, а лодки с обводами «глубокое V», т. е. килеватостью днища около 21° , — 35—40 кг. Для промежуточных значений килеватости масса корпуса будет изменяться в этом диапазоне.

Учет падения качества лодки в условиях гонок из-за волнения и увеличения сопротивления за счет изменения полного водоизмещения в зависимости от массы корпуса приводит к ухудшению пропульсивных характеристик лодки с плоским днищем в сравнении с килеватыми обводами. Условно надо считать, что сопротивление плоскодонной моторной лодки увеличится на 30—40 % по сравнению с полученным по расчету. Для других значений килеватости этот прирост будет уменьшаться, а для $\beta = 22,5^\circ$ с учетом уменьшения массы корпуса, принятой в первом приближении, будет равен нулю. Это, в свою очередь, приведет к падению скоростных характеристик лодки с малой килеватостью обводов.

Конечно, при всех значениях килеватости полученная расчетная оптимальная ширина глиссирования требует гораздо большей ширины собственно корпуса и днища лодки, и для оптимизации удельных нагрузок на днище на промежуточных режимах разгона потребуются применение продольного реданирования. С учетом рекомендаций по использованию продольных реданов, приведенных в разделе «Глиссирование», уменьшение ширины глиссирования для плоскодонных обводов связано с рядом существенных осложнений и повлияет на остойчивость лодки на ходу и на ее поведение при маневрировании.

Окончательное решение по выбору килеватости обычно принимается с учетом данных, полученных при расчете, и имеющегося опыта эксплуатации судов-прототипов, который в определенной степени поможет сделать сравнительную оценку ходовых качеств лодок с различными типами обводов. В настоящее время существует достаточно определенное мнение о том, что для соревнований, проводимых в условиях значительного волнения на акватории (либо по метеорологическим условиям, либо при наличии многих судов в заезде), общее преимущество по ходовым качествам имеют обводы рассматриваемой схемы с повышенной килеватостью днища ($\beta = 17—22^\circ$).

Исходя из данных расчета и анализируя имеющийся опыт, спортсмен может принять решение о типе обводов и, откорректировав расчет оптимальной ширины глиссирования, выполненный ранее, по уточненному значению водоизмещения выбрать расчетную ширину глиссирования.

Конкретную форму обводов лодки следует выбирать, используя основные принципиальные черты обводов лучших судов-прототипов.

После выбора обводов для выполнения дальнейших расчетов ходкости производится расчет сопротивления лодки на различных режимах движения.

Приведем пример расчета, выполненный для лодки, имеющей килеватость корпуса (выбранную спортсменом) 22,5°. Расчет выполняется в следующей последовательности.

Для полной ширины днища (ширины по скуле) $B_{ск}=1,5$ м производится расчет сопротивления корпуса (табл. 8). Дополнительное сопротивление продольных ребер в этом случае может быть учтено 10 %-ной надбавкой к расчетному сопротивлению.

Таблица 8

$$B_{ск} = 1,5 \text{ м}; \quad x_p = 0,8 \text{ м}; \quad m_{\Delta} = \frac{x_p}{B_{ск}} = 0,533; \quad \beta = 22,5^{\circ}$$

$V, \text{ км/ч}$	20	30	40
$V, \text{ м/с}$	5,55	8,35	11,1
$q = \frac{\rho V^2}{2}, \text{ кгс/м}^2$	1580	3560	6300
$C_b = \frac{D}{q \cdot B^2}$	0,0505	0,0224	0,0127
K (по рис. 12, в)	5	3,5	2
$R_{кр} = 1,1 \frac{D}{K}, \text{ кгс}$	39,5	56,5	99,8

Расчет повторяется для ширины, ограниченной первым реданом ($B_1 = 1,12$ м; $m_{\Delta} = \frac{x_p}{B_1} = 0,715$):

$V, \text{ км/ч}$	20	30	40	50
$V, \text{ м/с}$	5,55	8,35	11,1	13,9
$q, \text{ кг/м}^2$	1580	3560	6300	9900
C_b	0,09	0,04	0,0226	0,0145
K	5,4	5,3	4,5	3,9
$R_{кр} = 1,1 \frac{D}{K}, \text{ кгс}$	36,6	37,3	44,0	50,7

Для ширины, ограниченной вторым реданом ($B_2 = 0,72$ м; $m_{\Delta} = 0,9$):

$V, \text{ км/ч}$	30	40	50	60	70
$V, \text{ м/с}$	8,35	11,1	13,9	16,7	19,4
$q, \text{ кгс/м}^2$	3560	6300	9900	14 300	19 200
C_b	0,0975	0,055	0,035	0,0243	0,0181
K	5,8	5,8	5,1	4,5	4,0
$R_{кр} = 1,1 \frac{D}{K}, \text{ кгс}$	34,1	34,1	38,8	44,0	49,5

Для расчетной ширины глиссирования ($B_p = 0,35$; $m_{\Delta} = 2,28$):

$V, \text{ км/ч}$	50	60	70	80
$V, \text{ м/с}$	13,9	16,7	19,4	22,2
$q, \text{ кгс/м}^2$	9900	14 300	19 200	25 100
C_b	0,147	0,102	0,076	0,058
K	5,7	5,2	4,8	4,3
$R_{кр} = \frac{D}{K}, \text{ кгс}$	31,6	34,7	37,5	41,9

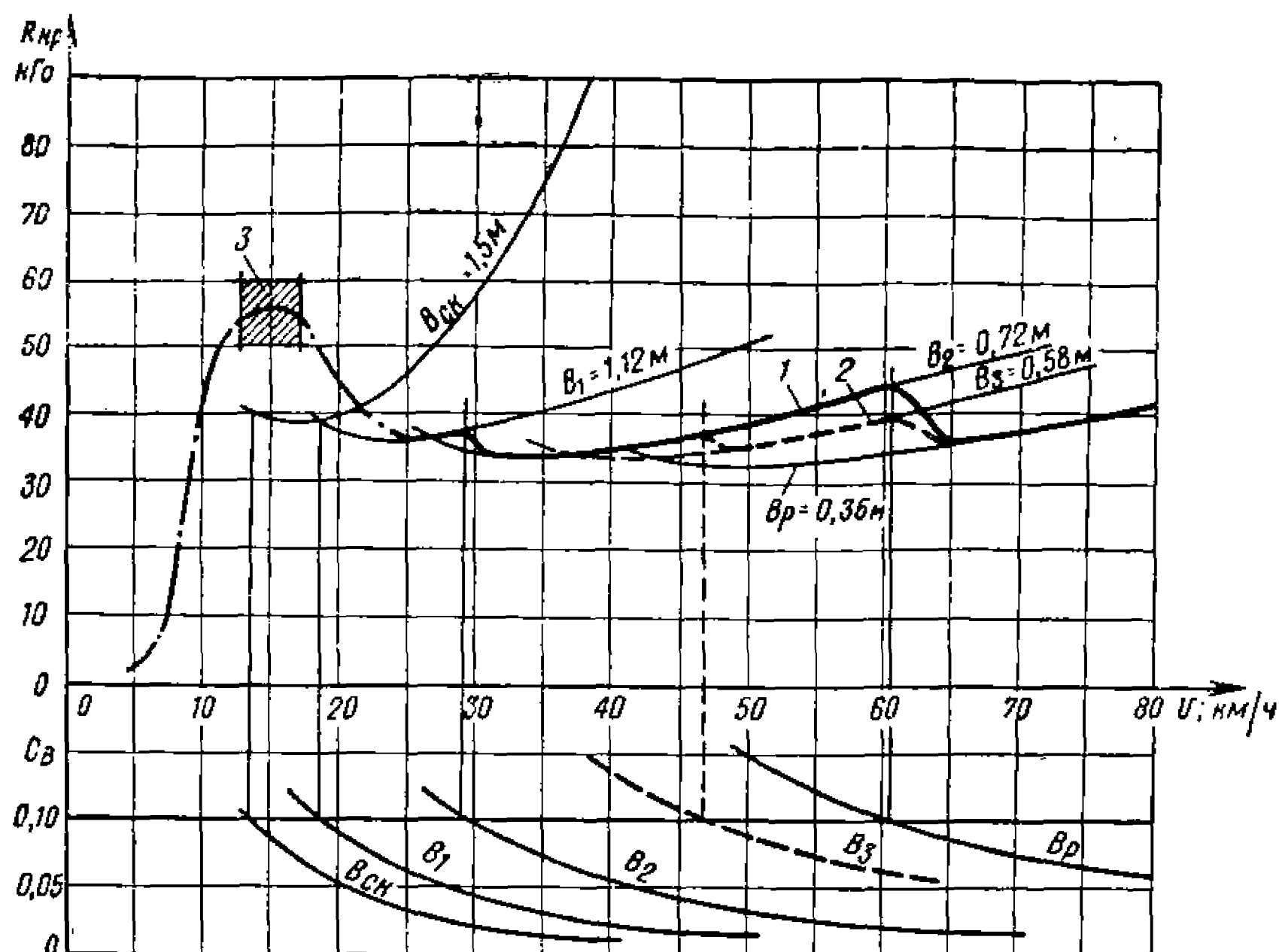


Рис. 85. Построение кривой сопротивления корпуса моторной лодки:

1 — сопротивление при выбранном положении продольных ребер; 2 — сопротивление при установке дополнительных ребер на ширине $B_3 = 0,58$ м; 3 — область сопротивления в районе «горба» на режиме разгона.

По данным расчета строятся кривые изменения сопротивления корпуса и величины удельной динамической нагрузки в зависимости от скорости движения для принятых расстояний между продольными ребрами (рис. 85).

Чистое глиссирование на более узком днище, ограниченном продольными реданами, без замывания вышележащих участков может происходить при удельных нагрузках, не превышающих значение $C_B \approx 0,1$. Соответствующие кривые сопротивления для каждой ширины глиссирования ограничены скоростями, при которых C_B достигает значения 0,1. Следует иметь в виду, что переход с одной ширины глиссирования на другую происходит без резкого скачка и сопровождается дополнительным брызгообразованием и замыванием вышележащих поверхностей, что, в свою очередь, влияет на вид кривой сопротивления, сглаживая скачки и несколько увеличивая высоту «горбов».

Как видно из полученной результирующей кривой, сопротивление при переходе со второго редана на расчетную ширину глиссирования имеет значительную величину. Для снижения этого последнего «горба» целесообразно произвести перестановку продольных ребер, уменьшив расстояние между вторыми

реданами до 0,55—0,58 м, или установить дополнительное ребро в этом месте.

Характер кривой сопротивления на скоростях разгона (менее 20 км/ч) можно приближенно определить, исходя из следующего:

выход на глиссирование обычно происходит при $Fr_D = 1,5 — 2,0$, т. е. скорость, соответствующая максимуму сопротивления

в этом режиме, равна $V = Fr_D \cdot \sqrt[3]{g \cdot \overline{D}}$ (для нашего случая

$V = (1,5 — 2,0) \sqrt[3]{9,81 \sqrt[3]{0,18}} = 3,53 — 4,7$ м/с = 12,7 — 16,9 км/ч; гидродинамическое качество на режиме выхода на глиссирование для корпусов с подобным удлинением $l = \frac{L}{3\sqrt[3]{D}}$ составляет

около 3 — 3,5 и $R_{max} = 51 — 60$ кг.

Уточнить кривую сопротивления можно, проведя буксировочные испытания масштабной модели лодки.

Полное сопротивление лодки (рис. 86), состоящее из сопротивления корпуса, сопротивления выступающих частей и аэродинамического сопротивления, определяется в табл. 9.

Таблица 9

$$\frac{R_{в.ч}}{q} = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad \Omega_{\text{аэр}} = 0,4 \text{ м}^2; \quad C_{x \text{ аэр}} = 1,0$$

$V, \text{ км/ч}$	10	20	30	40	50	60	70	80
$V, \text{ м/с}$	2,8	5,6	8,4	11,1	13,9	16,7	19,4	22,2
$q_{\text{воды}} = \frac{\rho_{\text{воды}} \cdot V^2}{2}, \text{ кгс/м}^2$	400	1600	3600	6300	9900	14 350	19 200	25 100
$q_{\text{возд}} = \frac{\rho_{\text{возд}} \cdot V^2}{2}, \text{ кгс/м}^2$	0,5	2,0	4,5	7,9	12,4	17,8	23,9	31,4
$R_{в.ч} = \left[\frac{R_{в.ч}}{q} \right] \cdot q_{\text{воды}}, \text{ кгс}$	0,6	2,4	5,4	9,5	14,8	21,4	29,1	37,7
$R_{\text{аэр}} = C_x \cdot \Omega \cdot q_{\text{возд}}, \text{ кгс}$	0,2	0,8	1,8	3,1	5,0	7,1	9,5	12,5
$R_{\text{кр}}$ (по рис. 85)	45	45	36	35	35,5	39	38	42
$R = R_{в.ч} + R_{\text{аэр}} + R_{\text{кр}}, \text{ кгс}$	45,8	48,2	43,2	47,6	55,3	67,5	76,6	92,2

При конкретном проектировании обводов высоты продольных ребер следует выбирать в соответствии с шириной глиссирования по рис. 24. Кроме того, целесообразно в носовой части расчетной глиссирующей поверхности для снижения ударных нагрузок и уменьшения роста сопротивления на волнении предусмотреть продольные ребра с расстоянием между ними около 200 мм, обрывающиеся на расстоянии до транца 1—1,2 м, т. е. в районе действующей ватерлинии на ходу.

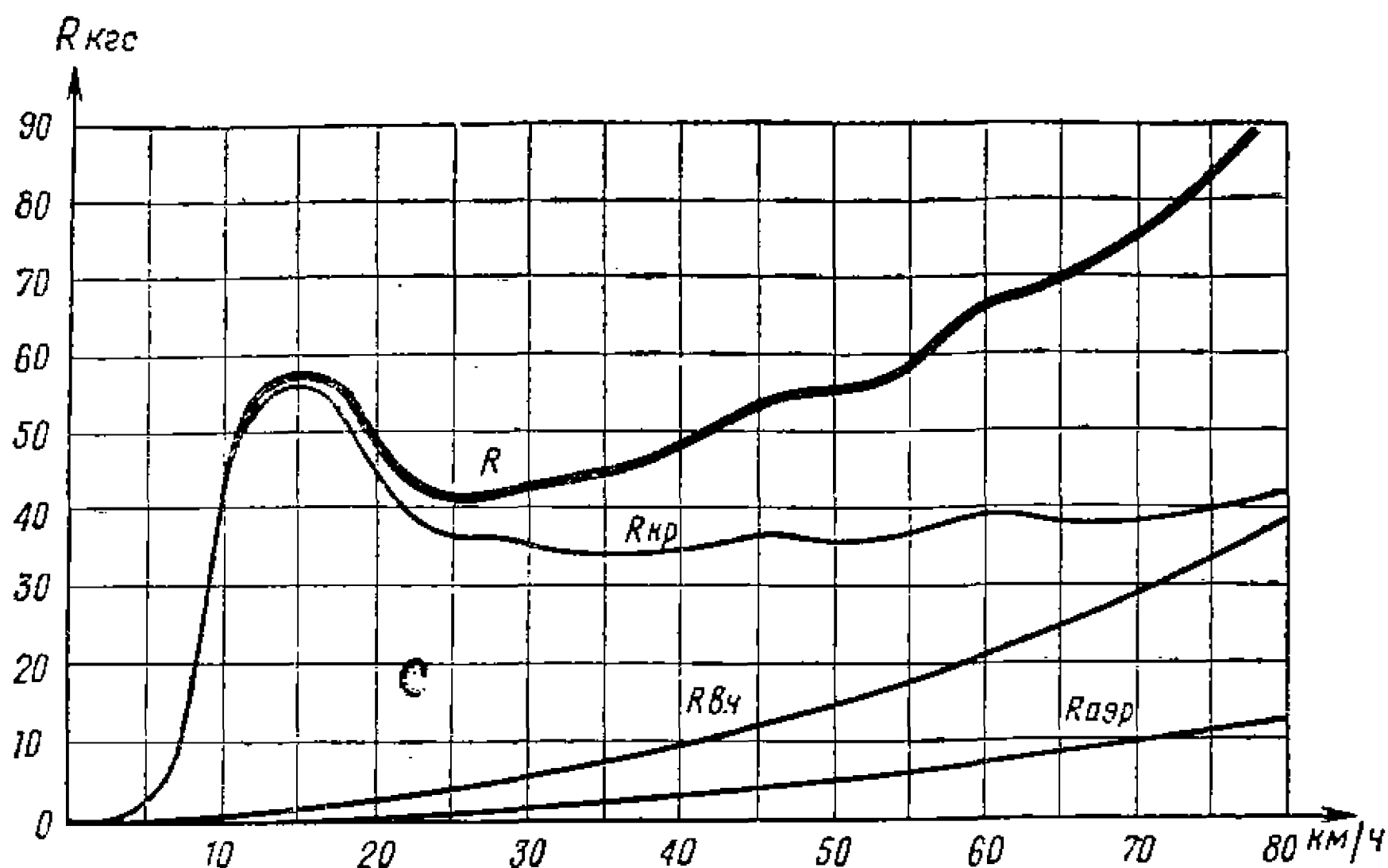


Рис. 86. Полное сопротивление моторной лодки.

Примером лодки с обводами «глубокое V» может служить шведская лодка, чертеж которой приведен в приложении (рис. 121).

Как показывает выполненный расчет сопротивления моторной лодки, на предельных скоростях движения доля сопротивления выступающих частей и аэродинамическое сопротивление очень значительны и в основном являются определяющими для величины максимальной скорости хода. Уменьшение этих составляющих за счет подъема корпуса редуктора мотора из воды и капотирования корпуса может привести к снижению сопротивления выступающих частей и сопротивления воздуха более чем в 1,5 раза и соответственно к увеличению максимальной скорости лодки свыше 73 км/ч.

Некоторого снижения сопротивления корпуса можно добиться за счет уменьшения угла килеватости основной глессирующей пластины днища. Однако при этом может потребоваться более тщательная отработка поперечной профилировки днища с целью предотвращения нежелательного замыкания вышерасположенных участков днища и обеспечения достаточной остойчивости лодки на режиме максимального хода.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАТАМАРАНА

Одной из наиболее популярных в настоящее время схем спортивного судна является катамаран с аэродинамической разгрузкой. Популярность его связана с успехами итальянских

гонщиков фирмы, которую возглавляет известный спортсмен Молилари. Он впервые построил необычные суда, показавшие неоспоримые достоинства по сравнению с судами, имеющими корпус традиционных обводов. Дальнейший успех и популярность катамаранов во многом были обеспечены достижениями советских спортсменов, неоднократно завоевывавших победы на катамаранах в самых ответственных соревнованиях.

Как уже отмечалось, основной причиной снижения гидродинамической эффективности глиссирующего безреданного судна с ростом скорости движения является требование по обеспечению продольной устойчивости и остойчивости на ходу. С увеличением расчетной скорости площадь глиссирования должна уменьшаться для сохранения оптимальных значений динамической удельной нагрузки. Однако требование по обеспечению продольной устойчивости, которое может быть установлено как ограничение предельного кормового положения ЦД или, что почти равнозначно, ЦТ, не позволяет уменьшить длину глиссирующей площадки. Это приводит к еще более быстрому сокращению расчетной ширины глиссирования при одновременном увеличении относительной длины глиссирующей площадки. Зауживание расчетной ширины днища, с одной стороны, увеличивает удлинение скользящей поверхности, уменьшая ее гидродинамическое качество, с другой стороны, для корпуса традиционных обводов — однокорпусного безреданного судна — существенно падает остойчивость судна. Недостаточная остойчивость приводит к чрезмерной валкости при ходе даже на тихой воде, которая сопровождается замыванием дополнительных площадей днища и бортов, что, естественно, сопровождается увеличением сопротивления, неустойчивостью на курсе, а иногда может привести к опрокидыванию.

Решить вопрос обеспечения остойчивости можно, разделив одну центральную скользящую поверхность на две, разнеся их по ширине. Это, однако, не решает вопроса об обеспечении продольной устойчивости. Кроме того, поскольку при половинной нагрузке, приходящейся на каждую глиссирующую поверхность катамарана, оптимальная ширина каждого поплавка уменьшится (приблизительно на 40 % по сравнению с расчетной шириной однокорпусного судна), это приведет к удлинению глиссирующей поверхности. Сопротивление чисто глиссирующего катамарана будет больше, чем однокорпусного судна.

Повысить гидродинамическое качество катамарана можно, только уменьшая длину глиссирующих участков и обеспечивая меньшее удлинение смоченных площадей. Этого добиваются различными путями.

Можно на каждой лодке катамарана сделать поперечный редан (именно так был спроектирован большой катамаран — пассажирский глиссер конструкции В. А. Гартвига, 1939 г.).

Эта схема позволяет, разбив поверхность глиссирования на четыре участка, обеспечить их оптимальные удлинения и высокое гидродинамическое качество. Однако, как уже отмечалось, проектирование реданных корпусов требует тщательной экспериментальной доводки с целью учета взаимного влияния глиссирующих участков.

Достаточно оригинальный способ применен на катамаранах, между корпусами которых установлено подводное крыло или крылья. Расположенное впереди ЦТ подводное крыло позволяет существенно сместить в корму ЦД на глиссирующих участках лодок катамарана и тем самым повысить их гидродинамическое качество. В то же время на высоких скоростях (более 100 км/ч) использование подводных крыльев связано с серьезными трудностями.

Конструктивно почти каждый катамаран должен иметь мост, соединяющий корпуса, который, имея достаточную площадь, в той или иной степени подвержен действию аэродинамических сил. Идея Молиари и состояла в том, чтобы использовать аэродинамические силы и, в частности, подъемную силу, возникающую на корпусе-крыле, для обеспечения оптимальных условий скольжения участков днища лодок катамарана. При этом конструктор добивался обеспечения не только устойчивости глиссирования, но и общей аэрогидродинамической устойчивости судна. Катамаран имел две узкие длинные лодки, с днищем умеренной килеватости, с шириной, обеспечивающей оптимальное гидродинамическое качество на расчетном режиме движения. ЦД гидродинамических сил, возникающих при движении на расчетной скорости, находился в непосредственной близости от транца ($m\Delta = 0,8-1$, т. е. около одной ширины глиссирующей поверхности поплавка). Разнос поплавков по ширине был достаточно умеренным, чтобы не вызвать излишней остойчивости судна, которая может существенно мешать движению на волне и при циркуляции. Соединительный мост выполнен в виде воздушного крыла очень малого относительного размаха, а следовательно, имеющего низкое аэродинамическое качество. Непосредственная близость крыла к поверхности воды при движении хотя и обеспечивает некоторое улучшение его аэродинамических характеристик, однако качество моста не превосходит 3,5—4. Центр приложения аэродинамической подъемной силы находится впереди ЦТ судна, что и позволяет соответственно сместить ЦД на глиссирующих поплавках в корму и этим обеспечить оптимальные углы атаки и удлинение поверхности скольжения при сохранении продольной устойчивости судна.

Соревнования на катамаранах подобной конструкции показали, что данная схема обеспечивает устойчивое и достаточно комфортабельное движение судна на волнении гоночных трасс, а гидродинамическое качество катамаранов на высоких

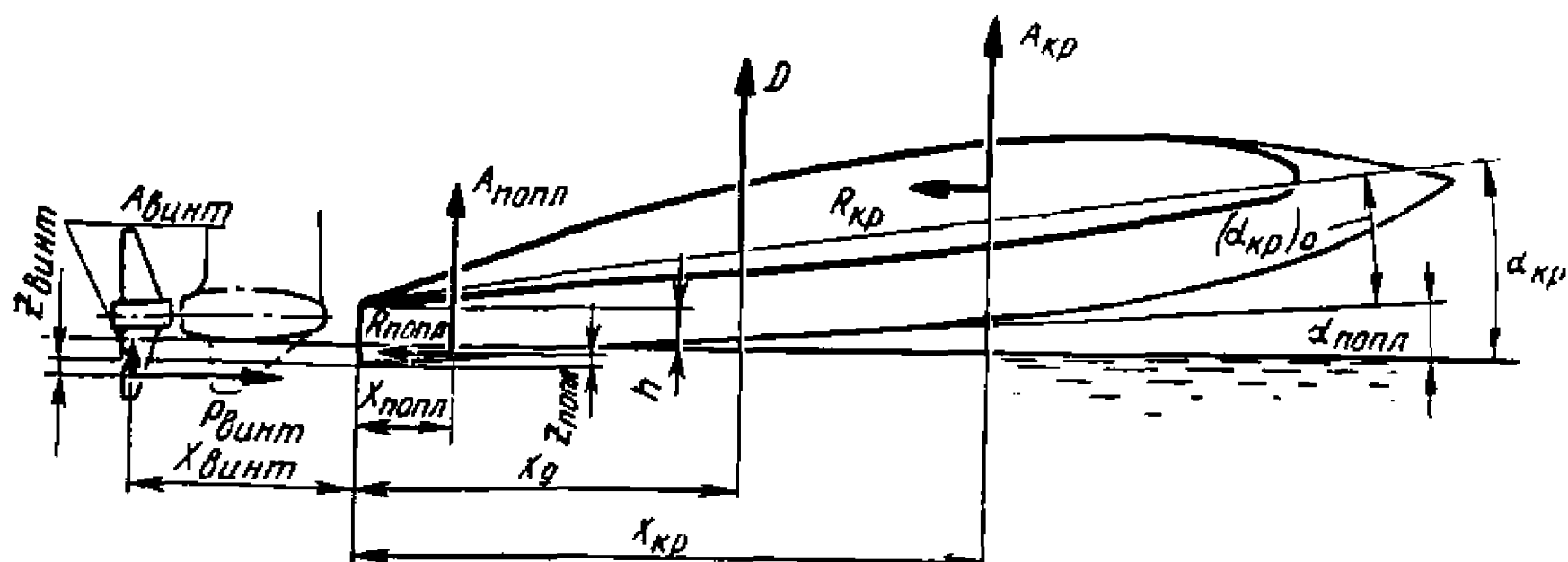


Рис. 87. Схема сил, действующих на катамаран при движении.

скоростях движения может быть выше, чем у обычных глиссирующих судов.

Анализируя последнее положение, следует отметить, что удовлетворительные скоростные качества катамаранов Моли-нари получены в основном благодаря повышению гидродинамического качества поплавков, несущих около 60 % массы судна с качеством около 8. Аэродинамические элементы корпуса существенно ухудшают показатели по сопротивлению, снижая общее значение гидродинамического качества приблизительно до 5,3, что только на 15—20 % выше, чем у обычных глиссирующих корпусов, и существенно ниже, чем, например, у катамарана Гартвига, у которого K превышало 7. Тем не менее суда с такими и подобными обводами завоевали себе мировое признание, и многие спортсмены отдают предпочтение этому типу обводов, модернизируя их с целью дальнейшего улучшения их ходовых качеств.

Наибольшее распространение катамараны получили у нас в стране в классах мотолодок SB и SC .

Для расчета сопротивления движению катамарана и для выбора основных геометрических элементов корпуса можно рекомендовать следующий метод расчета.

Схема сил, действующих на элементы корпуса катамарана и возникающих на движительном комплексе, показана на рис. 87. Расчетная скорость движения катамарана для первого приближения может быть определена по схеме, приведенной в предыдущем разделе.

Используя рекомендации по влиянию относительной аэродинамической разгрузки для катамаранов, приведенные в разделе «Аэродинамическая разгрузка», определим величины подъемной силы $A_{\text{кр}}$ и сил на поплавках $A_{\text{попл}}$. Исходя из оптимальных условий глиссирования для заданной килеватости поплавков, определим расчетную ширину днища поплавка:

$$B = \sqrt{\frac{A_{\text{попл}} : 2}{\frac{\rho V^2}{2} \cdot C_{B_{\text{попл}}}}}$$

и положение по длине гидродинамической силы поддержания:

$$x_{\text{попл}} = B \cdot m_{\Delta_{\text{опт}}},$$

а также сопротивление поплавков: $R_{\text{попл}} = \frac{A_{\text{попл}}}{K_{\text{попл}}}$.

Составляя уравнение сил и моментов, действующих на катмаран,

$$\begin{cases} A_{\text{кр}} + A_{\text{попл}} + A_{\text{винт}} = D; \\ R_{\text{кр}} + R_{\text{попл}} = P_{\text{винт}}; \\ A_{\text{кр}} \cdot x_{\text{кр}} + R_{\text{кр}} (h + x_{\text{кр}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{кр}}) + A_{\text{попл}} \cdot x_{\text{попл}} + R_{\text{попл}} \times \\ \times z_{\text{попл}} + P_{\text{винт}} \cdot z_{\text{винт}} - A_{\text{винт}} \cdot x_{\text{винт}} = D \cdot x_g; \end{cases}$$

и решая систему относительно $x_{\text{кр}}$ (приняв ряд реальных допущений), с достаточной степенью точности получим формулу: $x_{\text{кр}} = \frac{Dx_g - A_{\text{попл}} \cdot x_{\text{попл}}}{A_{\text{кр}}}$.

При выборе геометрических размеров крыла следует варьировать расстояние между поплавками и хорду крыла. Расчет выполняется в табл. 10.

Таблица 10

$$V_p = \dots; \quad h = \dots; \quad A_{\text{кр}} = \dots$$

$(B_{\text{кр}})_1 = \dots$	$L_{\text{кр}}$ (задается 3—4 значения): $\lambda' = \frac{B_{\text{кр}}}{L}$ $\bar{h} = \frac{h}{L_{\text{кр}}}$ $\left. \begin{aligned} C_y &= f(\lambda'; \bar{h}) \\ K &= f(\lambda'; \bar{h}) \end{aligned} \right\} \text{(по диаграммам аэродинамических характеристик крыла, см. рис. 58, 66, 67)}$ $A_{\text{кр}} = C_y \frac{L_{\text{кр}} \cdot B_{\text{кр}} \cdot \rho V^2}{2}$
$(B_{\text{кр}})_2 = \dots$
$(B_{\text{кр}})_3 = \dots$

По результатам расчета строят графики зависимости $A_{\text{кр}}$ и K в функции от $L_{\text{кр}}$ для рассмотренных значений $B_{\text{кр}}$. В точках пересечения кривых подъемной силы крыла с выбранной ранее величиной аэродинамической разгрузки $A_{\text{кр}}$ получим расчетные значения $L_{\text{кр}}$ и K . В общем случае аэро-

динамическое качество будет увеличиваться с увеличением ширины моста катамарана и этот размер должен выбираться спортсменом, исходя из конструктивных соображений и опыта эксплуатации лучших образцов прототипов.

По длине крыло-мост должно устанавливаться так, чтобы его ЦД совпадал с расчетным ЦД. При этом кормовая кромка крыла может и не совпадать с транцами лодок.

Для большинства эксплуатирующихся катамаранов кормовая кромка моста совпадает с транцами лодок. При этом условии размерения моста определяются проще. Исходя из того, что ЦД крыла находится в корму от носика на расстоянии около 33 % от длины его хорды, длина крыла определяется как $L_{кр} = 1,33 \cdot x_{кр}$, что позволяет ограничить расчет только вариацией размаха крыла.

Следует отметить, что приведенная схема расчета основных размерений катамарана является достаточно упрощенной. Она обеспечивает только статическую продольную устойчивость на ходу и не учитывает требования динамической устойчивости движения, расчет которой достаточно сложен и выходит за рамки настоящей книги. К тому же существующие методы расчета устойчивости движения не могут быть прямо использованы для расчетов спортивных судов, имеющих существенные конструктивные ограничения, связанные с требованиями Правил.

После выбора основных геометрических элементов корпуса катамарана можно рассчитать его сопротивление в зависимости от скорости движения.

Для 3—4 значений углов атаки крыла для ряда скоростей определяется аэродинамическая подъемная сила. Зная величину аэродинамической разгрузки для каждой скорости и угла атаки, можно определить величину гидродинамической силы на поплавках:

$$A_{\text{попл}} = D - A_{\text{кр}}.$$

Определив угол атаки глиссирующих поверхностей поплавков, соответствующий заданным углам атаки крыла

$$\alpha_{\text{попл}} = \alpha_{\text{кр}} - (\alpha_{\text{кр}})_0$$

по величине удельной динамической нагрузки на поплавках

$$C_B = \frac{A_{\text{попл}}}{2 \cdot \frac{\rho V^2}{2} b_{\text{попл}}^2},$$

определяются значения $m\Delta$ и $K_{\text{попл}}$. При этом положение ЦД гидродинамических сил будет равно $x_{\text{попл}} = m\Delta \cdot b_{\text{попл}}$, а расстояние до суммарного ЦД сил поддержания на корпусе катамарана—

$$x_{\text{ЦД}} = \frac{A_{\text{кр}} \cdot x_{\text{кр}} + A_{\text{попл}} \cdot x_{\text{попл}}}{A_{\text{кр}} + A_{\text{попл}}}$$

(приводимая формула для определения расстояния от транца до центра приложения равнодействующей сил поддержания дает приближенные результаты).

Построив графики зависимости $x_{цд}$, $K_{кр}$ и $K_{попл}$ от заданных углов атаки крыла, в точке кривой $x_{цд} = f(\alpha_{кр}) = x_{цт}$ получим устойчивое состояние катамарана и соответствующие этому значения $\alpha_{кр}$, $K_{кр}$ и $K_{попл}$.

Величины гидро- и аэродинамического качества определяют значения сил сопротивления на поплавках и на крыле катамарана:

$$R_{кр} = \frac{A_{кр}}{K_{кр}};$$
$$R_{попл} = \frac{A_{попл}}{K_{попл}}.$$

Полное сопротивление судна будет равно суммарному сопротивлению корпуса, выступающих частей и дополнительного аэродинамического сопротивления частей, не участвующих в создании подъемной силы.

Следует иметь в виду, что данная схема расчета может использоваться в диапазоне скоростей, при которых кормовая кромка крыла не замывается водой. На меньших скоростях крыло коснется воды и на его кормовой кромке возникнут гидродинамические силы глиссирования. Расчет на этих режимах движения может быть выполнен с учетом глиссирования крыла, как для глиссирующего реданного судна. Однако схема расчета при этом значительно усложняется, а объем расчета увеличивается.

Расчет по описанной схеме существенно осложнен отсутствием систематических материалов по аэродинамическим характеристикам крыльев различной профилировки и геометрических размерений, движущихся вблизи экрана. Использование же приведенных в книге данных позволяет выполнять расчеты только приближенно. Поэтому вполне оправданы те допущения, которые сделаны в расчете.

Рассмотрим пример расчета мотолодки-катамарана класса *SB*.

Исходные данные:

подвесной мотор «Нептун-23» мощностью 23 л. с.;

масса корпуса с оборудованием 60 кг;

запас топлива 10 л;

лодка рассчитывается для спортивных состязаний.

Водоизмещение катамарана составит 190 кгс; величина аэродинамической разгрузки принимается 30 %, что соответствует $A_{кр} = 57$ кгс и $A_{попл} = 133$ кгс.

Для повышения скоростных качеств на катамаране устанавливается частично погруженный винт. На расчетном режиме погружение гребного винта принимаем около 0,35 диаметра,

т. е. такое, при котором редуктор угловой передачи мотора полностью выходит из воды, и сопротивление подводной части состоит только из сопротивления плавника — «шпоры».

По рис. 77 сопротивление подводной части мотора при этом составит $R_{в.ч} = 5,5 \cdot 10^{-4} \cdot q$, кгс, а КПД винта составит на расчетном режиме около 0,6.

Установка на катамаране частично погруженного гребного винта имеет интересную особенность: при разгоне или при прохождении волны погружение гребного винта существенно увеличивается, повышая пропульсивные качества гребного винта на этом режиме благодаря повышению КПД и упора. На малых скоростях движения при разгоне (которым соответствует небольшое значение q) рост сопротивления выступающих частей при увеличении погружения сравнительно невелик и обычно не может превысить полученный выигрыш в тяге. На волнении же при движении с максимальными скоростями замывание дополнительных частей редуктора приводит к значительно большему увеличению сопротивления выступающих частей, которое существенно влияет на величину результирующего упора мотора и заметно снижает скорость катамарана. Для уменьшения влияния замывания на скоростные качества катамарана на корпусе или на моторе устанавливают дополнительные обтекатели или конструкции, которые либо уменьшают сопротивление входящих в воду элементов подводной части, либо ограничивают замывание расположенных выше частей угловой передачи при прохождении волны (из-за установки на корпусе местной глассирующей лыжи).

Принимая в первом приближении аэродинамическое качество крыла-моста катамарана равным 5, а гидродинамическое качество поплавков равным 7, в табл. 11 выполнен расчет достижимой скорости хода.

Таблица 11

V , км/ч (задается)	60	70	80	90	100
V , м/с	16,7	19,5	22,2	25,0	27,8
q , кгс/м ²	14 200	19 400	25 100	31 900	39 400
$R_{в.ч}$, кгс	7,8	10,7	13,8	17,5	21,6
$R_{кр}$, кгс	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4
$R_{полл}$, кгс	19,0	19,0	19,0	19,0	19,0
ΣR , кгс	38,2	41,1	44,2	47,9	52,0
$P_{гр. в}$, кгс	59,0	50,7	44,5	39,6	35,6

Кривые сопротивления и тяги гребного винта (рис. 88) пересекаются на скорости около 80 км/ч. В качестве расчетной скорости при выборе геометрических элементов корпуса принимаем $V_{расч} = 75 \text{ км/ч} = 20,8 \text{ м/с}$.

Обычно глиссирующие поверхности поплавков выполняются с малой килеватостью $0-10^\circ$, при этом оптимальное значение C_B (по рис. 11) составляет $0,03-0,04$ при $m\Delta = 0,8-1,0$.

Оптимальная ширина поплавок равна:

$$B_{\text{попл}} = \sqrt{\frac{\frac{133}{2}}{\frac{102 \cdot 20,8^2}{2} \cdot 0,04}} = 0,274 \text{ м.}$$

ЦД гидродинамической силы приложен на расстоянии от транцев поплавков $x_{\text{попл}} = 0,274 \cdot 1 = 0,274 \text{ м.}$

При выбранных значениях C_B и $m\Delta$ гидродинамическое качество поплавков составит $K_{\text{попл}} \approx 8$ при угле атаки пластин $\alpha_{\text{попл}} \approx 4^\circ$; $R_{\text{попл}} = \frac{133}{8} = 16,6 \text{ кгс.}$

Для обеспечения продольной устойчивости движения ЦТ ка-тамарана должен находиться на $30-35\%$ от кормовой кромки крыла при совмещении ее с транцами поплавков. Для определенности принимаем $x_g = 1 \text{ м.}$

$$x_{\text{кр}} = \frac{190 \cdot 1 - 133 \cdot 0,274}{57} = 2,69 \text{ м;}$$

$$L_{\text{кр}} = 2,69 \cdot 1,33 \approx 3,58 \text{ м.}$$

При проведении соревнований на закрытых трассах высота волны обычно составляет около $0,3 \text{ м.}$ Чтобы не допустить замывания моста при движении на таком волнении, высота подъема кормовой кромки крыла от днища поплавков h должна быть $100-120 \text{ мм.}$

$$\bar{h} = \frac{0,12}{3,58} = 0,0333.$$

Ширина (размах) крыла-моста определяется в табл. 12. При этом следует учесть снижение эффективности крыла из-за выре-

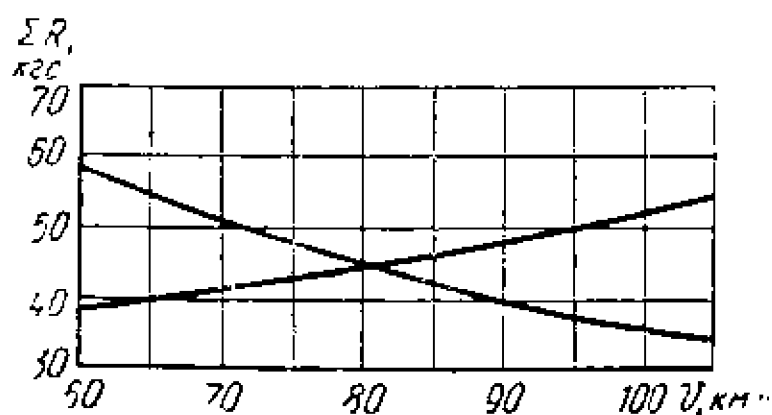


Рис. 88. Кривые расчетного сопротивления и тяги гребного винта для определения достижимой скорости.

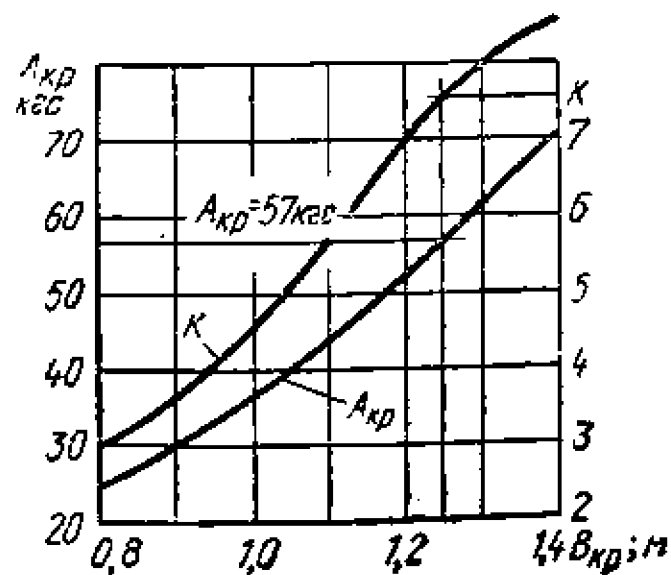


Рис. 89. Зависимость подъемной силы и аэродинамического качества от ширины моста.

за кокпита. Если считать, что ширина выреза составляет 0,5 м, то коэффициент подъемной силы следует уменьшить в соответствии с формулой:

$$C'_y = (C_{y\text{опт}}) \cdot \left[1 - \frac{b_{\text{кокл}}}{2 (B_{\text{кр}} + 2b_{\text{попл}})} \right].$$

Таблица 12

$$V = 20.8 \text{ м/с}; q_{\text{возд}} = \frac{0.125 \cdot 20.8^2}{2} = 27.1 \text{ кгс/см}^2$$

$B_{\text{кр}}, \text{ м (задается)}$	0.8	1.0	1.2	1.4
$\lambda' = \frac{B_{\text{кр}}}{L_{\text{кр}}}$	0,225	0,28	0,34	0,395
$\frac{[\lambda'_{\text{эф}}]}{\lambda'}$ (по рис. 61 для учета влияния шайб-поплавков)	1,3	1,5	1,8	2,0
$[\lambda_{\text{эф}}] = \lambda' \cdot \frac{[\lambda'_{\text{эф}}]}{\lambda'}$	0,29	0,42	0,61	0,79
$C_{y\text{опт}} = f(\lambda_{\text{эф}}; \bar{h})$ (см. рис. 66)	0,4	0,45	0,53	0,60
$K = f(\lambda_{\text{эф}}; \bar{h})$ (см. рис. 58)	3,0	4,5	7,0	8,7
$C'_y = C_{y\text{опт}} \left[1 - \frac{0,5}{2 (B_{\text{кр}} + 2 \cdot 0,274)} \right]$	0,32	0,33	0,45	0,52
$S_{\text{кр}} = B_{\text{кр}} \cdot L_{\text{кр}}; \text{ м}^2$	2,84	3,54	4,25	4,96
$A_{\text{кр}} = q_{\text{возд}} \cdot C'_y \cdot S_{\text{кр}}; \text{ кгс}$	24,6	36,4	52,0	70,5

Построив кривую зависимости подъемной силы крыла-моста $A_{\text{кр}}$ от ширины $B_{\text{кр}}$, определим, что заданная величина разгрузки $A_{\text{кр}} = 57 \text{ кгс}$ может быть получена при $B_{\text{кр}} = 1,24 \text{ м}$ (рис. 89). Аэродинамическое качество при этом составит $K_{\text{кр}} \approx 7,5$. Угол атаки (см. рис. 66) составит около 8° , $S_{\text{кр}} = 4,45 \text{ м}^2$. Угол установки крыла относительно днища поплавков $(\alpha_{\text{кр}})_0 = \alpha_{\text{кр}} - \alpha_{\text{попл}} = 8^\circ - 4^\circ = 4^\circ$.

