

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

26

УДК 629.553

Г.В. Егоров
Н.В. Автутов

СУХОГРУЗНЫЕ СУДА СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ СЕРИИ «ЧЕЛСИ», ПОСТРОЕННЫЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭЛЕМЕНТОВ СУДОВ-ДОНОРОВ

Обоснованы главные характеристики и особенности сухогрузных судов «Волго-Дон макс» класса серии «Челси», которые построены с использованием элементов судов-доноров.

Обґрунтовано головні характеристики та особливості суховантажних суден «Волго-Дон макс» класу серії «Челсі», які побудовано з використанням елементів суден-донорів.

Main characteristics and features are justified for dry cargo ships «Volgo-Don max» class of «Chelsea» line, which were built using elements of donor-ships.

Ключевые слова: проектирование, суда смешанного река-море плавания, главные элементы судна, сухогрузные суда.

Постановка проблемы

Как отмечается в [6], существующие суда смешанного плавания (ССП) Украины и России имеют средний возраст 25-30 лет в зависимости от рассматриваемой категории судов. В среднем для российских судовладельцев строится 15-25 ССП в год, для украинских – 3-4 судна в год. Темпы замены флота не могут компенсировать фактическое старение судов и их списание. Поэтому требуется принятие мер по ускорению замены существующего флота ССП новыми судами.

Строительство новых судов требует значительных капиталовложений, ресурсов, покупного оборудования.

Одним из наиболее рациональных путей постройки судов является строительство судов с использованием элементов существующих судов – доноров [4; 5; 7].

При этом принципиально важным является не только обеспечение ресурса судна и его элементов, а изменение его технико-экономических показателей, создание новых возможностей и, как результат, увеличение эффективности за счет нового качества [2; 3].

Новое качество может быть обеспечено за счет изменения грузоподъемности и грузоподъемности, габаритов, надводного борта, прочности корпуса, мощности силовой установки, ледовых усилений. В свою очередь такие изменения приводят к смене назначения судна, его архитектурно-конструктивного типа, районов эксплуатации.

7 декабря 2008 г. из акватории Херсонского судостроительного завода вышло в свой первый рейс транспортное судно «Челси-1». Это многоцелевой сухогрузный теплоход смешанного река-море плавания дедвейтом 6135 т (проект RSD11), который является развитием серии судов типа «Челси» (проект 005RSD06 и его модификации). Строительство серии судов осуществляется компанией «Concord Shipbuilding Corp» на Херсонском судостроительном заводе по заказу судоходной компании «Black Sea Shipping Management». Проект судна разработан Морским Инженерным Бюро (г. Одесса).

Судно смешанного река-море плавания (ССП) предназначено для транспортировки генеральных, навалочных, лесных, зерновых и крупногабаритных грузов, опасных грузов классов 1.4S, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9 МК ММОГ, а также веществ категории В Кодекса ВС.

Постройка судов осуществляется в соответствии с разработанным Российским Речным Регистром (РРР) нормативным документом «Строительство судов внутреннего и смешанного (река-море) плавания с использованием элементов эксплуатировавшихся судов» [7]. В качестве доноров используются речные сухогрузные суда типа «Волго-Дон» проектов 507, 507А, 507Б и 1565 1960-х годов постройки. Проект судна разработан на класс ❖ М-СП 3,5 РРР с выполнением требований Правил Российского Морского Регистра Судоходства (РС) КМ ★ Ice 1 R2-RSN в эксплуатации и удовлетворяет всем требованиям международных конвенций, действующим на дату закладки судна. Класс РРР ❖ М-СП 3,5 позволяет совершать международные рейсы по Черному, Средиземному, Балтийскому и ряду других морей, полностью покрывая традиционную коммерческую географию эксплуатации судов смешанного река-море плавания, в рамках назначенных классом ограничений. Суда проектов RSD11 и 005RSD06 относятся по классификации, принятой в Бюро, к «Волго-Дон макс» классу [1], главные характеристики (габаритная длина до 140,0 м, ширина 16,5 м) которого определяются габаритами шлюзов Волго-Донского судоходного канала.

Суда проектов 005RSD06 и RSD11 оптимизированы для работы при осадках 3,2-4,0 м, характерных для внутренних водных путей России и Украины, а также для устьевых портов Азовского моря.

Эксплуатация предусматривается на внутренних водных путях (ВВП) европейской части Российской Федерации с проходом по Волго-Донскому судоходному каналу (ВДСК), а также в морских районах в соответствии с классом судна, включая эксплуатацию на порты Средиземного, Черного, Азовского и Каспийского морей.

Созданию проекта сухогрузного судна смешанного река-море плавания «Волго-Дон макс» класса предшествовал технико-экономический анализ (табл. 1) наиболее эффективных из существующих СОПП (пр. 19610 типа «Волга»), спроектированный в 90-е годы, судов реклассифицированных и модернизированных до уровня требований класса РС ПСП из речных судов (пр. 05074М типа «Волжский») и уже построенных судов новых проектов, таких как пр. 006RSD05 типа «Гейдар Алиев» и пр. 00101 типа «Русич».

При анализе также учитывались главные характеристики существующих судов после повышения грузоподъемности и модернизационных работ по проектам Морского Инженерного Бюро. В частности, по проекту 05074М приведены данные для судна «Волжский 43» после переклассификации на класс ПСП с помощью подъема комингсов люков на 2,5 м.

Суда проекта 19610 построенные на морской класс ограниченного района плавания РС в период с 1986 по 2000 год, являются судами, удовлетворяющими габаритам ВДСК, но имеют на осадках 3,40-3,60 м совершенно недостаточную грузоподъемность для река-море перевозок. Кроме того, следует признать, что объемы их грузовых трюмов не позволяют полностью использовать грузоподъемность при перевозках грузов легче угля, а именно спецификационный удельно-погрузочный объем (УПО) составляет 1,42 м³/т, что существенно снижает эффективность их использования в море. В целом, из сухогрузных судов старых проектов (19610; 1557; 2-95; 1743 и других) наилучшие технико-экономические показатели имеет модернизированный проект 05074М с поднятыми комингсами. Суда типа «Русич» (пр. 00101) имеют значительную массу судна порожнем (2660 тонн) и практически такие же характеристики «дедвейт-осадка», как и суда проекта 19610, другими словами это не суда смешанного река-море плавания и их работа на малых осадках 3,2-4,0 м мало эффективна.

Новый проект 006RSD05 Морского Инженерного Бюро – суда типа «Гейдар Алиев» имеют заметно лучше параметры грузоподъемности на ограниченных осадках (при осадке 4,20 м на 726 тонн или на 17,2% больше, чем у судов типа «Русич») и еще больше при полной осадке (на 1780 тонн или на 34% больше, чем у «Русичей»), а также грузовместимости (на 3318 куб.м или на 41% больше, чем у «Русичей»), но они спроектированы в полном соответствии с новыми требованиями РС к корпусам, поэтому имеют большую массу судна порожнем (2610 тонн). Большая масса порожнем ограничивает дедвейт при речной осадке 3,60 м величиной в 4580 тонн. Этого вполне достаточно по сравнению с величинами дедвейта в 3855 тонн «Русича» и 3825 тонн у «Волг», но не достигают характеристик модернизированных судов типа «Волжский», имеющих дедвейт в реке 4837 тонн.

Поэтому при создании проектов 005RSD06 и RSD11 типа «Челси» была поставлена задача обеспечить наибольший дедвейт именно при осадках в диапазоне 3,20 м – 4,00 м.

Таблица 1

Характеристика	Проект 005RSD06 «Челси-2»	Проект 005RSD06.01 «Челси-6»	Проект RSD11 «Челси-1»	Проект 006RSD05 «Апельс»	Пр. 00101 «Русен»	Пр. 19610 «Волга»	05074М («Волжский-43»)
Класс судна	КМ ★ ЛУ 1 II СП при постройке ☞ М-СП 3.5	КМ ★ Ice 1 R2-RSN при постройке ☞ М-СП 3.5	КМ ★ Ice 1 R2-RSN при постройке ☞ М-СП 3.5	КМ ★ ЛУ1 II А1	КМ ★ ЛУ2 I I А1	КМ ★ ЛЗ I I А2	КМ ★ Л4 II СП при постройке ☞ О-ЛР 2.0
Длина наибольшая, м	139.60	137.62	138.30	139.63	128.20	140.00	138.30
Длина между перпендикулярами, м	135.00	131.85	135.00	134.00	122.80	134.00	135.00
Ширина наибольшая, м	16.755	16.755	16.755	16.70	16.74	16.56	16.70
Ширина, м	16.50	16.50	16.50	16.50	16.50	16.40	16.50
Высота борта, м	5.50	5.455	5.50	6.00	6.10	6.70	5.50
Осадка по ЛУЛ, м	3.773	3.934	4.113	4.60	4.20	4.677	3.754
Высота габаритная от ОП до верхней вехи главных частей, м	16.20	16.20	16.20	16.20	16.80	16.40	16.00
Кубический модуль, LBN	12864	12578	12744	13691	13091	15533	12703
Валовая вместимость, GT	5046	5216	5226	5687	4960	4991	5076
Чистая вместимость, NT	2460	2764	2961	3240	2140	1781	2299
Объем грузовых трюмов (по нижней кромке локсовых кранций), м ³	9843	9780	9761	11408	8090	6864	9358
Количество грузовых трюмов	4	4	4	4	3	4	4
Компьютеровместимость всего в трюмах, TEU	-	-	-	274 / 204	267 / 180	144 / 92	-
Количество, мощность (кВт) и тип главных двигателей	2×735 6ЧРН 36/45	2×852 8NVD 48A-2U	2×883 6ЧРН 36/45	2×1120 Warsila 6L20	2×1140 Warsila 6L20	2×970 8NVDs 48A-3U	2×883 6ЧРН 36/45
Скорость при осадке по ЛУЛ, узл при % от МДМ	10.2 (100%)	10.5 (100%)	10.5 (100%)	11.8 (100%)	11.0 (90%)	10.0 (100%)	10.2 (100%)
Двигательно-рулевой комплекс	2 ВФШ в поворотных носодвигателях	2 ВФШ в поворотных носодвигателях	2 ВФШ в поворотных носодвигателях	2 ВРК SCHOTTEL SRP 1010FP	2 винта + 2 руля	2 ВФШ в поворотных носодвигателях + 1 руль	2 ВФШ в поворотных носодвигателях
Мощность вспомогательных ДТ, кВт	2×100 + стояночный 50	1×138 + 1×132 + стояночный 75	2×100 + стояночный 75	2×215	3×160	3×150	2×114 + стояночный 50

Продолжение табл. 1

Характеристика	Проект 005RSD06 «Челси-2а»	Проект 005RSD06.01 «Челси-6а»	Проект PSD11 «Челси-1а»	Проект 006RSD05 «Гетлар-Алесь»	Пр. 00101 «Русич»	Пр. 19610 «Волга»	05074М («Волжский-43а»)
Мощность аварийного ДТ, кВт	1x75	1x75	1x75	1x145 (аварийно-стояночный)	1x85	1x100	1x50
Мощность подруливающего устройства, кВт	95	72	72	230	160	135	95
Автономность, сут.	15	15	15	15	20	20	15
Экипаж/количество мест	14/16	15/16	15/16	12/14	10/12	18	16
Вес судна поплазом, т	2016	1850	2101	2610	2660	2710	2090
В море при осадке по ЛВЛ							
Делвеит, т	5456	6041	6135	6970	5190	6207	5345
Специальная УПО груза, м ³ /т	1,87	1,67	1,65	1,71	1,63	1,18	1,81
Коэффициент использования водонемешения по делвеиту	0,730	0,765	0,745	0,727	0,687	0,696	0,719
Энергозатраты на единицу транспортной производительности, мощность / делвеит x скорость, кВт/узл	0,0264	0,0269	0,0274	0,0306	0,0399	0,0313	0,0324
В море (осадка 4,20 м)							
Делвеит, т	5456	6041	6135	6084	5190	5216	5345
Специальная УПО груза, м ³ /т	1,87	1,67	1,65	1,98	1,63	1,42	1,81
Коэффициент использования водонемешения по делвеиту	0,730	0,765	0,745	0,679	0,687	0,658	0,719
В реке (осадка 3,60 м)							
Делвеит, т	4911	5104	4854	4580	3855	3625	4837
Специальная УПО груза, м ³ /т	2,09	1,98	2,10	2,61	2,15	1,89	2,01
Коэффициент использования водонемешения по делвеиту	0,709	0,734	0,698	0,637	0,620	0,585	0,698
В реке (осадка 3,40 м)							
Делвеит, т	4492	4684	4434	4153	3430	3429	4417
Специальная УПО груза, м ³ /т	2,29	2,17	2,31	2,89	2,42	2,12	2,21
Коэффициент использования водонемешения по делвеиту	0,690	0,717	0,679	0,614	0,592	0,559	0,679

В результате, максимальный дедвейт пр.RSD11 «Челси-1» при осадке 4,11 м составляет 6135 тонн, при осадке 3,60 м в реке – 4854 тонн. Максимальный дедвейт пр. 005RSD06 «Челси-2» при осадке 3,77 м – 5456 тонн, при осадке 3,60 м в реке – 4911 тонн. Максимальный дедвейт пр. 005RSD06.01 «Челси-6» при осадке 3,95 м – 6041 тонн, при осадке 3,60 м в реке – 5104 тонн.

В основу проектов 005RSD06 и RSD11 была положена идея применения высоких (3,5 м с учетом существующих) непрерывных продольных комингсов люков (см. боковые виды и мидель-шпангоут на рис. 1 и 2), которые позволили за счет существенного увеличения высоты сечения одновременно увеличить стандарт общей прочности корпуса судна (на 112% !!!), вместимость трюмов и грузоподъемность судна в соответствии с требованиями Международной Конвенции о грузовой марке.

При этом ранее наиболее нагруженные и выработавшие свой усталостный ресурс элементы – существующие комингсы и прежняя верхняя палуба оказываются в зоне, близкой к нейтральной оси эквивалентного бруса и, по сути, исключены из общего изгиба корпуса, что позволило их сохранить в составе корпуса судна. Рост момента инерции высокого поперечного сечения без увеличения толщин днища позволил увеличить момент сопротивления днища в 1,66 раза.

Масса порожнем судов проектов 005RSD06 и RSD11 меньше, чем судов-прототипов на 600-800 тонн, так как сокращенный расчетный срок службы (15 лет вместо обычных 25 лет) позволяет, не уменьшая стандарт общей прочности, снизить требования к минимальным толщинам многих связей, например, флоров, рамных и холостых шпангоутов, т.е. элементов, обеспечивающих в основном местную прочность. При этом снижение толщин компенсируется широкими мерами по защите от коррозии (лакокрасочные покрытия, в том числе в двойном дне и в двойных бортах). Как правило, на одном судне такого проекта устанавливается примерно 650 тонн новых конструкций (новые комингсы, вторая палуба, конструкции бака и юта, новый жилой и рулевая рубки, новые люковые закрытия). В зависимости от фактического технического состояния замене подлежит примерно 550 тонн существующих элементов корпуса.

Итоговые затраты на изготовление одного судна проекта 005RSD06 типа «Челси» составляли в январе 2008 года около 5,2-5,5 млн. долларов США. Затраты на корпус составляли около 2,4-2,7 млн. долларов США, приобретение и капитальный ремонт оборудования – 1,8 млн. долларов США, достройка – около 1,0 млн. долларов США. К сведению – стоимость постройки нового серийного судна проекта 006RSD05 типа «Гейдар Алиев» составляла в 2008 году около 14-15 млн. долларов США.

Архитектурно-конструктивный тип судов типа «Челси» – стальной однопалубный теплоход с двумя винтами фиксированного шага в поворотных насадках, с баком и ютом, с кормовым расположением рубки и машинного отделения, с двойным дном высотой 900 мм, двойным бортом шириной 1690-2150 мм, четырьмя трюмами, с наклонным форштевнем и

транцевой кормовой оконечностью (см. общее расположение сухогруза «Челси-6» на рис. 3).

В носовой оконечности с высоким для данного типов судов баком расположены форпик, аварийный пожарный насос, шахта лага и эхолота, шкиперская, малярная, а также носовое подруливающее устройство типа «винт в трубе» мощностью 72-95 кВт.

В кормовой оконечности судна расположены МО и развитая высокая надстройка юта. Двухъярусная кормовая рубка со служебными и жилыми помещениями для экипажа численностью 15 чел. (16 мест) спроектирована с учетом обеспечения ограниченного надводного габарита судна (13,2 м при осадке 3,00 м). Рулевая рубка выполнена с круговым обзором и минимальными зонами затенения.

Все трюмы имеют ящичную форму, гладкостенные, удобны для проведения грузовых работ и размещения груза без штивки. Размеры грузовых трюмов 14,4×13,27 м (трюм № 1), 31,2×13,27 м (трюма № 2 и № 3) и 19,8×13,27 м (трюм № 4) при высоте 8,17 м, которая гарантирует, при необходимости, размещение трех ярусов контейнеров высотой 8 или 8,5 футов. Грузовые трюмы оборудованы люковыми закрытиями типа «riggy back», обеспечивающими 50%-е раскрытие трюмов. Расчетная нагрузка на люковые крышки составляет 1,75 т/м² для трюма № 1 и 1,30 т/м² для трюмов № 2, 3, 4.

Движение и управляемость судна обеспечивается двумя винтами фиксированного шага диаметром 1800 мм в поворотных насадках. Передача крутящего момента от главных дизелей к винтам осуществляется без редуктора.

Расчетный срок службы корпуса судна 15 лет. В качестве материала основных конструкций корпуса применена судостроительная сталь марки ВСтЗсп4 и ВСтЗсп2 с пределом текучести 235 МПа. Для наклонного верхнего пояса второго борта, главной палубы и ширстрека в районе грузовых трюмов применена судостроительная сталь 10Г2С1Д с пределом текучести 355 МПа. Верхняя часть непрерывных продольных комингсов люков выполняется из стали повышенной прочности категории D 36 с пределом текучести 355 МПа. Настил и набор верхней палубы в районе грузовой зоны выполняется из стали повышенной прочности категории D 32 с пределом текучести 315 МПа. Элементы конструкций палубы бака, кормовой надстройки и рубки выполняются из стали категории А с пределом текучести 235 МПа.

Корпус имеет двойное дно, двойные борта, верхнюю палубу с шириной раскрытия 0,8В, непрерывные продольные комингсы грузовых люков высотой 3,50 м с прочным палубным стрингером комингса люка, расположенным на высоте 2,5 м над верхней палубой и переходящим в носу в палубу бака, а в районе машинного отделения – в палубу юта.

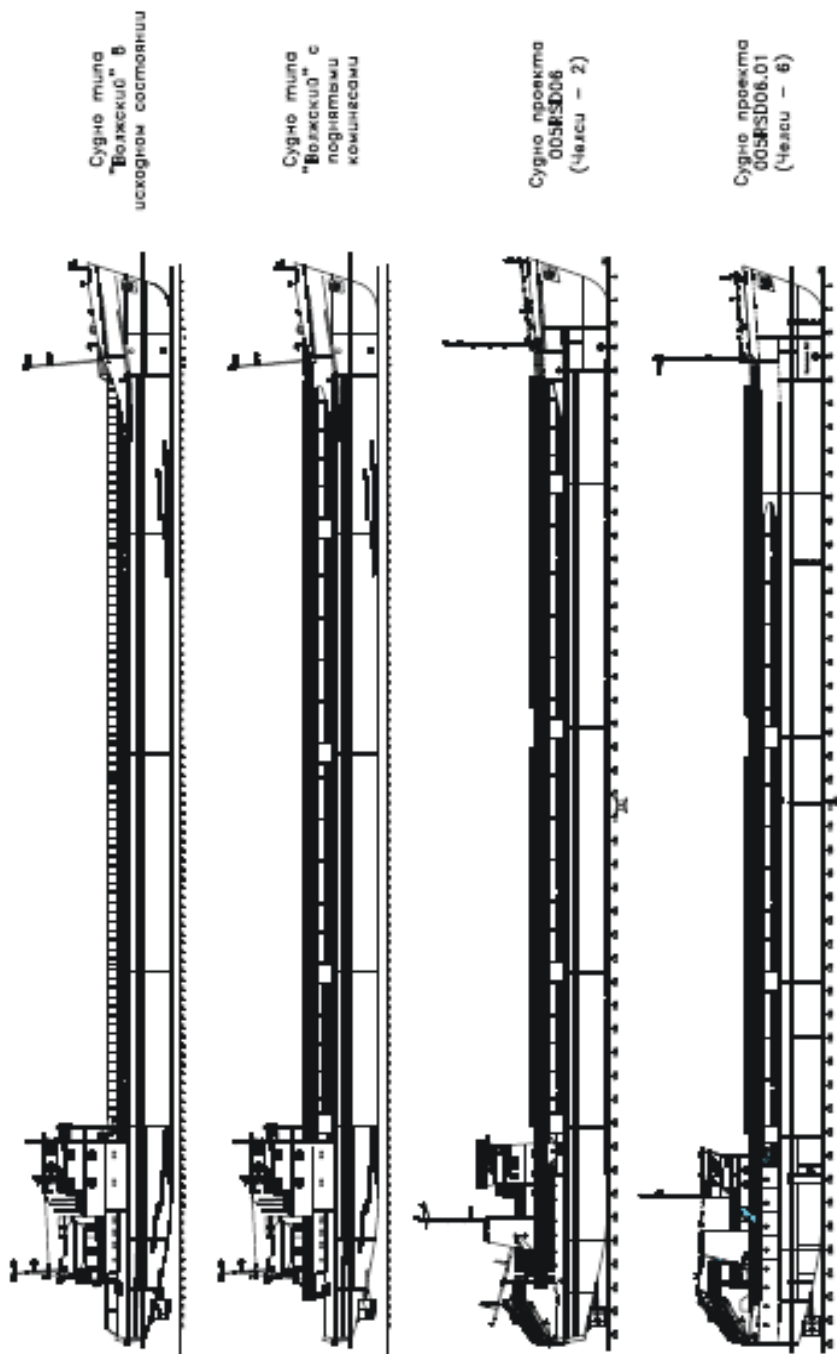


Рис. 1. Сравнение боковых видов судов класса «Волго-Дон макс»

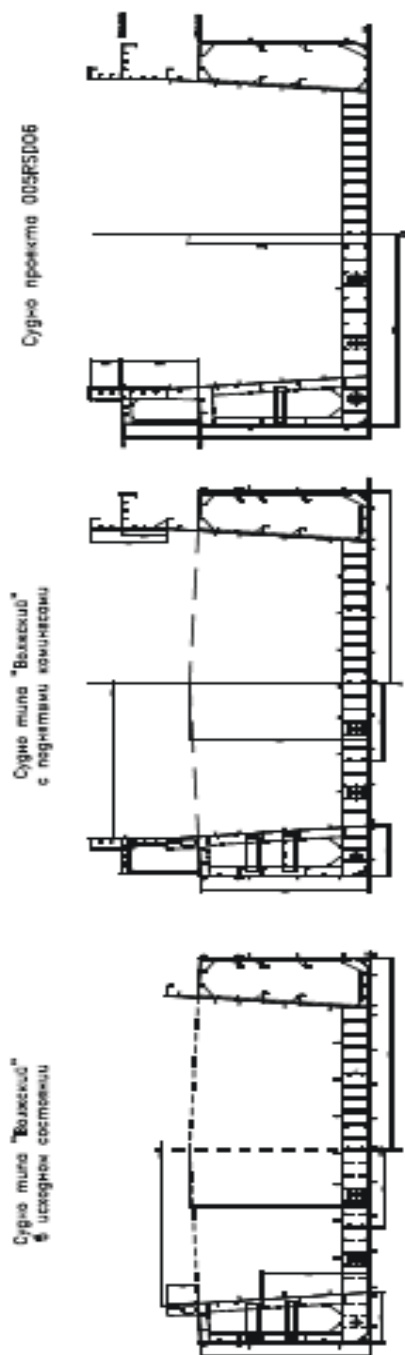


Рис. 2. Схемы мидель-шпангоута судов класса «Волго-Дон макс»

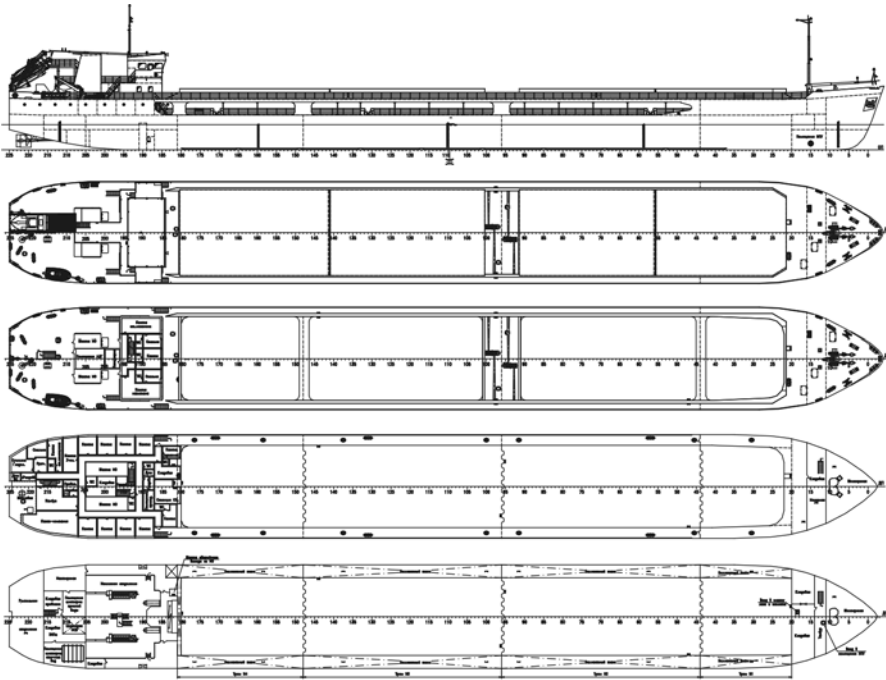


Рис. 3. Общее расположение судна пр. 005RSD06.01

Продольные комингсы грузовых трюмов установлены в плоскости продольных переборок трюмов.

Межлюковые перемычки расположены на 1000 мм ниже верхней кромки продольного комингса люка.

Поперечные переборки между трюмами – гофрированные с вертикальными гофрами, остальные переборки – плоские.

Главная палуба, верхняя палуба и днище в грузовой зоне выполнены по продольной системе набора. Главная палуба и днище в оконечностях, а также палуба бака и палуба юта выполнены по поперечной системе набора. Наружный борт по всей длине судна и внутренний борт в оконечностях выполнены по поперечной системе набора. Внутренний борт в грузовой зоне выполнен по комбинированной системе набора.

Прочность корпусных конструкций грузовых трюмов достаточна для неравномерной загрузки, при которой обеспечивается общая продольная и местная прочность корпуса в соответствии с одобренными классификационным обществом нормами.

Второе дно рассчитано на интенсивность распределенной нагрузки $6,5 \text{ т/м}^2$, а также на работу грейфером.

Корпус судна спроектирован на класс ЛУ1, который предполагает круглогодичное плавание в незамерзающих морях, в мелкобитом разре-

женном льду неарктических морей (самостоятельное плавание в мелкобитом разреженном льду толщиной 0,40 м со скоростью 5 узлов; плавание в канале за ледоколом в сплошном льду толщиной 0,35 м со скоростью 3 узла).

Защита корпуса от коррозии гарантируется применением короткозамкнутой протекторной защиты и эффективного лакокрасочного покрытия.

Для главной энергетической установки выбраны два среднеоборотных дизеля типа 8NVD 48A-2U фирмы «SKL» со спецификационной максимальной длительной мощностью по 852 кВт.

Запасы топлива размещаются во встроенных цистернах в районе МО.

Электроэнергетическая установка судна состоит из двух дизель-генераторов мощностью около 130 кВт, одного стояночного дизель-генератора мощностью 75 кВт фирмы «Scoda», а также аварийного дизель-генератора мощностью 75 кВт. Приводные двигатели генераторов работают на дизельном топливе.

Следует отметить, что при конверсии происходит изменение качества не только суда в целом, но и его отдельных элементов. Например, в табл. 2 показано, что за счет увеличения и мощности и количества дизель-генераторов меняются как режимы работы судовой электростанции (они становятся более безопасными и экономичными), так и обеспечиваются новые возможности – сокращается время на балластировку (экономия стояночного времени), увеличивается мощность систем кондиционирования (улучшение бытовых условий экипажа).

Предусмотренные судовые устройства обеспечивают выполнение требований надзорных органов к данному типу судна.

Спуск и подъем носовых якорей выполняется брашпилем, кормового - шпилем. Брашпиль оборудован электрической системой дистанционной отдачи правого якоря. Управление дистанционной отдачей осуществляется из центрального объединенного пульта управления в рулевой рубке.

По корме с ЛБ установлена спасательная шлюпка типа BD-FFC1 фирмы «BALDEN DENIZCILIK» вместимостью 18 человек, спускаемая спуско-подъемным устройством типа YM-FF/H-C20 компании «YUKSEL MAKINA» гравитационного типа с гидравлической шлюпочной лебедкой, как методом свободного падения, так и контролируемым спуском.

На палубе юта по ПрБ установлена дежурная шлюпка типа «BD-R01» фирмы «BALDEN DENIZCILIK» с подвесным мотором, вместимостью 6 человек. На палубе юта с ПрБ установлен спускаемый плот вместимостью 20 чел. Подъем и спуск дежурной шлюпки и спускаемого плота осуществляется краном типа YM-RC/H-C15/5.5 компании «YUKSEL MAKINA». На палубе юта с ЛБ установлен сбрасываемый плот вместимостью 20 чел., на палубе бака – сбрасываемый плот вместимостью 6 чел.

Таблица 2

Состав и режимы работы судовой электростанции

Особенности состава и работы судовой электростанции	Исходное судно-донор проектов 507Б/1565	Судно типа «Челси»	Новая модификация судов типа «Челси» пр. RSD41.03 (стадия техпроекта)
Количество основных ДГ	2х100кВт+стояночный 50кВт (иногда 25кВт)	2х130кВт+стояночный 80кВт (на некоторых проектах основные ДГ имели по 150 кВт).	3х130кВт
		Замена существующих ДГ 100кВт т/х Челси (кроме Челси-1,2) на 130кВт обусловлена дополнительным потреблением на систему кондиционирования и электроотопления.	
Параллельная работа основных ДГ	не предусматривается (при переводе нагрузки происходит полное обесточивание судна)	не предусматривается (при переводе нагрузки происходит временное обесточивание судна)	предусматривается (обесточивание судна не происходит)
Время балластных операций (суммарная мощность электроприводов)	не ограничивалось	8 часов (45 кВт)	3 часа (100 кВт)
Основные режимы электростанции:			
Ходовой режим	работа 1х100кВт, резерв 1х100кВт	работа 1х130кВт, резерв 1х130кВт	работа 1х130кВт, резерв 2х130кВт
Ходовой с работой носового подруливающего устройства (НПУ) 95кВт	работа 1х100кВт на судовую электростанцию, отдельная работа на НПУ 1х100кВт	работа 1х130кВт на судовую электростанцию, отдельная работа на НПУ 1х130кВт	параллельная работа 2х130кВт, резерв 1х130кВт
Маневры (включая балластные операции)	работа 1х100кВт, резерв 1х100кВт	работа 1х130кВт, резерв 1х130кВт	параллельная работа 2х130кВт, резерв 1х130кВт
Тушение пожара	работа 1х100кВт, резерв 1х100кВт	работа 1х130кВт, резерв 1х130кВт	работа 1х130кВт, резерв 2х130кВт
Стоянка	Стояночный-50кВт	Стояночный-75кВт, резерв 2х130кВт	работа 1х130кВт, резерв 2х130кВт

Состав средств связи предусмотрен в объеме требований Глобальной морской системы связи при бедствии и для обеспечения безопасности (ГМССБ) для морских районов А1+А2+А3, а также в реках. Ком-

плекс современного судового радиооборудования обеспечивает связь при бедствиях и безопасность мореплавания, а также эксплуатационную связь общего назначения.

Гирокомпас с репитерами, главный магнитный компас, лаг, эхолот, приемоиндикатор GPS, основная и речная радиолокационные станции, электронно-картографическая система, регистратор данных рейса и АИС обеспечивают судоводителя и системы-потребители навигационной информацией.

Для приема и отдачи балласта на судне имеется балластно-осушительная система, обслуживаемая двумя электроприводными центробежными насосами и водоструйным эжектором. Одновременная работа этих средств дает возможность откачать весь балласт за время не более 7 ч.

Управление судном, главной энергетической установкой, винторулевым комплексом и подруливающим устройством, радионавигационными средствами и др. осуществляется из центрального объединенного пульта управления в рулевой рубке. Функции управления судном могут осуществляться также с бортовых пультов.

Для размещения экипажа численностью 15 человек на судне предусмотрено одиннадцать одноместных кают, одна двухместная каюта и три одноместные блок-каюты. Также имеется одна запасная каюта.

Всего за период с 2004 по 2008 год было построено и сдано Заказчику 6 судов типа «Челси» (табл. 3).

Таблица 3

Суда типа «Челси»

Название	Верфь, строительный номер	Дата закладки	Дата спуска	Дата сдачи
Пр. 005RSD06				
Челси-2	Херсонский СЗ, 1402	26.11.03	20.05.04	21.02.05
Пр. 005RSD06.01				
Челси-3	Херсонский СЗ, 35235	10.06.04	29.01.05	17.02.06
Челси-4	Херсонский СЗ, 08344	18.12.04	09.08.05	14.02.07
Челси-5	Херсонский СЗ, 35236	20.12.04	12.11.05	10.07.07
Челси-6	Херсонский СЗ, 08363	22.12.04	27.07.07	04.01.08
Челси-7	Херсонский СЗ, 08349	23.12.04	06.03.08	
Пр. RSD11				
Челси-1	Херсонский СЗ	25.12.04	01.08.07	17.10.08

Сейчас в постройке находится еще 6 судов новых модификаций: 2 судна на Херсонском судостроительном заводе, 1 судно на Херсонском судостроительно-судоремонтном заводе им. Коминтерна АСК «Укрречфлот» и 3 судна на Черноморском судостроительном заводе (г. Николаев).

Заключение

1. Серия из 12 построенных и находящихся в стадии строительства судов серии «Челси» наглядно демонстрируют возможности конверсионного подхода, когда создаются технические объекты, имеющие существенно более привлекательные свойства как по сравнению с судами – донорами, так и по сравнению с судами – прототипами.

2. Суда, построенные конверсионным методом, используют часть корпуса и значительную часть оборудования, что заметно снижает строительную стоимость.

3. Применение существующего оборудования сокращает общий срок постройки судна, так как не требует поставки этого оборудования с заводов – изготовителей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Егоров Г.В. *Проектирование судов ограниченных районов плавания на основании теории риска.* – СПб.: Судостроение, 2007. – 384 с.
2. Егоров Г.В. *Конверсия судов – один из путей сохранения отечественного торгового флота.* – Судходство. – № 11/2000. – С. 32-33.
3. Егоров Г.В. *Развитие представлений о реновации и конверсии судов в отечественных условиях // Исследования по вопросам повышения эффективности судостроения и судоремонта.* – ДГТУ, Владивосток, 2001. – Выпуск 41. – С. 26-33.
4. Егоров Г.В., Автутов Н.В. *Общие подходы к строительству судов с использованием элементов судов – доноров // Зб. наук. праць НУК.* – Миколаїв: НУК, 2007. – № 5. – С. 17-24.
5. Егоров Г.В., Автутов Н.В. *Требования к корпусным конструкциям при строительстве судов с использованием судов – доноров // Проблеми техніки.* – 2007. – № 3. – С. 3-10.
6. Егоров Г.В., Автутов Н.В. *Суда смешанного река – море плавания: обоснование стратегии обеспечения безопасности и обновления флота // Зб. наук. праць НУК.* – Миколаїв: НУК, 2008. – № 4 (421). – С. 35-43.
7. Ефремов Н.А., Егоров Г.В. *Опыт строительства судов с использованием элементов эксплуатирувавшегося флота // Речной транспорт.* – 2005. – 25 С.

Надійшла 01.12.08

МНОГОЦЕЛЕВЫЕ ЭКОНОМИЧНЫЕ СУДА КЛАССА HANDY SIZE

В условиях мирового кризиса заметно появление экономических сравнительно небольших многоцелевых судов класса Handy Size для перевозок отдельных партий генеральных грузов и контейнеров. Описаны их основные черты и даны рекомендации для проектирования.

В умовах світової кризи помітно виникнення економічних порівняно невеликих багатопільових суден класу Handy Size для перевезення окремих партій генеральних вантажів та контейнерів. Описані їхні основні риси та подані рекомендації для проектування

In condition of the world crisis noticeably appearance small multipurpose vessels of Handy Size class are looking operationally flexible and economical main tenancy-friendly. It is described their main lines and are given recommendations for designing.

Ключевые слова: проектирование, многоцелевые суда класса Handy Size, гибкость в эксплуатации, перевозка отдельных партий грузов на различных направлениях, экономичность

В последнее десятилетие в структуре мирового флота заметно появление специально предназначенных сравнительно простых (и недорогих) многоцелевых судов для перевозок отдельных партий грузов и контейнеров на различных направлениях и, как правило, в экономичном режиме. От многочисленных балкеров [1] они отличаются значительной гибкостью в эксплуатации при высокой степени надёжности и несколько большей скорости. По числу Фруда она около $Fr = 0,20$ и обычно не достигает $Fr = 0,26$, теоретически позволяющей рассуждать о минимальном положительном влиянии бульба [2].

Общая конфигурация этих судов внешне напоминает стиль «модерн» в архитектуре. Они несут за кормовым машинным отделением высокую многоярусную (7-9 ярусов) кормовую рубку геометрически простых обводов. Причём носовая переборка рубки обычно является рациональным продолжением вверх ахтерпиковой переборки.

Корма, как правило, транцевая почти на всю ширину судна. Здесь обычно оборудовано устройство для спуска и подъёма свободно падающей спасательной шлюпки, располагающей местами для всех людей на борту.

Вся палуба судна в нос до бака, включая люковые закрытия, доступна для грузовых операций. Требования к высоте бака и носовых комингсов люков несколько повышаются, и в ряде случаев палуба бака снабжается специальным «волнорезом» (breakwater) для защиты люков, контейнеров и другого палубного груза от заливания.

Иногда для большей универсальности на судах устанавливают 1-2 крана чаще по одному из бортов или, значительно реже, в диаметральной плоскости. Грузоподъемность кранов доходит до 45 т, а длина стрел – на 5-7 м позволяет доставать кордон причала за противоположным бортом.

Грузоподъемность dW многоцелевых судов класса Handy Size колеблется в диапазоне 3500 т (около 300 TEU) – 15000 т (около 1300 TEU). Основное большинство судов длиной от 85 м и немногим больше 100 м, но встречаются и до 140 м.

Сравнительно небольшая длина позволяет обходиться одной палубой при приемлемой высоте грузовых трюмов и весьма существенно влияет на снижение цены постройки. При рассматриваемых длинах судов Правилами классификационных обществ оговаривается установка не менее 5 или 6 водонепроницаемых переборок соответственно. По соображениям обеспечения прочности корпуса допустимое максимальное расстояние между переборками также оговаривается (например, Правилами RS, 30 м).

Компактные кормовые машинные отделения рассматриваемых судов базируются на среднеоборотных дизелях. Для первоначальной оценки длины такого МО можно воспользоваться формулой $l_{MO} = c \cdot l_{ГД}$, в которой $l_{ГД}$ – длина главного двигателя, а c – статистический коэффициент: $c \approx 2$.

При сравнительно небольшом по длине МО число и размеры трюмов и люков оказываются связанными с числом водонепроницаемых поперечных переборок. Размеры люков обычно кратны габаритным размерам контейнеров TEU. Последние располагаются блоками по два штабеля (TEU) со стандартным зазором три дюйма (76 мм) между штабелями для обеспечения возможности установки и крепления 40-футовых (FEU) контейнеров (а иногда и 45-футовых FEU).

Понтонные крышки люковых закрытий, например типа Folding, складываются попарно и устанавливаются вертикально в районе поперечных комингсов люков.

В подводной части кормовая оконечность рассматриваемых судов «открытого типа» с одновинтовой пропульсивной установкой и полуподвесным полубалансирным рулём. Установленный впервые в начале 50-х на судах типа *Mariner* он хорошо себя зарекомендовал простотой, надёжностью и тем, что он в среднем повышает КПД работы винта на 7%.

Кормовая оконечность нередко снабжена подруливающим устройством для повышения маневренных качеств судна на малых скоростях

и при швартовке. С той же целью подруливающее устройство устанавливается обычно в носовой оконечности возле форпиковой переборки.

Общая схема проектирования рассматриваемых судов может быть построена на определении значения обратного коэффициента утилизации водоизмещения по дедвейту [3] D_1/dw , где D_1 – искомое водоизмещение в первом приближении, а dw – заданный или принятый дедвейт. Величина D_1/dw определяется как сумма $D_0/dw + \sum P_i/dw$, где D_0 – водоизмещение условного судна заданного дедвейта, а $\sum P_i$ – алгебраическая сумма дополнительных весов, определяемых конструктивными различиями проектируемого судна от условного [4]. Практически сразу необходимо ввести отрицательную поправку на однопалубность судна

Достаточно точно переход от чистой грузоподъемности P_q к дедвейту dw для рассматриваемых судов может быть произведен по выражению $dw \approx 1,15 \cdot P_q$.

Номинальная мощность на фланцах валов редукторов главных двигателей определяется в первом приближении по модифицированной формуле Ганзена [5] $Ne = 15 \cdot 10^{-3} dw^{0,5} v^3$, кВт.

Более точно мощность может быть определена через буксировочную мощность по схеме ОСТ 5.0181-75 для эксплуатационной скорости v_s . ([2], [4]).

ЛИТЕРАТУРА

1. *Bulker types – a series, Parts 2, 3, 4 Hansa International Maritime Journal – 145. Jahrgang – 2008. – №№ 3, 4, 5*
2. *Takashiro Kiyoshi. Power Prediction Based on Modified Yamagata Resistance Chart and Newly Introduced Thrust Deduction and Wake Factors. The Kansai Society of Naval Architects, Japan, May 23, 1980, P. 21-33.*
3. *Danckwardt E. Das Δ/dw Verhältnis von Stückgutfrachtschiffen. – «Schiffbautechnik» № 12. – 1968. P. 673-676.*
4. *Кохановский К. В., Ларкин Ю. М. Проектирование многоцелевых судов для перевозки генеральных грузов и контейнеров. М., ЦРИА «Морфлот», 1979. – 48 с.*
5. *Henschke W. Schiffbautechnisches Handbuch. B.2. VEB Technik, Berlin, 1964.*

Надійшла 15.12.08

УДК 629.12.037.21

О.С. Пучков
Е.Ю. Федорова

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ РУЛЕВОЙ КОЛОНКИ С ПРИЧАЛЬНОЙ СТЕНКОЙ В ПРОЦЕССЕ ШВАРТОВКИ СУДНА

Исследуется поле скоростей в струе, которая вытекает из отклоненной перпендикулярно ДП судна рулевой колонки или из направляющего сопла подруливающего устройства. Определяются гидродинамические давления, действующие на причальную стенку со стороны струи в процессе швартовки судна.

Досліджується поле швидкостей рідини у струмені, що тече із стернової колонки, яка орієнтована нормально до діаметрالی судна, або із спрямовуючого сопла стернового пристрою. Визначаються гідродинамічний тиск з боку струменя в процесі швартовки судна.

The water velocity field is studied in a stream flowing out normally to ship centerplane. The stream comes out from rudder column or direct nozzle of steering device. The hydrodynamic pressures are calculated acting on the quay wall while vessel is mooring.

Ключевые слова: *подруливающее устройство, поворотная колонка, причальная стенка, гидродинамическое взаимодействие.*

При выполнении швартовых операций судов среди сил, действующих на швартовную стенку, особое место занимают гидродинамические силы, индуцированные работой подруливающего устройства судна или рулевой колонки, исполняющей роль движительно-рулевого комплекса. В дальнейшем для простоты подруливающее устройство и рулевая колонка именуется одинаково: «устройство».

Оба устройства работают по одной и той же гидродинамической схеме, поэтому их совместное рассмотрение при определении воздействия отбрасываемой ими струи представляется вполне оправданным. В процессе разработанной расчетной методики широко используются результаты многих забытых ныне авторов, полученные ими при проведении сложных физических экспериментов, в которых обеспечивался высокий уровень достоверности.

Предполагается, что исследуемое устройство представляет собой винт (импеллер) в канале (трубе), индуцирующий в окружающей жидкости струю, характеристики которой подлежат исследованию.

где T_c – тяга устройства, кг;

$D = 2R$ – диаметр выходной трубы устройства, м;

ρ – плотность жидкости, $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4}$.

Вдоль оси струи, т.е. вдоль координаты s , скорость изменится так как показано на рис. 2. На этом рисунке по горизонтальной оси отложен параметр $\frac{as}{R_0}$, где s – отстояние от выходного отверстия трубы, a – эмпирический коэффициент ($a \approx 0,70$), а по вертикальной оси – отношение $\frac{V_m(s)}{V_s}$, где $V_m(s)$ – максимальное значение скорости на оси трубы в сечении с абсциссой s .

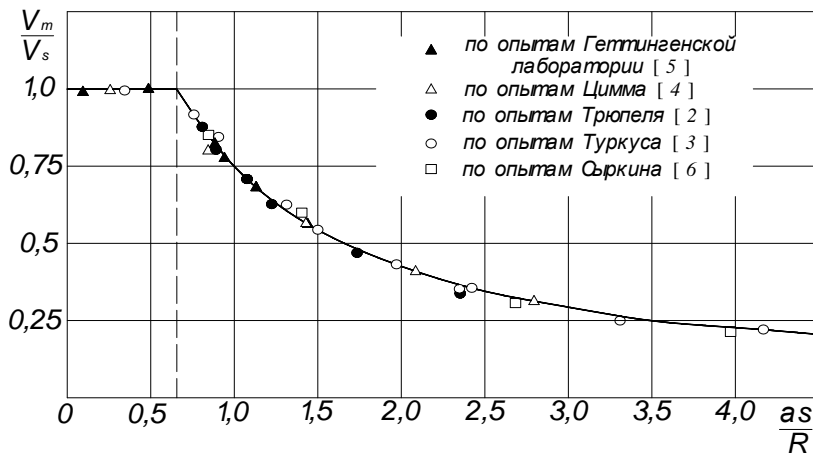


Рис. 2. Изменение осевой скорости в струе круглого сечения

Из рис. 2 видно, что для $L \leq 5D$ максимальное значение скорости на оси струи

$$V_m = V_s \quad (2)$$

Эпюру распределения скоростей по сечению струи (рис. 1) легко построить, используя рис. 3. На этом рисунке по горизонтальной оси отложено отношение $\frac{Y}{Y_c}$, где Y – радиус, на котором определяется

скорость течения в теле струи, Y_c – радиус, на котором скорость в данном сечении трубы V равна половине максимальной аксиальной скорости V_m .

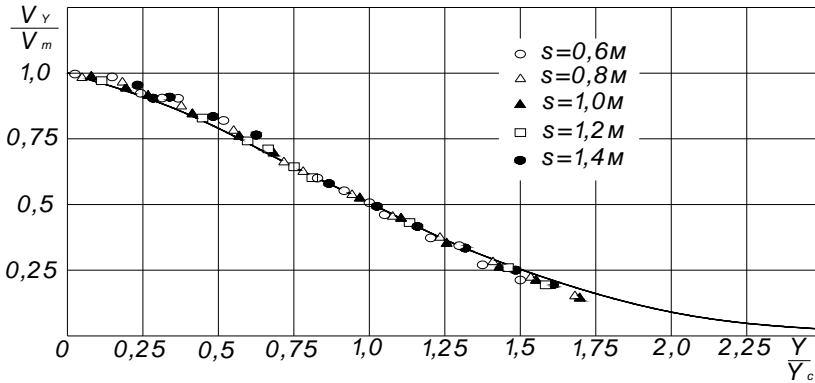


Рис. 3. Сравнение теоретического профиля скорости на основном участке осесимметричной струи с опытными данными Трюпеля

Величина радиуса Y_c может быть найдена с помощью графика рис. 4, где по горизонтальной оси отложены значения отношения $\frac{s}{R}$, а по вертикальной оси – отношение радиуса сечения струи к радиусу устройства R . Определение величины требуемого радиуса Y_c следует выполнить, используя систему наклонных прямых, нанесенных на графике. Заметим, что на всех приведенных графиках расчетные данные сопоставлены с экспериментальными величинами, приведенными в указанных на рисунках источниках.

Эпюра гидродинамического давления на выходном конце устройства – прямоугольник

$$p(O, Y) = \frac{\rho}{2} V_s^2 = \frac{2\Gamma_c}{\pi D^2}, \quad (3)$$

а в теле струи на расстоянии s от выходного конца устройства

$$p(s, Y) = \frac{1}{2} \rho V^2(s, Y), \quad (4)$$

причем скорость V в сечении на расстоянии s изменяется от величины V_s на оси струи до половины этой величины на радиусе Y_c , который определяется по рис. 4, как и остальные значения скорости на различных радиусах Y сечения струи.

Поскольку показано, что при $L \leq 5D$ $V_m = V_s$, то на стенке

$$p_{\max} = p(O, Y) = \frac{2\Gamma_c}{\pi D^2}. \quad (5)$$

Из графика рис. 4 можно найти приближенную формулу для радиуса струи Y_0 на расстоянии s от ее начала

$$Y_c = R + 0,18s \quad (6)$$

На радиусе Y_0 (рис. 1) толщина слоя B_0 определяется соотношением

$$B_0 = \frac{D^2}{8Y_0}, \quad (7)$$

а средняя скорость течения жидкости через B_0 равна $1,01V_s$.

Близкие значения гидродинамических характеристик потока, растекающегося вдоль стенки, получаются по данным экспериментальных исследований. Так, при $Y_0 = 0,3L$; $B_0 = 0,09D$, скорость $V_Y = 1,07V_s$, где V_Y – средняя скорость в слое толщиной B_0 . Кроме того, $V_{s1} \approx V_Y$.

Для потока вдоль дна имеем

$$V_{s1} = \frac{1,37}{h} V_s, \quad S_1 = 0,7(h - 0,3L), \quad P_0 = \frac{\rho}{2} V_s^2 \quad (8)$$

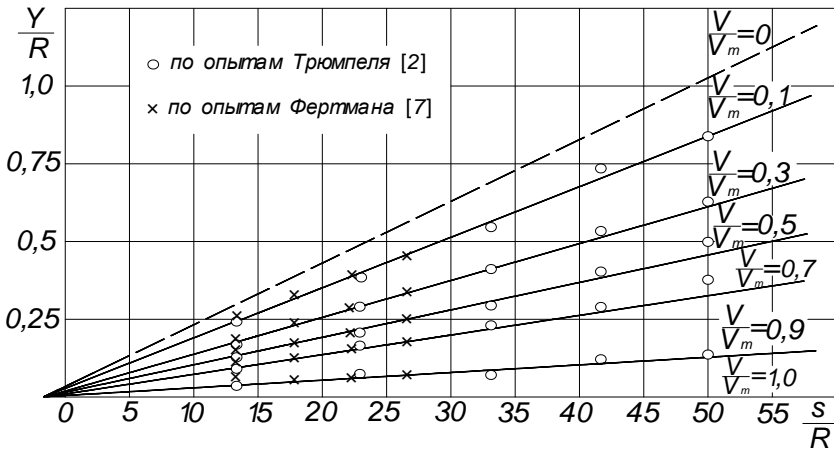


Рис. 4. Линии равных значений относительной скорости в затопленной струе

В табл. 1 приведены характеристики взаимодействия штатных подруливающих устройств со стенкой причала для трех крупных черноморских судов.

Из таблицы видно, что подруливающие устройства могут оказать заметное силовое воздействие на причальную стенку, которое требует специального учета в процессе проектирования и при эксплуатации причальных сооружений.

Таблица 1

Характеристики взаимодействия подруливающих устройств судов со стенкой причала

	ПУ т/х «Магнитогорск»	ПУ т/х «Академик Туполев»	ПУ т/х «Скульптор Коненков»
N_e , кВт	800	370	810
T_e , кг	15000	5810	12030
D , м	2,56	1,4	2,8
V_{s1} , м/с	5,29	2,69	4,33
L , м	10,0	7,0	10,0
h , м	4,5	4,5	4,5
Y_0 , м	3,0	2,1	3,0
B_0 , м	0,18	0,126	0,252
V_Y , м/с	5,66	2,88	4,63
V_{s1} , м/с	9,56	1,67	9,76
P_{max} , кг/с ²	1460	1890	977

ЛИТЕРАТУРА

1. *Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй, Физматгиз, Москва, 1960. – 715 с.*
2. *Trüpel T., Ueber die Einwirkung eines Luftstrahles auf die umgebende Luft. Zeitschrift für das gesammte Turbinenwesen, № 5-6, 1915. – P. 6-10.*
3. *Туркус В.А., Структура воздушного приточного факела, выходящего из прямоугольного отверстия. Отопление и вентиляция, № 5, 1933. – С. 11-14.*
4. *Zimm W., Ueber die Strömungsvorgänge in freien Luftstrahl. Forschung a.d. Gebiete d. Ingenieurwesens, № 234, 1921. – P. 3-9.*
5. *Ergebnisse der aerodynamischen Versuchsanstalt zu Gettingen, № 22, 1923. – P. 2-4.*
6. *Сыркин А.Н. Ляховский Д.Н., Аэродинамика элементарного факела. Сообщение ЦКТИ, 1936. – С. 2-6.*
7. *Förthmann E., Ueber turbulente Strahlausbreitung. Ingenieur – Archiv, v. V. № 1, 1934. – P. 3-5.*

Надійшла 05.12.08

УДК 629.12.073.243.4:532.59+629.12.01:531.111

Ю.Л. Воробьёв

А.В. Демидюк

Д.Д. Романадзе

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОДОЛЬНО-ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СУДНА, ОШВАРТОВАННОГО К ТОЧЕЧНОМУ ПРИЧАЛУ

Изложены основные результаты теоретического и экспериментального определения гидродинамических и кинематических характеристик продольно-горизонтальных колебаний судна, ошвартованного к причалу. Модельный эксперимент выполнен в опытовом бассейне ОНМУ.

Викладені основні результати теоретичного та експериментального визначення гідродинамічних та кінематичних характеристик по vzdовжньо-горизонтальних коливань судна, ошвартованого до точкового причалу. Модельний експеримент виконаний в дослідному басейні ОНМУ.

The basic results of theoretical and experimental investigations of surge hydrodynamic and kinematic characteristics for a vessel moored to a single point are given. The model experiments are performed in towing tank of ONMU.

Ключевые слова: гидродинамические характеристики качки, продольно-горизонтальные колебания, ошвартованное судно.

Гидродинамические и кинематические характеристики продольной (вертикальной и килевой), поперечной (бортовой, поперечно-горизонтальной) качки и рыскания судна на волнении исследованы достаточно полно и могут быть вычислены с достаточной для практики точностью. Однако продольно-горизонтальная качка судов исследована совершенно недостаточно. Её изучение проходило параллельно с исследованиями дополнительного волнового сопротивления судна на регулярном волнении. Наиболее полные и обоснованные теоретические результаты получены в работах В.А. Анкудинова [1] и В.Г. Сизова [2], в то время как от-

© Воробьёв Ю.Л., Демидюк А.В., Романадзе Д.Д., 2009

существование каких либо попыток выполнения практических расчетов на ЭВМ вызвало настороженное отношение специалистов.

Рассмотрим задачу об определении амплитудно-частотной и фазо-частотной характеристик продольно-горизонтальной качки судна, движущегося вразрез набегающим волнам малой амплитуды r_0 с частотой σ . Если v – скорость хода судна, то процесс качки происходит с кажущейся частотой $\omega = \sigma + \frac{\sigma^2}{g} v$. Будем считать корпус движущегося судна

тонким телом, у которого $B/L = O(\varepsilon)$, $\varepsilon \ll 1$, а плоскость, касательная к смоченной поверхности корпуса, составляет малый угол с его диаметральною. Полагая, что относительная скорость хода $Fr = v/\sqrt{gL}$ мала, будем считать, что её влияние на динамику объекта можно учесть введением в окончательные результаты осциллирующего множителя вида $\exp(i\omega t)$, при этом амплитудные значения гидродинамических характеристик определять частотой набегающего волнения.

Ниже формулируется и решается задача для потенциала скоростей тонкого судна, совершающего продольно-горизонтальную качку с частотой σ без хода на глубокой воде [3].

Искомый потенциал скоростей

$$\begin{aligned} \Phi_1(x, y, z, t) &= \operatorname{Re} \left\{ [\Phi_{1c}(x, y, z) - i\Phi_{1s}(x, y, z)] e^{i\sigma t} \right\} = \\ &= \Phi_{1c}(x, y, z) \cos \sigma t + \Phi_{1s}(x, y, z) \sin \sigma t. \end{aligned} \quad (1)$$

Амплитуды Φ_{1c} и Φ_{1s} удовлетворяют следующим дифференциальным системам

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) U(x, y, z) = 0, \quad (x, y, z) \in E_0; \quad (2)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + k \right) U(x, y, z) = 0, \quad (x, y) \in \Sigma_0, \quad k = \frac{\sigma^2}{g}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_{1c}(x, \pm 0, z) = \pm \frac{\partial y(x, z)}{\partial x}, \quad (x, z) \in S_0; \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_{1s}(x, \pm 0, z) = 0, \quad (x, z) \in \{y = 0\}; \quad (5)$$

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \left| \overline{\text{grad}} U(x, y, z) \right| = 0, \quad \lim_{z \rightarrow \infty} \left| \overline{\text{grad}} U(x, y, z) \right| = 0, \quad (6)$$

$$(x, y, z) \in E_0.$$

Функция $\Phi_1(x, y, z, t)$ должна удовлетворять принципу излучения, согласно которому волны, вызванные колебаниями судна, расходятся от него во все стороны.