Сопротивление крыла равно $R_{\text{кр}} = \frac{57}{7,5} = 7,6 \text{ кгс}$.

Следующим этапом расчета является определение сопротивления катамарана в зависимости от скорости движения. Расчет сопротивления (табл. 13) выполнен в диапазоне скоростей 50—80 км/ч, исходя из условия, что на этих скоростях мост не касается воды. Для исследования влияния угла дифферента (угла атаки крыла) на сопротивление расчет произведен для ряда углов атаки крыла. Кроме того, в расчете определено положение ЦД сил поддержания (аэро- и гидродинамических) на корпусе катамарана.

$$S_{кр} = 4,45 \text{ м}^2; \quad x_{кр} = 2,69 \text{ м}; \quad b_{попл} = 0,274 \text{ м};$$

$V', \text{ км/ч } (V, \text{ м/с})$	50 (13,9)		
$\alpha_{кр}^\circ$	7	8	9
C_y (по рис. 69)	0,50	0,55	0,60
$C'_y = C_y \left[1 - \frac{0,5}{2 (B_{кр} + 2 \cdot 0,274)} \right]$	0,425	0,467	0,510
$A_{кр} = C'_y \cdot \frac{\rho_{возд} \cdot V^2}{2} \cdot S_{кр}, \text{ кгс}$	22,8	25,1	27,4
$A_{попл} = D - A_{кр}, \text{ кгс}$	167,2	164,9	162,6
$C_B = \frac{A_{попл} : 2}{b_{попл}^2 \cdot \frac{\rho_{воды} \cdot V^2}{2}}$	0,113	0,112	0,110
$\alpha_{попл}^\circ = \alpha_{кр} - 4^\circ$	3	4	5
$\left. \begin{array}{l} m\Delta \\ K_{попл} \end{array} \right\} / (\alpha_{попл}; C_B)$ (по рис. 11 и 12, а)	8,0	4,2	2,9
$x_{попл} = b_{попл} \cdot m\Delta, \text{ м}$	4,1	5,4	6,2
$x_{цд} = \frac{A_{кр} \cdot x_{кр} + A_{попл} \cdot x_{попл}}{D}, \text{ м}$	2,2	1,15	0,80
	2,25	1,36	1,02
$R_{кр} = \frac{A_{кр}}{K_{кр}} \approx A_{кр} : 7,5 \text{ кгс}$	3,1	3,4	3,6
$R_{попл} = \frac{A_{попл}}{K_{попл}}, \text{ кгс}$	41,0	30,7	26,2
$R = R_{кр} + R_{попл}, \text{ кгс}$	44,1	34,1	29,8

По результатам расчета для заданных углов атаки крыла на рис. 90 построены соответствующие кривые сопротивления и изменения положения ЦД в зависимости от скорости хода. Для скоростей менее 50 км/ч величину сопротивления можно определить только приближенно (из-за отсутствия систематических испытаний корпусов катамаранов), ориентируясь на рекомендации предыдущих разделов.

Из рассмотрения полученных зависимостей можно сделать некоторые выводы:

кривая сопротивления катамарана имеет достаточно заметный «горб» на промежуточных скоростях (50—60 км/ч);

на расчетных скоростях движения минимальное сопротивление может быть получено при углах атаки крыла 8° , что соответствует при выбранной компоновочной схеме катамарана углу атаки на глиссирующих поплавах 4° ;

Таблица 13

$$\beta_{\text{попл}} = 12^\circ; \quad D = 190 \text{ кгс}$$

60 (16,7)			70 (19,5)			80 (22,3)		
7	8	9	7	8	9	7	8	9
0,50	0,55	0,60	0,50	0,55	0,60	0,50	0,55	0,60
0,425	0,467	0,510	0,425	0,467	0,510	0,425	0,467	0,510
33,1	36,3	39,7	44,8	49,2	53,7	58,5	64,3	70,3
156,9	153,7	150,3	145,2	140,8	136,3	131,5	125,7	119,7
0,074	0,072	0,071	0,050	0,049	0,047	0,035	0,033	0,031
3	4	5	3	4	5	3	4	5
4,2	2,4	1,5	2,4	1,4	0,85	1,5	0,8	0,5
4,0	5,3	6,6	4,9	6,0	7,5	6,1	6,5	5,5
1,15	0,66	0,41	0,66	0,38	0,23	0,41	0,22	0,14
1,42	1,05	0,88	1,14	0,98	0,92	1,11	1,06	1,08
4,4	4,8	5,3	6,0	6,6	7,2	7,8	8,6	9,4
39,3	29,0	22,8	29,6	23,5	18,2	21,5	19,3	21,7
43,7	33,8	28,1	35,6	30,1	25,4	29,3	27,9	31,1

ЦД сил поддержания, возникающих на элементах корпуса катамарана, существенно смещается вдоль судна при постоянных углах атаки в зависимости от скорости движения. При чем с ростом скорости ЦД достаточно быстро перемещается в нос;

при соблюдении условия обеспечения продольной устойчивости, при которой ЦД должен располагаться в ЦТ судна ($x_{\text{цт}} = x_{\text{цд}}$), угол дифферента катамарана сначала несколько уменьшается (до скоростей 60—70 км/ч), затем достаточно быстро возрастает, что приводит к росту сопротивления и потере продольной устойчивости;

для поддержания устойчивого движения с оптимальным углом дифферента необходимо по мере увеличения скорости смещать ЦТ катамарана в нос;

фиксированное смещение ЦТ в нос приводит к росту сопротивления на промежуточных скоростях.

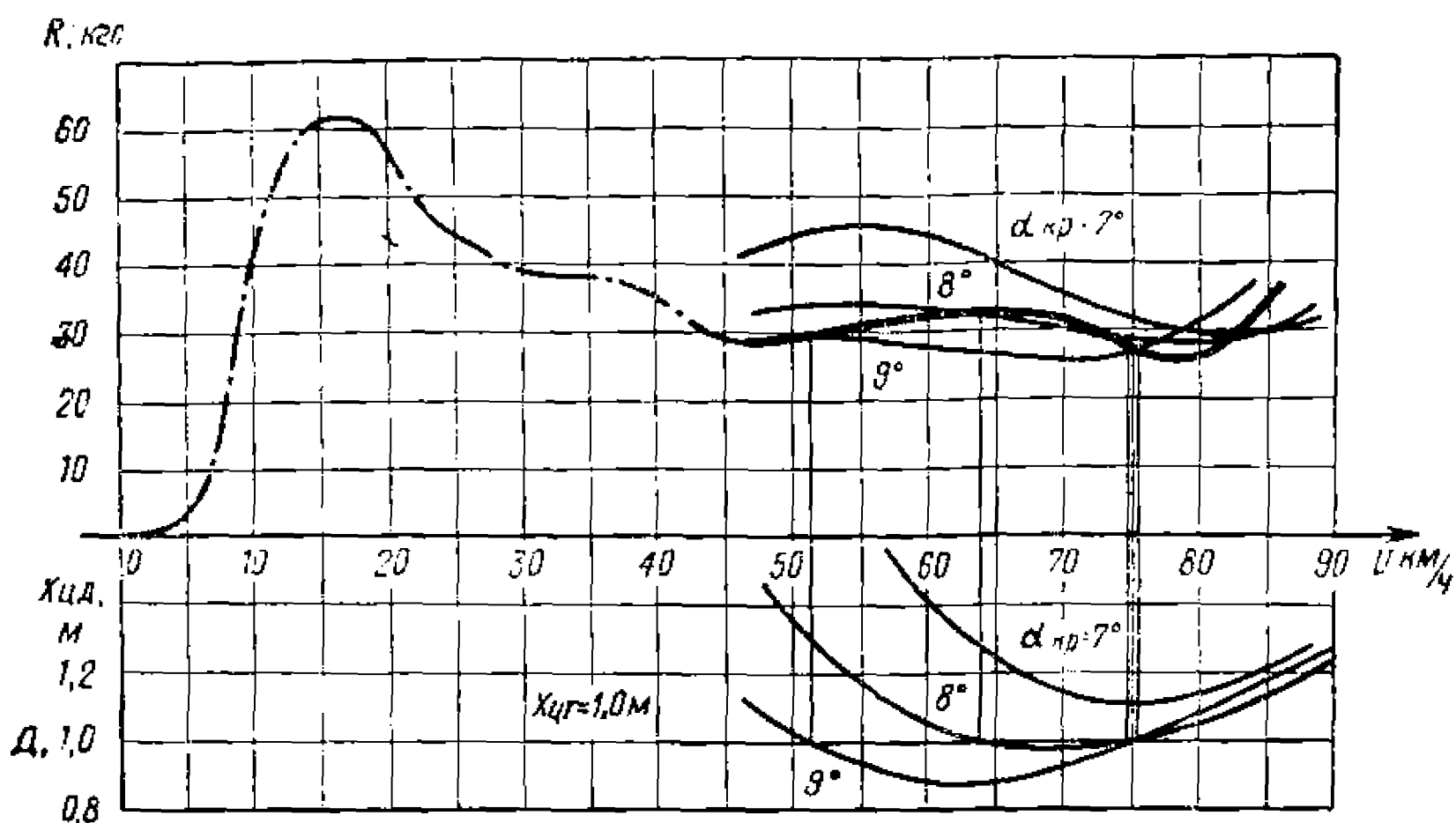


Рис. 90. Построение кривой сопротивления корпуса катамарана.

Подобно выполненному расчету полезно произвести расчет аэрогидродинамических сил при движении катамарана по ветру и против него. При этом действие ветра должно быть учтено соответствующим изменением скорости воздушного потока, набегающего на крыло (на величину скорости ветра), при расчете подъемной силы крыла $A_{кр}$.

Необходимо отметить, что в настоящее время конструктор нередко не располагает полными данными, позволяющими произвести расчеты в широком диапазоне изменения параметров, оптимизировать компоновочную схему путем выбора наиболее эффективных профилей и т. п. Поэтому, к сожалению, такие расчеты приходится выполнять приблизительно, вводя существенные допущения и экстраполяции.

На окончательную оптимальную центровку катамарана будут влиять силы, возникающие на гребном винте, что может потребовать смещения ЦТ в ту или иную сторону от расчетного положения. Уточнение этого положения расчетом определить точно достаточно трудно и обычно его проводят на ходовых испытаниях судна.

ГРЕБНЫЕ ВИНТЫ ДЛЯ СПОРТИВНЫХ СУДОВ

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ ДЛЯ СПОРТИВНЫХ СУДОВ

На большинстве спортивных судов в качестве движителей — устройств, преобразующих мощность двигателя в тягу для приведения судна в движение, — применяются гребные винты. В то же время Правила не ограничивают использование и других типов движителей, таких как водометные, воздушные винты (для специальных классов судов) или реактивные двигатели. У нас в стране нет спортивных судов с двигателями этих типов, да и за рубежом они встречаются крайне редко, носят единичный и скорее экспериментальный характер. Поэтому нет смысла подробно останавливаться на вопросах проектирования подобных движительных комплексов.

Гребной винт — это вращающаяся вдоль оси, параллельной диаметральной плоскости (ДП) судна, лопастная система, создающая упор за счет гидродинамических сил, возникающих на лопастях. Лопасти гребного винта образованы участками винтовых поверхностей и в сечении имеют крыльевой профиль (рис. 91).

Рассмотрим элемент лопасти гребного винта, шириной Δr , который расположен на радиусе r (сечение гребного винта цилиндром диаметром $2r$, соосным с гребным винтом).

Угол установки лопасти на заданном радиусе при шаге винтовой поверхности в этом сечении H равен $\arctg \frac{H}{2\pi r}$. Рассмотренный

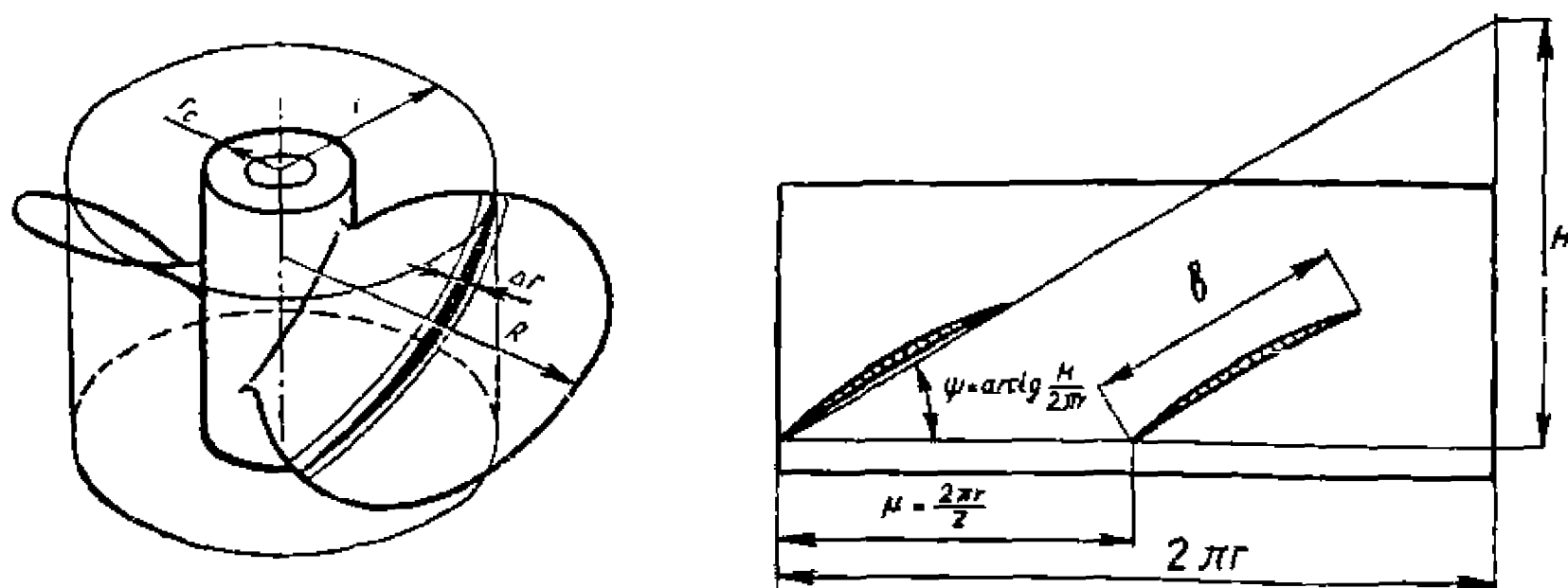


Рис. 91. Основные геометрические элементы гребного винта:

R — радиус лопасти; r_c — радиус ступицы.

элемент лопасти работает в составе профильной решетки, которую образуют соответствующие сечения других лопастей винта, так называемый гидродинамический шаг решетки (расстояние между профилями) составляет $\mu = \frac{2\pi r}{z}$ (z — число лопастей), а величина относительного шага решетки, влияющая на значения безразмерных гидродинамических характеристик, равна $\bar{\mu} = \frac{\mu}{b}$ (b — ширина сечения — хорда профиля). Чем больше шаг гидродинамической решетки, тем ближе к характеристикам изолированного крыла гидродинамические характеристики лопасти винта.

Для оценки влияния геометрических элементов лопасти на динамические характеристики гребного винта следует учитывать и относительное удлинение лопасти винта, которое условно может быть определено как

$$\lambda = \frac{(R - r_c)^2 \cdot z}{A},$$

где R — радиус винта;

r_c — радиус ступицы;

A — суммарная площадь лопастей.

Кроме того, для лопасти, так же как и для крыла, характерными элементами являются толщина профиля, форма профиля и стрелка прогиба средней линии.

При вращении гребного винта с частотой n об/мин, установленного на судне, двигающемся со скоростью V м/с, вода обтекает его лопасти, в результате чего на них, как на крыле, возникают гидродинамические силы. Направление и скорость потока, обтекающего элемент лопасти, определяются как геометрическая сумма поступательной скорости движения винта V и окружной скорости на рассматриваемом радиусе $V_{\text{окр}} = \frac{2\pi r \cdot n}{60}$. Разница между углом набегающего потока и углом установки лопасти составит угол атаки профиля:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{V}{2\pi r \cdot n} - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{V \cdot 60}{2\pi r \cdot n}.$$

Гидродинамическая сила ΔR , возникающая на элементе лопасти винта, обтекаемом потоком воды под углом атаки α , так же как и для крыла, характеризуется величиной составляющих — подъемной силой ΔR_y , перпендикулярной набегающему потоку, и силой сопротивления ΔR_x , направленной вдоль движения. Элементарные подъемная сила и сила сопротивления на элементе лопасти, имеющим хорду b и размах Δr (рис. 92), определяются через безразмерные гидродинамические коэффициенты C_y и C_x :

$$\Delta R_y = C_y \frac{\rho [V^2 + (2\pi r \cdot n)^2]}{2} \cdot b \cdot \Delta r;$$

$$\Delta R_x = C_x \frac{\rho [V^2 + (2\pi r \cdot n)^2]}{2} \cdot b \cdot \Delta r.$$

Для того чтобы перейти к силам, характерным для гребного винта как движителя, представим силы на элементе лопасти в виде двух составляющих, одна из которых ΔP направлена вдоль оси винта, а другая ΔS перпендикулярна ей. Первая обуславливает элементарную составляющую упора, вторая, будучи приложена на расстоянии r от оси винта, элементарный момент сопротивления вращению винта ΔM :

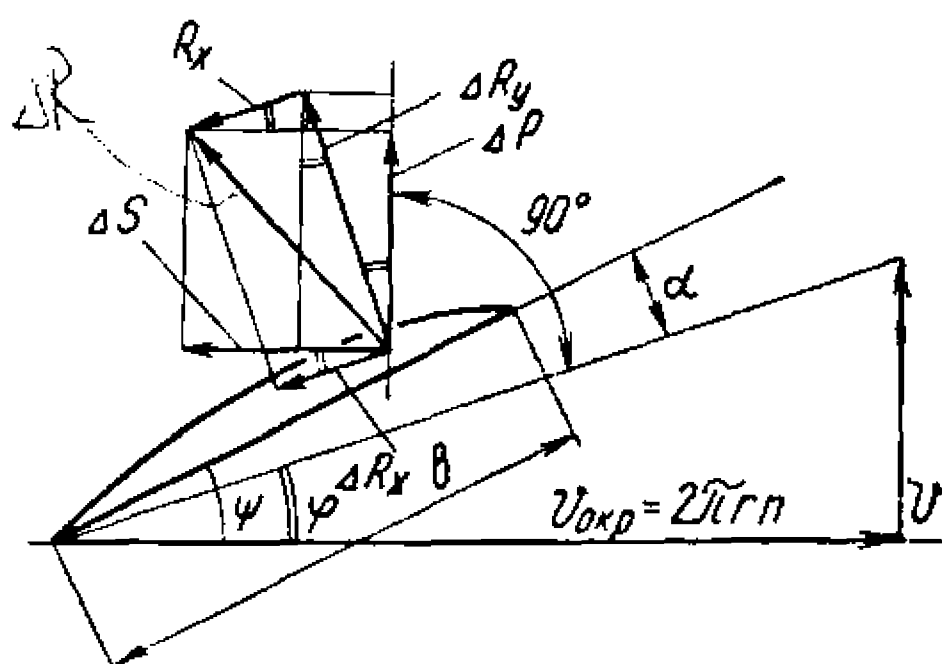


Рис. 92. Гидродинамические силы, возникающие на элементе лопасти размахом Δr .

$$\Delta P = \Delta R_y \cdot \cos \varphi - \Delta R_x \cdot \sin \varphi;$$

$$\Delta S = \Delta R_y \cdot \sin \varphi + \Delta R_x \cdot \cos \varphi;$$

$$\Delta M = \Delta S \cdot r = (\Delta R_y \cdot \sin \varphi + \Delta R_x \cdot \cos \varphi) \cdot r.$$

При суммировании элементарных сил, возникающих на элементах лопасти, выражениям для упора и момента можно придать вид:

$$P = K_1 \cdot \rho n^2 \cdot D^4;$$

$$M = K_2 \cdot \rho n^2 \cdot D^5.$$

Коэффициенты упора K_1 и момента K_2 выражают достаточно сложную зависимость результирующих гидродинамических сил, возникающих на гребном винте, от значений коэффициентов подъемной силы C_y и лобового сопротивления C_x лопастей винта как крыла и угла поступи $\varphi = \arctg \frac{V}{\pi \cdot nD}$. (В теории гребного винта угол поступи φ выражают через величину так называемой относительной поступи гребного винта $\lambda_p = \frac{V}{nD}$, которая обычно и является основным параметром при расчетах динамических характеристик гребного винта).

Величины K_1 , K_2 и λ_p являются относительными, с достаточной для практики точностью не зависят от абсолютных размеров гребных винтов, сохраняющих геометрическое подобие формы. Кривые изменения K_1 и K_2 в функции от величины относительной поступи λ_p называются кривыми действия винта.

Коэффициенты C_y и C_x , влияющие на величины K_1 и K_2 , определяются углами атаки лопасти, изменяющимися при работе гребного винта в зависимости от поступи, а также зависят от относительной толщины и формы профиля лопастей,

формы самой лопасти в плане, определяющей относительное удлинение и стреловидность лопасти-крыла.

Как уже было показано, угол атаки лопасти определяется разностью между шаговым углом и углом поступи винта, которые, в свою очередь, могут быть однозначно выражены через величины шагового отношения $\frac{H}{D}$ и относительной поступи λ_p . Это обстоятельство объясняется тем, что коэффициенты K_1 и K_2 зависят кроме относительной поступи от величины шагового отношения $\frac{H}{D}$.

Одновременно отметим, что косвенно характеризовать величину угла атаки лопасти при работе гребного винта можно величиной, называемой скольжением гребного винта. Абсолютная величина скольжения равна разности между геометрическим шагом H и расстоянием, проходимым гребным винтом при его работе за один оборот — абсолютной поступью $h_p = \frac{V}{n}$. Разность $H - h_p$, отнесенная к геометрическому шагу винта, называется относительным скольжением:

$$S = \frac{H - h_p}{H} = 1 - \frac{h_p}{H} = 1 - \frac{V : n}{H} \cdot \frac{D}{D} = 1 - \frac{\lambda_p}{H : D}.$$

Форма лопастей в плане в первую очередь характеризуется относительной площадью, обычно выражаемой величиной дискового отношения $\theta = \frac{A}{Ad}$ ($Ad = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ — площадь диска, ометаемого лопастями), которая, наряду с числом лопастей, определяет среднюю ширину лопасти. Ширина лопасти, с одной стороны, определяет относительный размах лопастей, а с другой — шаг гидродинамической решетки. Из теории крыла известно, что с увеличением размаха увеличивается гидродинамическое качество крыла, уменьшение же шага решетки увеличивает взаимное влияние между лопастями, что отрицательно сказывается на гидродинамической эффективности лопастной системы. Следует отметить, что в диапазоне дисковых отношений и чисел лопастей гребных винтов, встречаемых на практике, число лопастей в чистом виде мало влияет на эффективность работы гребного винта. В то же время отмечаемое некоторое повышение КПД двухлопастных винтов по сравнению с многолопастными винтами скорее объясняется возможностью уменьшения относительных толщин лопастей, определяемых из требований к прочности. Это улучшает и гидродинамические характеристики гребного винта, особенно в кавитационных условиях.

Уменьшение дискового отношения при постоянном числе лопастей (что приводит к уменьшению ширин лопастей) всегда положительно отражается на гидродинамической эффективности гребного винта, если при этом чрезмерно не вырастает

толщина лопастей, а рост удельных динамических нагрузок не вызывает кавитацию винта.

Так как повышение эффективного размаха лопасти-крыла прямо влияет на величину гидродинамического качества, оптимальной формой крыла в плане является эллиптическая. Лопасти винта обычно и имеют такое распределение ширины вдоль радиуса (рис. 93). Часто лопастям гребного винта придают саблевидную форму (отклонение средней линии лопасти по ходу вращения винта), что аналогично приданию крылу стреловидности. Такая форма лопасти обеспечивает меньшую

вибрацию благодаря более плавному входу в воду, а также несколько улучшает кавитационные характеристики и повышает местную прочность лопастей в районе входящих кромок (рис. 94).

На характеристики гребного винта оказывает влияние относительный размер ступицы. Сама ступица мало влияет на работу лопастной системы винта, однако ее обтекание потоком воды всегда сопровождается некоторым сопротивлением, уменьшающим эффективность гребного винта. Считается, что увеличение диаметра ступицы более $d_c = 0,2D$ нежелательно, так как это ведет к заметному повышению сопротивления и падению КПД.

Так же, как на подводное крыло, на гидродинамические характеристики и эффективность работы гребного винта существенно влияет кавитация, которая может быть вызвана либо повышенными величинами удельной нагрузки на лопастях, либо высокими значениями скоростей обтекания (рис. 95). В зависимости от кавитационных режимов работы винта может быть выбрана та или иная профилировка сечений лопастей, которая обеспечит максимальную эффективность двигателя. Для гребных винтов обычно используются профили, аналогичные профилям подводных крыльев.

Эффективность работы гребного винта как двигателя выражается КПД, обозначаемым η_p . Если за полезную работу, создаваемую гребным винтом, считать работу по преодолению сопротивления судна (равного упору винта P кгс),двигающегося со скоростью V , м/с, а за затрачиваемую -- работу, необходимую

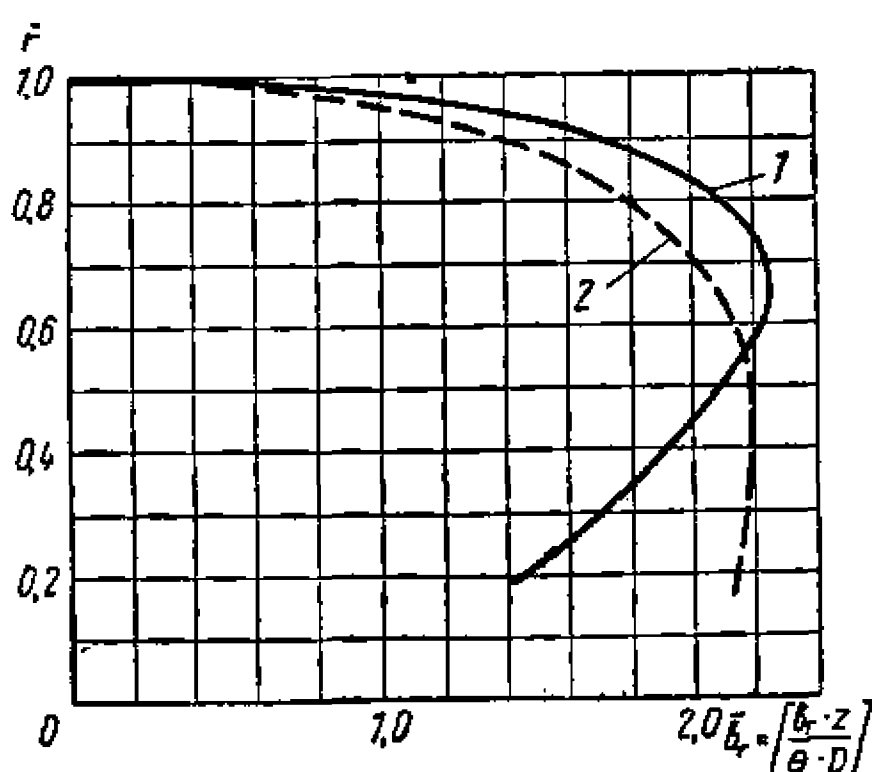


Рис. 93. Распределение ширины лопасти гребного винта по радиусу:

— рекомендуемое для винтов, имеющих $\frac{\theta}{z} > 0,15$; — — — — для $\frac{\theta}{z} < 0,15$.

Ширина лопасти на радиусе $r \approx \bar{r} \cdot R$ определяется по формуле $b_r = \bar{b}_r \cdot \frac{\theta}{z} \cdot D$.

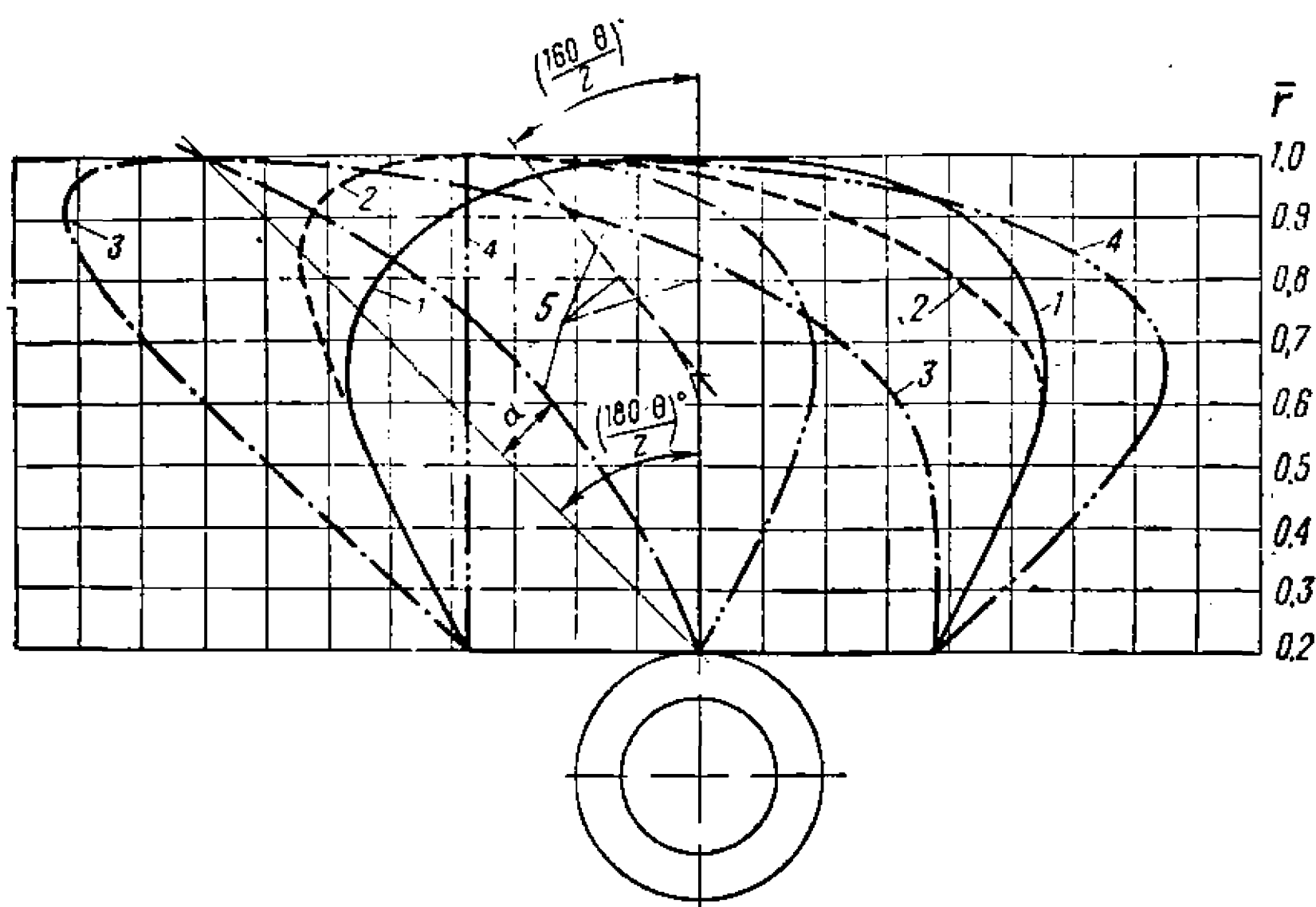


Рис. 94. Различные формы лопастей гребных винтов спортивных судов (развернутая поверхность):

1 — симметричная; 2 — с частичной саблевидностью (винты подвесных моторов *RN-175*, *RM-250*, «Кёниг»); 3 — саблевидная (винт глиссера *LX-1000* с двигателем «Вартбург»); 4 — саблевидная (винты фирмы Радичи); 5 — средние линии лопастей.

На рисунке изображена лопасть винта, имеющего $\theta = 0,5$; $z = 2$.

для вращения гребного винта, то КПД винта может быть получен отношением ежесекундного количества работы полезной (полезно затрачиваемой мощности) к работе затрачиваемой (затрачиваемой мощности). Полезно затрачиваемая мощность равна $N_{п.з} = P \cdot V$, кгм/с или $N_{п.з} = \frac{P \cdot V}{75}$, л. с. Мощность, необходимая для вращения винта, может быть определена через величину крутящего момента M :

$$N_з = M \cdot n \cdot 2\pi, \text{ кгм/с,}$$

где n — число оборотов гребного винта в секунду.

$$\eta_p = \frac{N_{п.з}}{N_з} = \frac{P \cdot V}{M \cdot 2\pi n} = \frac{K_1 \cdot \rho n^2 D^4 \cdot V}{K_2 \cdot \rho n^2 D^5 \cdot 2\pi n} = \frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{\lambda_p}{2\pi}.$$

Обычно зависимость η_p также присутствует на кривых действия.

Для удобства практических расчетов гребного винта используются номограммы (рис. 96), полученные при испытаниях серий гребных винтов или рассчитанные теоретически и позволяющие в зависимости от числа лопастей, дискового отношения, относительной толщины и формы сечения лопасти, для

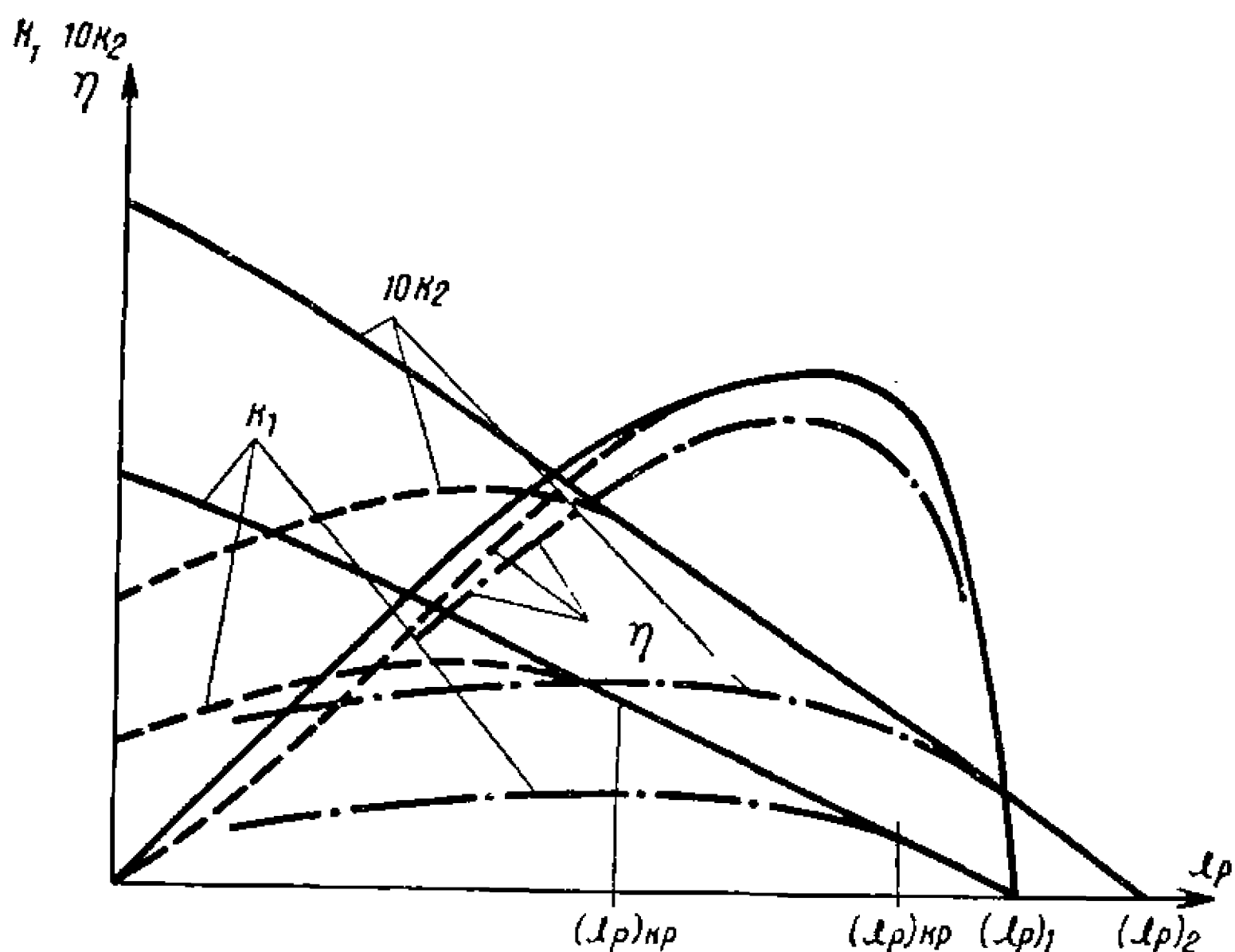


Рис. 95. Кривые действия гребного винта при отсутствии кавитации и в условиях развитой кавитации:

$(\lambda_p)_0$ — поступь нулевого упора ($K_1 = 0$); $(\lambda_p)_2$ — поступь нулевого момента ($K_2 = 0$); $(\lambda_p)_{кр}$ — поступь начала падения упора из-за кавитации; — при отсутствии кавитации; — — — и — · — · — при различной степени развития кавитации.

различных значений относительного шага винта $\frac{H}{D}$ и относительной поступи λ_p определить величины коэффициентов упора, момента и КПД винта. Однако расчет гребного винта по номограммам достаточно трудоемкий и сложный процесс. К тому же такие номограммы обычно не учитывают конкретных особенностей ни конструкции самого гребного винта (увеличенный диаметр ступицы, отклонение толщин и профилировки лопастей и пр.), ни условий его работы (влияние корпуса судна, например, выступающих частей подвесного мотора на его работу). Это обстоятельство следует учитывать при проектировании гребных винтов, обязательно предусматривая возможность последующей экспериментальной доводки винта либо за счет изготовления нескольких вариантов винтов с различными параметрами (например, шагом), либо (что значительно проще) изготавливая винт несколько большего диаметра, чем расчетный. Однако это заранее «утяжеляет» винт, позволяет выбрать его оптимальный диаметр путем подрезки лопастей во время ходовых испытаний.

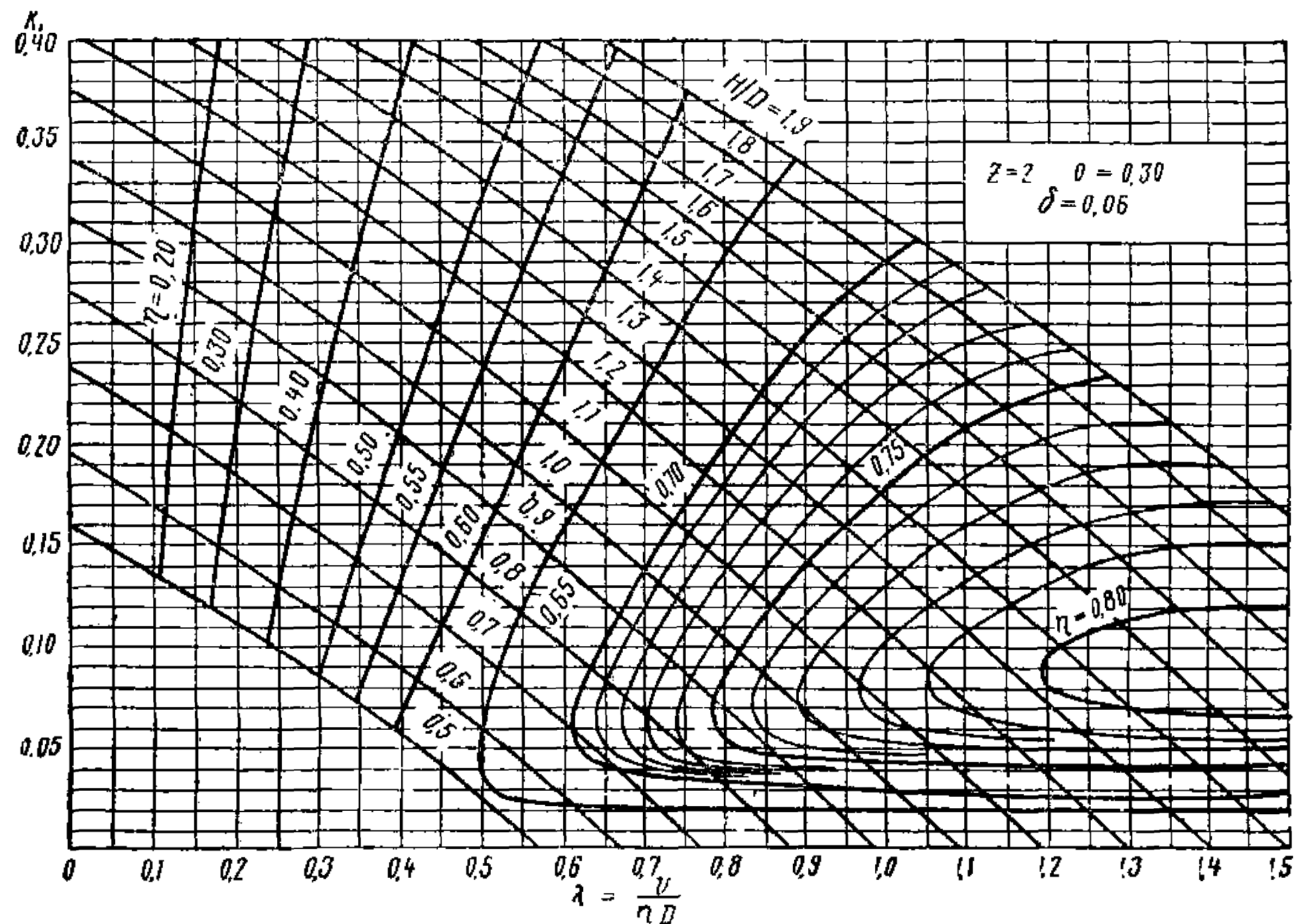


Рис. 96. Диаграмма совмещенных кривых действия (K_1 и η) серии некавитирующих двухлопастных винтов, имеющих: дисковое отношение $\bar{r} = 0,3$; относительную толщину лопасти на $\bar{r} = 0,6$; $\bar{e} = 0,06$.

Как показывает практика, окончательный оптимальный вариант гребного винта может быть выбран только после анализа результатов испытаний судна с гребным винтом, элементы которого были получены по некоторым первоначальным расчетным данным (иногда очень приблизительным). Достоверность этих данных достаточно относительна ввиду отсутствия в настоящее время систематизированных исследований гидродинамических характеристик гребных винтов спортивных высокоскоростных судов, имеющих свои особенности конструкции, условий и режимов работы.