В краевой задаче E_0 – нижнее полупространство с вырезом диаметральной плоскости судна S_0 , граница Σ_0 – плоскость $z = 0$ с исключенным отрезком $\Delta = S_0 \cap \{z = 0\} = \left[-\frac{L}{2}, \frac{L}{2}\right]$ оси Ox ,

$y = y(x, z)$ – уравнение поверхности корпуса судна. Ось Ox расположена на невозмущенной свободной поверхности и направлена в нос судна, ось Oy – на правый борт, ось Oz – вниз. Специально заметим, что краевая задача сформулирована для единичной скорости продольно-горизонтальных колебаний диаметрали S_0 .

Разлагая искомые потенциалы $\Phi_{1c}(x, y, z)$ и $\Phi_{1s}(x, y, z)$ в обобщенный интеграл Фурье-Митчеля и отыскивая решения возникающих краевых задач, получаем следующие выражения функций Φ_{1c} и Φ_{1s} [3].

$$\begin{aligned} \Phi_{1c}(x, y, z) = & -\frac{2}{\pi^2} \int_0^\infty \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^T \frac{\partial y(\xi, \zeta)}{\partial \xi} \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \\ & K_0(\mu R) \varphi(\mu, z) \varphi(\mu, \zeta) d\zeta d\xi d\mu + \\ & + ke^{-kz} \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^T \frac{\partial y(\xi, \zeta)}{\partial \xi} N_0(kR) e^{-k\zeta} d\zeta d\xi, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\varphi(\mu, z) = \cos \mu z - \frac{k}{\mu} \sin \mu z,$$

$$\begin{aligned} \Phi_{1s}(x, y, z) = & -ke^{-kz} \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{T(x)} \frac{\partial y(\xi, \zeta)}{\partial \xi} J_0(kR) e^{-k\zeta} d\zeta d\xi, \end{aligned} \quad (8)$$

$$R = \sqrt{(x - \xi)^2 + y^2},$$

где J_0 , N_0 , K_0 – функции Бесселя, Неймана и Макдональда нулевого порядка.

На бесконечном удалении от судна $r \rightarrow \infty$ потенциалы Φ_{1c} и Φ_{1s} допускают следующие асимптотические представления

$$\Phi_{1c}(\theta, r, z) \sim \exp(-kz) \sqrt{\frac{2k}{\pi}} \left\{ \sin\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) \int_{-L/2}^{L/2} F(\xi) \cos(k\xi \cos \theta) d\xi - \cos\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) \int_{-L/2}^{L/2} F(\xi) \sin(k\xi \cos \theta) d\xi \right\}, \quad (9)$$

$$\Phi_{1s}(\theta, r, z) \sim -\exp(-kz) \sqrt{\frac{2k}{\pi}} \left\{ \cos\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) \int_{-L/2}^{L/2} F(\xi) \cos(k\xi \cos \theta) d\xi - \sin\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) \int_{-L/2}^{L/2} F(\xi) \sin(k\xi \cos \theta) d\xi \right\}, \quad (10)$$

$$F(\xi) = \int_{-L/2}^{L/2} \frac{\partial y(\xi, \zeta)}{\partial \xi} \exp(-k\zeta) d\zeta. \quad (11)$$

Здесь введены цилиндрические координаты $r = \sqrt{x^2 + y^2}$, $\theta = \arccos \frac{x}{r}$, z .

Коэффициент волнового демпфирования продольно-горизонтальной качки μ_{11} удобно вычислять, следуя М.Д. Хаскинду [4], из анализа потока энергии, уносимого поверхностными волнами от качающегося судна. Используя формулу М.Д. Хаскинда-Дж. Ньюмана [5] для средней за период колебаний энергии, уносимой волнами от качающегося судна, находим

$$\mu_{11} = 2 \frac{\rho \sigma^3}{g} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{-L/2}^{L/2} F(\xi) F(x) J_0 \left[\frac{\sigma^2}{g} |x - \xi| \right] d\xi dx. \quad (12)$$

Заметим, что при выполнении практических расчетов функции $F(\xi)$ из (11) возникает необходимость численного дифференцирования при определении $\frac{\partial y(\xi, \zeta)}{\partial \xi}$, поскольку форма корпуса судна обычно задается таблицей ординат $y(\xi, \zeta)$. Численное дифференцирование функций, ординаты которых снимаются с теоретического чертежа, связано с большими погрешностями, которые могут свести на нет результа-

тивность самых эффективных теоретических решений. С целью упрощения расчетных результатов преобразуем формулу (12). Представим $F(\xi)$ в виде

$$F(\xi) = \frac{\partial}{\partial \xi} E(\xi), \quad E(\xi) = \int_0^T y(\xi, \zeta) e^{-k\xi} d\zeta. \quad (13)$$

Учитывая, что $\frac{\partial J_0(a)}{\partial a} = -J_1(a)$, $\frac{\partial J_1(a)}{\partial a} = -J_0(a) - \frac{J_1(a)}{a}$, выполним в интегралах (12) дважды интегрирование по частям, приняв для простоты $y\left(\pm \frac{L}{2}, \zeta\right) = 0$, откуда следует, что $E\left(\pm \frac{L}{2}\right) \equiv 0$.

Тогда окончательно получаем

$$\mu_{11} = 2 \frac{\rho \sigma^7}{g^3} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{-L/2}^{L/2} E(\xi) E(x) \left\{ J_0\left(\frac{\sigma^2}{g} |x - \xi|\right) - \frac{g}{\sigma^2} \frac{J_1\left(\frac{\sigma^2}{g} |x - \xi|\right)}{|x - \xi|} \right\} d\xi dx. \quad (14)$$

Отметим, что подынтегральная функция в (14) особенности не имеет, поскольку $\frac{J_1|a|}{|a|} \rightarrow \frac{1}{4}$ при $a \rightarrow \pm 0$.

Формула (14), как указывалось выше, определяет волновую составляющую демпфирующих сил. Она превалирует при обычных частотах колебаний. При продольно-горизонтальных колебаниях судна с малой частотой следует обязательно учитывать вязкостную составляющую демпфирующих сил. Экспериментальное определение этой составляющей описано ниже.

Возмущающую силу, которая поддерживает гармонические продольно-горизонтальные колебания судна, можно определить, не решая дифракционную задачу, а используя формулу М.Д. Хаскинда [4], детально исследованную затем Дж. Ньюманом [6]. Такой подход удобен, поскольку для вычислений используются асимптотические (при $r \rightarrow \infty$) выражения функции излучения, а сама возмущающая сила получается без искусственного разделения на главную и гидродинамическую составляющие.

Формула М.Д.Хаскинда имеет вид

$$X_1 = i\sigma r \exp(i\omega t) \iint_{0,0}^{2\pi,\infty} \left\{ \Phi_0(\theta, r, z) \frac{\partial \Phi_1(\theta, r, z)}{\partial r} - \Phi_1(\theta, r, z) \frac{\partial \Phi_0(\theta, r, z)}{\partial r} \right\} r dz d\theta. \quad (15)$$

Интегрирование по переменной θ ведется в предположении, что $r \rightarrow \infty$.

В формуле (15) $\Phi_0(\theta, r, z)$ – потенциал скоростей набегающего волнения, вектор скорости которого составляет угол π с осью Ox .

$$\Phi_0(\theta, r, z) = \frac{igr_g}{\sigma} \exp(-kz) \exp[ikr \cos \theta] \exp(i\omega t). \quad (16)$$

В формуле (14) учтено, что амплитудная часть потенциала скорости набегающего волнения определяется его круговой частотой σ , или, что то же, длиной волны $\lambda = \frac{2\pi g}{\sigma^2} = \frac{2\pi}{k}$, а фазовая часть, описывающая модуляцию потенциала, определяется кажущейся частотой ω , в которой учтено поступательное движение судна вдоль продольной оси.

Выполняя в (15) интегрирование по z и применяя к интегралу по θ метод стационарной фазы [7], найдем

$$X_j = -2i\rho gr_g \exp(i\omega t) [F_s(k) + iF_c(k)], \quad (17)$$

$$\left. \begin{matrix} F_c(k) \\ F_s(k) \end{matrix} \right\} = \int_{-L/2}^{L/2} F(\xi) \left\{ \begin{matrix} \sin k\xi \\ -\cos k\xi \end{matrix} \right\} d\xi. \quad (18)$$

Подставим в (18) выражение $F(\xi)$ в виде (13) и выполним интегрирование по частям. Тогда

$$X_j = -2i\rho\sigma^2 r_g \exp(i\omega t) [E_s(k) + iE_c(k)], \quad (19)$$

$$\left. \begin{matrix} E_c(k) \\ E_s(k) \end{matrix} \right\} = \int_{-L/2}^{L/2} E(\xi) \left\{ \begin{matrix} \sin k\xi \\ \cos k\xi \end{matrix} \right\} d\xi. \quad (20)$$

Процесс продольно-горизонтальной качки можно представить в виде

$$\xi_g(t) = \text{Re}[r_g(U_0 - iV_0) \exp(i\omega t)]. \quad (21)$$

Продолжая рассмотрение кинематических и гидродинамических характеристик качки в комплексной области, примем далее:

перемещения при продольно-горизонтальной качке

$$\xi_g(t) = r_g(U_0 - iV_0) \exp(i\omega t),$$

скорости $\dot{\xi}_g(t) = i\omega r_g(U_0 - iV_0) \exp(i\omega t),$

ускорения $\ddot{\xi}_g(t) = -\omega^2 r_g(U_0 - iV_0) \exp(i\omega t).$

Перейдем к рассмотрению инерционных сил при продольно-горизонтальных колебаниях. Поскольку присоединенная масса λ_{11} мала по сравнению с массой судна, но для ее теоретического определения необходимо выполнить громоздкие вычисления с использованием потенциалов (7) и (8), имеющих вблизи смоченной поверхности корпуса очень сложную структуру, значение присоединенной массы λ_{11} найдено приближенно [8] путем замены корпуса судна эквивалентным трехосным эллипсоидом. Получено, что для корпуса судна серии 60 с коэффициентом общей полноты $\delta = 0,6$ и отношениями главных размерений $\frac{L}{B} = 7,5; \frac{B}{T} = 2,5$ относительное значение обобщенной присоединенной массы $\bar{\lambda}_{11} = \frac{\lambda_{11}}{\rho \delta L B T}$ составляет 0,08. Для удобства записи величина $\rho \delta L B T + \lambda_{11}$ заменена ниже эквивалентной величиной $\rho(\delta + \bar{\lambda}_{11})L B T = \rho \delta_1 L B T$, где $\delta_1 = 0,60 + 0,08 = 0,68$ – приведенный коэффициент общей полноты качающегося судна. Аналогичные преобразования выполнены для проекта танкера 005RST01, у которого $\delta_1 = 0,906 + 0,044 = 0,95$.

Инерционные, демпфирующие и возмущающие силы действуют на свободное судно, совершающее продольно-горизонтальные колебания. Если судно ошвартовано к точечному причалу, на него дополнительно действует восстанавливающая сила $c_{11}r_e(U_0 - iV_0)$, где c_{11} – коэффициент жесткости швартовов. Заметим, что усилие в швартовах F_1 вычисляется из соотношения $F_1 = c_{11}r_e \sqrt{U_0^2 + V_0^2}$. Были рассмотрены два варианта жесткости швартовочной системы – нормальный $c_{11} = 126,75$ тс /м и усиленный $c_{11} = 375$ тс /м.

При составлении уравнения продольно-горизонтальной качки ошвартованного судна к коэффициенту волнового демпфирования μ_{11} добавлен осредненный коэффициент вязкостного демпфирования B_{11} . Методика экспериментального определения этого коэффициента приведена ниже.

Учитывая формулы (19)-(20) для возмущающей силы X_1 , дифференциальное уравнение продольно-горизонтальной качки судна, отшвартованного к точечному причалу, принято в виде

$$\begin{aligned} & -\omega^2 \rho(U_0 - iV_0)\delta_1 L B T + i\alpha(\mu_{11} + B_{11})(U_0 - iV_0) + c_{11}(U_0 - iV_0) = \\ & = -2i\gamma[F_s(k) - iF_c(k)]. \end{aligned} \quad (22)$$

На базе полученных результатов были разработаны алгоритмы численного определения гидродинамических и кинематических характеристик продольно-горизонтальной качки судна.

Расчеты выполнены для двух вариантов судовых корпусов – для корпуса серии 60 (Todd, 1953 г.) имеющего коэффициент общей полноты $\delta = 0,6$, и танкера проекта 005RST01, выполненного в Морском инженерном бюро (МИБ).

Выбранные корпуса спроектированы в разное время и обладают сильно отличающейся формой судовой поверхности (рис. 1). Поэтому по результатам расчетов гидродинамических характеристик можно оценить влияние формы корпуса на продольно-горизонтальную качку судна. Основные характеристики рассмотренных корпусов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные характеристики расчетных судов

Серия 60		Танкер 005RST01	
Длина расчетная L, м	132,00	Длина расчетная L, м	132,00
Ширина В, м	18,88	Ширина В, м	16,52
Осадка Т, м	7,56	Осадка Т, м	3,60
Водоизмещение объемное V, м ³	11298	Водоизмещение объемное V, м ³	7114
Водоизмещение весовое D, т (при $\rho g = 1,025 \text{ т/м}^3$)	11580	Водоизмещение весовое D, т (при $\rho g = 1,025 \text{ т/м}^3$)	7292
Коэффициент общей полноты δ	0,600	Коэффициент общей полноты δ	0,906

Проекция «Корпус» для судна серии 60 и танкера проекта 005RST01 представлены на рис. 1.

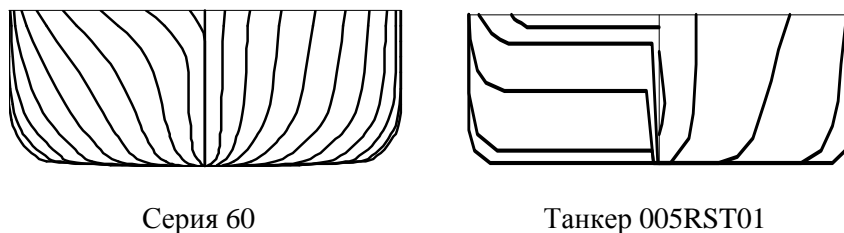


Рис. 1. Проекция «Корпус»

Относительные частоты $\nu = \sigma \sqrt{L/g}$ при вынужденных колебаниях на тихой воде, а также при продольно-горизонтальной качке на регулярном волнении изменялись в пределах от 0 до 8,0.

Для выбранных судов демпфирующие силы представлены на рис. 2 в виде зависимостей относительных коэффициентов волнового демпфирования $\bar{M}_{11} = f(\nu)$,

где
$$\bar{M}_{11} = \frac{M_{11}\sqrt{gL}}{\rho g \delta LBT}, \quad (23)$$

M_{11} – коэффициент волнового демпфирования, т с/м.

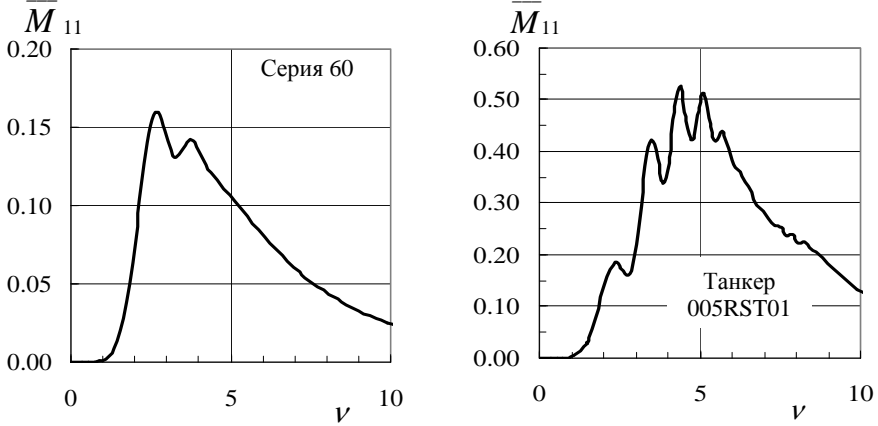


Рис. 2. Коэффициент демпфирования при продольно-горизонтальных колебаниях

Возмущающие силы при вынужденных продольно-горизонтальных колебаниях представлены на рис. 3 в виде зависимостей амплитуд $X_1 = f(\nu)$ для различных полувысот волн r_0 при курсовом угле 180° .

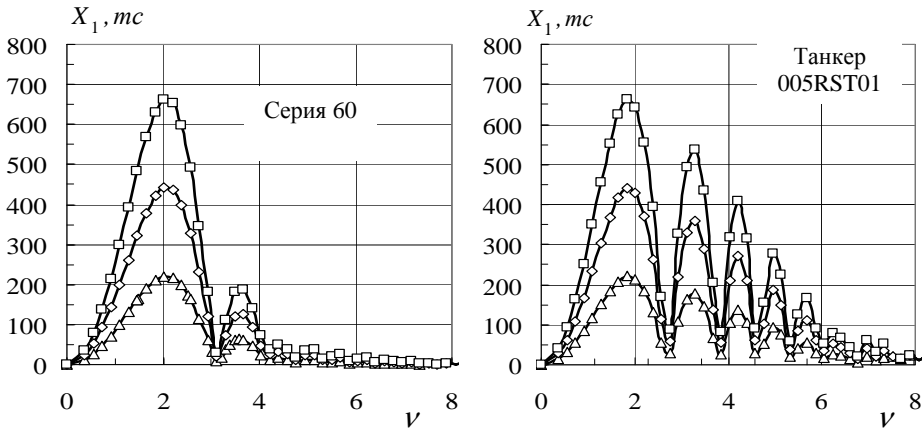


Рис. 3. Амплитуды возмущающих сил при продольно-горизонтальных колебаниях; полувысота волны r_0 : Δ – 1.0 м; \diamond – 2.0 м; \square – 3.0 м

Продольно-горизонтальная качка на регулярном волнении представлена на рис. 4 и 5 в виде зависимостей амплитудных значений продольно-горизонтальных перемещений $\xi = f(\nu)$ от относительной частоты регулярного волнения для различных полувысот волн r_0 и жесткостей швартовной системы при курсовом угле 180° .

Жесткость швартовной системы судна $c_{11} = 126,75$ тс / м

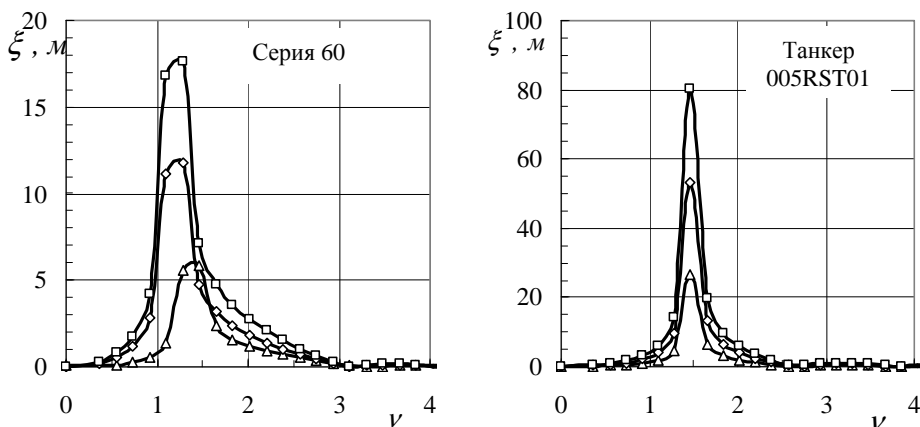


Рис. 4. Амплитуды продольно-горизонтальной качки; полувысота волны r_0 : Δ – 1.0 м; \diamond – 2.0 м; \square – 3.0 м

Жесткость швартовной системы судна $c_{11} = 375,0$ тс / м

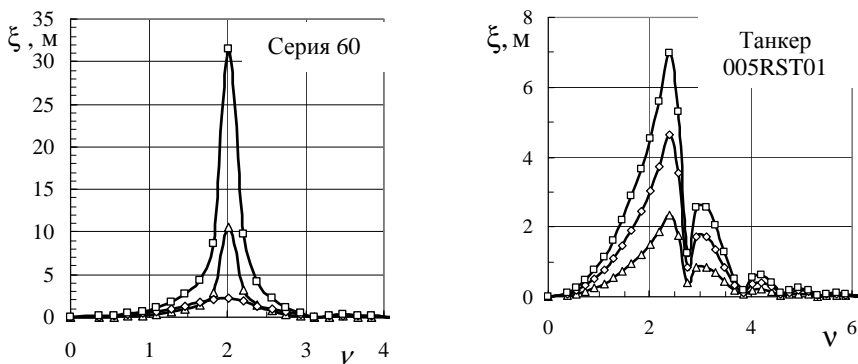


Рис. 5. Амплитуды продольно-горизонтальной качки; полувысота волны r_0 : Δ - 1.0 м; \diamond - 2.0 м; \square - 3.0 м

Усилия в швартовной системе $F_1 = f(\nu)$ представлены на рис. 6 и 7 в зависимости от относительной частоты регулярного волнения для различных полувысот волн r_0 и жесткостей швартовов c_{11} при курсовом угле 180° . Заметим, что в случае, если усилие в швартовной системе превышает допустимую для данного вида швартовов величину, происходит разрыв швартовной системы. Этот процесс дифференциальной системой не описывается, поэтому в момент разрыва расчетный механизм уже не работает.

Жесткость швартовной системы судна $c_{11} = 126,75$ тс/м

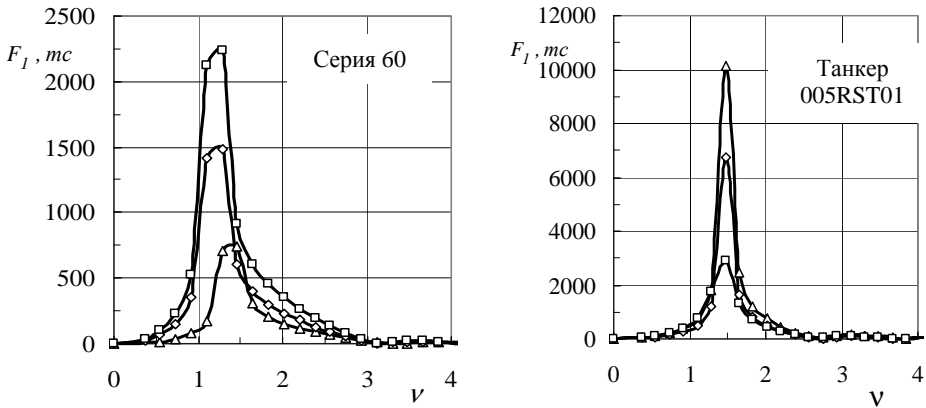


Рис. 6. Усилия в швартовной системе при продольно-горизонтальной качке; полувысота волны r_0 : Δ – 1.0 м; \diamond – 2.0 м; \square – 3.0 м

Жесткость швартовной системы судна $c_{11} = 375,0$ тс /м

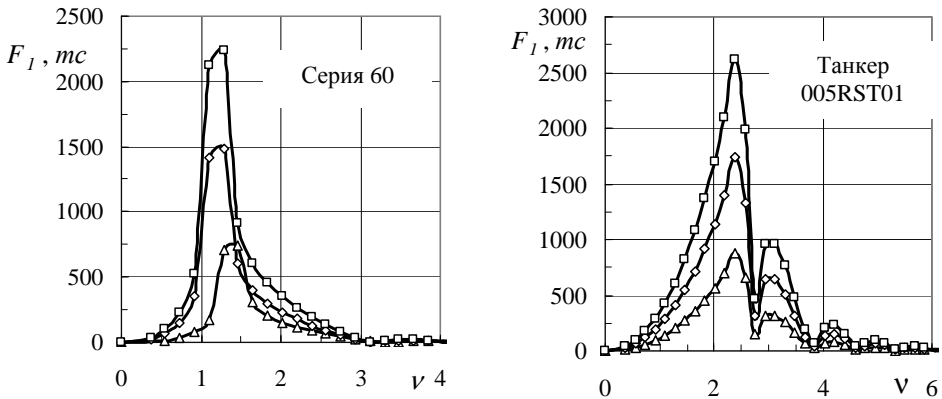


Рис. 7. Усилия в швартовной системе при продольно-горизонтальной качке; полувысота волны r_0 : Δ – 1.0 м; \diamond – 2.0 м; \square – 3.0 м

Для определения коэффициента вязкостного демпфирования продольно-горизонтальной качки в опытном бассейне ОНМУ им. проф. А.А. Костюкова были проведены специальные исследования. Была изготовлена установка для определения характеристик свободных продольно-горизонтальных колебаний модели в опытном бассейне на тихой воде. На рис. 8 и 9 соответственно представлены принципиальная схема и общий вид экспериментальной установки, закрепленной к испытываемой модели. Для целей эксперимента были изготовлены модели судна серии

60 и танкера проекта 005RST01. Модель танкера выполнена в масштабе 1:50.

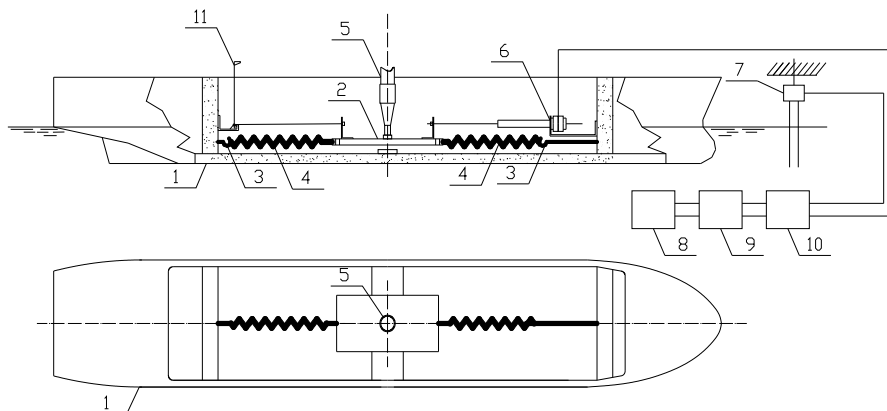


Рис. 8. Схема экспериментальной установки для определения характеристик затухающих продольно-горизонтальных колебаний модели

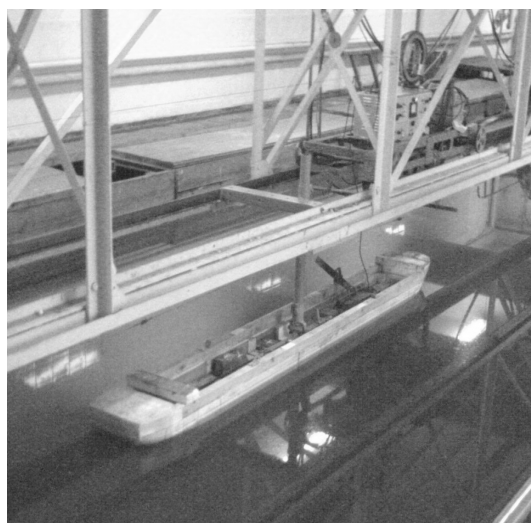


Рис. 9. Общий вид экспериментальной установки

Рассмотрим работу экспериментальной установки при продольно-горизонтальных колебаниях модели на тихой воде без хода. Рама (2) с пружинами (4) закреплена к штанге (5). Штанга (5) экспериментальной установки смонтирована на тележке, что позволяет проводить испытания при движении модели с поступательной скоростью. Пружины (4) с помощью креплений (3) соединены с корпусом модели (1). Каждая из

пружин (4) предварительно растягивается между креплениями (2, 3) на величину, которая превышает начальную амплитуду колебаний.

Пусковое устройство (11) служит для задания начальной амплитуды и приведения установки в действие.

После запуска установки модель (1) совершает продольно-горизонтальные колебания относительно неподвижной части системы штанги (5) и рамы (2). Эти колебания фиксируются датчиком продольно-горизонтальных перемещений (6), сигнал от которого передается на усилитель (8), аналого-цифровой преобразователь (9) и персональный компьютер (10). Характеристики волнения фиксируются с помощью датчика волнового профиля (7). Результаты эксперимента записываются в файл на жестком диске ПЭВМ для последующей обработки.

Рассмотрим процедуру определения демпфирования продольно-горизонтальных колебаний модели.

В дифференциальном уравнении этих колебаний учтем, что частоты и поэтому горизонтальные скорости продольно-горизонтальных колебаний малы. Главную часть демпфирующих сил составляет вязкостное демпфирование, пропорциональное скорости колебаний.

Дифференциальное уравнение свободных продольно-горизонтальных колебаний $x_1(t)$ ошвартованного судна имеет вид

$$[M + \lambda_{11}(\mu_1)]\ddot{x}_1(t) + B_{11}(\mu_1)\dot{x}_1(t) + c_{11}x_1(t) = 0, \quad (24)$$

где μ_1 – частота свободных колебаний, B_{11} – вязкостная составляющая демпфирования.

Решение дифференциального уравнения (24) имеет вид

$$x_1^{(2)} = \exp\left[-\frac{B_{11}(\mu_1)t}{2(M + \lambda_{11}(\mu_1))}\right](C_1 \cos \mu_1 t + C_2 \sin \mu_1 t), \quad (25)$$

постоянные C_1 и C_2 определяются начальными условиями колебательного процесса.

Из (25) следует, что частота свободных колебаний

$$\mu_1 = \sqrt{\frac{c_{11}}{[M + \lambda_{11}(\mu_1)]} - \frac{B_{11}(\mu_1)}{2[M + \lambda_{11}(\mu_1)]}}. \quad (26)$$

Из уравнения (25) получен декремент амплитуд кривой затухающих колебаний

$$\Delta = \frac{x_N}{x_{N+1}} = \exp\left[\frac{B_{11}\pi}{(M + \lambda_{11}(\mu_1))}\right]. \quad (27)$$

Поскольку демпфирование продольно-горизонтальных колебаний невелико, то

$$\frac{B_{11}(\mu_1)}{2[M + \lambda_{11}(\mu_1)]^2} \ll \frac{c_{11}}{[M + \lambda_{11}(\mu_1)]}. \quad (28)$$

Принимая во внимание (28), собственную частоту продольно-горизонтальных колебаний системы можно определить без учета демпфирования. Ранее указывалось, что демпфирование продольно-горизонтальных колебаний большой амплитуды линейно зависит от скорости. Поэтому для таких колебаний логарифмический декремент затухания постоянен

$$\ln \Delta = \frac{\ln x_1 - \ln x_N}{N}, \quad (29)$$

где N – число полупериодов колебаний.

Отсюда следует, что

$$B_{11} = \frac{\ln \Delta \sqrt{c_{11} [M + \lambda_{11}(\mu_1)]}}{\pi}, \quad (30)$$

или приближенно

$$B_{11} = \frac{\ln \Delta c_{11}}{\pi \mu_1}. \quad (31)$$

Максимумы и минимумы (горбы и впадины) колебательного процесса при двух различных жесткостях швартовной системы удобно представить в виде табл. 2.

Из данных табл. 2 видно, что в рассмотренных случаях демпфирование B_{11} при жесткости швартовов $c_{11} = 50,7$ кг/м и осадке модели 0,072 м составляет 8,6 кг·с/м. Увеличение жесткости швартовной системы до $c_{11} = 150$ кг/м при неизменной осадке приводит к значению демпфирования B_{11} равному 7,8 кг·с/м. Полученные осредненные значения демпфирования B_{11} были использованы при проведении расчетов.

Анализ изложенного позволяет сделать вывод о том, что в статье представлена оригинальная методика определения гидродинамических и кинематических характеристик продольно-горизонтальной качки судна, ошвартованного к точечному причалу.

Численные результаты проиллюстрированы для двух различных судовых корпусов. Сравнение расчетных данных позволяет судить о том что для современных форм корпуса, характеризующихся значительной

Гидродинамика, теория и проектирование корабля

полнотой, характер кривых коэффициентов демпфирования может существенно отличаться от такового для широко известной 60 серии судовых корпусов (наличие осцилляций на кривой). Это соображение подтверждает необходимость особенно тщательного определения демпфирования продольно-горизонтальной качки.

Таблица 2

Экстремумы колебательного процесса

Жесткость швартовной системы модели $c_{11} = 50,7$ кг/м									
№ горба	1	-	3	-	5	-	7	-	
Амплитуда горба, мм	22,96	-	11,83	-	5,04	-	0,52	-	
№ впадины	-	2	-	4	-	6	-	8	
Амплитуда впадины, мм	-	-18,91	-	-8,56	-	-2,44	-	-0,16	
Осредненное демпфирование B_{11} , движение носом вперед								кг с / м	7,509
Осредненное демпфирование B_{11} , движение кормой вперед								кг с / м	9,608
Жесткость швартовной системы модели $c_{11} = 150,0$ кг/м									
№ горба	1	-	3	-	5	-	7	-	9
Амплитуда горба, мм	26,79	-	15,79	-	7,76	-	3,52	-	1,12
№ впадины	-	2	-	4	-	6	-	8	10
Амплитуда впадины, мм	-	-27,82	-	-13,72	-	-6,12	-	-2,24	-0,6
Осредненное демпфирование B_{11} , движение носом вперед								кг с / м	7,005
Осредненное демпфирование B_{11} , движение кормой вперед								кг с / м	8,571

ЛИТЕРАТУРА

1. Ankudinov V.K. *The added resistance of a moving ship in waves. International Shipbuilding Progress, 1972, vol.19, N 220.*
2. Сизов В.Г. *К теории волнового сопротивления судна на регулярном волнении. Вісник ОДМУ, № 3, Видавництво ОДМУ, 1999, С. 20-39.*
3. Воробьев Ю.Л. *Гидродинамические характеристики продольной качки судна на глубокой воде – В кн.: Теория и практика модернизации и ремонта судов: Сб. научн. тр. / ОИИМФ. – М.: ЦРИА Морфлот, 1981, С. 5-14.*
4. Хаскинд М.Д. *Гидродинамическая теория качки судна. М.: Наука, 1973, 327 с.*
5. Newman J.N. *The damping and wave resistance of a pitching and heaving ship. – Journal of Ship Research, 1959, Vol. 3, N1, P. 1-19.*

6. *Newman J.N. The exciting forces on fixed bodies in waves. – Journal of Ship Research, 1962, Vol. 6, N3, P. 10-17.*
7. *Эрдейи А. Асимптотические разложения. М.: ГИФМЛ, 1962, 127 с.*
8. *Короткин А.И. Присоединенные массы судостроительных конструкций. СПб.: Мор. Вест., 2007, 447 с.*

Надійшла 25.12.08

УРАВНЕНИЕ ПОТЕРИ МАССЫ КАПЛИ В СКОРОСТНОМ ПОТОКЕ ГАЗА

Часть I. Разрушение капли механизмом неустойчивости течения в сопряжённых пограничных слоях

Описаны соотношения модели квазинепрерывного разрушения капли механизмом градиентной гидродинамической неустойчивости течения в сопряжённых пограничных слоях на её поверхности, позволяющие получить уравнение потери массы.

Описані співвідношення моделі квазінеперервного руйнування краплі механізмом градієнтної гідродинамічної нестійкості течії у спряжених приміжових шарах на її поверхні, які дозволяють отримати рівняння втрати маси.

The regularities of model of quasi-continuous breakup of drop by the mechanism of gradient hydrodynamic instability of flow in conjugate boundary layers on drop surface are described, which allow to obtain the equation of mass loss.

Ключевые слова: *разрушение капли, унос массы, уравнение кинетики, закон убыли массы, градиентная неустойчивость.*

Явление разрушения жидкой капли интенсивным газовым потоком играет важную роль во многих технологических процессах, при работе камер внутреннего сгорания и форсунок различных конструкций, при определении условий безопасного возвращения космических челноков и т.д. [1-3]. В вихрекамерных дизельных двигателях разрушение капель, образовавшихся после распада впрыснутой струи топлива, способно ускорить процессы подготовки гомогенной горючей смеси (испарение, смешение) и повысить экономичность работы двигателя [4]. При определении условий взрывобезопасности газокапельных систем [5] дробление является ключевым процессом и требует своего детального количественного описания, поскольку вносит основной вклад в задержку воспламенения за фронтом детонационной волны, задаёт распределение по размерам и объёмную плотность срывающихся вторичных частичек, локально регулируя скорость перехода горючего в газовую фазу, концентрацию его паров и температуру образующейся горючей смеси.

В то же время существуют процессы, в которых не требуется знать детально распределение большого количества вторичных капелек по размерам и кинетику их испарения, так как время испарения много меньше характерного времени задачи. Такая ситуация имеет место, например, при расчёте характеристик гашения воздушно-водяной завесой ударной волны, образовавшейся при аварийном взрыве [6]. Тогда, учитывая сложность свойств полидисперсного состава завесы, целесообразно применить упрощённую модель процесса дробления, которая позволила бы описать потерю массы каплей с помощью простых соотношений.

Получение такой зависимости производится в настоящей работе на основе применения закономерностей гидродинамической неустойчивости течения в сопряжённых погранслоях как механизма диспергирования.

Дробление капли газовым потоком хорошо изучено экспериментально в широком диапазоне условий [1-4;7-12], для которых обнаружено существование шести различных видов разрушения – «вибрационный», «парашют», «claviform», «хаотический», «сдир», «взрывной». Установлено, что каждый из этих видов осуществляется в определённом диапазоне значений числа Вебера для капли $We \equiv \rho_{\Gamma} V_{\infty}^2 d_0 / \sigma$, а в скоростных потоках в зависимости ещё и от комбинации его с числом Рейнольдса $We / Re^{1/2}$ (здесь $Re \equiv \rho_{\Gamma} V_{\infty} d_0 / \mu_{\Gamma}$, V_{∞} – скорость потока, ρ – плотность, μ – динамический коэффициент вязкости, d_0 – начальный диаметр капли, σ – коэффициент поверхностного натяжения). Для последних двух видов, соответствующих разрушению в скоростных потоках газа, экспериментальное наблюдение дробления и определение текущего значения массы капли m сопряжено со значительными трудностями, так как её поверхность скрыта от наблюдателя густой пеленой мельчайших сорванных капелек. Поэтому достоверные сведения о зависимости $m(t)$, так же как и о распределении сорванных капелек по размерам, практически отсутствуют. Для наглядности на рис. 1 приведены значения $m(t)$, полученные экспериментально с применением специальной рентгеновской установки [3].

Разброс измеренных значений столь велик, что высказать предположение о характере зависимости $m(t)$ невозможно, и они могут быть аппроксимированы различным образом, в частности, как отмечено в [7], – линейной зависимостью.

Весь процесс тогда характеризуется моментом окончания разрушения t_b , и для его определения авторами работы [3] было предложено использовать «закон косинуса» $m(t) = 0.5m_0 (1 + \cos(\pi t / t_b))$, соответствующие кривые изображены на рис. 1. Таким образом, вряд ли можно ожидать определения характеристик дробления лишь экспери-

ментальными методами, и необходимо связать их нахождение с применением адекватной математической модели процесса диспергирования.

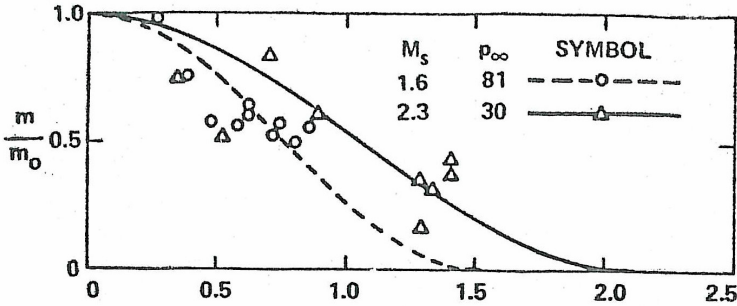


Рис. 1. Экспериментально определённые значения $m(t)$

для капли $d_0 = 2,05$ мм при давлении в воздухе

$p_\infty = 81$ мм .рт .ст . и $p_\infty = 30$ мм .рт .ст . (взято из [3])

В то же время теоретическое описание дробления осложняется множеством факторов, влияющих на механизм этого процесса – переменностью во времени картины обтекания, образованием сопряженных погранслоёв, деформируемостью капли, её ускорением, возможностью проявления обоих классических типов гидродинамической неустойчивости её поверхности и т.д. Это является причиной отсутствия полной математической модели разрушающейся капли, хотя некоторые из гипотез привели к количественному описанию кинетики процесса. Например, последовательный учёт деформации и условий на тыльной стороне капли позволил в [13] показать, что при относительно малых скоростях обтекания виды разрушения, сопровождающиеся её сильной деформацией – «парашют», «claviform», «хаотический», – можно объяснить проявлением неустойчивости типа Релея – Тейлора. В высокоскоростных потоках разрушение происходит в режиме интенсивного квазинепрерывного диспергирования частиц с поверхности капли по типу «сдир». Для таких условий в рамках известной модели «срыва погранслоя» посредством вязких касательных напряжений удалось получить уравнение изменения массы дробящейся капли [11]

$$\frac{dm}{dt} = -\frac{3}{2}\pi^3 \rho_{\text{ж}} v_{\text{ж}}^{1/2} (\rho_{\text{г}} / \rho_{\text{ж}})^{1/3} \left(\frac{V_{\text{г}}}{V_{\text{ж}}} \right)^{1/6} (d_0)^{3/2} (V_\infty - W(t))^{1/2}, \quad (1)$$

где W – скорость капли, ν – кинематический коэффициент вязкости. Однако преимущества аналитического описания кинетики массопереноса уравнением (1) сводятся на нет неадекватностью модели «срыва погранслоя» и, как отмечено в [3; 5; 7; 11], рассчитанные по (1) значения t_b превышают экспериментальные в 5-10 раз. В работе [14] для сравнительной оценки влияния механизмов уноса массы и физических свойств сред

использовалась зависимость Прима. Обе эти зависимости предсказывают увеличение времени разрушения капли при уменьшении вязкости жидкости: $t_b \approx \mu_{жс}^{-1/3}$, что противоречит экспериментальной зависимости – $t_b \approx \mu_{жс}^{1/3}$ [5], кроме того, в (1) отсутствует зависимость от поверхностного натяжения σ . Попытка теоретически получить закон изменения массы капли предпринята в [15], однако её следует признать несостоятельной по причинам, изложенным ниже.

В [16] в качестве механизма уноса массы было предложено рассматривать диспергирование частичек с поверхности капли вследствие проявления гидродинамической неустойчивости непрерывного градиентного течения в сопряжённых (газ – жидкость) пограничных слоях. Теория дробления механизмом «градиентной» неустойчивости развивалась в [13; 17-19] применительно к абляции метеороидов и гетерогенной детонации, а в [20] описан алгоритм, позволяющий провести расчёт закона изменения массы капли $m(t)$, размеров вторичных капелек и моментов их отрыва, распределения совокупности сорванных капелек по размерам $N(r)$ в высокоскоростных потоках. Реализация этой математической модели позволила рассчитать двухфазное течение пятикомпонентной горючей смеси в зоне детонационной волны и провести тем самым решение основной задачи теории детонации аэрозолей в замкнутом виде [19]. Однако численный характер полученного решения в рассматриваемой многопараметрической задаче затруднил проведение общего анализа кинетики дробления и получение простых формул для оценок параметров массопереноса, необходимых в инженерных расчётах. Схема расчёта диспергирования, использованная в [13; 17-20], даёт возможность получить далее уравнение кинетики процесса дробления, которое при некоторых упрощающих предположениях удаётся проинтегрировать.

Механизм диспергирования. Рассмотрим течение на произвольной элементарной площадке Δl поверхности капли (рис. 2), которое характеризуется непрерывным профилем скорости $\bar{V}(\varphi, t)$ в сопряженных погранслоях (φ – полярный угол). В скоростных потоках толщины погранслоев в жидкости $\delta_1(\varphi, t)$ и в газе $\delta_2(\varphi, t)$ выражаются [21] через скорость на поверхности капли V_{Π} и относительную скорость газа $V_{\Gamma} - V_{\Pi}$ так:

$$\delta_1 = Dd_0 / Re_1^{0.5} \text{ и } \delta_2 = Dd_0 / Re_2^{0.5},$$

где $Re_1 = \rho_{жс} V_{\Pi} d_0 / \mu_{жс}$, $Re_2 = \rho_{\Gamma} (V_{\Gamma} - V_{\Pi}) d_0 / \mu_{\Gamma}$ – числа Рейнольдса течений в жидкости и газе. Характерные значения градиентов скорости в погранслоях связаны условием равенства вязких касательных напряжений

на поверхности капли: $\mu_{ж} V_{п} / \delta_1 = \mu_{г} (V_{г} - V_{п}) / \delta_2$.

Исключая из этих соотношений D , получим:

$$\frac{V_{п}}{V_{г}} = \frac{D}{1+D}, \quad \frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{\alpha}{D^2}, \quad (2)$$

где $\alpha \equiv \rho_{г} / \rho_{ж}$, $D \equiv (\rho_{г} \mu_{г} / \rho_{ж} \mu_{ж})^{1/3}$. Параметр D характеризует взаимодействие сред, определяющееся вязкими и инерционными свойствами. В случае $D \ll 1$ взаимодействие слабое и жидкости передаётся незначительная часть количества движения от газового потока: $V_{п} \ll V_{г}$. К этому случаю относятся взаимодействия газов с жидкостями, например, воздух – вода: $D \cong 0.03$, а также мало- и сильновязких жидкостей, например, вода – глицерин: $D \cong 0.08$. Введём параметр ξ , характеризующий степень малости D по отношению к α : $D = \alpha^{\xi}$.

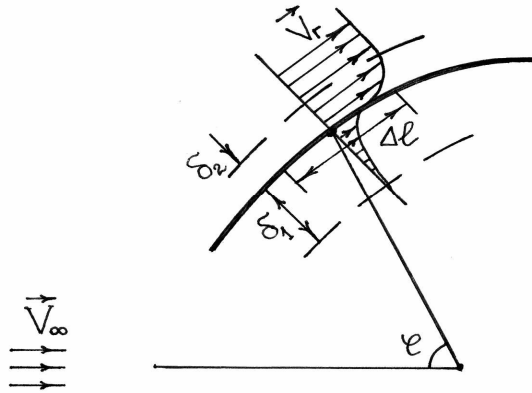


Рис. 2. Схема течения в окрестности элементарной площадки Δl поверхности капли.

Исследование устойчивости течения с изображённым на рис. 2 непрерывным профилем скорости привело в [13; 16] к выводу о том, что при $\xi > 3/4$ неустойчивость определена классическим корнем тангенциального разрыва, т.к. при этом $\delta_1 \gg \delta_2$, $V_{п} \ll V_{г}$, и профиль скорости имеет вид, близкий к разрывному (рис. 3, а). Неравенство $\xi > 3/4$ эквивалентно следующему соотношению между кинематическими коэффициентами вязкости сред: $\nu_{ж} > \nu_{г}$. Однако в большинстве проведенных экспериментов по дроблению капель за ударными волнами выполняется

обратное неравенство: $v_{ж} < v_{г}$. Тогда $\xi < 3/4$, толщины погранслоёв сравнимы: $\delta_1 = O(\delta_2)$, а профиль скорости в погранслоях становится наполненным (рис. 3, б).

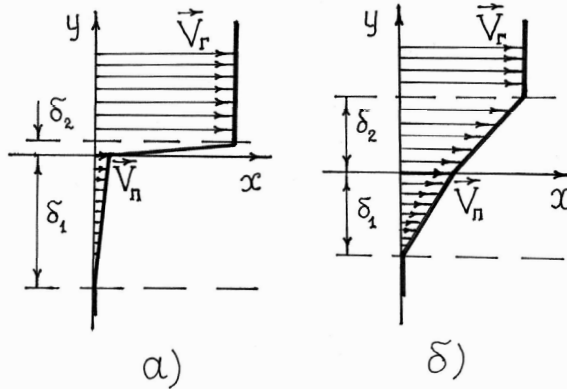


Рис. 3. Непрерывный профиль скорости в сопряжённых погранслоях, исследованный на устойчивость.

Характеристическое уравнение краевой задачи для возмущений вида $\varepsilon \approx \exp(ikx - i\alpha t)$ относительно безразмерной комплексной частоты $z \equiv \omega / kV_{п}$ и его неустойчивый корень в этом случае существенно отличаются от классического случая тангенциального разрыва, определяя совершенно иной тип неустойчивости – так называемую градиентную неустойчивость [13; 16]. Неустойчивость порождается в погранслое жидкости вследствие достаточно большого градиента скорости, а течение менее плотного газа практически не влияет на развитие возмущений, т.к. главные члены характеристического уравнения не содержат $\rho_{г}, V_{г}, \delta_2$. Роль газового потока сводится к передаче количества движения жидкости в невозмущённом течении за счёт вязкого зацепления. Из всего диапазона неустойчивых возмущений практический интерес представляет доминантное возмущение, т.е. такое, которое опережает все остальные в своём росте и может реализоваться на нелинейной стадии в виде отрыва жидкой частицы. Обычно его связывают с таким, которое имеет наибольшее значение инкремента роста амплитуды $Im(z_m)$. На рис. 4 изображены зависимости безразмерных волнового числа $\Delta_m \equiv 2\pi\delta_1\lambda_m$ и инкремента нарастания амплитуды $Im(z_m)$ этого возмущения от «поверхностного» числа Вебера $We_{п} \equiv \rho_{ж} V_{п}^2 \delta_1 / \delta$. Они показывают, что имеется критическое значение $(We_{п})_{кр} = 0.004$, такое, что при $We_{п} > (We_{п})_{кр}$ течение неустойчиво, а приблизительно при $We_{п} > 0.03$ параметры

доминантного возмущения становятся независимыми от We_{Π} и равными $\Delta_m = 1,225$, $Im(z_m) = 0,25$.

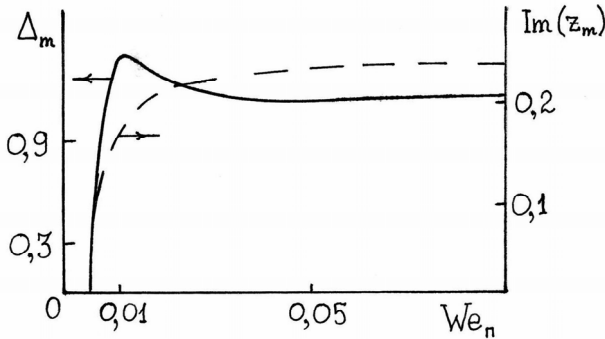


Рис. 4. Зависимости $\Delta_m(We_{\Pi})$ и $Im(z_m(We_{\Pi}))$ доминантного возмущения градиентной неустойчивости.

Описанные закономерности поведения возмущений градиентной гидродинамической неустойчивости позволяют получить дифференциальное уравнение изменения массы капли в скоростных потоках, что будет сделано во второй части сообщения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kauffman C.W., Nicholls J.A. Shock wave ignition of liquid fuel drops // *AIAA Journ.* 1971. Vol. 9. No 7. P. 880-885.
2. Williams F.A. Atomization processes and ignition criteria for supersonic combustion with liquid fuel injection // *Astron. Acta.* 1970. Vol. 15, No. 5-6. P. 547-557.
3. Reinecke W.G., Waldman G.D. Shock layer shattering of cloud drops in reentry flight. // *AIAA Paper.* 1975, No. 152. – 22 p.
4. Гири́н А.Г., Лейко Т.А. Дробление капель распыленного топлива в камерах сгорания дизелей с интенсивным движением воздушного заряда // *Физика аэродисперсных систем. Науч. сб.* – Одесса, 1996. – Вып. 35. С. 60-66.
5. Гельфанд Б.Е. Современное состояние и задачи исследований детонации в системе капли жидкости – газ / В кн. *Химич. физ. проц. горения и взрыва. Детонация* / АН СССР, ИХФ. Черноголовка. 1977. – С. 28-39.
6. Гири́н А.Г., Минакова Е.О. Взаимодействие взрывной ударной волны с пылевой завесой // *Вісник ОНМУ. Зб. наук. праць.* – Одеса, 2008. Вип. 25. С. 146-156.

7. Collins R., Charvat A.F. *The deformation and mass loss of liquid drops in a high speed flow of gas* // *Israel Journ. of technology*. 1971. Vol. 9. No.5. – P. 453-465.
8. Ranger A.A. *Shock wave propagation through two-phase medium.* // *Acta Astronaut.* 1972. Vol. 1. № 4-5. – P. 675-683.
9. Rabin E., Schallennmuller A.R., Lowhead R.B. *Displacement and shattering of propellant droplets.* AFOSR – TR – 60-75, 1960.
10. Борисов А.А., Гельфанд Б.Е., Натанзон М.С., Коссов О.М. *О режимах дробления капель и критериях их существования* // *ИФЖ*. 1981. Т. 40. – № 1. – С. 64-70.
11. Engel O.G. *Fragmentation of waterdrops in the zone behind an air shock* // *Jour. Res. Nat. Bureau of Stand.* 1958. Vol. 60. № 3. – P. 254-280.
12. Гельфанд Б.Е., Губин С.А., Козарко С.М. *Разновидности дробления капель в ударных волнах и их характеристики* // *ИФЖ*. 1974. Т. 27. – № 1. – С. 119-126.
13. Гирин А.Г. *Гидродинамическая неустойчивость и режимы дробления капель* // *ИФЖ*. 1985. Т. 48. – № 5. – С. 771-776.
14. *Зона реакции при детонации двухфазных смесей.* // А.А. Борисов, Б.Е. Гельфанд, С.А. Губин и др. // *ФГВ*. – 1970. № 3. – С. 374-385.
15. Асланов С.К. *Кинетика дробления жидких частиц в потоке газа и теория детонации аэрозоля* // *Докл. Национ. Акад. наук Украины*. 1997. – № 5. – С. 114-117.
16. Асланов С.К., Гирин А.Г. *Об основных факторах гидродинамической неустойчивости при моделировании процесса диспергирования в двухфазной детонации* // *Докл. АН Укр. ССР*. 1981. Сер А, физ.-мат. и техн. наук № 12. С. 25-28.
17. Гирин А.Г. *Абляция метеороида диспергированием плёнки расплава* // *Астроном. вестник*. 1992. Т. 26. – № 5. С. 85-93.
18. Girin A.G., Kopyt N. Kh. *Generation of fine aerosol as a dispersion of unstable fusion film of a ablating meteoroid* // *Journ. of Aerosol Sci.* 1994. – Vol. 25. – No. 7. – P. 1353-1357.
19. Асланов С.К., Гирин А.Г. *К построению теории детонации аэрозолей* // *ФГВ*. 1988. – № 4. – С. 101-109.
20. Гирин А.Г. *Разрушение капли в высокоскоростном потоке газа* // *ИФЖ*, 1990. – Т. 58. – № 3. – С. 518.
21. Ламб Г. *Гидродинамика*. – М.- Л.: Гостехиздат, 1947.

Надійшла 02.12.08

УДК 621.187.12:66.048

**В.Д. Бойко
А.В. Дорошенко
В.Х. Кириллов**

ВОЛНОВОЕ ТЕЧЕНИЕ ТОНКОГО СЛОЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ ПО НАКЛОННОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Для плёночных водоопреснителей характерно движение жидкости в виде тонкого слоя по вертикальной рабочей поверхности теплообменников. При качке корабля эти поверхности меняют свою вертикальную ориентацию. Показано, что волновой режим плёночного течения является более устойчивым, нежели ламинарный. Проведено исследование волн максимального роста. В линейном приближении определены волновые характеристики нейтральных волн малой амплитуды. Показано, что наклон рабочей поверхности не сказывается на устойчивости волнового режима, исключения составляют поверхности с малым относительно горизонтали уклоном.

Для плівкових водопріснювачів характерний рух рідини у вигляді тонкого шару по вертикальній робочій поверхні теплообмінників. При хитавищі корабля ці поверхні міняють свою вертикальну орієнтацію. Показано, що хвильовий режим плівкового плину є більше стійким, ніж ламинарний. Проведено дослідження хвиль максимального росту. У лінійному наближенні визначені хвильові характеристики нейтральних хвиль малої амплітуди. Показано що нахил робочої поверхні не позначається на стійкості хвильового режиму, виключення становлять поверхні з малим щодо горизонталі ухилом.

For film water distiller the movement of a liquid as a thin layer on a vertical working surface head-exchanger is characteristic. With roll of the ship these surfaces change the vertical orientation. It is shown, that the wave mode film current is steadier, than laminar. The research of waves of the maximal growth is carried out. In linear approximation the wave characteristics of neutral waves of small amplitude are determined. It is shown, that the inclination of a working surface has no an effect for stability of a wave mode, the exception is made by surface with small concerning a horizontal inclination.

Ключевые слова: плёночный водоопреснитель, испаритель, конденсатор, устойчивость ламинарного течения, волны максимального роста, нейтральные волны.

© Бойко В.Д., Дорошенко А.В., Кириллов В.Х., 2009

Адиабатические плёночные опреснители получили в последнее время широкое применение на многих судах. Габариты, вес и стоимость таких опреснителей оказываются меньше кипящих испарителей той же производительности и при тех же параметрах первичного и вторичного пара [1]. Принципиальная схема плёночной опреснительной установки показана на рис. 1.

Испаритель и конденсатор водоопреснителя выполнены в виде вертикального кожухотрубного теплообменника.

В испарителе греющим теплоносителем является первичный пар, движущийся в межтрубном пространстве. Забортная вода подаётся в верхнюю часть вертикальных труб испарителя. С помощью водорапредельного устройства морская вода в виде плёнки движется по внутренней поверхности труб. По мере её движения происходит испарение влаги в поток вторичного пара с повышением влагосодержания последнего.

В конденсаторе охлаждающим теплоносителем является забортная вода. Вторичный пар из испарителя поступает в верхнюю часть трубной доски. По мере движения этого газового потока происходит конденсация влаги на внутренней поверхности труб. Стекающий конденсат – дистиллят накапливается в поддоне конденсатора.

Основные уравнения

Плёночное течение жидкости по внутренней поверхности круглых труб кожухотрубных теплообменников (рис. 1) при качке корабля моделируется как течение тонкого слоя вязкой жидкости по наклонной поверхности.

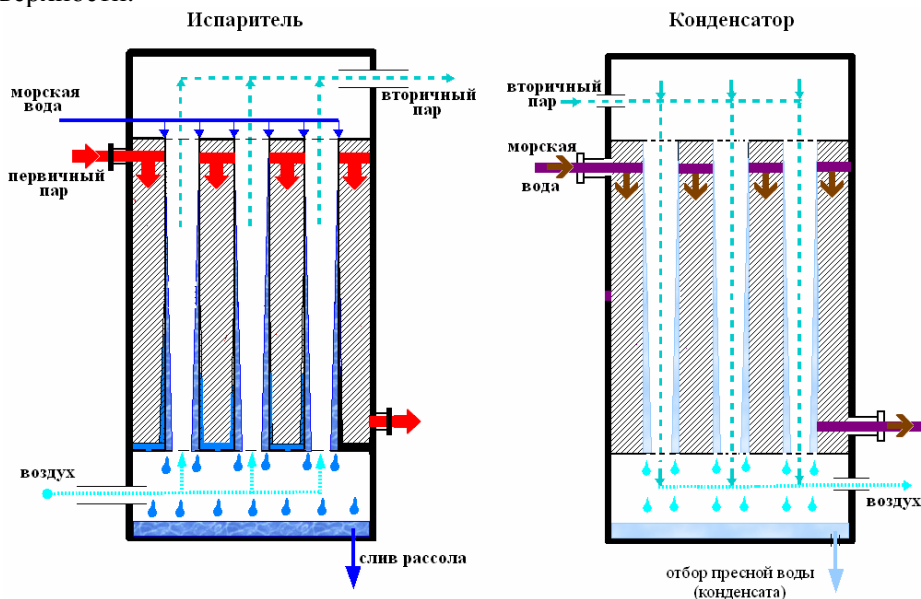


Рис. 1. Основные составляющие плёночной опреснительной установки кожухотрубного типа

Кривизной внутренней поверхности труб пренебрегаем, так как диаметр труб $\sim 8-10$ мм, а толщина плёнки жидкости $\sim 0,01-0,03$ мм.

Для описания движения тонкого слоя вязкой жидкости применяются уравнения пограничного слоя [2-4]:

- уравнения движения –

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g \sin \beta, \quad (1)$$
$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + g \cos \beta = 0$$

- уравнение неразрывности –

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \quad (2)$$

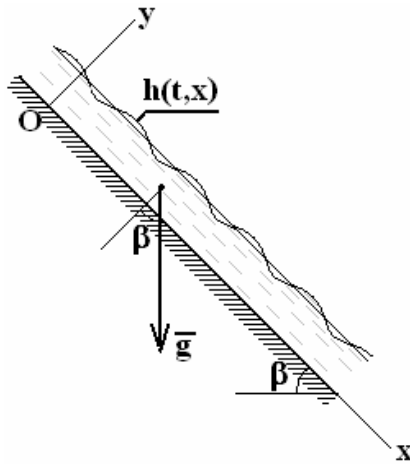


Рис. 2. Схема плёночного течения

Граничные условия:

на свободной поверхности при $y = h(t, x)$ имеют вид

$$v = \frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x}; \quad (3)$$

$$p + \sigma \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} = p_0; \quad (4)$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0. \quad (5)$$

Заметим, что (3) – это кинематическое условие, а (4), (5) – динамические условия (непрерывность нормальных и касательных напряжений).

На наклонной поверхности при $y = 0$ имеет место условие прилипания

$$u = v = 0. \quad (6)$$

В уравнениях (1)-(2) и граничных условиях (3)-(6) неизвестными функциями являются:

- компоненты скорости $u(t,x,y)$ (продольная скорость) и $v(t,x,y)$ (поперечная скорость), м/с;
- давление $p(t,x,y)$, Па;
- уравнение свободной поверхности $y = h(t,x)$ (локальная толщина плёнки жидкости, м).

Упростим исходную дифференциальную задачу (1)-(6).

Из уравнения неразрывности (2) определяем компоненту скорости $v(t,x,y)$

$$v = - \int_0^y \frac{\partial u}{\partial x} dy. \quad (7)$$

Из второго уравнения системы (1)

$$p(t,x,y) = -\rho g y \cos \beta + f(x).$$

Из условия непрерывности нормальных напряжений (4) на свободной поверхности $y = h(t,x)$ имеет место соотношение

$$p(t,x,y) = -\sigma \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + p_0 = -\rho g h \cos \beta + f(x),$$

($p_0 = \text{const}$ – давление со стороны газа на свободной поверхности) откуда следует, что

$$f(x) = \rho g h \cos \beta - \sigma \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + p_0.$$

Таким образом, искомое распределение давления при волновом режиме течения определяется следующим соотношением

$$p(t, x, y) = -\sigma \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + \rho g (h - y) \cos \beta + p_0 \quad (8)$$

Получив из (8) соотношение

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\sigma \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} + \rho g \frac{\partial h}{\partial x} \cos \beta,$$

в результате первое уравнение системы (1) с учётом предыдущего соотношения и формулы (7) запишем в виде

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} - \int_0^y \frac{\partial u}{\partial x} dy \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\sigma}{\rho} \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - g \frac{\partial h}{\partial x} \cos \beta + g \sin \beta. \quad (9)$$

Уравнение (9) – это интегро-дифференциальное уравнение относительно функций $u(t, x, y)$ и $h = h(t, x)$.

Из кинематического условия при $y = h(t, x)$ с учётом соотношения (7), имеем

$$\frac{\partial h}{\partial t} + u \frac{\partial h}{\partial x} + \int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} dy = 0.$$

Введём новую неизвестную функцию

$$q(t, x) = \int_0^h u dy. \quad (10)$$

Величина q представляет собой расход жидкости, приходящийся на единицу ширины плёнки.

Тогда кинематическое условие на свободной поверхности приобретает простейший вид

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial x} = 0. \quad (11)$$

При этом математическая модель волнового плёночного течения по наклонной поверхности определяется следующей системой уравнений

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} - \int_0^y \frac{\partial u}{\partial x} dy \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\sigma}{\rho} \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - g \frac{\partial h}{\partial x} \cos \beta + g \sin \beta,$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial x} = 0, \quad q(t, x) = \int_0^h u dy. \quad (12)$$

$$u = 0, \quad \text{при } y = 0.$$

Предполагая параболическое распределение продольной составляющей скорости

$$u(t, x, y) = \frac{3q}{h} \left(\frac{y}{h} - \frac{1}{2} \frac{y^2}{h^2} \right), \quad (13)$$

подставим (13) в первое уравнение системы (12) и усредним его по толщине слоя жидкости от $y = 0$ до $y = h(t, x)$. В результате система (12) приводится к двум дифференциальным уравнениям относительно неизвестных функций $q = q(t, x)$ и $h = h(t, x)$

$$h^2 \frac{\partial q}{\partial t} + 2,4qh \frac{\partial q}{\partial x} - 1,2q^2 \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\sigma}{\rho} h^3 \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} - 3\nu q - g h^3 \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cos \beta - \sin \beta \right), \quad (14)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial x} = 0. \quad (15)$$

Для ламинарного безволнового режима течения

$$h = h_0 - \text{const}, \quad q = q_0 - \text{const}. \quad (16)$$

Из (14) при этом следует

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{3\nu q_0}{g \sin \beta}}. \quad (17)$$

Получена известная формула Нуссельта для толщины ламинарного слоя при известном расходе q_0 , м²/с жидкости.

Устойчивость ламинарного безволнового плёночного течения по наклонной поверхности

Проведём исследование устойчивости ламинарного режима течения (16), (17).

Пусть на свободной поверхности безволнового течения (16)-(17) возникает малое возмущение в виде бегущей волны

$$h = h_0(1 + \varphi), \quad (18)$$

где $\varphi < 1$ и $\varphi = \varphi(kx - \omega t) = \varphi(k(x - ct))$ (k – волновое число, 1/м; ω – частота возмущений, 1/с; c – фазовая скорость волны, м/с).

Эволюция возмущения φ должна определяться из системы уравнений (14)-(15).

Искомые функции $q = q(t, x)$ и $h = h(t, x)$ согласно (18) определяются в виде бегущей волны

$$\begin{aligned} h &= h(kx - \omega t) = h(\xi), \\ q &= q(kx - \omega t) = q(\xi). \end{aligned}$$

Уравнение (15) допускает интегрирование и его решение есть

$$q = ch + q_0 - ch_0 = ch + z, \quad (19)$$

где $c = \omega/k$ – скорость волны; $z = q_0 - ch_0$ (*const*).

Подставляя (19) в уравнение (14), находим

$$\begin{aligned} h^2 c \frac{\partial h}{\partial t} + 2,4 h q c \frac{\partial h}{\partial x} - 1,2 (ch + q_0 - ch_0)^2 \frac{\partial h}{\partial x} = \\ = h^3 \frac{\sigma}{\rho} \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} - 3\nu (ch + q_0 - ch_0) - gh^3 \frac{\partial h}{\partial x} \cos \beta + g \sin \beta \end{aligned}$$

или, учитывая, что

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\omega \frac{\partial h}{\partial \xi}, \quad \frac{\partial h}{\partial x} = k \frac{\partial h}{\partial \xi}, \quad \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} = k^3 \frac{\partial^3 h}{\partial \xi^3},$$

получаем следующее обыкновенное дифференциальное уравнение третьего порядка относительно свободной поверхности $h = h(\xi)$

$$\begin{aligned} \frac{\sigma}{\rho} k^3 h^3 h''' + (c\omega h^2 - 2,4 h q c k + 1,2 q^2 k - g h^3 k \cos \beta) h' \\ - 3\nu (ch + q_0 - ch_0) + gh^3 \sin \beta = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

Из (20) для возмущения φ свободной поверхности $h = h_0(1 + \varphi)$ с точностью до членов второго порядка малости $O(\varphi^2)$ получим

$$\frac{\sigma}{\rho} k^3 h_0^4 \varphi''' + k h_0 (c^2 h_0^2 - 2,4 h_0 q_0 c + 1,2 q_0^2 - g h_0^3 \cos \beta) \varphi' -$$

$$- 3\nu (c h_0 (1 + \varphi) + q_0 - c h_0) + g h_0^3 (1 + \varphi)^3 \sin \beta = 0$$

Учитывая (17), предыдущее уравнение становится однородным

$$\frac{\sigma}{\rho} k^3 h_0^4 \varphi''' + k h_0 q_0^2 \left(c^2 \frac{h_0^2}{q_0^2} - 2,4 c \frac{h_0}{q_0} + 1,2 - \frac{g \cos \beta}{q_0^2} \frac{3\nu q_0}{g \sin \beta} \right) \varphi' -$$

$$- 3(\nu c h_0 - g \sin \beta \frac{3\nu q_0}{g \sin \beta}) \varphi = 0$$

Введём обозначения безразмерных величин

$$k_1 = k h_0, \quad c_1 = c \frac{h_0}{q_0}, \quad We = \frac{\sigma h_0}{\rho q_0^2} - \text{число Вебера,}$$

$$Re = \frac{q_0}{\nu} - \text{число Рейнольдса.}$$

Предыдущее уравнение в безразмерной форме представится в виде

$$We k_1^3 \varphi''' + k_1 \left(c_1^2 - 2,4 c_1 + 1,2 - \frac{3}{Re} ctg \beta \right) \varphi' - \frac{3}{Re} (c_1 - 3) \varphi = 0. \quad (21)$$

Решение данного уравнения ищем в виде малого по амплитуде длинноволнового возмущения

$$\varphi(t, x) = \alpha \exp(ik(x - ct)), \quad (\alpha < 1, k h_0 < 1). \quad (22)$$

Положим $c_1 = c_{re} + i c_{im}$, т.е.

$$\varphi(t, x) = \alpha \exp(k c_{im} t) \exp(ik(x - c_{re} t)),$$

где $k c_{im} = \gamma$ – временной инкремент колебаний. Если $k c_{im} < 0$, то возмущение φ с течением времени стремится к нулю, в противном случае, когда $k c_{im} > 0$, возмущение φ растёт со временем и безволновой ламинарный режим течения в этом случае неустойчив.

Представим возмущение φ через безразмерные переменные

$$\varphi(t, x) = \alpha \exp(ik(x - ct)) = \alpha \exp(ik_1(x_1 - c_1 t_1)),$$

где $x_1 = \frac{x}{h_0}$, $k_1 = k h_0$, $c_1 = c \frac{h_0}{q_0}$, $t_1 = \frac{q_0}{h_0^2} t$.

Подставим предыдущее выражение в уравнение (21)

$$-iWek_1^3 + ik_1 \left(c_1^2 - 2,4c_1 + 1,2 - \frac{3}{Re} ctg\beta \right) - \frac{3}{Re} (c_1 - 3) = 0.$$

Положим здесь $c_1 = c_{re} + i c_{im}$

$$-iWek_1^3 + ik_1 \left(c_{re}^2 + 2c_{re}c_{im}i - c_{im}^2 - 2,4(c_{re} + c_{im}i) + 1,2 - \frac{3}{Re} ctg\beta \right) - \frac{3}{Re} (c_{re} + ic_{im} - 3) = 0.$$

Разделив действительную и мнимую части, получим следующие дисперсные соотношения

$$-2k_1 c_{im} (c_{re} - 1,2) - \frac{3}{Re} (c_{re} - 3) = 0, \quad (23)$$

$$-Wek_1^3 + k_1 \left(c_{re}^2 - c_{im}^2 - 2,4c_{re} + 1,2 - \frac{3}{Re} ctg\beta \right) - \frac{3}{Re} c_{im} = 0. \quad (24)$$

Из соотношения (23) определяем временной инкремент

$$\gamma = k_1 c_{im} = -\frac{3}{2} \frac{1}{Re} \frac{c_{re} - 3}{c_{re} - 1,2}. \quad (25)$$

Условие устойчивости $kc_{im} < 0$ выполняется если

$$0 < c_1 < 1,2 \quad \text{и} \quad c_1 > 0,3. \quad (26)$$

Если же $1,2 < c_1 < 3$, то ламинарное безволновое течение (16)-(17) неустойчиво ($kc_{im} > 0$), причём эта неустойчивость является не абсолютной, а конвективной, т.е. амплитуда возмущения экспоненциально растёт со временем вниз по потоку.

Из соотношения (24) следует

$$-Wek_1^4 + k_1^2 \left(c_{re}^2 - 2,4c_{re} + 1,2 - \frac{3}{Re} ctg\beta \right) - k_1 c_{im} \left(k_1 c_{im} + \frac{3}{Re} \right) = 0,$$

Учитывая (25) и полагая $c_{re} = c_1$, получим биквадратное уравнение относительно волнового числа k_1

$$We k_1^4 + k_1^2 \left(c_1^2 - 2,4c_1 + 1,2 - \frac{3}{Re} ctg\beta \right) - \frac{9(c_1 - 3)(c_1 + 0,6)}{4Re^2 (c_1 - 1,2)^2} = 0,$$

Отсюда, учитывая, что $k_1 > 0$, находим

$$k_1^2 = \frac{1}{2We} \left(c_1^2 - 2,4c_1 + 1,2 - \frac{3}{Re} ctg\beta \right) \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{9We}{Re^2} \frac{(c_1 - 3)(c_1 + 0,6)}{(c_1^2 - 2,4c_1 + 1,2 - \frac{3}{Re} ctg\beta)^2 (c_1 - 1,2)^2}} \right). \quad (27)$$

Для нейтральной волны ($\gamma = k_1 c_{im} = 0$)

$$c_1 = 3, \quad k_1 = \sqrt{\frac{3}{We} \left(1 - \frac{ctg\beta}{Re} \right)}. \quad (28)$$

На рис. 3, 4 изображены дисперсные кривые $c_1 = c_1(k_1)$ согласно соотношению (27) при различных значениях чисел Рейнольдса ($Re = 20, 50$) и углов наклона ($\beta = 30^\circ, 90^\circ$).

На рис. 3 когда $\beta = 30^\circ$ для воды: при $Re = 20$ $We = 41,6279$

γ_{max} при $c_1 = 2,435$; при $Re = 50$ $We = 9,0396$ γ_{max} при $c_1 = 2,03$.

На рис. 4 когда $\beta = 90^\circ$ для воды: при $Re = 20$ $We = 33,0401$

γ_{max} при $c_1 = 2,339$; при $Re = 50$ $We = 7,1748$ γ_{max} при $c_1 = 1,97$.

Дисперсные кривые для растущих волн ($1,2 < c_1 < 3$) имеют точки минимума фазовой скорости c_1 , эти точки соответствуют максимальным значениям инкремента γ .

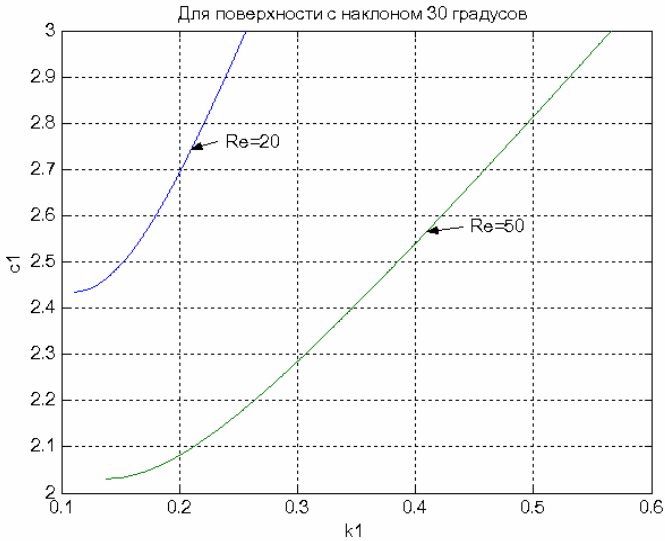


Рис. 3. Дисперсные кривые для угла наклона $\beta = 30^\circ$

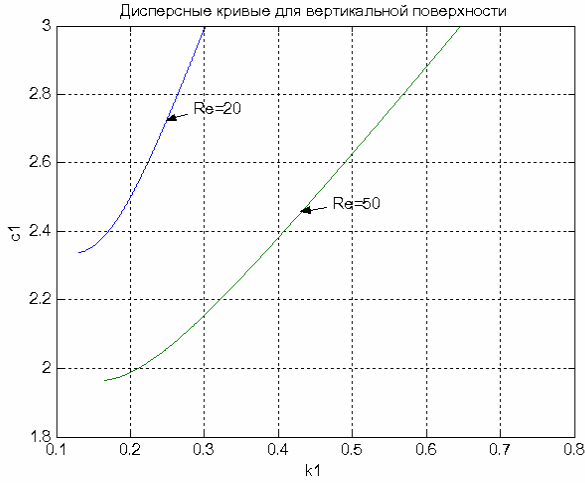


Рис. 4. Дисперсные кривые для угла наклона $\beta = 90^\circ$

Волны максимального роста

Согласно линейным теориям неустойчивости волны, наблюдаемые на опыте вблизи линии волнообразования, должны соответствовать волнам максимального роста (имеющим максимальный инкремент), это удовлетворительно подтверждается экспериментами по исследованию естественно возникающих волн [4] на поверхности слоя жидкости, текущей по наклонной поверхности.

Волны максимального роста в области потери устойчивости ($1,2 < c_1 < 3$) имеют наибольший амплитудный инкремент γ , при этом как показывает анализ выражения (25) максимум инкремента соответствует минимуму фазовой скорости c_1 . Для определения характеристик волн максимального роста необходимо решить задачу нелинейного программирования для целевой функции

$$\gamma = -\frac{3}{2} \frac{1}{Re} \frac{c_{re} - 3}{c_{re} - 1,2} \longrightarrow \max$$

при наличии ограничений:

- дисперсное соотношение (27);
- $1,2 < c_1 < 3$;
- $k_1 > 0$.

Можно показать, что данная задача с учётом условия экстремума

$$\frac{\partial c_1}{\partial k_1} = 0 \text{ сводится к решению уравнения}$$

$$9We(c_1 - 3)(c_1 + 0,6) + Re^2 \left(c_1^2 - 2,4c_1 + 1,2 - \frac{3}{Re} \text{ctg}\beta \right)^2 (c_1 - 1,2)^2 = 0 \quad (29)$$

относительно фазовой скорости c_1 .

Волновое число k_1 и длина волны λ_1 определяются по формулам

$$k_1^2 = \frac{1}{2We} \left(c_1^2 - 2,4c_1 + 1,2 - \frac{3}{Re} \text{ctg } \beta \right), \quad (30)$$

$$\lambda_1 = \frac{2\pi}{k_1}. \quad (31)$$

Таким образом, сводка формул (29) – (31) описывает все характеристики максимально растущих волн по известным значениям Re , We и угла наклоны поверхности β , по которой происходит течение плёнки жидкости.

На рис. 5, 6 представлены зависимости характеристик c_1 и k_1 для волн максимального роста от числа Рейнольдса при углах наклона $\beta = 45^\circ$ и 90° .

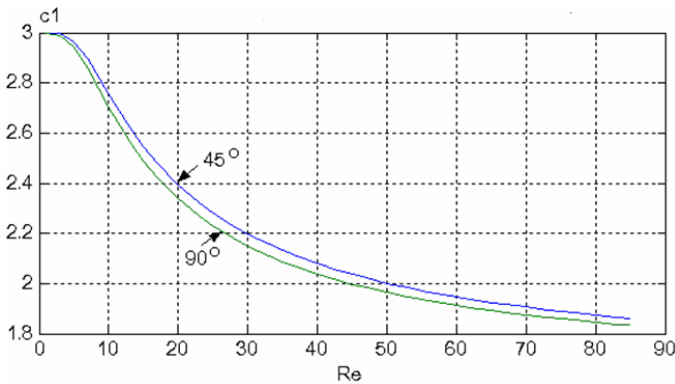


Рис. 5. Фазовая скорость волны максимального роста при углах наклона $\beta = 45^\circ, 90^\circ$

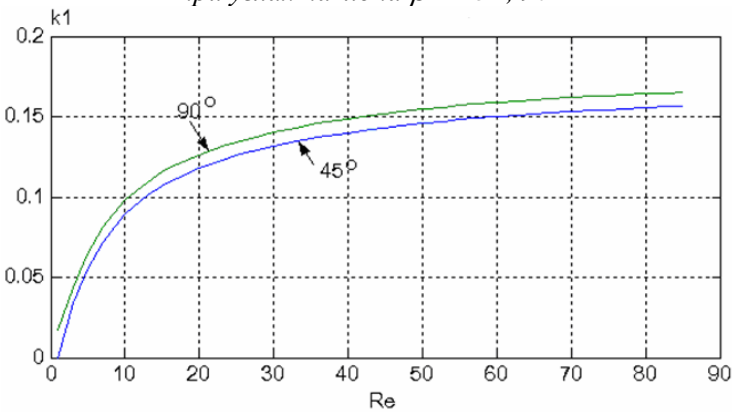


Рис. 6. Волновое число волны максимального роста при углах наклона $\beta = 45^\circ, 90^\circ$

Нейтральные волны

Для нейтральных волн ($c_1 = 3$) малой амплитуды уравнение (21) для возмущения $\varphi = \varphi(k_1(x_1 - c_1 t_1))$ приобретает вид

$$We k_1^2 \varphi''' + 3 \left(1 - \frac{ctg \beta}{Re}\right) \varphi' = 0, \quad (32)$$

периодическое решение данного уравнения

$$\varphi = \alpha \sin(k_1 x_1 - 3t_1), \quad (33)$$

где $k_1 = \sqrt{\frac{3}{We} \left(1 - \frac{ctg \beta}{Re}\right)}$.

Незатухающий характер волн на стекающей по наклонной поверхности вязкой жидкости свидетельствует о том, что эти волны поддерживаются за счёт работы силы тяжести, приводящей в движение тонкий слой жидкости. Исключения составляют углы наклона β , для которых

$$\beta = \text{arcctg}(Re), \quad (34)$$

в этом случае периодическое решение (32) отсутствует.

Амплитуда волны (33) незатухающего режима должна определяться из условия, что диссипируемая энергия при волновом движении компенсируется работой силы тяжести.

Диссипируемая энергия, отнесённая к единице длины движущейся плёнки, равна

$$-\frac{\partial E}{\partial t} = \mu \int_0^h \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 dy = \mu \frac{3q^2}{h^3}.$$

Усредняя последнее выражение по длине волны, имеем

$$-\overline{\frac{\partial E}{\partial t}} = \frac{\mu}{\lambda} \int_0^\lambda \frac{3q^2}{h^3} dx.$$

Средняя работа силы тяжести на единицу длины плёнки равна

$$\overline{W} = \rho g \sin \beta \cdot q_0,$$

где q_0 – расход жидкости в сечении h_0 .

Так как диссипируемая энергия волнового движения компенсируется работой силы тяжести $-\frac{\partial E}{\partial t} = \overline{W}$, то $\frac{3\mu}{\lambda} \int_0^\lambda \frac{q^2}{h^3} dx = \rho g \sin \beta q_0$.

Выражая левую часть предыдущего соотношения через безразмерные переменные, имеем

$$\frac{3\mu}{2\pi} \frac{q_0^2}{h_0^3} \int_0^{2\pi} \frac{(1+c_1\varphi)^2}{(1+\varphi)^3} d\xi_1 = \rho g \sin \beta q_0,$$

откуда

$$h_0^3 = \frac{3\nu q_0}{g \sin \beta} \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{(1+c_1\varphi)^2}{(1+\varphi)^3} d\xi_1 = \frac{3\nu q_0}{g \sin \beta} \Phi(\alpha). \quad (35)$$

Выражение (35) служит для определения амплитуды α незатухающих волн. Для нахождения α будем следовать методу Капицы [2], привлекая качественные соображения об устойчивости волн. Именно, величина Φ должна иметь минимально возможное значение. Если $\Phi(\alpha)$ минимально, то баланс диссипируемой энергии и работы сил тяжести будет выполнен при наименьшей толщине h_0 стекающей плёнки. Минимальное значение средней толщины h_0 отвечает минимальной потенциальной энергии плёнки в поле силы тяжести и наиболее устойчивому (при данном расходе жидкости q_0) режиму течения.

Определим минимум функции $\Phi(\alpha)$

$$\Phi(\alpha) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{(1+c_1\varphi)^2}{(1+\varphi)^3} d\xi = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1+2c_1\alpha \sin \xi + c_1^2 \alpha^2 \sin^2 \alpha}{(1+\alpha \sin \xi)^3} d\xi,$$

Учитывая, что $\alpha < 1$, представим выражение $\frac{1}{(1+\alpha \sin \xi)^3}$ в виде

разложения в ряд по малому параметру α . С точностью до членов четвёртого порядка малости получим

$$\frac{1}{(1+\alpha \sin \xi)^3} = 1 - 3\alpha \sin \xi + 6\alpha^2 \sin^2 \xi - 10\alpha^3 \sin^3 \xi + 15\alpha^4 \sin^4 \xi.$$

Тогда

$$\Phi(\alpha) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (1 + 2c_1\alpha \sin \xi + c_1^2\alpha^2 \sin^2 \xi) (1 - 3\alpha \sin \xi + 6\alpha^2 \sin^2 \xi - 10\alpha^3 \sin^3 \xi + 15\alpha^4 \sin^4 \xi) d\xi,$$

т.е. $\Phi(\alpha) = 1 + \frac{1}{2}(6 - 6c_1 + c_1^2)\alpha^2 + \frac{3}{8}(15 - 20c_1 + 6c_1^2)\alpha^4.$

Условие минимума $\frac{\partial \Phi}{\partial \alpha} = 0, \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \alpha^2} > 0$ даёт

$$\alpha^2 = -\frac{2(6 - 6c_1 + c_1^2)}{3(15 - 20c_1 + 6c_1^2)}. \quad (36)$$

Для линейных гармонических колебаний (33) фазовая скорость $c_1 = 3$, поэтому амплитуда волны равна $\alpha = 0,4714$.

При этом $\Phi(\alpha) = 0,8331$.

Таким образом, средняя по длине волны толщина плёнки \tilde{h}_0 при волновом течении меньше, чем при ламинарном безволновом режиме \bar{h}_0 и определяется соотношением

$$\tilde{h}_0 = 0,94\bar{h}_0, \quad (37)$$

где $\bar{h}_0 = \sqrt[3]{\frac{3\nu q_0}{g \sin \beta}}$ – толщина слоя жидкости при ламинарном течении, определяемая по формуле (17).

ЛИТЕРАТУРА

1. Коваленко В.Ф., Лукин Г.Я. Судовые водоопреснительные установки. Л.: Судостроение, 1970. – 304 с.
2. Капица П.Л. Волновое течение тонких слоёв жидкости // ЖЭТФ. – 1948. Т. 18. – Вып. 1. – С. 3-28.
3. Шкадов В.Я. Волновые режимы течения тонкого слоя вязкой жидкости // Изв. АН СССР. Мех. жидкости и газа. – 1967. – № 1. – С. 43-51.
4. Накоряков В.Е., Покусаев Б.Г., Штейбер И.Р. Волновая динамика газо- и парожидкостных сред. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 248 с.

Надійшла 24.12.08

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА СЕПАРАЦИОННОГО УЗЛА ДЛЯ СУДОВ ДНОУГЛУБИТЕЛЬНОГО ФЛОТА

Показана необходимость создания судового узла сепарации для разделения двухфазного потока на воду и твердую фазу. Предложено новое техническое решение и дано математическое описание процесса гидродинамического разделения.

Показана необхідність розробки судового вузла сепарації для розділення двофазного потоку на воду та тверду фазу. Запропоновано нове технічне рішення та приведено математичний опис процесу гідродинамічного розділення.

There was shown a necessity to create ship unit for two-phase flow separation onto liquid and solid phases. New technical solution was offered and developed mathematical description of fluid-dynamics separation process.

Ключевые слова: гидродинамическая сепарация, двухфазный поток.

Практика эксплуатации судов дноуглубительного флота показывает, что, несмотря на высокий уровень их комплектации, остается большой перечень нерешенных проблем, которые связаны с технологической схемой выборки и транспортировки грунта.

В практике эксплуатации земснарядов отделение и подъем грунта с уровня дна выполняется с помощью гидравлических грунтозаборных устройств, черпаковой техники и различных узлов, работающих на принципах механико-силового разрушения грунта (взрыв, удары свай и т.п.) с его последующей эжекцией.

При производстве дноуглубительных работ в совокупности с земснарядами часто используются суда вспомогательного флота для доставки (как своим ходом, так и буксировкой) выбранного земснарядом грунта к месту его последующей свалки.

Вторым вариантом транспортировки грунта к карте намыва является технологическая схема, подразумевающая складирование грунта на берегу. В этом случае для доставки вынимаемого грунта к месту его последующего складирования (рефулирования) используются магистральный и разливной трубопроводы. Следует отметить, что рефулирование грунта с технологической и экономической точек зрения является более эффективным по сравнению с доставкой грунта судами.

Процесс транспортирования осуществляется постоянно, а не периодически, что автоматически сокращает время проведения дноуглубительных работ. Единственным недостатком рефулирования является система ограничений, связанная с волнением и размером грунтовых включений (до 100 мм) в транспортируемой пульпе.

Во время проведения дноуглубительных работ одной из основных является проблема отделения воды от грунта. В условиях эксплуатации судовых земснарядов данная проблема важна как с экономической, так и технологической точек зрения. В связи с этим необходимо выполнить ряд теоретических и экспериментальных исследований, позволяющих получить новое техническое решение проблемы модернизации узлов сепарации грунта от воды на судах дноуглубительного флота.

Приоритетным направлением в ходе технического решения рассматриваемой проблемы является использование на судах дноуглубительного флота нового технологического оборудования. Как вариант реализации такого подхода при проведении исследовательских работ был разработан гидродинамический узел отделения воды от рефулируемого грунта. Общая схема предлагаемой сепарационной установки показана на рис. 1.

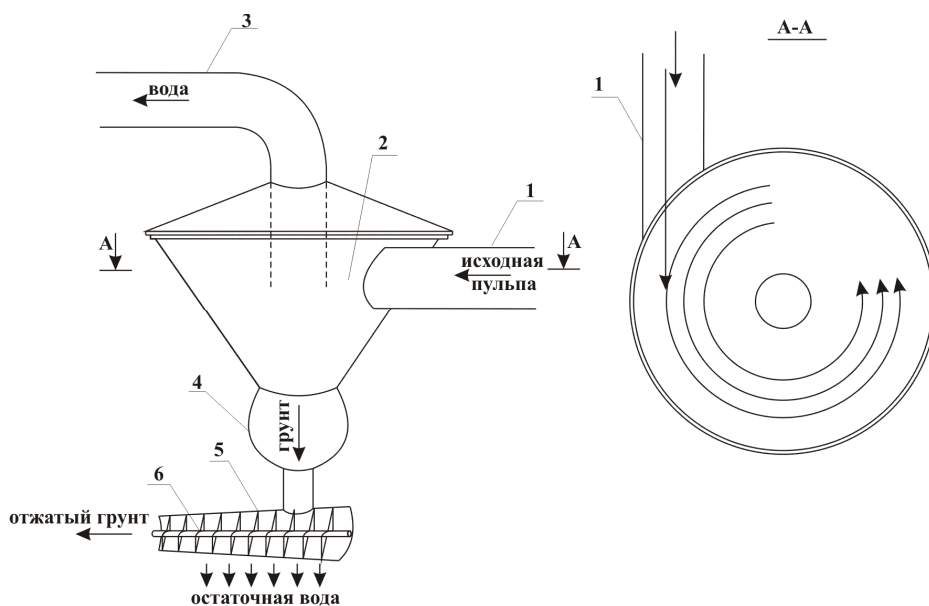


Рис. 1. Гидродинамический узел сепарации пульпы

Как видно из рисунка, узел работает на принципе использования гидродинамических особенностей движения многофазного потока. Транспортируемая по подводному трубопроводу 1 пульпа попадает в конусную камеру узла сепарации 2. За счет тангенциального подвода исходной пульпы происходит закрутка потока, в результате которой возникает его

плотностная стратификация. Более плотный грунт отбрасывается к конусным стенкам рабочей камеры 2, а в ее средней части вращается вода. Для ее отбора предусмотрена вертикальная установка отводящего трубопровода 3. В этом случае при отборе воды может быть достигнута ее оптимальная концентрации в сепарируемом грунте. В последующем уплотненный грунт через грунтоприёмник 4 за счет собственного веса поступает в узел механического отжима 5. Основным элементом этого узла является вращающийся на малых оборотах винт 6. В нижней части узла 5 предусмотрена установка поддона с перфорированной решеткой, через которую удаляется остаточная вода. За счет регулирования проходного рабочего сечения узла 5 и числа оборотов отжимного винта возможно управление главными характеристиками сепарационной установки – ее производительностью и степенью отжатия грунта, что в последующем неизменно приведет к повышению эффективности эксплуатации земснаряда. Устанавливаемые при ремонте судна узлы сепарации могут выступать единственными техническими устройствами, которые принципиально меняют стоимостные и технологические показатели проводимых судами дноуглубительных работ. При текущей эксплуатации транспортных систем судового землесоса разработанный гидромеханический узел сепарации обладает малым энергопотреблением.

С теоретической точки зрения рассматриваемый вариант сепарации грунта соответствует задаче о движении вращающегося двухфазного потока с частичным отбором твердой фазы. В самом первом приближении такая гидродинамическая задача соответствует стоку и предварительная оценка получаемого поля течения может выполняться на основании известных результатов [1; 3]. В сферической системе координат выражение для функции тока стока возможно получить интегрируя уравнения

$$\left. \begin{aligned} V_R &= -\frac{Q}{4\pi R^2} = -\frac{I}{R^2 \sin\theta} \frac{\partial\psi}{\partial\theta} \\ V_\theta &= 0 = \frac{I}{R \sin\theta} \frac{\partial\psi}{\partial R} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

в результате чего

$$\psi = -\frac{Q}{4\pi} (1 - \cos\theta) \quad (2)$$

Поскольку следует учесть вязкость жидкой пульпы необходимо исследовать движение неньютоновского двухфазного (вода – грунт) потока. В этом случае используются такие уравнения:

- неразрывности

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho V) = 0 \quad (3)$$

- концентрации фазы

$$\rho \frac{\partial C_i}{\partial t} + \rho V \text{grad} C_i = -\text{div}(\rho C_i (V_i - V)) \quad (4)$$

- динамики в напряжениях для смеси (двух фаз)

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} = \rho F + \text{div} P - \sum_i^2 \text{div}(\rho_i (V_i - V)(V_i - V)) \quad (5)$$

В уравнениях (1)-(5) использованы следующие обозначения

$$\rho = \sum_i^2 \rho_i \quad \frac{\rho}{\rho_i} = C_i \quad \vec{V} = \frac{1}{\rho} \sum_i^2 \rho_i V_i$$

где i – индекс компоненты двухфазного потока; ρ – плотность; C – концентрация; V – скорость; F – главный вектор объемных сил; P – тензор напряжений.

Решение уравнений (3)-(5) предполагает проведение громоздких вычислений на основе численных методов математического анализа. Для более простой оценки можно использовать обычный силовой подход. Если рассматривать вращающуюся многофазную струю в терминах задачи об относительно покое частицы грунта во вращающейся жидкости (воде) то, как следует из рис. 2 главный вектор \vec{R} сил давления жидкости плотностью ρ на частицу объемом W , ограниченном поверхностью S , можно записать так

$$\vec{R} = -\int_W \rho g dW - \int_W \rho \omega^2 r dW = -F_a - \rho \omega^2 r_c W, \quad (6)$$

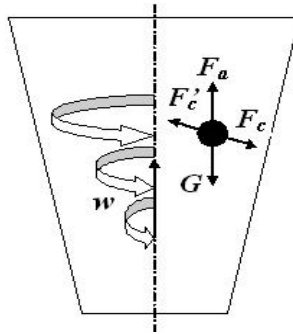


Рис. 2. Силы, действующие на грунт при вращении пульпы

где F_a – архимедова сила; r_c – радиус вектор, направленный по кратчайшему расстоянию от оси симметрии струи до центра тяжести вытесненного объема вращающейся частицы грунта.

При проведении расчетов величина r_c может приниматься равной расстоянию от оси струи до центра масс частицы.

Анализ формулы (6) показывает, что при вертикальной закрутке двухфазного потока, состоящего из воды и частиц грунта, главный вектор сил давления со стороны воды на частицы будет складываться из двух составляющих – архимедовой силы всплывания частиц грунта и дополнительной центростремительной силы, соответствующей притяжению тела к оси закрутки струи и равной

$$F'_c = -\rho w^2 r_c W = -Mw^2 r_c \quad (7)$$

где M – масса жидкости в вытесненном объеме частиц грунта, кг.

Как показано на рис. 2 аналогичная сила, но взятая с противоположным знаком является центробежной силой, а ее величина характеризует степень относительного равновесия частиц грунта, т.е.

$$F_c = -F'_c = \rho w^2 r_c W = Mw^2 r_c \quad (8)$$

Учитывая, что вес грунта равен $\vec{G} = Mg$, выражения (7)-(8) позволяют рассматривать равновесие частиц грунта в струе в зависимости от разности векторов приложенных к ним сил. К этим силам относят с одной стороны вес \vec{G} и центробежную силу F_c , а с другой стороны подъемную силу F_a и центростремительную силу F'_c . Разность этих двух пар сил равна

$$\vec{G} - F_a + (\rho_{zp} - \rho_e) w^2 W r_c = W (\rho_{zp} - \rho_e) (g + w^2 r_c), \quad (9)$$

где ρ_{zp} и ρ_e – соответственно плотность грунта и воды, кг/м³.

Анализ формулы (9) позволяет сделать однозначный вывод о поведении частиц грунта при их вращении с водой внутри циклона. В этом случае:

- если $\rho_{zp} > \rho_e$ то грунт опускается вниз и отбрасывается на периферию струи, т.е. движется к стенкам циклона;

- если $\rho_{zp} < \rho_e$ то грунт поднимается вверх, приближаясь при всплывании к оси вращения струи, т.е. к оси симметрии циклона.

На основании выполненных предварительных исследований можно сформулировать такие выводы:

1. В результате использования предложенного варианта гидродинамического узла сепарации, возможно существенно сократить общие эксплуатационные затраты любого судна дноуглубительного флота. Снижение величины концентрации воды в транспортируемой пульпе приведет к сокращению сроков проведения дноуглубительных работ, уменьшению рабочих ходов земснаряда и даст значительную экономию топлива потребляемого судном.

2. Предложенный узел сепарации по обезвоживанию грунта основан на использовании простого физического эффекта плотностной стратификации и характеризуется простотой эксплуатации, хорошей ремонтнопригодностью и невысокой стоимостью изготовления и монтажа.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Бородулин Я.Ф., Сущенко Б.Н. Дноуглубительный флот и дноуглубительные работы.* – М. Транспорт. 1973. – 432 с.
2. *Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Изд-во Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит-ры. М. 1973.* – 847 с.
3. *Егоров А.И. Гидравлика напорных трубчатых систем в водопроводных очистных сооружениях. / А.И. Егоров – М. Стройиздат. 1984.* – 95 с.
4. *Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. / Б.Т. Емцев – М. Машиностроение. 1987.* – 439 с.
5. *Корнилов Э.В. Элементы схем судовых технических средств. / Корнилов Э.В. – Одесса Феникс. 2004.* – 208 с.

Надійшла 10.12.08

ПОЛУНАТУРНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ СЖАТЫХ «ЖЕСТКИХ СВЯЗЕЙ»

Выполнен натурный эксперимент по исследованию поведения «жестких связей» при действии осевой сжимающей нагрузки. Представлен сравнительный анализ экспериментальных результатов с результатами, полученными по МКЭ. Дана критическая оценка действующих Правил Регистра в части определения несущей способности сжатых «жестких связей».

Виконан натурний експеримент по дослідженню поведінки «жорстке з'єднання» при дії осьового стискаючого навантаження. Представлен порівняльний аналіз експериментальних результатів з результатами, отриманими по МКЭ. Дана критична оцінка існуючих Правил Регістру в частині визначення несучої здатності стислих «жорстке з'єднання».

«Hard corners» behavior at axial compression loads action was experimental investigated. The results of experiment and FEM analyses were compared. The Rules of the Register in a part of the determination carrying abilities compressed «hard corners» critical estimation are given.

Ключевые слова: жесткие связи, критические напряжения, натурный эксперимент.

Термин «жесткие связи» (ЖС) традиционно используется при расчетах общей продольной прочности корпуса судна. ЖС – это элементы конструкции корпуса, которые не теряют устойчивости и прямолинейности при любых сжимающих нагрузках. Поведение ЖС при сжатии принято описывать диаграммой Прандтля (с/без учета упрочнения материала). Подразумевается, что критические напряжения ЖС равны пределу текучести материала, а несущая способность, ни в коей мере, не зависит от величины осевых деформаций. К категории ЖС относят конструкции или их узлы по критерию прочности, либо по их геометрическому месту в составе корпуса (т.н. угловые элементы). При расчетах несущей способности перекрытий, а также корпуса в целом, ЖС принято включать в расчет полной площадью без редуцирования. ЖС играют определяющую роль в обеспечении общей продольной прочности (ОПП) корпуса и требо-

вания к их геометрическим и прочностным характеристикам должны быть четкими и не вызывающими сомнений. Однако анализ отечественных и зарубежных методик определения ОПП показывает, что до настоящего времени в мировой практике не выработаны единые критерии определения качественных и количественных характеристик ЖС [1]. Очевидно, что проблема оценки несущей способности ЖС существует и требует дополнительных исследований.

Целью данной статьи является уточнение вопросов, связанных с определением прочностных характеристик сжатых ЖС. Материал статьи основан на результатах натурных и численных экспериментов.

Согласно существующим критериям, ЖС можно назвать любую конструкцию, имеющую критические напряжения сжатия, равные пределу текучести материала. Объектом исследования являются конструкции, имеющие прочностные характеристики жесткой связи. Применительно к пластинам, сжатым вдоль длинной стороны, к ЖС относят пластины, для которых выполняется следующее условие [3; 4; 6]:

$$\sigma_{\text{э}} > 1,6\sigma_T,$$

где $\sigma_{\text{э}}$ – эйлеровы напряжения пластины;

σ_T – предел текучести материала.

С целью проверки этого условия были выполнены испытания полунатурных моделей, при действии осевой сжимающей нагрузки.

На стадии предварительной проработки методики испытаний и конструктивного типа опытных моделей, соблюдались два основных критерия, позволяющих в дальнейшем осуществить корректный перенос результатов эксперимента на реальные конструкции:

- граничные условия и характер приложения нагрузок, должны моделировать сжатую конструкцию, находящуюся в составе корпуса;
- геометрические характеристики модели, должны быть близкими к существующим конструкциям.

Первый критерий удовлетворяется выбором конструктивного типа модели. Для моделирования пластины, находящейся в составе корпуса, использованы балки коробчатого сечения. Таким образом, узел пересечения перпендикулярных платин модели, является типичным для таких судовых конструкций, как узел стыковки ширстрека с палубным стрингером, листового рамного набора с обшивкой и т.п. Конструктивный чертеж моделей представлен на рис. 1, основные геометрические характеристики приведены в табл. 1.

Коробчатая балка является наиболее рациональной с позиции трудоемкости эксперимента, и качественно близкой к реальным судовым пластинам. Одним из определяющих геометрических параметров опытной модели, который удовлетворяет второму критерию, является толщина пластины.

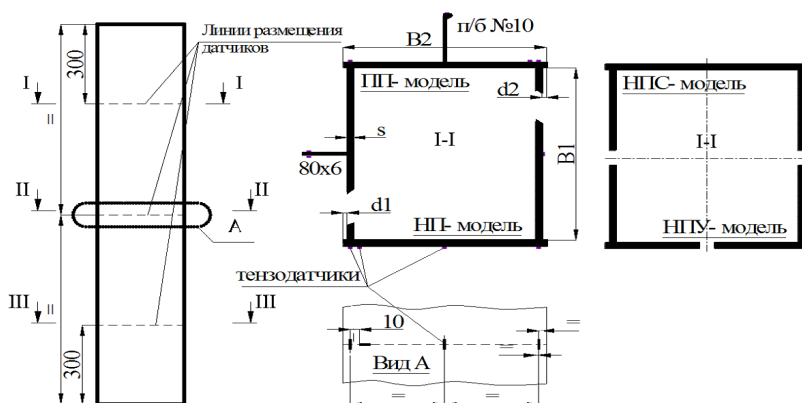


Рис. 1. Конструктивный чертеж моделей

В табл. 1 и табл. 2 приняты следующие сокращения:

$\sigma_{\varepsilon}^{nl} = 78,5(100t/b)^2 / \sigma_{срТ}$ – относительная величина эйлеровых напряжений пластины;

$\sigma_{\varepsilon}^{ржс} = (\pi^2 EJ_p / F_p \ell^2) / \sigma_{срТ}$ – относительная величина эйлеровых напряжений;

1) $\sigma_{\varepsilon}^I = E\pi^2 (b/a)^2 / 24 / \sigma_{срТ}$ – относительная величина эйлеровых напряжений, соответствующих эйлеровой форме потери устойчивости [5];

2) $\sigma_{\varepsilon}^{II} = E(t/b)^2 / (2(1+\nu)) / \sigma_{срТ}$ – относительная величина эйлеровых напряжений, соответствующих форме потери устойчивости с выпучиванием стенок профиля [5];

$\sigma_{кр}^{pc} = \sigma_{кр}^{pc} / \sigma_{срТ}$ – относительные критические напряжения, согласно [3, 4, 6];

$\sigma_{кр}^{Дж\ Ост} = 1 - 0,25 / \sigma_{\varepsilon}^{nl}$ – формула Джонсона-Остенфельда;

$\sigma_{кр}^{эксп}$ – относительная величина критических напряжений, полученных экспериментально.

Следует отметить, что большая часть лабораторных экспериментов по исследованию поведения сжатых конструкций в закритической стадии, была проведена на моделях, имеющих толщины, порядка 2-4 мм. Начальные несовершенства, неизбежные при изготовлении модели из тонких пластин, имеют величину, в долях толщины, гораздо большую, чем для модели из пластин, с толщиной, близкой к реальной. Например, для тонкой пластины, имеющей начальную погибь одного порядка с толщиной, эффекта сброса нагрузки не наблюдается, что позволяет пренебречь влиянием пластичности на предельную прочность [2].







Таблица 1

Характеристики испытанных моделей с толщиной 8-12 мм

№	Величина	Ед. изм.	Название модели								
			НП-8	НП-10	ИП-6	ИП-8	НПС-8	НПУ-10	НПУ-12	ИПК-8	
	Тип сечения	-									
1	L	мм	1437	1436	1437	1433	700	700	700	497	537
2	B1	мм	302.0	302.0	298.0	301.0	149.0	149.0	149.0	150.0	301.0
3	B2	мм	334.0	320.0	324.0	335.0	334.0	158.0	158.0	150.0	335.0
4	d1	мм	8.0	2.0	5.0	9.0	8.0	2.0	2.0	2.0	9.0
5	d2	мм	10.0	2.0	6.0	9.0	10.0	2.0	2.0	2.0	9.0
6	s	мм	8.0	10.0	6.0	8.0	8.0	10.0	10.0	12.0	8.0
7	F	см ²	104.4	126.1	109.4	128.3	103.4	124.9	124.9	79.2	128.3
8	$\sigma_{ср.г}$	МПа	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0
9	$\bar{\sigma}_3^{пл}$	-	1.86	2.88	4.18	7.44	-	13.0 ¹⁾ 1.2 ²⁾	13.0 ¹⁾ 1.2 ²⁾	26.2 ¹⁾ 1.7 ²⁾	4.18
10	$\bar{\sigma}_{кр}^{рс}$	-	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
11	$\bar{\sigma}_{кр}^{Дж.Ост}$	-	0.865	0.913	0.939	0.966	-	-	-	-	0.966

Таблица 2

Характеристики испытанных в [8] моделей с толщиной 2-4 м.

№	Величина	Название модели					
		US-1	US-2	US-4	US-5	LS-1	LS-7
	Тип сечения						
1	$\sigma_{ср\ T}$, МПа	352	363	451	399	363	363
2	$\sigma_{\varepsilon}^{пл}$	1.08	1.69	3.07	1.54	5.41	5.41
3	$\sigma_{\varepsilon}^{ржс}$	-	-	-	-	0.58	0.29
4	$\bar{\sigma}_{кр}^{рс}$	0.86	1	1	0.99	0.58	0.29
5	$\sigma_{кр}^{ДжОст}$	0.77	0.85	0.92	0.84	0.57	0.14
6	$\sigma_{кр}^{эксп}$	0.75	0.83	0.9	0.77	0.99	0.96

Вследствие этого, картины поведения тонкой и толстой пластин в закритической стадии кардинально различаются:

- в тонких пластинах развитие деформаций не сопровождается появлением трещин, которые, однако, всегда присутствуют в конструкциях корпуса, испытавших закритические нагрузки (например, при переломе корпуса);

- влияние фактора масштаба приводит к тому, что достичь величины деформаций, равной 100% (рис. 2), невозможно, в связи с нарушением целостности модели.

При переносе результатов подобных экспериментов на конструкции с реальными толщинами, приходится учитывать много факторов, в конечном итоге негативно сказывающихся на результатах в целом. Геометрические отклонения от проектных размеров, неизбежные при изготовлении модели, были измерены с точностью до $\pm 0,1$ мм. В табл 3 приведены величины максимальных начальных деформаций пластин для сечений, в которых располагались датчики (+f – прогиб пластины в направлении к оси симметрии модели). Форма начальной погиби носит плавный характер и вызвана действием остаточных сварочных напряжений (рис. 3). Разброс напряжений для смежных сторон модели, во время нагружения, составлял не более 30 МПа. Среднее значение предела текучести $\sigma_{ср\ T}$, принятое в расчетах, определено по результатам растяжения образцов, изготовленных из того же материала, что и модели.

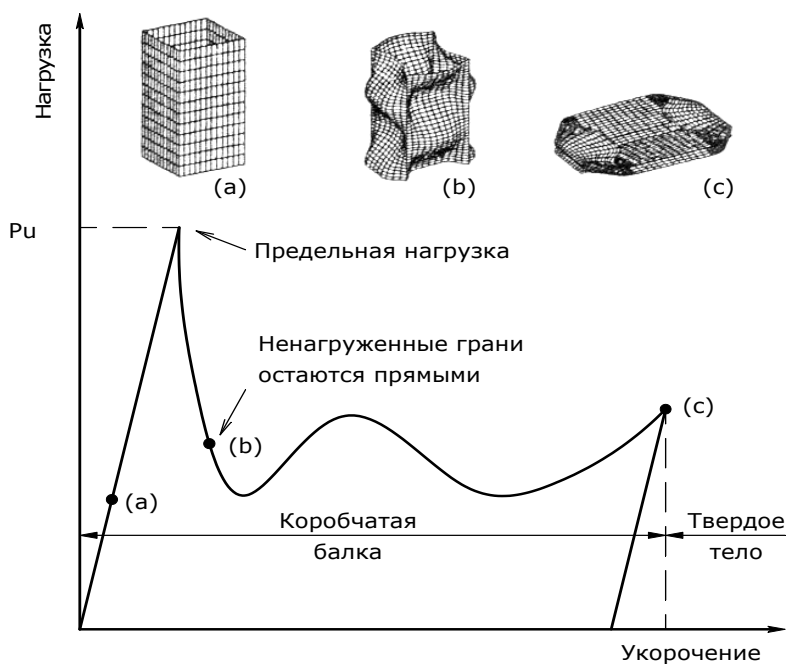


Рис. 2. Поведение тонкостенных ($t = 2-4\text{мм}$) коробчатых балок при сжатии

Таблица 3

Величины начальных деформаций моделей

№	Модель	Сторона	Величина начальной деформации по сечениям, мм					
			I-I		II-II		III-III	
			f	□	f	□	f	□
1	НП-8	A	0	-	0	-	0	-
		B	+0.5	-	+0.1	-	0	-
		C	0	-	0	-	0	-
		D	+0.3	-	0	-	0	-
2	НП-10	A	0	-	0	-	0	-
		B	0	-	0	-	+3.0	-
		C	0	-	0	-	0	-
		D	0	-	+1.7	-	+2.4	-
3	ПП-6	A	+0.8	-2.4	+1.0	+1.0	+2.2	-1.0
		B	+2.3	+1.0	+2.3	0.0	+2.6	-1.0
		C	+1.3	-2.4	+1.4	-0.9	+1.5	0.0
		D	+1.5	+2.8	+1.6	+0.0	+1.9	-1.2
4	ПП-8	A	+1.0	+0.0	+1.5	+1.6	+2.2	-2.1
		B	+2.0	+2.4	+1.8	+4.0	+1.8	+2.4
		C	+1.4	-1.4	+1.2	-2.3	+1.1	-1.4
		D	+2.5	+1.7	+2.2	0.0	+2.0	+1.7



Рис. 3. Тип начальных деформаций пластин и ребер

Нагружение моделей осуществлялось с помощью гидравлического пресса. Использование гидравлических машин, позволяет проследить поведение конструкции в закритической стадии, путем регулирования скорости перемещения рабочей части (конструктивное свойство механизма), искусственно растягивая во времени фазу перехода модели в пластическое состояние. Учитывая тот факт, что разрушение реальной судовой конструкции, находящейся под действием природных сил, происходит с высокой скоростью распространения деформаций, не исключено, что процесс перехода реальных конструкций в закритическую стадию качественно отличается от наблюдаемого в лабораторных условиях.

Натурные экспериментальные исследования поведения жестких пластин при осевом сжатии, были проведены в лаборатории ОНМУ. Для нагружения образцов использовался гидравлический пресс, развивающий нагрузку до 525 т. Рабочей частью пресса является нижняя опорная плита (рис. 4, дет. 4), верхняя траверса (рис. 4, дет. 1) во время работы закреплена жестко. Скорость нагружения образцов контролировалась вручную. В стадии, близкой к разрушению образца, она составляла ~ 1 т/сек.



Рис. 4 Общий вид модели ППК-8 на испытательном стенде

Для измерения деформаций пластин в процессе нагружения, использовались тензодатчики (сопротивление 200 Ом, база 5 мм), наклеенные по мостовой схеме, с использованием компенсаторов температурных деформаций. Для измерения укорочения модели применялись два типа измерительных устройств: устройство с использованием тензодатчиков с двойной чувствительностью моста, для измерения укорочений $\Delta L < 50$ мм (рис. 4, дет. 5) и обычная линейка с отвесом, для $\Delta L > 50$ мм (рис. 4, дет. 2). За точку отсчета, при измерении ΔL , принималась длина модели при действии сжимающей нагрузки $P = 5t$, что позволило избежать негативного влияния на точность измерений, возможных зазоров в механических частях пресса.

Для проведения численного эксперимента, применялся программный комплекс ANSYS, реализующий процедуру МКЭ на персональном компьютере. Была решена задача по определению несущей способности коробчатых балок, при их осевом сжатии.

Расчет произведен с учетом геометрической и физической нелинейности материала и начальных деформаций конструкции. В КЭ модели использовался восьмиузловой пластинчатый элемент SHELL93 [7]. Размер КЭ – 50 x 50 мм. При задании свойств материала, применена билинейная аппроксимация реальной диаграммы растяжения образца, с упрочнением 300 МПа. Из-за несимметрии деформаций в противоположных пластинах, модель имеет одну плоскость симметрии. Величина начальных деформаций задавалась двумя способами (и приложением соответствующих нагрузок, и геометрическим построением), показавшими, в итоге, близкие результаты.