Характер кривых действия гребного винта определяется рядом геометрических и динамических параметров, в той или иной степени влияющих на гидродинамические силы, возникающие на лопастях винта. Эти зависимости достаточно сложны для подробного рассмотрения. Расскажем лишь о некоторых, наиболее характерных зависимостях.

1. Значения K_1 и K_2 зависят от угла атаки лопасти при работе гребного винта. Чем больше угол атаки, тем больше значения K_1 и K_2 . Поскольку увеличение угла атаки связано с уменьшением значений относительной поступи, кривые K_1 и K_2 имеют максимум при $\lambda_p = 0$ и плавно падают до нуля при так называемых поступях нулевого упора и момента. Однако такое изменение кривых действия характерно только для некавитирующих тихоходных гребных винтов. При больших углах атаки плавность обтекания лопастей может нарушаться, лопасти винта начинают обтекаться со срывом потока на засасывающей стороне. Отрывное обтекание может быть вызвано как кавитацией, так и вентиляцией, связанной с прорывом или захватом атмосферного воздуха в зону разрежения, что особенно характерно для работы частично погруженных гребных винтов. При отрывном обтекании подъемная сила, а следовательно, и величина упора на профиле резко падают (аналогично изменяются C_x и K_2). Ввиду того, что отдельные сечения (по радиусу) находятся в разных условиях, газовая каверна может распространяться по лопасти винта в некотором диапазоне относительных поступей. Таким образом, для винтов кавитирующих, суперкавитирующих и частично погруженных кривые K_1 и K_2 при некотором критическом значении $\lambda_{pкр}$ начинают падать. Для кавитирующих винтов это падение происходит более плавно, чем для частично погруженных.

При отрывном обтекании гидродинамическое качество профилей падает, что приводит к снижению КПД винта на этих режимах (см. рис. 95).

2. КПД винта как движителя равен нулю при отсутствии движения судна (при швартовном режиме). Это характеризуется нулевым значением относительной поступи $\lambda_p = 0$. Наибольшей эффективности гребной винт достигает, когда углы атаки лопастей становятся близкими к оптимальным. Такой режим

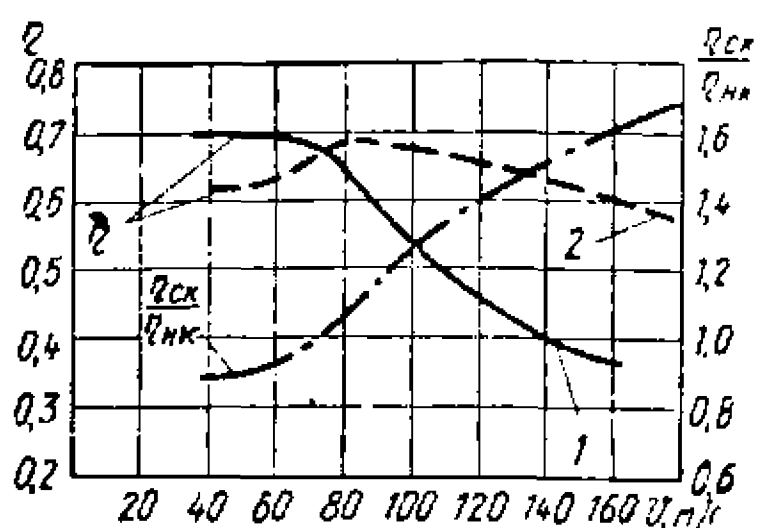


Рис. 97. Сравнительные данные по КПД винтов с некавитирующей профилировкой лопастей и суперкавитирующих:

1 — зависимость КПД от скорости движения для винта с сегментной профилировкой лопастей; 2 — КПД суперкавитирующего винта.

всегда имеет ярко выраженный максимум.

3. Как уже было показано, коэффициенты K_1 и K_2 зависят от величины шагового угла, который может быть выражен величиной шагового отношения $\frac{H}{D}$. Как показывает теоретический анализ и подтверждают экспериментальные исследования, от величины шагового отношения зависит и величина КПД, достигая максимума при значениях $\frac{H}{D} = 1,4—1,8$, что соответствует величинам шагового угла $25—30^\circ$ на конце лопасти.

Отмеченные закономерности всегда следует учитывать при выборе элементов гребных винтов спортивных судов, для которых получение максимального КПД двигателя является одним из основных условий достижения высоких технических результатов. В то же время конструктор-спортсмен должен знать, что отмеченные максимумы КПД по относительной поступи и шаговым отношениям достаточно пологи, а это, в свою очередь, приводит к тому, что 10—15 % отклонения от оптимальных параметров в ту или иную сторону уменьшают эффективность (КПД) гребного винта на величину до 3 %. Максимально достижимый КПД гребных винтов равен 70—80 %. Причем меньшая величина КПД относится к винтам с большим дисковым отношением, большая — к узколопастным.

Кроме того, величина КПД зависит от качества поверхности и точности соблюдения размеров геометрических элементов, особенно шага и размеров сечений лопастей. Чем выше чистота обработки, тем меньше сопротивление профиля, тем выше эффективность гребного винта. Считается, что допустимые отклонения не должны превышать: по шагу $\pm 2\%$, а по размерам сечений $\pm 5\%$.

работы винта характеризуется величиной относительной поступи $\lambda_p = (0,7—0,9) \frac{H}{D}$ в зависимости от вида профилировки (типа гребного винта) и, в меньшей мере, от шагового отношения. Заметим, что этот режим может быть оценен величиной относительного скольжения $S = 0,3—0,1$. При увеличении относительной поступи до поступи нулевого упора, когда сила упора винта станет равной нулю, КПД вновь будет равен нулю. Таким образом, кривая изменения КПД гребного винта в зависимости от значения относительной поступи

На работу гребного винта может оказывать существенное влияние характер набегающего потока при движении судна. Если для быстроходных судов можно считать, что корпус самого судна на расчетных скоростях практически не влияет на гидродинамические характеристики винта (для тихоходных судов именно нарушение потока, связанное с обтеканием корпуса судна, оказывает наибольшее влияние), то возмущения потока, которые происходят при обтекании валов, кронштейнов, обтекателей угловых редукторов, находящихся перед винтом, могут значительно влиять на работу винта. Поэтому при проектировании движительных комплексов следует обращать внимание на выступающие части, выполняя их хорошо обтекаемой формы и минимальных размеров, что одновременно выгодно отражается на величине сопротивления выступающих частей.

Исследования взаимного влияния гребного винта и обтекателя угловой передачи «колонки» подвесного мотора показали, что для встречаемых на практике размеров подводных частей КПД винта заметно падает (на 4—6 %). При этом уменьшается и упор гребного винта (на 3—5 %). Это должно учитываться при расчетах элементов винта соответствующим уменьшением величины коэффициента упора.

Для движительных комплексов катеров и глиссеров, имеющих обычно гребные винты, расположенные на наклонных гребных валах, нарушения потока при правильно спроектированных кронштейнах гребного вала настолько малы, что их можно не принимать во внимание. Однако при проектировании гребных винтов для этих судов необходимо учитывать влияние косо́го обтекания винта, которое неизбежно появляется при установке винта на наклонном гребном валу (рис. 98).

Косое обтекание приводит к существенному изменению углов атаки лопастей во время каждого оборота винта, что, влияя на его эффективность, может существенно отразиться на кавитационных условиях его работы, вызывая преждевременное появление кавитации. Учет влияния косо́го обтекания и связанного с этим появления кавитации достаточно важен для винтов, работающих в докавитационном режиме или на режимах слаборазвитой кавитации. Однако в настоящее время в связи с ростом скоростей спортивных судов со стационарными двигателями использовать такие винты нецелесообразно, поэтому на этих вопросах (достаточно сложных) мы не останавливаемся.

Для винтов суперкавитирующих влияние косо́го обтекания выражено только в снижении упора винта на величину $\cos\alpha$, а также сказывается на повышении вибрационных нагрузок, возникающих на гребном винте из-за постоянного изменения углов атаки лопастей во время каждого оборота, что, в свою очередь, сопровождается и незначительным падением КПД.

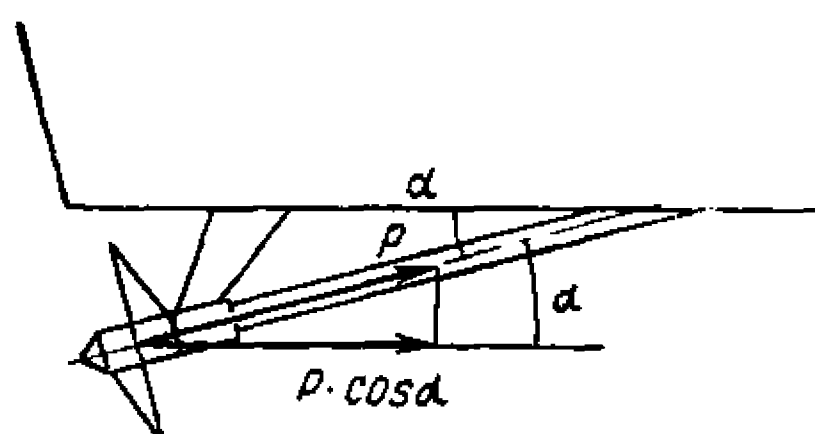


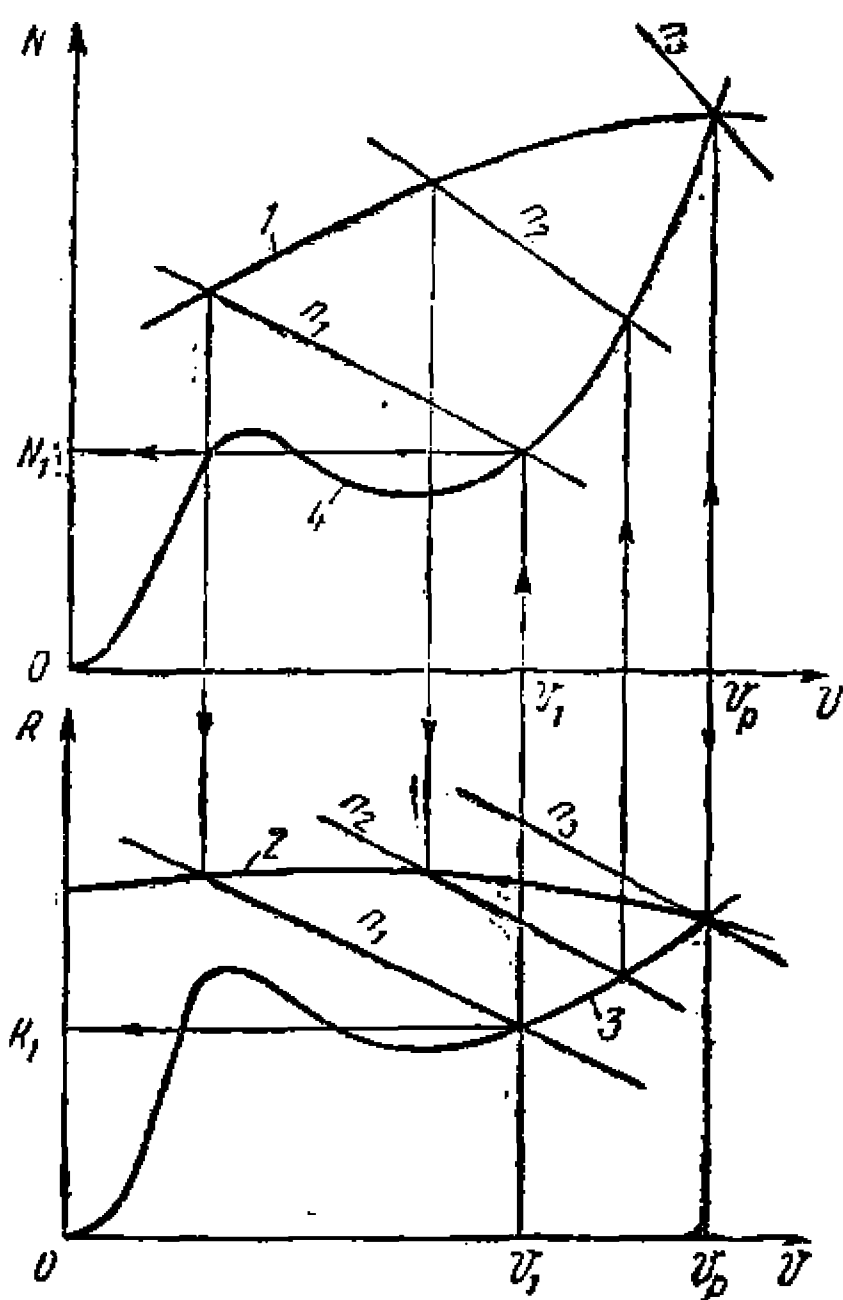
Рис. 98. Схема уменьшения упора суперкавитирующего гребного винта, расположенного на наклонном гребном вале:

P — сила упора гребного винта;
 $P \cdot \cos \alpha$ — расчетная сила тяги.

Рис. 99. Пример паспортной диаграммы гребного винта:

n_1, n_2, n_3 — числа оборотов гребного винта; V_p — предельно достижимая скорость; V_1 — скорость, которую разовьет судно при числе оборотов винта n_1 . При этом двигатель для преодоления сопротивления должен развить мощность N_1 , а упор винта составит величину R_1 ;

1 — мощность двигателя по внешней характеристике (максимальная при данных оборотах); 2 — предельная тяга гребного винта при работе двигателя по внешней характеристике; 3 — кривая сопротивления судна; 4 — мощность, необходимая для движения судна при промежуточных скоростях движения.



Расчет гидродинамических характеристик гребного винта можно разделить на два этапа. Первый — выбор элементов гребного винта: шага, диаметра, дискового отношения и профилировки лопастей, обеспечивающих необходимый упор на расчетных скоростях движения судна при использовании номинальной мощности двигателя. Второй — расчет гидродинамических характеристик во всем возможном диапазоне его работы, т. е. определение тяги и потребной мощности двигателя при различных числах оборотов гребного винта и скоростях движения. Результатом расчетов второго этапа является построение так называемой паспортной диаграммы гребного винта (рис. 99), на которой в зависимости от скорости поступательного перемещения винта приводятся для различных оборотов гребного винта или, учитывая жесткую связь двигателя с гребным винтом, для оборотов двигателя величины тяги винта P и необходимой мощности двигателя N_e . Для расчета паспортной диаграммы гребного винта необходимо иметь кривые действия спроектированного или подобного установленному на судне гребного винта, имеющего подобную геометрическую форму, т. е. равные $\frac{H}{D}$, θ , δ , про-

филировку и форму лопастей. Кривые действия представляют собой зависимость безразмерных гидродинамических характеристик гребного винта: коэффициентов упора K_1 , момента K_2 и КПД от величины относительной поступи винта λ_p . Иногда коэффициент момента может не приводиться, так как он однозначно связан с КПД винта, λ_p и K_1 , и может быть определен по формуле:

$$K_2 = \frac{K_1 \cdot \lambda_p}{\eta_p \cdot 2\pi}.$$

Кривые действия винта могут быть получены различными способами — расчетными методами с использованием вихревой теории гидромеханики или, используя систематизированные экспериментальные данные, по испытаниям в кавитационных трубах или опытовых бассейнах серий моделей гребных винтов, у которых систематически изменяются геометрические характеристики. По таким диаграммам для выбранного винта можно получить зависимости K_1 , K_2 и η_p от относительной поступи λ_p . Зная кривые действия конкретного винта, для ряда чисел оборотов (от минимальных до максимально возможных) гребного винта или, с учетом редукции при передаче мощности от двигателя к винту, оборотов двигателя, определяют для нескольких значений относительной поступи винта (4—5 значений λ_p , охватывающих по возможности весь диапазон относительных скоростей на кривых действия винта) величины: скорости $V = \lambda_p n D$ (м/с), тяги винта $P_e = K_1 \rho n^2 D^4$ (кгс), необходимого крутящего момента $M = K_2 \rho n^2 D^5$ (кгс · м) и потребной мощности $N_e = \frac{2\pi n \cdot M}{75}$ (л. с.) или $N_e = \frac{P_e \cdot V}{\eta_p \cdot 75}$ (л. с.), по которым строят паспортную диаграмму гребного винта.

Имея паспортную диаграмму (см. рис. 99), можно определить во время испытаний судна кривую сопротивления. Для этого при испытаниях, задавая ряд чисел оборотов, замеряют скорость движения судна. Нанося на тяговую часть паспортной диаграммы полученные точки, определяют величину тяги винта на каждом режиме. Если через эти точки провести плавную кривую, то, учитывая, что при установившемся движении тяга винта равна величине полного сопротивления судна, эта кривая определит изменение сопротивления судна в зависимости от скорости движения.

Если на мощностную часть диаграммы нанести величины предельной мощности двигателя в зависимости от числа его оборотов (внешнюю характеристику двигателя), то на тяговой части диаграммы винта можно получить кривую предельной тяги винта, которая позволит определить при наличии кривой сопротивления предельно достижимую скорость хода, возможность преодоления «горба» сопротивления при разгоне судна, а также оценить запас тяги, обеспечивающий ускорение судна в период разгона.

Следует отметить, что величину предельной тяги можно установить и без паспортной диаграммы. Задав несколько значений числа оборотов двигателя ($n_{\text{дв}}$ об/с) и определив по внешней характеристике двигателя значения предельной мощности при этом, находят предельную величину крутящего момента на гребном винте с учетом редукции при передаче мощности от двигателя к движителю $i = \frac{n}{n_{\text{дв}}}$ и потерь мощности в валопроводе (КПД валопровода — η_m):

$$M_{\text{кр}} = \frac{N_e \cdot \eta_m \cdot 75}{2\pi n_{\text{дв}} \cdot i}.$$

Вычислив коэффициент момента гребного винта

$$K_2 = \frac{M_{\text{кр}}}{\rho n^2 \cdot D^5}$$

и определив по кривым действия соответствующие этому значению относительную поступь λ_p и коэффициент упора K_1 , находят скорость движения и упор винта:

$$V = \lambda_p n D; \quad P_e = K_1 \rho n^2 D^4.$$

Построив точки упора в зависимости от скорости движения и обозначив их в соответствии с числами оборотов двигателя, получают кривую предельной тяги гребного винта при использовании предельной мощности.

Как уже было отмечено, расчет кривых действия и паспортной диаграммы гребного винта есть заключительный этап расчета. Он выполняется для более подробной оценки ходовых качеств судна после того, как основные геометрические параметры гребного винта уже выбраны. Обычно в практике судостроения расчет геометрических элементов гребного винта производится по ранее упоминавшимся диаграммам кривых действия серий гребных винтов. Варьируя диаметр гребного винта, число лопастей и дисковое отношение для номинального числа оборотов и выбранного значения расчетной скорости, определяют ряд шаговых отношений винта, диаметров и КПД, обеспечивающих использование полной мощности двигателя. Гребной винт, имеющий максимальный КПД, а следовательно, и упор, может быть принят для судна в качестве первого исходного варианта. В то же время следует помнить, что работа гребного винта на скоростном судне имеет ряд особенностей, влияющих на его гидродинамические характеристики, учесть которые в расчетах подчас невозможно. В связи с этим в большинстве случаев окончательный выбор оптимальных параметров гребного винта должен выполняться при натурных испытаниях судна путем экспериментальной доводки винта по диаметру и шагу, исходя из условия достижения максимальной скорости. Причем если уточнение диаметра

гребного винта может быть осуществлено достаточно просто — путем постепенной подрезки по диаметру лопастей винта, сделанного специально для этого несколько (на 5—7 %) большего диаметра, — то доводка шага винта может потребовать изготовления нескольких вариантов гребного винта, так как иногда подгибка лопастей может быть или затруднена при выполнении винтов литыми из некоторых алюминиевых сплавов и сталей с плохими пластическими свойствами, или приведет к нежелательному короблению лопастей и отклонениям от оптимальной профилировки.

Учитывая, что в большинстве случаев избежать доводки элементов гребного винта не удастся, да и не у всякого спортсмена под руками бывает атлас с диаграммами серийных испытаний гребных винтов, можно рекомендовать простейший способ выбора элементов гребного винта спортивного судна, основанный на обобщенных данных по гидродинамическим характеристикам гребных винтов.

Как показывает анализ кривых действия гребных винтов, достаточно стабильным параметром, определяющим гидродинамические характеристики гребного винта на расчетных режимах, является величина относительного скольжения. Для винтов с обычной профилировкой лопастных сечений, работающих в докавитационном режиме и имеющих шаговое отношение $\frac{H}{D} > 1,2$, она находится в пределах 0,12—0,14, а для суперкавитирующих — 0,18—0,20, причем меньшие величины относятся к винтам с большим дисковым отношением, большие — к винтам с более узкими лопастями. Исходя из этого, средний шаг гребного винта, рассчитанного на работу в определенном скоростном режиме, находится по формуле:

$$H = \frac{V}{n(1-S)}.$$

Так же как скольжение, на оптимальных режимах работы винта мало изменяется и значение коэффициента упора K_1 . Однако его величина существенно зависит от дискового отношения винта и типа выбранной профилировки сечений лопасти (имеются в виду винты, имеющие сегментный или авиационный профиль и предназначенные для работы в докавитационном режиме или режиме начала кавитации, и суперкавитирующие винты, имеющие клиновидный профиль). С достаточной степенью точности для выбора диаметра винта коэффициент упора можно определить по формуле:

$$K_1 = \left(\frac{K_1}{\theta}\right)\theta,$$

принимая для некавитирующих винтов $\frac{K_1}{\theta} = 0,24$; а для супер-

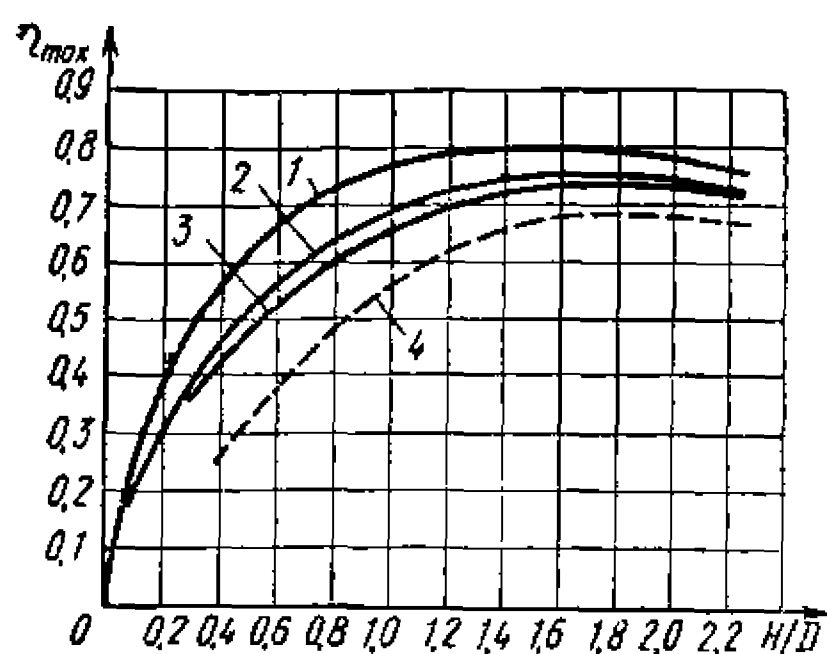


Рис. 100. Зависимость от шагового отношения максимального КПД двухлопастных гребных винтов — для винтов некавитирующих:

1 — при $\theta = 0,3$; 2 — при $\theta = 0,55$; 3 — при $\theta = 0,8$; 4 — для винтов суперкавитирующих ($\theta = 0,34-0,55$).

фикам (рис. 100) величину КПД винта и проверить правильность величины тяги на расчетной скорости:

$$P_e = \frac{N_e \cdot 75 \cdot \eta_p}{V}.$$

Если новое значение P_e сильно отличается от ранее использованного, диаметр винта следует откорректировать, повторяя расчет до достаточной сходимости результатов.

Окончательно диаметр винта, как уже говорилось, желательно принять на 5—7% больше расчетного, чтобы обеспечить возможность натурной доводки его диаметра при установке на судно.

При выборе дискового отношения гребного винта следует иметь в виду, что КПД для гребных винтов с малым дисковым отношением (имеющих узкие лопасти) выше, чем для широколопастных винтов. Однако лопасти винтов с малым дисковым отношением обладают относительно меньшей прочностью (при сохранении одинаковых относительных толщин сечений), поэтому в большинстве случаев должны иметь большую (абсолютную) толщину сечений. Увеличение толщины сечений приводит к более раннему возникновению кавитации, которое для винтов, рассчитанных для работы в докавитационном режиме, существенно может снизить гидродинамические характеристики и привести к падению КПД. Практика проектирования гребных винтов быстроходных судов показывает, что принимать дисковое отношение меньше $\theta = 0,3$ не следует. В противном случае увеличение толщин лопастей, необходимое для обеспечения прочности, из-за интенсивного возрастания профильных потерь и кавитации снижает КПД винта.

кавитирующих $\frac{K_1}{\theta} = 0,075 \frac{H}{D}$ для трехлопастных винтов и $\frac{K_1}{\theta} = 0,095 \frac{H}{D}$ для двухлопастных.

Найдя таким образом коэффициент упора, по величине необходимой тяги винта на расчетной скорости движения определяют диаметр винта:

$$D = \sqrt[4]{\frac{P_e}{\rho n^2 K_1}}.$$

Зная диаметр винта и, следовательно, шаговое отношение $\frac{H}{D}$, можно уточнить по гра-

Иногда дисковое отношение гребного винта приходится существенно увеличить (до $\theta = 0,9—1,0$) для того, чтобы избежать наступления кавитации, однако на современных спортивных судах такие широколопастные винты используются крайне редко, так как в большинстве случаев оказывается целесообразнее перейти на суперкавитирующий винт, чем бороться с наступлением кавитации. Для суперкавитирующих винтов дисковое отношение обычно не принимают больше 0,7—0,8. В то же время достаточно часто принимать минимальные значения дискового отношения не удастся. При проектировании гребных винтов для подвесных моторов, а иногда и для судов со стационарными двигателями по чисто конструктивным причинам существует ограничение максимального диаметра винта, который может быть размещен на стандартной подводной части подвесного мотора или на валу глйсера. В этих условиях диаметр винта может оказаться больше максимально допустимого диаметра. Уменьшить расчетный диаметр винта в этом случае можно только, увеличивая значения коэффициента упора K_1 , который, в свою очередь, может быть повышен увеличением дискового отношения или шага винта. При этом первый путь более предпочтителен, так как КПД винта упадет меньше, чем при переходе на большие шаговые отношения, обуславливающие значительное увеличение относительного скольжения гребного винта.

На практике некоторые спортсмены с целью уменьшения расчетного диаметра винта при сохранении малых дисковых отношений предпочитают увеличивать расчетные обороты винта (двигателя). Иногда это вполне оправдано, хотя может привести к снижению надежности моторной установки при работе двигателя на повышенных оборотах.

При условии ограничения диаметра винта величиной D_{\max} и необходимости определения дискового отношения расчет ведется в обратной последовательности, т. е. сначала определяется требуемое значение коэффициента упора:

$$K_1 = \frac{P_e}{\rho n^2 D_{\max}^4},$$

а затем величина

$$\theta = \frac{K_1}{\left(\frac{K_1}{\theta}\right)}.$$

Распределение ширин по радиусу лопасти обычно задается плавной кривой (см. рис. 93) и может быть определено для конкретного винта по формуле: $b_r = \bar{b}_r \frac{\theta}{z} \cdot D$. Иногда встречаемые вариации распределения ширины лопасти существенно не влияют на прпульсивные характеристики винта.

При выборе количества лопастей гребного винта z следует руководствоваться следующим. При полностью погруженных движителях наибольшим КПД обладают двухлопастные винты; к тому же они значительно проще в изготовлении. Однако при работе винта в неравномерном поле скоростей, вызванном попутным потоком за обтекателем редуктора подвешенного мотора или косым обтеканием при установке на наклонном гребном вале глиссера или катера, двухлопастной винт значительно сильнее подвержен вибрации. Это иногда ограничивает его использование, так как может приводить к поломкам гребных валов, кронштейнов, разбивать концевые подшипники гребного вала.

Толщина лопастей гребного винта выбирается, исходя из условия обеспечения прочности. Точный расчет прочности гребного винта достаточно сложен и трудоемок. Для выбора толщины корневого сечения лопасти можно рекомендовать спортсменам более простой, приближенный метод. Лопасть винта рассматривается как жестко заделанная консольная балка, нагруженная в ЦД силой упора, приходящейся на одну лопасть. Наиболее нагруженное в этом случае корневое сечение лопасти располагается в месте примыкания лопасти к ступице гребного винта, т. е. на радиусе ступицы r_c . Для винтов обычной геометрии ЦД гидродинамических сил лежит на расстоянии $0,7R$ от оси винта. Таким образом, изгибающий момент в корневом сечении лопасти условно может быть определен по формуле:

$$M_{изг} = \frac{(P_e)_{max}}{z} \cdot (0,7R - r_c).$$

Приблизленно момент сопротивления корневого сечения можно определить по формуле:

$$W_k = b_k \cdot e_k^2 \cdot 0,11,$$

где b_k и e_k — ширина и максимальная толщина профиля в корневом сечении лопасти (без учета местных скруглений на стыке лопасти и ступицы винта — галтелей).

Действующие напряжения в корневом сечении равны $\sigma = \frac{M_{изг}}{W_k}$ и должны для обеспечения достаточной прочности быть меньше допустимых. Последние обычно определяются введением коэффициента запаса прочности K , на который уменьшается предел прочности материала — временное сопротивление материала гребного винта $\sigma_{вр}$. Для гребных винтов спортивных судов коэффициент K можно принять равным 4—5 (для гребных винтов скоростных судов, предназначенных для повседневной эксплуатации, этот коэффициент принимается значительно большим — $K=8—10$).

Исходя из данных зависимостей, толщина корневого сечения определяется по формуле:

$$e_k \geq \sqrt{\frac{P_e \cdot (0.7R - r_c) K}{z \cdot b_k \cdot 0.11 \sigma_{вр}}}, \text{ мм.}$$

При этом должны быть приняты следующие размерности: R , r_c и b_k в м; P_e — в кгс, $\sigma_{вр}$ — в кгс/мм².

Распределение максимальных толщин вдоль лопасти обычно принимается по линейному закону, уменьшаясь от толщины корневого сечения до толщины 1,5—2 мм на конце лопасти.

Кроме обеспечения прочности лопасти в корневом сечении при проектировании винта следует обеспечить местную прочность лопасти, особенно в районе входящих кромок концевых сечений. При обеспечении оптимальной профилировки сечений, учитывая малые абсолютные размеры винтов спортивных судов, лопасть в этих местах получается достаточно тонкой, и нередко, особенно при применении суперкавитирующих винтов с клиновидным профилем, прочность ее становится недостаточной. Для повышения местной прочности лопастей применяют высокопрочные материалы и утолщают профиль сечений, не допуская уменьшения толщины в районе кромок менее 0,8—1 мм и выполняя последующую заточку кромки на длине не более 5 мм. Это сказывается на величине КПД, снижая его по крайней мере на 2—3 %.

Особой популярностью в настоящее время пользуются у спортсменов-водномоторников частично погруженные гребные винты. Имея геометрическое подобие с винтами полностью погруженными, этот тип гребного винта существенно отличается от них по своим гидродинамическим характеристикам и условиям работы. Заглубление оси гребного винта, при котором только часть диска винта находится в воде, приводит к тому, что лопасти винта периодически выходят из воды, их обтекание носит нестационарный (неустановившийся) характер и сопровождается значительным брызгообразованием — явлением захвата атмосферного воздуха и аэрацией. Эти особенности обтекания лопастной системы винта не могут не отражаться на геометрии винта и характере кривых действия.

При работе полностью погруженного гребного винта поток воды, увлекаемый гребным винтом, образует непрерывную струю, в которой скорость увеличивается, еще не доходя до диска винта, и продолжает увеличиваться достаточно далеко за винтом. При этом через весь диск гребного винта вода протекает с одной скоростью, несколько большей скорости движения судна, и лопасти во время полного оборота винта находятся в постоянных условиях установившегося обтекания (такое условие в гидромеханике называется квазистационарным). Это обстоятельство позволяет оптимизировать профилировку лопастей гребного винта хотя бы для одного расчетного

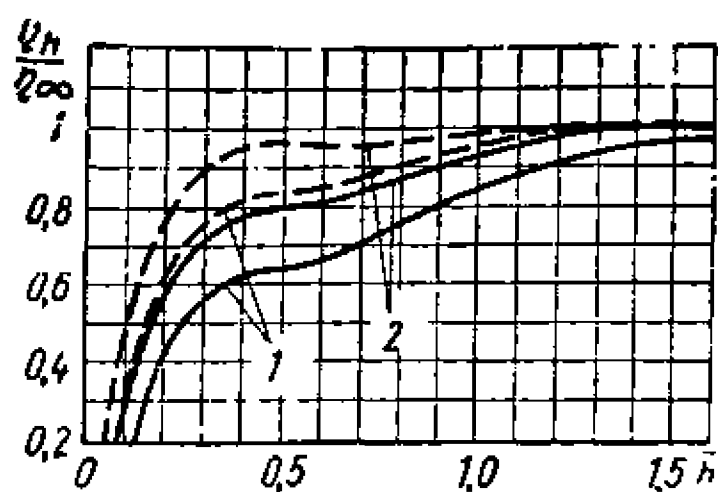


Рис. 101. Относительное уменьшение КПД частично погруженных гребных винтов при изменении погружения:

— для винтов с сегментной профилировкой сечений; — — — для винтов с суперкавитирующей профилировкой; 1 — для $z \leq 4$; 2 — для $z = 6$.

режима работы, тем самым обеспечив максимум КПД на расчетных скоростях движения судна.

Для частично погруженного винта получить установившийся поток в диске винта невозможно. Лопасть такого винта входит в воду, имеющую скорость, равную скорости судна, и разгоняет массу воды, приближая условия обтекания к работе полностью погруженного винта, до момента выхода ее из воды. Следующая лопасть снова входит в невозмущенный поток. При этом эффективный угол атаки лопасти винта по мере поворота гребного вала уменьшается. Пере-

менность угла атаки лопасти во время работы частично погруженного винта затрудняет выбор оптимальной профилировки и шаговых углов сечений лопастей, что, в свою очередь, не может не отразиться на эффективности винта, уменьшая упор и КПД (рис. 101).

Периодический вход в воду лопастей гребного винта при частичном погружении обязательно сопровождается брызгообразованием и соответствующими энергетическими потерями. Интенсивность брызгообразования зависит от углов встречи профиля с водой. Наименьшее брызгообразование наблюдается при безударном входе сечений, который может быть обеспечен только при очень острой входящей кромке профиля, встречающей воду под нулевым углом атаки. Это требует уменьшения шагового угла на входящей кромке лопасти благодаря увеличению вогнутости средней линии сегментного профиля или нагнетающей поверхности клиновидного профиля. Однако полностью обеспечить безударность входа лопасти за счет уменьшения шагового угла на передней кромке вогнутого профиля нельзя, так как это в завершающей стадии работы лопасти может привести к отрицательным углам атаки на входящей кромке. Это, в свою очередь, приведет к интенсивному брызгообразованию (выбросу массы воды) в момент выхода лопасти из воды, а иногда и к потере упора за счет кавитационных явлений на нагнетающей стороне профиля.

Кроме брызгообразования вход лопасти в воду сопровождается значительными динамическими нагрузками, сосредоточенными в районе входящей кромки, которые оказывают существенное влияние на величину усилий при расчетах прочности и толщин сечений лопастей. Как показывают эксперименты, периодические силы, повторяющиеся с частотой вращения винта, требуют значительного снижения (не менее чем в 1,5

раза) допускаемых напряжений в корневых сечениях лопасти, а толщины профилей в районе входящих кромок должны быть дополнительно увеличены на 30—40 %.

Повышенные требования к прочности частично погруженных винтов приводят к необходимости тщательного подбора материалов для их изготовления, имеющих как высокие прочностные свойства, так и усталостную прочность (повышенное сопротивление при действии знакопеременных нагрузок). Кроме того, при выборе сил в расчетах прочности частично погруженного винта следует помнить, что для двух-, трех- и четырехлопастных винтов сила упора винта при погружениях до $0,5D$ диска возникает только на одной лопасти, пяти- и шестилопастных винтов — на двух.

При прочих равных условиях нестационарность обтекания, брызгообразование, увеличение толщин сечений и входящих кромок обязательно приводят к падению эффективности частично погруженных винтов, снижению КПД по сравнению с полностью погруженными винтами (см. рис. 101). Несколько компенсировать падение КПД удастся при уменьшении погружения винта до величины, при которой ступица начинает выходить из воды ($0,5D$), и ее сопротивление не уменьшает упор лопастной системы гребного винта. В то же время дальнейшее уменьшение погружения приводит к столь интенсивному брызгообразованию, что КПД винта начинает заметно падать.

Особое влияние на работу частично погруженного винта, постоянно находящегося на границе двух сред — воды и воздуха — оказывает аэрация. Захват атмосферного воздуха и образование воздушных каверн на засасывающей стороне профиля наиболее ухудшает характеристики сегментных профилей, предназначенных для работы в режиме безотрывного обтекания. Нарушение плавного обтекания засасывающей поверхности лопасти, на которой в обычных условиях может создаваться более 50 % силы упора, резко снижает эффективность гребных винтов с такой профилировкой в режиме частичного погружения. Как показали испытания небольшой серии винтов с подобной профилировкой (рис. 102), их КПД при работе с частичным погружением диска падает более чем на 15—20 %.

При частичном погружении значительно меньше (всего около 5 %) падает эффективность гребных винтов, имеющих суперкавитирующую профилировку лопастей, т. е. форму сечений, предназначенную эффективно работать в условиях отрыва потока на засасывающей стороне, при которой вентиляция образующейся каверны атмосферным воздухом может сказаться даже положительно на гидродинамических характеристиках лопастной системы.

Еще более характерным явлением, связанным с влиянием атмосферного воздуха на гидродинамику частично погруженного винта, является аэрация на малых относительных посту-

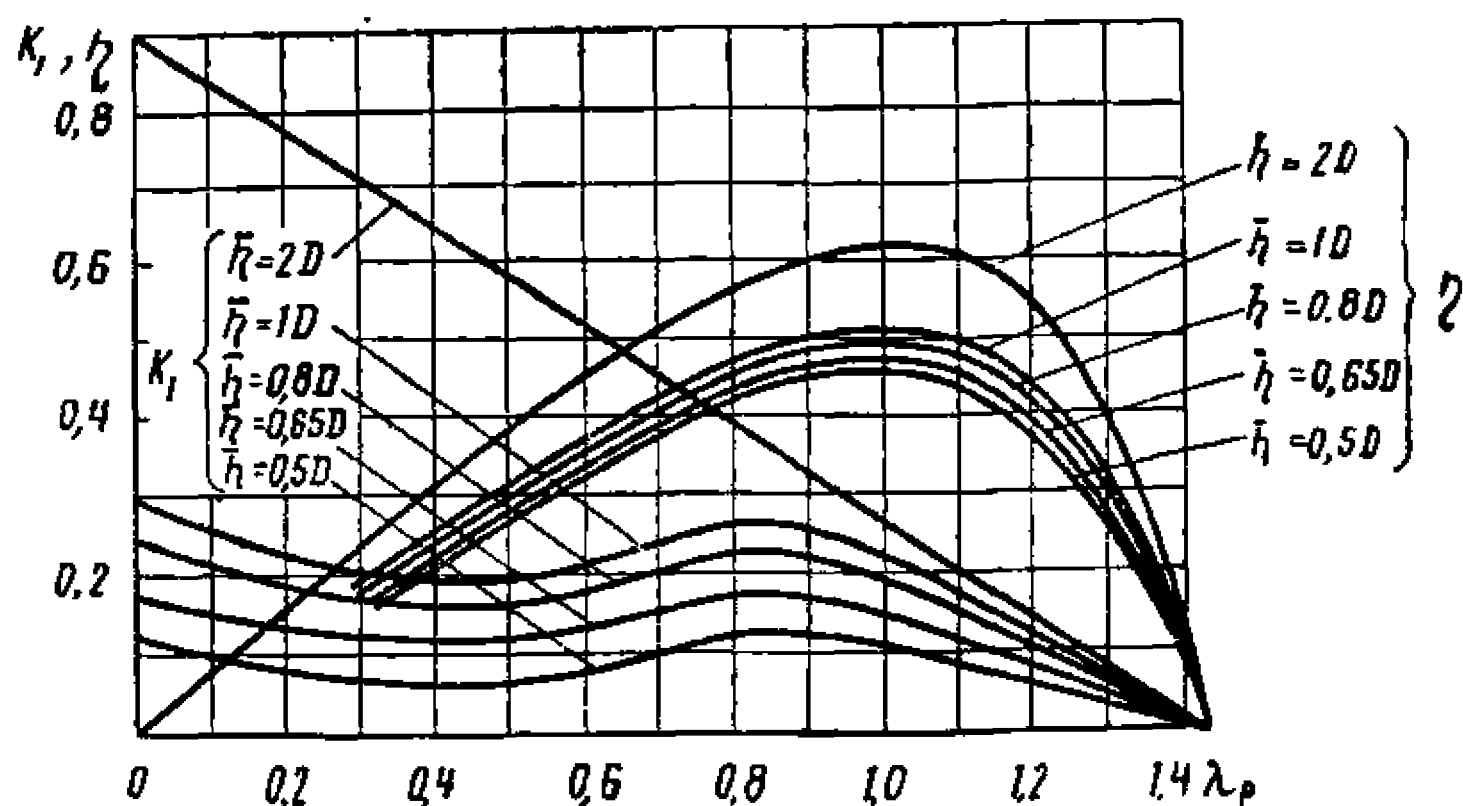


Рис. 102. Кривые действия гребного винта при различных погружениях ($z = 4$; $\theta = 0,975$; $H/D = 1,34$) по испытаниям ЛИВТа.

пях. Во время разгона судна, на малых скоростях, когда относительные поступи гребного винта достаточно малы, а углы атаки лопастей велики, воздушные каверны, образующиеся на засасывающей стороне лопасти при срыве потока с входящей кромки, могут частично или полностью запирают гидродинамическую решетку винта (увеличиваться до размеров, равных расстоянию между лопастями). При этом протекание воды через диск винта затрудняется, упор винта резко падает, уменьшается и сопротивление вращению. Особенно этому явлению подвержены корневые сечения лопастей, у которых шаг гидродинамической решетки меньше. В связи с этим иногда для частично погруженных винтов корневые сечения лопастей стараются исключить из работы, увеличивая диаметр ступицы или обеспечивая отрывное обтекание впереди расположенной подводной части, имеющей достаточно большой диаметр кормового среза обтекателя редуктора угловой передачи, или уменьшая шаговые углы лопастей в районе ступицы винта (рис. 103).