Приведем результаты натурных экспериментов. Отметим, что НП-модели продемонстрировали одинаковое поведение при переходе в предельное состояние. При разрушении модели, происходит местная потеря устойчивости пластин, в районе с наибольшими начальными деформациями. Деформации развиваются от середины пластины к краям. Выпучивание пластин, имеющих общую линию пересечения, происходит с сохранением между ними угла в 90° , т.е. в противоположные стороны (рис. 5), что сопровождается сбросом нагрузки при увеличивающейся деформации. Модели нагружались до появления первых трещин, которые возникали в углах и распространялись под углом в 45° в направлении середины пластины. Общей потери устойчивости не наблюдалось. Отличие в поведении более массивной модели заключалось в том, что при меньшем общем укорочении, наблюдались более развитые трещины. Сечение, проведенное по максимальным прогибам с каждой стороны модели, перпендикулярно оси нагружения. Разрушение ПП-моделей начиналось с потери устойчивости ребер в плоскости их наименьшей жесткости, практически сразу со всех сторон, преимущественно в средней части модели.

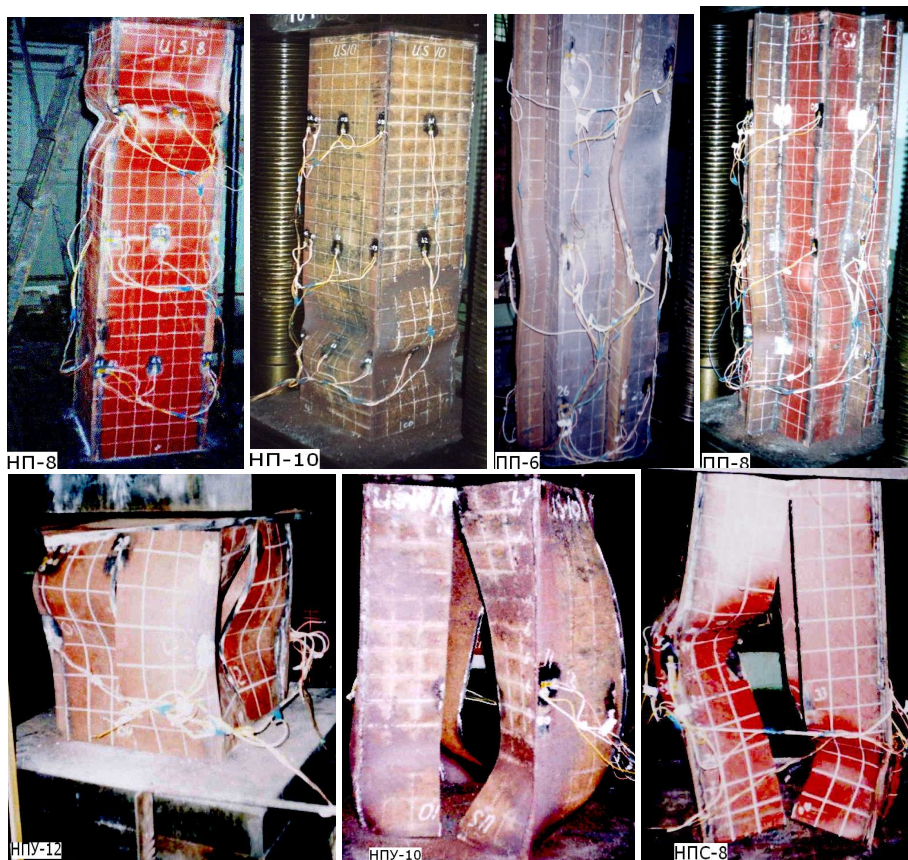


Рис. 5. Характер деформаций экспериментальных образцов при $\bar{\epsilon}_x > 1$

Выход ребра из плоскости наблюдался как в сторону головки полосоульба, так и в обратную. У ПП-модели, имеющей в качестве ребер жесткости и полосоульбы и полосы, характер разрушений отличался более развитыми деформациями полосовых ребер жесткости. Так как потеря устойчивости ребер происходила для каждой стороны на разной высоте, сечение максимальных прогибов расположено под углом $\sim 45^\circ$ к оси нагружения. Район распространения пластических деформаций имеет четко выраженную границу.

Углы всех моделей теряют устойчивость после перехода в закритическую стадию. Отклонение в поведении пластины от общепринятой концепции, предполагающей прямолинейность опорного контура, не дает оснований говорить о несоответствии граничных условий экспериментальных пластин реальным. Для подтверждения этого факта, с помощью МКЭ, были проведены два численных эксперимента, качественно моделирующих лабораторные. В первом случае, условия закрепления КЭ модели соответствовали реальным, во втором – углы КЭ модели были закреплены, с целью исключения потери устойчивости.

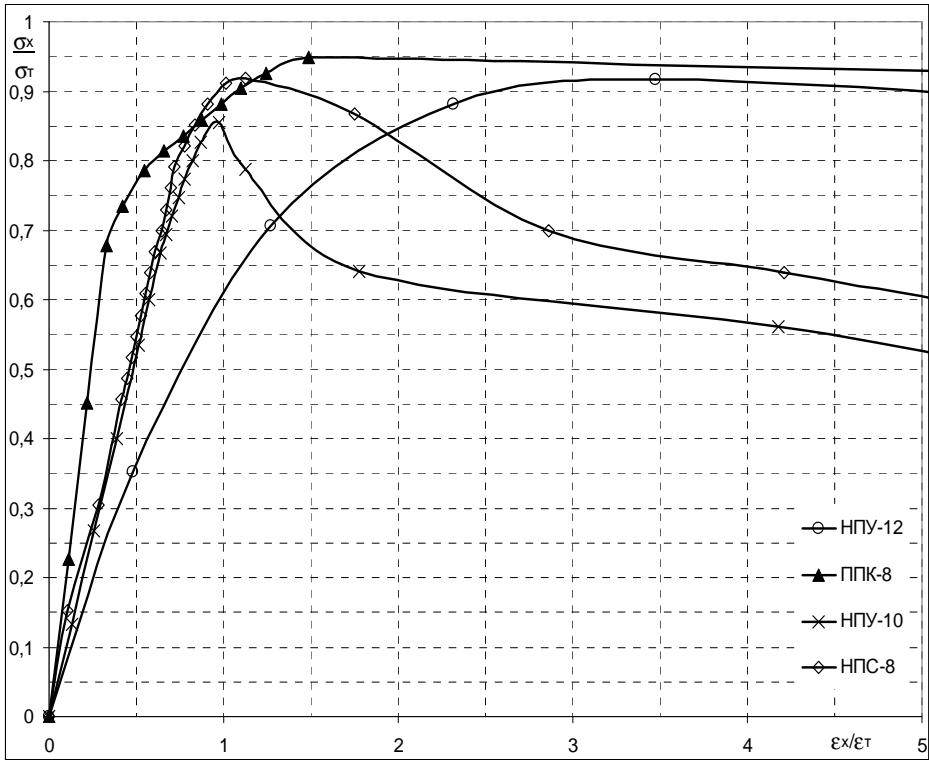


Рис. 6. Деформационные кривые для НПС-, НПУ-, и ППК-моделей

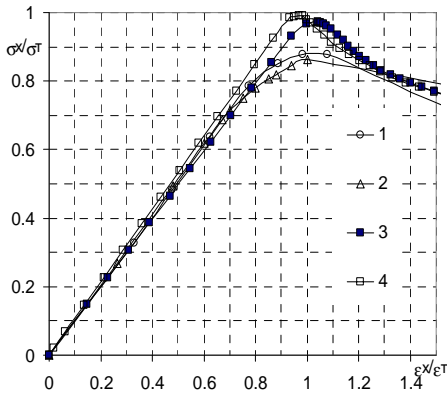


Рис. 7. Деформационные кривые для НП-моделей:

- 1 – НП-8 эксперимент;
- 2 – НП-10 эксперимент;
- 3 – НП-8 МКЭ;
- 4 – НП-8 МКЭ с закрепленными углами

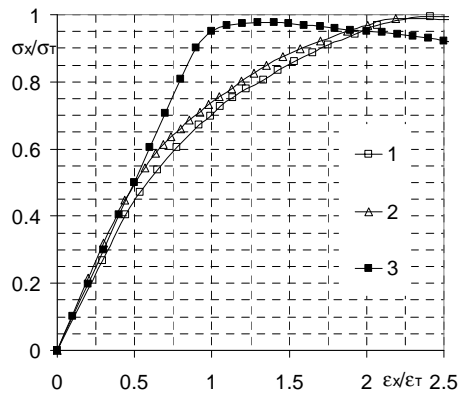


Рис. 8. Деформационные кривые для ПП-моделей:

- 1 – ПП-6 эксперимент;
- 2 – ПП-8 эксперимент;
- 3 – ПП-6 МКЭ

Явление сброса нагрузки присутствовало в обоих случаях (рис. 7, кривые 3, 4), из чего следует, что модель коробчатого сечения конструктивно удовлетворяет поставленной задаче.

Для выявления нижней границы σ_3^{nl} , при которой деформации части пластины, входящей в состав углового элемента, будут близки диаграмме Прандтля, была проведена дополнительная серия экспериментов (рис. 6). Модель НПУ-10 нагружалась равномерно по всей площади торцевой части, в отличие от модели НПУ-12, для которой нагрузка прикладывалась к двум диагонально противоположным уголкам. Для обеих моделей наблюдалась потеря устойчивости с выпучиванием стенок.

На основании полученных результатов, можно сделать следующие выводы:

1. Традиционные условия $\sigma_3^{nl} > 1,6$ для пластин при продольной системе набора, не обеспечивают выполнение условия $\sigma_{кр} = \sigma_T$, принятого в Правилах. Средние напряжения всех моделей не превысили $\sigma_{срТ}$. Ни одна из моделей не продемонстрировала ожидаемого поведения, характерного для ЖС при деформациях $\epsilon_x > \epsilon_T$. Этот факт показывает необходимость пересмотра стандартной концепции расчета эквивалентного бруса, когда напряжения в крайнем пояске принимаются равными пределу текучести – в сторону снижения их величины.

2. Сброс нагрузки, происходящий в закритической стадии, показывает, что применение диаграммы Прандтля даже для очень жестких пластин ($\sigma_3^{nl} = 1,86 \div 2,88$), дает ошибку в опасную сторону.

3. Диаграмму Прандтля можно применять для пластин с устойчивостью $\sigma_3^{nl} \approx 5$. В настоящее время, конструкции со столь высокой начальной устойчивостью не применяются на реальных судах. Рекомендуемая величина σ_3^{nl} , более чем в три раза превышает величину, требуемую Правилами.

4. Потеря устойчивости для толстых пластин сопровождается появлением трещин.

5. Удовлетворительное обоснование экспериментальных результатов возможно, лишь при использовании в расчетах $\sigma_{срТ}$. Поскольку σ_T в массивных судовых конструкциях стремится к величине, равной $\sigma_{срТ}$, то эту величину необходимо использовать в расчетах предельной пластической прочности корпуса судна.

6. Жесткие связи, находящиеся в сжатой зоне эквивалентного бруса, необходимо редуцировать, что говорит об отказе от применения понятия «жестких связей» в их нынешней трактовке, так как конст-

рукции, отвечающие прочностным характеристикам жестких связей, не встречаются на реальных судах. Целесообразнее и удобнее использовать представление об эффективной ширине пояса – $b_{эф} / b = \varphi = f(\sigma_3)$.

7. Начальные несовершенства и остаточные сварочные напряжения, имеют существенное негативное влияние на предельную прочность новой конструкции. Целесообразно ввести учет начальных несовершенств в явном виде в формулы для расчета критических напряжений новых конструкций.

8. Ограничиваясь общими деформациями на уровне $2\varepsilon_T$ (величина деформаций, при которой возникает потеря устойчивости углов) на примере коробчатых балок, можно успешно исследовать поведение пластин сжатых вдоль длинной стороны.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аврамов В.В. Сравнительный анализ методов оценки предельного изгибающего момента корпусов судов // *Проблемы техники*. – 2005. – № 2. – С.170-185.
2. Еришов Н.Ф., Свечников О.И. *Предельное состояние и надежность конструкций речных судов*. Л.: Судостроение, 1969. – 152 с.
3. *Нормативно-методические указания по расчетам прочности морских судов* // *Сборник нормативно-методических материалов*. Кн.11. – СПб.: Российский Морской Регистр, Л.:ГСНИСП, 2002. – 150 с.
4. *Правила классификации и постройки морских судов* // *Российский Морской Регистр*. Т. 1 – М.: Транспорт, 2007. – 502 с.
5. Папкович П.Ф. *Строительная механика корабля*. – Ч. 2, Л.: ГСИСП, 1941. – 654 с.
6. *Российский Речной Регистр*. Т. 1 – М.: Транспорт, 1995. – 290 с.
7. ANSYS. *Element Reference, Rel. 9.0* – ANSYS Inc., Houston, 2004. – 1500 p.
8. Paik J.K. et. al. *On quasi-static crushing of a stiffened square tube*. – *Journal of Ship Research*, vol.40, #3, September, 1996. – P. 111-127.

Надійшла 29.12.08

УДК 539.3

В.Ф. Оробей
А.О. Немчук
А.М. Лимаренко

ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ К РАСЧЕТУ ЭЛЕМЕНТОВ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В работе предложены методики расчета напряженно-деформированного состояния элементов судостроительных конструкций в виде комбинированных арочных систем и балок на упругом основании. В качестве математических моделей использованы соотношения методов граничных и конечных элементов. Численная реализация расчетов выполнялась в среде MATLAB (МГЭ) и в пакете ANSYS (МКЭ). Рассмотрены конкретные примеры, результаты которых доказывают обоснованность и достоверность примененных методик расчета.

В роботі наводяться методики розрахунку напружено-деформованого стану елементів суднобудівельних конструкцій у вигляді комбінованих арочних систем і балок на пружній основі. В якості математичних моделей використані співвідношення методів граничних і кінцевих елементів. Чисельна реалізація розрахунків виконувалась в середовищі MATLAB (МГЕ) і пакеті ANSYS (МКЕ). Розглянуті конкретні приклади, результати яких доводять обґрунтованість і достовірність застосованих методик розрахунку.

Methodses of the calculation tense-deformed conditions element ship design are offered in work in the manner of multifunction arched systems and beams on springy base. As mathematical models are used correlations of the methods border and final element. The numerical realization calculation was executed in ambience MATLAB (MBE) and in package ANSYS (MFE). They are considered concrete examples, which results prove motivated and validity of the aplying methodses of the calculation.

Ключевые слова: численные методы, MATLAB, ANSYS, комбинированные арочные системы, балки на упругом основании.

В различных судовых конструкциях применяются такие элементы как комбинированные арочные системы, балки на упругом основании и т.п. Перемещения таких конструкций описываются сложными функциями. Поэтому актуальным является вопрос точности расчета их напряженно-деформированного состояния, вызванного внешней нагрузкой.

© Оробей В.Ф., Немчук А.О., Лимаренко А.М., 2009

В данной работе предложено использовать для этой цели численно-аналитический метод граничных элементов [1] и программный комплекс ANSYS, который реализует метод конечных элементов [2]. Каждый из этих методов имеет свои преимущества и недостатки, но если результаты, полученные двумя разными методами, будут близки, то с большой вероятностью можно утверждать, что достоверность определения напряженно-деформированного состояния конструкции доказана. Особенно важно правильно определить параметры напряженно-деформированного состояния на стадии проектирования, когда необходимо назначать обоснованные габаритные размеры конструкций.

В качестве объекта исследования выбрана комбинированная стержневая система с криволинейными ригелями, очерченными по дуге окружности, с разными жесткостями по элементам, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой (рис. 1).

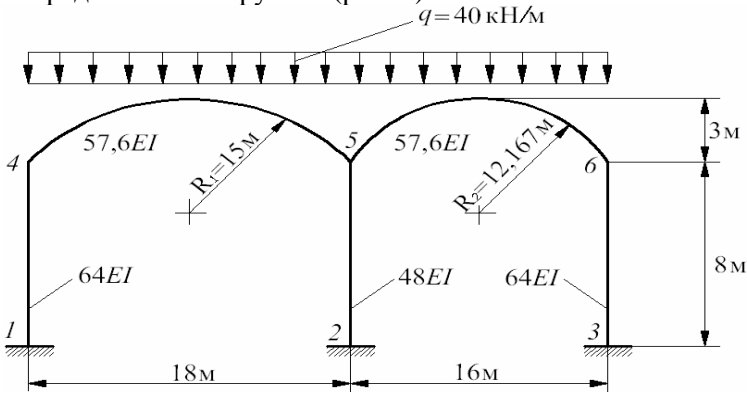


Рис. 1. Расчетная схема комбинированной арочной конструкции

Расчет по методу граничных элементов

Формируем уравнение МГЭ по схеме

$$\begin{aligned}
 Y(l) = A(l) X(0) + B(l) \rightarrow A(l) X(0) - Y(l) &= \\
 = B(l) \rightarrow A_*(l) X_*(0, l) = -B(l). & \quad (1)
 \end{aligned}$$

Для криволинейных стержней использовалось уравнение вида

$EIV(\alpha)$	=	A_{11}	A_{12}	$-A_{13}$	$-A_{14}$	A_{15}	A_{16}	$EIV(0)$	$+ \int_0^\alpha$	B_{11}	$d\xi, \quad (2)$	
$EI\varphi(\alpha)$			A_{22}	$-A_{23}$	$-A_{13}$		A_{26}	$EI\varphi(0)$		B_{21}		
$M(\alpha)$				A_{12}			$-A_{56}$	$M(0)$		$-B_{31}$		
$Q(\alpha)$				A_{11}			$-A_{46}$	$Q(0)$		$-B_{41}$		
$E Au(\alpha)$			A_{51}	A_{52}	$-A_{53}$	$-A_{54}$	A_{11}	A_{56}		$E Au(0)$		$-B_{51}$
$N(\alpha)$					$-A_{64}$		A_{11}	$N(0)$		$-B_{61}$		

где фундаментальные функции приведены в работе [1].

**Строительная механика,
прочность судов и сооружений**

Для прямолинейных – уравнение изгиба с нормальными силами

$Elv(x)$	1	x	$x^2/2$	$x^3/6$	
$EI\varphi(x)$		1	x	$x^2/2$	
$M(x)$			1	x	
$Q(x)$				1	
$N(x)$					1

$Elv(0)$	$(x-\xi)^3 q_y(\xi)/6$
$EI\varphi(0)$	$(x-\xi)^2 q_y(\xi)/2$
$M(0)$	$(x-\xi) q_y(\xi)$
$Q(0)$	$q_y(\xi)$
$N(0)$	$-q_y(\xi)$

$$+ \int_0^x d\xi \quad (3)$$

Из системы линейных алгебраических уравнений (1) определяются граничные параметры, а состояние конструкции во внутренних точках – по уравнениям (2), (3). Результаты расчета по МГЭ сведены в таблицу 1.

Расчет по методу конечных элементов

Аппроксимация расчетной модели выполнена элементом BEAM3 из библиотеки конечных элементов программы ANSYS. Это двухузловой элемент, используемый главным образом для расчета стержневых конструкций.

В результате расчета по МКЭ, для каждого варианта разбиения на КЭ, получены деформированная форма системы, эпюры нормальных сил и поперечных сил, эпюры изгибающих моментов (рис. 2). Результаты расчета при $n > 1000$ уже не уточнялись.

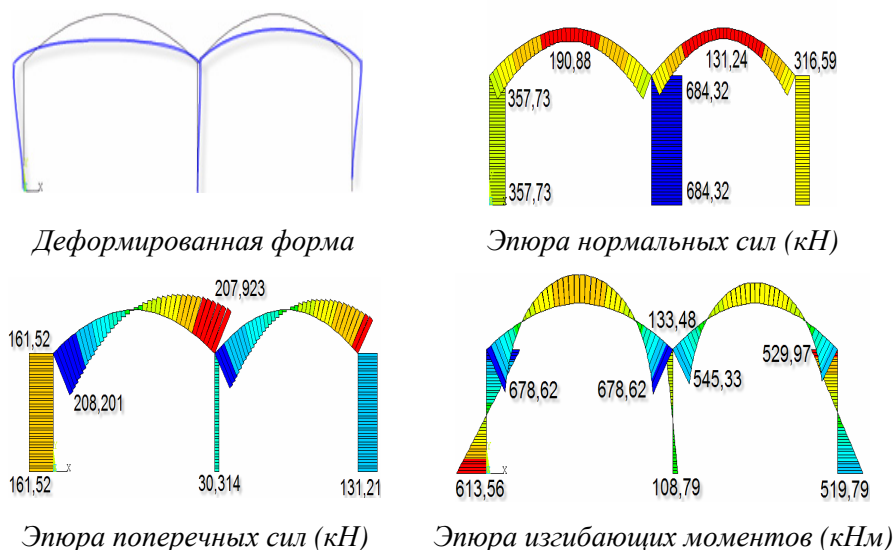


Рис. 2. Эпюры внутренних силовых факторов арочной конструкции по МКЭ

**Строительная механика,
прочность судов и сооружений**

Расчет параметров по МКЭ при дроблении сетки конечных элементов представлен в табл. 1.

Таблица 1

Сводная таблица результатов расчета комбинированной арочной конструкции

ВСФ	МГЭ	Метод Рогицкого [1]	МКЭ (10кэ)	МКЭ (20кэ)	МКЭ (40кэ)	МКЭ (100кэ)	МКЭ (1000кэ)
N_{z_1}	383,8		322,11	340,1	349,09	354,49	357,73
Q_{y_1}	169,6		160,68	161,31	161,47	161,51	161,52
M_{x_1}	642,32	618,1	610,52	612,8	613,37	613,53	613,56
N_{z_2}	741,1		688,95	650,99	668,0	678,20	684,32
Q_{y_2}	30,6		30,109	30,263	30,301	30,312	30,314
M_{x_2}	110,1858	98,6	108,31	108,85	108,99	109,02	108,79
N_{z_3}	345,6		284,93	300,91	308,91	313,71	316,59
Q_{y_3}	138,9		130,57	131,05	131,17	131,20	131,21
M_{x_3}	547,7885	524,7	517,3	519,09	519,22	519,68	519,71
N_{z_4}	365,98		296,19	318,24	325,62	330,06	332,73
Q_{y_4}	205,2838		193,45	201,03	204,73	206,91	208,21
M_{x_4}	714,6036	665,9	674,92	677,69	678,38	678,58	678,62
N_{z_5}	741,1		616,96	650,99	668,0	678,20	684,32
Q_{y_5}	30,6		30,109	30,263	30,301	30,312	30,314
M_{x_5}	135,2156	136,9	132,56	133,25	133,42	133,47	133,48
N_{z_6}	336,62		284,93	300,91	308,91	313,71	316,59
Q_{y_6}	138,94		130,57	131,05	131,17	131,2	131,21
M_{x_6}	563,7337	524,7	527,3	529,29	529,8	529,94	529,97

Сравнение данных расчетов показывают, что результаты МКЭ можно считать наиболее достоверными. Они хорошо согласуются с данными, полученными методом Рогицкого. В то же время результаты МГЭ несколько завышены вследствие, как представляется, неучета

**Строительная механика,
прочность судов и сооружений**

деформации растяжения прямолинейных стержней в исходных уравнениях изгиба (3).

В качестве еще одной конструкции, имеющей большое практическое значение в судостроении, рассмотрим расчетную схему балки на упругом винклеровском основании (рис. 3).

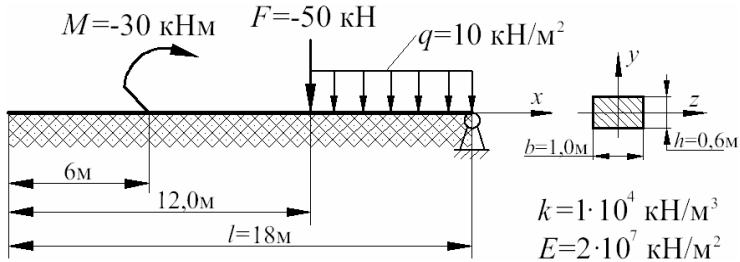


Рис.3. Расчетная схема балки на упругом основании

Данная расчетная схема рассчитана МГЭ и методом начальных параметров МНП [1]. В ANSYS аппроксимация модели выполнена конечным элементом BEAM54, который предназначен для расчета балочных конструкций с учетом упругого основания. Эпюры внутренних силовых факторов по МКЭ представлены на рис. 4.

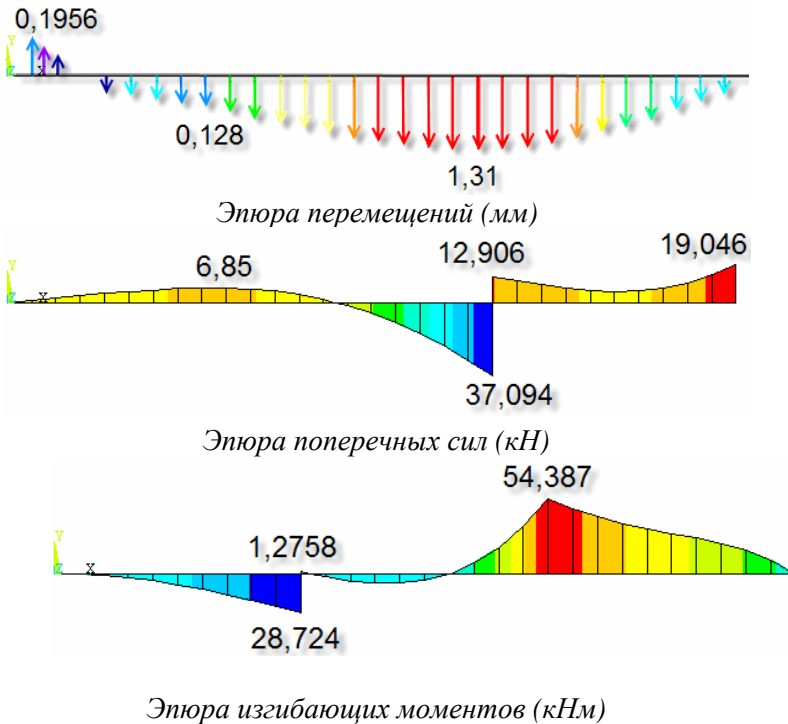


Рис. 4. Эпюры внутренних силовых факторов балки на упругом основании по МКЭ

**Строительная механика,
прочность судов и сооружений**

Результаты расчетов по трем методам представлены в табл. 2

Таблица 2

Сводная таблица результатов расчета балки на упругом основании

x, м	МГЭ [1]	МКЭ	МНП [1]
Изгибающий момент M, кНм			
0,0	0	0	0
6,0	-28,724	-28,724	-28,724
	1,2758	1,2758	1,276
12,0	54,388	54,387	54,387
18,0	$2,558 \cdot 10^{-13}$	$0,6678 \cdot 10^{-13}$	0
Поперечная сила Q, кН			
0,0	0	$0,46896 \cdot 10^{-12}$	0
6,0	-6,8516	-6,8516	-6,851
12,0	12,906	12,906	12,078
	-37,094	-37,094	-37,978
18,0	-19,046	-19,046	-19,050
Прогиб v, м			
0,0	$0,1956 \cdot 10^{-3}$	$0,19559 \cdot 10^{-3}$	$0,196 \cdot 10^{-3}$
6,0	$0,1281 \cdot 10^{-3}$	$0,12812 \cdot 10^{-3}$	$0,133 \cdot 10^{-3}$
12,0	$0,1312 \cdot 10^{-3}$	$0,13118 \cdot 10^{-3}$	$0,134 \cdot 10^{-3}$
18,0	$-2,17 \cdot 10^{-18}$	0	0
Угол поворота φ, радиан			
0,0	$-0,8667 \cdot 10^{-5}$	$-0,86669 \cdot 10^{-5}$	$-0,867 \cdot 10^{-5}$
6,0	$-0,1823 \cdot 10^{-5}$	$-0,18319 \cdot 10^{-5}$	$-0,19027 \cdot 10^{-5}$
12,0	$-0,8523 \cdot 10^{-5}$	$-0,85227 \cdot 10^{-5}$	$-0,798 \cdot 10^{-5}$
18,0	$-0,395 \cdot 10^{-3}$	$-0,39495 \cdot 10^{-3}$	$-0,56676 \cdot 10^{-3}$

Анализ данных табл. 2 показывает, что результаты расчета тремя разными методами совпадают. Это свидетельствует о полной достоверности найденного напряженно-деформированного состояния. Из представленного материала следует, что привлечение для исследования конструкции различных по природе методов существенно облегчает на стадии проектирования выбор обоснованных габаритных размеров конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Численные методы в механике / В.А. Баженов, А.Ф. Дащенко, Л.В. Коломиец, В.Ф. Оробей, Н.Г. Сурьянинов. – Одесса: СТАНДАРТЬ 2005. – 563 с.
2. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. Изд. 2-е, испр. М.: Едиториал УРСС, 2004. – 272 с.

Надійшла 19.12.08

СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНЕЧНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ДЛЯ РАСЧЕТОВ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ БАЛОК-СТЕНОК

Представлено семейство специальных изопараметрических элементов, свойства которых по объему изменяются дискретно. Дискретные вставки моделируются конечными элементами, которые не являются независимыми и перемещение узлов которых определяется перемещением узлов основных элементов. В частном случае дискретными элементами могут являться стержни. Такое представление наиболее удачно для моделирования железобетонных элементов со стержневой арматурой.

Наведено сімейство спеціальних ізопараметричних елементів, властивості яких за об'ємом змінюються дискретно. Дискретні вставки моделюються скінченими елементами, які не є незалежними і переміщення вузлів яких визначається переміщенням вузлів основних елементів. У окремому випадку дискретними елементами можуть бути стержні. Таке подання найбільш вдало щодо моделювання залізобетонних елементів зі стержневою арматурою.

Methods of the calculation tense-deformed conditions element ship design are offered in work in the manner of multifunction arched systems and beams on springy base. As mathematical models are used correlations of the methods border and final element. The numerical realization calculation was executed in ambience MATLAB (MBE) and in package ANSYS (MFE). They are considered concrete examples, which results prove motivated and validity of the applying methods of the calculation.

Ключевые слова: неоднородный конечный элемент, матрица деформаций, интерполяционные функции, генерация, нелинейность, элемент-заполнитель, железобетон.

Под неоднородными конечными элементами будем понимать такие элементы, у которых свойства материала по объему неодинаковы. Различие свойств может быть вызвано, во-первых, физической нелинейностью задачи, когда напряжения и деформации по области элемента непостоянны, что обуславливает различные жесткостные характеристики в различных точках внутри конечного элемента, во-вторых, в состав конечного элемента могут быть включены различные вставки из материала, обладающего отличными от основного материала свойствами (например,

арматура в бетонном элементе, крупный заполнитель в вяжущем и т.д.). Назовем первый тип неоднородности деформационной неоднородностью, второй – конструктивной.

Сначала рассмотрим конструктивно-неоднородный элемент в форме четырехугольника (элемент-матрица), в состав которого включена вставка в виде треугольника (элемент-заполнитель) (рис. 1 а). Будем считать, что внутренние узлы, принадлежащие элементу-заполнителю, не являются независимыми и не участвуют в формировании степеней свободы элемента. Перемещения этих узлов, вектор-столбец которых равен $\{\bar{q}\} = \{\{\bar{q}\}^{(1)}\} \{\{\bar{q}\}^{(2)}\} \{\{\bar{q}\}^{(3)}\}\}$, где $\{\bar{q}\}^{(k)} = \{\bar{u}_k \bar{v}_k\}$, являются функцией перемещений узлов элемента-матрицы $\{q\} = \{\{q\}^{(1)}\} \{\{q\}^{(2)}\} \{\{q\}^{(3)}\} \{\{q\}^{(4)}\}\}$, где $\{q\}^{(k)} = \{u_k v_k\}$ и равны перемещениям точек элемента-матрицы, совпадающих с узлами элемента-заполнителя.

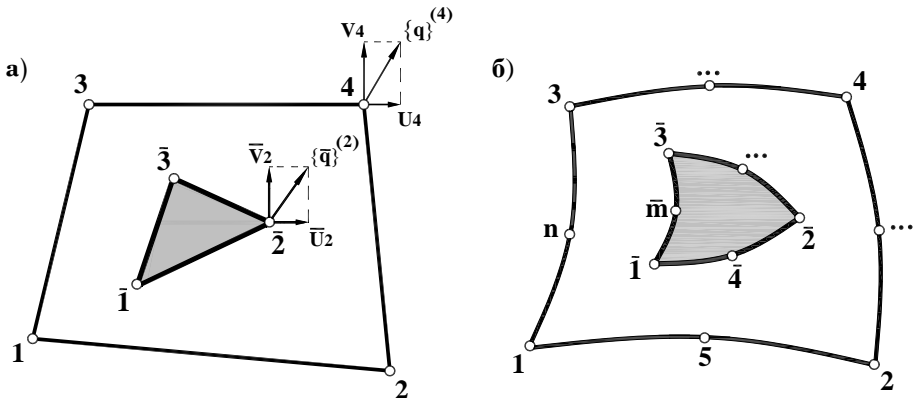


Рис.1. Неоднородные конечные элементы

Поэтому прежде чем перейти к процедуре вывода матрицы жесткости, рассмотрим вопрос перехода от узловых перемещений внешних узлов $\{q\}$ к узловым перемещениям внутренних узлов $\{\bar{q}\}$. Этот переход может быть осуществлен с помощью интерполяционных полиномов. Так, например, перемещение \bar{k} – го узла элемента-заполнителя можно определить с использованием интерполяционных функций для элемента-матрицы, в которых подставляются значения координат этого узла, т.е.

$$\{\bar{q}\}^{(k)} = \begin{Bmatrix} \bar{u}_k \\ \bar{v}_k \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1(\bar{x}_k \bar{y}_k) & 0 \\ 0 & C_1(\bar{x}_k \bar{y}_k) \end{bmatrix} \cdots \begin{bmatrix} C_4(\bar{x}_k \bar{y}_k) & 0 \\ 0 & C_4(\bar{x}_k \bar{y}_k) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \cdots \\ u_4 \\ v_4 \end{Bmatrix},$$

или

$$\{\bar{q}\}^{(k)} = [C(\bar{x}_k \bar{y}_k)] \{q\}. \quad (1)$$

В целом для треугольника можно принять

$$\left\{ \begin{array}{l} \{\bar{q}\}^{(1)} \\ \{\bar{q}\}^{(2)} \\ \{\bar{q}\}^{(3)} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{l} [C(\bar{x}_1 \bar{y}_1)] \\ [C(\bar{x}_2 \bar{y}_2)] \\ [C(\bar{x}_3 \bar{y}_3)] \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} \{q\}^{(1)} \\ \{q\}^{(2)} \\ \{q\}^{(3)} \\ \{q\}^{(4)} \end{array} \right\}. \quad (2)$$

В общем случае, когда элемент-матрица имеет n узлов, а элемент-заполнитель m узлов (рис. 1 б), выражение (2) будет иметь вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \{\bar{q}\}^{(1)} \\ \{\bar{q}\}^{(2)} \\ \dots \\ \{\bar{q}\}^{(m)} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{l} [C(\bar{x}_1 \bar{y}_1)] \\ [C(\bar{x}_2 \bar{y}_2)] \\ \dots \\ [C(\bar{x}_m \bar{y}_m)] \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} \{q\}^{(1)} \\ \{q\}^{(2)} \\ \dots \\ \{q\}^{(n)} \end{array} \right\},$$

или

$$\{\bar{q}\} = [H] \{q\}, \quad (3)$$

где

$$[H] = \begin{bmatrix} [H]_{11} & \dots & [H]_{1j} & \dots & [H]_{1n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ [H]_{k1} & \dots & [H]_{kj} & \dots & [H]_{kn} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ [H]_{m1} & \dots & [H]_{mj} & \dots & [H]_{mn} \end{bmatrix},$$

а $[H]_{kj} = E_2 C_j(\bar{x}_k \bar{y}_k)$.

Аналогичные зависимости могут быть сформированы и для трехмерных элементов. В этом случае в (3) необходимо принять $[H]_{kj} = E_3 C_j(\bar{x}_k \bar{y}_k \bar{z}_k)$, где E_3 – единичная матрица третьего порядка.

Чтобы определить матрицу жесткости для неоднородного конечного элемента, воспользуемся принципом возможных перемещений

$$\{\delta q\}^T \{R\} = \int_{V-V_1} \{\delta \epsilon\}^T \{\sigma\} dV + \int_{V_1} \{\delta \bar{\epsilon}\}^T \{\bar{\sigma}\} dV, \quad (4)$$

где V, V_l – объем элементов матрицы и заполнителя; $\{\varepsilon\}, \{\bar{\varepsilon}\}$ – деформации матрицы и заполнителя; $\{\sigma\}, \{\bar{\sigma}\}$ – напряжения в матрице и заполнителе.

Отсюда, если учесть, что $\{\delta q\} \neq 0$, и на основании (4)

$$\{\delta \varepsilon\}^T = \{\delta q\}^T [B]^T, \quad \{\delta \bar{\varepsilon}\}^T = \{\delta \bar{q}\}^T [\bar{B}]^T = \{\delta q\}^T [H]^T [\bar{B}],$$

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][B]\{q\},$$

$$\{\bar{\sigma}\} = [\bar{D}]\{\bar{\varepsilon}\} = [\bar{D}][\bar{B}]\{\bar{q}\} = [\bar{D}][\bar{B}][H]\{q\}, \text{ получим}$$

$$\{R\}_i = \left[\int_{V-V_l} [B]^T [D] [B] dV + \int_{V_l} [H]^T [\bar{B}]^T [\bar{D}] [\bar{B}] [H] dV \right] \{q\}.$$

Выражение в скобках есть искомая матрица жесткости элемента

$$[K] = \int_{V-V_l} [B]^T [D] [B] dV + \int_{V_l} [H]^T [\bar{B}]^T [\bar{D}] [\bar{B}] [H] dV. \quad (5)$$

Здесь $[\bar{B}]$ и $[\bar{D}]$ – матрицы деформаций и упругости элемента-заполнителя.

Нетрудно видеть, что если в состав элемента-матрицы входят несколько элементов-заполнителей, то

$$[K] = \int_V [B]^T [D] [B] dV - \int_{\sum V_l} [B]^T [D] [B] dV + \sum_i \int_{V_l} [H]^T [\bar{B}]^T [\bar{D}] [\bar{B}] [H] dV. \quad (6)$$

Таким образом, получен общий алгоритм генерации матриц жесткости неоднородных элементов путем объединения в составе элемента-матрицы одного или нескольких элементов-заполнителей. Ясно, что форма и размерность элементов могут быть произвольными из допустимой библиотеки элементов.

Необходимо отметить, что размерности элементов матрицы и заполнителя не обязательно должны совпадать, важно лишь, чтобы степени свободы узлов были одинаковы. То есть в одном элементе допустимо объединять объемные, плоские и стержневые элементы.

Для иллюстрации рассмотрим неоднородный конечный элемент, в состав которого входит стержень. Такой элемент является весьма удобным для моделирования работы железобетона. Тогда элемент-матрица играет роль бетона, а стержень (элемент-заполнитель) – роль арматуры.

Предположим, что элемент-матрица является плоским изопараметрическим элементом общего вида и содержит n узлов. Элемент-заполнитель – криволинейный гибкий стержень также общего вида с m узлами.

Получим выражение для матрицы жесткости такого элемента. Прежде всего, рассмотрим стержневой изопараметрический элемент (рис. 2), работающий только на растяжение-сжатие. Ясно, что такой элемент вне состава элемента-матрицы является, в известной мере, условным, т.к., не обладая изгибной жесткостью, он при приложении растягивающих усилий просто бы выпрямился, а при сжатии – потерял бы устойчивость.

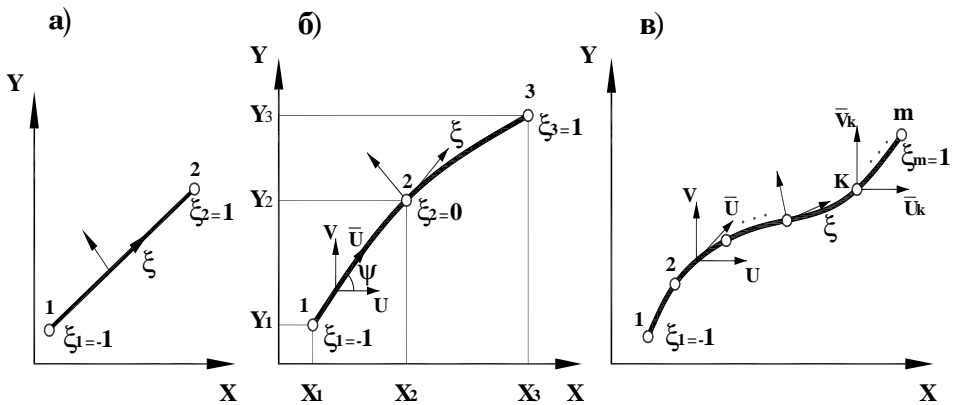


Рис. 2. Стержневой элемент

Гибкий криволинейный стержневой элемент имеет смысл только тогда, когда он работает в упругой среде, роль которой выполняет элемент-матрица, либо при моделировании канатов. Условно его можно представить в виде «гибкой нити», работающей в криволинейном канале. Но, тем не менее, определим его жесткостные характеристики в предположении, что напряженно-деформированное состояние однозначно определяется его узловыми перемещениям.

Прежде всего, определим для элемента одномерные функции в местной нормированной системе координат $-1 < \xi < 1$, интерполирующие координаты и узловые перемещения. В зависимости от порядка элемента, т.е. от числа его узлов, эти функции будут выглядеть следующим образом:

- элемент первого порядка (рис. 2 а)

$$\bar{C}_k = \frac{1}{2}(1 + \xi_k \xi), k=1,2;$$

- элемент второго порядка (рис. 2 б)

$$\bar{C}_k = \left(\frac{3}{2}\xi_k^2 - 1\right)\xi^2 + \frac{1}{2}\xi_k\xi - \xi_k^2 + 1; k=1,2,3;$$

- элемент третьего порядка (рис. 2 в)

$$\bar{C}_k = \frac{9}{16}\xi_k(\xi + \xi_k)\left(\xi^2 - \frac{1}{9\xi_k^2}\right), k=1,2,3,4.$$

Для элементов более высокого порядка одномерные интерполяционные функции могут быть определены по [1].

Геометрия стержня может быть описана посредством этих функций так

$$x = \sum_{k=1}^m \bar{C}_k x_k; y = \sum_{k=1}^m \bar{C}_k y_k, \quad (7)$$

где x_k, y_k – координаты узловых точек.

Из этих зависимостей может быть определен тангенс угла наклона касательной к геометрической оси стержня в произвольной точке как производная функции, заданной параметрически

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{dy}{dx} = \frac{\sum_{k=1}^m \bar{C}'_k y_k}{\sum_{k=1}^m \bar{C}'_k x_k}, \quad (8)$$

а также дифференциал дуги стержня

$$ds = a d\xi, \quad (9)$$

где

$$a = \sqrt{\left(\frac{dx}{d\xi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\xi}\right)^2} = \sqrt{\left(\sum_{k=1}^m \bar{C}'_k x_k\right)^2 + \left(\sum_{k=1}^m \bar{C}'_k y_k\right)^2}.$$

Перемещения произвольной точки оси стержня в направлениях осей x и y определяются через перемещения его узлов

$$\{\bar{q}\} = \{\{\bar{q}\}^{(1)}\} \{\{\bar{q}\}^{(2)}\} \dots \{\{\bar{q}\}^{(k)}\} \dots \{\{\bar{q}\}^{(m)}\}\},$$

где

$$\{\bar{q}\}^{(k)} = \{\bar{u}_k \bar{v}_k\}$$

$$u = \sum_{k=1}^m \bar{C}_k \bar{u}_k ; v = \sum_{k=1}^m \bar{C}_k \bar{v}_k . \quad (10)$$

Из геометрических соображений найдем дифференциал перемещения вдоль направления касательной

$$d\bar{u} = du \cos \psi + dv \sin \psi . \quad (11)$$

Осевые деформации стержня представим в виде

$$\varepsilon = \frac{d\bar{u}}{ds} = \frac{d\bar{u}}{a d\xi} = \frac{1}{a} \left(\frac{du}{d\xi} \cos \psi + \frac{dv}{d\xi} \sin \psi \right)$$

или, учитывая (10), так

$$\varepsilon = \frac{1}{a} \left[\cos \psi \sum_{k=1}^m \bar{C}_k \bar{u}_k + \sin \psi \sum_{k=1}^m \bar{C}_k \bar{v}_k \right] . \quad (12)$$

Соотношение (12) перепишем в матричном виде

$$\varepsilon = \frac{1}{a} [\bar{C}'_1 \bar{C}'_2 \dots \bar{C}'_k \dots \bar{C}'_m] \times \begin{matrix} \left. \begin{matrix} \bar{u}_1 \\ \bar{v}_1 \\ \dots \\ \bar{u}_k \\ \bar{v}_k \\ \dots \\ \bar{u}_m \\ \bar{v}_m \end{matrix} \right\} = \\ \left[\begin{matrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos \psi & \sin \psi & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \sin \psi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \cos \psi & \sin \psi \end{matrix} \right] \end{matrix} = \\ = [\bar{B}] \{\bar{q}\}, \quad (13)$$

где [B] – матрица деформаций элемента, связывающая деформации в произвольной точке оси с его узловыми перемещениями.

Произведя матричное перемножение, получим

$$[\bar{B}] = \frac{1}{a} \begin{bmatrix} \bar{C}'_1 \cos\psi & \bar{C}'_1 \sin\psi & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \bar{C}'_k \cos\psi & \bar{C}'_k \sin\psi & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & \bar{C}'_m \cos\psi & \bar{C}'_m \sin\psi \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Теперь, произведя стандартные преобразования, несложно получить выражение для матрицы жесткости стержневого элемента в виде

$$[\bar{K}]_s = EA \int_{-1}^1 [\bar{B}]^T [B] d\xi, \quad (15)$$

где E – модуль деформации материала стержня; A – площадь его поперечного сечения. Здесь интегрирование может быть выполнено точно только для элемента первого порядка. В случае элементов второго и более высоких порядков выполняется численное интегрирование по переменной ξ методом Гаусса. Рекомендуется определять матрицу жесткости элемента численным интегрированием, независимо от порядка элемента. Число гауссовых точек интегрирования в этом случае должно быть не менее порядка элемента.

Теперь, располагая матрицей жесткости независимого стержневого элемента, построим его матрицу жесткости в составе плоского изопараметрического элемента (рис. 3).

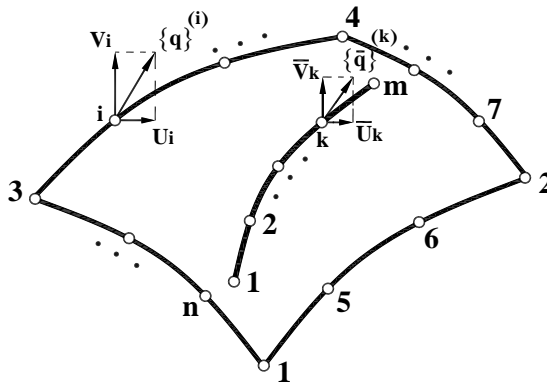


Рис. 3. Неоднородный плоский элемент общего вида

Для этого необходимо помимо матрицы жесткости элемента-матрицы (плоского) и элемента-заполнителя (стержня) сформулировать связь между компонентами узловых перемещений неоднородного элемента, представленного вектором столбцом

$$\{q\} = \{\{q\}^{(1)} \{q\}^{(2)} \dots \{q\}^{(j)} \dots \{q\}^{(n)}\},$$

и компонентами вектора столбца узловых перемещений стержня $\{\bar{q}\}$ в предположении, что они деформируются совместно, т.е. установить зависимость вида (3).

Для построения прямоугольной матрицы $[H]$, размерностью $m \times n$, будем полагать, что для плоского элемента найдены интерполяционные полиномы $C_j(x, y)$, $j=1, 2, \dots, n$, порядок и число которых определяются n порядком плоского элемента. Тогда с помощью этих полиномов нетрудно установить перемещения точек, совпадающих с узлами стержней. Принятые условия совместности позволяют записать следующие выражения для узловых перемещений k -го узла стержня

$$\bar{u}_k = \bar{q}_1^{(k)} = \sum_{j=1}^n C_j(\bar{x}_k \bar{y}_k) u_j; \quad \bar{v}_k = \bar{q}_2^{(k)} = \sum_{j=1}^n C_j(\bar{x}_k \bar{y}_k) v_j, \quad (16)$$

или в матричном виде

$$\{\bar{q}\}^{(k)} = \begin{Bmatrix} \bar{u}_k \\ \bar{v}_k \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{1k} & 0 & \dots & C_{jk} & 0 & \dots & C_{nk} & 0 \\ 0 & C_{1k} & \dots & 0 & C_{jk} & \dots & 0 & C_{nk} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \dots \\ u_j \\ v_j \\ \dots \\ u_n \\ v_n \end{Bmatrix}, \quad (17)$$

где $C_{jk} = C_j(\bar{x}_k \bar{y}_k)$.

В сокращенном виде соотношение (17) запишется так

$$\{\bar{q}\}^{(k)} = [H]^{(k)} \{q\}, \quad (18)$$

где $[H]^{(k)} = [E_2 C_1(x_k y_k) \dots E_2 C_j(x_k y_k) \dots E_2 C_n(x_k y_k)]$,

E_2 – единичная матрица второго порядка.

Объединяя в единое матричное соотношение выражения (18) для всех узлов стержня, получим

$$\left\{ \begin{matrix} \{\bar{q}\}^{(1)} \\ \{\bar{q}\}^{(1)} \\ \dots \\ \{\bar{q}\}^{(k)} \\ \dots \\ \{\bar{q}\}^{(m)} \end{matrix} \right\} = \begin{bmatrix} E_2 C_1(\bar{x}_1 \bar{y}_1) & E_2 C_2(\bar{x}_1 \bar{y}_1) & \dots & E_2 C_j(\bar{x}_1 \bar{y}_1) & \dots & E_2 C_n(\bar{x}_1 \bar{y}_1) \\ E_2 C_1(\bar{x}_2 \bar{y}_2) & E_2 C_2(\bar{x}_2 \bar{y}_2) & \dots & E_2 C_j(\bar{x}_2 \bar{y}_2) & \dots & E_2 C_n(\bar{x}_2 \bar{y}_2) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ E_2 C_1(\bar{x}_k \bar{y}_k) & E_2 C_2(\bar{x}_k \bar{y}_k) & \dots & E_2 C_j(\bar{x}_k \bar{y}_k) & \dots & E_2 C_n(\bar{x}_k \bar{y}_k) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ E_2 C_1(\bar{x}_m \bar{y}_m) & E_2 C_2(\bar{x}_m \bar{y}_m) & \dots & E_2 C_j(\bar{x}_m \bar{y}_m) & \dots & E_2 C_n(\bar{x}_m \bar{y}_m) \end{bmatrix} \left\{ \begin{matrix} \{q\}^{(1)} \\ \{q\}^{(2)} \\ \dots \\ \{q\}^{(j)} \\ \dots \\ \{q\}^{(n)} \end{matrix} \right\} \quad (19)$$

где $m \times n$ – средняя прямоугольная матрица и есть искомая матрица $[H]$ для выражения (3).

Теперь, пользуясь хорошо известными правилами [2], можно записать матрицу жесткости стержня, работающего в составе и совместно с плоским элементом

$$[K]_s = [H]^T [\bar{K}] [H]. \quad (20)$$

Окончательно зависимость для матрицы жесткости неоднородного элемента, включающего в себя плоский и несколько стержневых элементов, может быть записана в следующем виде

$$[K] = [K]_b + \sum_s [K]_s. \quad (21)$$

Таким образом, полученное выражение (21) наиболее естественно для моделирования работы железобетонных элементов, когда первое слагаемое представляет собой матрицу жесткости бетона, последующие – матрицы жесткости арматурных стержней в составе бетонного элемента.

Описанная процедура получения матриц для неоднородных элементов реализована в библиотеке конечных элементов программного комплекса «Concord» [3]. Неоднородный конечный элемент, включающий вставки в виде стержней, используется для нелинейного расчета плоских железобетонных конструкций в виде балок-стенки.

Выводы

1. Сформулировано семейство специальных изопараметрических неоднородных конечных элементов, включающих один или несколько подэлементов-вставок с отличными от основного элемента свойствами.

2. Рассмотренные специальные неоднородные комплексные конечные элементы, моделирующие бетон, с дискретными вставками в виде гибких стержней, моделирующих работу арматуры, могут быть использованы для моделирования работы железобетонных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982. – 447 с.
2. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
3. Клованич С.Ф. «Concord». Программный комплекс решения геотехнических задач методом конечных элементов. Руководство пользователя. – Одесса, 2003. – 63 с.

Надійшла 12.12.08

УДК 624.04:624.073.4

**С.Ф. Клованич
В.И. Шеховцов**

РАСЧЕТ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ПЛИТ НА ПРОДАВЛИВАНИЕ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Приводятся результаты численных исследований железобетонных плит при нагружении их штампами различной конфигурации. В основу исследований положен метод конечных элементов в нелинейной постановке и модель деформирования бетона и железобетона при сложном напряженном состоянии Н.И. Карпенко. Результаты расчетов подтверждаются экспериментальными данными, имеющимися в литературе, и экспериментами, выполненными авторами.

Наводяться результати чисельних досліджень залізобетонних плит при їхньому навантаженні штампами різноманітної конфігурації. В основу досліджень положено метод скінченних елементів в нелінійній постановці та модель деформування бетону і залізобетону при складному напруженому стані Н.І. Карпенко. Результати розрахунків підтверджуються експериментами, виконаними авторами.

The given results of numerical investigation of reinforced concrete flat plates loaded by various geometry punches. On the basis of research were used FE-method in nonlinear formulation and deformation model of concrete and reinforced concrete in complex deflected mode conditions by N.I. Karpenko. The results of numerical analysis are confirmed by the author's experiments and experimental data in the literary sources.

Ключевые слова: продавливание, физическая нелинейность, метод конечных элементов, ортотропная модель бетона, железобетонная плита.

Действующие нормативные документы регламентируют необходимость расчета на продавливание железобетонных плит в случае действия распределенной на малой площади нагрузки. Однако рекомендуемые методики ориентированы на определение предельного состояния с использованием гипотезы о существовании так называемой «пирамиды продавливания» с плоскими гранями, размеры которой заранее известны. В то же время в большинстве исследований данная гипотеза не подтверждается. Реальная форма поверхности разрушения имеет значительно более сложный вид, формируясь в процессе нагружения, и зависит от ви-

да бетона и арматуры, их прочностных и деформативных свойств, геометрии плиты, условий нагружения, формы штампа, граничных условий и т.д. В этой связи реальный характер работы железобетонных плит может быть оценен только с помощью деформационных расчетов, учитывающих изменение физико-механических свойств материала в процессе деформирования, таких как анизотропия, неоднородность трещинообразования, пластические деформации и т.п.

Аналитического решения данной задачи не существует, поэтому в основу исследований необходимо положить численный метод, например метод конечных элементов. Кроме этого, необходимо выбрать модель железобетона, наиболее достоверно учитывающую перечисленные выше факторы. Одна из таких моделей может быть построена на базе теории Н.И. Карпенко [1], которая используется в данном исследовании. Ниже изложим основные положения этой модели.

Модель железобетона

В общем случае определяющие соотношения для железобетона как сплошного анизотропного композиционного материала имеют вид [1]:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}, \quad (1)$$

где $\{\sigma\} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{xz}\}$ – вектор напряжений;
 $\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{yz} \gamma_{xz}\}$ – вектор деформаций; $[D]$ – матрица 6×6 механических характеристик железобетона.

Матрица $[D]$ получается путем суммирования

$$[D] = [D_b] + \sum_s [D_s], \quad (2)$$

где $[D_b]$ и $[D_s]$ – матрицы механических характеристик бетона и арматуры s -го направления.

Рассматриваются две стадии работы железобетона – без трещин и с трещинами. Для построения определяющих соотношений для элемента без трещин используется ортотропная модель бетона [1], согласно которой он рассматривается как физически нелинейный ортотропный материал с осями ортотропии ξ, η, ζ совпадающими с осями главных напряжений. Для описания деформирования по каждому из главных направлений используется диаграмма деформирования, аналогичная диаграмме при одноосном напряженном состоянии, в которой основные параметры определяются с использованием поверхности прочности бетона. Арматура i -го направления в элементе без трещин рассматривается как сплошной материал, работающий на растяжение-сжатие

вдоль оси стержней i и на сдвиг по площадкам, перпендикулярным этой оси (в плоскости j - 0 - k) (рис. 1 а).

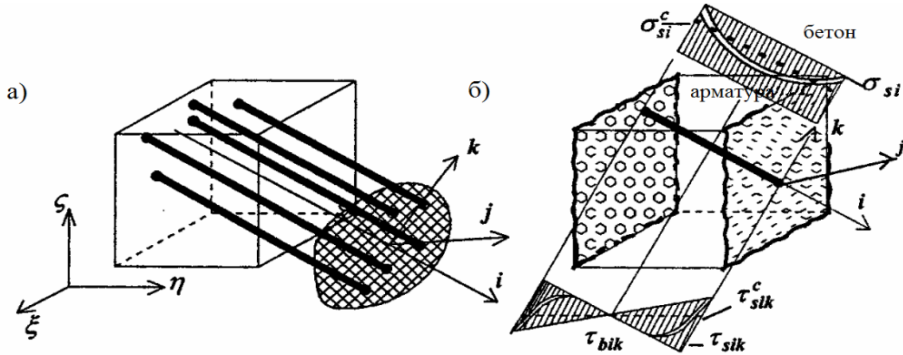


Рис. 1. Железобетонный элемент: а) без трещин; б) с трещинами

Считается, что трещины образуются по главным площадкам, когда главные растягивающие напряжения в бетоне превысят предельные величины, определяемые по условию прочности бетона. При этом по площадкам-трещинам усилия воспринимаются в основном арматурой и лишь частично в начальный момент остаточными связями зацепления в бетоне. В арматурных стержнях в сечении с трещиной возникают нормальные σ_{si} и касательные τ_{sij} , τ_{sik} напряжения (рис. 1 б), которые достигают в этом сечении максимальных значений. С удалением от трещины эти напряжения уменьшаются. Изменение напряжений на участке между трещинами носит противоположный характер. В модели используются средние нормальные σ_{si}^c и касательные τ_{sij}^c и τ_{sik}^c напряжения в арматуре, определяемые с помощью коэффициентов типа коэффициента В.И. Мурашева. Подробный вывод физических соотношений для элементов приведен в работе [1].

Реализация модели

Данная теоретическая модель реализована в конечно-элементном программном комплексе «CONCORD» [3].

Поскольку физические соотношения для железобетона нелинейны, то и разрешающие уравнения МКЭ также нелинейны [2]. Поэтому расчет конструкций должен осуществляться шаговым методом. Уравнения равновесия МКЭ на i -ом шаге имеют вид:

$$[K(\{q^i\})]\{\Delta q\} - \{\Delta P\} = 0, \quad (3)$$

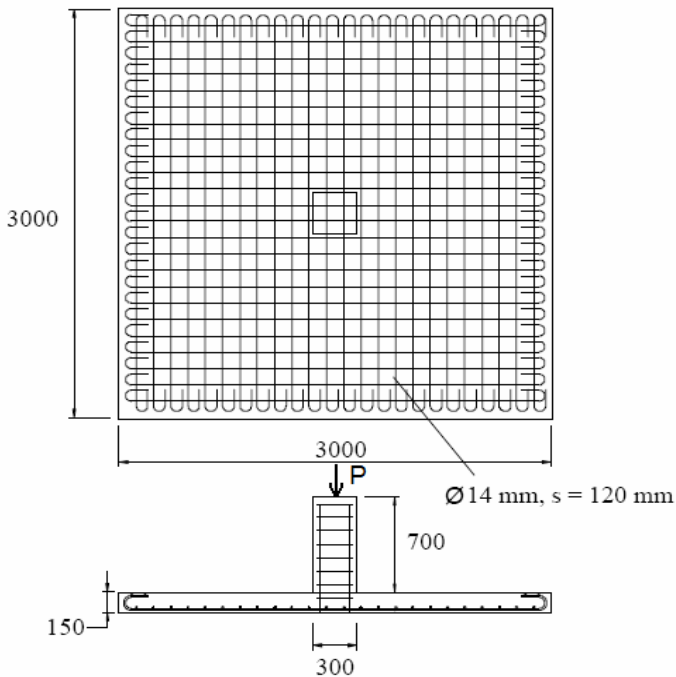
а решение получаем путем суммирования:

$$\{q^{i+1}\} = \{q^i\} + \{\Delta q\}, \quad (4)$$

где $[K(\{q^i\})]$ – матрица жесткости;
 $\{\Delta P\}$ – вектор приращений нагрузки на i -ом шаге. Приращения являются функциями ее состояния и определяются с помощью стандартных процедур МКЭ. Для уточнения на каждом шаге используются итерационные процедуры типа Ньютона-Рафсона.

Тестовая задача

Моделируется работа железобетонной плиты, опертой по контуру, нагруженной квадратным штампом, по которой имеются экспериментальные данные (рис. 2) [4].



*Рис. 2. Геометрические размеры и армирование образцов
для эксперимента [4]*

Используются 8-ми узловые изопараметрические конечные элементы. Характеристики материалов приняты аналогично [4]: для бетона – $R_b = 35$ МПа, $E_b = 30000$ МПа, $\nu = 0.2$; для арматуры – $\varnothing 14$ $R_s = 365$ МПа, $E_s = 200000$ МПа. Нагрузка ΔP передавалась через жесткую пластину ступенями по 40 кН. Расчетная схема плиты изображена на рис. 3.

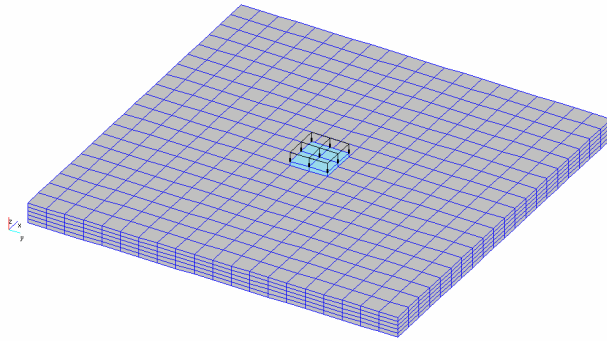


Рис. 3. Общий вид конечно-элементной модели

Расчетное разрушение образца произошло на 11 ступени при нагрузке 440 кН. Результаты расчетов в виде изолиний вертикальных перемещений, нормальных σ_z , σ_x и касательных τ_{xy} напряжений на этой ступени приведены на рис. 5-7. На рис. 8 представлены результаты расчетов прогибов плиты по ступеням нагружения и дано сопоставление с экспериментальными данными [4], подтверждающие обоснованность представленной теории.

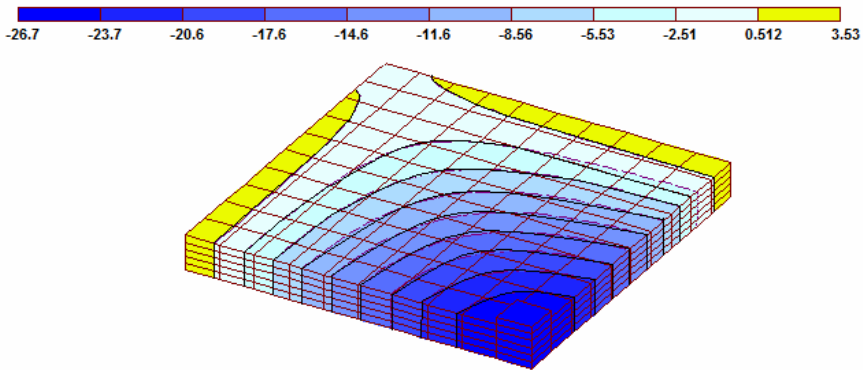


Рис. 4. Изолинии вертикальных перемещений четверти плиты на 11 ступени

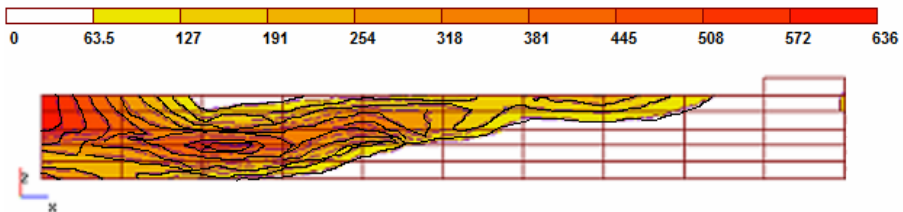


Рис. 5. Изолинии напряжений σ_z на 11 ступени для половины плиты. Серединное сечение

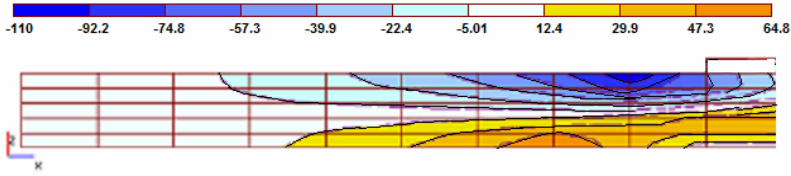


Рис. 6. Изолинии напряжений σ_x на 11 ступени для половины плиты. Серединное сечение

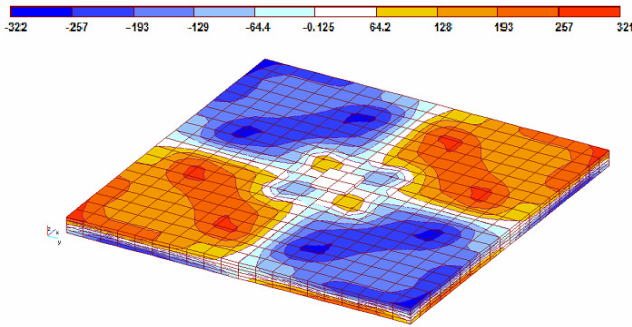


Рис. 7. Изолинии касательных напряжений τ_{xy} на верхней плоскости плиты на 11 ступени загрузки

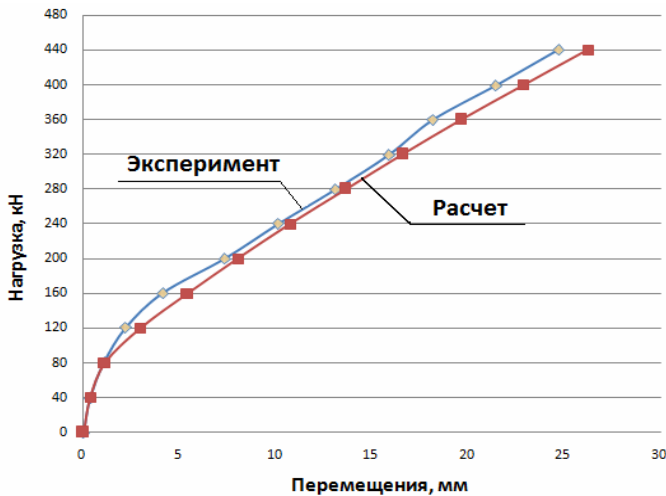


Рис. 8. Вертикальные перемещения по ступеням нагружения

Также как и в рассматриваемом примере, в большинстве экспериментальных исследований используется прямоугольная форма штампа. Между тем несомненный интерес представляют случаи штампов геометрические формы которых, отличны от прямоугольной.

Натурный эксперимент

Проведены экспериментальные исследования по изучению влияния геометрии штампов на работу железобетонных плит при продавливании. Здесь приводится описание одного из этих экспериментов и результаты последующего расчета по методу конечных элементов.

Испытывалась квадратная плита с размерами 900x900x200 мм и шарнирным опиранием по всем сторонам. На рис. 9 приведены геометрические размеры, армирование опытных образцов и форма штампа.

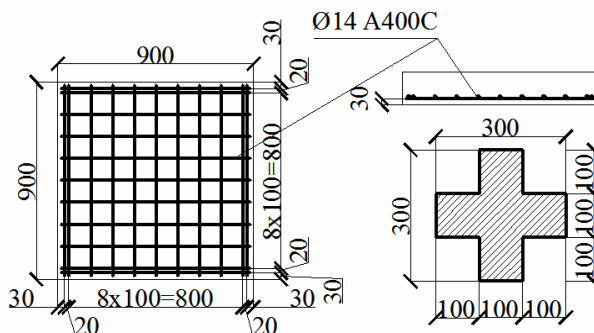


Рис. 9. Армирование опытных образцов и геометрические размеры продавливающего штампа

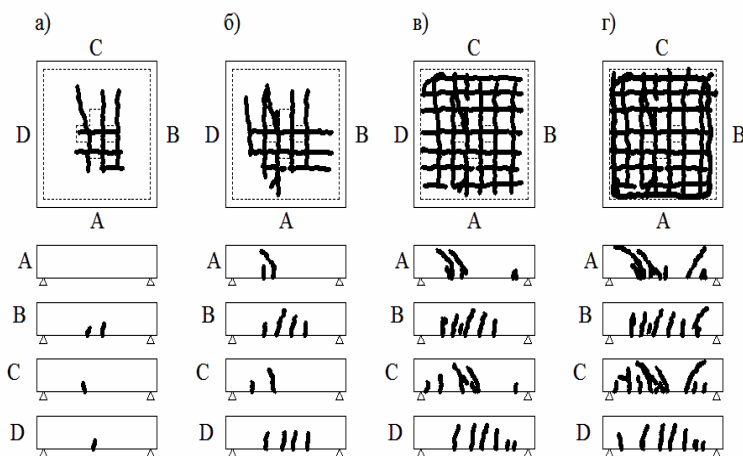


Рис. 10. Схема развития трещин на нижней и боковых поверхностях плиты при действии нагрузки, приложенной в виде штампа крестового сечения:

- а) – при нагрузке 0,4 от разрушающей;*
- б) – при нагрузке 0,6 от разрушающей;*
- в) – при нагрузке 0,8 от разрушающей;*
- г) – при нагрузке 0,95 от разрушающей*

Строительная механика, прочность судов и сооружений

Загружение плит производилось ступенями до разрушения. Величина ступени составляла 40 кН.

Общая картина образования трещин на боковых гранях и нижней поверхности плиты приведена на рис. 10. Разрушение характеризовалось постепенным падением нагрузки и оседанием штампа на 10-15 мм. Разрушающая нагрузка составила 860 кН.

Расчет плиты

Расчетная схема плиты представлена на рис. 11. Характеристики материалов приняты аналогичными опытными данным: для бетона – $R_b=21,1$ МПа, $R_{bt}=10$ МПа, $E_b=23000$ МПа, $\nu=0.2$; для арматуры – $\varnothing 14$ $R_s=365$ МПа, $E_s=200000$ МПа. Для передачи нагрузки использовалась жесткая пластина, к которой прикладывалась нагрузка ступенями $\Delta P=40$ кН.

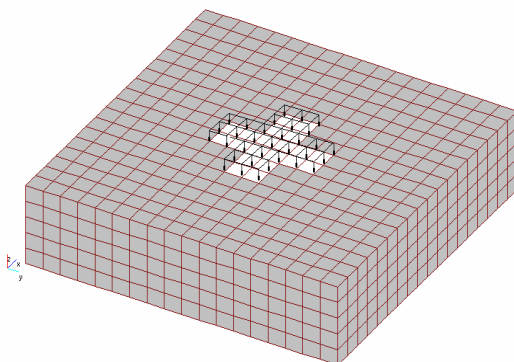


Рис. 11. Общий вид конечно-элементной модели

В ходе численного эксперимента разрушение образца произошло на 21 ступени при нагрузке 840 кН. Результаты расчета в виде изолиний напряжений σ_z , τ_{xz} приведены на рис. 12-13.

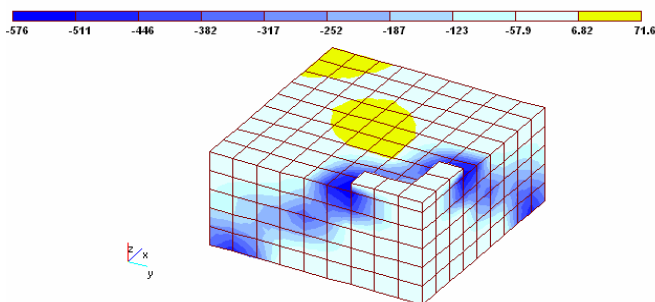


Рис. 12. Напряжения в бетоне σ_z четверти плиты на 20 ступени

Строительная механика, прочность судов и сооружений

На рис. 14 представлено сечение четверти плиты с характерными изополями вертикальных перемещений, также приведены трещины на нижней грани плиты на 21-ой ступени загрузки (рис. 15). График расчетных прогибов образца по ступеням нагружения показан на рис. 16, здесь же приводятся экспериментальные данные.

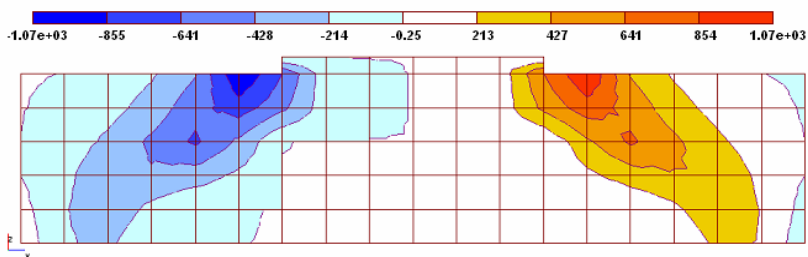


Рис. 13. Касательные напряжения в бетоне τ_{xz} плиты на 21 ступени

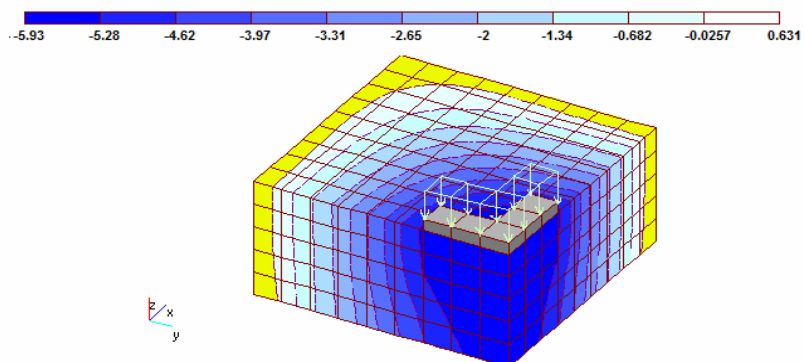


Рис. 14. Перемещения по оси Z четверти плиты на 21 ступени

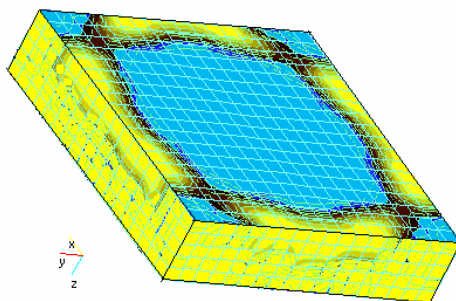


Рис. 15. Расчетная зона трещинообразования на нижней грани плиты на 21 ступени загрузки

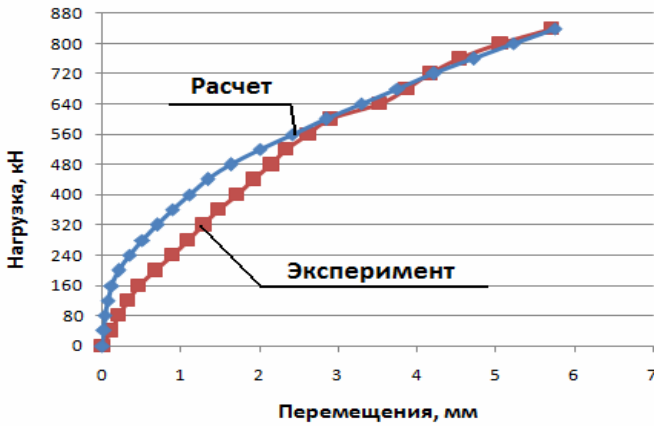


Рис. 16. Максимальные вертикальные перемещения нижней грани плиты

Заключение

Анализ результатов расчетов и их сопоставление с экспериментальными данными свидетельствует о достаточной надежности и достоверности предлагаемой расчетной методики и возможности ее использования для оценки напряженно-деформированного состояния железобетонных плит при продавливании.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карпенко Н.И. *Общие модели механики железобетона*. – М.: Стройиздат, 1996. – 206 с.
2. Клованич С.Ф., Карпенко С.Н. *О расчете пространственных железобетонных конструкций методом конечных элементов // Сб. тр. научн.-техн. конф. «Бетон и железобетон в третьем тысячелетии»*. – Ростов-на-Дону, 2000. – С. 179-184.
3. Клованич С.Ф. *Программа «CONCORD» для решения геотехнических задач методом конечных элементов // Вісник ОНМУ – Одеса: ОНМУ, 2003. – № 10. – С. 39-46.*
4. Kruger G. *Punching tests on RC flat slabs with eccentric loading / G.Kruger, O.Burdet, R.Favre // Budapest: 2nd Int.Ph.D. Symposium in Civil Engineering, 1998. – P. 1-6.*

Надійшла 03.12.08

УДК 620: 178.3

А.В. Коноплев
А.Г. Кобаков

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ПРЕДЕЛОВ ВЫНОСЛИВОСТИ

На основе расчёта индивидуальных пределов выносливости образцов из стали 18Х2Н4ВА проведен анализ точности некоторых корреляционных зависимостей между параметрами кривых усталости и метода, основанного на гипотезе о равенстве функций распределения предела выносливости и долговечности до разрушения. Показано, что последний позволяет с достаточной степенью точности определять индивидуальные пределы выносливости каждого испытанного образца.

На основі розрахунку індивідуальних меж витривалості зразків, зроблених із сталі 18Х2Н4ВА, був проведений аналіз точності деяких кореляційних залежностей між параметрами кривих втоми та метода, що базується на гіпотезі рівнозначності функцій розподілу меж витривалості та довговічності до руйнування. Показано, що останній дозволяє з достатньою мірою точності визначати індивідуальні межі витривалості кожного випробуваного зразка.

On the basis of individual fatigue ranges calculation for samples made of steel 18X2H4BA there was provided accuracy analysis of some correlation relations between fatigue curves' parameters and a method based on the hypothesis about functions of fatigue ranges' distribution and longevity up to failure. It is shown that the last one allows to define individual fatigue ranges of every sample under experiment with sufficient degree of accuracy.

Ключевые слова: индивидуальный предел выносливости, корреляционные зависимости, параметры уравнения кривой усталости.

Ускоренные методы определения пределов выносливости, основанные на сокращённом эксперименте, позволяют по известным параметрам наклонного участка кривой усталости находить индивидуальные пределы выносливости каждого испытанного при циклической нагрузке объекта (детали, модели, образца). При этом параметры этого уравнения могут приниматься как постоянными для всей партии объектов (например, для уравнения Вейбулла), так и переменными, зависящими от предела выносливости. Во всех случаях делается допущение о существовании зависимости предела выносливости от положения наклонного участка кривой усталости.

Целью работы является решение вопроса о корректности такого допущения и поиск новых, более точных способов оценки предела выносливости.

Для этого рассмотрим некоторые методы оценки индивидуальных пределов выносливости, основанные на корреляционных зависимостях между пределом выносливости и параметрами наклонного участка кривой усталости.

Расчёт индивидуальных значений предела выносливости может быть осуществлён на основе модернизированного уравнения Вейбулла, которое можно записать в виде

$$\sigma_{Ri} = \sigma - \left(\frac{10^{C'_w}}{N} \right)^{1/m'_w} + \bar{\sigma}_R - A, \quad (1)$$

где σ_{Ri} – индивидуальный предел выносливости;

$\bar{\sigma}_R$ – среднее значение предела выносливости;

σ и N – текущие значения напряжений и долговечности до разрушения соответственно; m_w , m'_w , C_w , C'_w и A – параметры. Параметр A определяется из условия наименьшего рассеяния экспериментальных результатов при построении кривой усталости согласно уравнению

$$(\sigma - A)^{m'_w} \cdot N = 10^{C'_w}. \quad (2)$$

При этом данный параметр может принимать значения в интервале от нуля до значения равного средневероятному пределу выносливости. Для установления степени зависимости индивидуальных пределов выносливости от параметра A , обратимся к экспериментальным данным испытаний образцов из стали 18Х2Н4ВА, средневероятный предел выносливости которых составляет 200 МПа. Рассчитаем значения $(\sigma_{Ri})_{\max}$ – $(\sigma_{Ri})_{\min}$, параметры m'_w , C'_w и A для двух крайних долговечностей на самом высоком уровне напряжений ($\sigma = 320$ МПа; $N_{\min} = 58700$ циклов; $N_{\max} = 110300$ циклов). Результаты расчёта представлены в табл. 1.

Как видно из уравнения (1), индивидуальные пределы выносливости зависят от параметра A . Для количественной оценки этой зависимости в приведенной выше таблице представлены разности $(\sigma_{Ri})_{\max}$ – $(\sigma_{Ri})_{\min}$ для всех значений A . Их максимальное отличие при крайних значениях A (0 – 200 МПа) более чем в 2,5 раза.

Таким образом, зависимость оценки индивидуального предела выносливости от величины A не позволяет получить однозначный результат.

**Строительная механика,
прочность судов и сооружений**

Что же касается качественной закономерности изменения расчётных величин $(\sigma_{Ri})_{\max}$ и $(\sigma_{Ri})_{\min}$, то её можно проследить по изменению разностей абсолютных величин $|(\sigma_{Ri})_{\max} - \bar{\sigma}_R|$ и $|(\sigma_{Ri})_{\min} - \bar{\sigma}_R|$.

Как видно из таблицы 1, эти разности оказались практически постоянными, и её минимальное значение отличается от максимального (при крайних значениях величины A) всего в 1,5 раза. В то же время отличие разностей минимального и средневероятного предела выносливости существенно – в 6,8 раза, что противоречит характеру распределения соответствующих долговечностей на рассматриваемом уровне напряжений относительно средневероятного их значения.

Таблица 1

Расчётные значения индивидуальных пределов выносливости при различных значениях параметра A

A , МПа	$(\sigma_{Ri})_{\max}$, МПа	$(\sigma_{Ri})_{\min}$, МПа	$(\sigma_{Ri})_{\max} -$ $(\sigma_{Ri})_{\min}$, МПа	$(\sigma_{Ri})_{\max} -$ $\bar{\sigma}_R$, МПа	$(\sigma_{Ri})_{\min} -$ $\bar{\sigma}_R$, МПа	m'_w	C'_w
200	212,5	144,9	67,6	12,5	-55,1	1,292	7,667
180	216,0	171,6	44,4	16,0	-28,4	2,062	9,359
160	216,9	179,7	37,2	16,9	-20,3	2,728	10,916
140	217,4	183,8	33,6	17,4	-16,2	3,358	12,462
120	218,5	187,3	31,2	18,5	-12,7	3,967	14,006
100	216,3	181,6	30,2	16,3	-18,4	4,575	15,586
80	213,4	184,1	29,3	13,4	-15,1	5,176	17,246
60	214,5	186,0	28,5	14,5	-14,0	5,764	18,779
40	213,7	185,8	27,9	13,7	-14,2	6,592	20,393
20	216,0	189,0	27,0	16,0	-11,0	6,954	22,079
0	218,3	191,9	26,4	18,3	-8,1	7,530	23,714

Индивидуальные пределы выносливости можно определить, основываясь на гипотезе о равенстве функций нормального распределения долговечности до разрушения и предела выносливости, используя зависимость [1]

$$\sigma_{Ri} = \bar{\sigma}_R + \frac{S_{\sigma_R} \cdot (N_i - \bar{N})}{S_N}, \quad (3)$$

где S_{σ_R} и S_N – стандартные отклонения величин N и σ_R соответственно; $\bar{\sigma}_R$ и \bar{N} – средние значения предела выносливости и долговечности до разрушения соответственно. По этой формуле определим индивидуальные пределы выносливости

$$(\sigma_{R_i})_{\max} = \bar{\sigma}_R + \frac{S_{\sigma_R} \cdot (N_{i_{\max}} - \bar{N})}{S_N} = 200 + \frac{12,8(110300 - 79044)}{22193} = 217,2 \text{ МПа.} \quad (4)$$

$$(\sigma_{R_i})_{\min} = \bar{\sigma}_R + \frac{S_{\sigma_R} \cdot (N_{i_{\min}} - \bar{N})}{S_N} = 200 + \frac{12,8(58700 - 79044)}{22193} = 188,8 \text{ МПа.} \quad (5)$$

Максимальное значение индивидуального предела выносливости превышает его средневероятное значение на 17,2 МПа, а минимальное – меньше среднего на 11,2 МПа. При этом следует заметить, что найденные значения $(\sigma_{R_i})_{\max}$ и $(\sigma_{R_i})_{\min}$ в отличие от предыдущего случая являются однозначными.

Индивидуальные пределы выносливости могут определяться по априори известным параметрам уравнения кривой усталости, выраженной определённой математической моделью. При этом часто используются не результаты испытаний тех же или аналогичных объектов, а обобщённые корреляционные зависимости. В связи с этим рассмотрим вопрос о корректности использования корреляционных обобщённых зависимостей для оценки индивидуальных пределов выносливости. Обратимся снова к тем же экспериментальным данным испытаний образцов из стали 18Х2Н4ВА, и, используя связи параметров кривой усталости с пределом выносливости [2], найдём индивидуальные их значения (табл. 2).

$$(0,027\sigma_R + 1,4)\lg\sigma + \lg N - 0,997(0,027\sigma_R + 2,4)\lg\sigma_R - 4,25 = 0; \quad (6)$$

$$\frac{2,11\sigma_R + 132 - \sigma}{0,185\sigma_R + 15} - \lg N = 0; \quad (7)$$

$$(0,002\sigma_R + 0,8)\lg(\sigma - \sigma_R) + \lg N - 0,005\sigma_R - 6,6 = 0. \quad (8)$$

Оценить точность определения предела выносливости по представленным выше зависимостям можно по среднему пределу выносливости, однако в данном случае такая оценка недостаточна, поскольку среднеквадратические отклонения этой величины в каждом случае различны. Для значений σ_{R_i} , найденных по уравнениям 3, 6, 7 и 8, они оказались соответственно равны:

$$S_{\sigma_R} (3) = 11,4 \text{ МПа}; S_{\sigma_R} (6) = 11,8 \text{ МПа}; S_{\sigma_R} (7) = 18,2 \text{ МПа и}$$

$$S_{\sigma_R} (8) = 26,5 \text{ МПа.}$$

**Строительная механика,
прочность судов и сооружений**

Таблица 2

Расчётные индивидуальные значения пределов выносливости

№ обр.	σ , МПа	N, цикл.	σ_{Ri} , МПа согласно уравнению			
			(3)	(6)	(7)	(8)
1	320	58700	188,8	168,1	211,4	104,8
2	320	77400	199,1	179,7	216,7	147,7
3	320	91100	207,0	186,4	220,0	167,6
4	320	103800	214,3	191,7	222,7	181,4
5	320	110300	217,2	194,0	224,0	187,2
6	280	115600	188,4	163,8	190,9	158,3
7	280	183200	199,1	180,7	199,7	192,8
8	280	209600	203,2	185,5	202,4	200,7
9	280	273400	213,3	194,8	207,9	214,1
10	280	304900	218,3	198,5	210,2	218,9
11	240	361400	186,2	171,6	176,9	191,1
12	240	405800	188,9	175,3	179,1	195,1
13	240	513200	195,4	182,6	183,8	202,2
14	240	640800	200,3	189,4	188,4	207,8
15	240	810700	213,6	196,6	193,4	212,9
16	210	735400	183,4	168,8	162,0	184,0
17	210	1072000	188,4	179,6	169,4	190,6
18	210	1894000	200,6	195,3	181,5	197,5
19	210	2148000	204,4	198,7	184,3	198,7
20	210	2863000	215,0	206,4	191,0	201,0
Средние значения			201,2	185,4	195,8	187,7

Для решения данной задачи необходим комплексный показатель, который позволил бы учитывать как погрешность среднего предела выносливости, так и среднеквадратического отклонения. Таким показателем может быть среднее значение абсолютных величин погрешностей индивидуальных пределов выносливости, т.е.

$$\bar{\delta}_{\sigma_R} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\delta_{\sigma_{Ri}}|. \quad (9)$$

Рассчитанные значения $\delta_{\sigma_{Ri}}$ и их средние значения $\bar{\delta}_{\sigma_R}$ приведены ниже в табл. 3. Там же для сравнения показаны значения $\bar{\delta}_{\sigma_R}$, найденные по формуле 9.

**Строительная механика,
прочность судов и сооружений**

Таким образом, по величине $\bar{\delta}_{\sigma_R}$ можно определить наиболее точный метод. В данном случае это метод, основанный на гипотезе о равенстве функций распределения предела выносливости и долговечности до разрушения (зависимость 3).

Что же касается методов, в основу которых положены корреляционные зависимости между пределом выносливости и параметрами различных уравнений кривых усталости, то их следует считать приближёнными и применять для предварительной оценки предела выносливости. Причём, их основной недостаток заключается не столько в величине средней ошибки оценки предела выносливости, сколько в зависимости величины $\delta_{\sigma_{Ri}}$ от уровня напряжений (табл. 3).

Таблица 3

*Расчётные индивидуальные
и средние значения погрешностей пределов выносливости*

№ обр.	$\delta_{\sigma_{Ri}}$, %			
	согласно уравнению			
	(3)	(6)	(7)	(8)
1	-5,6	-16,0	5,7	-47,6
2	-0,5	-10,2	8,4	-26,2
3	3,5	-6,8	10,0	-16,2
4	7,2	-4,2	11,4	-9,3
5	8,6	-3,0	12,0	-6,4
6	-5,8	-18,1	-4,6	-20,9
7	-0,5	-9,7	-0,2	-3,6
8	1,6	-7,3	1,2	0,4
9	6,7	-2,6	4,0	7,1
10	9,2	-0,8	5,1	9,5
11	-6,9	-14,2	-11,6	-4,5
12	-5,6	-12,4	-10,5	-2,5
13	-2,3	-8,7	-8,1	1,1
14	0,2	-5,3	-5,8	3,9
15	6,8	-1,7	-3,3	6,5
16	-8,3	-15,6	-19,0	-8,0
17	-5,8	-10,2	-15,3	-4,7
18	0,3	2,4	-9,3	-1,3
19	2,2	-0,7	-7,9	-0,7
20	7,5	3,2	-4,5	0,5
Средние значения $\bar{\delta}_{\sigma_R} / \bar{\delta}_{\sigma_R}$	0,6/4,8	-7,1/7,7	-2,1/7,9	-6,1/9,0

ЛИТЕРАТУРА

1. Коноплёв А.В. *Определение индивидуальных характеристик сопротивления усталости // Вісник ОНМУ. – 2007. – № 21. – С. 89-96.*
2. Олейник Н.В. *Выносливость деталей машин. – К.: Техніка, 1979. – 200 с.*

Надійшла 08.12.08

**К РАСЧЕТНОМУ ОБОСНОВАНИЮ
МЕТОДОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ВОДНОТРАНСПОРТНЫХ СООРУЖЕНИЙ
ИЗ ШПУНТОВЫХ СТЕНОК
ПОВЫШЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ**

Показано развитие нелинейного метода для случая расчета давления грунта на тонкие стенки с различной конфигурацией ребер, изменяемым сечением по высоте сооружения и неоднородностью грунтового материала позади стенки.

Показан розвиток нелінійного методу розрахунку для визначення тиску ґрунту на тонкі стінки з різною конфігурацією контрфорсів та з неоднорідністю ґрунтового матеріалу позаду стінки. Одержані кількісна і якісна оцінки розвантажувальної дії контрфорсів, а також епюри нормальної напруги по висоті споруди.

Development of nonlinear calculation method for determination of soil pressure upon the thin walls with different configuration of counterforces regarding heterogeneity of soil material behind a wall is presented. There are obtained the quantitative and qualitative estimations of relief actions of counterforces as well as diagrams of normal stresses distributed along the structure's height.

Ключевые слова: эксплуатация сооружений, шпунтовая стенка, ребра жесткости, давление грунта.

Наиболее эффективное направление развития методов технической эксплуатации портовых сооружений на современном этапе – разработка инновационных реконструктивных решений. Потребность в реконструкции возникает не только в связи с постепенным снижением несущей способности воднотранспортных сооружений в процессе эксплуатации, но и вследствие несоответствия глубин у причалов осадкам современных судов и невозможность замены устаревшего оборудования в связи с ограниченными нормативными нагрузками на причалы.

Применение нового конструкторско-технологического решения шпунтовой стенки [1] при реконструкции (строительстве) позволит за счет повышенной жесткости обеспечить необходимые параметры (увеличенная глубина у причала, повышенная категория эксплуатационных

нагрузок) причального сооружения и рационально распределять материал в теле конструкции. Эффективность реконструкции будет зависеть не только от применения рационального решения конструктивной схемы сооружения, но и в значительной степени от того, насколько полно выявлены и реализованы резервы данной конструкции.

При расчете шпунтовой стенки повышенной жесткости важнейшим является определение бокового давления грунта с учетом разгружающей способности ребер жесткости. Существуют два основных метода определения бокового давления грунта с учетом разгружающегося действия ребер жесткости. Первый метод основан на «классической» теории Ш. Кулона, предполагающей плоский характер поверхностей обрушения, и разработанный на основании рекомендаций РД 31.31.27-81 [2]. Второй метод базируется на теории предельного равновесия Ф.М. Шихиева и М.Е. Когана, далее развитый для более сложного типа контактной грани В.С. Зеленским [3; 4; 5], учитывающий криволинейность поверхностей обрушения. В обоих случаях грунт считается недеформируемым, а предельно напряженное состояние принимается наступившим одновременно по всей высоте контактной грани стенки независимо от ее перемещений и деформаций.

В настоящей работе обобщаются решения [3; 4; 5] и расширяется область их применения для случая расчета давления грунта на тонкие стенки [1; 2] с различной конфигурацией ребер, изменяемым сечением по высоте сооружения и неоднородностью грунтового материала позади стенки (слои засыпки и грунтового основания). Учет явления «зависания» грунта над ребрами, предложенный в работе [5], не применяется, так как толщина шпунтовой стенки незначительна.

Принимая во внимание допущения [3; 4; 5], приходим к расчетной схеме, обеспечивающей учет разгружающего влияния ребер для двух характерных зон: зоны нахождения ребер жесткости в пределах призмы обрушения засыпки и зоны выхода ребер жесткости за ее пределы.

Рассмотрим условия равновесия элементарного объема 12341'2'3'4' с шириной S , выделяемого в пределах верхней зоны для случая, когда ширина ребра увеличивается книзу (рис. 1 а).

Границы верхней зоны – $0 \leq z \leq h$, где $h = \frac{H \operatorname{ctg} \theta - b}{\operatorname{ctg} \theta + \operatorname{ctg} \alpha}$, H –

высота стенки; b – ширина ребра жесткости; θ – угол между плоскостью обрушения и горизонтальной плоскостью, равный $45 + 0,5\varphi$; α – угол наклона тыловой грани ребер жесткости к горизонтальной плоскости, границы нижней зоны – $h \leq z \leq H$.

Спроектируем нормальные и касательные силы, действующие по граням элементарного объема, вместе с объемной силой dG на горизонтальную плоскость

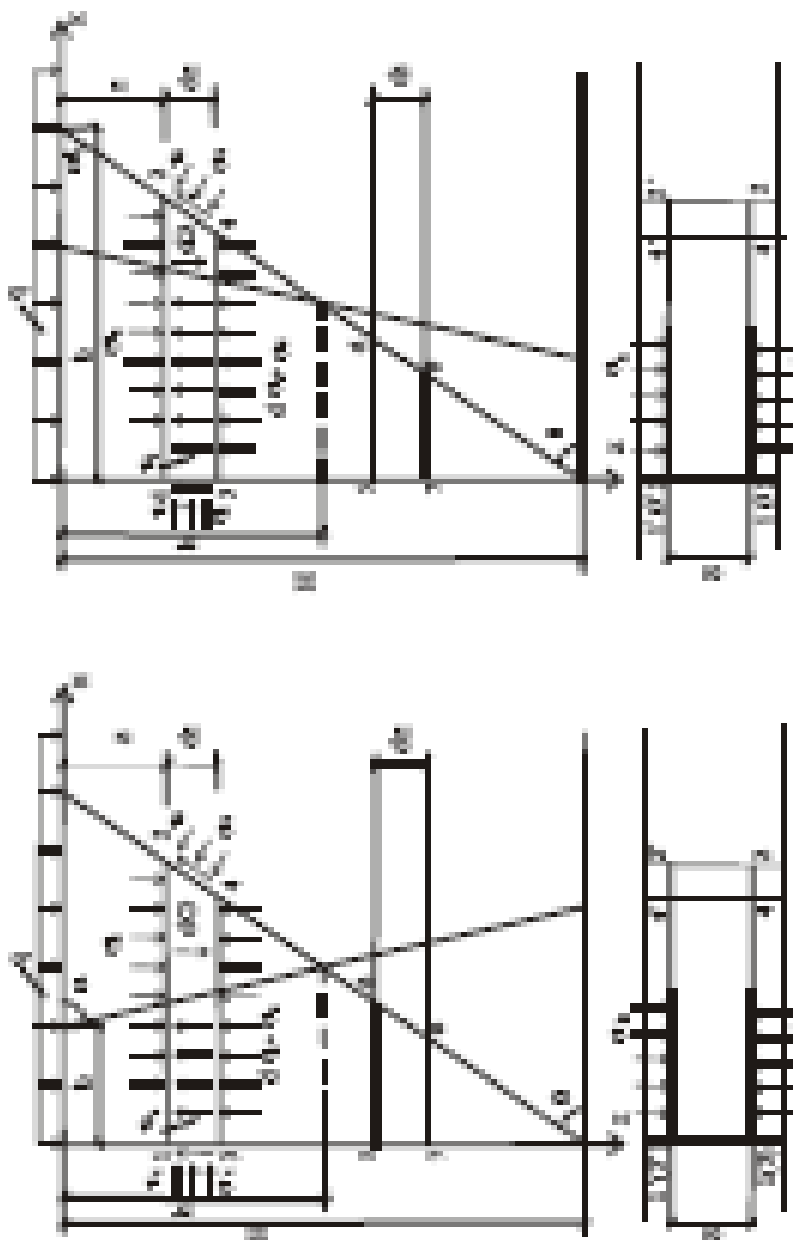


Рис. 1. Схемы к расчету давления грунта на стенку с разгружающими ребрами жесткости:
а) форма ребер жесткости с расширением книзу;
б) форма ребер жесткости с расширением кверху

Порты и подъемно-транспортное оборудование

$$\sigma_{\bar{n}} \cdot dz \cdot S + \tau_{\theta} \cdot \cos \theta \cdot S \cdot \frac{dz}{\sin \theta} - \sigma_{\theta} \cdot S \cdot \sin \theta \cdot \frac{dz}{\sin \theta} = 0. \quad (1)$$

Преобразовав выражение (1) с учетом равенства $\tau_{\theta} = \sigma_{\theta} \operatorname{tg} \varphi$, получим уравнение

$$\sigma_{\theta} = \sigma_c \frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \theta - \operatorname{tg} \varphi}, \quad (2)$$

где φ – угол внутреннего трения грунта;
 S – шаг контрфорсов.

Спроектируем нормальные и касательные силы, действующие по граням элементарного объема, вместе с объемной силой dG на вертикальную плоскость

$$\begin{aligned} & -\tau_c \cdot dz \cdot S - \tau_{\theta} \cdot \frac{dz}{\sin \theta} \cdot S \cdot \sin \theta - \sigma_{\theta} \cdot \frac{dz}{\sin \theta} \cdot S \cdot \cos \theta + dG \cdot S - d\sigma_z \cdot \frac{H-z}{\operatorname{tg} \theta} \cdot S + \\ & + \sigma_z \cdot \frac{dz}{\operatorname{tg} \theta} \cdot S - \tau_{\delta_k} \cdot dz \cdot 2 \cdot (z \cdot \operatorname{ctg} \alpha + b) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{С учетом того, что } \tau_c = \sigma_c \operatorname{tg} \delta_c, \quad dG = \gamma \frac{H-z}{\operatorname{tg} \theta} dz, \quad \tau_{\delta_k} = \sigma_z \xi \operatorname{tg} \delta_k,$$

уравнение (3) примет вид

$$d\sigma_z (H-z) = dz (\gamma (H-z) - \psi_1 \sigma_c - \sigma_z (\psi_3 z + \psi_2)), \quad (4)$$

где

$$\psi_1 = \operatorname{tg} \delta_c \operatorname{tg} \theta + \frac{\operatorname{tg} \theta (\operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \theta + 1)}{\operatorname{tg} \theta - \operatorname{tg} \varphi}; \quad \psi_2 = \frac{2b \xi \operatorname{tg} \delta_k \operatorname{tg} \theta}{S} - 1; \quad \psi_3 = \frac{2 \xi \operatorname{tg} \delta_k \operatorname{tg} \theta}{S \operatorname{tg} \alpha};$$

δ_c – угол трения грунта о стенку;

δ_k – угол трения грунта о ребра жесткости;

γ – удельный вес сыпучей среды;

ξ – коэффициент бокового давления покоя, значение которого можно получить, используя зависимость Яки [6] $\xi = 1 - \sin \varphi$.

Составляя уравнение моментов сил относительно грани 22', находим

$$\begin{aligned} & -\tau_c \cdot dz \cdot S \cdot \frac{H-z}{\operatorname{tg} \theta} + dG \cdot S \cdot \frac{H-z}{2 \operatorname{tg} \theta} - d\sigma_z \cdot \frac{H-z}{\operatorname{tg} \theta} \cdot S \cdot \frac{H-z}{2 \operatorname{tg} \theta} - \\ & - \tau_{\delta_k} \cdot dz \cdot 2 \cdot (z \cdot \operatorname{ctg} \alpha + b) \cdot \left(\frac{H-z}{\operatorname{tg} \theta} - \frac{z \cdot \operatorname{ctg} \alpha + b}{2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$d\sigma_z(H-z) = dz(\gamma(H-z) - \psi_8\sigma_c - \sigma_z(2\psi_3z + 2\psi_4 - \frac{\psi_5z^2 + \psi_6z + \psi_7}{H-z})), \quad (6)$$

где
$$\psi_4 = \frac{2b\xi\text{tg}\delta_k\text{tg}\theta}{S}; \quad \psi_5 = \frac{2\xi\text{tg}\delta_k\text{tg}^2\theta}{S\text{tg}^2\alpha}; \quad \psi_6 = \frac{4b\xi\text{tg}\delta_k\text{tg}^2\theta}{S\text{tg}\alpha};$$

$$\psi_7 = \frac{2b^2\xi\text{tg}\delta_k\text{tg}^2\theta}{S}; \quad \psi_8 = 2\text{tg}\delta_c\text{tg}\theta.$$

В результате приравнивания правых частей уравнений (4) и (6) устанавливаем зависимость между вертикальными напряжениями и нормальной компонентой давления, которая характеризуется коэффициентом бокового давления грунта

$$\sigma_c = \sigma_z\lambda_1, \quad (7)$$

где

$$\lambda_1 = \frac{(\psi_2 - \psi_3z - 2\psi_4)(H-z) + \psi_5z^2 + \psi_6z + \psi_7}{(\psi_8 - \psi_1)(H-z)}. \quad (8)$$

С учетом выражения (7) уравнение (4) примет вид

$$\sigma'_z + \sigma_z \frac{\eta_1z^2 + \eta_2z + \eta_3}{(H-z)^2} - \gamma = 0. \quad (9)$$

где
$$\eta_1 = \frac{2\psi_1\psi_3 - \psi_3\psi_8 + \psi_1\psi_5}{\psi_8 - \psi_1};$$

$$\eta_2 = \frac{2\psi_1\psi_4 - \psi_2\psi_8 + \psi_1\psi_6 + H(\psi_3\psi_8 - 2\psi_1\psi_3)}{\psi_8 - \psi_1};$$

$$\eta_3 = \frac{\psi_1\psi_7 + H(\psi_2\psi_8 - 2\psi_1\psi_4)}{\psi_8 - \psi_1}.$$

При решении полученного уравнения постоянная интегрирования находится исходя из начальных условий $z = 0, \sigma_z = q$, где q – нагрузка на поверхности грунта засыпки

$$C_1 = qH^n \exp\left(\frac{w}{H}\right), \quad (10)$$

где $u = 2H\eta_1 + \eta_2$, $w = \eta_1 H^2 + \eta_2 H + \eta_3$.

Полное решение уравнения (9) имеет вид

$$\sigma_z = (H-z)^{-u} \exp\left(-\eta_1 z - \frac{w}{H-z}\right) \left(C_1 + \int_0^z \frac{\gamma}{(H-z)^{-u} \exp\left(-\eta_1 z - \frac{w}{H-z}\right)} dz\right). \quad (11)$$

С учетом (8) выражение для определения нормальной компоненты давления грунта на первом участке стенки представляется в виде

$$\begin{aligned} \sigma_c^2 = & (H-z)^{-u} \exp\left(-\eta_1 z - \frac{w}{H-z}\right) \frac{(\psi_2 - \psi_3 z - 2\psi_4)(H-z) + \psi_5 z^2 + \psi_6 z + \psi_7}{(\psi_8 - \psi_1)(H-z)} \times \\ & \times \left(C_1 + \int_0^z \frac{\gamma}{(H-z)^{-u} \exp\left(-\eta_1 z - \frac{w}{H-z}\right)} dz\right). \quad (12) \end{aligned}$$

Рассмотрение условий равновесия элементарного объема 56785'6'7'8', выделенного в пределах второго участка ($h \leq z \leq H$), позволяет записать уравнение [4]:

$$\sigma'_z + \sigma_z \frac{\nu + \mu(H-z)}{H-z} - \gamma = 0. \quad (13)$$

Здесь, как и в работе [4]

$$\mu = \frac{2\xi \operatorname{tg} \delta_k}{S}; \quad \nu = \frac{2 \operatorname{tg} \delta_c (\operatorname{tg} \theta - \operatorname{tg} \varphi)}{\operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \delta_c \operatorname{tg} \varphi + 1 - \operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \delta_c}.$$

Постоянная интегрирования определяется из условия равенства вертикальных напряжений на границе зон

$$C_2 = \frac{\sigma_z(h)}{(H-h)^\nu \exp(-\mu z)} - \int_0^h \frac{\gamma}{(H-h)^\nu \exp(-\mu z)} dh. \quad (14)$$

Общее решение уравнения (13) имеет вид

$$\sigma_z = (H-z)^\nu \exp(-\mu z) \left(C_2 + \int_0^z \frac{\gamma}{(H-z)^\nu \exp(-\mu z)} dz\right). \quad (15)$$

Порты и подъемно-транспортное оборудование

Учитывая, что выражение для коэффициента бокового давления грунта в пределах второго участка имеет вид [4]:

$$\lambda_2 = \frac{\operatorname{tg} \theta - \operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \theta (\operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \delta_c - \operatorname{tg} \delta_c \operatorname{tg} \varphi + 1 + \operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \varphi)}, \quad (16)$$

представляется возможным записать

$$\sigma_c^H = (H - z)^{\nu} \exp(-\mu z) \frac{\operatorname{tg} \theta - \operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \theta (\operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \delta_c - \operatorname{tg} \delta_c \operatorname{tg} \varphi + 1 + \operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \varphi)} \cdot (C_2 + \int_0^z \frac{\gamma}{(H - z)^{\nu} \exp(-\mu z)} dz). \quad (17)$$

Рассмотрим условия равновесия элементарного объема 1234'2'3'4' для случая, когда ширина стенки уменьшается книзу (рис. 1 б.). Границы верхней зоны $0 \leq z \leq h$, где $h = \frac{H \operatorname{ctg} \theta - b}{\operatorname{ctg} \theta + \operatorname{ctg} \alpha}$, а

границы нижней зоны $h \leq z \leq H$.

Проектируя нормальные и касательные силы, действующие по граням элементарного объема, вместе с объемной силой dG на горизонтальную плоскость, получим уравнения (1) и (2).

Проектируя нормальные и касательные силы, действующие по граням элементарного объема, вместе с объемной силой dG на вертикальную плоскость, имеем

$$\begin{aligned} -\tau_c \cdot dz \cdot S - \tau_{\theta} \cdot \frac{dz}{\sin \theta} \cdot S \cdot \sin \theta - \sigma_{\theta} \cdot \frac{dz}{\sin \theta} \cdot S \cdot \cos \theta + dG \cdot S - \\ - d\sigma_z \cdot \frac{H - z}{\operatorname{tg} \theta} \cdot S + \sigma_z \cdot \frac{dz}{\operatorname{tg} \theta} \cdot S - \tau_{\delta_k} \cdot dz \cdot 2 \cdot (b - z \cdot \operatorname{ctg} \alpha) = 0, \end{aligned} \quad (18)$$

$$d\sigma_z (H - z) = dz(\gamma(H - z) - \psi_1 \sigma_c - \sigma_z(\psi_2 - \psi_3 z)); \quad (19)$$

Составляя уравнение моментов, имеем

$$\begin{aligned} -\tau_c \cdot dz \cdot S \cdot \frac{H - z}{\operatorname{tg} \theta} + dG \cdot S \cdot \frac{H - z}{2 \operatorname{tg} \theta} - d\sigma_z \cdot \frac{H - z}{\operatorname{tg} \theta} \cdot S \cdot \frac{H - z}{2 \operatorname{tg} \theta} - \\ - \tau_{\delta_k} \cdot dz \cdot 2 \cdot (b - z \cdot \operatorname{ctg} \alpha) \cdot \left(\frac{H - z}{\operatorname{tg} \theta} - \frac{b - z \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{2} \right) = 0, \end{aligned} \quad (20)$$

$$d\sigma_z (H - z) = dz(\gamma(H - z) - \psi_8 \sigma_c - \sigma_z(2\psi_4 - 2\psi_3 - \frac{\psi_5 z^2 - \psi_6 z + \psi_7}{H - z})); \quad (21)$$

Порты и подъемно-транспортное оборудование

В результате приравнивания правых частей уравнений (19) и (21) получим уравнение (7), где

$$\lambda_1 = \frac{(\psi_2 + \psi_3 z - 2\psi_4)(H - z) + \psi_5 z^2 - \psi_6 z + \psi_7}{(\psi_8 - \psi_1)(H - z)}, \quad (22)$$

а коэффициенты $\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_8$ приведены выше.

С учетом выражения (7) уравнение (19) примет вид

$$\sigma'_z + \sigma_z \frac{\eta_1 z^2 - \eta_2 z + \eta_3}{(H - z)^2} - \gamma = 0 \quad (23)$$

где $\eta_1 = \frac{2\psi_1\psi_3 - \psi_3\psi_8 + \psi_1\psi_5}{\psi_8 - \psi_1};$

$$\eta_2 = \frac{2\psi_1\psi_4 - \psi_2\psi_8 + \psi_1\psi_6 + H(\psi_3\psi_8 - 2\psi_1\psi_3)}{\psi_8 - \psi_1};$$

$$\eta_3 = \frac{\psi_1\psi_7 + H(\psi_2\psi_8 - 2\psi_1\psi_4)}{\psi_8 - \psi_1}.$$

При решении полученного уравнения постоянная интегрирования определяется исходя из начальных условий $z = 0, \sigma_z = q$

$$C_1 = qH^u \exp\left(\frac{w}{H}\right), \quad (24)$$

где $u = 2H\eta_1 - \eta_2, w = \eta_1 H^2 - \eta_2 H + \eta_3.$

Вид общего решения (11) не изменяется. Выражение (12) изменится с учетом (22)

$$\begin{aligned} \sigma_c^2 = & (H-z)^{-u} \exp\left(-\eta_1 z - \frac{w}{H-z}\right) \frac{(\psi_2 + \psi_3 z - 2\psi_4)(H-z) + \psi_5 z^2 - \psi_6 z + \psi_7}{(\psi_8 - \psi_1)(H-z)} \times \\ & \times (C_1 + \int_0^z \frac{\gamma}{(H-z)^{-u} \exp\left(-\eta_1 z - \frac{w}{H-z}\right)} dz) \end{aligned} \quad (25)$$

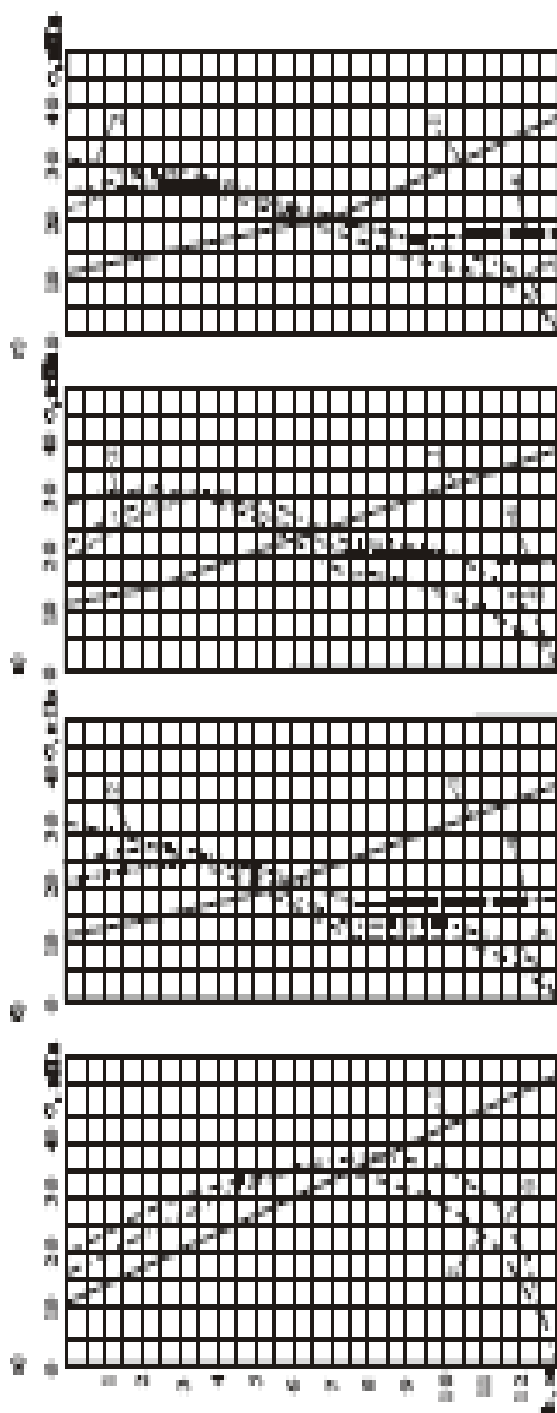


Рис. 2. Эпюры бокового давления грунта на шпунтовую стенку:

- а) без ребер жесткости; б) с прямоугольной формой ребер;
- в) с формой ребер с расширением книзу; г) с формой ребер с расширением кверху;
- 1 – линейное распределение давления грунта;
- 2-4 – нелинейное распределение давления грунта

Структура и характер расчетных зависимостей для нижней зоны стенки, остаются без изменений и для рассматриваемой конфигурации ребер.

Численная реализация полученного решения обеспечивает определение вертикального, бокового давления грунта, расчет равнодействующей давления грунта на стенку, и расстояния равнодействующей давления от верха стенки.

На эпюрах (рис. 2) приведены зависимости, выражающие распределение нормальных напряжений по высоте шпунтовой стенки с ребрами жесткости.