Если при работе полностью погруженного гребного винта общая картина обтекания лопастей практически симметрична относительно оси гребного винта, то для частично погруженного симметрия существенно нарушается. Это является причиной возникновения результирующей силы упора, направление которой не только не совпадает, но и не параллельно оси гребного винта. Для удобства анализа гидродинамических характеристик частично погруженного винта результирующую силу обычно рассматривают как равнодействующую трех сил: силы упора, направленной вдоль оси винта, вертикальной и боковой сил. Боковая сила, возникающая на винте правого

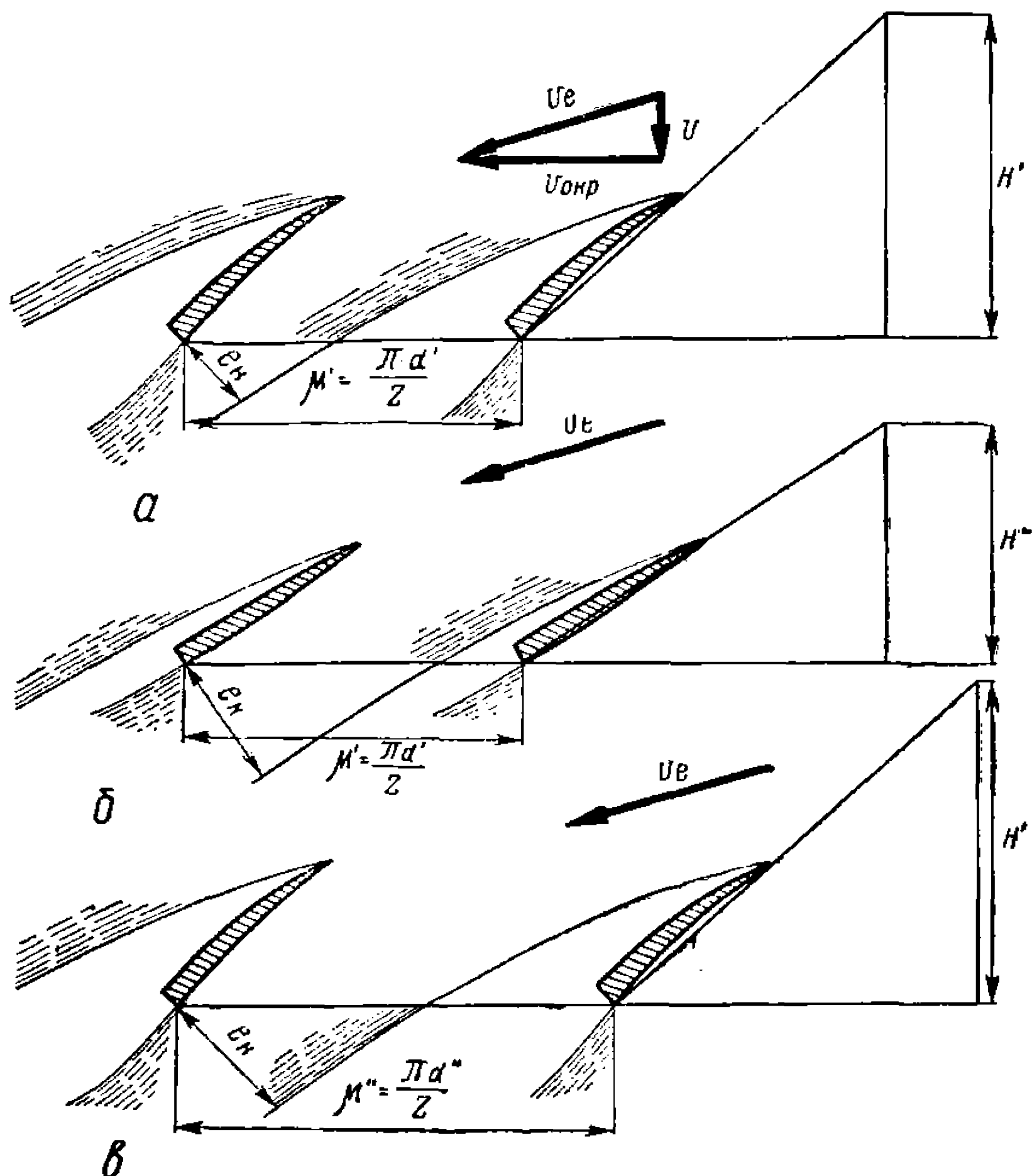


Рис. 103. Схема «запирания» гидродинамической решетки суперкавитирующего гребного винта:

a — обтекание корневых сечений лопасти при малом диаметре ступицы ($d_{ст} \approx d'$) и шаге в этом районе H' ; *б* — снижение эффекта «запирания» при уменьшении шага корневых сечений ($H'' < H'$); *в* — снижение эффекта «запирания» при увеличении диаметра ступицы (диаметра корневого сечения) — $d'' > d'$; e_k — толщина рабочего сечения протекания воды через винты.

вращения, направлена на правый борт, т. е. стремится сместить корму вправо и повернуть судно влево. Экспериментальные исследования показали, что величина дополнительных вертикальной и боковой сил зависит от погружения винта и при погружении, равном $0,5D$, может составлять 10—20% от величины упора. Причем при увеличении угла наклона гребного вала вертикальная сила несколько увеличивается. Иногда эту силу удастся полезно использовать (особенно на глиссерах) как дополнительную силу поддержания в корме. Но и в

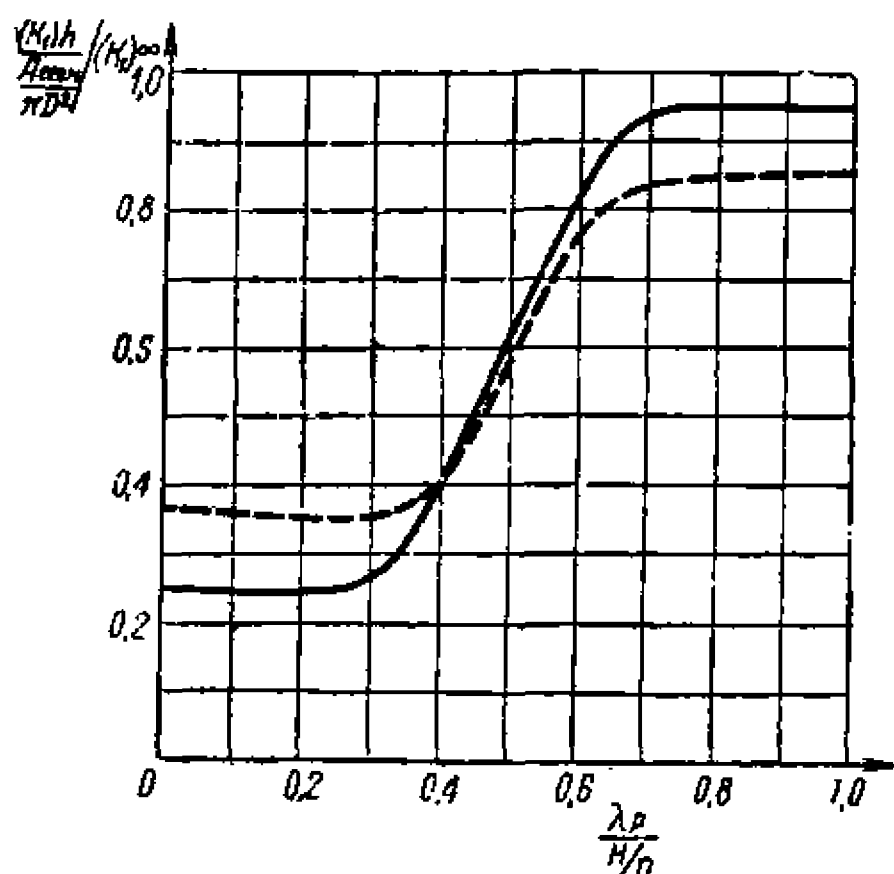


Рис. 104. Относительное падение упора при частичном погружении гребного винта в зависимости от относительной поступи:

— для многолопастных винтов ($z > 4$);
 --- для двух- и трехлопастных винтов.

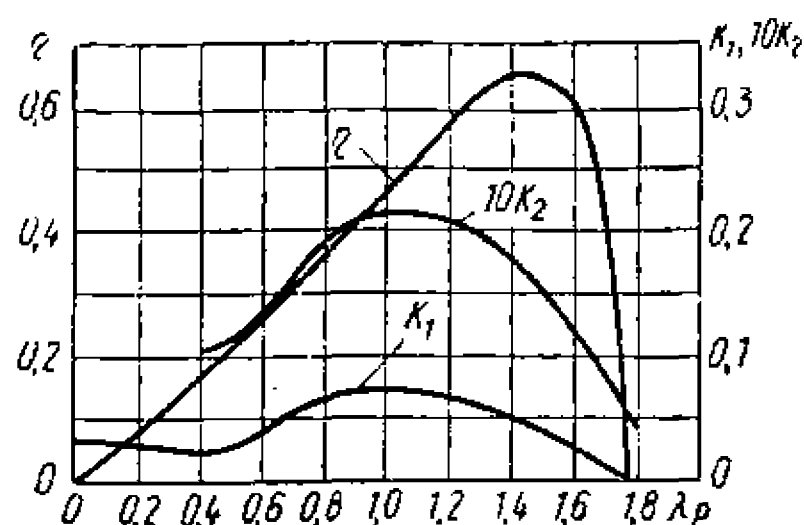


Рис. 105. Кривые действия частично погруженного восьмилопастного гребного винта с суперкавитирующей профилировкой:

$H/D = 1,8$; $\theta = 0,5$; $z = 8$; глубина погружения $\bar{h} = 0,5$.

любых других случаях с этими силами надо считаться, учитывая их при гидродинамических расчетах корпусов судов и сталкиваясь с их влиянием при эксплуатации судов (появление значительных усилий в рулевом устройстве, на гребном вале, боковой дрейф, односторонняя поворотливость судна и т. п.).

Элементы частично погруженного винта могут быть выбраны аналогично элементам винтов, имеющих полное погружение.

Для выбора шага винта можно рекомендовать величину относительного скольжения 0,18—0,20, выбор же значения коэффициента упора для определения диаметра винта имеет свою особенность.

Анализ испытаний небольшой серии гребных винтов, имевших обычную сегментную профилировку лопастей (см. рис. 102), в широком диапазоне погружений, выполненных в Ленинградском институте водного транспорта еще в 1963 г., показывает, что при малых значениях относительной поступи коэффициент упора, отнесенный к погруженной площади диска винта, резко уменьшается по сравнению с полностью погруженным винтом (рис. 104). Это явление обусловлено интенсивной аэрацией винта, при которой воздушные каверны на лопастях очень сильно уменьшают рабочее сечение диска винта, запирая лопастную решетку.

При увеличении относительной поступи влияние прососа воздуха резко уменьшается, а наблюдаемое снижение коэффициента упора на 5—7 % вызывается некоторым уменьшением

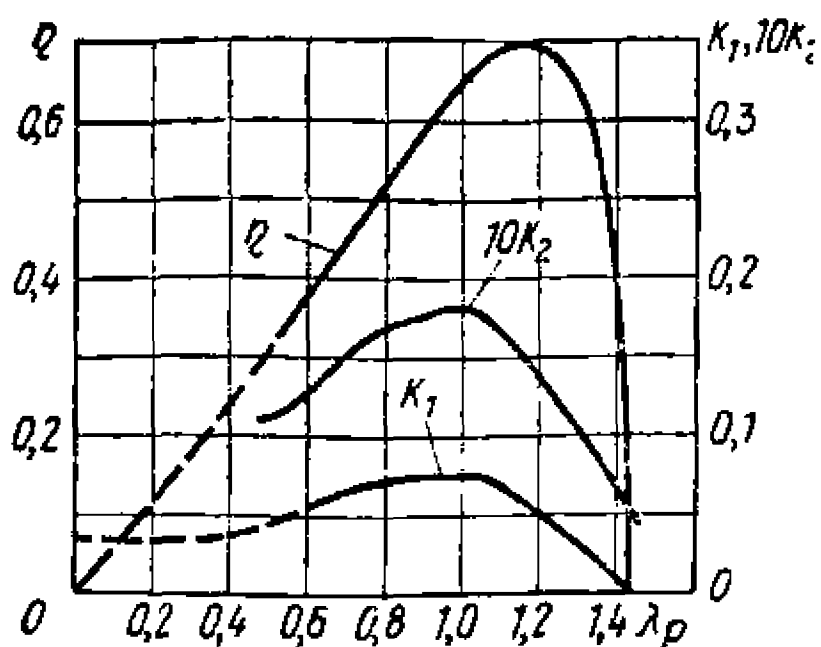


Рис. 106. Кривые действия частично погруженного пятилопастного гребного винта с суперкавитирующей профилировкой при установке на наклонном гребном валу с углом наклона $\alpha = 6^\circ$: $H/D = 1,5$; $\theta = 0,8$; $z = 5$; $\bar{h} = 0,5$.

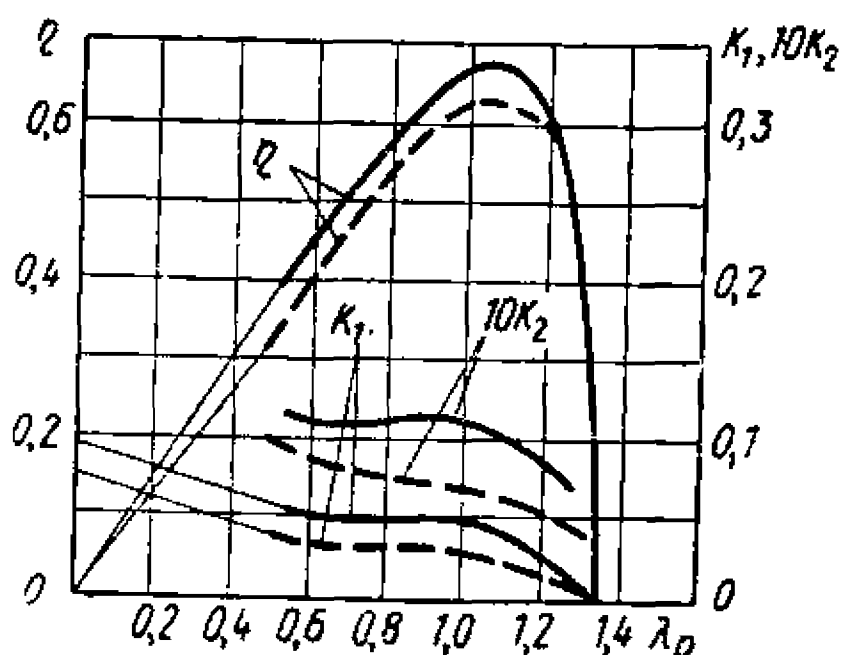


Рис. 107. Кривые действия частично погруженного трехлопастного гребного винта с суперкавитирующей профилировкой:
 $H/D = 1,32$; $\theta = 0,3$; $z = 3$; — $\bar{h} = 0,5$; ---- $\bar{h} = 0,33$.

рабочего сечения винта из-за небольшого понижения уровня воды в диске работающего винта.

Эти испытания показали, что КПД винта даже на оптимальном режиме при частичном погружении по сравнению с полным погружением заметно падает. На малых поступях падение КПД еще более существенно.

Если явление потери упора при частичном погружении подтверждается рядом испытаний, например проведенных в США и Западной Германии (рис. 105, 106, 107), то отмеченное в серии Ленинградского института водного транспорта достаточно большое падение КПД на оптимальных поступях, вероятно, характерно только для винтов, имеющих сегментную профилировку лопастей, т. е. предназначенных для работы в докавитационном режиме. Зарубежные испытания частично погруженных винтов, имеющих суперкавитирующий профиль сечений лопастей, показывают, что их КПД падает крайне незначительно по сравнению с КПД полностью погруженных винтов.

Расчетное значение коэффициента упора при частичном погружении может быть определено по формуле:

$$K_1 = (K_1)_\infty \cdot \frac{A_{\text{сегм}}}{\pi D^2 : 4} \cdot 0,95,$$

где $A_{\text{сегм}}$ — площадь сегмента диска винта, погруженная в воду; $(K_1)_\infty$ — коэффициент упора при полном погружении винта, определенный по формуле:

$$(K_1)_\infty = 0,075 \cdot \frac{H}{D} \cdot \theta.$$

Коэффициент 0,075 должен быть принят для двух-, четырехлопастных винтов, для пяти-, шестилопастных винтов этот коэффициент может быть увеличен до 0,095.

Коэффициент 0,95 учитывает уменьшение рабочего сечения винта за счет понижения уровня воды в районе диска при работе винта.

Значение отношения $\frac{A_{\text{сегм}}}{\pi D^2 : 4}$ в зависимости от относительного погружения можно определить по графику, приведенному на рис. 108.

Следует отметить, что отсутствие в настоящее время систематизированных данных по испытаниям частично погруженных гребных винтов иногда связано с достаточно противоречивыми данными по их эффективности, появляющимися в технической литературе. Так, если повышение гидродинамических характеристик частично погруженных винтов при увеличении числа лопастей до 5—6, полученное при испытаниях моделей винтов, еще находит какое-либо подтверждение на практике (сейчас можно с уверенностью считать, что их КПД не меньше, а вибрационные характеристики значительно лучше, чем двух-, трехлопастных винтов), то информационные данные о существенном повышении КПД таких винтов при увеличенном до 20° наклоне гребного вала еще требуют практического подтверждения.

Исследования американских экспериментаторов показали заметное увеличение КПД (до 80 %) при установке частично погруженного восьмилопастного винта с наклоном гребного вала 20° при погружении до 0,5 *D*в. При этом угол отклонения лопасти в корму («откидка») тоже должен быть равен 20°. Однако эти модельные испытания носят единичный характер и не нашли практического приложения, несмотря на огромные преимущества таких движительных установок.

В то же время сейчас можно с уверенностью утверждать, что благодаря использованию частично погруженных гребных винтов удалось существенно повысить скоростные показатели спортивных судов, особенно мотолодок, снижение сопротивления подводных частей серийных моторов в этом случае много больше, чем некоторое уменьшение КПД гребного винта при «высокой» установке моторов на транце, когда ось гребного вала и обтекатель редуктора на ходу находятся в воздухе.

Существует еще одна причина использования мало погруженных гребных винтов на гоночных судах, связанная с появлением высокооборотных гоночных двигателей, имеющих настроенные резонансные глушители и всасывающие каналы. У нас в стране первые частично погруженные винты появились на скутерах вместе с гоночными моторами «Дельфин» и «Кё-ниг» (1961—1962 гг.), по тем временам удивительно мощными двигателями, имеющими литровую мощность 160—170 л.с./л. Столь высокая литровая мощность на этих двигателях достигается повышением степени наполнения на высоких числах

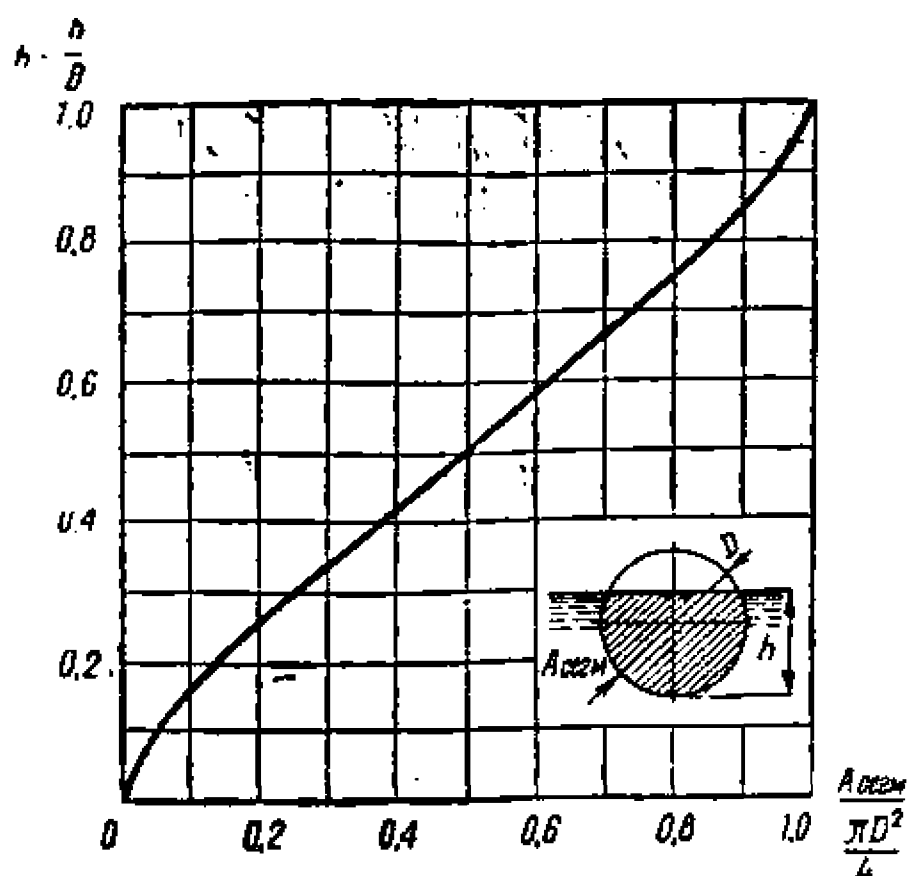


Рис. 108. Относительная площадь диска винта при различных относительных погружениях.

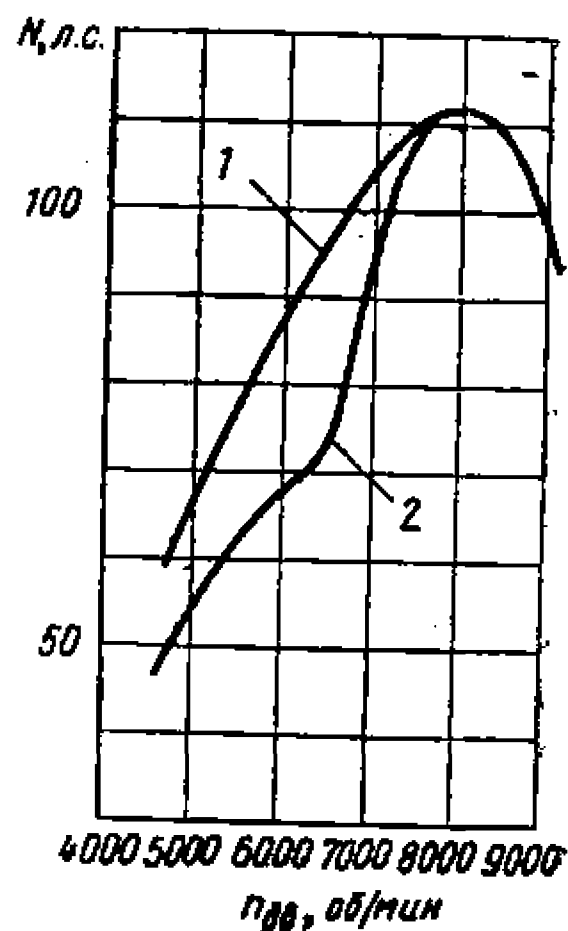


Рис. 109. Внешние характеристики двигателей:

1 — нефорсированного; 2 — форсированного до той же мощности, но имеющего «провал» мощности на средних оборотах.

оборотов при резонансной настройке всасывающих и выхлопных трубопроводов. Однако при подобном методе форсировки двигателей моторы не могут развивать достаточно высокую мощность на малых и средних оборотах, а ограниченный температурный режим работы высококалильных свечей зажигания дополнительно сокращает рабочий диапазон использования двигателя по числу оборотов. Внешняя характеристика таких двигателей (зависимость мощности от числа оборотов) имеет ярко выраженный провал (рис. 109), что создает определенные трудности при подборе движителя. Характерно, что в этих условиях частично погруженные винты позволяют получить полное соответствие рабочей характеристики форсированного двигателя и винтовой характеристики (обеспечить работу двигателя на скоростях движения судна от 0 до максимальных в узком диапазоне чисел оборотов, соответствующих максимуму мощности и оптимальному температурному режиму свечей зажигания). На рис. 110 показаны паспортные диаграммы, построенные для винтов частично и полностью погруженного, работающих с двигателем, который имеет внешнюю характеристику с глубоким провалом мощности на средних числах оборотов, свойственную высокофорсированным двигателям.

У обычного винта при использовании максимальной мощности двигателя (при резком полном открытии дроссельной заслонки карбюратора), соответствующей внешней характеристике, по мере увеличения скорости движения судна число оборотов постепенно повышается от 4500 до 8000 об/мин. При

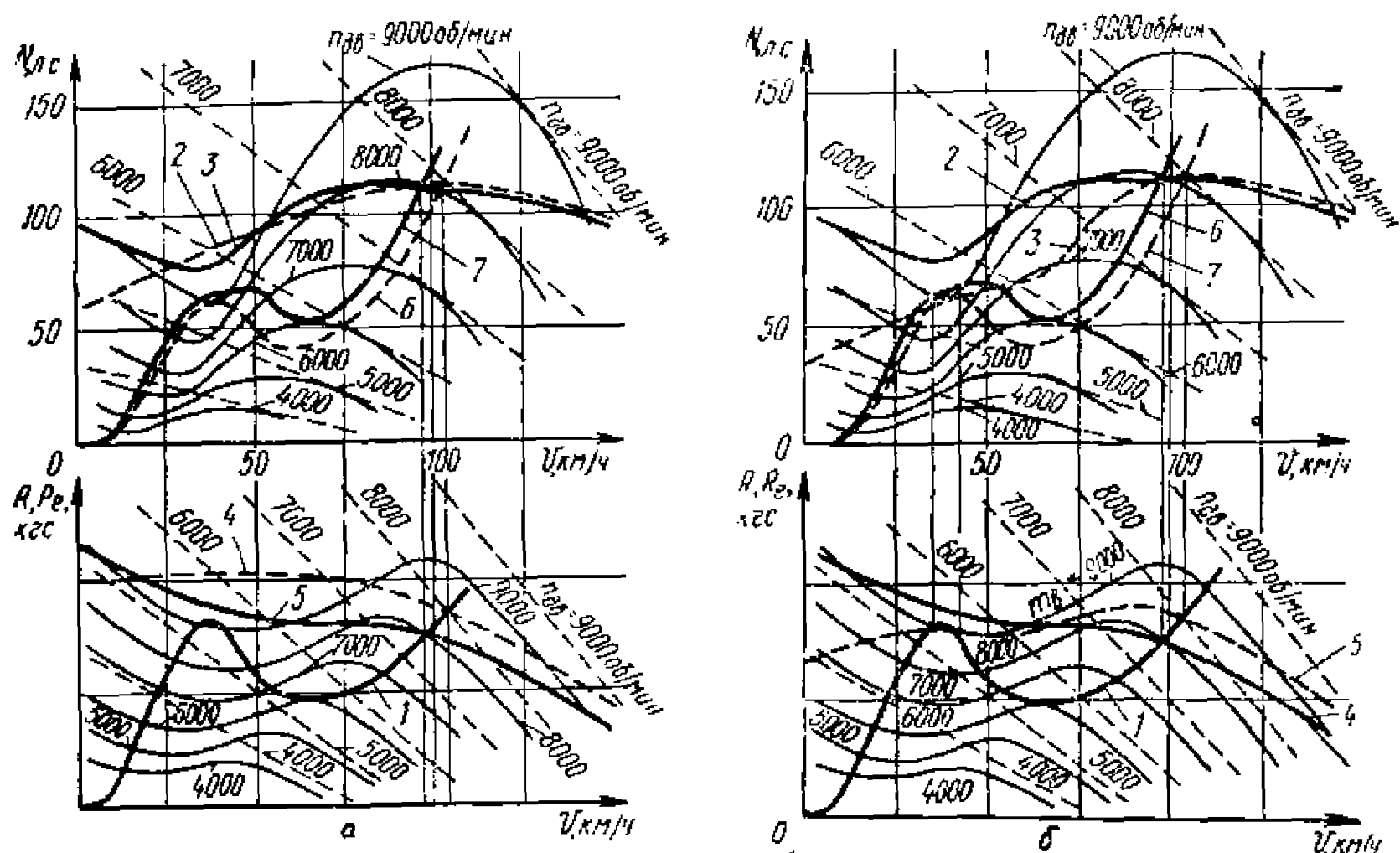


Рис. 110. Паспортные диаграммы тяги и мощности полностью и частично погруженного винтов при работе совместно с нефорсированным двигателем (а) и с форсированным двигателем (б), имеющим «провал» внешней характеристики на средних оборотах:

— кривые тяги и мощности для частично погруженного винта; — — — кривые тяги и мощности для полностью погруженного винта; 1 — кривая сопротивления судна; 2 — кривая предельной мощности для полностью погруженного винта; 3 — кривая предельной мощности для частично погруженного винта; 4 — кривая предельной тяги для полностью погруженного винта; 5 — кривая предельной тяги для частично погруженного винта; 6 — кривая потребной мощности для полностью погруженного винта; 7 — кривая потребной мощности для частично погруженного винта.

применении же частично погруженного винта этот диапазон сокращается, причем при $V=0$ (на швартовах) обороты двигателя будут даже превосходить номинальное (в данном случае 9000—9500 об/мин) и по мере разгона, несколько уменьшаясь приблизительно до 7800 об/мин при скорости около 0,8 от максимальной, начинают увеличиваться до номинального значения 8000 об/мин.

Вид предельных тяговых характеристик этих винтов также различен. Если у обычного винта тяга, завися от величины мощности на каждом режиме, плавно падает по мере увеличения скорости движения, то для частично погруженного винта характерно значительное снижение тяги на скоростях движения, соответствующих докритическим поступям гребного винта (примерно до скоростей, равных $0,5V_{расч}$). После этого следует резкое увеличение тяги, зачастую превышающее тягу обычного винта на этом скоростном режиме, с дальнейшим плавным уменьшением до величины упора на расчетном режиме.

В некоторых случаях удастся использовать и эту особенность частично погруженного винта, совмещая «горб» упора с

«горбом» сопротивления судна или используя повышенный упор для улучшения динамики разгона судна на гоночной трассе.

Следует отметить, что добиться столь удачного сочетания двигатель-двигатель можно при достаточно больших погружениях винта (как это и было сделано на первых иностранных моторах и, может быть традиционно, сохраняется спортсменами в классе скутеров и до настоящего времени), при которых подводная часть подвесного мотора почти целиком находится в воде. В этих условиях, безусловно, далеко не все преимущества частично погруженных винтов используются спортсменами-скутеристами.

Интересно, что добиться такого же эффекта разгрузки винта на малых скоростях хода можно благодаря искусственной аэрации гребного винта (надо отметить, что такая аэрация происходит достаточно часто и естественно, о чем будет сказано ниже), как это было предложено и с успехом продемонстрировано в 1970 г. мастером спорта СССР В. Атамановым. Для обеспечения повышенных оборотов на малых ходах выхода на глиссирование и прогрева свечей зажигания В. Атаманов установил опускающиеся перед гребным винтом два металлических угольника, за которыми образовывались воздушные каверны, воздух из которых интенсивно засасывался гребным винтом, «разгружая» его характеристику.

Если в данном случае аэрация винта используется полезно, то в ряде случаев с ней приходится усиленно бороться.

При работе гребного винта с концов его лопастей и по оси сбегает свободные вихри, причем интенсивность осевого вихря в z раз больше, чем концевых (z — число лопастей). Из-за больших окружных скоростей в центре вихревых шнуров создается значительное разрежение, которое может вызвать образование воздушной воронки, выходящей на поверхность воды (рис. 111). Размеры этих воронок и глубина распространения их в воде зависят от интенсивности вихрей, глубины погружения винта, скорости набегающего потока и наклона оси винта.

При определенных условиях воздушная воронка может достичь диска винта. Тогда воздух, распространяясь в зону разрежения на засасывающей стороне лопасти, резко уменьшает величину упора и момент на винте. Падение момента вызывает дополнительное повышение числа оборотов, что, в свою очередь, усиливает аэрацию винта.

Попаданию воздуха по воздушной воронке способствуют такие явления, как случайное оголение винта, резкое повышение сопротивления судна, например, при ударе корпуса о волну, образование паровоздушной каверны перед или близко за винтом при отрывном обтекании кронштейнов, угловых передач или рулей. Со всеми этими явлениями достаточно часто

приходится сталкиваться спортсменам, причем в большинстве случаев устранить их на спортивном судне невозможно.

Мерами для прекращения аэрации винта могут быть увеличение погружения его оси, что явно нежелательно, так как приводит к повышению сопротивления выступающих частей, изменение угла наклона вала (это обычно связано с влиянием на центровку судна и поэтому не всегда может быть выполнено) или кратковременное резкое снижение числа оборотов. Последнее является серьезным недостатком и во время гонки может приводить к потере скорости, ограничению маневренности, а иногда при вполне возможной ошибке при выполнении этого приема к полному сходу с глиссирования и другим осложнениям. Более эффективным способом предотвращения аэрации или уменьшения возможности ее возникновения является изменение шага винта по радиусу. Например, на подвесных моторах подсос воздуха к винтам, имеющим ось, погруженную на $0,6—0,65 D$, и почти осевое обтекание, начинается при шаговом отношении $\frac{H}{D} > 1$. По-видимому, до $\frac{H}{D} = 1,4$ воздух подсасывается только по центральному вихрю, так как плавное уменьшение шага к ступице на 15—20 % (при этом углы атаки корневых сечений становятся равными нулю), начиная от сечения на $r = 0,65—0,7 D$, приводит к предотвращению влияния аэрации на работу винта.

Для винтов с бóльшим шаговым отношением воздух начинает засасываться к винту по воздушным воронкам концевых вихрей, поэтому при $\frac{H}{D} > 1,4$ иногда уменьшают шаг и на конце лопасти приблизительно на те же 15—20 %. Такое рас-

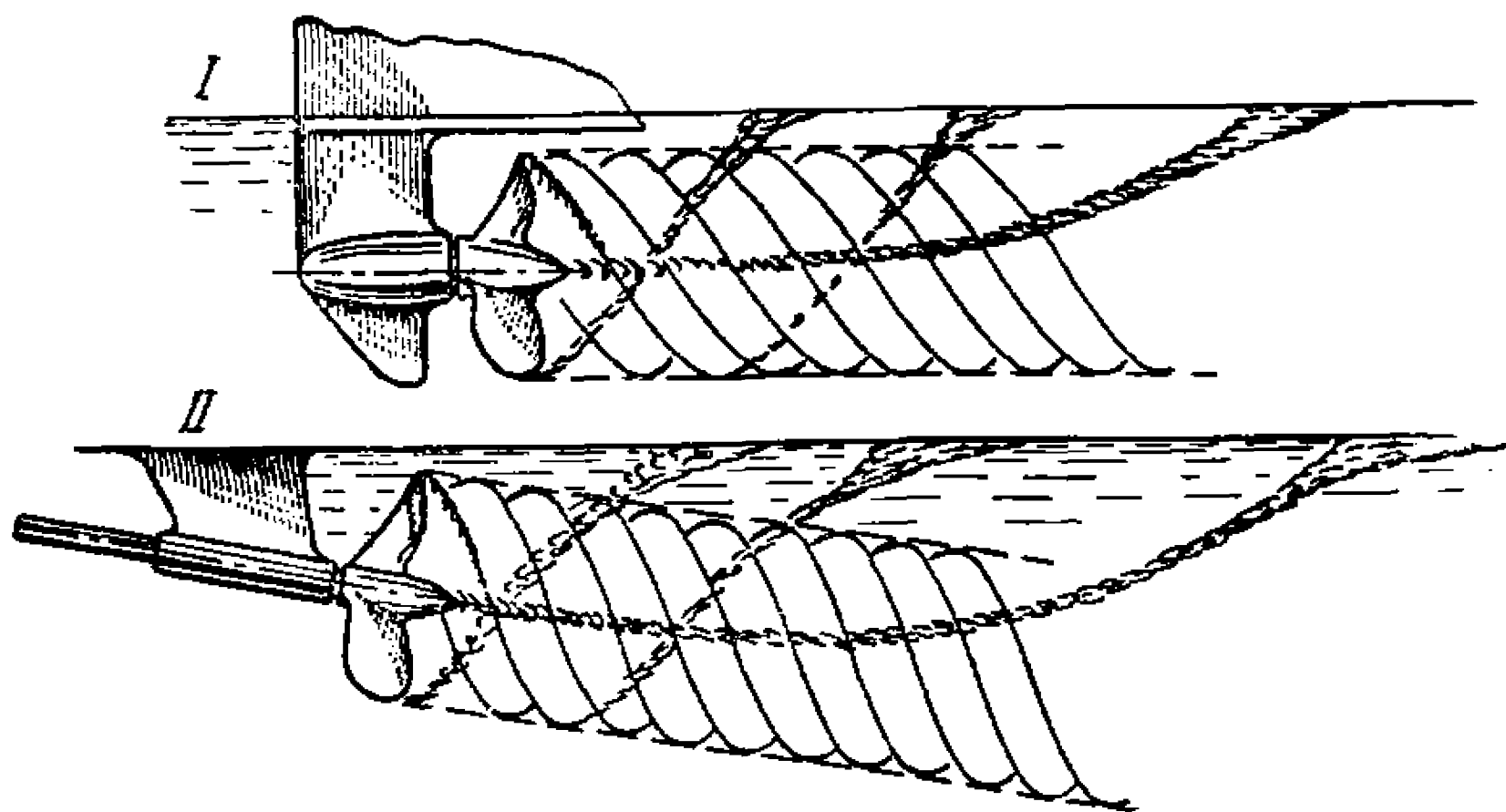


Рис. 111. Схема прососа воздуха к винту по вихревым шнурам:

образование воздушных воронок при горизонтальном расположении оси винта (I) и при косом обтекании гребного винта (II).

пределение шага вдоль лопасти позволяет даже при минимальных погружениях диска винта ($h = 1,0 D$) и периодических оголениях лопастей на волнении предотвратить аэрацию при номинальных режимах работы двигателя. При наклонном гребном вале аэрация наступает при больших шаговых отношениях.

Подвержены аэрации и суперкавитирующие гребные винты, хотя в значительно меньшей степени. Для предотвращения аэрации при шаговых отношениях 1,6—2,0 достаточно уменьшить шаг на те же 15—20 % только у ступицы.

Для частично погруженных гребных винтов просос воздуха еще более характерен, так как предельно малое погружение оси винта, пересечение лопастями винта поверхности воды, наличие каверны за обтекателем редуктора — нормальные явления при их работе. Просос воздуха обуславливает докритический режим резкого падения тяги и момента на кривых действия гребного винта и определяет величину критической поступи $\lambda_{кр}$. Для отсечки атмосферного воздуха, попадающего на частично погруженный винт, и уменьшения абсолютного значения критической поступи используется тот же прием, что и для погруженных винтов, подверженных прососу воздуха, т. е. уменьшение шага на 15—20 % у ступицы в районе границы каверны за обтекателем редуктора. Для частично погруженного винта избежать прорыва воздуха у концов лопастей невозможно, поэтому уменьшение шага на крайних сечениях не имеет смысла. Наоборот, учитывая, что на концах лопастей шаг гидродинамической решетки существенно увеличен и каверны, образующиеся на концах лопастей, мало влияют на уменьшение рабочего сечения гребного винта, для повышения упора на докритических поступях (на режимах интенсивного прососа воздуха и падения упора и момента) целесообразно плавно увеличить шаг винта на 15—20 % в районе концевого сечения. Подобное распределение шага вдоль лопасти наиболее характерно для частично погруженных винтов, имеющих погружение винта более $0,6 D$.

При погружениях гребного винта, обеспечивающих выход ступицы из воды, борьба с прососом воздуха к корневым сечениям лопастей теряет смысл. Однако при этом нецелесообразно и всемерно уменьшать диаметр ступицы винта или диаметр впереди расположенного обтекателя редуктора, так как уменьшение шага гидродинамической решетки в районе корневых сечений лопастей в этом случае обязательно приведет к аэрации и полному запираению сечений диска винта в этом районе воздушными кавернами и к дополнительной возможности проникновения воздуха на соседние сечения.

Для частично погруженных винтов, имеющих погружение диска $0,4—0,5 D$, считая от нижней кромки лопасти, т. е. ось винта расположена на уровне или выше поверхности воды, как

показали эксперименты, можно рекомендовать постоянное распределение шага вдоль лопасти винта или несколько увеличенный шаг к периферии.

На рис. 112, 113, 114, 115 приведены чертежи* ряда гребных винтов подвесных моторов и стационарных двигателей различной мощности. Эти винты вполне могут служить в качестве примера применения данных рекомендаций и использоваться в качестве прототипов при проектировании винтов спортивных судов.

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГРЕБНОГО ВИНТА ДЛЯ МОТОЛОДКИ КЛАССА *SB*

В качестве примера выполним проектировочный расчет гребного винта моторной лодки класса *SB* с мотором «Нептун-23».

За величину расчетной скорости, как в примере расчета элементов корпуса катамарана, возьмем скорость $V_{\text{расч}} = 20,8 \text{ м/с} = 75 \text{ км/ч}$. Номинальные обороты мотора при этом принимаем $n_{\text{дв}} = 6500 \text{ об/мин}$ (хотя эта цифра может быть плохо обоснована, с точки зрения работы двигателя (максимума мощности), большинство ведущих гонщиков страны считает, что повышение оборотов мотора «Нептун-23» по сравнению со спецификационными приводит к повышению мощностных характеристик).

Передаточное отношение угловой передачи к гребному винту равно $i = 15 : 26 = 1 : 1,73 = 0,577$. Расчетное число оборотов гребного винта $n_v = \frac{n_{\text{дв}}}{60} \cdot i = \frac{6500}{60} \cdot 0,577 = 62,5 \text{ об/с}$.

Погружение гребного винта, как было выбрано ранее, составляет на расчетной скорости $0,35 D_v$.

Средний шаг винта может быть определен исходя из величины скольжения 18% , рекомендованной для частично погруженных винтов с суперкавитирующей профилировкой:

$$H = \frac{V_{\text{расч}} (1 + S)}{n_v} = \frac{20,8 (1 + 0,18)}{62,5} = 0,395 \text{ м.}$$

При выборе диаметра винта и величины дискового отношения руководствуются следующим:

КПД винта увеличивается с уменьшением дискового отношения, если при этом удастся обеспечить прочность винта без чрезмерного увеличения толщин сечений;

уменьшить дисковое отношение винта можно при заданной величине упора и (в данном случае) без изменения

* Чертежи получены обмером натуральных винтов и, естественно, могут иметь отклонения от проектных размеров.