Исходные данные:

- высота стенки $H = 13$ м;
- высота ребер жесткости $d = 13$ м;
- шаг ребер жесткости 3 м;
- удельный вес грунта $\gamma = 11$ кН/м³;
- угол внутреннего трения $\varphi = 30^{\circ}$;
- эксплуатационная нагрузка $q = 40$ кПа.

Рассматривались три формы ребер – прямоугольная, с расширением кверху и с расширением книзу. Ширина ребра при прямоугольной форме 3 м, при ребре с расширением книзу – $1,8$ м (поверху), $4,2$ м (понизу), при ребре с расширением кверху – $4,2$ м (поверху), $1,8$ м (понизу).

Эпюры 1, полученные ранее в [2], выражают линейное распределение давления грунта на шпунтовую стенку без (рис. 2 а) и с (рис. 2 б, в, г) ребрами жесткости. Кривые 2-4 выражают нелинейное распределение нормальных напряжений в условиях пространственной задачи и получены по разработанному методу.

На рис. 2 а приведены эпюры (кривые 2, 3) для шпунтовой стенки без ребер жесткости, построенные по зависимостям (12), (17) при $b = 0$, $S = 0$, $\delta_c = \varphi$ ($\delta_c = 0,7\varphi$). Для шпунтовой стенки с прямоугольной формой ребер эпюры (кривые 2-4) приведены на рис. 2, б, построенные по зависимостям [4] при $\delta_c = \delta_k = \varphi$, $\delta_c = \delta_k = 0,7\varphi$ и $\delta_c = 0$, $\delta_k = \varphi$. На рис. 2, в, г приведены эпюры (кривые 2-4) для шпунтовой стенки с формой ребер с расширением книзу и формой ребер с расширением кверху, построенные, соответственно, по зависимостям (12), (17) и (25), (17) при $\delta_c = \delta_k = \varphi$, $\delta_c = \delta_k = 0,7\varphi$ и $\delta_c = 0$, $\delta_k = \varphi$.

Для количественной оценки разгружающего действия контрфорсов составлена табл. 1, в которой приведены значения равнодействующих сил активного давления грунта в зависимости от угла трения грунта о стенку, полученные при расчете шпунтовой стенки с и без ребер жесткости разными методами. Данные в строках 1, 3, 5, 7 – предлагаемый нелинейный метод расчета, в строках 2, 4, 6, 8 – линейный метод расчета [2].

Как показали расчеты, предложенное нелинейное распределение эпюры давления грунта сильно отличается от ранее разработанного

Порты и подъемно-транспортное оборудование

[2] в качественном отношении. В верхней части оно значительно превышает линейное распределение эпюры, что влияет на расположение центра давления – он лежит значительно выше, чем это следует из трапециoidalной эпюры. В нижней части нормальное давление на стенку меньше, поскольку сказывается разгружающее действие контрфорсов.

В количественном отношении расхождение значений равнодействующей бокового давления грунта между линейным и нелинейным методами расчета составляет от 0,3 % до 9 % соответственно для прямоугольной формы ребер и трапециoidalной с расширением книзу (при $\delta_c = 0,5\varphi$, $\delta_k = 0,5\varphi$).

Таблица 1

Значения равнодействующих сил активного давления грунта в зависимости от угла трения грунта о стенку

№	Форма ребер жесткости	Равнодействующая сил активного давления грунта в зависимости от угла трения грунта о стенку, кН					
		3	4	5	6	7	8
Шпунтовая стенка без ребер жесткости							
		$\delta_c = 0$	$\delta_c = 0,5\varphi$	$\delta_c = 0,7\varphi$	$\delta_c = \varphi$	-	-
1	без ребер жесткости	483	418	395	362	-	-
2		478	420	-	-	-	-
Шпунтовая стенка с ребрами жесткости							
		$\delta_c = 0$ $\delta_k = 0$	$\delta_c = 0,5\varphi$ $\delta_k = 0,5\varphi$	$\delta_c = 0,7\varphi$ $\delta_k = 0,7\varphi$	$\delta_c = \varphi$ $\delta_k = \varphi$	$\delta_c = \varphi$ $\delta_k = 0$	$\delta_c = 0$ $\delta_k = \varphi$
3	ребра жесткости прямоугольной формы 3•3•3	416	305,5	270	230,5	316	248
4		348,5	306,3	-	-	-	-
5	ребра жесткости с расширением книзу 1,8•4,2•3	483	340,8	310	278,5	362	304,3
6		352	309,4	-	-	-	-
7	ребра жесткости с расширением кверху 4,2•1,8•3	483	327,6	294,3	260,6	362	281,1
8		345	303,8	-	-	-	-

Наибольшее влияние на изменение бокового давления грунта имеет прямоугольная форма ребер жесткости, при которой разгружающий эффект составил 36 % (при $\delta_c = \varphi$, $\delta_k = \varphi$), а минимальное влияние при форме ребер с расширением к низу, при которой разгружающий эффект составил 23 % (при $\delta_c = \varphi$, $\delta_k = \varphi$).

Была дополнительно исследована зависимость бокового давления грунта от значения угла трения грунта о стенку (учета шероховатости стенки). Результаты исследований наглядно показывают, что ребра жесткости уменьшают боковое давление грунта на лицевую стенку за счет сил трения по боковой поверхности. Давление грунта на лицевую стенку без и с ребрами жесткости (трапецидальной конфигурации) без учета шероховатости ($\delta_c = 0$, $\delta_k = 0$) одинаковое. Учет шероховатости стенки и ребер уменьшает боковое давления грунта до 45 %. Учет сил трения только по боковым граням контрфорсов ($\delta_c = 0$, $\delta_k = \varphi$) снижает давление до 42 % (при форме контрфорса с расширением кверху). Учет сил трения только по лицевой стенке ($\delta_c = \varphi$, $\delta_k = 0$) снижает давление до 25 %.

Для применения разработанного метода расчета к шпунтовой стенке с изменяемым сечением по высоте стенки [1; 2] и неоднородным грунтовым материалом позади стенки разработан алгоритм его реализации:

- разбиваем стенку на два характерных участка – часть стенки с контрфорсом и без контрфорса;
- рассматриваем каждый участок как самостоятельную стенку со своими параметрами H , b , S , γ , φ , q ;
- рассчитываем интенсивность давления в каждой точке перехода из слоя в слой, учитывая геометрические параметры каждого участка;
- для учета сцепления на поверхности участка прикладываем равномерно-распределенную нагрузку величиной $q = c$;
- в каждом последующем участке, начиная со второго, добавляем нагрузку, действующую в нижней точке предыдущего участка;
- равнодействующая сила давления на стенку будет равна сумме равнодействующих сил давления всех участков.

Для количественной оценки влияния наличия контрфорса рассмотрим шпунтовую стенку с прямоугольной формой контрфорса, схема которой представлена на рис. 3 а. Необходимо рассчитать интенсивность давления на четырех участках. Для определения интенсивности давления σ по высоте стенки на первом участке 0-1 вводим начальные данные: $H = d = 17$ м, $b = 3$ м, $S = 3$ м, $\gamma_1 = 18$ кН/м³, $\varphi_1 = 30^\circ$, $q = 0$; для второго участка 1-2: $H = 17 - 2,5 = 14,5$ м, $b = 3$ м, $S = 3$ м, $\gamma_2 = 11$ кН/м³, $\varphi_2 = 30^\circ$, $q = \sigma_1$; для третьего участка 2-3: $H = 17 - 2,5 - 13 = 1,5$ м, $b = 3$ м, $S = 3$ м, $\gamma_3 = 9$ кН/м³, $\varphi_3 = 20^\circ$, $q = \sigma_2$; для четвертого участка 3-4: $H = 8$ м, $b = 0$ м, $S = 0$ м, $\gamma_3 = 9$ кН/м³, $\varphi_3 = 20^\circ$, $q = c = 10$ кПа.

При определении интенсивности давления на третьем участке, значение величины H выпадает из области допустимых значений ($H < h$) при применении разработанной программы. Можно предположить, что на рассматриваемом участке интенсивность давления будет убывать до нуля по параболе. При построении эпюры на четвертом участке в верхней точке образуется скачок из-за наличия сцепления в грунте основания. Предлагается соединить значения интенсивности давления в точке 2 с точкой 3 (рис. 3 б) плавной линией.

На рис. 3, б представлены эпюры нормальной компоненты давления грунта, полученные при рассмотренном методе расчета шпунтовой стенки с контрфорсом (линия 4), а также для сравнения шпунтовой стенки без контрфорса (линия 3). Линии 1 и 2, полученные ранее [2], соответственно характеризуют эпюры давления грунта на стенку без и с ребрами жесткости.

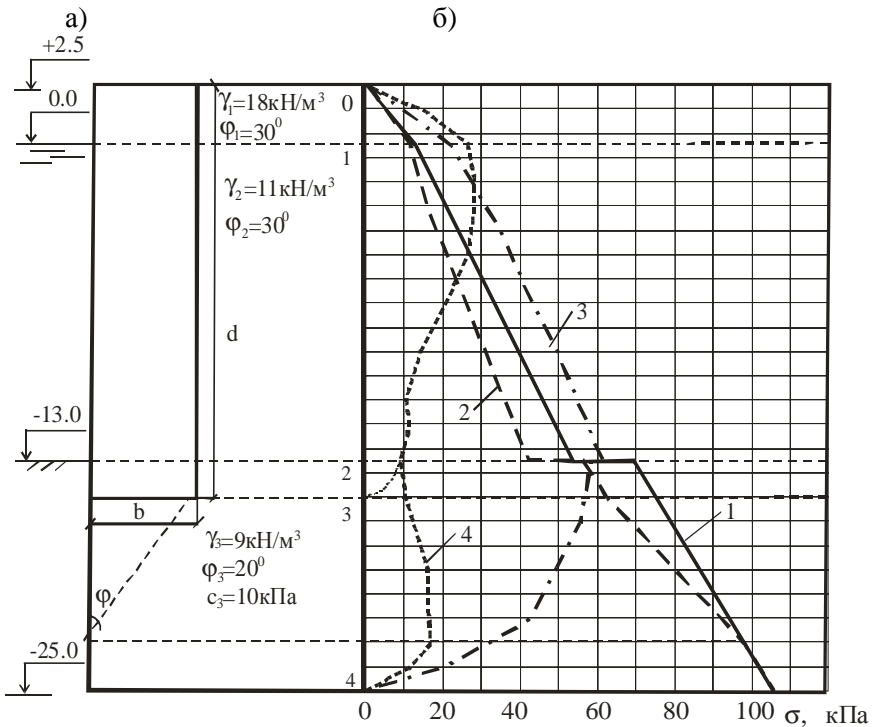


Рис. 3. Схема шпунтовой стенки с прямоугольной формой ребер и эпюры давления грунта, рассчитанные различными методами.

В табл. 2 приведено сопоставление результатов расчетов шпунтовой стенки с контрфорсом прямоугольной формы и без контрфорса (рис. 3) по нелинейному методу распределения давления грунта на стенку и по ранее разработанному методу [2], основанному на теории Кулона.

Оценивая результаты расчетов шпунтовой стенки с ребрами жесткости двумя методами, можно сделать вывод, что разница, как в

Порты и подъемно-транспортное оборудование

количественном, так и в качественном отношении, значительная. Для выбора оптимального метода расчета необходимы экспериментальные данные.

Таблица 2

Сопоставление результатов расчетов шпунтовой стенки по ранее разработанному методу и методу нелинейного распределения давления грунта

Метод расчета	Равнодействующая сила давления на стенку E, кН		Уменьшение давления
	Без контрфорсов	С контрфорсом прямоугольной формы	
При линейном методе расчета, разработанном ранее [2]	1301	1180	11 %
При нелинейном распределении давления грунта на стенку $\delta_c = \delta_k = 30^0$	1033,9	483,9	53 %

ЛИТЕРАТУРА

1. Дубровский М.П., Казмирук О.В., Слободяник А.В. Усовершенствованное конструкторско-технологическое решение шпунтовой стенки повышенной жесткости // Зб. наук. праць. Полтава 2003. Випуск 12. – С. 62-69.
2. Дубровский М.П., Слободяник А.В. Исследование давления грунта на шпунтовую стенку с ребрами жесткости // Вісник Одеського національного морського університету. – Одеса: ОНМУ, 2005. – № 16. – С. 146-156.
3. Шихиев Ф.М. О распределении давления сыпучих тел по высоте подпорной стенки. Научные труды. ОИИМФ, 1955. – С. 221-235.
4. Зеленский В.С. Определение давления сыпучей среды на подпорные стенки с ребристой гранью. // Основания, фундаменты и механика грунтов, 1969, № 6. – С. 6-8.
5. Зеленский В.С. Расчет распорного давления грунта на стенки причальных набережных с учетом разгружающего влияния контрфорсов. – Черноморниипроект. Сб. науч. трудов «Морская гидротехника» № 6, М.: 1978. – С. 13-20.
6. Омельченко Ю.М., Дубровский М.П., Пойзнер М.Б. Портовые гидротехнические сооружения, эксплуатируемые в экстремальных условиях. – М.: ВНИИОЭНГ, 1991. – 176 с.

Надійшла 16.12.08

**АНАЛИЗ ОШИБОК ПРИ ВЫДЕЛЕНИИ
РЕГУЛЯРНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ
ВИБРАЦИОННОГО СИГНАЛА МЕХАНИЗМА
ПОДЪЕМА ПОРТАЛЬНОГО КРАНА «СОКОЛ»**

Проведен анализ ошибок при выделении регулярной составляющей вибрационного сигнала с помощью когерентного и компонентного метода.

Проведено аналіз помилок при виділенні регулярної складової вібраційного сигналу за допомогою когерентного та компонентного методів.

There has been made analysis of errors for the extraction of regular composition of vibratory signal by the instrumentality of coherent and component methods.

Ключевые слова: *ошибка просачивания, когерентный анализ сигнала, компонентный анализ сигнала, преобразования Фурье, корреляционная функция процесса, длина реализации, гармоническая составляющая сигнала вибрации.*

Исследования вибрационных сигналов подшипниковых узлов редуктора механизма подъема портального крана «Сокол» [1-3] показали, что оценка спектральной плотности мощности сигнала полученной с использованием преобразования Фурье корреляционной функции стационарного приближения сигнала существенно зависит от параметров обработки – длины реализации, точки усечения коррелограммы и типа окна сглаживания. Такая обработка искажает значение амплитуд гармонических составляющих сигнала и имеет недостаточно разрешающую способность. Для получения более достоверных сведений об амплитудно-частотных характеристиках вибрационных сигналов целесообразно использовать так называемые компонентные и когерентные функционалы, полученные на основе схемы Бью-Балло. В данной статье проведен анализ ошибок просачивания при выделении регулярной составляющей вибрационного сигнала с помощью когерентного и компонентного анализа.

На рис. 1 показаны: (а) временная реализация виброакустического сигнала, записанного с подшипниковых узлов редуктора портального крана «Сокол», и (б) оценка спектральной плотности мощности стационарного приближения процесса (Окно Хеминга, $u_{\max} = 1,25\text{сек}$).

Это дало возможность установить в первом приближении его математическую модель в виде

$$\xi(t) = \eta(t) + g(t), \quad (1)$$

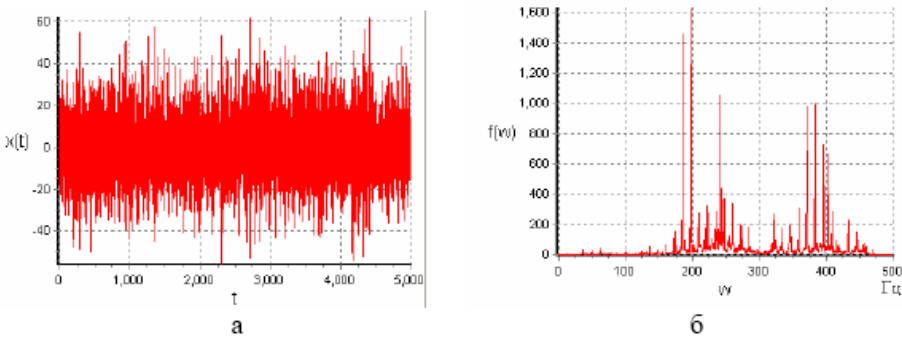


Рис. 1. Виброакустический сигнал

где $\eta(t)$ – случайный процесс, а $g(t)$ – почти периодическая функция, которая может быть представлена в виде суперпозиции гармонических колебаний с определенными частотами [4]

$$g(t) = \sum_{k=-L}^L c_k e^{i\omega_k t} = a_0 + \sum_{k=1}^L (a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t). \quad (2)$$

Тут $c_0 = a_0$, $c_k = \frac{1}{2}(a_k - ib_k)$. Очевидно, что $c_{-k} = \frac{1}{2}(a_k + ib_k)$, а тогда $a_k = c_k + c_{-k}$ и $b_k = i(c_k - c_{-k})$. Выражение (2) легко переписать в виде

$$g(t) = a_0 + \sum_{k=1}^L A_k \cos(\omega_k t - \varphi_k),$$

где $A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$, $\varphi_k = \text{arctg} \frac{b_k}{a_k}$.

Когерентный и компонентный методы [5] дают возможность успешно разделять гармонические составные функции (2) при достаточно больших длинах отрезка реализации θ , а также в случаях, когда значения частот ω_k не являются близкими. При близких частотах ω_k результаты обработки могут быть искаженные за счет так называемого эффекта просачивания. Ниже остановимся на анализе ошибок просачивания более детально.

Рассмотрим сначала статистику

$$\hat{g}(t) = \sum_{k=-L}^L \hat{c}_k e^{i\omega_k t},$$

где

$$\hat{c}_k = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} \xi(t) e^{-i\omega_k t} dt. \quad (4)$$

Для математического ожидания оценки \hat{c}_k имеем

$$E\hat{c}_k = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} E\xi(t) e^{-i\omega_k t} dt = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} m_{\xi}(t) e^{-i\omega_k t} dt.$$

Тут $m_{\xi}(t)$ – математическое ожидание процесса (1). Будем считать, что $m_{\xi}(t) = m_{\eta} + g(t)$, где m_{η} – математическое ожидание случайного процесса $\eta(t)$. Тогда

$$E\hat{c}_k = m_{\eta} \varphi(\omega_k \theta) + \sum_{\substack{l=-L \\ l \neq k}}^L c_l \varphi[(\omega_l - \omega_k) \theta] = c_k + m_{\eta} \varphi(\omega_k \theta) + \sum_{\substack{l=-L \\ l \neq k}}^L c_l \varphi[(\omega_l - \omega_k) \theta], \quad (5)$$

при этом

$$\varphi(\omega_k \theta) = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} e^{i\omega_k t} dt = \frac{1}{i\omega_k \theta} (e^{i\omega_k \theta} - 1),$$

$$\varphi[(\omega_l - \omega_k) \theta] = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} e^{i(\omega_l - \omega_k)t} dt = \frac{(e^{i(\omega_l - \omega_k)\theta} - 1)}{i(\omega_l - \omega_k)\theta}.$$

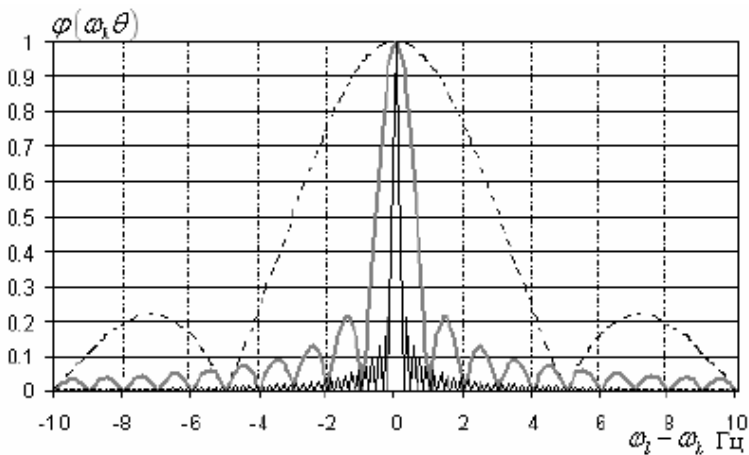


Рис. 2. Покомпонентная функция просачивания, вычисленная компонентным методом

Порты и подъемно-транспортное оборудование

Функции $\varphi[(\omega_l - \omega_k)\theta]$ определяют ошибку просачивания. Их также можно предоставить в виде

$$\varphi[(\omega_l - \omega_k)\theta] = \frac{e^{i(\omega_l - \omega_k)\frac{\theta}{2}}}{i(\omega_l - \omega_k)\theta} \left(e^{i(\omega_l - \omega_k)\frac{\theta}{2}} - 1 \right) = e^{i(\omega_l - \omega_k)\frac{\theta}{2}} \frac{\sin(\omega_l - \omega_k)\frac{\theta}{2}}{(\omega_l - \omega_k)\frac{\theta}{2}}.$$

Пользуясь последней формулой, можно, задавшись конкретной разницей $\Delta\omega = \omega_l - \omega_k$, подобрать длину отрезка реализации θ , которая обеспечит заранее заданную ошибку просачивания. На рис. 2. показана покомпонентная функция просачивания, вычисленная по компонентному методу для длин реализации 0.2 сек. (штрих – пунктирная кривая), 1 сек. (серая кривая) и 5 сек (черная кривая) (частота дискретизации 1кГц). Из этого рисунка следует, что в случае близких частот компонентный метод будет вносить значительную погрешность при определении амплитуд гармонических составляющих. Так, в случае гармонических составляющих с частотами разнесенными на 0,5 Гц (для данного сигнала), необходимо выбрать длину реализации $\theta > 5$ сек, чтобы минимизировать ошибку просачивания, которая искажает истинное значение амплитуд гармонических составляющих.

Используя когерентную оценку для реализации вибрационного сигнала можно получить следующие значения основных частот и амплитуд гармонических составляющих (табл. 1).

Используя данные (табл. 1) построена временная реализация модели виброакустического сигнала (а) и оценка спектральной плотности мощности модели (Окно Хеминга, $u_{\max} = 1,25$ сек) (б) (рис. 3).

Таблица 1

Значения частот и амплитуд гармонических составляющих, вычисленных с применением когерентной оценки вибрационного сигнала

Частота, Гц	Амплитуда, мВ/g	Частота, Гц	Амплитуда, мВ/g	Частота, Гц	Амплитуда, мВ/g
198,0	5,7	370,3	2,7	209,8	2,1
185,6	4,9	259,8	2,6	235,1	2
241,5	4,3	247,4	2,6	272,2	2
383,5	4,3	242,1	2,6	284,6	2
371,2	4,2	358,8	2,3	217,8	2
395,9	3,7	321,7	2,1	433,0	1,9
403,4	3,6	408,3	2,1	237,5	1,9
185,1	3,2	222,7	2,1	334,1	1,8

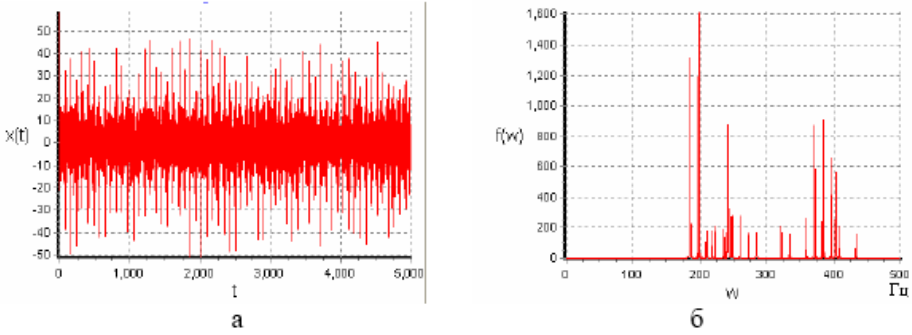


Рис. 3. Модель виброакустического сигнала

Формула (5) дает смещенную оценку комплексных амплитуд c_k , а величина смещения, то есть систематическая погрешность оценивания, определяется выражением

$$\varepsilon \hat{c}_k = m_\eta \varphi(\omega_k \theta) + \sum_{\substack{l=-L, \\ k \neq l}}^L c_l \varphi[(\omega_l - \omega_k) \theta]. \quad (6)$$

В дальнейшем будем считать, что $m_\eta = 0$. Зная (6), легко находим смещение оценивания функции (2):

$$\varepsilon[\hat{m}(t)] = \sum_{k=-L}^L \varepsilon[\hat{c}_k] e^{i\omega_k t}.$$

Используя выражение (6), вычислим абсолютное и относительное смещение оценок гармоник модели процесса, полученных компонентным методом (табл. 2, длина реализации 1 и 5 сек., частота дискретизации 1кГц).

Как видно из табл. 2, оценки компонентов, вычисленных по компонентному методу, с близкими частотами (например 370,3 и 371,2 Гц, или 185,6 и 185,1) имеют наибольшее смещение оценок амплитуд. При длине реализации 5 сек. относительная погрешность смещения оценки амплитуды гармонической составляющей не превышает 13 % тогда как при длине реализации 1 сек. погрешность составляет более 100 %.

Для дисперсии оценки (3) имеем

$$\begin{aligned} D[\hat{g}(t)] &= E[\hat{g}(t) - E\hat{g}(t)]^2 = E\left[\sum_{k=-L}^L \hat{c}_k e^{i\omega_k t} - \sum_{k=-L}^L [c_k + \varepsilon[\hat{c}_k]] e^{i\omega_k t}\right]^2 = \\ &= E\left[\sum_{k=-L}^L (\hat{c}_k - c_k) e^{i\omega_k t} - \sum_{k=-L}^L \varepsilon[\hat{c}_k] e^{i\omega_k t}\right]^2. \end{aligned}$$

Таблица 2

Оценка гармоник модели сигнала,
вычисленных по компонентному методу

Частота, Гц	Аплит. комп.	$\theta = 5$ сек		$\theta = 1$ сек	
		Абсол. смещение оцки	Относит. смещение, %	Абсол. смещение оцки	Относит. смещение, %
198,0	5,7	0,049181	0,86	0,350344	6,15
185,6	4,9	0,187093	3,82	2,615162	53,37
241,5	4,3	0,202371	4,71	1,770173	41,17
383,5	4,3	0,062241	1,45	0,374083	8,70
371,2	4,2	0,23424	5,58	0,575989	13,71
395,9	3,7	0,072626	1,96	0,443547	11,99
403,4	3,6	0,088908	2,47	0,37812	10,50
185,1	3,2	0,277315	8,67	3,814543	119,20
370,3	2,7	0,350366	12,98	0,715914	26,52
259,8	2,6	0,063736	2,45	0,369145	14,20
247,4	2,6	0,129091	4,97	0,514531	19,79
242,1	2,6	0,293603	11,29	2,809772	108,07
358,8	2,3	0,062626	2,72	0,35173	15,29
321,7	2,1	0,043832	2,09	0,226221	10,77
408,3	2,1	0,078133	3,72	0,341683	16,27
222,7	2,1	0,085035	4,05	0,418024	19,91
209,8	2,1	0,081892	3,90	0,350004	16,67
235,1	2	0,111288	5,56	0,745614	37,28
272,2	2	0,04758	2,38	0,319362	15,97
284,6	2	0,040107	2,01	0,242883	12,14
217,8	2	0,105527	5,28	0,383272	19,16
433,0	1,9	0,032981	1,74	0,165574	8,71
237,5	1,9	0,106958	5,63	0,690495	36,34
334,1	1,8	0,049385	2,74	0,238636	13,26

Поскольку

$$\hat{c}_k = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} \left[\dot{\xi}(t) + m(t) \right] e^{-i\omega_k t} dt = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} \dot{\xi}(t) e^{-i\omega_k t} dt + c_k + \varepsilon[\hat{c}_k],$$

то

$$D[\hat{g}(t)] = E \left[\sum_{k=-L}^L \sum_{l=-L}^L \left[\frac{1}{\theta^2} \int_0^{\theta} \int_0^{\theta} \dot{\xi}(t_1) \dot{\xi}(t_2) e^{-i(\omega_k t_1 - \omega_l t_2)} dt_1 dt_2 \right] e^{i(\omega_k - \omega_l)t} \right] =$$

$$= \sum_{k=-L}^L \sum_{l=-L}^L e^{i(\omega_k - \omega_l)t} \left[\frac{1}{\theta^2} \int_0^{\theta} \int_0^{\theta} b(t_1, t_2 - t_1) e^{-i(\omega_k t_1 - \omega_l t_2)} dt_1 dt_2 \right], \quad (7)$$

где $b(t_1, t_2 - t_1) = E[\xi(t_1) - m_\xi(t_1)][\xi(t_2) - m_\xi(t_2)]$ – корреляционная функция процесса $\xi(t)$.

Введем новую переменную интегрирования $u = t_2 - t_1$ и изменим его порядок (рис. 4):

$$\begin{aligned} \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_0^\theta b(t_1, t_2 - t_1) e^{-i(\omega_k t_1 - \omega_l t_2)} dt_1 dt_2 &= \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_{-t}^{\theta-t} b(t, u) e^{-i(\omega_k t - \omega_l(t+u))} du dt = \\ &= \frac{1}{\theta^2} \int_{-\theta}^0 \int_{-\theta-u}^0 b(t, u) e^{-i((\omega_k - \omega_l)t - \omega_l u)} dt du + \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_0^{\theta-u} b(t, u) e^{-i((\omega_k - \omega_l)t - \omega_l u)} dt du. \end{aligned} \quad (8)$$

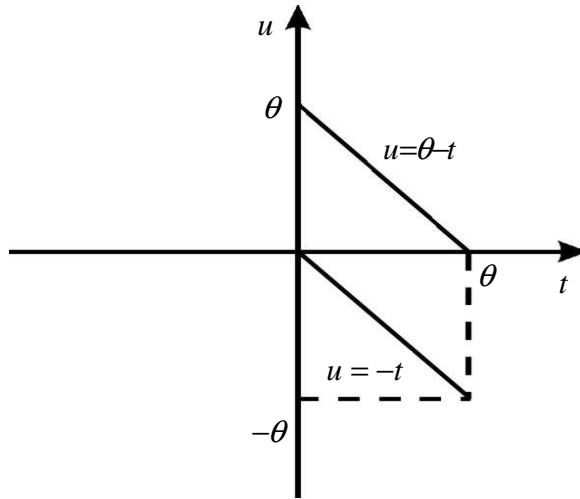


Рис. 4. Изменение порядка интегрирования

В первой составляющей этого выражения сделаем замену $u = -u_1$ и учтем, что $b(t, -u_1) = b(t - u_1, u_1)$, а также введем переменную $s = t - u_1$:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\theta^2} \int_{-\theta}^0 \int_{-\theta-u}^0 b(t, u) e^{-i((\omega_k - \omega_l)t - \omega_l u)} dt du &= \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_{u_1}^\theta b(t - u_1, u_1) e^{-i((\omega_k - \omega_l)t + \omega_l u_1)} dt du_1 = \\ &= \frac{1}{\theta^2} \int_0^{\theta-u_1} \int_0^{\theta-u_1} b(s, u_1) e^{-i((\omega_k - \omega_l)s + \omega_l u_1)} dt du_1. \end{aligned} \quad (9)$$

Учитывая (8) и (9), для дисперсии (7) получаем

$$D[\hat{g}(t)] = \sum_{k=-L}^L \sum_{l=-L}^L e^{i(\omega_k - \omega_l)t} \left[\frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta e^{-i\omega_k u} \left[\int_0^{\theta-u} b(s, u) e^{i(\omega_k - \omega_l)s} ds \right] du + \right. \\ \left. + \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta e^{i\omega_l u} \left[\int_0^{\theta-u} b(s, u) e^{i(\omega_k - \omega_l)s} ds \right] du \right]. \quad (10)$$

Дисперсия оценки самих коэффициентов Фурье функции $g(t)$ имеет вид

$$D[\hat{c}_k] = \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_0^\theta b(t_1, t_2 - t_1) e^{-i\omega_k(t_2 - t_1)} dt_1 dt_2 = \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_{-\theta}^{\theta-t} b(t, u) e^{-i\omega_k u} dudt = \\ = \frac{1}{\theta^2} \int_{-\theta}^0 \int_0^\theta b(t, u) e^{-i\omega_k u} dtdu + \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_0^{\theta-u} b(t, u) e^{-i\omega_k u} dtdu.$$

Приняв во внимание, что

$$\frac{1}{\theta^2} \int_{-\theta}^0 \int_0^\theta b(t, u) e^{-i\omega_k u} dtdu = \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_0^{\theta-u} b(t, u) e^{i\omega_k u} dtdu.$$

Вычислим

$$D[\hat{c}_k] = \frac{1}{\theta^2} \int_0^\theta \int_0^{\theta-u} b(t, u) \left[e^{i\omega_k u} + e^{-i\omega_k u} \right] dtdu = \frac{2}{\theta} \int_0^\theta \cos \omega_k u \left[\int_0^{\theta-u} b(t, u) dt \right] du. \quad (11)$$

Из соотношений (10) и (11) вытекает, что при затухании корреляционных связей с ростом сдвига, то есть при выполнении предельного равенства

$$\lim_{|u| \rightarrow \infty} b(t, u) = 0. \quad (12)$$

дисперсии оценок (3) и (4) стремятся к нулю при увеличении длины отрезка реализации, а именно при $\theta \rightarrow \infty$. А это значит, что среднеквадратичная погрешность $\sigma[\hat{g}(t)] = \sqrt{D[\hat{g}(t)]}$ с ростом θ уменьшается к нулю.

Допустим теперь, что $\omega_k = \frac{2\pi}{T_k}$ и образуем статистику

$$\hat{g}_k(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \xi(t + nT_k). \quad (13)$$

Ее математическое ожидание равняется

$$E\hat{g}_k(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} g(t + nT_k) = a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t + \sum_{\substack{l=-N_1 \\ |l \neq k}}^{N_1} c_l e^{i\omega_l t} \left[\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} e^{in\frac{2\pi}{T_l} T_k} \right].$$

Используя формулу для суммы геометрической прогрессии со знаменателем $q = e^{i\frac{2\pi}{T_l} T_k}$, имеем

$$S_N \left(\frac{T_k}{T_l} \right) = \frac{e^{iN\frac{2\pi}{T_l} T_k} - 1}{N \left(e^{i\frac{2\pi}{T_l} T_k} - 1 \right)} = \frac{e^{iN\frac{\pi}{T_l} T_k} \left(e^{iN\frac{\pi}{T_l} T_k} - e^{-iN\frac{\pi}{T_l} T_k} \right)}{N e^{i\frac{\pi}{T_l} T_k} \left(e^{i\frac{\pi}{T_l} T_k} - e^{-i\frac{\pi}{T_l} T_k} \right)} = e^{i(N-1)\frac{\pi}{T_l} T_k} \frac{\sin N \frac{\pi}{T_l} T_k}{N \sin \frac{\pi}{T_l} T_k}. \quad (14)$$

Функция $S_N \left(\frac{T_k}{T_l} \right)$ определяет ошибку просачивания при когерентном усреднении (13). На рис. 5 показана покомпонентная функция (14) просачивания, вычисленная когерентным методом для для длин реализации 0,2 сек. (штрих – пунктирная кривая), 1 сек. (серая кривая) и 5 сек (черная кривая) (частота дискретизации 1 кГц).

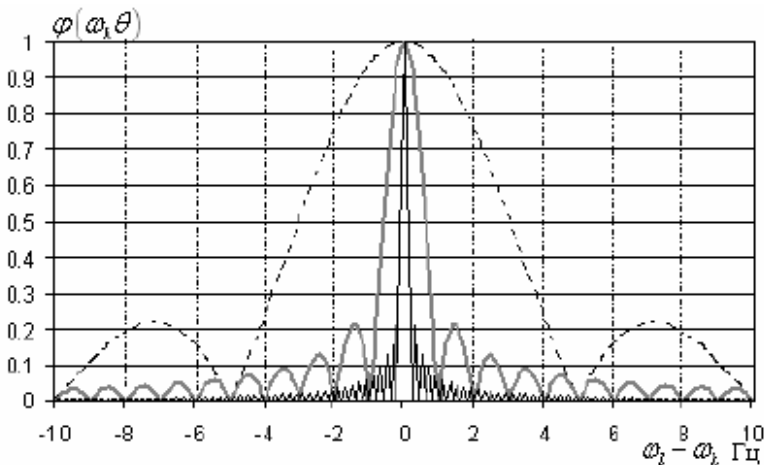


Рис. 5. Покомпонентная функция просачивания, вычисленная когерентным методом

Из этого рисунка следует, что в случае близких частот когерентный метод ведет себя аналогично компонентному методу, то есть он вносит значительную погрешность при определении амплитуд гармонических составляющих. В случае гармонических составляющих с частотами, разнесенными на 0,5 Гц, для вычисления амплитуд гармонических составляющих с помощью когерентного метода необходимо выбрать длину реализации $\theta > 5$ сек, чтобы минимизировать ошибку просачивания.

$$\varepsilon[\hat{g}_k(t)] = \sum_{\substack{l=-N_1 \\ |l| \neq k}}^{N_1} c_l e^{-i\omega_l t} S_N \left(\frac{T_k}{T_l} \right). \quad (15)$$

Такая ошибка зависит от соотношения $\frac{T_k}{T_l}$ и при $N \rightarrow \infty$ стремится к нулю. Используя выражение (15), вычислим абсолютное и относительное смещения оценок гармоник модели процесса, полученных когерентным методом (табл. 3, длина реализации 1 и 5 сек., частота дискретизации 1 кГц).

Как и для случая компонентного оценивания, оценки компонентов, вычисленных когерентным методом, с близкими частотами (370,3 и 371,2 Гц или 185,6 и 185,1) имеют наибольшее смещение. Заметим также, что компонентные оценки имеют меньшее смещение чем когерентные.

Гармоническая составляющая с частотой ω_k может быть выделена также с помощью покомпонентного оценивания

$$\hat{g}_k(t) = \hat{a}_k \cos \omega_k t + \hat{b}_k \sin \omega_k t = \left[\frac{2}{\theta} \int_0^\theta \xi(s) \cos \omega_k s ds \right] \cos \omega_k t + \left[\frac{2}{\theta} \int_0^\theta \xi(s) \sin \omega_k s ds \right] \sin \omega_k t. \quad (16)$$

Эта статистика переписывается в виде

$$\hat{g}_k(t) = \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta \xi(s) e^{i\omega_k s} ds \right] e^{-i\omega_k t} + \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta \xi(s) e^{-i\omega_k s} ds \right] e^{i\omega_k t}.$$

Отсюда для ее математического ожидания имеем:

$$\begin{aligned} E\hat{g}_k(t) &= \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta g(s) e^{i\omega_k s} ds \right] e^{-i\omega_k t} + \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta g(s) e^{-i\omega_k s} ds \right] e^{i\omega_k t} = \sum_{l=-L}^L c_l \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta e^{i(\omega_l + \omega_k)s} ds \right] e^{-i\omega_k t} + \\ &+ \sum_{l=-L}^L c_l \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta e^{i(\omega_l - \omega_k)s} ds \right] e^{i\omega_k t} = a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t + \sum_{\substack{l=-L \\ |l| \neq k}}^L c_l \left[\varphi[(\omega_l + \omega_k)\theta] e^{-i\omega_k t} + \varphi[(\omega_l - \omega_k)\theta] e^{i\omega_k t} \right]. \end{aligned}$$

Порты и подъемно-транспортное оборудование

Таблица 3

Оценка гармоник модели сигнала, вычисленных по когерентному методу

Частота, Гц	Аплит. комп.	$\theta = 5$ сек		$\theta = 1$ сек	
		Абсол. смещение оценки	Относит. смещение, %	Абсол. смещение оценки	Относит. смещение, %
198,0	5,7	0,053773	0,94	0,37533	6,58
185,6	4,9	0,037902	0,77	2,642209	53,92
241,5	4,3	0,089082	2,07	1,790329	41,64
383,5	4,3	0,087925	2,04	0,625085	14,54
371,2	4,2	0,163645	3,90	0,762005	18,14
395,9	3,7	0,092109	2,49	0,571501	15,45
403,4	3,6	0,160452	4,46	0,735499	20,43
185,1	3,2	0,045996	1,44	3,841397	120,04
370,3	2,7	0,438553	16,24	2,263092	83,82
259,8	2,6	0,068225	2,62	0,392773	15,11
247,4	2,6	0,133378	5,13	0,53639	20,63
242,1	2,6	0,103842	3,99	2,828967	108,81
358,8	2,3	0,101967	4,43	0,548972	23,87
321,7	2,1	0,055946	2,66	0,28133	13,40
408,3	2,1	0,131897	6,28	0,624922	29,76
222,7	2,1	0,08922	4,25	0,439891	20,95
209,8	2,1	0,086325	4,11	0,373443	17,78
235,1	2	0,115052	5,75	0,76451	38,23
272,2	2	0,051826	2,59	0,345634	17,28
284,6	2	0,044658	2,23	0,272101	13,61
217,8	2	0,110048	5,50	0,405584	20,28
433,0	1,9	0,082292	4,33	0,477024	25,11
237,5	1,9	0,111429	5,86	0,710425	37,39
334,1	1,8	0,069108	3,84	0,308127	17,12

Из формулы (15) вытекает, что смещение когерентной оценки (13) является почти периодической функцией времени, а смещение покомпонентной оценки (16) изменяется по времени периодически с периодом T_k .

$$\varepsilon[\hat{g}_k(t)] = \sum_{\substack{l=-L \\ |l| \neq k}}^L c_l \left[\varphi[(\omega_l + \omega_k)\theta] e^{-i\omega_k t} + \varphi[(\omega_l - \omega_k)\theta] e^{i\omega_k t} \right] \quad (17)$$

Порты и подъемно-транспортное оборудование

На величину смещения (17) при заданном θ также определяющее влияние имеет отношение $\frac{T_k}{T_l}$. Если существуют такие целые числа N и M , что $NT_k \approx MT_l$, то выбирая $\theta = NT_k \approx MT_l$, будем тем самым (и в первом и во втором случаях) уменьшать вклад в величину смещения составляющей с периодом T_l .

Если выберем $\theta = NT_k$, то

$$\varphi[(\omega_l + \omega_k)\theta] = e^{iN\frac{\pi}{T_l}T_k} \frac{\sin N\frac{\pi}{T_l}T_k}{\pi N\left(\frac{T_k}{T_l} + 1\right)},$$

$$\varphi[(\omega_l - \omega_k)\theta] = e^{iN\frac{\pi}{T_l}T_k} \frac{\sin N\frac{\pi}{T_l}T_k}{\pi N\left(\frac{T_k}{T_l} - 1\right)} \quad (18)$$

Сравнивая (14) и (18), приходим к выводу, что лучшие селективные свойства имеет оценка (16).

Среднеквадратичные погрешности оценок (13) и (16) определяются их дисперсиями. Для первой из оценок имеем

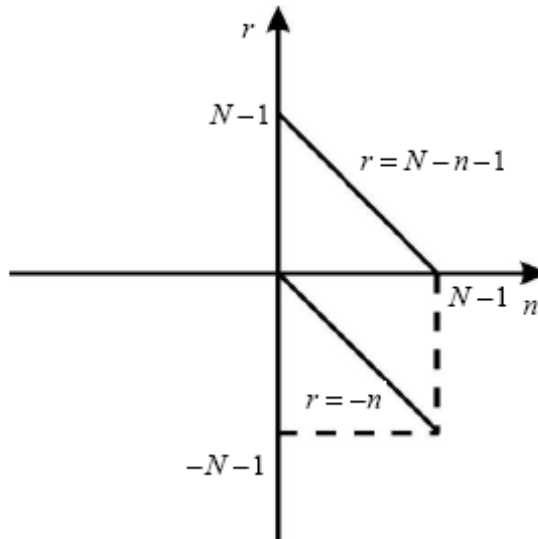


Рис. 6. Изменение порядка суммирования

Порты и подъемно-транспортное оборудование

Введем новый индекс суммирования $r = m - n$ и изменим его порядок

$$D[\hat{m}_k(t)] = \frac{1}{N^2} \sum_{m=0}^{N-1} \sum_{r=-n}^{N-1} b(t+nT_k, rT_k) = \frac{1}{N^2} \left[\sum_{r=-N+1}^0 \sum_{n=-r}^{N-1} b(t+nT_k, rT_k) + \sum_{r=1}^{N-1} \sum_{n=0}^{N-r-1} b(t+nT_k, rT_k) \right]. \quad (19)$$

В первой составляющей сделаем замену $r_1 = -r$ и учтем свойство

$$b(t+nT_k, -rT_k) = b(t+(n-r)T_k, rT_k):$$

$$\sum_{r=-N+1}^0 \sum_{n=-r}^{N-1} b(t+nT_k, rT_k) = \sum_{r_1=0}^{N-1} \sum_{n=r_1}^{N-1} b(t+nT_k, -r_1T_k) = \sum_{r=0}^{N-1} \sum_{n=r}^{N-1} b(t+(n-r)T_k, rT_k) = \sum_{r=0}^{N-1} \sum_{n=0}^{N-r-1} b(t+nT_k, rT_k).$$

После подстановки этого выражения в соотношение (19) получаем

$$D[\hat{m}_k(t)] = \frac{1}{N^2} \sum_{n=0}^{N-1} \sum_{r=n}^{N-1} b(t+nT_k, rT_k) = \frac{1}{N^2} \left[\sum_{n=0}^{N-1} b(t+nT_k, 0) + 2 \sum_{r=1}^{N-1} \sum_{n=0}^{N-r-1} b(t+nT_k, rT_k) \right].$$

Дисперсия покомпонентной оценки (16) определяется формулой:

$$\begin{aligned} D[\hat{m}_k(t)] &= E \left[e^{-i\omega_k t} \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta \xi(s) e^{i\omega_k s} ds \right] + e^{i\omega_k t} \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta \xi(s) e^{-i\omega_k s} ds \right] \right]^2 - \\ &- \left[E \left[e^{-i\omega_k t} \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta \xi(s) e^{i\omega_k s} ds \right] + e^{i\omega_k t} \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta \xi(s) e^{-i\omega_k s} ds \right] \right] \right]^2 = \\ &= \frac{2}{\theta^2} \int_0^\theta \int_0^\theta b(s_1, s_2 - s_1) e^{i\omega_k(s_2 - s_1)} ds_1 ds_2 + 2 \operatorname{Re} \left[\frac{1}{\theta^2} e^{i2\omega_k t} \int_0^\theta \int_0^\theta b(s_1, s_2 - s_1) e^{-i\omega_k(s_1 + s_2)} ds_1 ds_2 \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

После превращений, аналогичных проведенным выше при выведении формулы для дисперсии оценки (3), находим

$$\int_0^\theta \int_0^\theta b(s_1, s_2 - s_1) e^{i\omega_k(s_2 - s_1)} ds_1 ds_2 = 2 \int_0^\theta \cos \omega_k u \left[\int_0^{\theta-u} b(s, u) ds \right] du, \quad (21)$$

$$\int_0^\theta \int_0^\theta b(s_1, s_2 - s_1) e^{-i\omega_k(s_1 + s_2)} ds_1 ds_2 = 2 \int_0^\theta e^{-i\omega_k u} \left[\int_0^{\theta-u} b(s, u) e^{-i2\omega_k s} ds \right] du. \quad (22)$$

Из соотношений (21) -(22) вытекает, что при выполнении условия (13) дисперсии, а значит и среднеквадратичные погрешности оценок (13)

и (16) стремятся к нулю при $\theta \rightarrow \infty$. Конкретные числовые значения погрешностей для определенной длины θ могут быть вычислены при заданном аналитическом виде корреляционной функции $b(t, u)$. Формулы для корреляционной функции могут быть выбраны только на основе исследования вероятностной структуры процесса $\xi(t)$. Такие исследования планируется выполнить в последующей работе.

Заметим, что на основе когерентной статистики (13) могут быть оценены также амплитуды выделенных гармонических составляющих

$$\hat{c}_k = \frac{1}{T_k} \int_0^T \hat{m}_k(t) e^{-i\omega_k t} dt.$$

Такие оценки при $\theta = NT_k$ после замены переменной интегрирования $s = t + nT_k$ легко приводятся к виду (4)

$$\hat{c}_k = \frac{1}{T_k} \int_0^T \left[\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \xi(t + nT_k) \right] e^{-i\omega_k t} dt = \frac{1}{\theta} \sum_{n=0}^{N-1} \int_{nT_k}^{(n+1)T_k} \xi(s) e^{-i\omega_k s} ds = \frac{1}{\theta} \int_0^\theta \xi(t) e^{-i\omega_k t} dt.$$

Проведем дальше практические исследования ошибки просачивания, вычисленных по компонентному методу, используя при этом как симуляционные модели, так и записи сигналов вибраций подшипниковых узлов редуктора портального крана «Сокол» [3]. В табл. 4 приведенные значения амплитуд гармонических составляющих заданных в модели и полученных с помощью компонентного метода (длина модельного сигнала 5 сек., частота дискретизации 1 кГц).

Как видим, точность вычисления амплитуд гармонических составляющих оцененных компонентным методом находится в пределах теоретических расчетов, полученных выше. Следовательно, погрешность оценивания амплитуд гармонических составляющих вибрационного сигнала подшипникового узла редуктора портального крана «Сокол» не будет превышать 13%, если использовать 5 секунд реализации, снятых при частоте дискретизации 1кГц.

Как было отмечено, в случае близких частот оценка амплитуд гармонических составляющих, вычисленных как когерентной так и компонентной методикой, имеет большое смещение. Для минимизации этой погрешности следует увеличивать длину реализации, что не всегда является возможным, потому для повышения достоверности результатов следует использовать другие методы оценивания амплитуд гармонических составляющих такие, как метод наименьших квадратов.

Таблица 4

Значения амплитуд гармонических составляющих,
заданных в модели и полученных с помощью компонентного метода

Частота	Амплитуда компонент. модели	Амплитуда компонент. оценки	Относит. смещение, %	Относит. смещение, %	Частота	Амплитуда компонент. модели	Амплитуда компонент. оценки	Относит. смещение, %	Относит. смещение, %
198,0	5,7	5,707	0,12	0,86	358,8	2,3	2,294	0,28	2,72
185,6	4,9	5,054	3,14	3,82	321,7	2,1	2,093	0,36	2,09
241,5	4,3	4,177	2,86	4,71	408,3	2,1	2,110	0,47	3,72
383,5	4,3	4,283	0,39	1,45	222,7	2,1	2,097	0,16	4,05
371,2	4,2	4,168	0,76	5,58	209,8	2,1	2,130	1,45	3,90
395,9	3,7	3,674	0,71	1,96	235,1	2	1,959	2,03	5,56
403,4	3,6	3,608	0,21	2,47	272,2	2	2,002	0,11	2,38
185,1	3,2	3,424	7,01	8,67	284,6	2	1,999	0,04	2,01
370,3	2,7	2,689	0,40	12,98	217,8	2	2,034	1,69	5,28
259,8	2,6	2,597	0,11	2,45	433,0	1,9	1,897	0,18	1,74
247,4	2,6	2,586	0,54	4,97	237,5	1,9	1,867	1,72	5,63
242,1	2,6	2,377	8,58	11,29	334,1	1,8	1,790	0,54	2,74

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров А.А., Барков А.В., Баркова Н.А., Шафранский В.А. *Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования*. – Л.: Судостроение, 1986. – 276 с.
2. Семенов П.А. *Метод диагностирования механизмов порталных кранов по параметрам вибрации* // *Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць*. – Випуск 20. – Одеса: ОНМУ, 2006. – С. 91-96.
3. Семенов П.А. *Методика виділення гармонічних складових акустичного сигналу при діагностуванні механізмів порталних кранів по параметрам вібрації* // *Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць*. – Випуск 25. – Одеса: ОНМУ, 2008. – С. 108-123.
4. Бендат Дж., Пирсол А. *Измерение и анализ случайных процессов*. – М.: Мир. – 1974. – 464 с.
5. Драган Я.П., Рожков В.А., Яворский И.Н. *Методы вероятностного анализа ритмики океанологических процессов*. – Л.: Гидрометеиздат, 1987. – 319 с.

Надійшла 23.12.08

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ КРАНОВ В КОРРОЗИОННЫХ СРЕДАХ

Рассмотрен метод граничной интерполяции и установлена возможность его использования для анализа кинетических диаграмм усталостного разрушения сталей крановых металлоконструкций и определения остаточного ресурса металлоконструкции с усталостным повреждением.

Розглянуто метод граничної інтерполяції та встановлена можливість його використання для аналізу кінетичних діаграм втомного руйнування сталей кранових металоконструкцій та визначення остатнього ресурсу металоконструкцій з втомним пошкодженням.

There has been considered the boundary interpolation method and assigned the ability of its applying for steel fatigue fracture kinetic diagram analysis and definition of metal structure life time with the fatigue damage.

Ключевые слова: *крановые металлоконструкции, коррозионное повреждение, дефекты металлоконструкций, метод граничной интерполяции, усталостное разрушение.*

Изменение механических свойств твердых тел под влиянием поверхностно-активных веществ связано с изменением свободной поверхности энергии деформируемого тела и, как следствие, уменьшением работы, необходимой для создания новых поверхностей, так как разрушение можно рассматривать как процесс создания новых поверхностей. Таким образом, адсорбция поверхностно-активных веществ уменьшает энергию разрушения.

Потенциальная опасность разрушения при воздействии коррозионных сред более значительна при циклическом нагружении, чем при статическом, так как в первом случае охрупчивающему влиянию сред подвержен более широкий спектр сталей. Это обусловлено тем, что развитие коррозионно-усталостной трещины может наблюдаться и при уровне КИН ниже K_{Isc} , достижение которого является необходимым условием для коррозионно-статического роста трещины. В связи с этим даже стали в низкопрочном состоянии могут характеризоваться повышенной чувствительностью к агрессивному воздействию коррозионных сред в условиях циклического нагружения [1-4].

Для низкопрочных сталей, не проявляющих чувствительности к коррозионному растрескиванию при сравнительно больших базах испытаний, кинетическая диаграмма коррозионно-усталостного разрушения схематически может быть представлена в виде кривой, изображенной на рис. 1. (штриховыми линиями обозначены диаграммы, полученные при испытаниях в инертной среде).

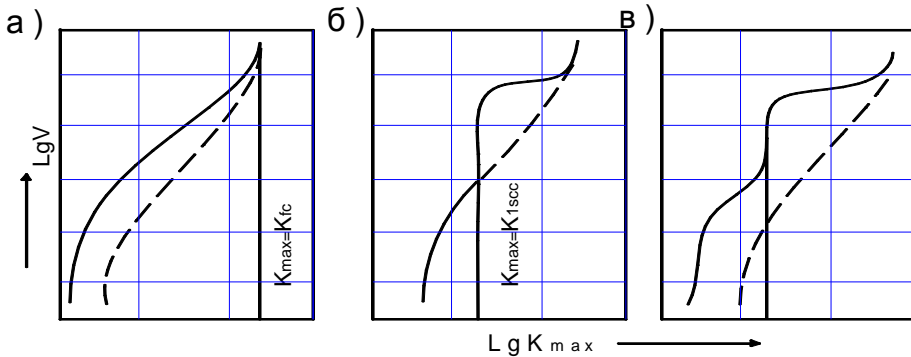


Рис.1. Основные типы кинетических диаграмм коррозионно-усталостного разрушения

Интенсификация развития усталостной трещины в коррозионной среде у таких материалов происходит по механизму коррозионной усталости [5], при этом процессы коррозии и усталости взаимодействуют синергитически. Для высокопрочных сталей вид кинетической диаграммы существенно меняется. Для неё характерен перегиб, отражающий резкое ускорение роста трещины. Он обусловлен проявлением склонности сталей к коррозионному растрескиванию, в связи с чем уровень $K_{I\max}$, при котором наблюдается ускорение трещины, приблизительно соответствует порогу коррозионно-статической трещиностойкости K_{Isc} .

Кроме того, характер влияния среды определяется в этом случае процессами растрескивания, что отражается в появлении на диаграммах платообразных горизонтальных участков (типичных для диаграмм коррозионного роста трещин при статическом нагружении) с постоянной скоростью продвижения трещины. Ускорение разрушения для таких систем металл-среда обусловлено процессом коррозионного растрескивания, протекающем в условиях циклического нагружения, что классифицируется как коррозионная усталость под напряжением [5] и схематически представляется в виде кривой, показанной на рис. 1, б. Однако такая зависимость, как правило, не подтверждается экспериментами, поскольку агрессивное воздействие среды наблюдается и ниже уровня K_{Isc} , зачастую влияя и на пороговое значение коэффициента интенсивности нагружения (КИН) при усталости K_{Ith} . Это означает, что одновременно могут наблюдаться оба явления – коррозионная усталость и

коррозионная усталость под напряжением что схематически представлено диаграммой роста трещины на рис. 1, в.

Конкретные закономерности роста коррозионно-усталостных трещин определяются как системой металл-среда, так и условиями нагружения R , частотой f , формой цикла нагружения, температурой испытаний, уровнем потенциала внешней поляризации и др. Для системы низкопрочная сталь – водная среда [6] снижение частоты нагружения ускоряет развитие трещин в диапазоне повышенных значений КИН, в то время как в припороговой области наблюдается инверсия такого явления, т.е. рост трещин замедляется.

Одна из особенностей определения коррозионно-циклической трещиностойкости материалов обусловлена спецификой электрической ситуации в вершине развивающейся трещины, существенно отличающейся от условий на поверхности испытываемого образца. Степень этого отличия для данной системы металл-среда зависит [7] от длины трещины, напряженно-деформированного состояния в её вершине, времени действия среды, потенциала внешней поляризации и других факторов.

В связи с этим среда может по разному влиять на формирование зоны предразрушения в вершине трещины и тем самым оказывать различное влияние на процесс коррозионно-усталостного разрушения металла.