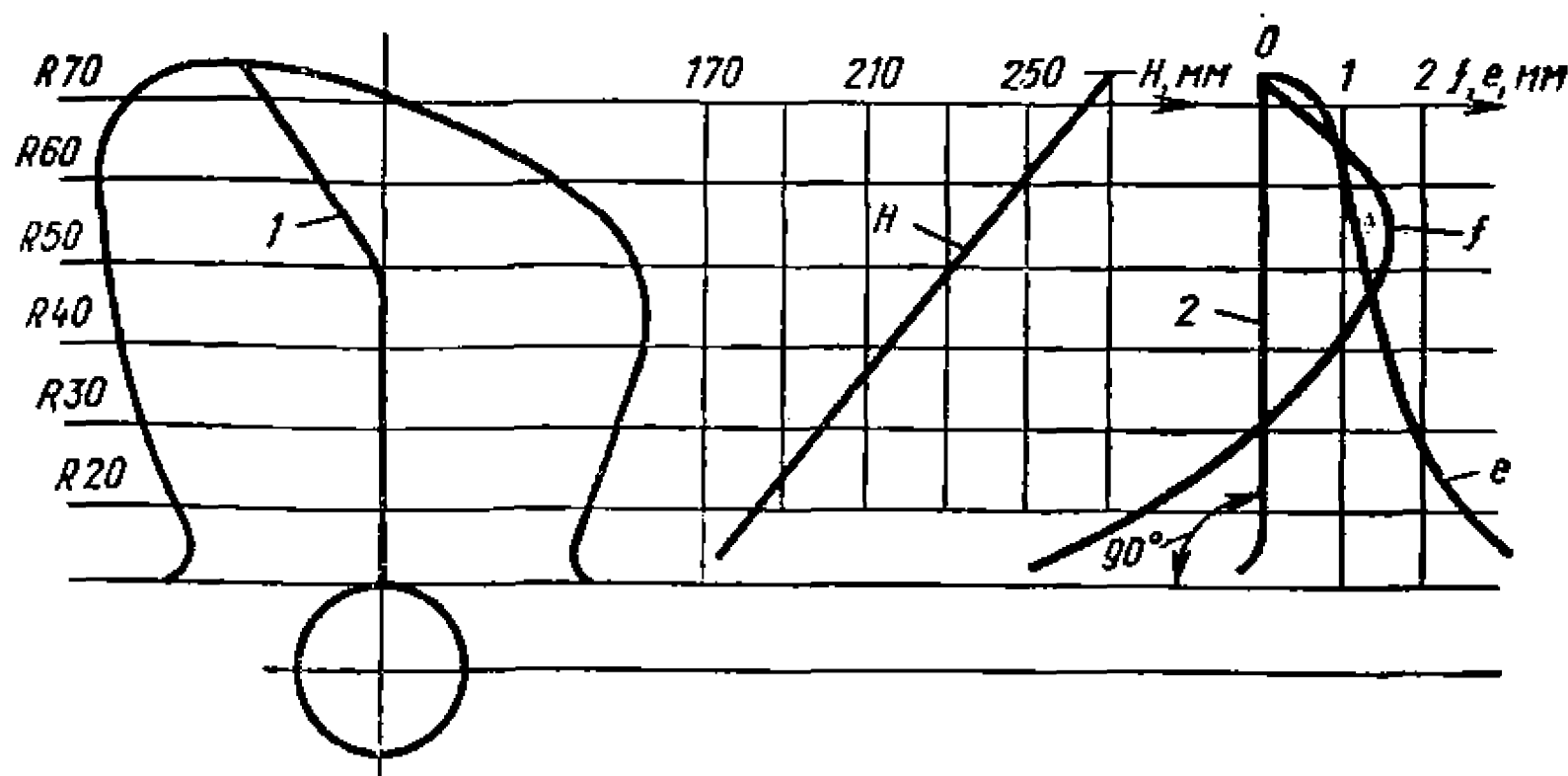


Рис. 112. Основные параметры гребного винта подвесного гоночного мотора RN-175 («Дельфин») выпуска 1965 г.:

спрямленный контур лопасти: H — распределение шага: 1 — конфигурация средней линии лопасти: 2 — форма образующей винтовой поверхности лопасти; e — распределение максимальных толщин лопасти; f — распределение максимальной стрелки вогнутости.

Винт левый: $D_B = 143$ мм; $\theta = 0,4$; $z = 2$; $(H/D)_{0,7D} = 1,57$; номинальная мощность мотора 32 л. с.; число оборотов винта 7600 об/мин; материал — сталь; относительное погружение $\bar{h} \approx 0,85$; профилировка — суперкавитирующая.

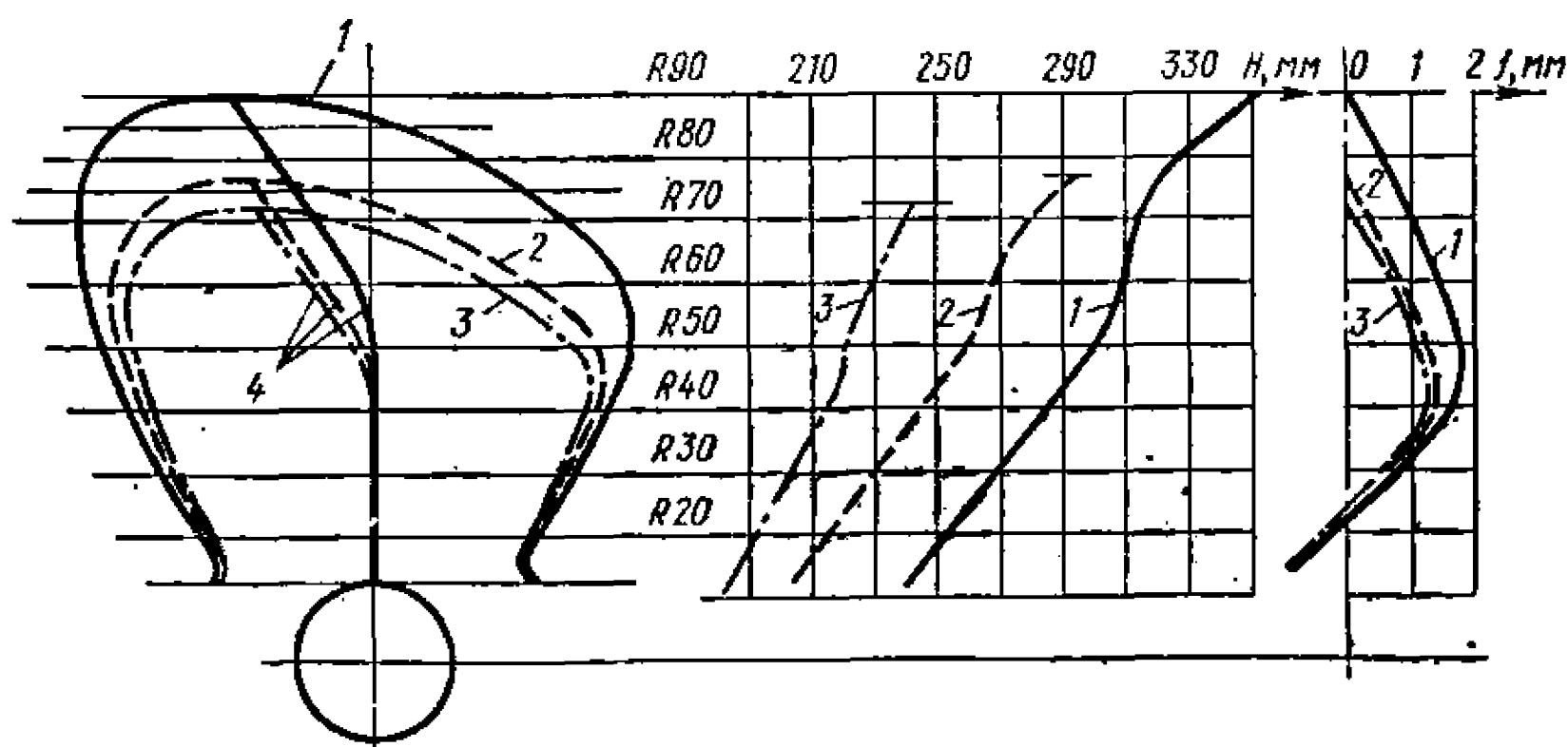


Рис. 113. Основные параметры гребных винтов подвесных моторов «Кёниг-350» (1); «Кёниг-250» с передаточными отношениями угловой передачи $i = 0,8$ (2) и $i = 1,0$ (3):

спрямленный контур и конфигурация средней линии лопасти (4); распределение шага (H); распределение максимальной стрелки вогнутости (f).

Винты левые: $\theta = 0,42$; $z = 2$; материал — сталь; профилировка — суперкавитирующая.

Винт «Кёниг-350»: $D_B = 180$ мм; $(H/D)_{0,7D} = 1,73$; число оборотов винта 7500 об/мин; номинальная мощность мотора ≈ 65 л. с.

Винт «Кёниг-250» ($i = 0,8$): $D_B = 154$ мм; $(H/D)_{0,7D} = 1,71$; число оборотов винта ≈ 7500 об/мин; номинальная мощность мотора ≈ 42 л. с.

Винт «Кёниг-250» ($i = 1,0$): $D_B = 145$ мм; $(H/D)_{0,7D} = 1,53$; число оборотов винта ≈ 9500 об/мин; номинальная мощность мотора ≈ 42 л. с.

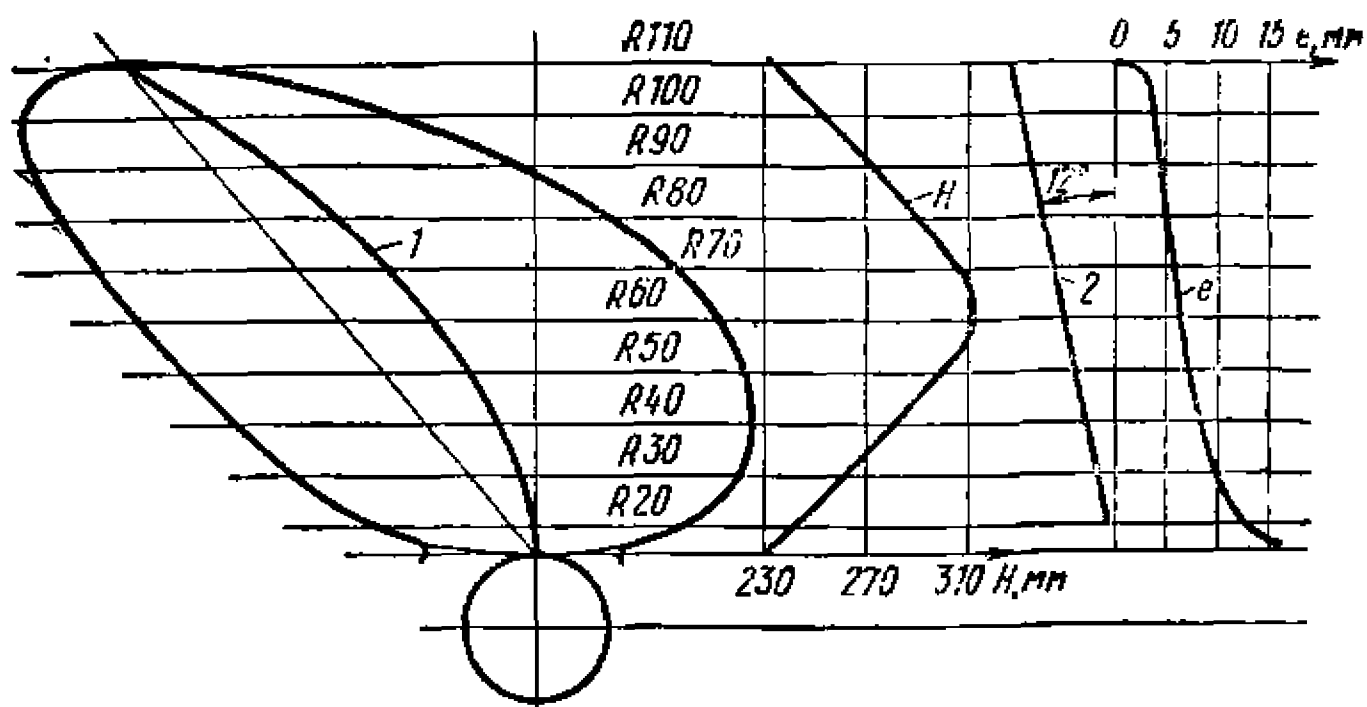


Рис. 114. Основные параметры гребного винта глссера LX-1000 (R-1) с двигателем «Вартбург»:

спрямленный контур и конфигурация средней линии лопасти (1); распределение шага (H); форма образующей винтовой поверхности и нагнетающей стороны лопасти ($f = 0$) (2); распределение максимальных толщин лопасти (e).

Винт левый: $D_B = 222$ мм; $\theta = 0,45$; $z = 2$; номинальная мощность двигателя ≈ 70 л. с; число оборотов винта ≈ 5200 об/мин; материал — латунь или бронза; профилировка — суперкавитирующая клиновидная.

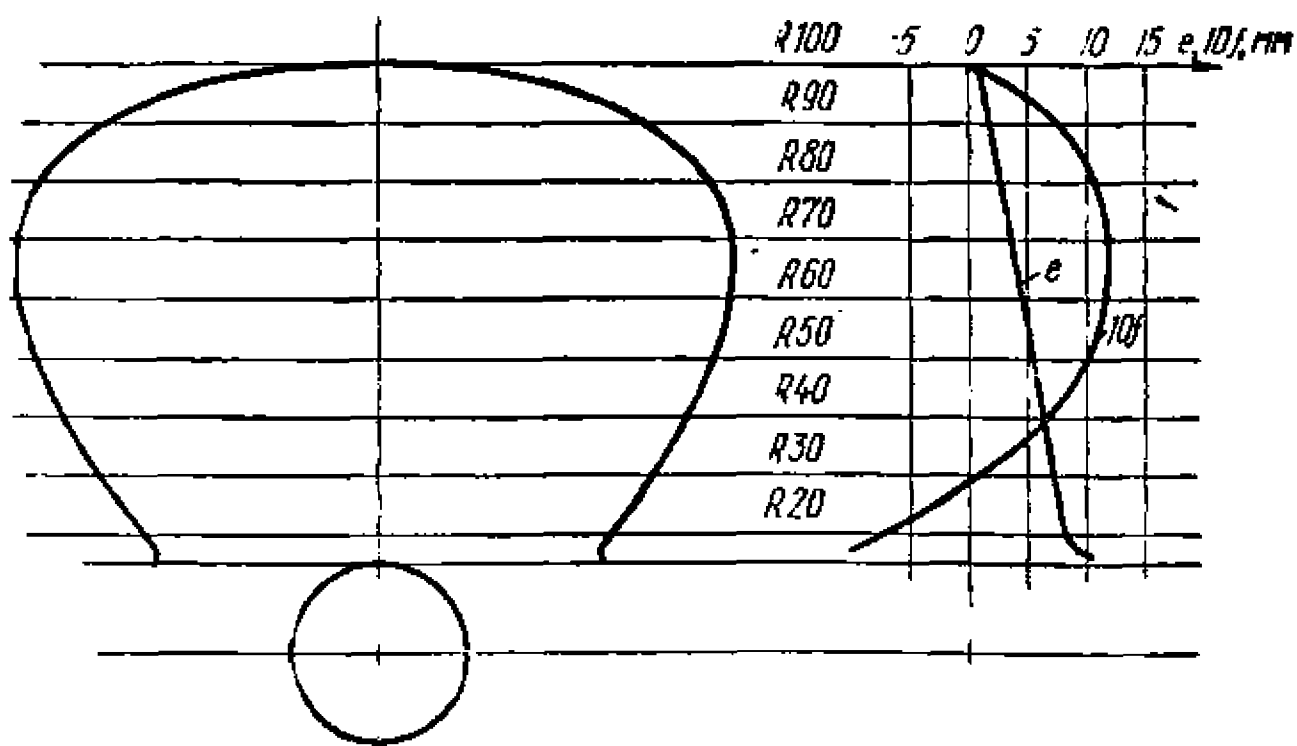


Рис. 115. Основные параметры гребного винта глссера ГА-250 (R-4) с двигателем М-21 «Волга» (глссер м. с. Фукса А. А.):

спрямленный контур; e — распределение максимальных толщин лопасти; f — распределение максимальной стрелки вогнутости.

Винт левый: $D_B = 200$ мм; шаг винта постоянный $H = 310$ мм; $\theta = 0,54$, число оборотов винта ≈ 8500 об/мин; материал — латунь; номинальная мощность двигателя после форсировки ≈ 80 л. с.; профилировка — суперкавитирующая клиновидная.

относительного погружения винта, увеличивая диаметр гребного винта;

увеличение диаметра гребного винта, вызванное требованиями уменьшения дискового отношения, целесообразно до тех пор, пока шаговое отношение сохраняется достаточно большим (не менее 1,4—1,6), чтобы не вызвать падение КПД винта.

Для того чтобы удовлетворить эти требования, можно идти двумя путями. Проводя расчет первого приближения, задаваться либо предельной величиной диаметра гребного винта, который может быть размещен в вырезе подводной части мотора, и исходя из этого определить необходимую величину θ , либо, выбрав оптимальную величину θ с учетом прочности винта (как показывает практика, эта величина не может быть меньше 0,3), определить соответствующий диаметр гребного винта.

Обычно для серийных подвесных моторов первый путь является определяющим. Поэтому выберем диаметр гребного винта, предельно размещаемый на моторе «Нептун-23», $D_v = 275$ мм.

Для выбора дискового отношения определим величину упора гребного винта, принимая в первом приближении КПД винта $\eta_v = 0,6$, а КПД передачи мощности от моторной головки к винту с учетом потерь из-за взаимодействия гребного винта и подводной части мотора $\eta_m = 0,9$:

$$P_e = \frac{75 \cdot N \cdot \eta_v \cdot \eta_m}{V_{расч}} = \frac{75 \cdot 23 \cdot 0,6 \cdot 0,9}{20,8} = 44,7 \text{ кгс.}$$

Необходимый коэффициент упора винта равен:

$$K_1 = \frac{P_e}{\rho n_v^2 \cdot D_v^4} = \frac{44,7}{102 \cdot 62,5^2 \cdot 0,275^4} = 0,0198.$$

При этом значение дискового отношения может быть получено по формуле:

$$\theta = \frac{K_1}{0,075 \cdot \frac{H}{D} \cdot \frac{A_{серм}}{\pi D_v^2 : 4} \cdot 0,95}.$$

В нашем случае принято число лопастей $z = 3$, а при погружении $0,35 D_v$:

$$\frac{A_{серм}}{\pi D_v^2 : 4} \approx 0,32;$$

$$\theta = \frac{0,0198}{0,075 \cdot \frac{0,395}{0,275} \cdot 0,32 \cdot 0,95} = 0,6.$$

Используя рис. 93 и 94, можно построить кривую распределения ширины сечения по размаху лопасти или развернутую

поверхность лопасти винта и в том числе определить хорду корневого сечения ($b_k = 0,075$ м).

Определим максимальную толщину корневого сечения лопасти при изготовлении его сварным из стали Зсп, имеющей предел прочности $\sigma_b = 45$ кг/мм².

Для частично погруженного винта коэффициент запаса прочности K принимаем 7,5. При этом в формуле следует учесть, что усилие упора в предельном случае воспринимается только одной лопастью трехлопастного винта, т. е. принять $z = 1$:

$$e_k = \sqrt{\frac{44,7 (0,7 \cdot 0,138 - 0,025) 7,5}{1 \cdot 0,075 \cdot 0,11 \cdot 45}} = 8,05 \text{ мм.}$$

При выборе контура лопасти в последнее время (подобно тому, как это сделано на винтах итальянской фирмы Радичи) для возможного уменьшения брызгообразования и, что более важно, для повышения прочности тонкой и острой входящей кромки концам лопастей придают значительную саблевидность (до 40° по средней линии развертки лопасти). На последних моделях винтов фирмы Радичи величина саблевидности задается приданием выходящей кромке лопасти прямолинейности. Теоретический чертеж винта с полученными элементами приведен на рис. 116.

Сравнение расчетных элементов винта с элементами винтов, используемых ведущими гонщиками страны, показывает, что их параметры мало отличаются друг от друга.

Как уже неоднократно говорилось, допущения в методе такого расчета, вызванные отсутствием в настоящее время полных и достоверных данных по расчету винтов, вносят совершенно определенную степень приближенности полученных результатов и должны рассматриваться спортсменами как первый исходный вариант. Для выбора оптимальных параметров гребного винта спортсмену неминуемо придется вносить изменения в конструкцию гребного винта, основываясь на результатах натурных испытаний, с целью более точного учета особенностей конкретного гидродинамического комплекса судно — мотор — движитель.

Иногда при проектировании редукторных передач на скутерах и глиссерах приходится выбирать оптимальную величину редукции при передаче мощности от двигателя к гребному винту. Основным критерием при этом является получение максимального КПД винта, который определяется величинами шагового и дискового отношений. При этом обычно диаметр винта не ограничивается.

Для выбора оптимальной редукции приходится рассчитать несколько вариантов гребного винта, задаваясь несколькими значениями чисел оборотов. Число оборотов, обеспечивающее

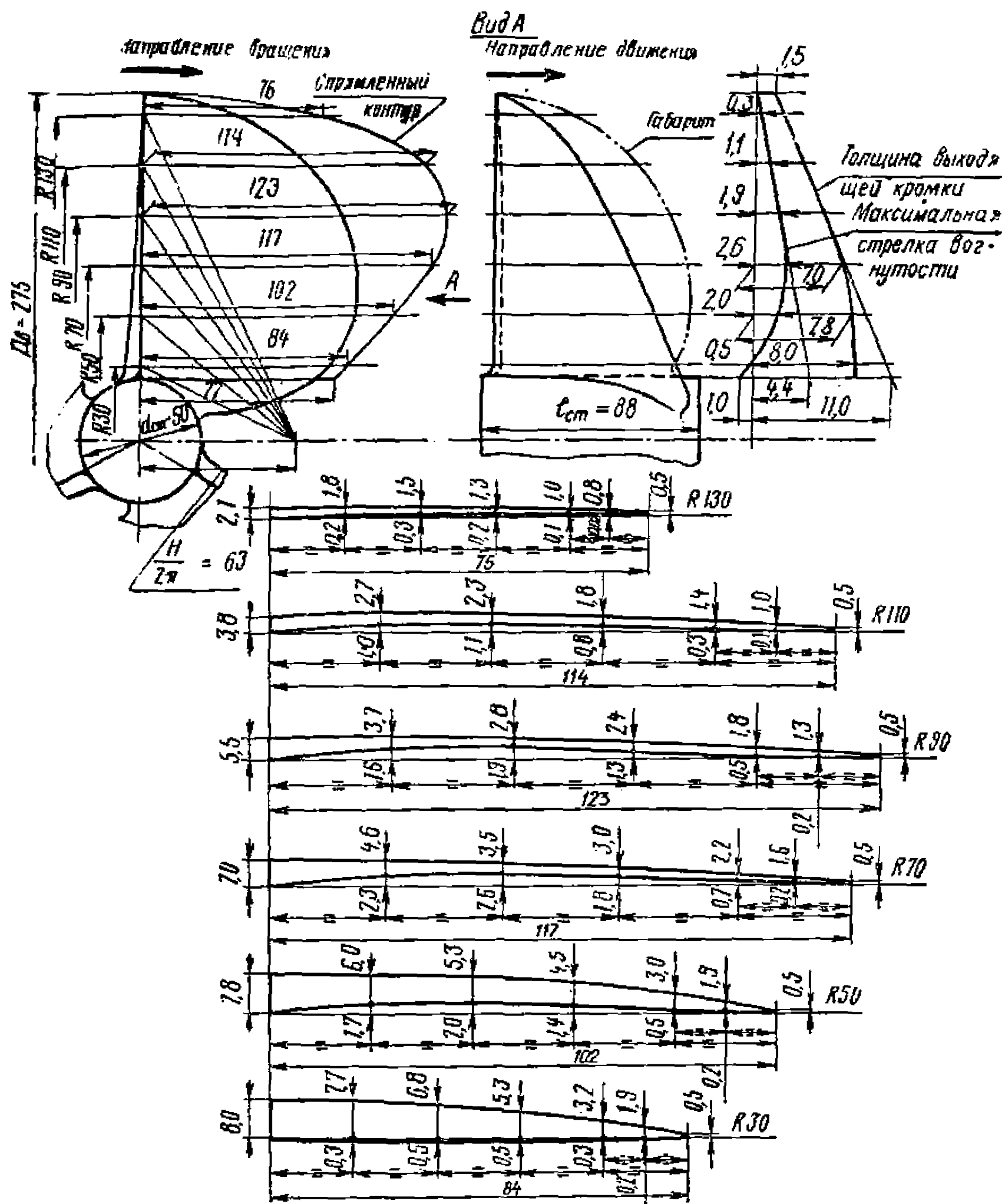


Рис. 116. Чертеж частично погруженного гребного винта для моторной лодки класса *SB* с мотором «Нептун-23»:

Винт правый: $D_B = 275$ мм; шаг винта постоянный $H = 395$ мм; $\theta = 0,6$; $z = 3$.

максимум КПД, является оптимальным, а величина редукции определяется по формуле: $i = \frac{(n_p)_{\text{опт}}}{n_{\text{дв}}}$.

МОТОРЫ ДЛЯ СПОРТИВНЫХ И ГОНОЧНЫХ СУДОВ

8. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОТОРОВ НА СПОРТИВНЫХ СУДАХ

В настоящее время в соревнованиях по водно-моторному спорту применяются серийные подвесные лодочные моторы для мотолодок спортивных классов, форсированные лодочные моторы для скутеров национальных классов, специальные гоночные моторы для скутеров международных классов, а также двигатели отечественных легковых автомобилей для глиссеров.

Правила соревнований регламентируют степень допустимых переделок двигателя в зависимости от класса судна. Так, на мотолодках какие-либо переделки мотора категорически запрещены, за исключением замены гребного винта и запальных свечей, на которые ограничений нет. Для гоночных скутеров международных классов лишь одно ограничение — на них должны применяться поршневые безнаддувные двигатели внутреннего сгорания с определенным рабочим объемом (литражом), который и определяет его класс. Конструктивных ограничений на них практически нет. Для скутеров национальных классов и глиссеров разрешен большой объем реконструкции всех базовых агрегатов и частей серийных двигателей с целью их форсирования. Кроме того, поршни, распределительные валы и некоторые другие детали для таких двигателей можно применять любого производства. Каждый гонщик в рамках Правил стремится «выжать» из мотора как можно большую мощность для достижения лучших динамических качеств своего судна. Достигается это разными путями. Многие ведущие водномоторники на мотолодках подбором специальных гребных винтов и настройкой уровня их погружения в сочетании со специфической регулировкой систем питания и зажигания выводят работу двигателя на режимы, значительно превышающие номинальные паспортные данные. Например, моторы «Нептун-23» успешно эксплуатируются на спортивных мотолодках при скорости вращения коленчатого вала 6000—7000 об/мин (против 5000 паспортных).

Для скутеров национальных классов и глиссеров разрешенных возможностей повышения мощности значительно больше. Однако на практике можно видеть, как спортсмены, используя высокофорсированные моторы, на соревнованиях показывают нулевой результат или проходят дистанцию хуже, чем спортсмены на мотолодках с нефорсированными моторами. Происхо-

дят такие случаи по разным причинам. Наиболее частой из них является неквалифицированная форсировка и доводка двигателя. Гонщик совершенствует свой мотор по какому-то образцу, который он у кого-то видел и который показывал блестящие результаты, либо по рекомендациям или чертежам некоего «авторитета». Иначе говоря, все, что он узнавал — одно здесь, другое там, третье еще где-то, все без особых размышлений применял в своем моторе. Главным недостатком такого метода является то, что спортсмен знает, что надо реконструировать, а каким способом и к чему это приведет, представляет весьма смутно. В таком случае, когда «руки обгоняют голову», даже маленькая неточность, а их, как правило, бывает много, сводит на нет огромную подготовительную работу. Встречаются и такие примеры, когда все параметры выбраны правильно, переделки выполнены точно, двигатель работает устойчиво и развивает высокую мощность на расчетных оборотах коленчатого вала, однако спортсмен не может не только достигнуть высокой скорости, но зачастую ему не удается вывести свое судно на глиссирование. Такие случаи объясняются ошибочным выбором рабочего диапазона двигателя или несоответствием его внешней характеристики нагрузочному сопротивлению движителя. Иногда гонщику даже не удается осуществить пуск двигателя доступными методами из-за слишком высоких пусковых оборотов его гоночного мотора. Следует отметить, что пуск подвесных моторов осуществляется простейшими способами: пусковым шнуром или ручным стартером. В отличие от двигателей колесных транспортных экипажей способ пуска мотора «с толчка» для достижения необходимых оборотов здесь невозможен.

В соревнованиях спортсмены очень часто получают оценку «0» из-за самых разнообразных поломок: прогар поршней, разрушение подшипников, поршневых колец, отказ свечей зажигания и др. Сход с дистанции по технической причине свидетельствует о недостаточной надежности подготовленного гоночного комплекса, самым уязвимым звеном которого является мотор.

Из многочисленных параметров, характеризующих двигатель внутреннего сгорания, важнейшими для спортивных и гоночных судов являются: 1) высокая мощность; 2) малая масса; 3) надежность в пределах ограниченного срока эксплуатации. Первые два фактора характеризуют энергонасыщенность и динамические возможности гоночного судна. Чем выше удельная мощность $\frac{\text{КВТ}}{\text{кг}} \left(\frac{\text{л. с.}}{\text{кг}} \right)$ и меньше удельная масса $\frac{\text{кг}}{\text{КВТ}} \left(\frac{\text{кг}}{\text{л. с.}} \right)$ всего гоночного комплекса судно—мотор—водитель, тем большие скорость и ускорение может достигнуть спортсмен при прочих равных условиях. Повышение мощности двигателя и снижение сопротивления движению — самые радикальные пути достижения максимальной скорости. Масса двигателя составляет весьма

существенную часть всего снаряженного к движению судна, и поэтому необходимо стремиться к всемерному ее снижению. Высокая надежность мотора нужна для обеспечения уверенного, быстрого пуска в ограниченный промежуток предстартового времени и для того, чтобы избежать вынужденных остановок, поломок и аварий во время гонок. Интервалы между призерами на финише заезда составляют считанные секунды, а иногда доли секунды. Поэтому опоздание на старт или остановка всего на несколько секунд может привести к поражению. Остальными требованиями — стоимость, моторесурс, простота ухода и ремонта — можно пренебречь для улучшения главных трех качеств. Особое значение имеет вопрос об экономичности двигателя. В условиях быстротечных кольцевых гонок на 5 или 10 миль, когда самый «прожорливый» двигатель не успевает израсходовать и 20 л топлива, этот фактор — второстепенный. В длительных многочасовых гонках высокий удельный расход топлива неизбежно вызывает увеличение стартовой массы за счет большого запаса топлива или потребуются дополнительные остановки для дозаправки. Это снижает среднюю скорость прохождения дистанции. Вот в таких случаях экономичность двигателя может оказаться решающим параметром.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Мощность двигателя внутреннего сгорания определяется количеством тепла, полученного от сжигания топлива в его камерах сгорания и переведенного в полезную механическую работу за единицу времени. Работа всякой машины, в том числе и двигателя внутреннего сгорания (ДВС), связана с целым рядом потерь. Влияние различных потерь на мощность двигателя характеризуется его КПД. Основная задача при подготовке гоночного двигателя заключается в получении максимальной мощности и, следовательно, в увеличении часового расхода топлива и повышении общего КПД.

Эффективная мощность ДВС может быть выражена формулой:

$$N_e = K \eta_m \eta_g \eta_t \eta_v V_h H_g n,$$

где K — коэффициент, учитывающий тип двигателя; $K = 0,0000475$ для четырехтактного двигателя; $K = 0,000095$ для двухтактного двигателя;

η_m — механический КПД, характеризующий потери на трение и газообмен (насосные потери);

η_t — термический КПД, определяющий тепловые потери вследствие неполноты расширения продуктов сгорания в идеальном цикле;

η_g — относительный КПД, характеризующий потери теплоты через стенки камеры сгорания и цилиндра в действительном цикле;

η_v — коэффициент наполнения, отношение действительной массы свежего циклового заряда к теоретически возможной, приведенной к нормальным условиям;

V_h — рабочий объем двигателя, л;

H_g — теплотворная способность 1 м³ стехиометрической рабочей смеси (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$) при нормальном давлении и температуре, ккал/кг;

n — частота вращения коленчатого вала, об/мин.

Литровая мощность двигателей определяется:

$$N_e : V_h = K \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_v \cdot H_g \cdot n.$$

В формуле литровая мощность представлена как произведение нескольких параметров. Для гоночного двигателя каждый из них должен быть увеличен до максимума.

Рассмотрим основные конструктивные мероприятия и средства достижения высокой удельной мощности.

1). Термический и относительный КПД (η_t ; η_g) двигателя характеризуют эффективность теплоиспользования, т. е. оценивают качество протекания рабочего процесса. Повышение степени сжатия (ϵ) сопровождается сначала быстрым, а затем прогрессивно замедляющимся увеличением КПД. Как показывает термодинамическое исследование, при увеличении степени сжатия свыше 18 прирост среднего индикаторного давления почти прекращается. На реальном двигателе при повышении степени сжатия более 12 значительно быстрее растут механические потери вследствие повышения максимальных давлений сгорания P_z и жесткости $\left(\frac{dP}{dt}\right)$, что приводит к необходимости упрочнения деталей и увеличения их массы. Реализация высоких степеней сжатия ограничена антидетонационной стойкостью применяемых топлив. Например, на спортивных судах и глиссерах Правилами соревнований разрешено применение только коммерческих бензинов массового потребления, октановое число которых не превышает 101,7. На гоночных двигателях для скутеров, где топливо не регламентировано, степень сжатия может быть повышена до 18 при условии применения специальных топлив. Опираясь термином «степень сжатия», всегда следует иметь в виду, что фактическая (эффективная) величина ϵ_f почти всегда отличается от его геометрического значения. Из-за неполноты заполнения цилиндра цикловым зарядом, особенно на высоких числах оборотов, фактическая степень сжатия меньше геометрической. В двухтактных двигателях потеря части хода сжатия из-за открытых выхлопных окон значительно снижает фактическую степень сжатия. В случае удачной резонансной настройки впускной и выпускной систем в определенном диапазоне скоростей вращения эффективная степень сжатия может превысить геометрическую. В настоящее время двигатели спортивных судов имеют геометрическую степень

сжатия $\epsilon = 8-10$, гоночных скутеров до 18. У моторов, подготовленных для гонок на большие дистанции, геометрическая степень сжатия, как правило, не превышает 11—12.

Решая вопрос о выборе степени сжатия для каждого конкретного двигателя, следует учитывать некоторые дополнительные факторы. При неизменной степени сжатия детонационная стойкость одного и того же топлива увеличивается при обогащении смеси, уменьшении диаметра цилиндра, применении рациональной компактной камеры сгорания, повышении скорости вращения коленчатого вала, снижении температуры поверхностей камеры сгорания и электродов запальной свечи. Тепловые потери процесса горения могут быть снижены, в первую очередь, подбором наиболее целесообразной формы камеры сгорания. В двухтактных гоночных двигателях широкое применение нашли камеры сгорания, которые образно называют «жокейская шапочка», «сомбреро» и т. п. Это полусферические выемки в головке блока, диаметр основания которых значительно меньше диаметра цилиндра. В процессе сжатия в момент приближения поршня к ВМТ между дном поршня и краями камеры сгорания образуется кольцевая или полукольцевая щель, из которой горючая смесь вытесняется в компактную основную камеру, где она концентрируется в непосредственной близости от запальной свечи. Подобные конструкции камер сгорания способствуют быстрому и полному бездетонационному сгоранию циклового заряда при минимальном пробеге фронта пламени, незначительной теплоотдаче в стенки камеры сгорания и поверхность поршня. К стенкам цилиндра продукты сгорания попадают в процессе расширения, когда температура и теплоемкость газов в цилиндре резко падают, что способствует лучшему теплоиспользованию. В четырехтактных гоночных ДВС с внешним смесеобразованием чаще всего применяются неглубокие полушатровые и полусферические камеры сгорания. Для уменьшения тепловых потерь поверхности камер сгорания и днища поршня тщательно полируют. При увеличении скорости вращения коленчатого вала время соприкосновения высокотемпературных газов с поверхностями головки, поршня и стенки цилиндра сокращается, что снижает утечку тепла.

Таким образом, улучшению теплоиспользования в двигателе способствуют: повышение степени сжатия, уменьшение поверхности камеры сгорания, полирование стенок камер сгорания и днища поршня, а также повышение скоростного режима двигателя. Повышению эффективности этих факторов содействует изготовление многоцилиндровых двигателей с малым рабочим объемом каждого цилиндра.

2) Хорошее наполнение цилиндра (высокий η_v) двигателя дает возможность получить большую литровую мощность во всем диапазоне угловых скоростей коленчатого вала. Обычно при увеличении частоты вращения η_v снижается из-за роста скорости потока свежей топливной смеси, повышения гидравли-

ческих сопротивлений и уменьшения времени открытия газораспределительных органов. Повышение температуры смеси на пути к камере сгорания снижает ее плотность, масса циклового заряда уменьшается, двигатель недобирает максимальную мощность и число оборотов.

С увеличением быстроходности для сохранения высокого значения η_v и даже его повышения необходимо решить ряд проблем по организации эффективного газообмена, в результате которого должны произойти полная очистка цилиндров от отработавших газов и максимальное заполнение объема цилиндра свежим зарядом на всех режимах работы двигателя. Для этого следует стремиться: а) всемерно снижать скорость потока свежей смеси; б) уменьшить гидравлические сопротивления трубопроводов, особенно впускного тракта; в) предотвратить нагрев свежего заряда; г) обеспечить максимальную пропускную способность газораспределительных органов. Для двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой эти требования усложняются необходимостью хорошего наполнения картера и выбора рациональных конструктивных форм каналов и окон для организации эффективного перепуска циклового заряда в надпоршневое пространство. Как показывает практика, средняя скорость движения смеси во впускных трактах и клапанных щелях у гоночных и качественных транспортных двигателей не превышает 50—70 м/с.

Для уменьшения скорости свежей смеси на гоночных двигателях применяют короткие всасывающие и перепускные тракты большого сечения без крутых изгибов. В настоящее время все гоночные двигатели, если нет ограничений правилами, имеют отдельный карбюратор или диффузор для каждого цилиндра (или кривошипной камеры двухтактного двигателя) независимо от количества цилиндров.

Для снижения трения потока о стенки и ослабления вихреобразования, отрицательно действующего на наполнение, внутренние поверхности впускного патрубка, диффузора карбюратора, впускного и перепускных каналов тщательно полируют.

Чтобы предохранить топливо от нагревания, карбюратор устанавливают на головке через теплоизолирующую прокладку, а иногда поплавковые камеры крепят на специальных подвесках, исключающих передачу вибрации и тепла к поступающему топливу. Для снижения температурного режима большинство деталей двигателя изготавливают из металлов с высокой теплопроводностью (алюминиевых сплавов). Теплопроводность материалов в совокупности с интенсивным охлаждением обеспечивает приемлемое тепловое состояние на напряженных рабочих режимах двигателя, что предотвращает излишний нагрев смеси на всем пути к цилиндру.

Пропускная способность любого газораспределительного устройства характеризуется фактором время — сечение $\int f dt$,

т. е. площадью, заключенной между осью абсцисс и кривой, изображающей изменение проходного сечения клапана (или окна) по времени (или углу) поворота коленчатого вала. Несмотря на то что гоночные двигатели развивают максимальную мощность при более высоких частотах вращения, численные значения их фактора время — сечение, отнесенные к единице рабочего объема, нередко получаются выше, чем у транспортных двигателей массового производства. Это в значительной степени объясняет хорошее наполнение гоночных двигателей на высоких скоростных режимах. У современных двухтактных двигателей фактор время — сечение на единицу рабочего объема на режиме, соответствующем максимальной мощности, как правило, лежит в пределах 8—10 мм² с/л. Для четырехтактных ДВС эта величина составляет 10—15 мм² с/л, причем наибольшие значения соответствуют впускным устройствам. Повышение фактора время — сечение для четырехтактных двигателей возможно благодаря увеличению диаметра и количества клапанов, высоты подъема и скорости их движения, для двухтактных — увеличению площади сечения окон и каналов, увеличению их количества и для всех двигателей — благодаря расширению фаз газораспределения.

Наиболее эффективным является расширение фаз с использованием так называемого инерционного (резонансного) наддува. В этом случае фазы распределения назначаются с учетом инерции газов, движущихся по впускным и выхлопным трактам. При правильной настройке моментов открытия и закрытия распределительных органов с длиной и диаметром соответствующих трубопроводов можно эффективно использовать кинетическую энергию потока свежей смеси для дозарядки цилиндра или кривошипной камеры, а инерцию отходящих газов для создания некоторого вакуума в цилиндре. Кроме того, для двухтактного двигателя можно получить некоторое дополнительное повышение давления в цилиндре к моменту закрытия выхлопного окна за счет волны давления, отраженной конфузурой выхлопной системы. При этом параметры волны давления, а следовательно, и диапазон настройки рабочих режимов двигателя определяются конусностью и расстоянием конфузора от зеркала цилиндра.

Эффект использования инерционного наддува оказывает заметное влияние на высоких частотах вращения, а на промежуточных режимах позднее закрытие распределительных органов может дать отрицательные явления: затрудненный пуск, выброс топлива из диффузора карбюратора, вспышки в картере, «провал» мощностной характеристики на средних частотах вращения.

В сравнении с четырехтактными ДВС повышение η_v у двухтактных двигателей имеет дополнительные трудности, так как здесь сначала надо хорошо наполнить подпоршневое простран-

ство (кривошипную камеру), а затем быстро и без потерь перепустить цикловой заряд в надпоршневое пространство. Чтобы получить хороший результат, необходимо осуществить комплексную настройку газообмена, который можно разделить на три процесса: 1-й — впуск; 2-й — продувка; 3-й — выхлоп.

Для лучшего наполнения подпоршневого пространства в моторах применяют вращающиеся золотники и лепестковые автоматические клапаны. Повышение наполнения картера возможно увеличением полезной части хода поршня, что достигается за счет уменьшения высоты продувочных и выхлопных окон.

Определенное конструктивное усложнение двигателя, вызванное установкой золотника, компенсируется его достоинствами в совершенствовании газообмена. С помощью золотникового впуска можно осуществить несимметричные фазы распределения, что позволяет увеличить время — сечение впуска в среднем на 10 %, а η_v на 20 %.

Фирма «Кёниг» для повышения η_v подвесного гоночного мотора класса «А» (250 см³) использует комбинированную систему впуска. Основная часть циклового заряда впускается в картер через окно, открытие-закрытие которого производится юбкой поршня. Несимметричность фаз достигается лепестковым клапаном, через который и осуществляется инерционная дозарядка в период, когда впускное окно уже закрыто.

Обеспечение качественной продувки может быть получено достижением степени сжатия в картере не ниже 1,45 и тщательным соблюдением геометрии и чистоты перепускных каналов и окон. Струи свежего заряда из продувочных окон должны полностью вытеснить отработавшие газы, не смешиваясь с ними (в идеальном случае) и не попадая в выхлопные окна.

Резонансная выхлопная система (рис. 117) оказывает значительное влияние на характеристики двигателя. Она состоит из участка L_1 конусного или цилиндрического, двух- или трехступенчатого диффузора L_2 , цилиндрической камеры L_3 , конфузорного участка L_4 и трубы выпуска газов в атмосферу L_5 . При увеличении длины выхлопной трубы L_1 максимум крутящего момента сдвигается в сторону малых скоростей вращения. При большой конусности или малой длине L_1 пик характеристики крутящего момента сдвигается в область высоких скоростей вращения. Оптимальная длина участка равна пяти-шести диаметрам входа в выхлопную трубу.

Длина и конусность диффузора определяют рабочий диапазон настройки выхлопной системы. Удлинение участка и уменьшение конусности на нем расширяют диапазон настройки, несколько снижая максимальные показатели.

Удлинение камеры L_3 (обычно цилиндрической) смещает максимум крутящего момента в область малых скоростей вращения, но приводит к некоторому снижению максимальной мощности.

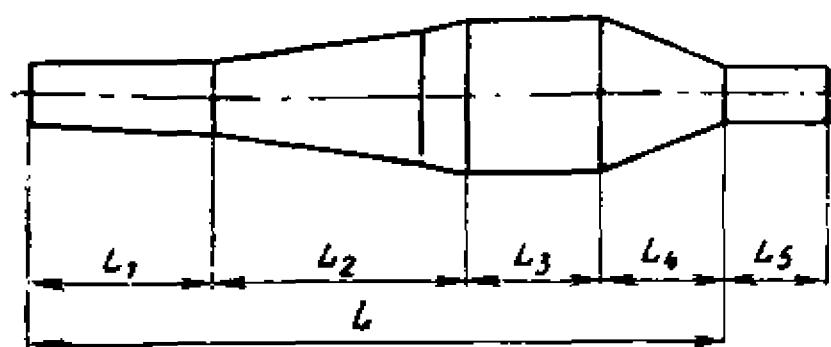


Рис. 117. Схема выпускной системы двухтактного двигателя.