Методика испытания сталей по определению коррозионно-циклической трещиностойкости включает выбор образцов и условий их испытания. Для испытаний использовали балочные призматические образцы с односторонним надрезом [8]. Для оценки трещиностойкости и определения сопротивления материалов развитию коррозионно-усталостных трещин строили кинетические диаграммы коррозионно-усталостного разрушения в координатах $V = \Delta K$. Исходной считалась трещина, созданная при пороговых скоростях её развития ($V \approx 10^{-10}$ м/цикл) в условиях коррозионной среды при заданных параметрах нагружения. Выращивание исходных трещин в агрессивных средах проводилось при ступенчатом понижении нагрузки от 10 до 15% при $V > 10^{-8}$ м/цикл, от 5 до 10% при $10^{-9} \leq V \leq 10^{-8}$ м/цикл и не более чем на 3% при $V < 10^{-9}$ м/цикл.

В случае испытаний в коррозионных средах длина исходной усталостной трещины без концентратора составляла не менее 3 мм.

В процессе испытаний при заданных параметрах нагружения по обеим отполированным боковым поверхностям образцов периодически измерялась длина трещины. При этом фиксировалось соответствующее число циклов нагружения.

Чтобы охватить возможно больший диапазон ΔKI , во время эксперимента нагрузка ступенчато повышалась. Для оценки кинетических эффектов, вызванных моделированием эксплуатационных условий (влияние температуры испытаний, асимметрии цикла, технологические пере-

рывы), определялась также скорость V роста трещины в зависимости от её глубины L в условиях постоянства размаха ΔKI .

Эксперименты проводились в соответствии с предварительно полученной градуировочной зависимостью. При этом частота нагружения и коэффициент асимметрии цикла нагружения поддерживались такими как в условиях работы порталных кранов ($f = 2\text{Гц}$; $R = 0,7$).

Схема испытательной установки для определения характеристик циклической трещиностойкости сталей изображена на рис. 2. Закрепленный в неподвижном захвате последовательно с тензометрическим динамометром 1 балочный образец 2 подвергается циклическому нагружению консольным изгибом.

Консольное нагружение образца осуществляется посредством нагружающего рычага 3, перемещение которого через шатун 4 и тягу задает возбудитель 5 динамических перемещений. Входной вал возбудителя вращается от электродвигателя 6 постоянного тока, что позволяет в широких пределах изменять частоту нагружения.

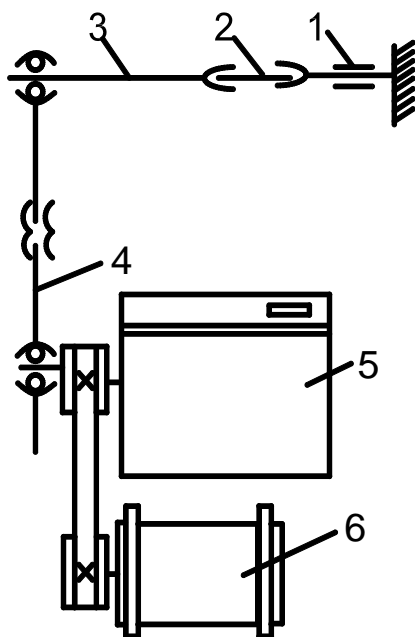


Рис. 2. Схема испытательной установки с постоянной амплитудой перемещений активного захвата для исследования циклической трещиностойкости

В процессе испытаний амплитуда изгибающего момента регулировалась с помощью возбудителя динамических перемещений. Уровень коэффициента асимметрии цикла нагружения $R = V_{\min} / \sigma_{\max} = KI_{\min} / KI_{\max}$ измеряется посредством винтового регулятора длины шатуна.

Нагрузка регистрировалась электронным потенциометром КСП-4, сигнал на который поступал с тензодатчиков динамометра.

Испытания проводились в морской воде, а также для сравнения на воздухе. При этом использовались рабочие камеры, охватывающие рабочую часть образца с трещиной и не изменяющие его податливости. Камера (рис. 3) состоит из корпуса 1, выполненного в виде каркаса из органического стекла, к торцам которого герметично присоединены эластичные стенки-мембраны 2, выполненные из вакуумной резины.

В центральной части стенок имеются овальные приливы с отверстиями, форма и размеры которых соответствуют поперечному сечению испытываемого образца.

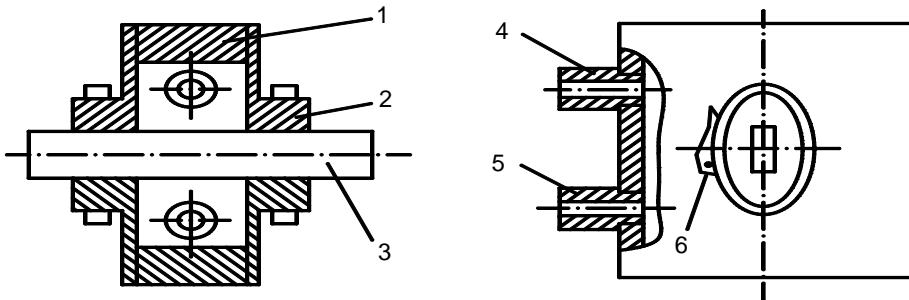


Рис. 3. Рабочая камера для испытаний образцов на трещиностойкость в агрессивных средах

К корпусу камеры присоединены два штуцера 4 и 5, по которым подается и отводится среда. Испытываемый образец 3 вводится через отверстие в приливах так, чтобы через прозрачные смотровые окна можно было наблюдать за развитием трещины. Надлежащая герметизация соединения образец – боковые стенки камеры обеспечивается зажимами 6, плотно охватывающими овальные приливы стенок.

Постоянная температура рабочей среды в камере (с погрешностью до 2°С) поддерживалась с помощью электро-контактного термометра, управляющего схемой включения нагревательного элемента. Испытания в морской воде начинали не ранее чем через 1 час после подачи среды в рабочую камеру.

Для испытаний призматические образцы изготавливали из стали 10ХСНД, которая широко используется при изготовлении порталных кранов. По результатам исследований были получены кинетические диаграммы усталостного разрушения стали 10ХСНД в воздухе и морской воде (рис. 4)

Как видим из рисунка морская вода существенно влияет на кинетику продвижения усталостных трещин. Так, в низкоамплитудной области нагружения зафиксировано торможение средой продвижения трещин, сопровождающееся ростом уровня порогового размаха КИН. По ме-

ре увеличения ΔK_I в пределах средне-амплитудного участка кинетической диаграммы влияние коррозионной среды приводит к ускорению разрушения и снижению трещиностойкости.

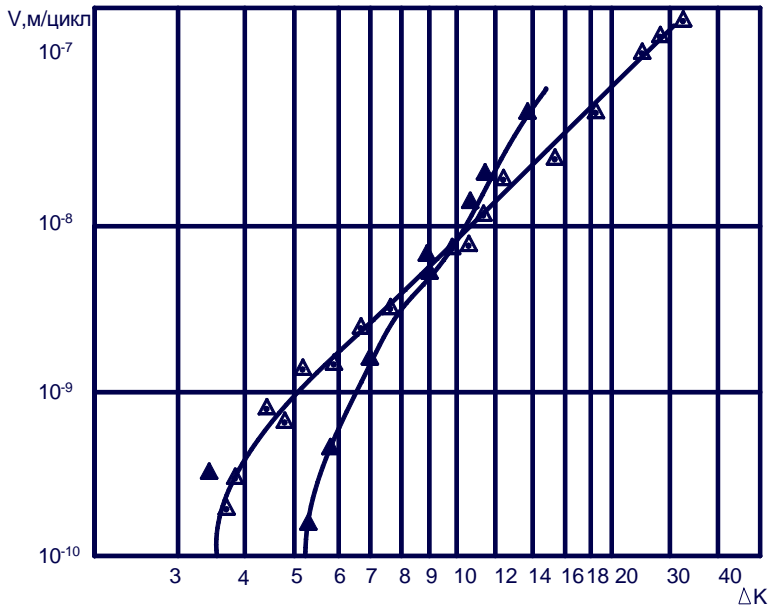


Рис. 4. Кинетические диаграммы усталостного разрушения стали 10ХСНД, испытанной в воздухе и в морской воде.

В металлоконструкциях мостов, кранов и других изделий широко используют пластинчатые элементы, которые могут терять несущую способность путем образования и увеличения усталостных трещин. Для расчета остаточного ресурса пластины с трещиной необходимо иметь значение для коэффициента интенсивности напряжений (КИН).

Для определения КИН в пластине с учетом её длины воспользуемся двухпараметрическим интерполяционным подходом [9], согласно которому КИН можно записать таким образом:

$$K_1 = p \sqrt{\pi l} F(\varepsilon_1, \varepsilon_2), \quad (1)$$

где $F(\varepsilon_1, \varepsilon_2) = F(\varepsilon_1, 0) + F(0, \varepsilon_2) - 1$; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – безразмерные параметры, которые характеризуют геометрию тела с трещиной. При этом $F(0,0) = 1$.

Рассмотрим конечную пластину с центральной трещиной ширины $2L$ и длины $2B$, которая ослаблена центральной трещиной длины $2l$ и растягивается усилиями интенсивности P (рис. 5).

Необходимо определить КИН. Введем обозначения

$$\varepsilon_1 = l/L; \quad \varepsilon_2 = l/B; \quad \eta = B/L; \quad \lambda_2 = \lambda_1/\eta.$$

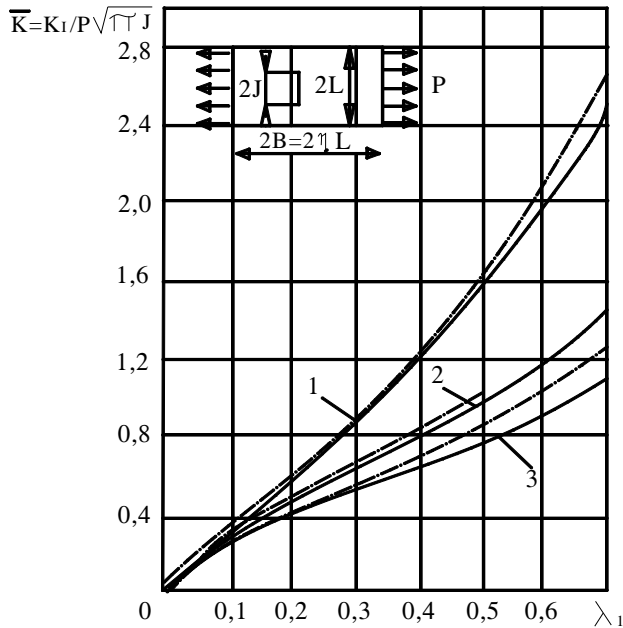


Рис. 5. Зависимости величины K от λ_1 при дискретных значениях η для образцов с центральной толщиной: сплошные линии – полученные результаты; штриховые – результаты Иисиды; 1 – $\eta = 0,4$; 2 – $\eta = 1$; 3 – $\eta = \infty$

В граничном случае, когда $\varepsilon_1 \neq 0$, а $\varepsilon_2 \rightarrow 0$ и усилия p приложены на бесконечности, КИН будет равен [10]

$$K_1^{(1)} = p \sqrt{\pi l} [(1 - \varepsilon_1)(1 + 1,4674\varepsilon_1)]^{-1/2}. \quad (2)$$

Откуда

$$F(\varepsilon_1, 0) = [(1 - \varepsilon_1)(1 + 1,4674\varepsilon_1)]^{-1/2}. \quad (3)$$

Во втором граничном случае ($\varepsilon_1 \rightarrow 0$; $\varepsilon_2 \neq 0$) рассматриваем горизонтальную полосу высотой $2B$ с трещиной, которая параллельна до боковых граней и растягивается усилиями интенсивности p . Значение КИН для этого граничного случая определено в работе [11], в частности, для $0 < \varepsilon_2 < 0,5$ функция $F(0, \varepsilon_2)$ имеет вид

$$F(0, \varepsilon_2) = 1 + 1,1418\varepsilon_2^2 - 0,6048\varepsilon_2^4. \quad (4)$$

А при $0,5 \leq \varepsilon_2$ согласно [12]

$$F(0, \varepsilon_2) = (0,957 + 0,4533\varepsilon_2 - 0,6733\varepsilon_2^2 + 0,3333\varepsilon_2^3) * (0,6733 + \varepsilon_2)^{-1}. \quad (5)$$

Имея значения функций $F(\varepsilon_1, 0)$ и $F(0, \varepsilon_2)$ по формуле (6) определяем величину КИН для произвольных значений параметров ε_i ($i = 1, 2$). На рис. 5 по полученным результатам построены кривые $KI = KI/p\sqrt{\pi l}$ в зависимости от параметров ε_1 и ε_2 .

Для расчета остаточного ресурса воспользуемся уравнением увеличения скорости трещины [9]

$$dl / dN = F^{-1}(\lambda), \quad (6)$$

где

$$F(\lambda) = A\left[\left(\frac{\lambda}{\lambda_0 - \lambda}\right)^m - 1\right], \quad \lambda = 1 - \frac{K_{Imax}}{K_{fc}}, \quad \lambda_0 = 1 - \frac{K_{th}}{K_{fc}}. \quad (7)$$

Отсюда

$$N = \int_{l_0}^{l^*} F(\lambda) dl, \quad (8)$$

где l_0 – длина начальной трещины, l_x – критическая длина трещины, при которой происходит спонтанное разрушение.

Кинетические диаграммы усталостного разрушения описывали функцией $F(\lambda)$ и обрабатывали методом наименьших квадратов, в результате чего было определено: $K_{th} = 12,1 \text{ МПа}\sqrt{m}$; $K_{fc} = 87,6 \text{ МПа}\sqrt{m}$ при испытании на открытом воздухе и $K_{th} = 14,2 \text{ МПа}\sqrt{m}$; $K_{fc} = 82,1 \text{ МПа}\sqrt{m}$ при испытании в морской воде. При этом $A = 2 \cdot 10^4$, а $m = 1,4$.

Зависимость (8) была численным способом проинтегрирована в пределах от l_0 до l_x для пластины с трещиной. В результате на рис. 6 а построены монограммы для пластины с центральной трещиной при $\eta \rightarrow \infty$ (сплошные кривые) и $\eta = 1$ (пунктирные кривые) при испытании на воздухе, а на рис. 6 б для той же пластины только при испытании в морской воде. Цельные кривые – без учета длин; пунктирные кривые – с учетом длин ($\eta = 1$):

Полученные результаты представлены в координатах $N - \varepsilon l$ для разных уровней нагружения (0,2; 0,4; 0,6; 0,8 σ).

Как показывают расчеты, учет конечности размеров элементов металлоконструкций существенно влияет на ресурс и на допустимые размеры дефектов. В частности, при отличии длин трещин при $\eta = 1$ и $\eta \rightarrow \infty$ на 10 % ресурс N будет отличаться почти на порядок.

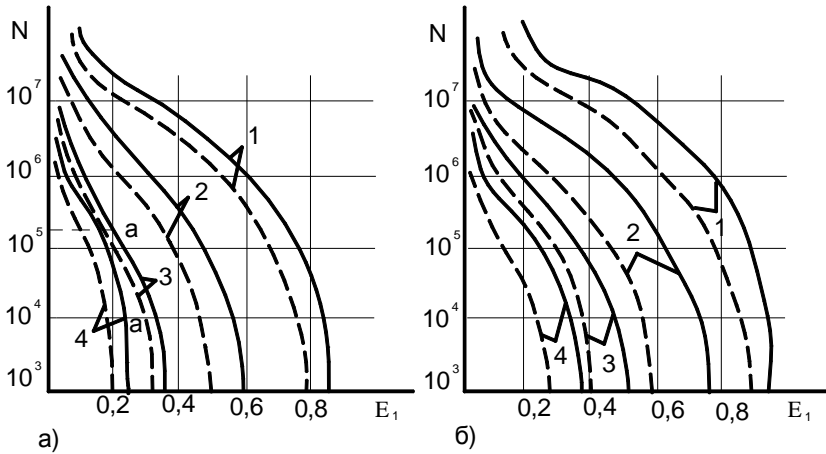


Рис. 6. Номограммы допустимых размеров трещин в пластине
 а) для пластины с центральной трещиной;
 б) для пластины с двумя краевыми трещинами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Панасюк В.В., Ратыч Л.В., Дмытрах И.Н. Циклическая трещиностойкость металлов в коррозионных средах // Успехи механики. – 1984. – № 3. – С. 37-50.
2. Романив О.Н. О закономерностях роста трещин при коррозионной усталости сталей // ФХММ. 1980. № 3. С. 14-29.
3. Austen I.M., Walker E.F. Quantitative understanding of the effects of mechanical and environmental variables on corrosion fatigue crack growth behavior // Proc. Int. Conf. «The Influence of Environment on Fatigue», L., 1977. P. 65-73.
4. Пустовой В.Н. Металлоконструкции грузоподъемных машин. Разрушение и прогнозирование остаточного ресурса. – М.: Транспорт, 1992. – 256 с.
5. Panasyuk V.V., Ratych L.V., Dmytrakh I.N. Fatigue crack growth in corrosive environments // Fatigue Engn. Mater / Struct / 1984. № 1 P. 1-11.
6. Романив О.Н., Никифорчин Г.Н., Вольдемаров А.В. Коррозионно – циклическая трещиностойкость: закономерности формирования порогов и ресурсные возможности различных конструкционных сплавов // ФХММ, 1985, № 3, С. 7-20.
7. Interactions between fatigue crack growth and kinetics of magnesium calcium deposits formation at crack tip of mild steel cathodically polarized in sea water/ M. Habachi, G. Phillippomneau, S. Widawski, J. Galland // Advances in fracture research: Proc. 6-th Int. Conf. Fract. Oxford. Etc.: Pergamon Press. 1984. № 4. P. 2521-2528.

8. РД 50-345-82. Методические указания. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при циклическом нагружении. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 95 с.
9. Андрейкив А.Е. Пространственные задачи теории трещин. – К.: Наук. думка, 1982. – 348 с.
10. Панасюк В.В., Панько И.Н., Васьков И.П. Применение метода граничной интерполяции для приближенного решения упруго-пластических задач теории трещин. Физ.-хим. Механика материалов. – 1984. – № 2. – С. 61-65.
11. Панасюк В.В., Саврук М.П., Доцьшин А.П. Распределение напряжений около трещин в пластинах и оболочках. – К.: Наук. думка, 1976. – 443 с.

Надійшла 11.12.08

**ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ
И КРИТЕРИИ ВЫБОРА
СТРЕЛОВЫХ ПОРТОВЫХ КРАНОВ
ДЛЯ МОРСКИХ ПОРТОВ**

Проведены сравнительные расчеты экономической эффективности от эксплуатации порталных и мобильных кранов при различных тарифах, горизонтах планирования и коэффициентах использования кранов.

Проведені зрівняльні розрахунки економічної ефективності від експлуатації порталних та мобільних кранів при різних тарифах, горизонтах планування та коефіцієнтах використання кранів.

There has been done comparative estimations of portal and mobile cranes profitability by the different rates, planning horizons and coefficients of efficiency.

Ключевые слова: порталный кран, мобильный кран, коэффициент использования, тариф, горизонт планирования.

Проблема обновления парка порталных кранов морских портов Украины обусловлена их предельным физическим износом. Оснащение парка кранов портов традиционно производилось порталными кранами на рельсовом ходу.

Аналізу конструктивних особностей и параметров эксплуатации порталных кранов морских портов посвящены публикации [1-5].

Так, в работах [1] и [2] приведены значения среднего коэффициента использования порталных кранов морских портов, который по состоянию на 2007 год составляет $K_{исп} = 0,34$. Это обусловлено традиционными технологическими схемами грузовых работ и конструктивными особенностями порталных кранов.

В целом по отрасли до 18 % парка кранов имеют коэффициент использования менее 0,07. Следовательно, в отрасли каждый пятый порталный кран фактически простаивает, и в то же время приобретаются новые порталные краны без обоснования их использования в более интенсивном режиме.

Если рассматривать проблему по экономическим критериям, то свыше 50 % основных фондов отрасли не работают эффективно, т.е. не приносят прибыли.

Формирование направлений в поставках новых кранов должно осуществляться на базе современных достижений в области портового краностроения, с учетом конструктивных особенностей причальных сооружений, существующих технологий грузовых работ с применением железнодорожного транспорта. В частности, серьезного внимания заслуживают мобильные краны, которые могут эксплуатироваться с более высоким коэффициентом использования [6].

Основным критерием при выборе типа нового портового крана, с нашей точки зрения, должен выступать экономический показатель чистой приведенной стоимости (net present value), учитывающий как факторы доходов (средний тариф, среднюю производительность, эксплуатационный период, средний коэффициент использования), так и факторы затрат (эксплуатационных, ремонтных, на приобретение и монтаж крана).

Целью данной статьи является сравнение эффективности порталных и мобильных кранов при различных возможных тарифах, горизонтах планирования и коэффициентах использования кранов

Как известно, широкое применение в морских портах Украины нашли порталные краны с шарнирно-сочлененной стреловой системой (типа «Сокол», «Кондор», «Альбатрос»). Принципы конструирования этих кранов сформированы в 40-х-50-х годах прошлого столетия и в настоящее время морально устарели.

Основными недостатками порталного крана с шарнирно-сочлененной стреловой системой является высокая металлоемкость, высокая энергоемкость и ограниченная мобильность.

Исторически конструктивное решение по созданию шарнирно-сочлененной стреловой системы с подвижным противовесом было принято по нескольким причинам:

- необходимость перемещения груза, при изменении вылета стрелы, по траектории, близкой к горизонтальной;
- необходимость увеличения массы груза на крюке на максимальном вылете, за счет подвижного противовеса;
- уменьшение длины подвеса груза с целью снижения свободных колебаний груза, сокращения цикла и повышения производительности крана.

В современных конструкциях мобильных портовых кранов указанные выше задачи решаются с помощью применения электронных систем управления.

Электронные системы управления, как например система «Litronic» на мобильных кранах «Liebherr», выполняют функции активного гашения колебаний груза, совмещения операций при перемещении груза, автоматического позиционирования крана в точке застропки и/или отстропки груза, полуавтоматическую работу крана при циклических операциях (например, работу в грейферном режиме).

Порты и подъемно-транспортное оборудование

Современные краны оборудованы также встроенной системой диагностического тестирования всех узлов и компонентов крана, системой учета наработки агрегатов крана, перегрузок, грузопереработки и др.

В мировой практике применение мобильных кранов начинается с 80-х годов и активно развивается в настоящее время. Современные мобильные краны – это перегрузочные краны нового поколения, главным преимуществом которых является мобильность, энергоемкость, металлоемкость.

В зависимости от технологии грузовых работ, подхода судов мобильный кран перемещается с причала на причал, работает в тылу, на складе, за счет чего его коэффициент использования достигает 0,8 и выше и обеспечивает высокую прибыль, быструю окупаемость и снижение числа кранов в порту.

Если конструкция причальных сооружений или специфика применяемых технологий перегрузки не позволяет использовать мобильный кран, то целесообразно применение портально-мобильного крана, т.е. мобильного крана, установленного на портал, который перемещается по рельсам. Мобильность портального крана достигается применением сменных пневмоколесных ходовых тележек, где к рельсовым тележкам крана дополнительно крепятся пневмоколесные, что позволяет крану перемещаться самоходом с причала на причал, после чего пневмоколесные тележки убираются, и кран продолжает работать на подкрановых путях.

Сравнивать варианты приобретения нового крана того или иного типа (в частности, портального или мобильного) целесообразно по показателю экономической эффективности – чистой приведенной стоимости соответствующего проекта приобретения и эксплуатации крана

$$NPV(T) = \sum_{t=1}^T \frac{d(t) \cdot P(t) \cdot S(t) \cdot K(t) - e_1 \cdot S(t) \cdot K(t) - e_2 \cdot S(t) - r(t)}{(1 + \alpha)^{t-1}} - I_0,$$

где T – горизонт планирования (рассматриваемый период эксплуатации крана), лет;

$d(t)$ – средний тариф (доля крана в среднем тарифе) за переработку 1 т груза в году t , $t = \overline{1, T}$, \$/т;

$P(t)$ – средняя производительность крана по переработке грузов в году t , $t = \overline{1, T}$, т/час;

$S(t)$ – эксплуатационный период работы крана в году t , $t = \overline{1, T}$, час;

$K(t)$ – средний коэффициент использования крана за эксплуатационный период в году t , $t = \overline{1, T}$;

Порты и подъемно-транспортное оборудование

e_1 – удельные переменные (в единицу времени работы) эксплуатационные затраты крана в году t , $t = \overline{1, T}$, \$/час;

e_2 – удельные постоянные (в единицу времени эксплуатационного периода) эксплуатационные затраты крана в году t , $t = \overline{1, T}$, \$/час;

$r(t)$ – затраты на ремонты крана в году t , $t = \overline{1, T}$, \$;

α – ставка дисконта;

I_0 – стоимость приобретения, доставки и установки крана, а также возможного переоборудования причала под него, \$.

Для проведения расчетов примем $\alpha = 0,1$, $P(t) = 120$ и выберем для сравнения близкие по техническим характеристикам порталный кран «Сокол», стоимостью 2 000 000,00 \$, и мобильный портовый кран «LHM-180», стоимостью 1 500 000,00 \$.

Время монтажа крана, на которое снижается эксплуатационный период первого года его использования $S(1)$, для порталного примем 1825 час, для мобильного 250 час.

Результаты проведенных расчетов при горизонтах планирования 10 и 20 лет, средних тарифах 3 \$/т и 5 \$/т и различных комбинациях средних коэффициентов использования представлены в табл. 1-4.

При среднем тарифе 3 \$/т и коэффициентах использования 0,3 для порталного и 0,8 для мобильного кранов, средняя эффективность от их эксплуатации будет иметь вид показанный на рис. 1 а.

На рис. 1 б приведена средняя эффективность от эксплуатации при увеличении тарифа до 5 \$/т.

Рис. 1 в отображает изменение эффективности от эксплуатации порталного и мобильного кранов при коэффициентах использования 0,4 и 0,7 и среднем тарифе 3 \$/т и 5 \$/т (рис. 1 г).

Таблица 1

*Показатели мобильного и порталного кранов
при горизонте планирования $T = 10$ лет и среднем тарифе 3 \$/т*

К	портальн.	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
моб.	NPV	-756 207	859 333	2 474 873	4 090 413	5 705 952
0,5	6 741 360	7 497 566	5 882 026	4 266 487	2 650 947	1 035 407
0,6	8 410 449	9 166 656	7 551 116	5 935 576	4 320 037	2 704 497
0,7	10 079 539	10 835 746	9 220 206	7 604 666	5 989 126	4 373 587
0,8	11 748 629	12 504 835	10 889 296	9 273 756	7 658 216	6 042 676
0,9	13 417 718	14 173 925	12 558 385	10 942 846	9 327 306	7 711 766

Порты и подъемно-транспортное оборудование

Таблица 2

*Показатели мобильного и порталного кранов
при горизонте планирования $T = 20$ лет и среднем тарифе 3 \$/т*

К	портальн.	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
моб	NPV	-252 747	2 009 576	4 271 899	6 534 222	8 796 545
0,5	9 935 146	10 187 894	7 925 570	5 663 247	3 400 924	1 138 601
0,6	12 251 019	12 503 767	10 241 444	7 979 120	5 716 797	3 454 474
0,7	14 566 892	14 819 640	12 557 317	10 294 994	8 032 670	5 770 347
0,8	16 882 766	17 135 513	14 873 190	12 610 867	10 348 544	8 086 220
0,9	19 198 639	19 451 386	17 189 063	14 926 740	12 664 417	10 402 094

Таблица 3

*Показатели мобильного и порталного кранов
при горизонте планирования $T = 10$ лет и среднем тарифе 5 \$/т*

К	портальн.	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
моб	NPV	384 174	3 140 095	5 896 016	8 651 936	11 407 857
0,5	12 632 264	12 248 090	9 492 169	6 736 249	3 980 328	1 224 407
0,6	15 479 535	15 095 361	12 339 440	9 583 519	6 827 599	4 071 678
0,7	18 326 806	17 942 631	15 186 711	12 430 790	9 674 869	6 918 949
0,8	21 174 077	20 789 902	18 033 981	15 278 061	12 522 140	9 766 219
0,9	24 021 347	23 637 173	20 881 252	18 125 331	15 369 411	12 613 490

Таблица 4

*Показатели мобильного и порталного кранов
при горизонте планирования $T = 20$ лет и среднем тарифе 5 \$/т*

К	портальн.	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
моб	NPV	1 344 187	5 203 444	9 062 701	12 921 958	16 781 215
0,5	18 108 816	16 764 630	12 905 372	9 046 115	5 186 858	1 327 601
0,6	22 059 423	20 715 237	16 855 980	12 996 722	9 137 465	5 278 208
0,7	26 010 030	24 665 844	20 806 587	16 947 330	13 088 072	9 228 815
0,8	29 960 638	28 616 451	24 757 194	20 897 937	17 038 680	13 179 422
0,9	33 911 245	32 567 058	28 707 801	24 848 544	20 989 287	17 130 030

Из анализа видно, что чем выше ожидаемый средний тариф на перегрузку 1 т груза и чем больше рассматриваемый горизонт планирования, тем существеннее преимущество мобильного крана над портал-

Порты и подъемно-транспортное оборудование

ным, тем большая сумма вложений в реконструкцию причальных сооружений под мобильный кран (если таковая необходима) будет экономически оправданной.

При этом предполагалось наличие достаточного грузопотока независимо от принимаемого среднего тарифа. Ситуация же влияния тарифа на грузопоток рассматривалась в [7].

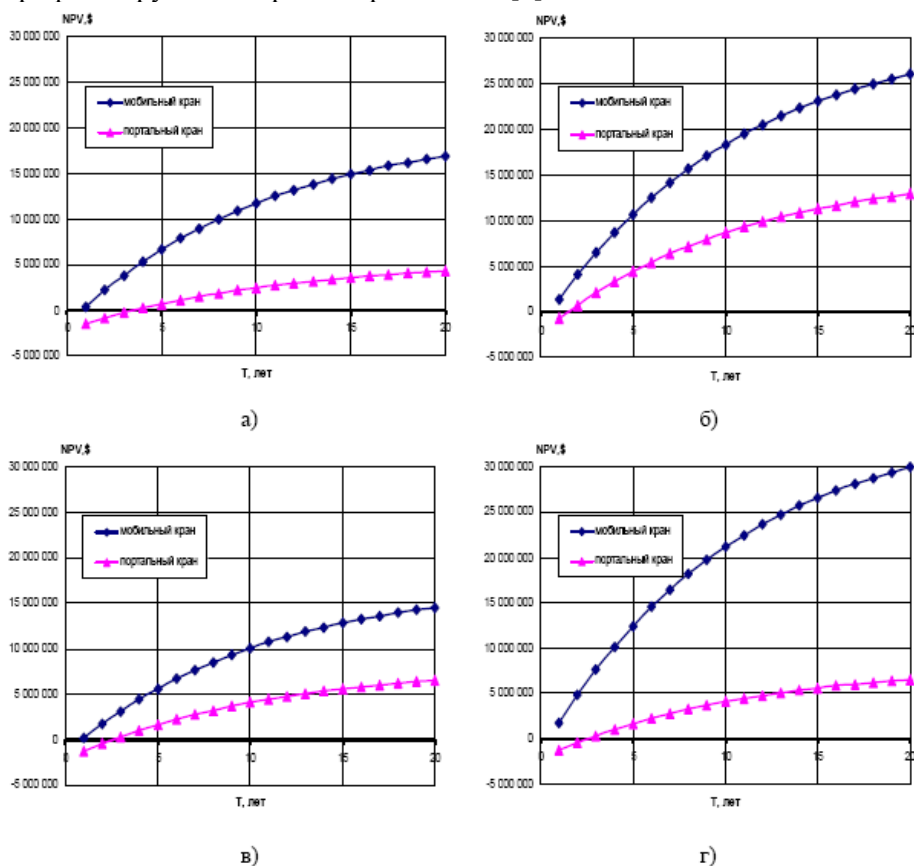


Рис. 1. Сравнительная эффективность от эксплуатации мобильного и портального крана при различных горизонтах планирования

При более значительном горизонте планирования – не 20, а 50 лет целесообразной становится замена действующего мобильного крана на новый, примерно через 22 года эксплуатации (рис. 2), в соответствии с критерием максимума интенсивности прибыли [8].

На рис. 2 приведены сравнительные показатели прибыли (П) при двух вариантах эксплуатации кранов и горизонте планирования 50 лет:

- существующая в портах экстенсивная технология – длительная эксплуатация портального крана «Сокол», соответствует кривой 1, с коэффициентом использования 0,32;

Порты и подъемно-транспортное оборудование

- интенсивная технология – соответствует эксплуатации мобильного крана ЛНМ-180 (кривые 2, 3) с заменой действующего крана на новый через 22 года эксплуатации.

Таким образом, за счет более высокого коэффициента использования, достигаемого благодаря мобильности, возможности перемещения крана под судно у того или иного причала, мобильный кран существенно превосходит порталный по показателям экономической эффективности.

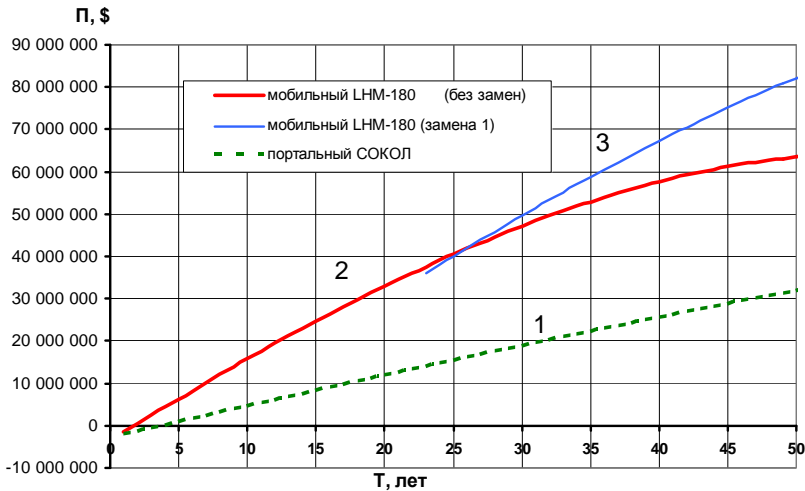


Рис. 2. Сравнительные показатели прибыли мобильного и порталного кранов

Это превосходство тем значительней, чем выше предполагаемый средний тариф за перегрузку 1 т груза и чем больше рассматриваемый горизонт планирования.

В то же время величина такого преимущества показывает верхний предел экономически обоснованных затрат на переоборудование причалов под мобильный кран, когда таковое необходимо.

Итак, расчеты показывают, что наиболее перспективным направлением обновления кранового парка морских портов следует считать применение технологии грузовых работ с использованием мобильных кранов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пустовой В.Н., Андриенко А.О. Сравнительное исследование параметров портовых кранов для морских портов Украины // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2008. – Вип.25. – С. 97-107.
2. Андриенко А.О. Портальные краны морских портов Украины – состояние, проблемы – прогноз развития // Судоходство. – 2007. – № 5 (130). – С. 39-41.

3. Пустовой В.Н. Портовые краны: у критической черты // Порты Украины. – 2005. – № 5 (55). – С. 38-42.
4. Пустовая Н.В. Состояние и пути обновления парка кранов в морских портах Украины // Развитие методов управления та господарювання на транспорті: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2003. – Вип.15. – С. 73-81.
5. Андриенко А.О. Состояние и перспективные направления обновления парка портовых кранов в морских портах Украины // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2006. – Вип.20. – С. 86-89.
6. Пустовой В.Н. Какой кран нужен портам? // Порты Украины. – 2003. – № 2. – С. 5-8.
7. Андриенко А.О. Модель совместной оптимизации парка кранов и грузопотоков морского порта // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2008. – Вип. 14 – С. 230-237.
8. Пустовая Н.В. Оптимизация моментов времени проведения модернизации и замены порталных кранов // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць.– Одеса: ОНМУ, 2003. – Вип.5. – С. 88-99.

Надійшла 04.12.08

УДК 656.615.071.4

С.Н. Бондаренко

РЫНОЧНАЯ КОНЦЕПЦИЯ ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЗАГРУЗКОЙ ПОРТОВ

Обсуждаются теоретические и методические аспекты решения проблемы оперативного управления загрузкой портов в соответствии с рыночным механизмом установления цены (уровня аккордных ставок) на портовые услуги. Приводится оригинальная экономико-математическая модель планирования загрузки портов и характеризуется подход к ее реализации.

Обговорюються теоретичні та методичні аспекти рішення проблеми оперативного управління загрузкою портів відповідно з ринковим механізмом встановлення ціни (рівня акордної ставки) на портові послуги. Надається оригінальна економіко-математична модель планування загрузки портів і характеризується підхід до її реалізації.

We are discussing theoretical and methodical aspects of the cargo employment of the port facilities. It is made in accordance with market machinery of prices (blanket rate) for port services. We suggest original economic and mathematic model of planning cargo employment of the ports and give characteristic of its realization.

Ключевые слова: *загрузка (грузооборот) портов, цены портовых услуг, модель оптимизации загрузки портов, алгоритмизация процесса загрузки портов.*

С вступлением Украины во Всемирную организацию торговли отечественные субъекты предпринимательской деятельности всех разновидностей и категорий оказались на рубеже, за которым начинается реальный мир рыночной экономики. Для морских портов нашей страны это сопряжено с вовлечением их в динамично нарастающую конкурентную борьбу на рынках портовых услуг за грузопотоки (между портами) и прибыль (с клиентурой в лице грузо- и судовладельцев). А это означает, что свою деловую стратегию отечественные порты должны ориентировать на обеспечение максимально высокой конкурентоспособности портовых услуг на основе достижения их стабильной привлекательности в восприятии клиентурой.

Реализация указанного условия напрямую связана с обеспечением эффективного использования производственного потенциала портов, что достигается благодаря оптимизации грузооборота как объемного измери-

теля их загрузки, интерпретируемой в качестве производственной программы или портфеля заказов портов. Именно в такой постановке выделенная проблема рассматривается в данной статье. Учитывая, что будущее зарождается в прошлом, отметим, что проблема оптимизации загрузки портов (отдельного порта, совокупностей портов) имеет давнюю историю. Она привлекла к себе внимание исследователей в конце 60-х годов минувшего столетия, когда прикладные отрасли знания, в том числе наука управления портами, начали обогащаться теоретическими представлениями и методическим арсеналом новых на то время теорий – системного анализа, экономико-математического моделирования, исследования операций, создания автоматизированных систем управления предприятиями и др.

Первоначально выделенная проблема рассматривалась в постановке, идущей от механизма централизованного управления экономикой и ее составными звеньями в рамках отраслей, объединений и предприятий. При этом оптимальность загрузки портов как предприятий определялась в структуре портовой системы страны, исходя из директивных показателей транспортно-экономического баланса народного хозяйства с учетом базовых схем нормальных направлений грузопотоков и общих принципов рационализации грузовых перевозок в пределах страны [1]. Понятно, что на современном этапе и в будущем такой подход к формированию загрузки портов является в нашей стране неприемлемым. Понятно также, что на смену ему должен придти рыночный механизм управления портами по всем направлениям и «составляющим» их функционирования и развития.

Отсюда цель данной статьи связывается с реализацией указанного условия в рамках разработки методических основ рыночного управления загрузкой портов в краткосрочной перспективе. В конкретном определении цель статьи состоит:

- во-первых, в обобщении накопленных результатов исследования обсуждаемой проблемы;
- во-вторых, в разработке методических аспектов решения этой проблемы применительно к условиям рыночной экономики;
- в третьих, в обосновании подхода к обеспечению оптимальной загрузки портов в режиме on line, что характерно для этапа оперативного управления.

Для реализации поставленной таким образом цели охарактеризуем кратко принципиально важные результаты, которые являются вехами в становлении теории производственной мощности портов. Хронологически первым в этом плане результатом является идея определения оптимального соотношения между грузооборотом и пропускной способностью портов, высказанная в 1965 году в [2] и теоретически исследованная в последующие пятнадцать лет [3]. Суть идеи заключается в обосновании оптимального объема грузооборота и установлении на этой основе экономически целесообразного резерва пропускной способности портов для

обеспечения эффективного обслуживания судов. Спустя сорок лет эта идея была реанимирована в более конкретной постановке, ориентированной на достижение наивыгоднейшего соотношения между загрузкой (грузооборотом) совокупности взаимозаменяемых причалов порта и пропускной способностью их морского (кордонного) грузового фронта [4].

В перечисленных публикациях однако методические аспекты определения пропускной способности и грузооборота портов (совокупности причалов, отдельных причалов) специально не рассматривались: считалось, что каждый из этих показателей в принципе определим при независимом их рассмотрении. Однако такая посылка в общем случае является несостоятельной, на что впервые было обращено внимание в статьях [5; 6], опубликованных четверть века назад.

В первой из этих работ показано, что задача исчисления пропускной способности портов (их производственных подразделений) является в общем случае неопределенной в смысле существования бесчисленного множества решений, каждое из которых, в том числе оптимальное, соответствует грузообороту конкретной структуры при условии полного использования пропускной способности порта, величина которой по родам грузов фиксируется одновременно с подбором грузопотоков по их наименованиям и объемам.

В [5] показано также, что для снятия отмеченной неопределенности необходимо проблемы и соответствующие им задачи определения грузооборотной загрузки и пропускной способности портов рассматривать в единстве с задачей установления оптимальной специализации причалов. При таком условии решение комплексной задачи отыскивается по схеме, предусматривающей:

- установление взаимного соответствия грузов и причалов;
- расчет пропускной способности причалов по родам грузов;
- распределение грузопотоков между причалами по принятому критерию оптимальности.

В результате решения комплексной задачи по описанной схеме формируется оптимальный грузооборот порта и при отсутствии ограничений по объемам грузопотоков фиксируется его пропускная способность.

Изложенный подход рекомендован в [6] также для решения проблемы оптимизации загрузки совокупности портов, выделяемых по различным признакам. Отметим попутно, что предложенный в [5;6] подход был конструктивно развит в [7] при исследовании проблемы исчисления и анализа использования пропускной способности портов бассейна и в [8] при разработке методики месячного планирования погрузо-загрузочных работ в портах.

Параллельно велись исследования по созданию экономико-математических моделей управления загрузкой отдельно рассматриваемого порта и совокупности портов. Первые варианты таких моделей, основанных на схеме стандартной распределительной задачи линейного программирования, были приведены в [5; 6], а затем в [9]. Большая детализация

моделей достигнута в [7; 8; 10], где предложены многоиндексные распределительные модели, обеспечивающие соблюдение баланса между наличными и производственными ресурсами порта (портов) и потребностью в них для освоения планового грузооборота.

Подчеркнем, что все упомянутые модели, за исключением опубликованной в [9], построены в предположении, что цены на портовые услуги (аккордные ставки) являются априори известными, причем их величина не может изменяться по инициативе портов. Между тем в рыночно ориентированных странах этот показатель в форме стивидорных и терминальных тарифов определяется обычно портами и стивидорными компаниями (или их ассоциациями) во взаимодействии с клиентурой по схеме уторговывания цены на товар [11]. Очевидно, что именно на такую логику управления загрузкой наших портов и оперирующих в них стивидорных компаний необходимо ориентироваться, исходя из перспектив интеграции Украины в европейское и мировое сообщества, на что мы уже обращали внимание в начале данной статьи.

Обозначенный подход к формированию загрузки портов может быть реализован по-разному. В частности, в [9] изложена концепция рыночного регулирования цен, позволяющая портам (стивидорным компаниям) устанавливать экономически выгодный уровень аккордных ставок и допустимых скидок на них на основе оценки величины и стабильности спроса на портовые услуги. Концепция основывается на классической модели взаимодействия спроса, предложения и цены на товар и отражает взаимосвязь грузооборота портов, спроса на их услуги по грузоперевалке, предельного дохода (выручки) и предельных затрат портов по освоению определяемого грузооборота.

Суммируя вышеизложенное, можно заключить, что приведенные в [5-10] результаты исследований в своей совокупности представляют несомненный интерес с точки зрения становления теории оптимизации производственной мощности портов, что проясняет логику формирования экономического механизма рыночного управления портами на различных временных интервалах, в том числе и на интервалах оперативного планирования и регулирования. При этом в последнем случае на передний план выдвигается вопрос отражения в экономико-математической модели формирования оптимального грузооборота портов условий задания (установления) уровня аккордных ставок на грузоперевалку.

Указанный вопрос мы предлагаем решать, в отличие от изложенной в [9] концепции, опираясь на идею инициативного изменения цен на товары (услуги), диктуемого рыночной конъюнктурой [12].

При таком условии исследуемая задача описывается следующей экономико-математической моделью:

$$\sum_{r \in R} \sum_{k \in K} d_r \cdot Q_r^k \cdot x_k - \sum_{r=1}^R \sum_{j=1}^J c_{rj} \cdot x_{rj} \rightarrow \max \quad (1)$$

Порты и подъемно-транспортное оборудование

$$\sum_{j=1}^J p_{rj} \cdot x_{rj} = \sum_{k=1}^K Q_r^k \cdot x_k, \quad \forall r \in R \quad (2)$$

$$\sum_{r=1}^R x_{rj} \leq T_j, \quad \forall j \in J \quad (3)$$

$$Q_r(d_r) = \epsilon_0 + \frac{\epsilon_1}{d_r}, \quad \forall r \in R \quad (4)$$

$$\sum_{k=1}^K Q_r^k \cdot x_k \leq Q_r(d_r), \quad \forall r \in R \quad (5)$$

$$d_r^{\min} \leq d_r \leq d_r^{\max}, \quad \forall r \in R \quad (6)$$

$$x_{rj} \geq 0; \quad x_k \in \{0; 1\}, \quad d_r \geq 0 \quad (7)$$

$$\forall j \in J, \forall k \in K, \forall r \in R, \quad (8)$$

где r, j, k – индексы (шифры) соответственно наименования груза, причала и контракта (договора) на грузоперевалку;

x_k и x_{rj} – параметры управления модели, характеризующие соответственно включение ($x_k = 1$) или невключение ($x_k = 0$) грузопотока r в план порта и удельные затраты времени на его перевалку на причале j ;

Q_r^k – объем груза r по контракту k ;

d_r – плавающая переменная аккордная ставка (цена) по перевалке груза r ;

c_{rj} – норматив затрат на переработку груза r на причале j в единицу времени;

p_{rj} – валовая интенсивность обработки груза r на причале j в единицу времени;

- $Q_r(d_r)$ – спрос на переработку груза r как функция цены аккордной ставки;
- ϵ_0, ϵ_1 – расчетные коэффициенты (коэффициенты регрессии);
- d_r^{max}, d_r^{min} – максимальное и минимальное значение цены на переработку груза;
- T_j – бюджет рабочего времени причала j .

Содержательный смысл соотношений приведенной модели состоит в обеспечении следующих требований:

- максимизации прибыли порта по грузоперевалке (целевая функция) – (1);
- полного освоения грузопотоков (партий грузов) в соответствии с заключенными контрактами – (2);
- непревышения использования бюджета рабочего времени причалов – (3);
- обеспечения учета взаимозависимости между аккордной ставкой и спросом на перевалку грузов (уравнение связи) – (4);
- непривышения планируемого грузооборота порта по контрактам в сравнении со спросом на грузоперевалку – (5);
- соблюдения диапазона изменения (варьирования) аккордных ставок – (6);
- неотрицательности параметров управления модели – (7).

Модель (1)-(7), в отличие от всех ранее опубликованных моделей, является нелинейной. Технология ее реализации в целом и корреляционного уравнения (4) в частности является предметом самостоятельного исследования и в данной статье не рассматривается. Предполагается, что методики решения как модели, так и уравнения существуют. При таком условии эти методики становятся ключевым звеном алгоритма формирования оптимального грузооборота порта на основе имеющегося множества заявок клиентуры на грузоперевалку. Такого рода алгоритм должен работать в двух режимах: «встраивания» заказов [13] и непрерывного «скользящего» планирования [14].

Первый режим соответствует ситуации с «разреженным» поступлением заявок грузовладельцев, когда новые заявки включаются в ранее принятый план загрузки порта без существенного изменения его параметров. При реализации второго режима, необходимость в котором возникает при «пакетном» поступлении новых заявок клиентуры, ранее составленный план загрузки порта может подвергаться корректировке в результате включения в план новых заявок.

Подводя итог рассмотрению выдвинутой нами концепции оптимизации загрузки портов в условиях их функционирования на остроконкурентных рынках портовых услуг, отметим, что для завершения ее системной проработки необходимо построить эффективный алгоритм комплектации оптимального грузооборота портов путем отбора наиболее

выгодных заявок клиентуры на грузоперевалку в режиме реального времени, что отвечает специфике оперативного управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шафиркин Б.Н. *Повышение эффективности грузовых перевозок.* – М.: Транспорт, 1978 г. – 240 с.
2. Горбатый М.М. *К вопросам обоснования оптимальных соотношений грузооборота и пропускной способности портов.* *Тр. Союзморниипроекта.* 1965. – Вып. 7 (13). С. 4-16.
3. Горбатый М.М. *Теория и практика оптимизации производственных мощностей морских портов.* – М.: Транспорт, 1981. – 168 с.
4. Малаксиано А.А., Малаксиано Н.А. *О соотношении загрузки и пропускной способности морского грузового фронта совокупности взаимозаменяемых причалов* // *Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць.* – Одеса: ОНМУ, 2004. – Вып. 13. – С. 144-156.
5. Магамадов А.Р. *Методы определения производственной мощности морских портов* // В кн. *Проблемы развития и интенсификации работы морского транспорта [Союзморниипроекта].* М., 1983. – С. 996.
6. Магамадов А.Р. *Координация работы портов.* – М.: ЦРИА «Морфлот», 1983. – 24 с.
7. Гирина О.Б. *Методы определения и анализа использования пропускной способности портов бассейна: Автореферат диссертации канд... экон. наук: Одесский институт инженеров морского флота.* – Одесса: 1993. 20 с.
8. Махуренко Г.С., Степанов О.Н. *О месячном планировании погрузо-разгрузочных работ в порту* // *Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць.* – Одеса: ОНМУ. 2001. – Вып. 6. – С. 169-175.
9. Макушев П.А. *Методичні основи оптимізації завантаження портів.* Автореф. дис... канд. техн. наук: *Одеський національний морський університет.* – Одеса, 2003. – 20 с.
10. Малаксиано А.А. *Модель загрузки порта* // *Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць.* – Одеса: ОНМУ, 2004. – Вып. 14. – С. 183-188.
11. Луговцов А.Ф., Маслов Г.А. – *Агентирование морских судов.* – М.: Транспорт, 1988. – 207 с.
12. Котлер Ф. *Основы маркетинга.* – М.: Прогресс, 1990. – 736 с.
13. Трескунова Л. *Модель встраивания заказов* // *БИЗНЕСИН-ФОРМ,* 1998. – N 13-14. – С. 65-69.
14. Магамадов А.Р. *Система оптимального внутрипортового планирования (концепция ОИИМФ-ОНМУ)* // *Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць.* – Одеса: ОНМУ, 2005. Вып. 17. – С. 236-248.

Надійшла 09.12.08

УДК 656.072.5

**А.В. Шахов
В.М. Питерская**

МЕТОДИКА ТРАНСПОРТНО-ТАМОЖЕННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПОРТОВ УКРАИНЫ

Описана роль морских портов и таможенных органов в транспортно-технологическом обеспечении перевозочного процесса, предложена методика прогнозирования грузопотоков на основании оптимизации импортных таможенно-тарифных ставок.

Описана роль морських портів і митних органів у транспортно-технологічному забезпеченні перевізного процесу, запропонована методика прогнозування вантажопотоків на підставі оптимізації імпортованих митно-тарифних ставок.

The role of marine ports and customs is described in the transport-technological providing of the vehicular process, the method of goods traffics prognostication is offered on the basis of the imported customs-tariff rates optimization.

Ключевые слова: транспортная система, порт, таможенная служба, технология, грузопоток, таможенный тариф.

Процесс глобализации международных отношений вызывает количественное и качественное увеличение товарных, информационных, финансовых потоков в мировом пространстве. Удобное географическое положение, значительный экономический потенциал и развитая транспортная инфраструктура Украины предоставляют государству возможность стать ключевым логистическим центром европейского континента. Достижению данной цели должны быть подчинены согласованные действия всех органов государственной власти.

Возможности дальнейшего развития морехозяйственного комплекса страны в современных условиях отсутствия национального флота определяются, в первую очередь, состоянием морских торговых портов и деятельностью таможенных органов Украины. Активное развитие международной транспортной системы требует создания новых эффективных управленческих решений, направленных на формирование такой системы таможенно-транспортного обслуживания товародвижения, которая смогла бы обеспечить увеличение грузопотоков при условии максимальной защиты экономических интересов государства.

Перечисленные задачи выделены как приоритетные и в деятельности Государственной таможенной службы Украины, и в функциях морских портов. Так, основными задачами таможенных органов сегодня являются [1]:

- защита экономических интересов Украины;
- осуществление мер по защите интересов потребителей товаров и соблюдению участниками внешнеэкономических связей государственных интересов на внешнем рынке;
- применение мер тарифного и нетарифного регулирования при перемещении товаров через таможенную границу Украины;
- создание благоприятных условий для ускорения товарооборота и пассажиропотока через таможенную границу;
- совершенствование форм и методов осуществления таможенных процедур;
- борьба с контрабандой и нарушениями таможенных правил.

Морские порты являются ключевой составляющей государственной системы обеспечения безопасности судоходства в территориальных и внутренних морских водах Украины, субъектом многочисленных международных экономических и правовых отношений, закрепленных конвенциями и другими международными договорами [2].

Производственные мощности и система управления портов должны оказывать содействие максимальной эффективности использования геополитического положения Украины, ее участия в международной сфере портовой деятельности, а также удовлетворению потребностей экономики Украины в транспортном сервисе, учитывая проведение таможенных процедур для обеспечения экономической и национальной безопасности страны.

Одним из возможных путей совершенствования деятельности морехозяйственного комплекса является структурное преобразование, которое приведет к развитию рыночной инфраструктуры в области портовой деятельности, существенной модернизации системы управления на всех уровнях, реализации принципов государственно-частного партнерства в морских портах, позволит в полной мере использовать транзитный потенциал государства и содействовать интеграции транспортной системы Украины в мировую и европейскую транспортные системы.

Для проведения этих преобразований необходимо разработать такую систему транспортно-таможенного обеспечения развития портов, которая позволит стимулировать все виды производственно-хозяйственной деятельности предприятий разных форм собственности на принципах добросовестной конкуренции, обеспечит существенное увеличение привлекательности сферы портовой деятельности для инвесторов, что, в свою очередь, приведет к значительному повышению темпов развития портов.

Целью настоящей статьи является разработка методических основ прогнозирования развития морских портов на основании оптимизации

таможенно-тарифных ставок.

Реализация стратегии развития портов невозможна без надежного прогноза грузопотоков, которые во многом определяются величиной ставки импортной таможенной пошлины. Государство осуществляет таможенное регулирование транспортно-производственной деятельности с помощью импортного тарифа, который является составляющей частью рыночной экономики [3]. Описание применения таможенной пошлины целесообразно выполнять с помощью модели совокупного спроса и предложения (рис. 1).

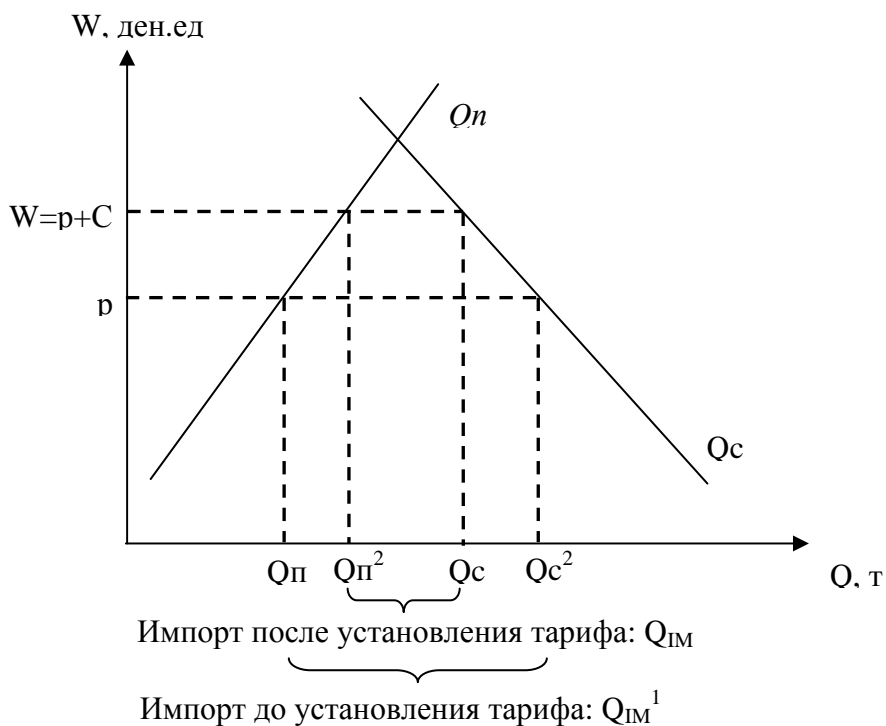


Рис. 1. Последствия введения импортной таможенной пошлины

Спрос – это зависимость между количеством изготовленной продукции и услуг, пользующихся спросом, и общим уровнем цен. Совокупный спрос – реальный объем продукции национального и иностранного производства, который потребители готовы приобрести при определенном уровне цен. Существует зависимость между объемом продукции и ее ценой: увеличение последней непременно приводит к падению объемов спроса.

Предложение товаров и услуг отдельным предприятием определяется его производственными возможностями, в соответствии с которыми для каждой конкретной цены предлагается к продаже определенный объем товаров. Под совокупным предложением понимают уровень

Порты и подъемно-транспортное оборудование

имеющегося реального объема производства при условии определенного уровня цен. Высокие цены стимулируют дополнительное производство товаров, а низкие – создают условия для прекращения производства.