Если конус конфузора L_4 невелик, то мощность при скорости вращения коленчатого вала, превышающей число оборотов, соответствующее максимальной мощности, снижается медленно. При крутом конусе мощность падает быстро.

Выпускной участок L_5 большой длины и малого диаметра повышает скорость вращения, при которой достигается максимальная мощность, и сдвигает всю кривую крутящего момента в сторону более высоких скоростей вращения. Слишком малый диаметр вызывает перегрев днища поршня. Изменение формы выпускной трубы практически не сказывается. Наиболее заметное влияние участок L_5 оказывает на частотах вращения, превышающих 9000 об/мин.

3) Снижение механических потерь (повышение η_m) в основном осуществляется уменьшением сопротивлений трения. Широкое применение не только в гоночных, но и в серийных потребительских моторах находят подшипники качения. Даже верхние головки шатунов соединяются с поршневыми пальцами при помощи игольчатых подшипников («Кёниг», ГЛМ, «Привет»).

Более 50% всех механических потерь в ДВС приходится на трение поршня с кольцами и насосные потери (газообмен). Возможные способы снижения гидравлических потерь рассмотрены при описании методов повышения η_v . Следует отметить, что тщательная зачистка и полирование наружных поверхностей шатунов и коленчатого вала не только снижают вентиляционные потери, но и повышают механическую надежность.

Применение облегченной конструкции поршней, поршневых пальцев, колец и шатунов уменьшает поступательно движущиеся массы, снижает инерционные нагрузки, что положительно отражается на η_m . Для уменьшения сопротивлений трения подбирают материалы трущихся пар не только из условий прочности и износостойкости, но и с минимальным коэффициентом трения (хромирование цилиндров, фосфатирование, лужение, хромирование поршневых колец, применение металлокерамических сепараторов, триметаллических вкладышей и т. п.). Поверхности трения подвергают тщательной обработке: хонингованию, полированию, суперфинишу, лаппинг-процессу, притирке. Там, где это возможно, механическое трение устраняют совсем. Например, установка дискового золотника с небольшим зазором по обе стороны, т. е. без касания плоскостей, может незначительно ухудшить пуск двигателя, но позволяет снизить потери на высоких оборотах. На некоторых гоночных моторах используют один вращающийся золотник для обслуживания

сразу двух кривошипных камер («Кёниг-350», «Кёниг-500», «Ветерок-70», «Ветерок-100»), что также повышает η_m .

Для снижения коэффициента трения всех трущихся пар применяют высококачественные смазки. При скольжении трущихся поверхностей через слой смазки (жидкостное трение) сопротивление трения пропорционально скорости скольжения. Именно поэтому наблюдается значительное падение η_m при увеличении угловой скорости коленчатого вала. Сохранение достаточно высокого η_m при повышении скоростного режима двигателя возможно в том случае, если средняя скорость поршня не превысит определенных значений. Выполнению этого условия способствует создание короткоходных и многоцилиндровых двигателей с малым рабочим объемом отдельного цилиндра.

На форсированных режимах работы двигателя особо важное значение имеют жесткость коленчатого вала и соосность его опор, жесткость картера, а также точность установленных подшипников. Несоосность опор коленчатого вала, даже очень небольшая, заметно увеличивает сопротивление вращению при прокрутке от руки. Величина этих сопротивлений резко возрастает при повышении скоростного режима двигателя. Свободное вращение коленчатого вала без нагрузки, однако, не гарантирует высокого η_m в том случае, если он не обладает достаточной жесткостью и деформируется в процессе напряженной работы. Прогиб коленчатого вала или податливость картера в пределах упругих деформаций на высоких нагрузках может и не вызвать разрушений, но это явление влечет за собой перекос и защемление шатунных и опорных подшипников и вызывает повышенную вибрацию. Вследствие этого ухудшаются условия смазки, растут потери на трение, сокращается срок службы подшипников. По этой причине более успешной форсировке поддаются двигатели с полноопорными коленчатыми валами.

Определенная часть мощности двигателя расходуется на преодоление трения различных уплотнений. Для снижения этих потерь применяют лабиринтные уплотнения, самоуплотняющиеся манжеты с минимальным натягом на вал, сальники с тефлоновыми кромками.

В серийных транспортных двигателях зазоры между трущимися деталями выбирают, исходя из требований бесшумной работы и максимального моторесурса. В условиях гонок вследствие увеличенной теплонапряженности зазоры в основных сопряжениях деталей, несущих большую тепловую нагрузку, должны быть увеличены на 25—50%. Недостаточная величина зазоров повышает потери мощности на трение при высоких скоростных режимах и может привести к задирам и заклиниванию. Длительная приработка (обкатка) транспортного двигателя обычно не увеличивает зазоры до величин, необходимых для надежной работы в гоночном режиме. Для получения максимальной мощ-

ности и достаточной надежности спортивного двигателя необходимо обеспечить требуемые зазоры при сборке, применяя детали соответствующих размеров и имеющих минимальный коэффициент теплового расширения. После сборки в обязательном порядке проводят обычную и скоростную обкатку.

В двухтактных двигателях зазор между поршнем и цилиндром должен удовлетворять противоречивым требованиям. С одной стороны, для предотвращения утечки газов из продувочных окон в выхлопные, его необходимо выполнять минимальным. С другой — большая тепловая нагрузка требует увеличения зазора. Увеличение зазора в сопряжении поршень — цилиндр ухудшает наполнение кривошипной камеры и пусковые качества, мощность, особенно на переходных режимах, заметно снижается. Подбор оптимального зазора в каждом отдельном случае требует большой экспериментальной работы, что, тем не менее, не может гарантировать устранения прихватов (заедания поршня) при случайном обеднении топливной смеси, например из-за неполадок в системе топливоподачи.

У современных четырехтактных гоночных двигателей при диаметре поршня 50—90 мм зазор между цилиндром и поршнем составляет 0,1—0,2 мм, между стержнем клапана и направляющей втулкой — 0,115—0,152 мм, в сопряжении поршневой палец — втулка шатуна он достигает 0,075 мм.

4) Увеличение быстроходности (повышение n) пропорционально увеличивает удельную мощность до тех пор, пока не снижаются η_m и η_v . Дальнейший прирост мощности при повышении частоты вращения идет до такого уровня, пока увеличивается произведение $\eta_m \cdot \eta_v \cdot n$, несмотря на снижение коэффициента наполнения и механического КПД.

Проблем, ограничивающих быстроходность современных карбюраторных двигателей из-за увеличения скорости горения, практически нет.

При достижении некоторого, специфичного для каждого двигателя, режима (точки перегиба) максимальная мощность начинает снижаться, т. е. повышение числа оборотов не успевает компенсировать рост сопротивлений и ухудшение наполнения цилиндра.

Как уже отмечалось, все конструктивные мероприятия, направленные на улучшение теплоиспользования, снижение механических и насосных потерь, увеличение наполнения цилиндра способствуют повышению скоростного режима двигателя, отодвигают точку перегиба внешней скоростной характеристики в сторону высоких чисел оборотов, что позволяет получить более высокие удельные мощности.

Увеличению быстроходности двигателя препятствуют факторы предельно допустимой средней скорости и ускорений поршня, обеспечения надежности работы шатунных подшипников, поршневых колец и др. Максимальная частота вращения коленчатых

валов современных гоночных двигателей находится в пределах 8000—20 000 об/мин. Однако средняя скорость поршня не превышает 22 м/с. Это достигается за счет уменьшения размерностей отдельного цилиндра и создания многоцилиндровых двигателей.

Высокие ускорения поршня нередко вызывают вибрацию поршневых колец, прорыв газов под ними и даже их поломку. Ориентировочные предельные ускорения поршня, при которых поршневые кольца сохраняют контакт с нижней плоскостью канавки, составляют (м/с²):

при высоте кольца 2,4 мм	$n \leq 16\,200$;
при высоте кольца 1,6 мм	$n \leq 24\,000$;
при высоте кольца 1,2 мм	$n \leq 32\,000$.

Для повышения надежности на гоночных двигателях применяют узкие стальные поршневые кольца.

Хорошо подготовленный мотор должен выдерживать работу на скоростном режиме, соответствующем максимальной мощности, в течение нескольких часов без каких-либо повреждений.

Диапазон рабочих частот вращения обычно является критерием для оценки внешней скоростной характеристики двигателя. Границы этого диапазона определяют скорость вращения коленчатого вала при максимальной мощности (n_m точка перегиба) и минимальная угловая скорость n_{\min} , при которой двигатель еще устойчиво работает на полностью открытом дроселе. Рабочий диапазон оборотов коленчатого вала двигателя можно оценить коэффициентом диапазона d :

$$d = \frac{n_m - n_{\min}}{n_m}.$$

Для большинства современных гоночных двигателей коэффициент диапазона находится в пределах 0,35—0,40. У некоторых высокофорсированных двигателей этот коэффициент снижается до 0,1, и они по своим качествам приближаются к однорежимным моторам. Многие форсированные ДВС имеют внешние характеристики с крутым перегибом N_m и резким спадом мощности после точки перегиба, кроме того, работают в этом режиме с очень высокими механическими и тепловыми перегрузками. Такие двигатели отличаются малыми моторесурсом и надежностью в эксплуатации. Если кривая мощностной характеристики имеет плавный перегиб и постепенное снижение мощности после точки перегиба, то в определенных случаях целесообразно эксплуатировать двигатель именно в этом диапазоне частот вращения. Способность продолжительно работать на высоком числе оборотов за перегибом характеристики является важным качеством двигателя в водно-моторном спорте.

В режиме движения судна с полным отрывом корпуса от воды действует экраный эффект. Сопротивление выступающих частей и полное сопротивление движению резко снижается. В этом

случае дальнейший прирост скорости судна возможен благодаря увеличению частоты вращения коленчатого вала даже при снижении мощности двигателя и уменьшении тяги гребного винта.

Одним из трудных вопросов при повышении быстроходности двухтактного двигателя является обеспечение надежной работы нижнего шатунного подшипника, воспринимающего большие перегрузки от давления и центробежных сил, которые нельзя компенсировать облегчением поршня и шатуна. В отличие от четырехтактных ДВС здесь не удастся осуществить достаточное охлаждение и смазку прокачкой большого количества масла. Охлаждение и смазка этого напряженного узла производится проходящей через картер топливной смесью. Поэтому шатунные подшипники надежно работают на обогащенных смесях с высокой скрытой теплотой испарения и повышенным содержанием смазочного масла. В некоторых случаях объемное содержание смазки доходит до 10 %. Иногда с целью снижения нагрева нижнего шатунного подшипника его торцевые поверхности освобождают от трения. Для этого ограничивают боковые перемещения шатуна регулировкой зазоров по торцам его верхней, а не нижней головки, т. е. «вывешивают» шатун на поршневом пальце, который имеет значительно лучший теплоотвод и смазку. На некоторых двигателях применяют систему смазки «на прогар». Определенными дозами, зависящими от режима работы, масло из отдельного бачка подается специальным насосом на подшипники коленчатого вала, оттуда попадает в картер, где смешивается с топливной смесью и сгорает в камере сгорания.

5) Форсирование двигателя внутреннего сгорания путем применения топлив с высокой теплотворной способностью (повышение H_g) практически неосуществимо. Несмотря на большое разнообразие углеводородных топлив с теплотворной способностью, их объемная теплопроизводительность почти одинакова (820—840 ккал/м³ при $\alpha=1$). Объясняется это тем, что для полного окисления топлива с малой теплотворной способностью требуется меньшее количество воздуха. Как известно, мощность двигателя определяется количеством топливовоздушной смеси, сжигаемой в цилиндрах за единицу времени, и степенью теплоиспользования.

Для топлив гоночных двигателей важнейшими качествами являются: а) антидетонационная стойкость; б) испаряемость (летучесть); в) скрытая теплота испарения. Основные свойства углеродных топлив приведены в табл. 14.

При выборе антидетонационных качеств топливной смеси следует учитывать, что необходимое октановое число топлива для любого двигателя — величина непостоянная. При увеличении частоты вращения коэффициент наполнения и давление конца сжатия снижаются, требуемая антидетонационная стойкость уменьшается. Именно поэтому у быстроходных гоночных

Характеристика моторных топлив

Топливо	Тепло- творная способ- ность, ккал/кг	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг	Скрытая теплота испарения, ккал/кг	Теплопроиз- водительность 1 м ³ горючей смеси при 150° С и давлении 760 мм рт. ст., ккал/м ³	Октановое число
Авиабензин	10 300	15,0	85	824	70—100
Автобензин	10 500	15,0	68	826	66—95
Изооктан технический	10 550	15,0	75	826	99—100
Ацетон	7000	—	125	—	100
Бензол	9400	13,25	105	—	100
Авиабензол	9600	13,4	94	820	—
Пиробензол	9600	14,0	70	822	91—112
Метиловый спирт	5322 (4593)	6,5 (6,49)	263 (270)	823	90
Этиловый спирт	6500	8,4	216	825	99
Нитробензол	5900	6,0	80	—	—
Нитрометан	1900	1,6	70	—	—

двигателей не очень высокая требовательность к октановому числу топлива, несмотря на высокие степени сжатия. При обогащении рабочей смеси углеводородные топлива в различной степени повышают свое октановое число.

Высокая испаряемость ускоряет процесс смесеобразования, т. е. перемешивание топлива с воздухом, облегчает пуск двигателя, обеспечивает полноту сгорания циклового заряда.

Если нет ограничений Правилами или Положением о соревнованиях, в гонках на короткие дистанции (5—15 миль) следует отдать предпочтение спиртовым топливам. Их высокая скрытая теплота парообразования и повышенная масса циклового заряда обеспечивают эффективное охлаждающее действие наиболее нагретых деталей: дна поршня, клапанов и шатунных подшипников, а также снижает температуру горючей смеси в конце хода сжатия перед воспламенением.

Охлаждающий эффект можно усилить конструктивно — максимальным приближением распылителя к впускному окну (клапану). Тогда процесс испарения почти полностью протекает в кривошипно-шатунной камере и цилиндре, отбирая тепло от внутренних наиболее горячих деталей. Отсутствие испарения во впускном патрубке позволяет пропустить дополнительную порцию воздуха, заполняющую объем неиспаренной части топлива. Повышение коэффициента наполнения и плотности заряда при использовании спиртовых топлив называют компрессорным эффектом. Лабораторными исследованиями определено,

что без каких-либо конструктивных изменений при переходе с бензина на спиртовое топливо прирост мощности составляет 5—8%.

Еще одним достоинством спирта является его способность надежно воспламеняться от электрической искры в широком диапазоне изменений состава топливной смеси. Пределы воспламеняемости спиртовых топлив составляют $\alpha = 0,4—1,7$ против $\alpha = 0,5—1,4$ для бензина, причем скорость горения спиртовых смесей почти не снижается во всем диапазоне воспламеняемости. Для повышения надежности воспламенения иногда применяют следующий прием. Карбюраторы регулируют на обогащенную смесь ($\alpha = 0,6—0,8$). При этом двигатель может устойчиво работать, развивая обороты, близкие к максимальным. Не полностью сгоревшая часть топлива выбрасывается с отработавшими газами. Такой режим работы обеспечивает значительное снижение тепловой напряженности двигателя, существенное повышение надежности, улучшение антидетонационной стойкости без увеличения октанового числа топлива. Подобная настройка двигателя на бензине невозможна из-за обильного нагарообразования и малой скорости горения богатой бензовоздушной топливной смеси.

Таким образом, применение спиртовых топлив несколько усложняет пуск, но повышает максимальную мощность и надежность работы гоночных двигателей.

Небольшие добавки (5—10%) бензина и ацетона к спиртовым топливным смесям служат для улучшения пуска двигателя. Современные гоночные моторы оснащаются мощными, надежными, чаще всего электронными, системами зажигания, что позволяет использовать спирты (метанол и этанол) без улучшающих пуск присадок.

Значительное увеличение удельной мощности интенсификацией рабочего процесса можно получить, включая в состав топлива азотистые соединения, например нитрометан и нитробензол. Форсирующий эффект этих топлив состоит в том, что появляется возможность окислить дополнительное количество топлива за счет кислорода молекулы NO .

Добавляя азотистые присадки к топливу, следует всегда помнить, что сгорание таких смесей идет при повышенных температуре и давлении, а это существенно снижает надежность и моторесурс. Малейший просчет в регулировке может оказаться причиной неудачи. Обеднение смеси вызывает прогар поршней. Избыток нитросоединений может привести к обгоранию клапанов и электродов запальных свечей, поломкам деталей кривошипно-шатунного механизма.

После работы на топливе, содержащем нитроприсадки, двигатель требует незамедлительной промывки.

В качестве смазок гоночных двигателей внутреннего сго-

рания наибольшее применение имеют касторовое масло и комбинированные смазки на его основе. Такие масла обладают очень высокими смазывающими качествами, проникают в малейшие зазоры, выдерживают большие давления и температуры, имеют минимальную склонность к нагарообразованию (практически беззольные).

Для двухтактных двигателей из большого количества отечественных минеральных масел можно применять беззольные моторные масла М-10Б-БАД, МС-20, М-20В-4, М-20В-4В, М-20ВС-5, а также синтетические СМ-8, СМ-14 и М-6ЕСМ-4.

Во избежание преждевременного выхода из строя деталей кривошипно-шатунного механизма не следует добавлять в топливную смесь высокозольные масла, особенно те, в состав которых введены металлосодержащие присадки.

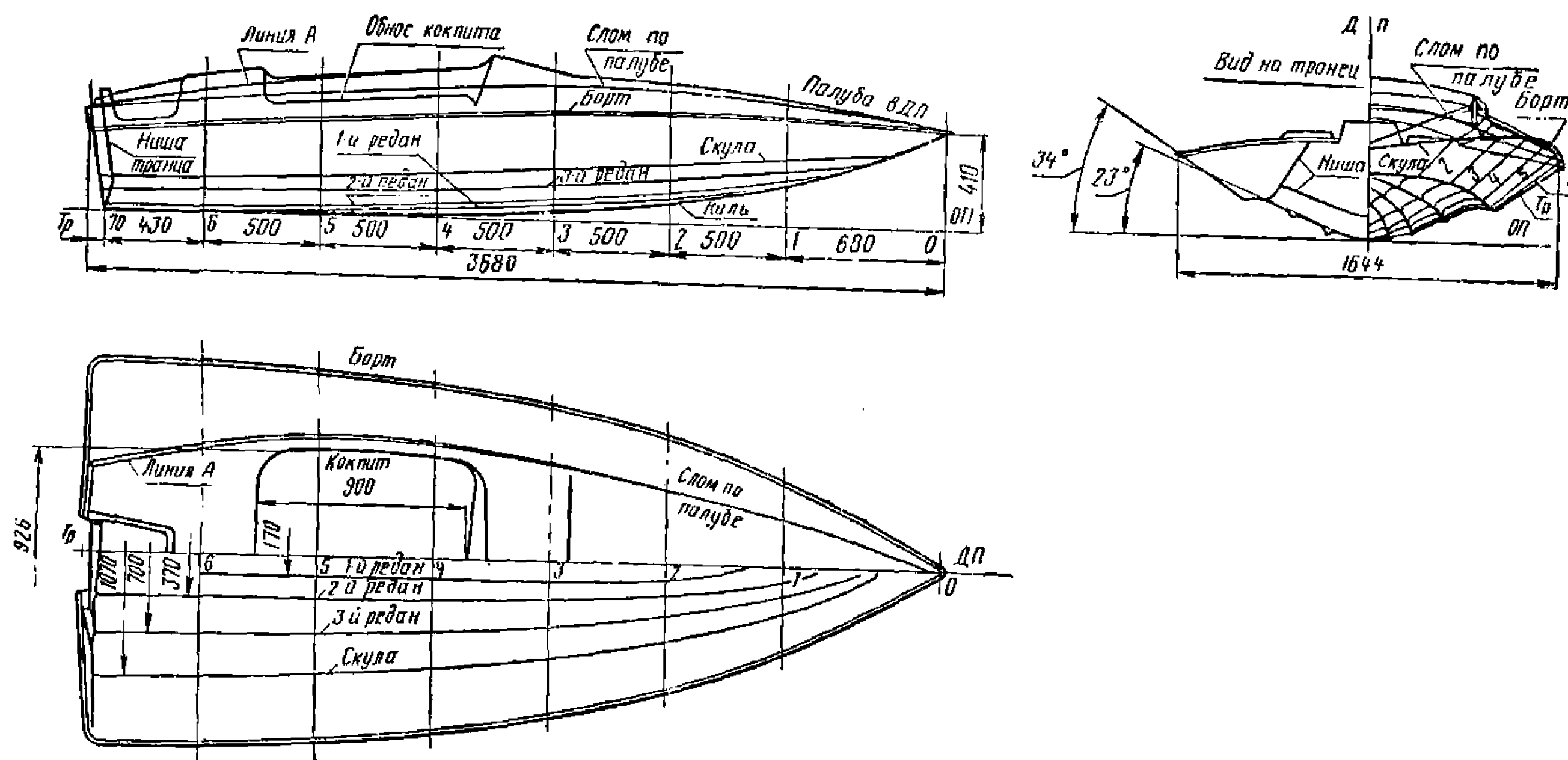


Рис. 121. Теоретический чертеж мотородки «глубокое V».

ПРИЛОЖЕНИЯ

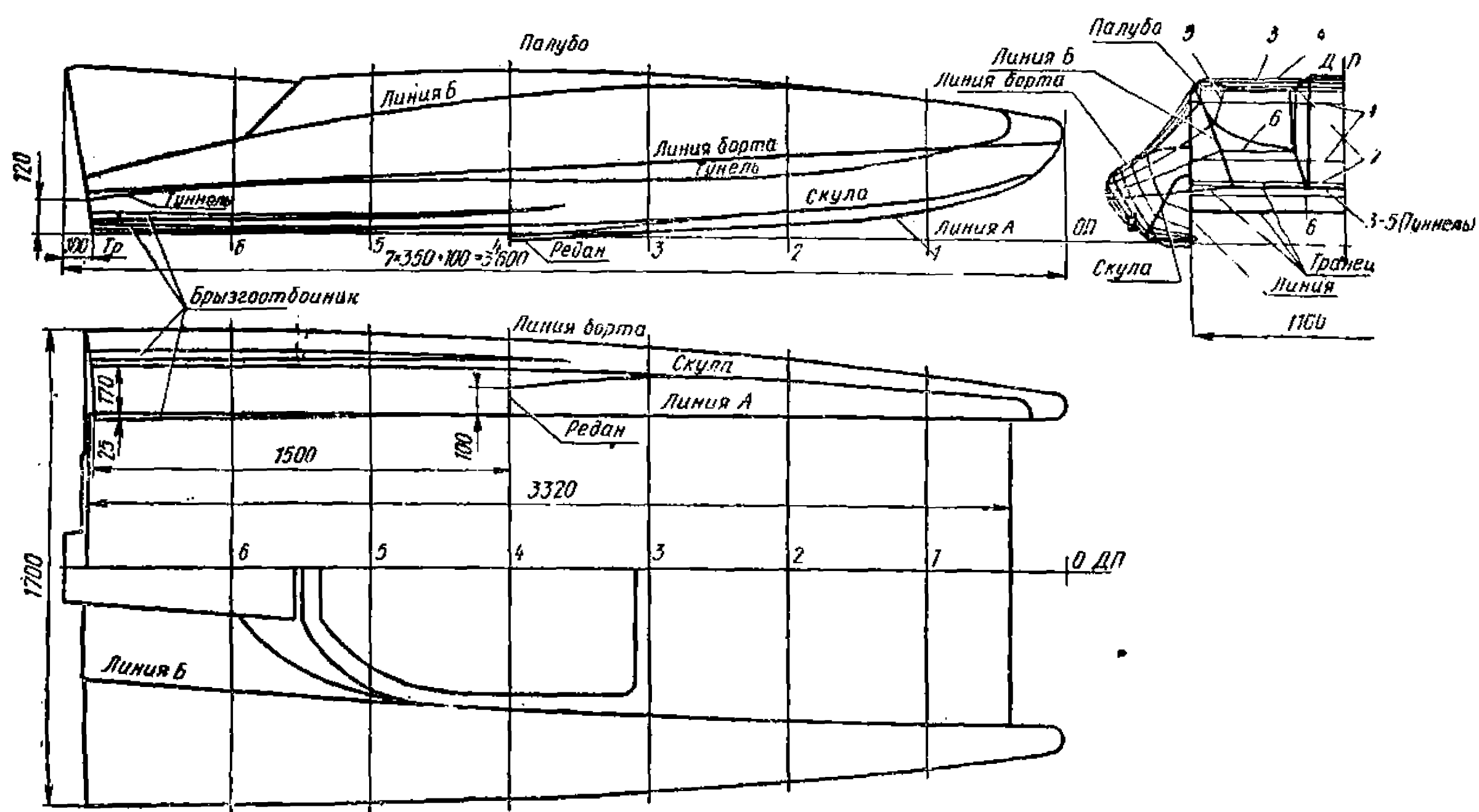


Рис. 122. Теоретический чертеж катамарана СВ (конструктор Ю. Алиев).

Изготовление гребного винта

Выбрав геометрические элементы гребного винта, приступают к разработке его чертежа. Построения изображения гребного винта и самого чертежа достаточно сложны и трудоемки, так как должны отвечать всем требованиям, предъявляемым к конструкторским документам и технологии изготовления гребных винтов на промышленных предприятиях. Для спортсмена подробное изображение гребного винта совсем необязательно. Обычно достаточно на чертеже показать только спрямленный контур лопасти, на котором радиальные сечения спрямлены и повернуты на шаговые углы так, чтобы они могли лечь на плоскость чертежа, а также габарит лопасти, т. е. контур, который описывают кромки лопасти при вращении гребного винта, положение осевой линии лопасти, распределение максимальных толщин вдоль лопасти и задать профилировку поперечных сечений лопасти на выбранных радиусных сечениях (рис. 123).

Спрямленный контур определяет форму лопасти и распределение ширины лопасти по радиусам при заданном дисковом отношении и позволяет определить длину хорд сечений лопасти на каждом радиусе.

Рассчитать ширину лопасти можно, используя график, приведенный на рис. 93. При этом ширина лопасти на радиусе $r = \bar{r} \frac{D_b}{2}$, на котором расположено сечение, определяется по формуле $b_r = \frac{0}{z} \cdot \bar{b}_r \cdot D_b$. Значение \bar{b}_r снимается с графика на соответствующих относительных радиусах \bar{r} .

Если значения ширины сечений отложить симметрично осевой линии лопасти, то может быть получена симметричная форма лопасти. Достаточно часто лопастям винтов малых диаметров придают саблевидность, которая задается смещением средней линии лопасти (линии, проходящей через середины сечений) по направлению вращения винта. Некоторые варианты задания саблевидности средней линии лопасти приведены на рис. 94.

Одновременно со спрямленным контуром на этой проекции винта обычно строят шаговые углы сечений. Для этого, чтобы в дальнейшем использовать унифицированную оснастку для изготовления гребных винтов, на спрямленном контуре, построенном по точкам, снятым и пересчитанным с графиков на рис. 93 и 94, наносят сечения, соответствующие целым значениям радиусов, принятым на так называемой шаговой плите, о конструкции которой будет сказано ниже. Целесообразно задать

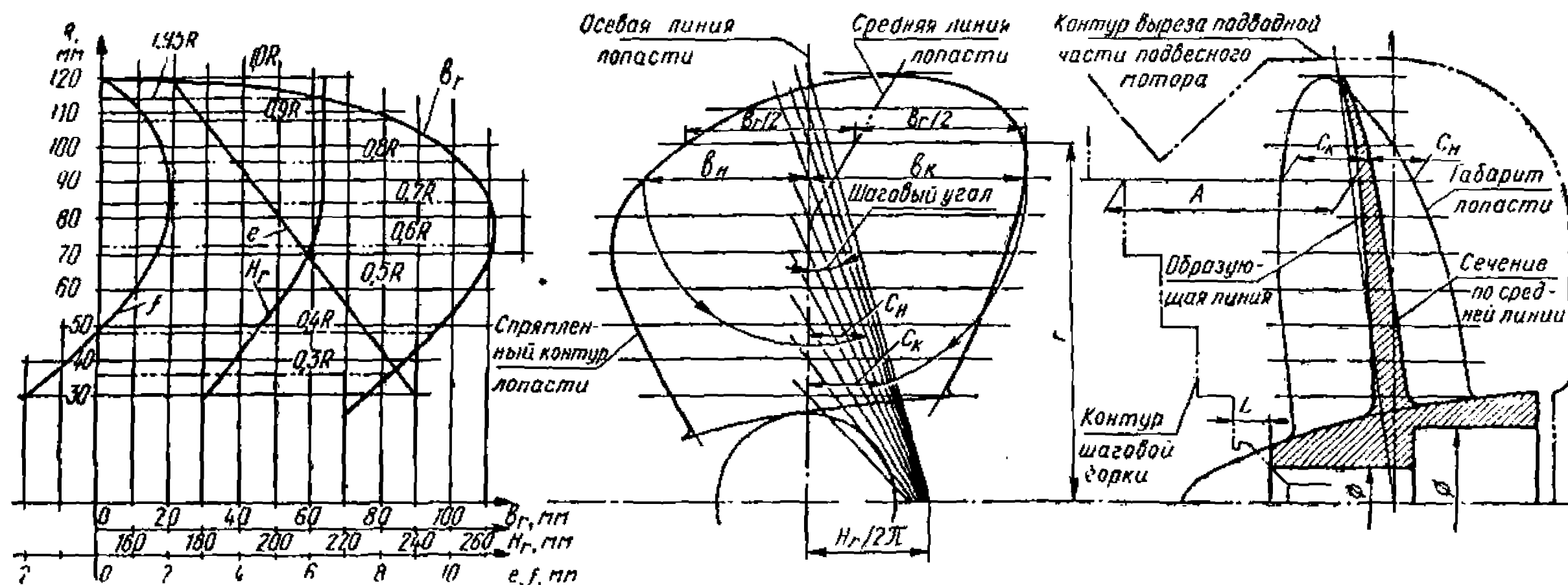


Рис. 123. Пример построения упрощенного чертежа гребного винта:

графики распределения ширины лопасти b_r , шага вдоль лопасти H_r , максимальные толщины e и стрелка вогнутости сечений f , построение спряженного контура лопасти и габарита, проверка размещения гребного винта в вырезе подводной части подвесного мотора и определение высот A и величин b_n и b_k для построения шаговых угольников.

L — конструктивное возвышение ступицы винта при установке ее на конусы шаговой горки (условно показана разборная шаговая горка).

значения радиусов через 10 мм, т. е. 30, 40, 50 и т. д. На оси, перпендикулярной осевой лопасти (горизонтальная ось), откладываются величины $\frac{H_r}{2\pi}$. Значения H_r — шаг на каждом заданном радиусе — снимаются с графика изменения шага лопасти по радиусу, полученному ранее в расчете. Если шаг винта постоянный $H_r = H$, то на горизонтальной оси будет только одна точка для всех радиусов. Соединив прямыми точки соответствующих радиусов на осевой линии лопасти и на горизонтальной оси, получим величины шаговых углов на каждом радиусе. (Шаговый угол — угол наклона винтовой линии, образующийся при пересечении винтовой поверхности лопасти цилиндром, соосным с гребным винтом и имеющим радиус соответствующего сечения лопасти. Шаговый угол соответствует углу при основании шагового угольника.)

Второй проекцией, необходимой для проектирования и изготовления винта, является продольное сечение винта (сечение, проходящее через осевую линию лопасти и ось гребного винта). На этом сечении показывают форму и конструкцию ступицы гребного винта, выбирают наклон образующей линии лопасти в корму — «откидка» лопасти — и строят габаритный контур лопасти. Образующая линия — это линия, принадлежащая нагнетающей (кормовой) поверхности лопасти, лежащая в осевой плоскости винта, т. е. линия пересечения нагнетающей поверхности лопасти с вертикальной плоскостью, проходящей через ось гребного винта и осевую линию лопасти. Обычно образующая линия лопасти задается прямой. Для гребных винтов, которые должны быть установлены в ограниченном пространстве под «кавитационной» плитой подвесного мотора или близко перед пером руля, выбранный угол наклона образующей должен быть дополнительно проверен и при необходимости откорректирован, учитывая необходимость обеспечения достаточных зазоров для нормальной работы гребного винта. Одновременно при этой проверке окончательно выбирают положение лопасти по длине ступицы. Именно для этого и строят на чертеже габаритный контур лопасти.

На продольном сечении винта через середину ступицы под предварительно выбранным углом откидки проводят образующую линию. На заданных радиусах проводят горизонтальные прямые, параллельные оси винта. Если теперь на этих прямых от образующей отложить в нос и корму расстояния, равные размеру от осевой линии до входящей и выходящей кромки спрямленного контура, умноженные на синус шагового угла, и полученные точки соединить плавной кривой, то полученный контур будет габаритом лопасти при ее вращении вокруг оси гребного вала.

Значения шагового угла и его синуса для построения габарита можно определить следующим расчетом:

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{H_r}{2\pi r}; \nu = \operatorname{arctg} \frac{H_r}{2\pi r}; \sin \nu = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{2\pi r}{H_r}\right)^2 + 1}}.$$

При построении габаритного контура можно пользоваться и графическим приемом: чтобы умножить длину отрезка на синус шагового угла, достаточно отложить этот отрезок от вершины шагового угольника (из точки пересечения осевой линии с наклонной линией соответствующего сечения, проведенной на основной проекции винта) по гипотенузе. Горизонтальный катет вновь полученного треугольника, расположенный против шагового угла, даст искомую величину произведения.

Совместив габаритный контур с обводом места установки винта, можно оценить величины зазоров вокруг винта при его установке на место. В случае если габаритный контур задевает за элементы конструкции, следует сначала попытаться ликвидировать это, смещая лопасть вдоль ступицы (передвигая образующую в нос или корму). Если такое действие оказывается неэффективным, то следует изменить наклон образующей и перестроить габаритный контур лопасти. (Нельзя допускать обратную откидку лопасти — наклон образующей в нос!)

После выбора положения образующей относительно ступицы необходимо выбрать длину или проверить размещение корневого сечения лопасти на ступице. Если габаритный контур лопасти у ступицы не выходит за габариты ступицы винта, то корневое сечение лопасти размещается на ней. В противном случае, если по конструктивным соображениям длину ступицы изменить нельзя, то можно допустить небольшую (не более 10—15 %) подрезку спрямленного контура в районе корневого сечения с обязательной проверкой прочности лопасти (толщины корневого сечения лопасти по ранее приведенной формуле).

Определение максимальных толщин сечений лопасти выполняют по вспомогательному графику, на котором в искаженном масштабе (ординаты по горизонтальной оси толщин лопасти увеличиваются в 5 или 10 раз) строится линия изменения максимальных толщин, исходя из расчетной толщины корневого сечения и минимальной (1,5—2 мм) толщины кромки лопасти. Кроме того, на этом же графике строят кривую распределения вдоль лопасти кривизмы нагнетающей (кормовой) поверхности — абсолютные величины стрелки вогнутости профилей в зависимости от радиуса сечения. Для винтов с плоско-выпуклой профилировкой сечений такой график не нужен. Иногда лопастям винта придают комбинированную профилировку: корневое сечение выполняется двояковыпуклое (выпуклость нагнетающей стороны около 20 % от толщины

корневого сечения) или плоско-выпуклым с плавным переходом к выпукло-вогнутому профилю, начиная с сечения на относительном радиусе 0,5—0,6 R_h , со стрелкой вогнутости около 2% от ширины лопасти. В этом случае такой график совершенно необходим для дальнейшего построения сечений.

Профилирование лопастей гребного винта задается формой радиальных сечений. Существуют самые различные профили, используемые для гребных винтов. Наиболее распространенными для некавитирующих винтов являются сегментные профили: плоско-выпуклые и выпукло-вогнутые, а для суперкавитирующих — клиновые. Ординаты наиболее употребительных профилей приведены ниже в таблицах, а их форма на рис. 124 и 125. При задании профиля сечения для винтов малых размеров бывает достаточно определить шесть ординат, равностоящих друг от друга по длине сечения, т. е. разделить длину сечения на пять равных частей.

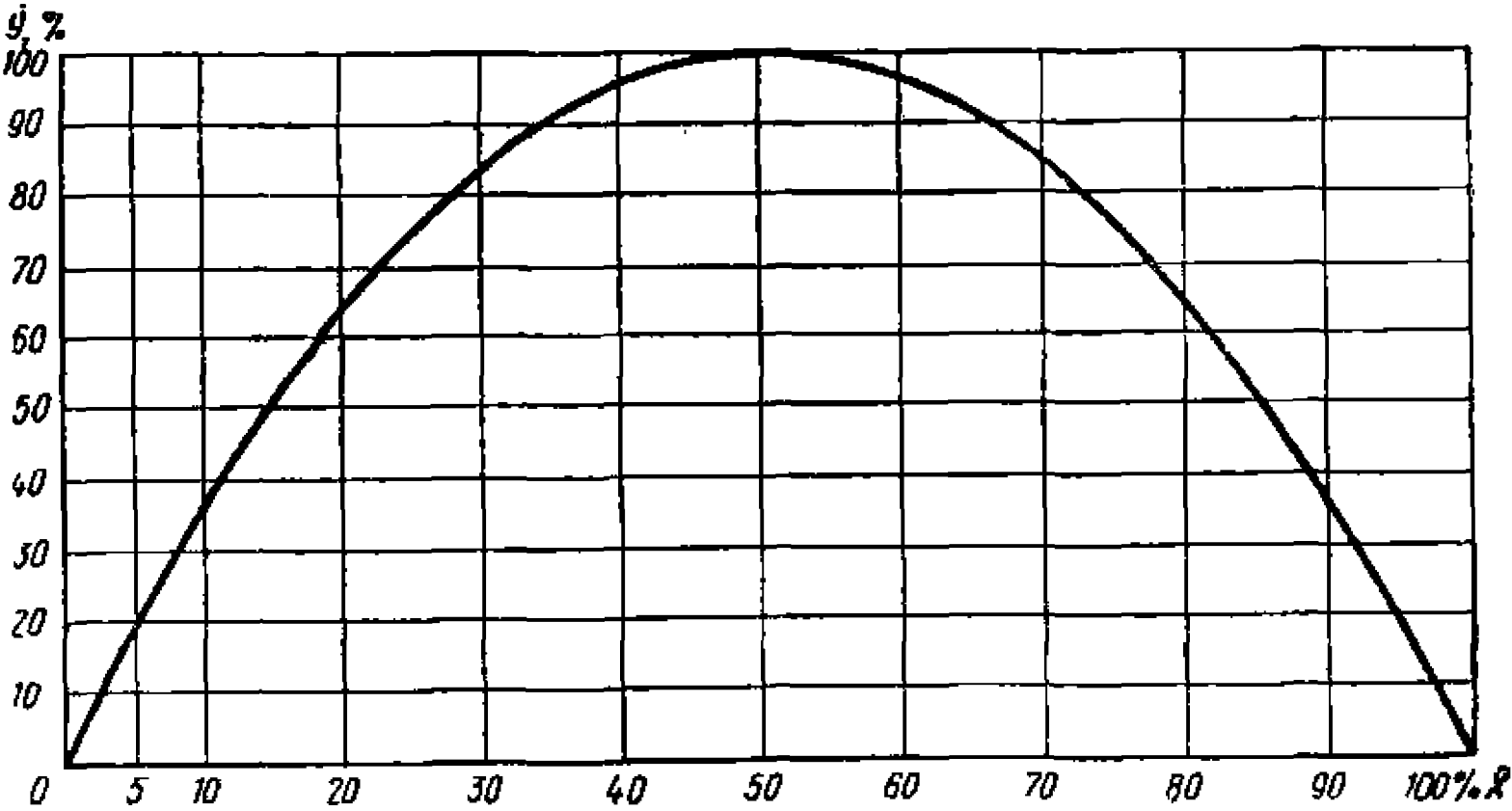


Рис. 124. График для построения сегментных профилей сечений лопасти некавитирующего гребного винта. Распределение толщин и кривизна нагнетающей стороны профиля.

Относительные ординаты \bar{Y}_H и \bar{Y}_3 в процентах от максимальной стрелки вогнутости f и толщины профиля δ

Относительная абсцисса \bar{X} от входящей кромки, в процентах от длины сечения:											
0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	19,0	36,0	64,0	84,0	96,0	100	96,0	84,0	64,0	36,0	0

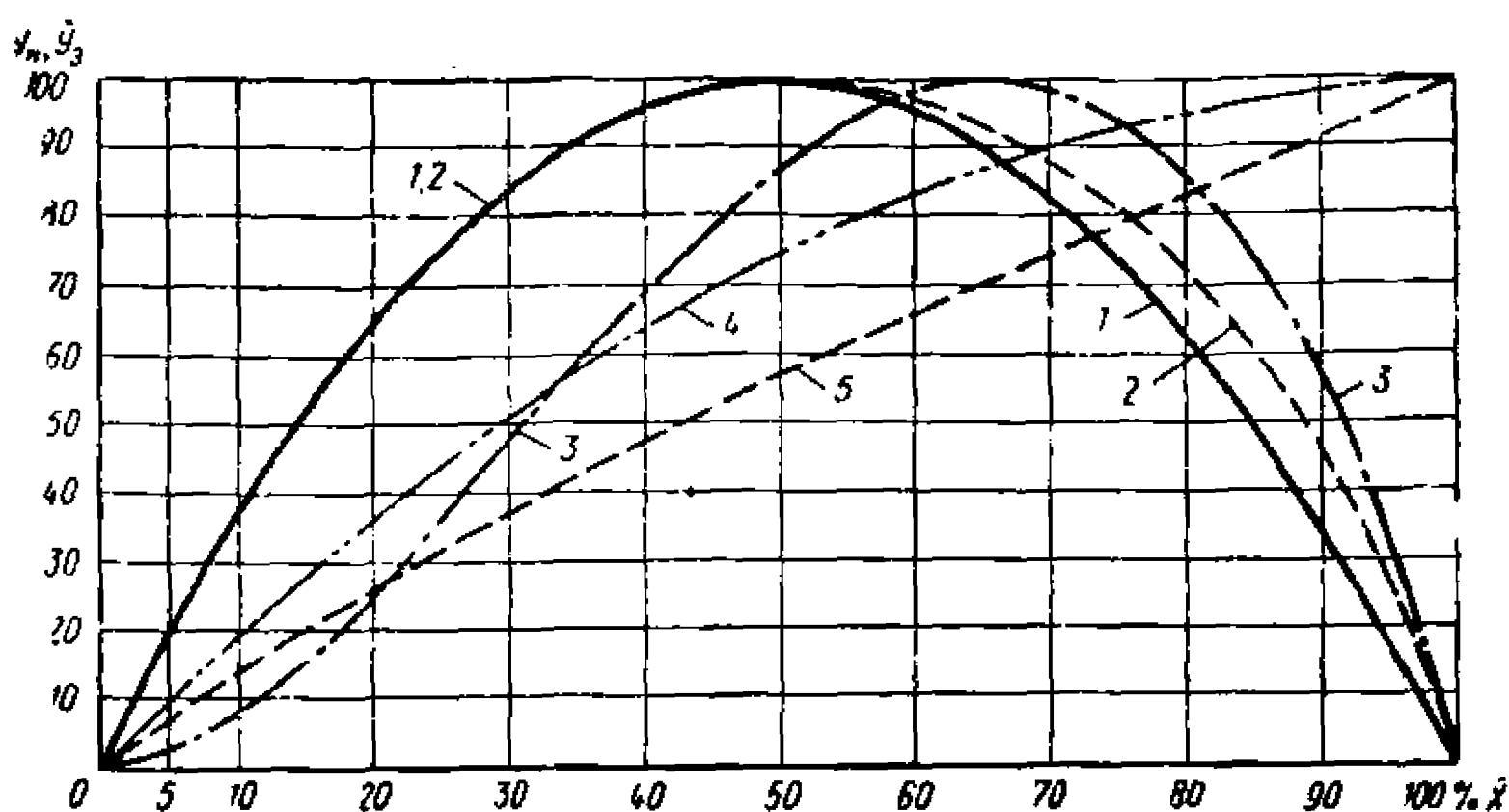


Рис. 125. Графики для построения профилей сечений суперкавитирующего гребного винта.

Кривизна нагнетающей стороны профиля в процентах от максимальной стрелки вогнутости f : 1 — симметричная параболическая; 2 — несимметричная; 3 — по Джонсону.

Кривизна засасывающей стороны профиля в процентах от максимальной толщины e : 4 — параболическая; 5 — клиновидная.

Кривизна нагнетающей (нижней) и засасывающей (верхней) сторон суперкавитирующих профилей

Относительная абсцисса \bar{X} от входящей кромки, в процентах от длины сечения:

0 5 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Ординаты \bar{Y}_n в процентах от максимальной стрелки вогнутости

1 — симметричная параболическая:

0 19,0 36,0 64,0 84,0 96,0 100 96,0 84,0 64,0 36,0 0

2 — несимметричная:

0 19,0 36,0 64,0 84,0 96,0 100 97,1 88,1 72,2 46,9 0

3 — профиль Джонсона:

0 3,5 8,6 25,3 47,5 68,5 87,5 98,7 98,7 87,0 58,0 0

Ординаты \bar{Y}_3 , в процентах от максимальной толщины e :

4 — параболическая

0 9,8 19,0 36,0 51,0 64,0 75,0 84,0 91,0 96,0 99,0 100

5 — клиновидная.

0 7,5 14,0 26,0 37,0 47,0 56,7 65,5 74,5 83,5 91,5 100

При построении сечений, как уже говорилось, следует принять меры к обеспечению прочности лопасти в районе кромок винта. Чтобы при этом была обеспечена плавность профиля, обычно используют следующий прием (рис. 126). Из максимальной толщины сечения, снятой с графика распределения максимальных толщин на соответствующем радиусе, вычитают величину притупления кромки (1—1,5 мм) и полученную величину распределяют по сечению согласно выбранной профилировке. Затем к полученным ординатам прибавляют ранее исключенную величину притупления.

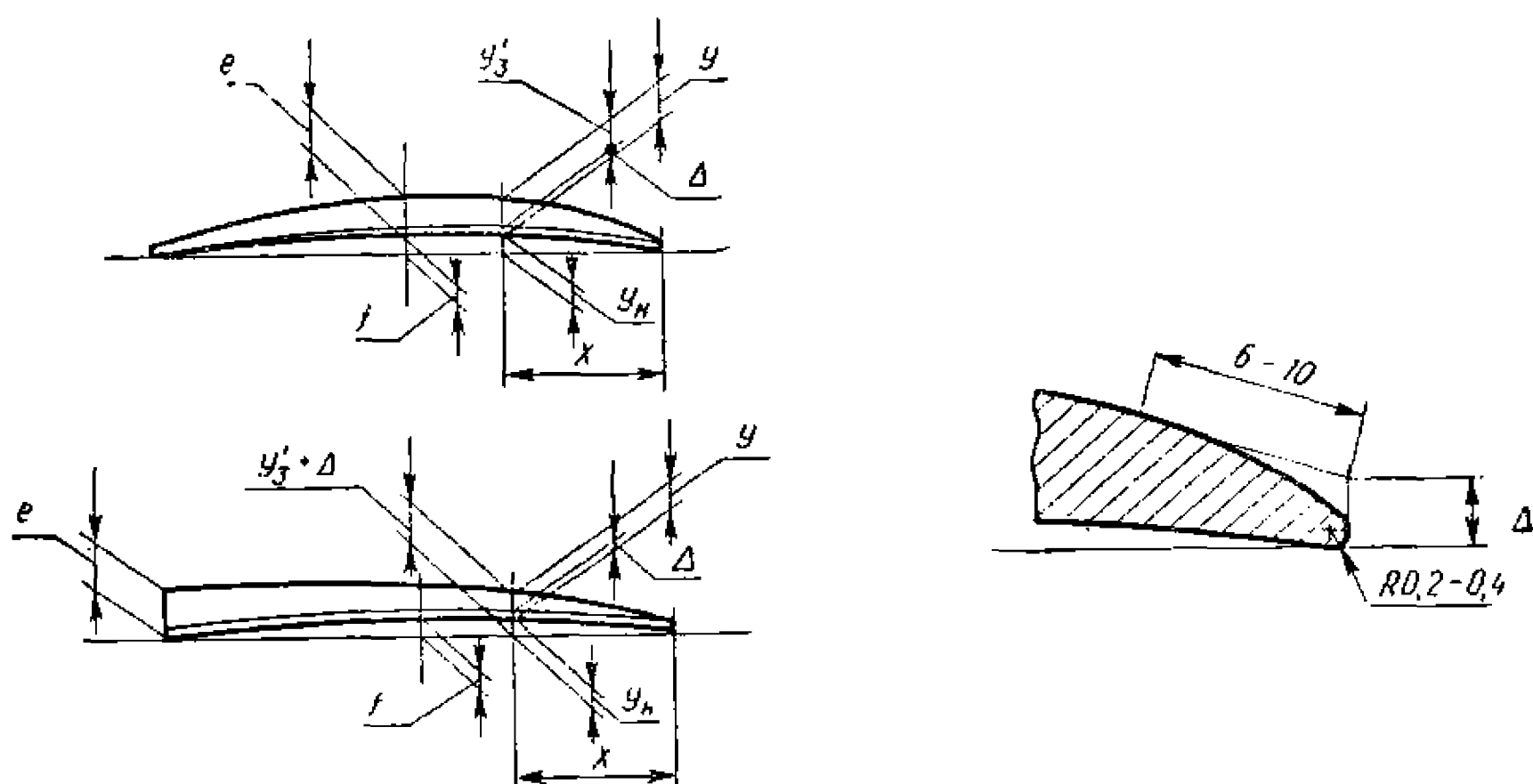


Рис. 126. Схема построения сегментных и суперкавитирующих сечений лопасти гребного винта:

Δ — притупление кромки; y_n — ордината нагнетающей стороны; y_3 — ордината засасывающей стороны с учетом притупления кромки; f , e — максимальные стрелка вогнутости нагнетающей стороны профиля и толщина профиля; y — толщина лопасти в сечении.

Ординаты нагнетающей поверхности рассчитывают исходя из величин максимальных стрелок вогнутости (выпуклости), снятых для каждого радиуса с графика распределения кривизны нагнетающей поверхности лопасти по приведенным в таблицах ординатам.

Расчет толщин сечений для каждого радиуса выполнен в таблице:

\bar{x}	0 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0	
\bar{y}_H	По табл. 15 или 16	
\bar{y}_3	По табл. 15 или 16	
$r_1 = . . .$	$x = b_1, \bar{x}$	Для сегментных профилей Для суперкавитирующих профилей
$b_1 = . . .$	$y_H = r_1 \cdot \bar{y}_H$	
$f_1 = . . .$	$y'_3 = (e_1 - \Delta_1) \bar{y}_3$	
$\Delta_1 = . . .$	$y = y'_3 + \Delta_1$	
$e_1 = . . .$	$y = y'_3 + \Delta_1 - y_H$	

Подобная таблица составляется для всех остальных радиусов сечений лопасти.

В настоящее время любителями освоено много способов изготовления гребных винтов, но никто из них не обходится без шаговой горки — оснастки, необходимой для изготовления модели винта или лопасти, обработки и проверки геометрии гребного винта (рис. 127).

Шаговая горка состоит из основания — шаговой плиты, на которой устанавливают шаговые угольники, согнутые по цилиндрическим поверхностям заданных радиусов. В центре шаговой плиты располагают центральный вал с центрирующими ступицу гребного винта конусами. Обычно шаговую плиту для гребных винтов диаметром до 400 мм изготавливают из 10—15-миллиметрового листа металла. В центре плиты строго перпендикулярно к ее поверхности жестко крепят центральный вал. Рабочую поверхность плиты торцуют на токарном станке, и на ней через 10 мм для установки шаговых угольников протачивают канавки глубиной 3 мм и шириной 1—2 мм по толщине материала, из которого будут делаться угольники.

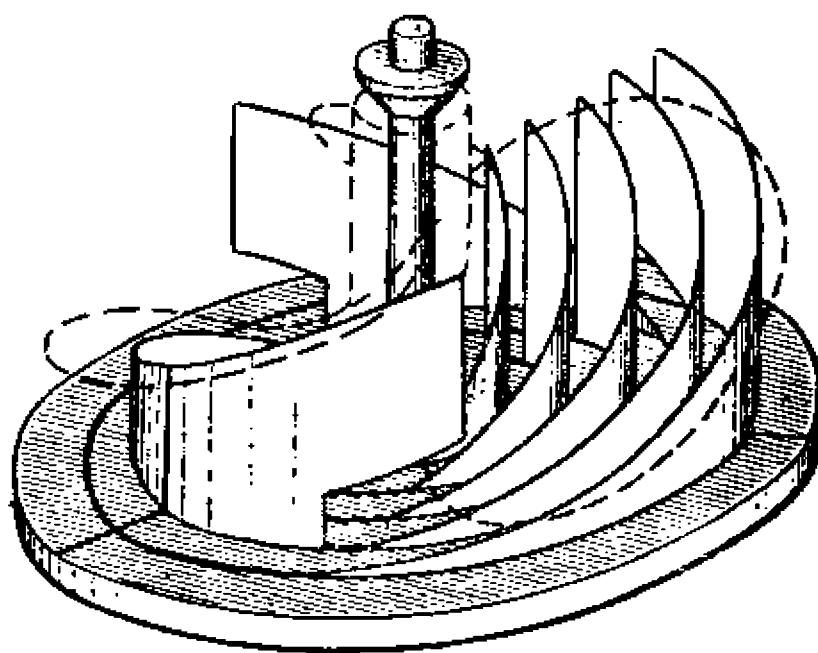


Рис. 127. Установка угольников на шаговой плите — шаговая горка.

При изготовлении гребных винтов малых размеров, когда шаговые угольники устанавливают на каждой канавке, т. е. с зазором 10 мм, наблюдение за прилеганием лопасти к шаговым угольникам, замер и контроль стрелок вогнутости сече-

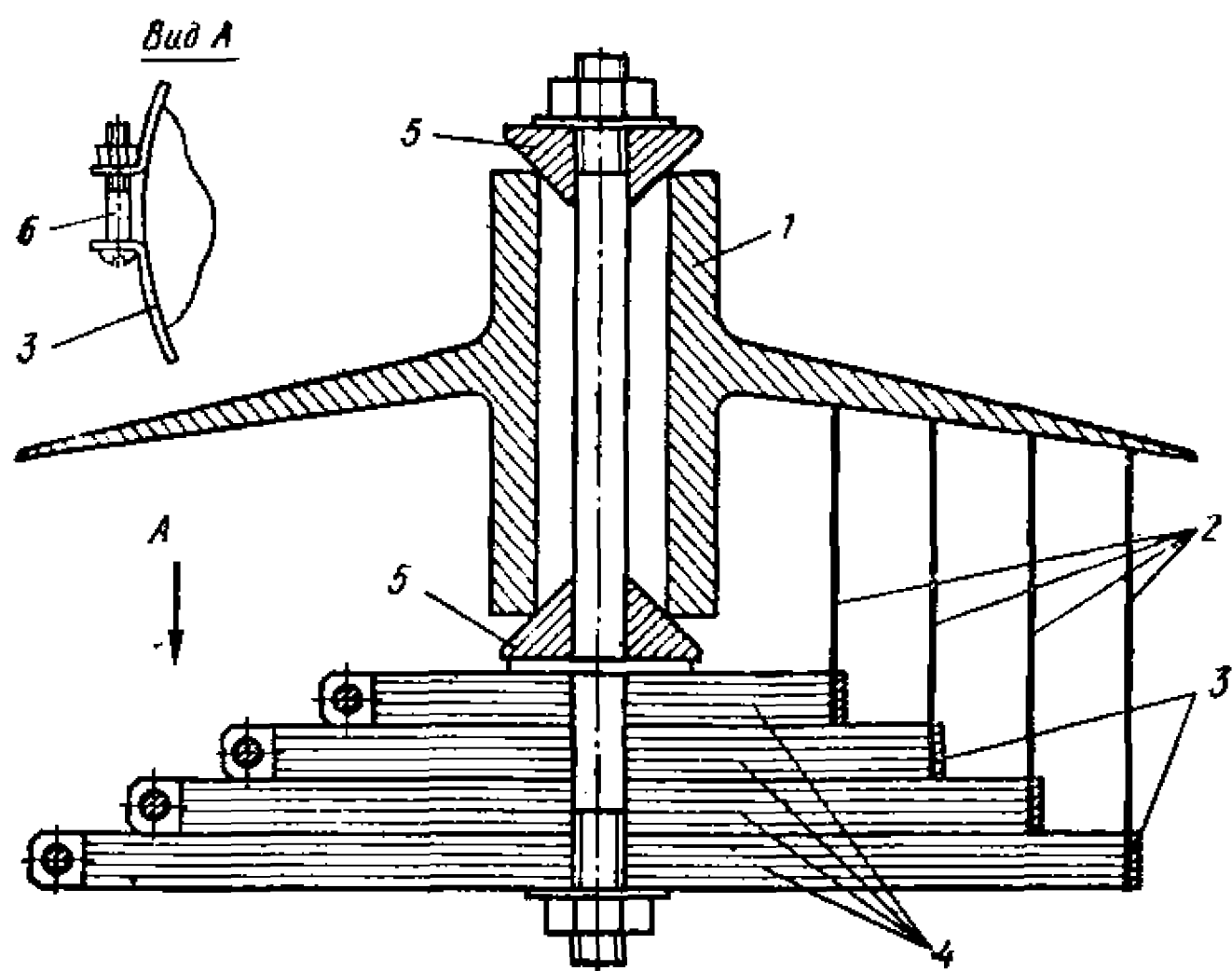


Рис. 128. Конструкция разборной шаговой горки:

1 — гребной винт; 2 — шаговые угольники; 3 — бандажные крепления шаговых угольников; 4 — диски разборной плиты; 5 — центрирующие конусы; 6 — стяжные болты бандажей.

ний существенно затруднен. Практика показала, что в этом случае более удобна разборная конструкция шаговой плиты.

Из ровного листа 10-миллиметровой фанеры вырезают диски диаметром 60, 80, 100 мм и т. д. в соответствии с радиусами сечений, заданных на чертеже гребного винта. В центре дисков строго по центру просверливают отверстия для плотного прохода центрального вала. На каждый диск из металлической полосы шириной 8—10 мм делают бандаж, стягиваемый винтом М4. Зазор в разьеме бандаж и длину стяжного винта выбирают такими, чтобы можно было плотно притянуть к диску шаговый угольник и закрепить его в таком положении.

Конструкции центрального вала, центрирующих конусов и установка их на шаговой плите показаны на рис. 128.

Шаговые угольники образуются при пересечении винтовой поверхности лопасти цилиндром, соосным с осью гребного винта. Если после этого цилиндрическую поверхность развернуть на плоскость, то у полученного прямоугольного треугольника один катет будет равен шагу в данном сечении, а второй — длине окружности основания цилиндра, имеющего радиус заданного сечения. Острый угол, расположенный против

катета, равного шагу винтовой линии, называется шаговым углом. Тангенс этого угла равен соответственно отношению катетов:

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{H_r}{2\pi r}.$$

Шаговый угольник может быть значительно уменьшен в своих размерах, так как для практического изготовления гребного винта он необходим только в районе расположения лопасти. Чтобы построить технологические шаговые угольники для заданных чертежом сечений, необходимо, кроме величины шагового угла или его тангенса, знать его высоту в районе образующей линии лопасти. Определить эту высоту можно следующим образом.

На чертеже продольного сечения винта, на котором изображены габарит лопасти, ступица винта и показан наклон образующей с учетом высоты центрирующих ступицу на шаговой горке конусов, наносят с кормового торца ступицы базовую плоскость (линию, перпендикулярную оси винта) либо ступенчатую форму сборной из отдельных дисков шаговой плиты. При этом зазор между линией габарита лопасти и шаговой плитой не должен быть менее 8—10 мм. После этого легко определить высоты шаговых угольников A в районе образующей лопасти (см. рис. 123). (Высота шаговых угольников должна учитывать либо глубину канавки на шаговой плите, либо 10-миллиметровую полосу, необходимую для закрепления угольника бандажом при ступенчатой конструкции плиты.)

Для построения шаговых углов расчетом для каждого радиуса определяют величины катетов B :

$$B = \frac{A}{H_r} \cdot 2\pi r,$$

где H_r — снимается с графика распределения шага вдоль лопасти для соответствующих радиусов.

На гипотенузе и ее продолжении (рис. 129) размечают положение сечения лопасти: точки средней линии и входящей и выходящей кромок, размеры и положение которых относительно осевой лопасти снимают с чертежа спрямленного контура. Дополнительно для удобства работы длина шагового угольника увеличивается на 10—15 мм.

Разметка шаговых угольников должна быть сделана достаточно точно (допустимые отклонения не более $\pm 0,3$ мм), а риски наносят острой чертилкой.

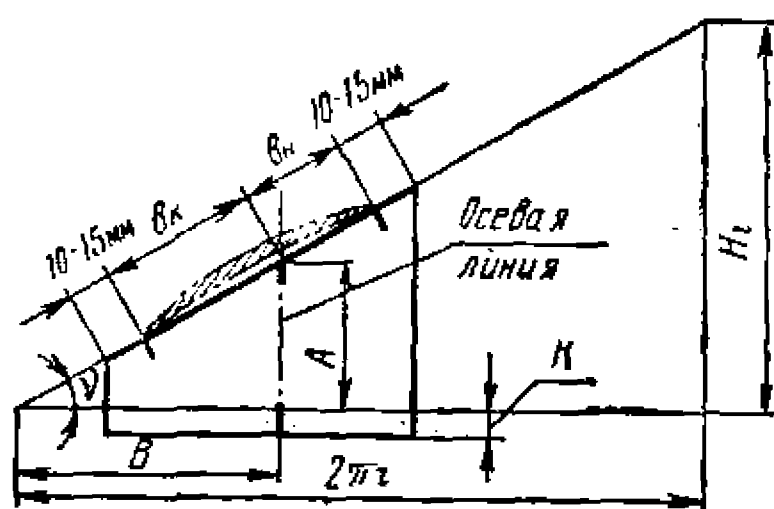


Рис. 129. Схема построения шаговых угольников.

Размеры A , b_n и b_k — по чертежу гребного винта, показанного на рис. 123. Размер K — высота полосы, необходимой для закрепления шагового угольника на плите, равная глубине канавок на шаговой плите, либо толщине дисков при разборной конструкции и плиты; γ — шаговый угол.

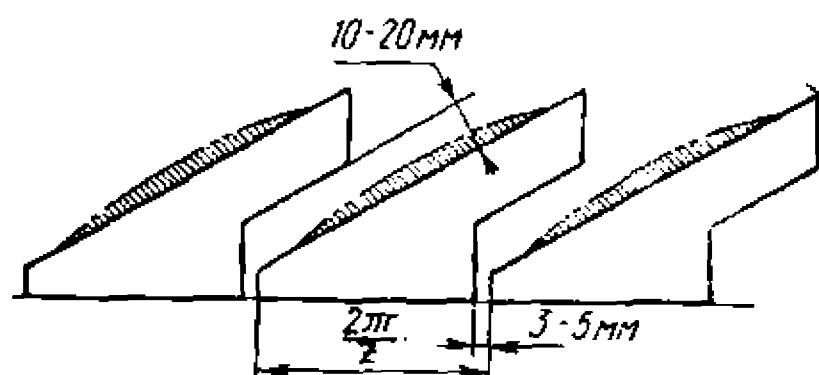


Рис. 130. Установка шаговых угольников для широколопастного винта (развертка).

При разметке шаговых угольников корневых сечений с двояковыпуклой профилировкой с рабочей кромки угольника (гипотенузы) надо снять полоску шириной, равной стрелке выпуклости нагнетающей стороны профиля, чтобы обеспечить прилегание заготовки лопасти, еще не имеющей профилировки, к шаговому угольнику.

В зависимости от технологии изготовления гребного винта необходимо изготовить либо один комплект (для одной лопасти) угольников, либо несколько для всех лопастей будущего винта, но в любом случае число шаговых угольников для радиуса, близкого к $r=0,6R_v$, желательно изготовить по числу лопастей.

Если гребной винт имеет большое дисковое отношение, то при установке шаговых угольников для всех лопастей на одном радиусе они могут перекрывать друг друга. В этом случае в районе вертикального катета этих шаговых угольников делают достаточно большой местный вырез, который позволил бы разместить шаговые угольники по окружности и уложить на них лопасти винта (рис. 130).

После разметки, вырезки, окончательной обработки и проверки угольники изгибают по цилиндрическим поверхностям заданных радиусов, учитывая направление вращения гребного винта. При этом можно пользоваться простым мнемоническим правилом: если стоять у гребного винта, то для винта левого вращения на поверхность лопасти (на кромку шагового угольника) удобно поставить левую ногу, для винта правого вращения — правую. Конечно, ставить ногу на тонкие угольники не следует, но представить себе это, чтобы не допустить ошибку при гибке шаговых угольников, целесообразно.

Согнутые угольники устанавливают на шаговую плиту. Для этого на ней проводят осевую линию лопасти — прямую, проходящую через центр плиты, а на сборной плите из отдельных дисков — осевые линии на каждом диске. Риску осевой линии на шаговом угольнике точно совмещают с осевой на диске, и угольник закрепляют затягиванием банджа. При этом проверочным угольником проверяют перпендикулярность цилиндрической поверхности шагового угольника плоскости диска (плиты). Проверяют и точность установки угольника по высоте (расстояние до базовой плоскости плиты от риски, соответствующей образующей на угольнике, должно быть равно размеру на чертеже с точностью $\pm 0,3$ мм).

Окружность, для которой изготовлены угольники по числу лопастей винта, с помощью гибкой линейки, циркуля или любым другим способом делят на соответствующие части и на ней устанавливают шаговые угольники с соблюдением тех же требований.

Диски разборной горки надевают на вал, риски осевой линии лопасти точно совмещают на всех дисках и фиксируют затяжкой нижней гайки вала.

Правильность установки шаговых угольников можно проверить, приложив линейку к полученной шаговой горке по рискам образующей, которые должны все лежать на одной прямой. Исключение будут составлять угольники корневых сечений с двояковыпуклой профилировкой, высота которых была заранее уменьшена на соответствующую величину. При некотором несоответствии риск их можно совместить перестановкой угольников, разворотом дисков сборной плиты. Кроме того, все торцевые вертикальные кромки угольников должны быть параллельны, а рабочие кромки равно отстоять друг от друга по всей длине угольников.

Все способы изготовления гребного винта можно разделить на изготовление литого винта и сварного.

Литые винты малых размеров изготавливают по литейным моделям.

Изготовление модели для отливки гребного винта обычным способом в литературе описывалось много раз. Спортсмены, исходя из собственных возможностей и навыков, наверняка самостоятельно сумеют выбрать тот или иной способ.

Остановимся на одном, наиболее распространенном способе изготовления модели — изготовлении литейной модели гребного винта из стеклопластика.

На шаговой плите собирают нижнюю горку и заливают ее парафином или модельным воском. Чтобы уменьшить расход парафина, объем нижней части горки между шаговыми угольниками можно заполнить кусочками дерева, спичечными коробками, мятой бумагой и т. п.

Перед тем как залить горку парафином, необходимо изготовить на центральный вал деревянную фальшступицу. После того как парафин остынет и затвердеет, фальшступицу удаляют и обрабатывают поверхность горки, соскабливая излишки парафина тонкой гибкой линейкой или шпателем по шаговым угольникам. Край горки около ступицы надо скруглить по радиусу, несколько большему, чем радиус сопряжения лопасти со ступицей, принятый на чертеже винта.

В соответствии с чертежом на поверхности горки размечают контур лопасти и осевую линию. Разметку производят острой чертилкой на глубину 0,3—0,5 мм. Закончив разметку, поверхность горки покрывают (мягкой кистью два раза) разделительным слоем — раствором поливинилового спирта с добавлением мыла. В крайнем случае можно разделительный слой и не наносить, но при этом поверхность горки при формовке следующей лопасти придется возобновлять.

Когда разделительный слой полностью высохнет, можно приступить к изготовлению модели лопасти из стеклопластика, т. е. полиэфирной или эпоксидной смолы, армированной стекловолокном. Фальшступицу обезжиривают ацетоном или бензином и устанавливают на центральный вал. Поверхность горки и участок ступицы, прилегающий к горке, смазывают смолой. Дав смоле немного «схватиться» (желатинизироваться), поверхность еще раз покрывают смолой и укладывают стеклоткань. Затем, прижав стеклоткань к горке и выждав, когда она частично пропитается смолой, смазывают ее сверху смолой и укладывают следующий слой ткани. Выклейку ведут до тех пор, пока не получится толщина «лопасти» на 1—2 мм больше, чем толщина профиля в сечении. Число слоев стеклоткани выбирают из расчета: один слой ткани АСТТ(б) (сатин) дает 0,3 мм; ткани СЭ (сеточка) — 0,2 мм и стекломата — 0,8 мм. Так как толщина лопасти переменна по радиусу и ширине, изменяют и число слоев стеклоткани (постепенным уменьшением размера выкроек каждого слоя). Размер выклеенной «лопасти» должен быть на 5—10 мм больше вычерченной на горке. У ступицы благодаря припуску, предусмотриваемому на выкройках, выклеивается радиус скругления. После того как смола «встанет» (через 15—20 ч), фальшступицу и приклеенную к ней лопасть осторожно снимают.

Если необходима модель гребного винта с полным числом лопастей, то фальшступицу поворачивают относительно горки на 180°, 120° и т. д. в зависимости от числа лопастей и выклеивают следующую лопасть.

Когда все лопасти выклеены, приступают к их обработке. Лопасти обрезают по контуру в соответствии со следами разметки и опиливают по профилю. При этом контроль профиля производят на каждом радиальном сечении минимум по пяти точкам путем замеров толщин от нагнетающей поверхности.

Если стрелка вогнутости профиля нагнетающей стороны, заданная чертежом, достаточно велика, то после того, как засасывающая сторона будет обработана, можно опилить и нижнюю, нагнетающую поверхность. При обработке лопастей по профилю следует оставлять литейный припуск по толщине сечений около 1 мм и увеличить толщину кромки до 2—3 мм. Раковины на поверхности опиленной лопасти шпаклюют и зашкуривают, после чего окрашивают модель.

В последнее время спортсмены используют прогрессивный метод высокоточного литья по выплавляемым (восковым) моделям.

Рассмотрим способ изготовления в любительских условиях восковых моделей гребного винта — «восковок».

Восковая модель отливается в форму, которая может быть сделана из самых разнообразных материалов. Наиболее употребительны в любительской практике гипс, цемент или стеклопластик.

Для выполнения литевой формы также необходимо изготовить модель винта. Чтобы получить форму для заливки восковой модели винта с любым числом лопастей, достаточно изготовить модель только с одной лопастью. Фальшлопасть необходимо спрофилировать с обеих сторон, оставляя несколько меньший припуск, чем для литевой модели, и поверхность отполировать. Конечно, можно изготовить форму и по полной модели гребного винта, однако изготовление такой формы более трудоемко, да и форма, выполненная по одной фальшлопасти, получается симметричной.

При изготовлении формы из стеклопластика, чтобы получить при выклейке фланцы для разъема и сборки формы, на ступице и по всему контуру лопасти делают буртик шириной 15—20 мм из пластилина. После этого на поверхность фальшлопасти и пластилинового буртика тщательно наносится разделительный слой (поливиниловый спирт) и производится оклейка поверхности тремя — пятью слоями стеклоткани (толщина 2—3 мм). Когда смола отвердеет, пластилин с фальшступицы и поверхности разъема формы удаляют, не снимая выклеенную часть формы с фальшлопасти, поверхность промывают, устанавливают из пластилина буртик на ступице модели для выклейки фланца разъема формы, поверхность покрывают разделительным слоем и выклеивают вторую часть формы. Через 15—20 ч смола заполимеризуется и полученную часть формы можно раскрыть, предварительно просверлив по контуру разъема отверстия диаметром 4—5 мм для болтов соединения фланцев. После этого фальшлопасть поворачивают относительно формы, выклеенной для одной лопасти, на соответствующий угол. Выклейка остальных частей матрицы производится аналогично. Если на поверхности формы образовались дефекты, их надо зашпаклевать и поверхность отполировать.

Перед литьем восковой модели в форме следует сделать выпары — небольшие отверстия диаметром 1,5—2 мм, соединяющие полость формы с атмосферой и необходимые для качественной заливки восковой массы в форму. Кроме того, на модели фальшлопасти надо предусмотреть местное утолщение кромки лопасти, например, скругленным валиком диаметром 3—4 мм. Это необходимо сделать для стального литья, чтобы предотвратить недолив металла в районе кромок. Количество выпаров определяют из расчета два отверстия на 100 мм длины кромки лопасти. Поскольку выпары служат для обеспечения свободного выхода воздуха из формы при заливке восковой массы, их располагают в верхней части лопастей. Для того чтобы облегчить выем восковой модели из формы, отверстия выпаров выполняют пропиливанием канавок на поверхности разъема формы. Канавку в форме для утолщения кромок можно сделать либо простым выскабливанием материала формы, либо заранее утолстить кромку фальшлопасти, закрепив ободок из 3—4-миллиметровой проволоки.

Для выполнения формы из гипса или цемента также необходимо изготовить фальшлопасть.

Заливка гипсовой формы производится в специальном формовочном ящике. Конструкция ящика показана на рис. 131. Наиболее подходящий для него материал — оргстекло, текстолит, гетинакс и т. п. Внутренний размер формовочного ящика выбирают, исходя из условия размещения в нем лопасти винта с обеспечением расстояния от кромки лопасти до стенок 10—15 мм. При изготовлении ящика следует обратить особое внимание на точность центрального угла при вершине ящика, определяющего точность положения лопастей относительно оси винта, и на вертикальность стенок, по которым будут стыковаться блоки формы, что обеспечит сборку формы без чрез-

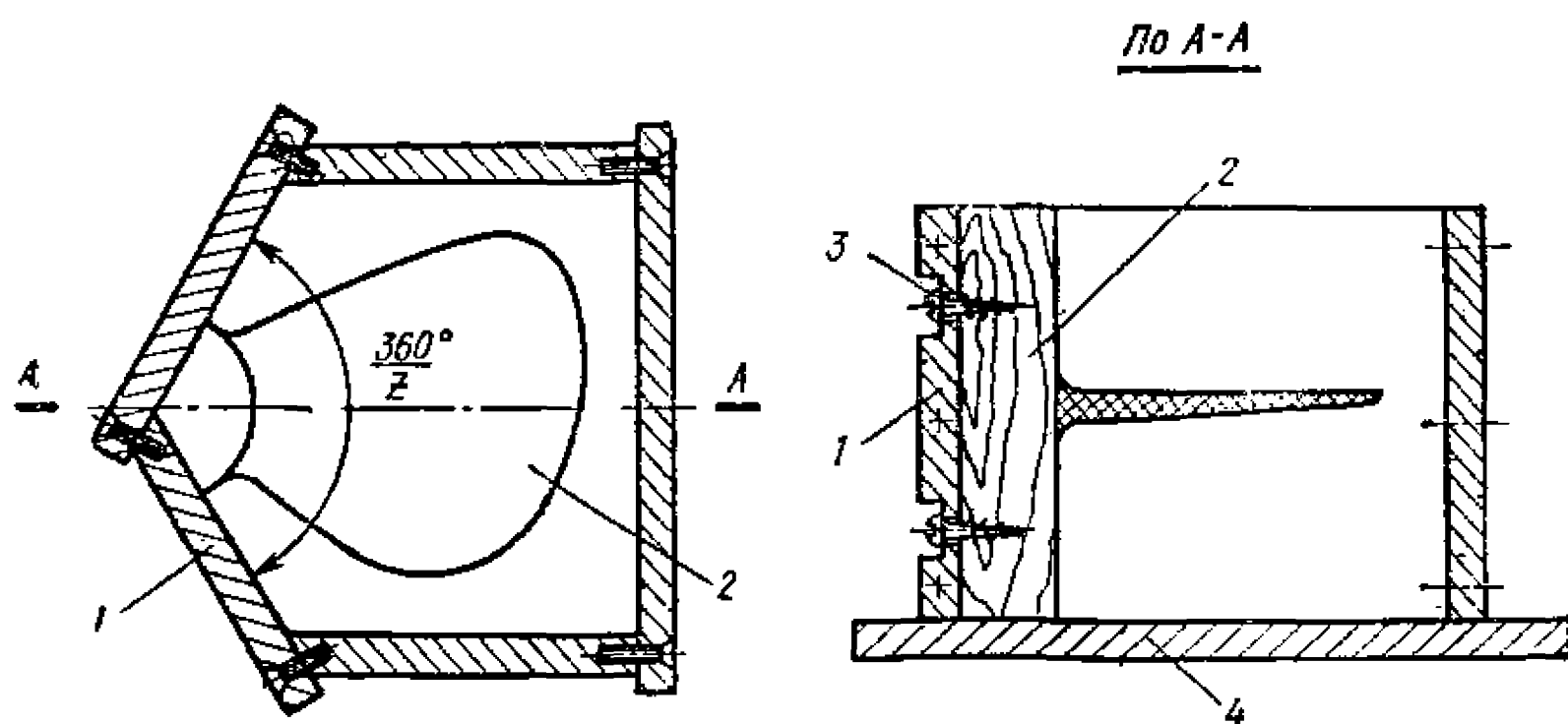


Рис. 131. Установка фальшлопасти в формовочном ящике:

1 — ящик; 2 — фальшлопасть; 3 — винты крепления фальшлопасти; 4 — формовочная плита.

мерных зазоров. (Следует отметить, что описываемый метод пригоден для изготовления формы для отливки «восковок» гребных винтов с дисковым отношением менее 0,8. Для гребных винтов большего дискового отношения из-за перекрытия лопастей изготовление гипсовой формы значительно усложняется и требует совершенно иных приемов и опыта формования.)

Установив в формовочный ящик фальшлопасть, предварительно смазанную разделительным слоем, пластилином снаружи замазывают щели, через которые может выливаться гипс при заливке формы. В качестве разделительного слоя лучше всего, как показала практика, использовать касторовое масло, но можно смазать поверхность модели любым другим маслом или солидолом.

Разведенную гипсовую массу заливают в форму. При начале загустевания излишки гипса над верхней поверхностью лопасти аккуратно удаляют с таким расчетом, чтобы в дальнейшем фальшлопасть свободно вынулась из каждой половинки формы без обламывания кромок формы по краю лопасти. Кроме того, целесообразно обвести лопасть по контуру чертилкой, процарапав риску на глубину 0,3—0,5 мм.

После полного затвердевания массы поверхности разъема формы и лопасти снова смазывают разделительным слоем и заливают гипсом верхнюю половину формы. При этом верхняя поверхность залитого гипса заравнивается по краю формовочного ящика ровной планкой или линейкой.

Когда гипс затвердеет, снимают боковые стенки ящика и верхнюю часть формы, не сдвигая фальшлопасть относительно нижней, ранее залитой половины, и снова подготавливают форму для заливки следующей верхней части. Эта операция повторяется по числу лопастей будущего винта.

После отливки последней, верхней, части формы, разобрав формовочный ящик, удаляют нижнюю часть формы, не смещая фальшлопасть относительно последней, верхней, половины. Обычно первая, нижняя, половина формы имеет плохую поверхность: раковины, пузыри, недолив, и не используется для составления окончательной формы. Собрав и перевернув формовочный ящик, аналогично отливке верхних половин отливают нижние части формы.

Готовые верхние и нижние части должны с минимальными зазорами собираться в единую форму для отливки единой восковой модели винта. В разъеме блоков по контуру лопасти в верхних точках пропиливают выпары. Для качественной заливки восковой массы без усадочных раковин над верхним торцом ступицы из отрезка трубы диаметром не менее диаметра ступицы винта и высотой 0,3—0,5 длины ступицы устанавливают дополнительную форму для прибыли. Укрепить трубу на собранной форме можно с помощью пластилина.

Перед заливкой воска поверхность формы смазывают разделительным слоем (касторовым или любым другим маслом). С этой же целью можно поступить и по-другому. Части гипсовой формы погружают на несколько минут в воду до момента, когда гипс приобретет равномерный серый оттенок, пропитавшись водой. При таком способе увлажнения формы перед каждой заливкой воска долговечность формы существенно уменьшается.

Заливка воска также имеет свои особенности. Перегрев воска приводит к чрезмерной усадке модели, заливка же слишком переохлажденного воска — к недоливу тонких кромок лопастей. Практика показала, что качественные отливки получаются при заливке воска в тот момент, когда при охлаждении на воздухе полностью расплавленной восковой массы на стенках сосуда появляется тонкий слой загустевшего воска.

Чтобы обеспечить выход воздуха из формы и этим предотвратить образование раковин и недоливов, заливку воска производят через достаточно широкую трубку, опущенную в отверстие для ступицы почти до дна формы. По мере заливки и повышения уровня воска в форме трубку приподнимают.

Разборку формы можно производить только после полного застывания воска и осторожно, чтобы не повредить кромки восковой модели.

Мелкие неровности и шероховатость поверхности восковой модели можно удалить, аккуратно протерев поверхность мягкой тряпочкой, смоченной в бензине. Более крупные дефекты можно исправить, закапав эти места расплавленным воском и затем аккуратно зачистив поверхность острым скребком.

Дальнейшая отливка гребного винта из металла по восковой модели выполняется обычными технологическими методами литья по выплавляемым моделям.

Особо следует помнить о правилах хранения и транспортировки восковых моделей. Мало оберегать достаточно хрупкие «восковки» от механических повреждений. При температуре воздуха выше 20°C даже при непродолжительном хранении восковые модели могут начать деформироваться. Поэтому целесообразно хранить «восковки» вставленными в форму, или хотя бы перед отливкой проверить их геометрию, вложив в форму.

Обработку металлической отливки начинают с расточки отверстия в ступице, центруя отливку в патроне токарного станка по наружной поверхности ступицы и симметрии лопастей а затем выполняют окончательную обработку лопастей, контролируя геометрию винта по шаговой горке и замерами толщин сечений, подобно обработке лопастей сварного винта.

Изготовление гребных винтов литьем оправдывает себя, если потребное количество винтов одной модели будет не менее четырех-пяти, так как при меньшем количестве трудоемкость

изготовления литьевой оснастки, несмотря на экономию времени по обработке отливок, превысит трудоемкость изготовления сварного варианта.

Изготовление сварного гребного винта начинают с заготовок. На токарном станке вытачивается ступица. Обычно можно наружные поверхности ступицы выполнить точно по чертежу без припуска на дальнейшую обработку, обеспечивая даже требуемую чистоту обработки. При обработке же посадочных мест следует, во-первых, учитывать возможную деформацию ступицы при приварке лопастей, т. е. делать припуск на последующую точную доработку отверстия, а во-вторых, предусмотреть возможность точной центровки ступицы на валу шаговой плиты в процессе изготовления деталей и сварки винта.

Ступицу устанавливают на шаговой горке кормовым торцом вниз с соблюдением заданного ранее положения по высоте относительно базовой поверхности (размер L на рис. 123).

Из листа плотной бумаги, картона, прессшпана или другого подобного материала размером чуть больше, чем размер лопасти, по разметке на шаговой горке контура лопасти (по рискам входящей и выходящей кромок сечений на шаговых угольниках) вырезают выкройку заготовки лопасти. Переносят риски на выкройку, аккуратно, последовательно прижимая заготовку к шаговым угольникам, стараясь перекатывать ее по горке, не сдвигая. На образующиеся при этом складки бумаги внимания можно не обращать. Корневую часть выкройки подкраивают по поверхности ступицы.

Увеличив размер выкройки по всему контуру на 2—4 мм, из листа металла толщиной на 1—2 мм больше толщины корневого сечения лопасти вырезают заготовки по числу лопастей. Чтобы уменьшить трудоемкость обработки лопастей по профилю и облегчить придание заготовкам винтовой поверхности, вырезанные заготовки предварительно следует обработать на фрезерном станке по приведенному эскизу (рис. 132). При снятии металла с заготовки следует оставлять припуск по толщине не менее 2 мм, а кромки заготовки не делать тоньше 3 мм.

Следующий этап работ — гибка заготовок и подгонка по шаговой горке нагнетающей поверхности лопастей. При этом надо помнить, что винтовая поверхность из плоского листа может быть образована только при гибке с равномерной вытяжкой металла. Поэтому надо придерживаться следующих рекомендаций:

лучше ударить молотком 10 раз со средней силой, контролируя получаемые деформации, чем перегнуть лопасть одним сильным ударом, при котором вместо плавного изгиба заготовки с дополнительной вытяжкой металла произойдет резкий местный изгиб, сопровождаемый иногда трещинами (правка же лопасти в этом месте очень трудоемка);

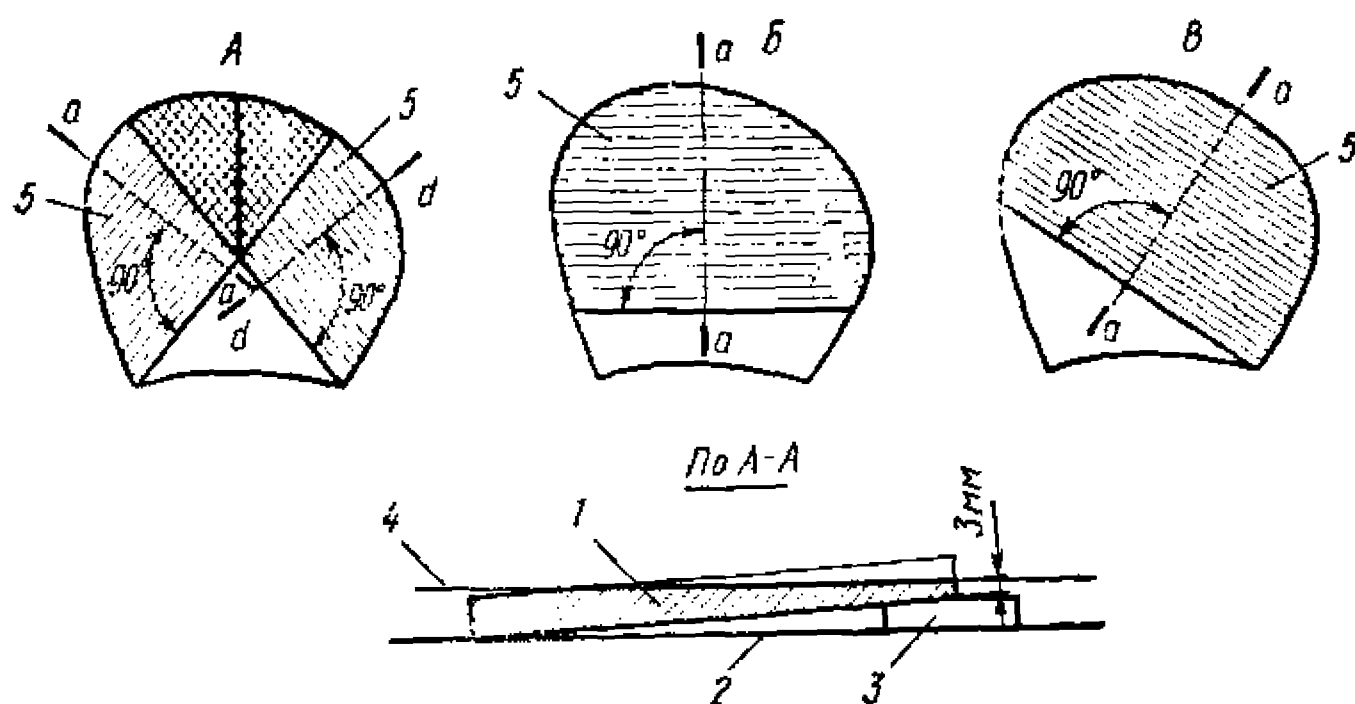


Рис. 132. Схема предварительной обработки заготовки лопасти на фрезерном или строгальном станке:

1 — заготовка лопасти; 2 — поверхность стола станка; 3 — установочная подкладка; 4 — плоскость обработки; 5 — поверхность обработки; А и Б — для лопастей с сегментной профилировкой сечений; Б и В — для лопастей суперкавитирующих винтов.

удары молотком должны производиться не ближе 10 мм от кромки, чтобы обеспечить плавный изгиб в районе центральной части лопасти. Удар по кромке обычно приводит только к деформации в месте удара.

Как показала практика, лучше всего гнуть лопасть, зажимая заготовку в районе корня в тисках (рис. 133), с помощью 300—500-граммового молотка и 3—4-килограммовой поддержки с узким скругленным концом. (В качестве поддержки удобно использовать легкую кувалду.) При этом гибка должна проходить между поддержкой и местом удара молотком, а не в месте зажима лопасти в тисках. Чтобы изгиб заготовки сопровождался вытяжкой металла, расстояние между поддержкой и центром удара не следует увеличивать больше 30 мм, а для предотвращения отдачи поддержки ее необходимо сильно прижать в момент удара к заготовке.

Заготовку толщиной больше 10—12 мм целесообразно при гибке разогревать паяльной лампой или газовой горелкой.

Часто подогнать заготовку до плотного прилегания к угольникам шаговой горки только гибкой не удастся. Некоторая подгонка при гибке, а также окончательная обработка нагнетающей поверхности может выполняться за счет снятия металла опиловкой или обдиркой заготовки на наждачном круге (но безусловно только в пределах оставленного ранее припуска по толщине лопасти). Приемы выполнения этих операций могут быть различны, но можно рекомендовать следующий. Сначала круглым острым драчевым напильником или на наждачном круге снять металл только в местах касания заготовки шаговых угольников до плотного прилегания, а затем плоским на-

пильником или на наждачном круге диаметром не менее 120—150 мм снять металл между полученными линиями прилегания. При этом направление опиловки или положение заготовки относительно круга должно выбираться таким, чтобы обеспечивалось прилегание режущего инструмента по как можно большей поверхности заготовки. Это обеспечит необходимую плавность и точность обработки винтовой поверхности лопасти.

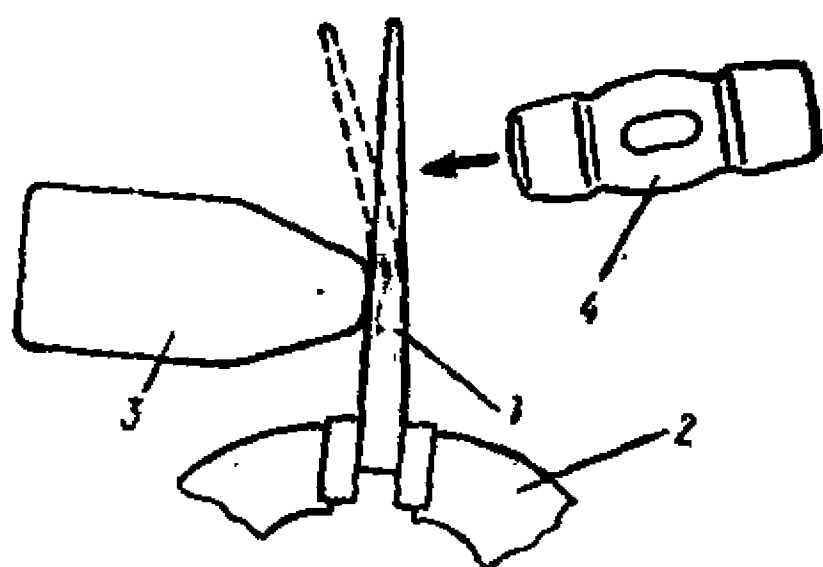


Рис. 133. Гибка заготовки лопасти в тисках:

1 — заготовка лопасти; 2 — тиски; 3 — поддержка; 4 — молоток.

Точность подгонки заготовки к шаговой горке проверяется щупом по зазорам между обработанной поверхностью и рабочей кромкой шаговых угольников, которые не должны превышать 0,3 мм. Одновременно заготовка подгоняется и к поверхности ступицы. Зазор в этом случае может быть значительно больше (до 3 мм), так как при сварке он будет заварен.

Пропилив заготовку по шаговой горке, с помощью карандаша или чертилкой на ее поверхность переносят риски кромок лопасти, а также радиальные сечения (линии прилегания поверхности лопасти к шаговым угольникам). Линии радиальных сечений по длине разбивают на части в соответствии с чертежом профилировки сечений лопасти, и полученные точки фиксируют неглубоким кернением.

По рискам входящей и выходящей кромок заготовку обрабатывают по контуру, обеспечивая плавность контура лопасти.

Следующий этап — обработка засасывающей поверхности лопасти. Сначала по разметке на нагнетающей поверхности, контролируя толщины штангенциркулем с длинными губками или кронциркулем, обрабатывают отдельные точки на засасывающей поверхности заготовки. Толщины лопасти необходимо выдерживать в соответствии с размерами по чертежу сечений, делая припуск 0,5—0,6 мм на окончательную обработку лопастей. При двояковыпуклой или выпукло-вогнутой профилировке размер следует снимать от основной линии профиля, соответствующей поверхности шаговой горки, по которой уже была обработана нижняя поверхность заготовки. По полученным точкам аналогично обработке нагнетающей поверхности обрабатывается верхняя поверхность лопасти, причем чистота обработки поверхности может быть значительно выше (вплоть до полировки), так как она будет окончательной почти для всей поверхности лопасти (кроме района приварки к ступице). Если обрабатывают сечения двояковыпуклой или выпукло-вогнутой

профилировкой, после этого снова приступают к окончательной обработке нагнетающей поверхности, приводя ее по толщинам в соответствие уже с толщинами профильных сечений.

Обработанные лопасти приваривают к ступице винта. Для обеспечения качественной сварки в районе утолщенного корневого сечения необходимо произвести разделку кромок, сняв глубокие фаски на лопасти.

Одну из лопастей укладывают на шаговую горку точно по кромочным рискам и двумя небольшими прихватками приваривают к ступице. Проверив точность положения лопасти и при необходимости подрихтовав, прихватки делают на противоположной стороне лопасти. Только после этого можно окончательно приварить лопасть, накладывая несколько швов небольшого катета попеременно с двух сторон до наплавки достаточного количества металла для выполнения галтели — скругления в районе стыка лопасти со ступицей.

Приварив одну лопасть, ступицу поворачивают так, чтобы поверхность лопасти легла на один из дополнительных шаговых угольников на горке. Фиксируя это положение ступицы, прижимая приваренную лопасть к угольнику, производят прихватку, а затем и приварку следующей лопасти.

После сварки обрабатывают галтели в местах прилегания лопастей к ступице, проверяют и при необходимости подгибают лопасти по шаговым угольникам, подрезают лопасти гребного винта по диаметру, обрабатывают кромки, а также растачивают посадочные места ступицы.

Для того чтобы свести до минимума вибрацию и динамические нагрузки на элементы валопровода при работе гребного винта, необходимо провести статическую балансировку. Точность балансировки винта полностью зависит от качества используемого приспособления: балансировочного станка — параллельных ножей и фальшвала (рис. 134). Поверхности параллельных ножей и фальшвала должны быть достаточно твердыми, хорошо прошлифованы и не иметь забоин. Материал ножей и вала выбирают достаточно прочным, чтобы исключить прогибы от массы винта. Фальшвал изготавливают без боя, точно и плотно устанавливают на посадочные места гребного винта. Длина вала и расстояние между параллелями станка должны позволять гребному винту свободно поворачиваться.

Установив гребной винт с фальшвалом на ножи балансировочного станка так, чтобы ось винта была по возможности перпендикулярна параллелям, с помощью регулировочных винтов добиваются горизонтальности рабочих кромок ножей — гребной винт хотя бы в одном положении не должен скатываться под собственной массой по параллелям. В этом положении элементы гребного винта, расположенные ниже оси, тяжелее, чем расположенные выше, и требуют облегчения за счет равно-

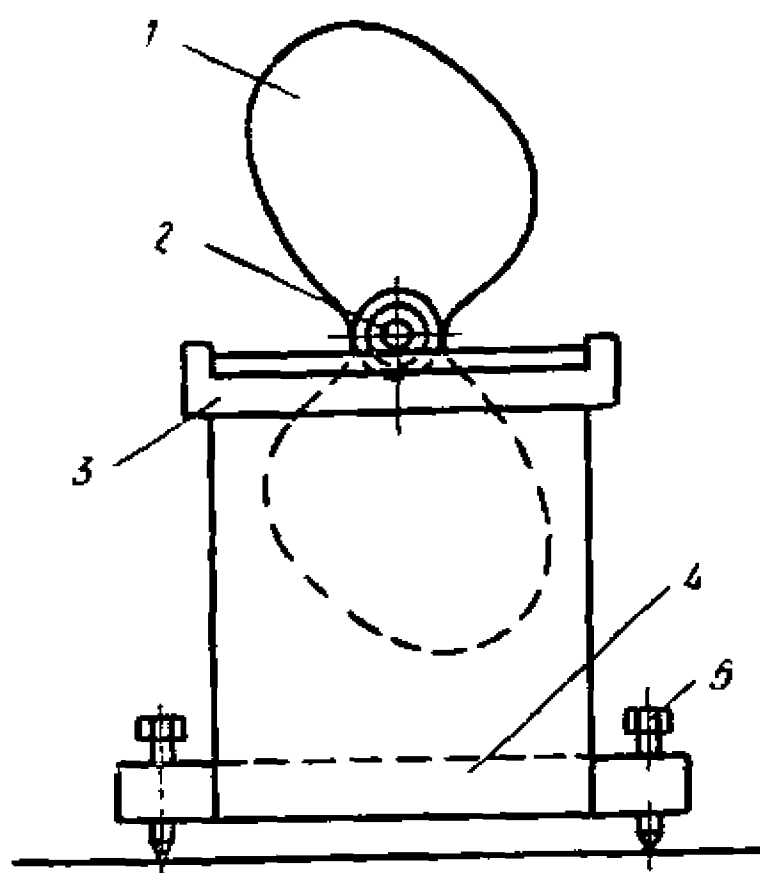
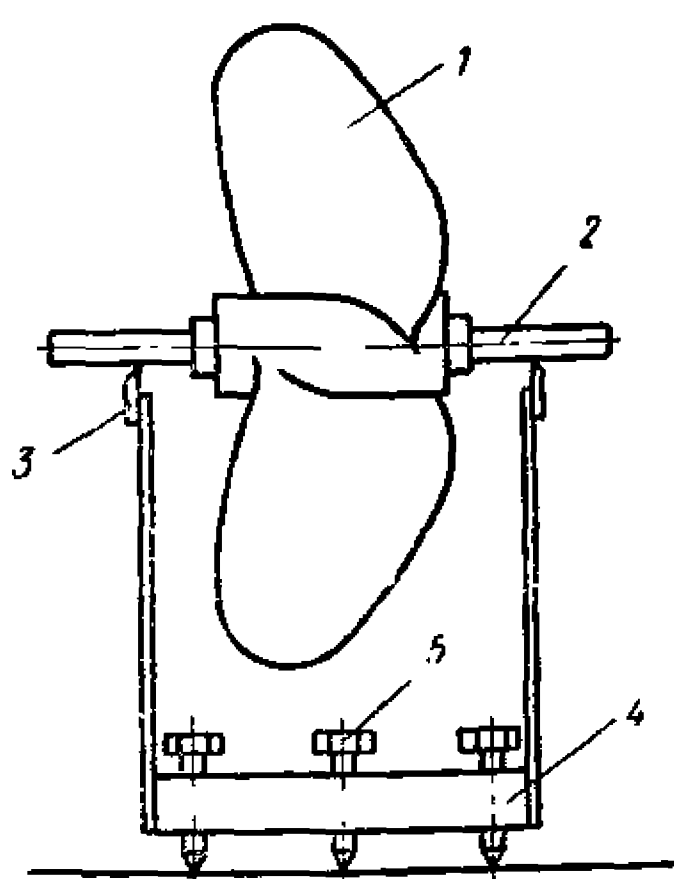


Рис. 134. Балансировочный станок:

1 — гребной винт; 2 — фальшвал; 3 — ножи; 4 — станина; 5 — регулировочные винты.

мерного снятия металла. Снимать металл желательно в месте, наиболее удаленном от оси винта, лежащем на вертикали или симметрично относительно этой линии. Снимая таким образом металл с лопастей, следует добиться того, чтобы гребной винт не перекашивался по ножам при любом положении лопастей. (По мере балансировки обязательно следует производить подрегулировку горизонтальности балансировочного станка, устраняя скатывание винта под действием своей массы.)

Качество окончательной балансировки, точность, обеспеченную балансировочным станком, проверяют простейшим способом. На край одной из горизонтально расположенных лопастей пластилином приклеивается грузик (для винта диаметром до 200 мм — 1 г; 200—300 мм — 2 г). Под действием этого груза винт должен начать вращаться. Если винт не сдвинулся, следует улучшить качество обработки поверхности фальшвала и ножей балансировочного приспособления и продолжить уравнивание винта. Уравновешивая винт, следует следить за тем, чтобы чрезмерно не уменьшить толщину лопастей. Снимать металл надо с засасывающей стороны, обеспечивая плавность поверхности лопасти. Можно балансировать винт, выбирая металл со ступицы опиловкой или сверлением торцевых поверхностей. После выполнения балансировки винта следует провести окончательную шлифовку и полировку поверхности лопастей.

Для изготовления сварного винта следует брать металлы пластичные, хорошо свариваемые и не дающие подкалки в месте сварного шва.

Конечно, описанный метод изготовления винта не единствен-

ный. Многие спортсмены предпочитают и другие технологические варианты, однако опыт показывает, что этот метод обеспечивает минимальную трудоемкость изготовления. При достаточном навыке и наличии хорошего инструмента трехлопастной винт диаметром около 250 мм из стали может быть изготовлен за 20—30 ч.

Иногда стрелку вогнутости нагнетающей стороны можно выполнить еще при подгонке заготовки по шаговой горке, обеспечивая необходимую кривизну поверхности замером зазоров между шаговым угольником и лопастью. Некоторые предпочитают приваривать заготовки лопастей сразу после обработки нагнетающей поверхности, а затем окончательно обрабатывать лопасти по толщинам в приваренном к ступице виде. Но в любом случае при изготовлении винта необходимо строго соблюдать технику безопасности: не стойте в плоскости удара молотка, следите за надежностью зажима в тисках заготовки, особую осторожность соблюдайте при обработке заготовок лопастей на наждачном круге, защищайте глаза очками, никогда не стойте в плоскости вращающегося круга, берегитесь подхвата заготовки кругом, для предотвращения ожога пальцев охлаждайте деталь водой. При сварке защищайте глаза, старайтесь в момент прихватки фиксировать заготовку на шаговой горке дополнительными приспособлениями, а не руками. Выполняя механическую шлифовку и полировку винта, внимательно следите, чтобы острая кромка лопасти не коснулась бы вращающегося навстречу шлифовального круга. Врезание кромки в круг может привести не только к тяжелой травме, но и поломке гребного винта, с силой отброшенного от круга.

В заключение следует сказать о доводке изготовленного гребного винта на судне. Установив гребной винт на валу глиссера или подвесного мотора и убедившись в том, что при вращении лопасти и торец ступицы не задевают за кронштейн, руль, элементы корпуса судна или подводную часть мотора, можно приступить к ходовым испытаниям.

Проведение ходовых испытаний в полном объеме, как это принято в практике судостроения, с замером числа оборотов, скорости хода на «тихой воде» и на волнении при различных условиях загрузки судна и нескольких положениях открытия дроссельной заслонки, а также замер эффективной мощности, развиваемой двигателем на этих режимах, обычно позволяет получить данные, вполне достаточные для оценки правильности выбора элементов гребного винта и сделанных расчетов скорости хода.

В инженерной практике анализ результатов обычно выполняется с помощью паспортной диаграммы гребного винта, на которой в зависимости от расчетной скорости движения судна и числа оборотов двигателя определены тяга гребного винта и величина потребной мощности. Паспортная диаграмма

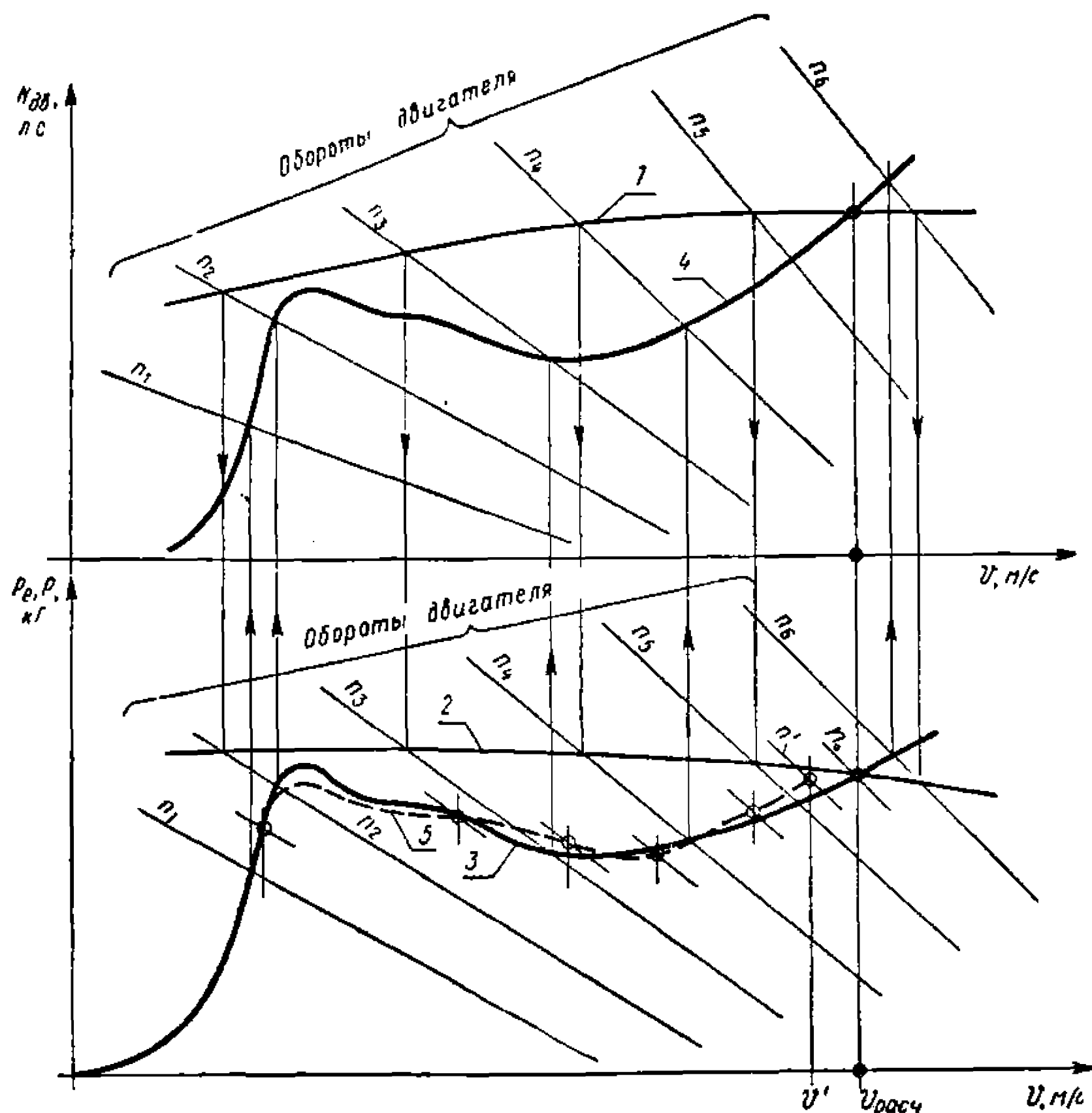


Рис. 135. Паспортная диаграмма гребного винта:

1 — внешняя характеристика двигателя (максимальная мощность двигателя в зависимости от оборотов); 2 — предельная тяга гребного винта, построенная в соответствии с внешней характеристикой двигателя; 3 — расчетная кривая полного сопротивления судна; 4 — мощность, необходимая для движения судна в соответствии с расчетным сопротивлением; 5 — кривая сопротивления судна, полученная по экспериментальным точкам (O) — по замерам скорости при различных оборотах двигателя; n^e , $U_{расч}$ — расчетные значения оборотов двигателя и скорости хода; n' , U' — обороты двигателя и скорость, полученные при испытаниях.

представлена на рис. 135. Она состоит из графика, построенного в координатах скорость движения судна — тяга гребного винта, и графика, определяющего потребную мощность двигателя для вращения гребного винта с заданными оборотами в зависимости от скорости хода, в координатах скорость — мощность. На каждый график наносят ряд кривых, соответствующих тяге и мощности при заданных числах оборотов гребного винта или чаще двигателя,

Во время испытаний выполняют замеры скорости хода и числа оборотов двигателя на нескольких режимах, задаваемых положением рукоятки управления дроссельной заслонкой карбюратора. На этих режимах иногда производят и замер расхода топлива, что косвенным путем позволяет оценить величину мощности, развиваемую двигателем.

Значительно реже на испытаниях определяют величину крутящего момента на гребном валу, непосредственно по которой рассчитывают мощность двигателя:

$$N_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot 2\pi n}{75}, \text{ л. с.},$$

где n — число оборотов гребного вала в с, а $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, кг·м.

Если, пользуясь кривыми паспортной диаграммы, нанести экспериментальные точки на графиках тяги и мощности гребного винта, то можно получить зависимость потребной тяги, а следовательно, и величину сопротивления судна от скорости хода и соответствующую кривую потребной мощности двигателя. Сравнивая эти величины с величинами, заложенными в расчет, можно уточнить отдельные величины и допущения, принятые в первоначальном расчете, и спроектировать применительно к данному судну гребной винт повышенной эффективности.

В действительности эта задача гораздо сложнее. Кривые паспортной диаграммы определяют расчетом, в который с определенной степенью достоверности введены те или иные допущения. Экспериментальные замеры также всегда обладают определенными погрешностями. К сожалению, следует признать, что наименьшую достоверность имеют замеры мощности, развиваемой двигателем, особенно выполненные по расходу топлива карбюраторных двигателей.

Для повышения точности анализа ходкости, проводимого по паспортной диаграмме, в настоящее время разработан ряд методов обработки экспериментальных данных.

В любительской практике решать эти достаточно трудоемкие исследовательские задачи часто бывает просто некогда. Хорошо, если спортсмен успеет сделать ряд замеров скорости при различных оборотах двигателя и нескольких вариантах нагрузки судна. Уже эти данные позволят построить, пользуясь тяговой частью диаграммы, кривые сопротивления судна. И хотя эти кривые будут приближенными, но и они помогут сделать выводы о характере изменения сопротивления в зависимости от скорости движения, а также определить относительное влияние нагрузки, центровки судна и волнения на его скоростные качества. По паспортной диаграмме можно судить об эффективности тех или иных мероприятий, направленных на улучшение ходовых качеств судна: изменения в обводах, отработку выступающих час-

тей и т. п. С несколько меньшей точностью можно построить на графике кривые потребной мощности двигателя, чтобы ориентировочно оценить развиваемую двигателем мощность.

К сожалению, спортсмен часто не имеет возможности провести даже такой простейший анализ результатов испытаний: у него нет кривых действия гребного винта выбранной геометрии, нет точных данных по сопротивлению корпуса и выступающих частей, по взаимодействию корпуса судна и движителя, по действительной величине мощности, которую развивает двигатель, установленный на судне. (Правда, последняя задача решается просто — надо замерить мощности двигателя одним из способов, приведенных в работах [9, 10].)

Основным объективным показателем качества спортивного судна является скорость хода, точный замер которой во время испытаний является совершенно обязательным. Измерить скорость хода можно по времени прохождения мерного участка, исключив влияние течения на результирующую величину скорости, или специальным прибором — гидродинамическим лагом, простейший вариант которого — трубка-датчик скоростного напора, соединенная с манометром.

При доводке гребного винта обычно исходят из того, что известны обороты двигателя, которые он должен развивать при номинальной мощности. Именно поэтому во время доводочных испытаний обязательным прибором на судне должен быть тахометр с точностью $\pm 1-1,5\%$. Чтобы повысить точность замеров, желательно не ограничиваться однократным замером скорости и оборотов и провести испытания в широком диапазоне чисел оборотов двигателя.

Результаты замеров следует отразить на графике «скорость от оборотов», соединив полученные экспериментальные точки плавной кривой.

Скоростные испытания следует проводить при расчетном водоизмещении судна. Как уже было сказано в разделе о проектировании и выборе геометрических размеров гребного винта, винт заранее «утяжеляется» — увеличивается по диаметру по сравнению с полученным в расчете. Поэтому при начале испытаний обычно двигатель не развивает номинальное число оборотов, так как вращение винта несколько большего диаметра требует дополнительной мощности. Иногда бывает и обратное: двигатель развивает повышенные обороты. Если это не связано с такими явлениями, как просос воздуха, кавитация, образование каверн при обтекании близлежащих выступающих частей, вплоть до проскальзывания муфт сцепления или элементов передачи мощности от двигателя к винту, то это результат чрезмерных запасов, заложенных в расчет гребного винта, который слишком «легок» для судна (развивает повышенные обороты).

Если винт тяжел, то можно, последовательно (за два — три приема) подрезая гребной винт по диаметру и каждый раз повторяя замеры скорости от оборотов, добиться получения номинальных оборотов. Приблизенно общую величину уменьшения диаметра можно определить по формуле:

$$\Delta D \approx D \left(1 - \sqrt{\frac{n_0}{n'}} \right),$$

где D — исходный диаметр гребного винта; n_0 — требуемое или номинальное число оборотов двигателя; n' — максимальное число оборотов, достигнутое на испытаниях.

Кромки лопастей при обрезке аккуратно заваливают. Новый контур лопасти должен плавно сопрягаться со старым. После каждой обрезки кромок лопастей следует обязательно производить балансировку винта.

Можно облегчить винт и за счет уменьшения его шага ориентировочно на величину $\Delta H \approx H \left(1 - \frac{n_0}{n'} \right)$ (H — исходный шаг винта). Для этого изготавливают новые шаговые угольники, позволяющие контролировать изменение шага винта. Гибка лопастей готового винта достаточно сложна и должна выполняться очень аккуратно, так как всякие неровности, вмятины и забоины, которые могут образоваться при ударах, нельзя устранить опиловкой лопасти, уже обработанной «в чистый» размер, и исправить их можно только наплавкой металла на лопасть. При задании нового шага и построении шаговых угольников следует иметь в виду, что изменить шаг корневого сечения лопасти, приваренной к ступице, нельзя.

Для того чтобы правильно ориентироваться, какой способ доводки выбрать, надо придерживаться правила: максимальным КПД обладает винт, работающий с оптимальным скольжением. Поэтому, определив величину действительного скольжения на режиме максимальной скорости по формуле $S = 1 - \frac{V}{nH}$, обрезайте винт по диаметру, если скольжение меньше оптимальной величины, рекомендованной в разделе о проектировании винта, и уменьшайте шаг, если величина скольжения чрезмерна.

При легком винте доводка выполняется увеличением диаметра винта путем наварки концов лопастей или увеличением шага винта, делая гибку лопастей по вновь изготовленным шаговым угольникам. Для определения новых величин шага и диаметра можно пользоваться приведенными формулами, а для выбора способа «утяжеления» винта рекомендованным правилом (обеспечить оптимальное скольжение). Может оказаться, что увеличить диаметр гребного винта по чисто конструктив-

ным причинам нельзя — мал зазор между гребным винтом и днищем или антикавитационной плитой подвесного мотора. В этом случае можно рекомендовать наплавить ширину лопастей, увеличив этим дисковое отношение винта. Ширину лопастей следует увеличить на величину $\Delta b \approx b \left[1 - \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \right]$ приваркой серповидных кусочков, вырезанных из 3—4-миллиметрового листа металла. Затем рихтовкой и опиловкой нагнетающие стороны лопастей в месте приварки подгоняют по шаговым угольникам, обрабатывают по плавному профилю засасывающую сторону и контур лопасти. Винт балансируют.

Сравнительная таблица

Резьба на корпусе, мм	Длина резьбовой части корпуса, мм	Тепловая характерис- тика	Свечи отечественного производства		Свечи иностранно	
			ГОСТ 2043—54	ГОСТ 2043—74	Jskra (Польша)	PAL (ЧССР)
M18×1,5	13,6 (свечи иномарки могут иметь ±2,0)	Горячая ↑ ↓ Холодная	M20Y M18Y M12Y	M5T M8T M14 M17 M23 M26	M30 M50 M60 M75	18—5 18—7 18—8 18—9
M14×1,25	9,5 (3/8")	Горячая ↓ Холодная				
M14×1,25	11,0 (свечи ино- марки могут иметь 11,2) (7/16")	Горячая ↑ ↓ Холодная	A16Y A14Y A15BC A15CC A11Y A11YC A8Y A7, 5YC A6YC	A7HT A8HT A9H A10HT A10H A11H A13H	FA—50 FA—70	
M14×1,25	12,0 (свечи ино- марки могут иметь 12,7) (1/2")	Горячая ↑ ↓ Холодная	A15XC СИ—12 A6BC	A8 A—11 A—14 A—17 A—20 A23 A26	F20 F50 F70 F75 F80	14—5 14—7 14—8 14—9

* Таблица составлена на основании справочных приложений ГОСТ 2043—74 и ката

** Фирмы, у которых не указана страна-метрополния, выпускают продукцию в не
запальных свечей.

запальных свечей*

го производства

Isolator (ГДР)	Champion**	AC	Autolite	Bosch
M18-45	D23	C88, C88L	BT10	M45T1
M18-55	D21, D18Y	C87	BT9	M95T1
M18-145	D16, UD16, K13	C86, TC86	BT8, B8X, BZ8	M145T1
M18-175	D14, D13J, D13Y	C85, TC85	BT6	M175T1
M18-225	D10, UK10	C83, TC83	BT4, B4X	M225T1
M18-240	K9			M240T1
M18-260	D9, D9J	C82	BT3	M260T1
	D6, UK7, K7	C81	BT2	M280T1
	J14J	C49	A11, A11X, A11XM	W45T3
	J12J, UJ12	48, C47, M47	A9, AT8, A9X	W95T3
	J11, J11J	46, C46, SN46	A7, A7X, AT6	W145T3
	J8, UJ8, J8J	45, C45, M45	A5, AT4, A5X, A5XM	W175T3
	J7, J7J, HO-8A	44, C44, M44B	A3, AT3, A3X, A3XM	W225T3
	J6, UJ6, J6J	43, C43, M43		
	UJ11G	C42-1, MC42, 42	AT2, A21X, A21XM	W240T3
	J4, J4J	42K		
	J2, J2J	41, M41K	AT1	W260T3
	H12, H12J	47L	AL11	
	H11, H11J	M46	AL9, ATL8	
	H18Y	45LS, C45L	AL82	
M14-175/5	H10, H14Y	TC55L, M44L	AL52, AL7	W125T4
	H8, H88, H8J	C43L, 43L, C43LY	AL5, AL5X, AL5XF	M150, M11S
	H4	JC42L	ATLA	
M14-95	L14	47FF		W4511
		46FF		W9511
M14-145	L10, L90, L9J	45FF	AE6	W14511
M14-175	L88, L86	45F	AE-4	W17511
	L85	44F	AE-3	
M14-225	L7, L7J	42F		W22511
M14-240	L5, L81	44FF, M43FF		W24011
		42FF	AE2	
	L4J	MC41F		W26011
		MC42FF		W28011

логов иностранных фирм — изготовителей выпусков 1970—1974 гг.
 скольких странах мира, как правило, сохраняя основную маркировку характеристики

Резьба на корпусе, мм	Длина резьбовой части корпуса, мм	Тепловая характеристика	Свечи отечественного производства		Свечи иностранно	
			ГОСТ 2043—54	ГОСТ 2043—74	Jskra (Польша)	PAL (ЧССР)
		Горячая ↑ ↓ Холодная	A7, 5BC	A8B A11B A14B A17B A20B A23B A26B	 F55 F65 F85P	14—5Y 14—7Y 14—8Y 14—9Y
M14×1,25	19,0	Горячая ↑ ↓ Холодная	A7, 5CC	A8Д A11Д A14Д A17Д A20Д	FE30 FE50 FE70 FE75	14L—5 14L—7 14L—8
M14×1,25	19,0	Холодная ↑ ↓ Горячая		A23Д A26Д	FE80 FE100	14L29
		Холодная ↑ ↓ Горячая	A7, 5XC	A8ДВ A11ДВ A14ДВ A17ДВ A20ДВ A23ДВ A26ДВ	FE45P FE55P FE65P FE125P FE135P FE145P	14L—5Y 14L—7Y 14L—8Y 14L—9Y

го производства

Isolator (ГДР)	Champion	AC	Autolite	Bosch
PM14—175 PM14—225 PM14—240	UL15 L95Y UL12Y, L12Y, L92Y L87Y UL82Y, L82Y L61Y	46FFS 45FFS 44FFS 43FFS 43FS 42FS	AE62 AE52 AE42 AE32 AE22	W145T7 W175T35 W200T35 W225T35
MM14—145/2 MM—175/2	N21 N18 N8 N84 N6 N5	47XL 46XL, 46N 45XL, 45N 44XL, 44N C44XL C44N	AG9 AG7 AG5 AG4 AG3	W95T2 W125T2 W145T2 W160T2 W175T2 W200T27 W215T28
MM—225/2 MM—240/2	N4 N3	43XL, 43N 42N 42XL 41XL	AG2 AG901 AG701	W225T2 W225T28 W240T28 W250P21 W260T2
FM14—175/2 FM14—225/2 FM14—240/2	N16Y N14Y N12J, UN12J N11Y N10Y N9Y N6Y	46XLS 45XLS 44XLS 43XLS 42XLS	AG82 AG52 AG42 AG32 AG22 AG12	W145T30 W160T30 W175T30 W200T30 W230T30 W260T30

Свечи иностранного производства					
Bosch	K.L.G.	Lodge	Marshall	Murelli (Италия)	NGK
M45T1		LMI		CM25A	
M95T1	M30, M30H	BBL	32LM	CM100A	AB—2
M145T1	M50	CV	21L, 21E, 21C	CM150A	A6, AB6
M175T1			20L, 20E, 20C	CM200A	A—7, AB7
M225T1	M60, M60H	HV		CM225A	A—8
M240T1	M80		17L, 17E		
M260T1					
M280T1	M100				
W45T3	FS—20	BAN			B—2
W195T3	FS—30				
W145T3	FS—50		36C, 36CM		B—4
W175T3	FS—70	CAN	35C		B6S
W225T3	FS—75	HAN			
W240T3	FS—80	2HAN	34C		B7S
W260T3	FS—100	3HAN			B8S
					B9S
					B—10
W125T4	FA—50	CSN	V36		B4L
M150, M11S	FA—70				B6L
W45T1	F—20	BN		CW50N	B—4H
W95T1				CW100N	
W145T1	F—50	2HC14	37S	CW150N	
W175T1	F70	CC14, CN	35B	CW1501M	B6HS
W225T1	F75	H14, HN		CW225N	
W240T1		HBN		CW230A	B7HS
		H B14	34S	CW230JM	
	F80	2HN, HN		CW240N	B8HS
W260T1	F100	HN14		CW250N	B9HS
W280T1				CW260N	
				CW275N	
W145T7	F55P	BNY, CNY			BP—2H
W175T35	F65P	HNH	G135D		BP—4H
W200T35	F85P	2HNH	35		BP—6HS
W225T35					BP7HS

Свечи иностранного производства

Bosch	KLG	Lodge	Marchal	Murelly (Италия)	NGK
W95T2 W125T2 W145T2 W160T2 W175T2 W200T27 W215T28	FE20 FE30 FE50 FE70	BL14 BLN CL14, CLN CLNH HLBNH HL14, HLNP	 36HS 35H 35HS	CW100L CW150L CW200L CW225L CW225LK CW240L	B4E B5ES B6ES B7ES
W225T2 W225T28 W240T28 W250P21 W260T2	FE75 FE80 FE100	HF2HL 2HLHHHN 2HLN 3HLN	34HS 2/33H	CW250L CW260L CW275L	 B8ES B9ES
W145T30 W160T30 W175T30 W200T30 W230T30 W250T30	FE45P FE55P FE65P FE125P	BLNY CLNY HLNY 2HLNY	 35HS 134HD	CW7LP CW240LP CW8LP	BP-2E BP-4E BP5ES BP6ES BP7ES

Гонимые запаль

Резьба на корпусе, мм	Длина резьбовой части корпуса, мм	Тепловая характерис- тика	СССР	PAL	Isolator
M18×1.5	12.0±0.4	Горячая ↓ Холодная			RM18—250 RM18—300 RM18—350
M14×1.25	12.5×0.5	Горячая ↓ Холодная	ВКС28 ВКС30 ВКС32	S14—13 S14—15 S14—17 S14—19	RM14—250 RM14—300 RM14—350 RM14—400
M14×1.25	18±0.5	Горячая ↓ Холодная		S14L—13 S14L—15 S14L—17 S14L—19	RM14—250/2 RM14—300/2 RM14—350/2

ные свечи

Champion	Autolite	Bosch	KLG	Lodge	NGK
K62R K60R K57R	B903 B603 B403	M280T3T M310T M310I31S	M83 M82 M81		AB-83K AB-93K A9N A10M
L62R L60R L58R L57R L54R	AE23 AE903 AE603 AE403 AE203	W240T16 W270T16 W310T16 W340T16	F220 F250 F260 F280 F320 F340	R-47 R-49 R50 R51 R52 R53	B8HN (P) B9HN (P) B10HN (P) B11HN (P) B12HN (P)
N62R N60R N57R N54R N52R	AG23 AG903 AG603 AG403 AG203 AG103	W240T17 W270T17 W290T17 W310T17 W340T17 W370T17 W400T17 W440T17	FE220 FE260 FE280 FE310 FE340	PL47 RL49 RL50 RL51 RL53	B-8EN (P) B85EN (P) B9EN (P) B95EN (P) B10EN (P) B105E N(P) B11EN (P) B12EN (P)

ЛИТЕРАТУРА

1. Агапов А. А. Легкие топлива и их смеси для спортивных двигателей.— М.: ДОСААФ, 1962.
2. Басин А. М. Ходкость и управляемость судна.— М.: Транспорт, 1964.
3. Баснин В. А. Измерьте мощность надводного мотора: на стенде или мулнеткой.— Катера и яхты, 1979, № 1 (59).
4. Бекман В. В. Гоночные автомобили.— Л.: Машиностроение, 1980.
5. Бекман В. В. Гоночные мотоциклы.— Л.: Машиностроение, 1975.
6. Белавин Н. И. Экранопланы. Изд. 2-е.— Л.: Судостроение, 1977.
7. Блюмин В. И., Иванов А. А., Масеев М. Б. Транспортные суда на подводных крыльях.— М.: Транспорт, 1964.
8. Ваганов А. М. Проектирование скоростных судов.— Л.: Судостроение, 1978.
9. Вейнберг В. В. Измерьте мощность подвесного мотора: мулнеткой с изменяемой характеристикой.— Катера и яхты, 1979, № 1 (59).
10. Григорьев И. М. Мотоцикл без секретов.— М.: ДОСААФ, 1973.
11. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина.— М.: Машиностроение, 1970.
12. Деметер Р. С. Эмоции и отдых спортсмена.— М.: Знание, 1980.
13. Егоров И. Т., Буньков М. М., Садовников Ю. М. Ходкость и мореходность глиссирующих судов.— Л.: Судостроение, 1978.
14. Егоров И. Т., Садовников Ю. М., Исаев И. И., Басин М. А. Искусственная кавитация.— Л.: Судостроение, 1971.
15. Иванов В. П. Пути повышения мощности мотоциклетных двигателей.— М., НИИНавтопром, VI, Мотовелопромышленность, 1968.
16. Иванов В. П. Исследование настройки смежных систем цилиндра двухтактного мотоциклетного двигателя.— Труды ВНИИМотопрома, 1970, вып. 5.
17. Кретти Брайент Дж. Психология в современном спорте / Пер. с англ. Ю. Л. Ханина.— М.: Физкультура и спорт, 1978.
18. Мавлюдов М. А., Русецкий А. А., Садовников Ю. М., Фишер Э. А. Движители быстроходных судов.— Л.: Судостроение, 1973.
19. Пампель Э. Э. Практический расчет гребного винта.— Л.: НИВК, 1936.
20. Печатин А. А., Богданов И. Ф. Подготовка спортсменов-водномоторников.— М.: ДОСААФ, 1978.
21. Пуни А. Ц. Психологическая подготовка к соревнованию в спорте.— М.: Физкультура и спорт, 1969.
22. Семенов Е. Н., Страшкевич Р. В. Моторы «Вихрь» на лодке.— Л.: Судостроение, 1978.
23. Сингуринди Э. Г. Подготовка автомобильных двигателей к соревнованиям.— М.: ДОСААФ, 1974.
24. Хейфец Л. Л. Гребные винты для катеров. Изд. 2-е.— Л.: Судостроение, 1980.

ОГЛАВЛЕНИЕ

От авторов	3
Введение	4
Глава I. Из истории водно-моторного спорта	7
Глава II. Суда водно-моторного спорта	22
1. Классификация судов	—
2. Основные сведения о динамике движения судов	24
3. Сопротивление выступающих частей	93
4. Выбор расчетной скорости при проектировании гидродинамического комплекса спортивного судна	102
5. Выбор гидродинамической схемы корпуса и компоновка несущих элементов	110
Глава III. Гребные винты для спортивных судов	133
6. Проектирование гребных винтов для спортивных судов	—
7. Проектирование гребного винта для моторной лодки класса <i>SB</i>	164
Глава IV. Моторы для спортивных и гоночных судов	170
8. Особенности эксплуатации моторов на спортивных судах	—
Глава V. Спортивная и специальная подготовка гонщика-водномо- торника	186
9. Основы спортивной тренировки и ее задачи	—
10. Формирование и развитие специальных навыков	206
11. Расположение гонщика на судне	210
12. Немного о тактике гонок на моторных судах	215
Глава VI. Основы психологической подготовки водномоторника	220
13. Некоторые факторы психологических процессов, Определения и тер- минология	—
14. Развитие и совершенствование основных психических качеств	228
15. Воспитание волевых качеств	235
16. Психологическая подготовка к предстоящему соревнованию	239
Приложения	252
Литература	302