На рис.1 показано, что при отсутствии ввозного таможенного тарифа отечественные производители могут обеспечить предложение в размере $Q_{п}^1$, тогда как величина спроса составляет $Q_{с}^2$. Разница между спросом и предложением покрывается импортным грузопотоком $Q_{им}^1 = Q_{с}^2 - Q_{п}^1$. Для защиты внутреннего рынка от иностранной конкуренции устанавливается таможенный тариф C . Цена импортного товара возрастает на величину $p + C_p$. Отечественное производство повышается с $Q_{п}^1$ до $Q_{п}^2$, внутреннее потребление уменьшается с $Q_{с}^2$ до $Q_{с}^1$, импортный грузопоток, который используется при планировании производственных мощностей порта, сокращается на $Q_{им} = Q_{с}^1 - Q_{п}^2$.

Установление ввозного таможенного тарифа защищает интересы отечественных производителей, которые могут увеличить объемы продаж, так как импортные товары становятся дороже и потребители предъявляют повышенный спрос на отечественную продукцию. Подорожание импортных товаров позволяет украинским производителям повысить цены и получить дополнительный выигрыш, который равен разнице между выручкой от продажи товара по рыночной цене W и затратами на его производство Z (рис. 2).

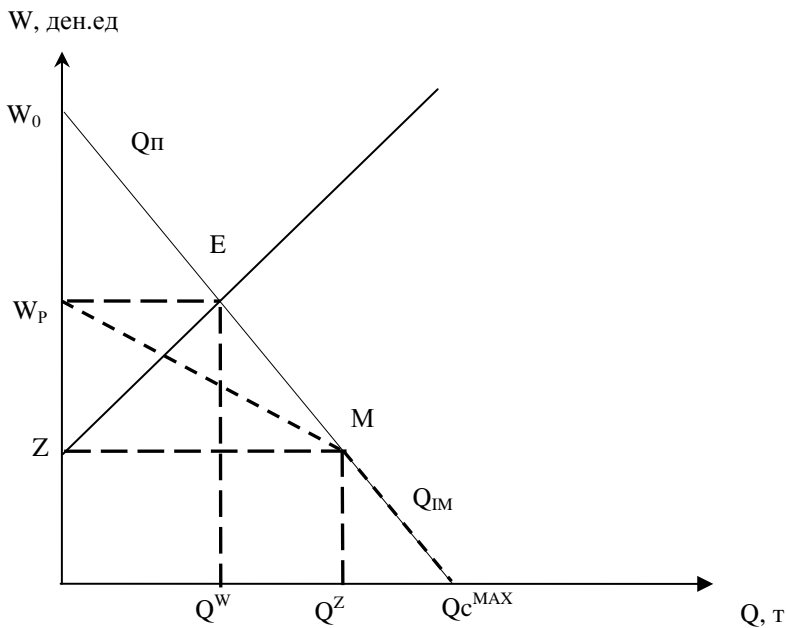


Рис. 2. Изменение объемов производства и импорта товара

Изменение объемов производства товара после точки равновесия спроса и предложения E совпадает с кривой спроса на отрезке EW^0 .

Порты и подъемно-транспортное оборудование

При нулевой цене максимальный спрос Q_C^{MAX} на товар удовлетворяется за счет импортных поставок. При повышении цены до величины себестоимости Z объем импорта сокращается до Q^Z .

Равновесная цена W с учетом таможенной пошлины предполагает отсутствие импортных поставок. Повышенный спрос предъявляется к товарам отечественного производства Q^W . На этом участке кривая импорта совпадает с отрезком MW .

Введем в рассмотрение следующие параметры управления:

p – среднемировая цена единицы товара T на таможенной границе

Украины, ден.ед.;

W – цена единицы T на рынке Украины, ден.ед.;

C – ставка таможенной пошлины для T ;

Q_C – объем спроса на T в Украине, т;

Q_{II} – объем предложения T в Украине, т;

Q_{IM} – объем импорта T в Украину, т;

Z – себестоимость производства единицы T ;

n – ставка налога на прибыль предприятия (25%);

S – количество единиц подвижного состава, необходимых для освоения импортного грузопотока;

G – площадь складских помещений, необходимых для размещения импортных грузов, m^2 .

C^* – оптимальная ставка таможенной пошлины для T с точки зрения роста доходов государственного бюджета Украины от таможенных поступлений.

Объем импорта T в Украину и цена его единицы W составят:

$$Q_{IM} = Q_C - Q_{II}$$

$$W = p(1+C)$$

Объем спроса на T составляет:

$$Q_C = Q_0 - K_1 W = Q_0 - K_1 p(1+C)$$

где Q_0 – максимально возможная величина спроса;

K_1 – коэффициент, учитывающий динамику изменения объемов спроса на T .

Объем предложения Q_{II} товара T в Украине рассчитывается, учитывая следующую формулу:

$$Q_{II} = \begin{cases} 0, & \text{если } 0 \leq W \leq Z; \\ Z + K_2(W - Z), & \text{если } Z \leq W \leq W_p; \\ Q_C, & \text{если } W \geq W_p. \end{cases}$$

Порты и подъемно-транспортное оборудование

где K_2 – коэффициент, учитывающий динамику изменения объемов предложения T .

Суммарный доход Государственного бюджета, который учитывает как поступления от импортных пошлин, так и налог от прибыли предприятий, производящих данный товар внутри страны, составит:

$$D = \begin{cases} Q_{IM} \cdot C, & \text{если } 0 \leq W \leq Z; \\ Q_{IM} \cdot C + Q_{II} \cdot n, & \text{если } Z \leq W \leq W_p; \\ Q_C \cdot n, & \text{если } W \geq W_p. \end{cases}$$

Целевая функция оптимизации таможенного тарифа состоит в обеспечении максимума дохода государственного бюджета [4], т.е.:

$$D \rightarrow \max.$$

Используя свойство экстремума функции, необходимо определить производную от D по C , и, приравняв ее нулю, найти оптимальную величину ставки таможенного тарифа. Оптимальная ставка тарифа – уровень тарифа, обеспечивающий максимизацию уровня национального экономического благосостояния. Ставка оптимального тарифа всегда относительно невелика, положительна и находится между нулем и запретительной ставкой (величина, определяемая международными договорами государства).

Примерная зависимость между доходом государственного бюджета и ставкой таможенной пошлины при постоянной ставке налога на прибыль представлена на рис. 3.

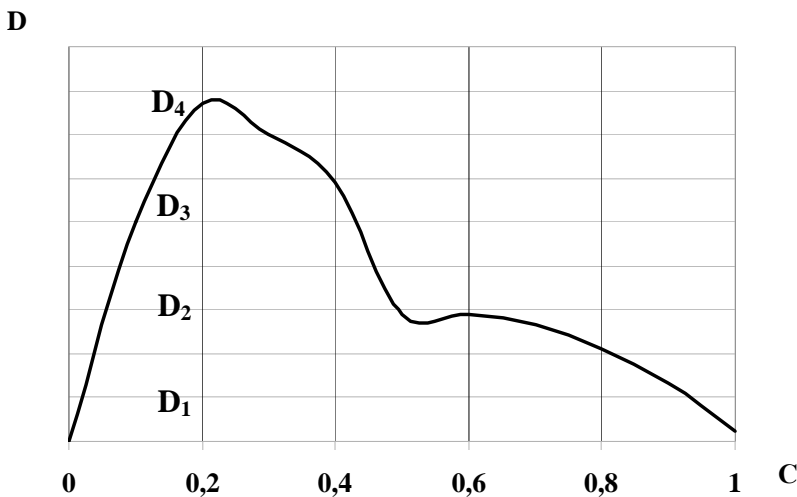


Рис. 3. Оптимальный таможенный тариф

Принимая во внимание величину оптимального таможенного тарифа, а, следовательно, объем импорта товара после установления пошлины, количество единиц подвижного состава, необходимых для освоения грузопотока, определяется следующим образом:

$$S_i = \frac{\Delta Q(P)}{M_i},$$

где M_i – грузоподъемность i -го транспортного средства.

Площадь складских помещений, необходимых для размещения импортных грузов составляет:

$$G = \frac{R * t_{xp}}{k_f * q_s},$$

где R – пропускная способность склада, т/сут.;

t_{xp} – срок хранения груза, сут.;

k_f – коэффициент использования площади склада;

q_s – допустимая нагрузка на пол склада т/м².

Предложенная методика транспортно-таможенного обеспечения развития портов Украины позволяет оптимизировать ставку таможенного тарифа при перемещении товаров через таможенную границу Украины, а также спрогнозировать объем грузооборота порта. Кроме того, разработанные методические основы развития таможенно-транспортной деятельности дают возможность определить оптимальную структуру таможенной службы и вычислить производственные мощности порта исходя из величины грузопотока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Митний кодекс України та нормативно-правові акти, що регулюють його застосування: Зб. док. / Упор.: П.В. Пашко, В.П. Науменко. – К.: Знання, 2004. – 1173 с.
2. Стратегія розвитку морських портів на період до 2015 року // Розпорядження Кабінету Міністрів України, 2008. – 10 с.
3. Гребельник О.П. Основи митної справи: Навчальний посібник. – Київ: Центр навчальної літератури, 2003. – 600 с.
4. Шахов А.В., Питерская В.М. Оптимизация тарифного регулирования таможенно-транспортной деятельности Украины // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем. – 2008. – № 14. – С.183-196.

Надійшла 17.12.08

УПРАВЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЯМИ КАЧЕСТВА В ПРОЦЕССЕ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЕКТОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОХОДОВ

Судовая энергетическая установка (СЭУ) рассматривается как подсистема единого судового пропульсивного комплекса. Управление качеством в проектах СЭУ предлагается осуществлять по критериям судна, как старшей системы. Проиллюстрирована эффективность предложенного подхода.

Суднова енергетична установка (СЕУ) розглядається як підсистема єдиного судового пропульсивного комплексу. Управління якістю в проектах СЕУ передбачається реалізовувати за критеріями судна, як старшої системи. Проілюстрована ефективність запропонованого підходу.

Ship's power plant is viewed as a subsystem of indivisible ship's propulsive complex. Quality operation in ship's power plant is offered to be implemented according to ship's criteria as a senior system. Offered approach efficiency is illustrated here.

Ключевые слова: управление качеством проекта, системный подход, гребная энергетическая установка, судовой пропульсивный комплекс.

Оптимальное проектирование судовых энергетических установок (СЭУ) предполагает решение как минимум двух важнейших задач – параметрическую оптимизацию и оптимизацию управления энергетической установкой. Эти задачи могут решаться как в отдельности так и совместно.

Решение подобных задач возможно только на основе системного принципа, в соответствии с которым сравнительные оценки качества проектирования энергетической установки электрохода должны проводиться в первую очередь по критериям судна, для обеспечения движения которого СЭУ предназначена [2]. Следовательно, энергетическая установка должна рассматриваться совместно с остальными элементами единого судового пропульсивного комплекса.

Важнейшими показателями качества проектирования СЭУ являются маневренные свойства электроходов. В настоящей работе рассмот-

ренны некоторые аспекты проектирования оптимальных энергетических установок с точки зрения обеспечения ими высоких маневренных свойств электроходов. В сочетании с другими критериями оценки качества проекта это способствует созданию надежных, высокоманевренных, экономичных судов с электродвижением.

Структурная схема пропульсивного комплекса электрохода представлена на рис. 1.

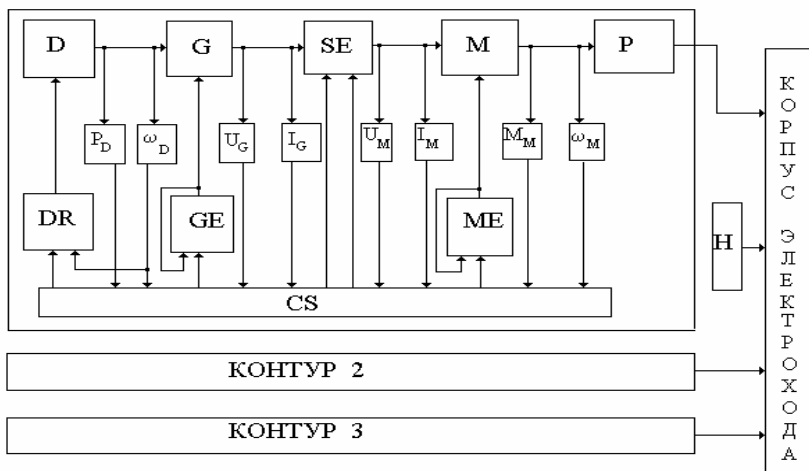


Рис. 1. Структурная схема пропульсивного комплекса электрохода

В состав каждого энергетического контура комплекса схемы входят: первичные двигатели – D , генераторы электрического тока – G , преобразователи электроэнергии – SE , гребные электродвигатели – M , регуляторы – DR , GE , ME и гребные винты – P . Кроме того, пропульсивный комплекс электрохода включает в себя руль – H и корпус судна. На базе структурной схемы разработана математическая модель переходных режимов работы. С помощью этой модели и созданного на ее основе метода расчета можно отыскивать текущие значения режимных показателей комплекса по ходу выполнения маневров. Помимо расчета текущих значений режимных показателей, разработанный метод позволяет оценивать основные показатели качества выполнения судном маневров. К таким показателям, количественно характеризующим безопасность маневрирования и экономичность выполнения маневренных операций, относятся, в частности:

- продолжительность выполнения маневра T ;
- пройденный судном путь X ;
- относительные затраты топлива на выполнение маневра G ;
- электромагнитные потери в гребных электродвигателях (ГЭД) $A_{эм}$.

Управление проектами и развитие производства

В математическую модель, описывающую переходные режимы работы пропульсивного комплекса электрохода на маневрах входят следующие элементы:

Уравнение движения первичного (теплого) двигателя генераторного агрегата

$$\frac{d\omega_D^0}{dT^0} = N_D (M_D^0 - K_{D1} M_G^0 - K_{DT}). \quad (1)$$

где ω_D^0 и M_D^0 – угловая скорость и вращающий момент первичного двигателя;

M_G^0 – момент сопротивления генератора электрического тока;

N_D, K_{D1}, K_{DT} – безразмерные параметры комплекса;

$T^0 = \frac{v_0 t}{L}$ – безразмерное время.

Соотношение для вращающего момента первичного двигателя, работающего на регуляторной характеристике

$$M_D^0 = \frac{\left[1 + \omega_{DP}^0 (1 - \psi_D^0) \beta_D \right] \left[\frac{C_{DP} - \frac{\omega_D^0}{\psi_D^0 \omega_{DP}^0}}{C_{DP} - 1} + \xi_D^0 - 1 \right]}{1 + (\omega_{DP}^0 - 1) \beta_D},$$

где ξ_D^0 и ψ_D^0 – относительная подача топлива и степень затяжки пружины регулятора скорости;

ω_{DP}^0 – угловая скорость, на которую настроен регулятор;

β_D – наклон внешней характеристики двигателя;

C_{DP} – коэффициент степени неравномерности регулятора.

Уравнение движения регулятора первичного двигателя

$$\frac{d\xi_D^0}{dT^0} = C_{RD1} (\omega_D^0 - \omega_{D\text{зад}}^0) - C_{RD2} \xi_D^0, \quad (2)$$

где C_{RD1}, C_{RD2} – безразмерные параметры.

Уравнения, описывающие генератор электрического тока (на основе векторной диаграммы синхронного генератора):

$$M_G^0 = C_{G1} \frac{U_G^0 I_G^0}{\omega_D^0} \cos \varphi_G + C_{G2} \frac{(U_G^0)^2}{\omega_D^0} \sin 2\theta_G; \quad (3)$$

$$U_G^0 = \frac{1}{\cos \theta_G} \left[C_{G3} E_G^0 - C_{G4} (I_G^0)^{1+RT} \cos \psi_G - C_{G5} I_G^0 \omega_D^0 \sin \psi_G \right]; \quad (4)$$

$$E_G^0 = \omega_D^0 (C_{G7} I_{GV}^0 - C_{G8} I_G^0 \sin \psi_G - C_{G9} I_G^0); \quad (5)$$

$$\varphi_G = \alpha_G + \frac{\gamma_G}{2}; \quad \psi_G = \arccos \left(C_{G10} \frac{U_G^0}{\omega_D^0 I_{GV}^0} \cos \varphi_G \right);$$

$$\theta_G = \psi_G - \varphi_G;$$

$$\gamma_G = \arccos \left(\cos \alpha_G - C_{G11} \frac{I_M^0 \omega_D^0}{E_G^0} \right) - \alpha_G,$$

где $\varphi_G, \psi_G, \theta_G, \gamma_G$ – углы сдвига фаз между векторами \mathbf{U}_G и \mathbf{I}_G , векторами \mathbf{E}_{0G} и \mathbf{I}_G , векторами \mathbf{E}_{0G} и \mathbf{U}_G и угол коммутации; $C_{G1} - C_{G11}$ – безразмерные параметры.

Соотношения для напряжения на выходе и тока на входе преобразователя электроэнергии

$$U_M^0 = K_{SE} \frac{U_{G0}}{U_{M0}} \mu_{SE}(\mathbf{T}^0) U_G^0; \quad (7)$$

$$I_G^0 = C_{G6} \left| \frac{\sin \frac{\gamma_G}{2}}{\frac{\gamma_G}{2}} \right| \cdot \mu_{SE}(\mathbf{T}^0) I_M^0 \frac{\cos \varphi_M}{\cos \varphi_G}, \quad (8)$$

где $\mu_{SE}(\mathbf{T}^0)$ – параметр управления, являющийся функцией управляющего сигнала и зависящий от типа преобразователя и выбранного закона управления.

Уравнение движения гребного электродвигателя

$$\frac{d\omega_M^0}{dT^0} = N_M (M_M^0 - K_{M1} M_P^0 - K_{MT}), \quad (9)$$

где M_M^0 и M_P^0 – движущий момент ГЭД и момент сопротивления гребного винта;

K_{MT} – безразмерный параметр.

Соотношения для вращающего момента асинхронного частотно-управляемого гребного электродвигателя

$$M_M^0 = C_{M16} \frac{\gamma^2}{(C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0)} \cdot \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)}; \quad (13)$$

$$I_M^0 = C_{M24} \gamma \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)}; \quad (14)$$

$$\cos\varphi_M = \frac{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0} + \frac{C_{M23}\alpha}{2(C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0)}}{\sqrt{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0}}} \cdot \frac{1}{R_f(\alpha, \omega_M^0)},$$

где $R_f(\alpha, \omega_M^0)$ – вспомогательная функция

$$R_f(\alpha, \omega_M^0) = \sqrt{(C_{M17} + C_{M18}\alpha^2) + \frac{C_{M21} + C_{M22}\alpha^2}{(C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0)^2} + \frac{C_{M23}\alpha}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\omega_M^0}};$$

$C_{M16} - C_{M24}$ – безразмерные параметры.

Уравнения системы управления связывают сигналы U_{Ui} , подаваемые на входы системы управления, с напряжением на выходе соответствующего канала регулирования. В общем случае эта связь имеет следующий вид:

$$A_{Kr}(t)(U_{\text{вых}})_{Kr} = K_{Kr}^{CS} \sum_i K_i^{CS} (U_{Ui} - U_{3i}),$$

где K – объект управления;

r – управляемый параметр;

$A_{Kr}(t)$ – функциональная зависимость управляющих устройств регуляторов от времени, включая производную;

$(U_{\text{вых}})_{Kr}$ – управляющий сигнал на входе K -го объекта по r -му параметру;

K_{Kr}^{CS} – коэффициент усиления по r -му параметру управления K -го объекта;

U_{Ui} – напряжения сигналов управления и корректирующих связей;

U_{3i} – напряжения сравнения (отсечки);

K_i^{CS} – коэффициент усиления по i -му управляющему сигналу.

Гидродинамическую реверсивную характеристику гребного винта с учетом его взаимодействия с корпусом судна и движения судна по криволинейной траектории представим известным параболическим полиномом. Тогда относительные момент сопротивления M_P^0 и упор P_P^0 винта могут быть записаны в виде [1]

$$M_P^0 = \frac{M_P}{M_{P0}} = a_{21} \left(\frac{\omega_p}{\omega_{p0}} \right)^2 + b_{21} \left(\frac{\omega_p}{\omega_{p0}} \right) \left(\frac{v_e}{v_0} \right) + c_{21} \left(\frac{v_e}{v_0} \right)^2 + a_M \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{CK}; \quad (18)$$

$$P_P^0 = \frac{P_P}{P_{P0}} = a_{11} \left(\frac{\omega_p}{\omega_{p0}} \right)^2 + b_{11} \left(\frac{\omega_p}{\omega_{p0}} \right) \left(\frac{v_e}{v_0} \right) + c_{11} \left(\frac{v_e}{v_0} \right)^2 + a_P \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{CK}, \quad (19)$$

где Ω_P – угловая скорость вращения винта;

v – скорость движения судна;

v_e – скорость натекания воды на винт;

α_{CK} – угол скоса потока воды;

$a_{21}, b_{21}, c_{21}, a_M, a_{11}, b_{11}, c_{11}, a_P$ – постоянные коэффициенты.

Движение судна по свободной поверхности воды в связанной с ним системе координат описывается с учетом общепринятых допущений системой уравнений

$$\frac{dv_X^0}{dT^0} = C_{\lambda 2} v_Y^0 \Omega_Z^0 + N_X \left\{ \sum_j K_{Pj} P_{ej}^0 - C_{RX} \beta_{RP} (v^0)^2 - R_X^0 \right\}; \quad (20)$$

$$\frac{dv_Y^0}{dT^0} = -\frac{1}{C_{\lambda 2}} v_X^0 \Omega_Z^0 + \frac{N_X}{C_{\lambda 2}} \left\{ \sum_j K_{Pj} \alpha_{jz} P_{ej}^0 + C_{RY} \beta_{RP} (v^0)^2 - R_Y^0 \right\}; \quad (21)$$

$$\frac{d\Omega_Z^0}{dT^0} = -\frac{N_\Omega}{N_X} C_{\lambda 21} v_X^0 v_Y^0 + N_\Omega \left\{ \sum_j K_{Pj} h_{Pj} P_{ej}^0 + (M_{Iz}^0 - M_{Dz}^0) + C_{RY} X_R^0 \beta_{RP} (v^0)^2 \right\}, \quad (22)$$

где v_X и v_Y – составляющие скорости движения судна вдоль осей X и Y ;

Ω_Z – угловая скорость его вращения вокруг оси Z ;

$\sum_j K_{Pj} P_{ej}^0$ – суммарный полезный упор гребных винтов по оси X ;

$\alpha_{jz}, h_{Pj}, X_R^0$ – конструктивные параметры судна;

R_X^0 и R_Y^0 – гидродинамические силы сопротивления движению судна;

$M_{ПЗ}^0$ и $M_{ДЗ}^0$ – позиционный и демпфирующий моменты сопротивления;

β_{RP} – угол атаки руля;

$N_X, C_{\lambda 2}, C_{RX}, C_{RY}, N_{\Omega}, C_{\lambda 21}$ – безразмерные параметры пропульсивного комплекса.

Движение судна в неподвижной системе координат описывается по общепринятой методике.

В процессе преобразования уравнений в безразмерную форму записи получены критерии динамического подобия – безразмерные параметры пропульсивных комплексов. Именно этими безразмерными параметрами и определяются законы изменения во времени режимных показателей комплексов.

С помощью математической модели и разработанного на ее основе метода расчета можно отыскивать текущие значения режимных показателей комплекса:

- угловой скорости вращения ω_D , вращающего момента M_D и мощности P_D первичных двигателей;
- напряжения U_G и тока I_G генераторов;
- напряжения U_M и I_M тока гребных электродвигателей (ГЭД);
- вращающего момента M_M и угловой скорости вращения ω_M ГЭД;
- момента сопротивления M_P и упора P_P гребных винтов;
- параметров движения судна в связанной XYZ (составляющих скорости v_X и v_Y вдоль продольной X и поперечной Y осей корпуса судна; угловой скорости вращения Ω_X вокруг вертикальной оси Z) и в несвязанной $X_1Y_1Z_1$ (составляющих скорости v_{X1}, v_{Y1} , угла скорости φ_c , угла курса ψ_c и пройденного пути $X1, Y1$) с ним системах координат.

Помимо расчета текущих значений режимных показателей метод позволяет оценивать основные показатели качества выполнения маневров. В первую очередь это отмеченные выше показатели судна:

- продолжительность маневра – T ;
- пройденный судном путь (выбег) – X ;
- относительные затраты топлива на выполнение маневра

$$G = \int_0^{T_M} g_e^0 P_D^0 dT,$$

где $g_e^0 = \frac{g_e}{g_{e0}}$ – относительный текущий удельный расход топлива;

$P_D^0 = \frac{P_D}{P_{D0}}$ – относительная мощность первичных двигателей;

$$T = v_0 t / L - \text{«безразмерное» время;}$$

v_0 и L – скорость движения судна и его длина;

t – текущее время.

Индекс «0» относится к значению соответствующей физической величины, принятому в качестве базового; таковым принят режим работы, соответствующий прямолинейному движению судна по спокойной глубокой воде с номинальной скоростью v_0 .

Кроме того, необходимо оценивать показатели работы судовой энергетической установки. В частности:

- продолжительность переходных процессов в СЭУ – $T_{СЭУ}$;
- максимальную мощность первичных двигателей в переходных режимах – P_D ;
- отклонение на маневрах скорости вращения первичных двигателей от установившегося режима – $\Delta\omega_D$,
- продолжительность реверса гребных электродвигателей – $T_{ГЭД}$;
- электромагнитные потери в гребных электродвигателях
-

$$A_{эм} = \int_0^{T_w} \left\{ \left[r_2 + r_1(1+\tau_2)^2 + (x_2')^2 \frac{K_{ст\alpha}}{m_1 C_1^2 f_{1н}^2} \alpha \right] \frac{\beta}{r_2} + \left[\left(\frac{\tau_1}{x_1} \right)^2 r_1 + \frac{K_{ст\alpha}}{m_1 C_1^2 f_{1н}^2} \alpha \right] \frac{r_2}{\beta} \right\} dT,$$

где r_1 и r_2 – активные сопротивления статора и ротора (приведенные);

τ_2 – коэффициент рассеяния ротора;

x_1 и x_2 – реактивные сопротивления статора и ротора (приведенные);

β – абсолютное скольжение ротора;

$K_{ст.\alpha}$ – коэффициент потерь в стали, зависящий от частоты;

m_1, C_1 – конструктивные постоянные;

$f_{1н}$ – номинальная частота.

Именно учет (при условии неухудшения в заданных пределах показателей качества судна) показателей качества СЭУ позволяет разработать оптимальный проект энергетической установки по показателям качества судна.

Метод поиска оптимальных решений поставленных задач предложен в работе [4]. Такие задачи по своей постановке относятся к области нелинейного программирования и заключаются в отыскании экстремумов целевой функции $f(x)$ при заданных ограничениях $g_j(x)$ в виде неравенств. Иными словами, необходимо минимизировать некоторую целевую функцию

$$f(x), \quad x \in E^n$$

при p линейных ограничениях в виде неравенств

$$g_j(x) \geq 0, \quad j = 1, \dots, p,$$

где E^n – допустимая область n -мерного пространства.

Оптимальным решением будет являться пара x^* и $f(x^*)$, состоящая из оптимальной точки $x^* = [x_{1^*}, x_{2^*}, \dots, x_{n^*}]$ и соответствующего ей значения целевой функции $f(x^*)$

$$x^* = \left. \begin{array}{l} [x_{1^*}, x_{2^*}, \dots, x_{n^*}] \\ f^* = f(x^*) \end{array} \right\}$$

Под $f(x^*)$ в данном случае следует понимать зависимости рассматриваемых показателей качества от оптимизируемых коэффициентов – безразмерных параметров комплекса – $x_1 \dots x_n$. Ограничения $g_j(x)$ обеспечивают допустимые диапазоны изменения режимных показателей всех составных элементов энергетической установки электрохода.

При решении задач первого класса – параметрической оптимизации пропульсивного комплекса электрохода – возникают дополнительные трудности, связанные с многомерностью области оптимизируемого пространства E^n . Число параметров n , влияющих согласно математическому описанию на показатели качества маневрирования, исчисляется сотнями. Сократить их количество до нескольких десятков удается за счет перехода к системе безразмерных единиц и выделения обобщенных безразмерных параметров (критериев подобия) пропульсивного комплекса. Однако и после этой процедуры, число параметров остается слишком большим. В то же время известно, что на показатели качества маневрирования объектов рассматриваемого класса значимое влияние могут оказывать ограниченное число параметров – не более 8-10. Таким образом, возникает задача выявления из множества параметров $q_i, i=1, \dots, n$ подмножество параметров p ($p < n$), отклонение которых от расчетных значений Δq_j определяет основную часть приращения показателя $J(\Delta q_j) \approx J(\Delta q_i)$. Именно эти параметры подлежат оптимизации. Разброс остальных $s = n - p$ параметров не оказывает существенного влияния на исследуемый показатель качества и их значения целесообразно принять неварьируемыми.

Решение этой задачи проводится методами отсеивающих экспериментов. При числе факторов, исчисляемом несколькими десятками, удобно воспользоваться методом случайного баланса. Он позволяет по каждому показателю качества выполнения маневра выявить значимые па-

Управление проектами и развитие производства

раметры и эффекты взаимодействий параметров. Такие исследования применительно к основным маневрам электроходов – разгону, торможению, реверсу, выходу на циркуляцию представлены в работе [3]. Показано, что для каждого показателя качества имеется своя совокупность значимых параметров. Комплексный анализ степени их влияния позволил выявить те из них, вклады которых в исследуемые показатели качества наиболее существенны. Эти параметры приведены в табл. 1.

Таблица 1

Вклады значимых параметров в показатели качества маневрирования

Показатели качества	П а р а м е т р ы (факторы)							
	T_{\min}	Параметр	N_X	C_{M16}	C_{M20}	C_{M18}	C_{M23}	C_{G7}
Вклад в %		38,4	28,7	12,9	5,9	3,3	2,5	4,9
G_{\min}	Параметр	N_X	C_{M23}	C_{M17}	C_{M20}	C_{M16}	C_{M21}	C_{M18}
	Вклад в %	26,6	20,8	16,5	11,3	10,7	1,7	6,3
$X1_{\min}$	Параметр	C_{M16}	C_{M23}	N_X	N_M	-	C_{M20}	-
	Вклад в %	26,3	19,3	29	3,5	-	21,5	-
$\Delta\omega_D$	Параметр	N_D	c_{DP}	C_{G7}	C_{G8}	C_{M16}	C_{G10}	-
	Вклад в %	26	25,4	14	13,3	13,8	6,3	-
$P_{D \max}$	Параметр	C_{M16}	C_{G7}	C_{M23}	C_{M17}	C_{M20}	-	-
	Вклад в %	27,6	20,5	17,8	15,3	13,6	-	-
$T_{ГЭДрев}$	Параметр	C_{M16}	C_{G7}	C_{M20}	N_X	C_{G8}	C_{M38}	-
	Вклад в %	22,5	29,8	17,5	14,7	10,6	9,8	-
$T_{СЭУрев}$	Параметр	$k2$	C_{M16}	N_X	N_D	C_{G7}	C_{M17}	C_{M20}
	Вклад в %	34,4	18,7	13,4	9,3	7,4	7,4	7,4

Обобщенные безразмерные параметры пропульсивного комплекса электрохода, значимо влияющие на показатели качества выполнения маневров и подлежащие поэтому оптимизации, вычисляются по соотношениям:

$$C_{G7} = \frac{K_{GE} W_{GV}}{E_{G0}} \omega_{D0} I_{GV0}; \quad C_{G8} = \frac{K_{GE} \omega_{D0}}{E_{G0}} \frac{m_G \sqrt{2}}{\pi} \frac{W_{G1} k_{GB}}{p_G} I_{G0};$$

$$C_{G10} = \frac{U_{G0}}{E_{G0}};$$

$$C_{M16} = \frac{\beta_{M0}}{r_M'^2} \left[(b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{M0}^2} + 2r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{M0}} \right];$$

$$C_{M17} = \frac{b_M^2}{(r_{2M}')^2}; \quad C_{M18} = \frac{c_M^2}{r_{2M}'^2} \alpha_0^2; \quad C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1Mh}}; \quad C_{M21} = d_M^2;$$

$$C_{M23} = 2 \frac{r_{1M}}{r_{2M}'} \alpha_0;$$

$$N_X = \frac{L P_{e0}}{(m + \lambda_{11}) v_0^2}, \quad N_M = \frac{M_{M0} L}{J_M \omega_{M0} v_0}; \quad N_D = \frac{M_{D0} L}{J_D \omega_{D0} v_0},$$

где ω_{D0} – угловая скорость вращения первичного двигателя;

I_{GV0} – ток возбуждения синхронного генератора;

U_{G0} и I_{G0} – напряжение и ток генератора;

$K_{GE}, m_G, W_{G1}, k_{GB}, p_G$ и W_{GV} – конструктивные параметры генератора;

E_{G0} – продольная составляющая результирующей ЭДС генератора;

ω_{M0} и ω_{1Mh} – угловые скорости вращения двигателя и магнитного поля статора при номинальной частоте;

β_{M0} – абсолютное скольжение ротора ГЭД;

α_0 – относительная частота напряжения ГЭД;

r_{1M} и r_{2M}' – активное сопротивление статора и приведенное активное сопротивление ротора ГЭД;

b_M, c_M, d_M, e_M – постоянные коэффициенты частотно-управляемого асинхронного электродвигателя;

m и λ_{11} – масса судна и присоединенные массы воды вдоль его продольной оси;

P_{e0} – полезный суммарный упор гребных винтов;

L – длина судна;

M_{D0}, M_{M0} – вращающий момент первичного двигателя и ГЭД;

J_D, J_M – приведенные к валу первичного двигателя и к валу ГЭД моменты инерции вращающихся частей (индекс «0» относится к базовому режиму работы, соответствующему движению судна с номинальной мощностью двигателей);

c_{DP} – статизм регуляторной характеристики первичных двигателей;

k_2 – коэффициент, характеризующий скорость нарастания напряжения гребных электродвигателей при торможении.

В процессе параметрической оптимизации пропульсивных комплексов электроходов на режимные показатели СЭУ следует наложить ограничения, обеспечивающие нормальное функционирование энергетической установки:

- мощность первичных двигателей $P_{D \max} \leq 1$;

- максимальное отклонение угловой скорости вращения первичных двигателей $\Delta\omega_{D \max} \leq 0,04$;
- колебания напряжения на выходе главных генераторов $\Delta U_{G \max} \leq 0,1$;
- максимальная нагрузка по току главных генераторов $I_{G \max} \leq 2$;
- максимальная нагрузка по току гребных электродвигателей $I_{M \max} \leq 2$;
- максимальная нагрузка ГЭД по вращающему моменту $M_{M \max} \leq 1,9$;
- максимальное допустимое напряжение на входе ГЭД $U_{M \max} \leq 1$.

Проиллюстрируем процесс управления качеством проектирования на следующем примере.

При оптимизации судовой энергетической установки по показателям качества судна критериями оптимальности были выбраны продолжительность маневра T_{\min} и затраты топлива на его выполнение G_{\min} . Поиск оптимальных параметров осуществлялся по многокритериальной целевой функции

$$J_{TG} = m_T T + m_G G,$$

где m_T и m_G – весовые коэффициенты соответствующих показателей; индексы « TG », « T » и « G » обозначает те показатели, по которым проводится многокритериальная оптимизация.

В ходе параметрической оптимизации приходится постоянно сталкиваться с необходимостью проведения неформальных процедур. К основным причинам этого относятся следующие:

- на оптимальное решение оказывает влияние соотношение весовых коэффициентов m_T и m_G ; это соотношение заранее, как правило, неизвестно и в каждом конкретном случае выбирается в зависимости от поставленной цели;
- оптимизация по отдельным маневрам дает разные результаты.

В результате приходится принимать компромиссные решения в большей или в меньшей степени, удовлетворяющие поставленной цели. Результаты таких оптимизационных расчетов, проведенных для различных соотношений между весовыми коэффициентами m_T и m_G , приведены, в частности, в работах [5; 6] и могут быть использованы при параметрической оптимизации пропульсивных комплексов электроходов.

Уточнить значения оптимизированных параметров можно по показателям СЭУ. Такая оптимизация, осуществленная с учетом «неухудшения» с заданным допуском показателей судна дает возможность, с одной стороны улучшить показатели функционирования энергетической установки, а с другой не ухудшить существенно показатели судна.

Управление проектами и развитие производства

Окончательные значения оптимальных параметров пропульсивных комплексов, полученные в результате поэтапной параметрической оптимизации сначала по критериям судна, а затем – по критериям СЭУ с учетом степени значимости показателей качества, приведены в табл. 2.

Решение второго класса задач – поиск оптимальных законов управления ГЭУ – можно проводить теми же методами, что и параметрическую оптимизацию.

В работе [7] рассмотрено оптимальное управление энергетическими установками с частотно-регулируемыми ГЭД при маневрировании.

Таблица 2

Оптимальные параметры пропульсивных комплексов электроходов

Параметры комплекса	Диапазоны изменения	Оптимизация параметров по критериям				Оптимальные параметры
		J_{TG}	J_{ω}	J_P	$J_{\omega PT}$	
N_X	0,06-0,20	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
C_{M23}	0,8-1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
C_{M16}	4-14	7-9	7,98	7,98	8,1	8,1
C_{M20}	0,6-0,9	0,6-0,9	0,6-0,9	0,9	0,894	0,9
C_{M18}	1-9	5	5	5	5,85	5
C_{M17}	0,2-0,8	0,2-0,8	0,2-0,8	0,2	0,785	0,5
C_{G7}	1,5-1,9	1,55-1,81	1,75	1,75	1,81	1,81
C_{G8}	0,86-1,35	0,86-1,35	1,07	1,07	1,338	1,1
N_D	1-6	1-6	3,45	3,45	4	3,5
c_{DR}	1,035-1,065	1,035-1,065	1,04	1,04	1,039	1,04
C_{M22}	1,05-1,21	1,1	1,1	1	1,1	1,1

Для судов с единой судовой электроэнергетической системой управляющие сигналы предложено формировать в виде

$$\alpha = \alpha_{уст} (1 - e^{-k_4 T});$$

$$\gamma = k_1 \alpha + k_2 \alpha^2 + k_3 \alpha^3,$$

где α и $\alpha_{уст}$ – относительная частота напряжения ГЭД и ее установившееся значение; γ – относительное напряжение ГЭД; k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 – оптимизируемые коэффициенты.

В этом случае под целевой функцией $f(\mathbf{x})$ и ограничениями $g_j(\mathbf{x})$ понимают соответственно $f(\mathbf{k})$ и $g_j(\mathbf{k})$, а под оптимальной точкой – $\mathbf{k}^* = [k_1^*, k_2^*, \dots, k_n^*]$ и соответствующее ей значение целевой функции $f(\mathbf{k}^*)$.

Целевые функции оптимизационных процессов при решении этого класса задач имеет смысл строить по тем же показателям качества:

- продолжительность маневра – T ;
- пройденный судном путь – X ;

Управление проектами и развитие производства

- относительные затраты топлива на выполнение маневра – G ;

Исследования, выполненные в работе [7], показали, что значимое влияние на оптимальные законы управления ГЭУ при реверсе оказывают следующие обобщенные безразмерные параметры пропульсивного комплекса: $\alpha_{уст}$; N_X ; C_{M16} ; C_{M20} ; C_{G7} . Поэтому для решения поставленной задачи необходимо найти оптимальные законы управления для различных сочетаний значений этих параметров.

Задача по своей постановке очень широкая. Попытаемся найти оптимальные законы управления гребной энергетической установкой (ГЭУ) при реверсе по критерию минимального выбега электрохода к концу маневра и сравним результаты оптимизации с рекомендуемым «классическим» пропорциональным законом управления. Иными словами решается задача однокритериальной оптимизации по целевой функции

$$J = \sum_j m_j J_j = X = X_{min}.$$

Результаты оптимизационных расчетов (небольшой фрагмент) даны в табл. 3. Оптимальные законы управления, построенные по этим данным, представлены на рис. 2. Сочетания параметров комплекса для каждой кривой указаны в соответствующих строках табл. 3.

Таблица 3

Сочетания значимых параметров и оптимальные решения

Номер кривой	Величины значимых параметров				Оптимальные решения			Показатель $X_{класс}$	Эффективность, %
	$\alpha_{уст}$	C_{M20}	C_{G10}	C_{M16}	K_1^*	K_2^*	X_{min}^*		
1	0,5	0,6	0,503	4,16	2,375	-0,10	1,901	3,272	41,9
2	0,8	0,6	0,503	4,16	1,775	-0,075	2,156	2,884	25,2
3	0,5	0,75	0,503	4,16	2,350	-0,05	2,036	3,231	36,9
4	0,8	0,75	0,503	4,16	1,775	-0,075	2,174	2,718	20,0
5	0,9	0,9	0,503	4,16	2,350	-0,075	2,094	3,084	32,1
6	0,8	0,9	0,503	4,16	1,775	-0,100	1,887	2,451	23,0
7	0,5	0,6	0,572	4,16	2,375	-0,100	1,867	3,230	42,2
8	0,8	0,6	0,572	4,16	1,775	-0,075	2,118	2,842	25,5
9	0,5	0,75	0,572	4,16	2,350	-0,050	2,007	3,196	37,2
10	0,8	0,75	0,572	4,16	1,775	-0,075	2,030	2,684	24,4
11	0,5	0,9	0,572	4,16	2,350	-0,075	2,070	3,055	32,2
12	0,8	0,9	0,572	4,16	1,775	-0,100	1,864	2,424	23,1
13	0,5	0,6	0,648	4,16	2,375	-0,100	1,818	3,170	42,6
14	0,8	0,6	0,644	4,16	1,775	-0,075	2,059	2,782	26,0
15	0,5	0,75	0,646	4,16	2,350	-0,050	1,169	3,149	62,9
16	0,8	0,75	0,646	4,16	1,775	-0,075	1,984	2,635	24,7
17	0,5	0,9	0,646	4,16	2,350	-0,075	2,040	3,015	32,3
18	0,8	0,9	0,646	4,16	1,775	-0,100	1,828	2,385	23,3

Здесь же приведены для сравнения величины выбега электрохода при оптимальных (X_{\min}^*) и при «классическом» ($X_{\text{класс}}$) законах управления ГЭУ.

В последней графе табл. 3 приведены результаты анализа эффективности перехода к управлению по оптимальным законам.

Как видно из последней графы таблицы, с переходом к оптимальному управлению выбег судна существенно уменьшается. В среднем он сокращается на 31,9 %. Это достаточно высокая степень эффективности.

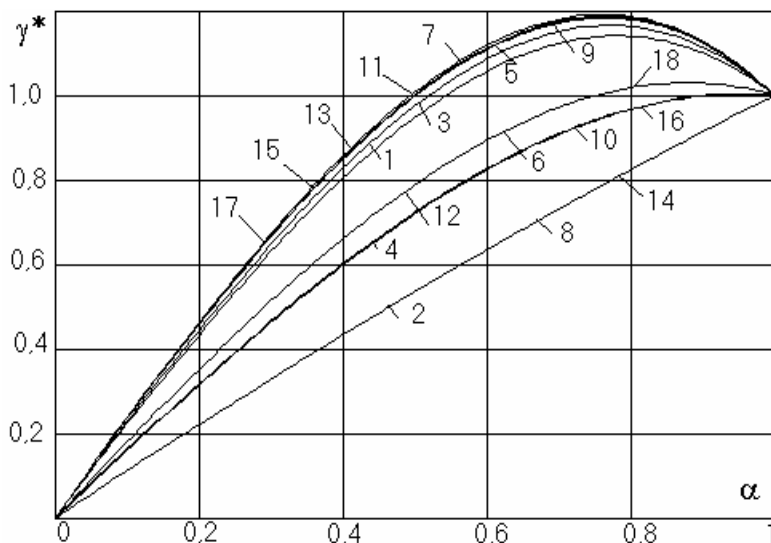


Рис. 2. Оптимальные (по критерию X_{\min}) законы управления ГЭД

Изменим целевую функцию – попытаемся найти так называемое «экономичное» оптимальное управление ГЭД

$$J_{GA} = m_G G + m_A A_{ЭМ},$$

где m_G и m_A – весовые вклады показателей качества в целевую функцию.

Пусть весовые вклады m_G и m_A равны 0,5. Оптимизационные расчеты для целевой функции $J_{GA}(\mathbf{K})$ с принятыми весовыми вкладами дали результаты, приведенные в табл. 4 и на рис. 3.

Сравнение результатов расчета реверса ГЭД электрохода с управлением по «классическому» и оптимальным законам показало следующее. С переходом к оптимальному управлению ГЭД затраты топлива на выполнение маневра и потери мощности в гребных электродвигателях резко падают. Принятый критерий оптимальности J_{GA} в среднем улучшается на 40,6 %. Существенное влияние на целевые функции оказывает интенсив-

Управление проектами и развитие производства

ность выполнения маневра. При «ненапряженном» реверсе ($\alpha = 0,5$) J_{GA} снижается в среднем на 57,1 %, при $\alpha = 0,8$ – на 24 %..

Таблица 4

Сочетания значимых параметров и оптимальные решения

Номер кривой	Величины значимых параметров					Оптимальные решения			Показатель $W_{\text{класс}}$	Эффективн., %
	$\alpha_{\text{уст}}$	C_{G7}	C_{M20}	C_{M16}	N_x	K_{1*}	K_{2*}	$W_{\text{min}*}$		
1	0,5	1,68	0,6	4,16	0,13	2,356	-0,094	7,678	16,290	71,3
2	0,8	1,68	0,6	4,16	0,13	1,756	-0,090	14,0	18,888	25,9
3	0,5	1,72	0,6	4,16	0,13	2,386	-0,100	7,488	16,162	53,7
4	0,8	1,72	0,6	4,16	0,13	1,775	-0,075	13,767	17,737	22,4
5	0,5	1,76	0,6	4,16	0,13	2,419	-0,087	7,273	15,484	53,0
6	0,8	1,76	0,6	4,16	0,13	1,850	-0,100	13,316	17,472	23,8
7	0,5	1,68	0,75	4,16	0,13	2,344	-0,094	7,05	15,170	53,5
8	0,8	1,68	0,75	4,16	0,13	1,750	-0,100	13,127	16,803	21,9
9	0,5	1,72	0,75	4,16	0,13	2,369	-0,100	6,932	15,100	54,1
10	0,8	1,72	0,75	4,16	0,13	1,642	0,224	12,907	16,612	22,3
11	0,5	1,76	0,75	4,16	0,13	2,40	-0,100	6,780	14,446	53,1
12	0,8	1,76	0,75	4,16	0,13	1,808	-0,074	12,523	16,514	24,2
13	0,5	1,68	0,9	4,16	0,13	2,395	-0,075	6,294	13,793	54,4
14	0,8	1,68	0,9	4,16	0,13	1,714	-0,027	11,801	15,408	23,4
15	0,8	1,72	0,9	4,16	0,13	2,350	-0,075	6,186	17,733	65,1
16	0,8	1,72	0,9	4,16	0,13	1,775	-0,100	11,112	15,359	27,6
17	0,5	1,76	0,9	4,16	0,13	2,375	-0,05	6,072	13,647	55,5
18	0,8	1,76	0,9	4,16	0,13	1,825	-0,100	11,438	15,219	24,8

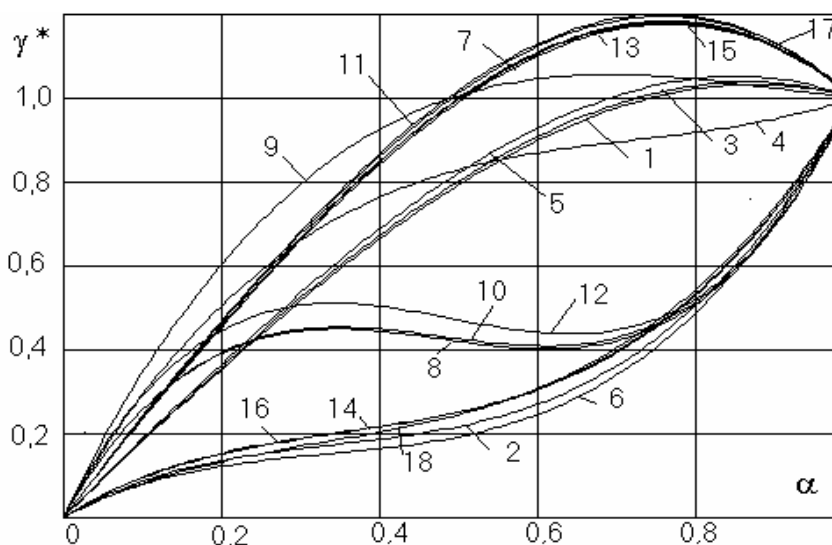


Рис. 3. Оптимальные по J_{GAmin} законы управления

Проведенные исследования и полученные результаты наглядно показывают, что переход от одного иерархического уровня оптимизации к другому, изменение показателей качества, переход от однокритериальной оптимизации к многокритериальной существенно влияют на оптимальные решения. В каждом конкретном случае оптимальные законы управления будут иными. В то же время при назначении законов управления гребными энергетическими установками невозможно учесть разнообразие маневров, учесть все показатели качества и их взаимодействие. Правильное, целенаправленное управление показателями качества способствует существенному улучшению результатов проектирования и как следствие этого – повышению маневренных качеств судов с электродвижением.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Небеснов В.И. Вопросы совместной работы двигателей винтов и корпуса судна. – Л.: Судостроение, 1965. – 247 с.*
2. *Флацбаум Д.И. Методы выбора варианта судовых ЭЭС на основании комплексных технико-экономических оценок // Судостроительная промышленность. Сер. Судовая электротехника и связь. – 1989. – Вып.10. – С. 3-11.*
3. *Яровенко В.А. Расчет и оптимизация переходных режимов пропульсивных комплексов электроходов. – Одесса: Маяк, 1999. – 188 с.*
4. *Яровенко В.А. Методы поиска оптимальных решений при проектировании энергетических установок электроходов // Зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2000. – № 1 (367). – С. 29-36.*
5. *Яровенко В.А. Влияние параметров пропульсивных комплексов на показатели качества работы силовых установок электроходов на маневрах // Зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 1999. – № 3 (363). – С. 79-87.*
6. *Яровенко В.А. Оптимизация параметров силовых установок пропульсивных комплексов электроходов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 3. – С. 3-7.*
7. *Яровенко В.А. Оптимальное управление силовыми установками электроходов при криволинейном движении // Зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – № 2 (368). – С. 48-55.*

Надійшла 26.12.08

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЛЕЙ С ПОПЕРЕЧНОЙ НЕЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ ИНДУКЦИЕЙ

Показана возможность существования неэлектромагнитных полей с поперечной индукцией, что позволяет использовать эти поля для создания радиотехнических устройств с новыми характеристиками и возможностями. Приведены примеры экспериментального наблюдения одного из таких полей.

Продемонстрована можливість існування неелектромагнітних полей з поперечною індукцією, що дозволяє використовувати їх для створення радіотехнічних пристроїв з новими характеристиками та можливостями. Наведені приклади експериментального спостереження одного з таких полей.

The possibility of nonelectromagnetic fields with transverse induction is demonstrated. These fields can be used for creating radio – technical devices with new characteristics and possibilities. The examples are given of experimental observation of one of these fields.

Ключевые слова: *электродинамика, неэлектромагнитные поля, поперечная неэлектромагнитная индукция.*

Известно, что проблема улучшения характеристик радиотехнических систем и устройств в электродинамике актуальна. Их многие критерии определяются и ограничиваются физическими и электродинамическими характеристиками электромагнитного поля $E-H$. Так, например, размеры поперечного сечения полого односвязного волновода ограничены его критической длиной волны. Поэтому один из вариантов обхода этих физических ограничений связан с использованием полей неэлектромагнитной природы. В работе [1] показана возможность существования неэлектромагнитных полей с поперечной индукцией. Характеристики этих полей отличаются от характеристик электромагнитного поля $E-H$, что делает эти поля перспективными для создания радиотехнических устройств с новыми характеристиками и возможностями. Целью работы является рассмотрение примеров экспериментального наблюдения одного из неэлектромагнитных полей с поперечной индукцией благодаря свойствам, отличающим его от электромагнитного поля $E-H$.

В работах [1; 2] предложена и обоснована поперечная мета-система из четырех систем уравнений (1)-(4), описывающая четыре варианта поперечных индукций.

Система (4) – система уравнений Максвелла.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{rot}\bar{E} + \bar{J}_A + g_A \frac{\partial \bar{A}}{\partial t} = 0, \\ \text{rot}\bar{A} + \bar{J}_E + g_E \frac{\partial \bar{E}}{\partial t} = 0, \\ \text{div}\bar{A} - \frac{1}{g_A} \rho_A = 0, \\ \text{div}\bar{E} - \frac{1}{g_E} \rho_E = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{dis}\bar{E} - \bar{J}_c + g_c \frac{\partial \bar{C}}{\partial t} = 0, \\ \text{dis}\bar{C} - \bar{J}_E + g_E \frac{\partial \bar{E}}{\partial t} = 0, \\ \text{div}\bar{E} - \frac{1}{g_E} \rho_E = 0, \\ \text{div}\bar{C} - \frac{1}{g_c} \rho_c = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{dis}\bar{E} - \bar{J}_D + g_D \frac{\partial \bar{D}}{\partial t} = 0, \\ \text{dis}\bar{D} + \bar{J}_E - g_E \frac{\partial \bar{E}}{\partial t} = 0, \\ \text{div}\bar{D} - \frac{1}{g_D} \rho_D = 0, \\ \text{div}\bar{E} - \frac{1}{g_E} \rho_E = 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{rot}\bar{E} + \bar{J}_H + g_H \frac{\partial \bar{H}}{\partial t} = 0, \\ \text{rot}\bar{H} - \bar{J}_E - g_E \frac{\partial \bar{E}}{\partial t} = 0, \\ \text{div}\bar{H} - \frac{1}{g_H} \rho_H = 0, \\ \text{div}\bar{E} - \frac{1}{g_E} \rho_E = 0. \end{array} \right. \quad (4)$$

Здесь: \bar{E} , \bar{H} , \bar{A} , \bar{C} и \bar{D} – вектора напряженностей электрического E , магнитного H и полей A , C , D ; \bar{J} – вектор пространственной плотности тока поля; g – проницаемость среды для поля, ρ – пространственная плотность заряда поля, $\text{dis}E = dE_l / dx_j + dE_j / dx_l$ – оператор, определяемый как сумма несимметрических пространственных производных поля, входящих как разность в оператор rot [1].

В работе [1] приведено несколько примеров функций электрического поля, участвующих в различных неэлектромагнитных индукциях, не являющихся компонентами решений системы уравнений Максвелла (4). Рассмотрим функцию электрического поля следующего вида [1]:

$$\begin{cases} E_x = E_{x0} \exp(i\omega t) \sin(ky), \\ E_z = E_{z0} \exp(i\omega t) \cos(ky). \end{cases} \quad (5)$$

где E_x , E_z – компоненты электрического поля;
 t и y – временная и пространственная переменные;

E_{x0} , E_{z0} , ω и k – действительные параметры.

Для определения второй индукционной пары поля (5) необходимо подставить функцию (5) электрического поля последовательно в системы уравнений поперечной метасистемы (1)-(4) [1]. Компоненты (5) участвуют в следующей (1) подсистеме I системы уравнений [1]:

$$\begin{cases} \frac{\partial E_Z}{\partial y} + g_A \frac{\partial A_X}{\partial t} = 0, \\ -\frac{\partial E_X}{\partial y} + g_A \frac{\partial A_Z}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial A_Z}{\partial y} + g_E \frac{\partial E_X}{\partial t} = 0, \\ -\frac{\partial A_X}{\partial y} + g_E \frac{\partial E_Z}{\partial t} = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Здесь: A_X , A_Z – компоненты поля A , g_A и g_E – проницаемости среды для полей A и E .

Компоненты поля A решения (6) совместно с (5) будут следующими:

$$\begin{cases} A_X = A_{x0} \exp(i\omega t) \sin(ky), \\ A_Z = A_{z0} \exp(i\omega t) \cos(ky). \end{cases} \quad (7)$$

Здесь: A_{x0} , A_{z0} , ω , k – действительные множители, связанные условием:

$$\frac{k^2}{\omega^2} = g_A g_E. \quad (8)$$

Компоненты (5) так же присутствуют в следующей подсистеме (2) системы II уравнений [1]:

$$\begin{cases} \frac{\partial E_Z}{\partial y} + g_C \frac{\partial C_X}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial E_X}{\partial y} + g_C \frac{\partial C_Z}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial C_Z}{\partial y} + g_E \frac{\partial E_X}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial C_X}{\partial y} + g_E \frac{\partial E_Z}{\partial t} = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Управление проектами и развитие производства

где C_x, C_z – компоненты поля C ;

g_C – проницаемость среды для поля C . Компоненты поля C решения системы (5):

$$\begin{cases} C_x = C_{x0} \exp(\omega t) \sin(ky), \\ C_z = C_{z0} \exp(\omega t) \cos(ky). \end{cases} \quad (10)$$

При следующем условии (11) амплитудные компоненты (6) равны нулю:

$$\frac{k^2}{\omega^2} = g_C g_E \quad (11)$$

$$C_{x0} = C_{z0} = 0. \quad (12)$$

Компоненты (5) так же присутствуют в (3) подсистеме III и повторяют компоненты (6), а их решение – решение (7) с подменой всех букв A в (6) и (7) на D :

$$\begin{cases} \frac{\partial E_z}{\partial y} + g_D \frac{\partial D_x}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial E_x}{\partial y} + g_D \frac{\partial D_z}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial D_z}{\partial y} - g_E \frac{\partial E_x}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial D_x}{\partial y} - g_E \frac{\partial E_z}{\partial t} = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Компоненты поля D решения подсистемы (13) имеют следующий вид (14) при условии (15):

$$\begin{cases} D_x = D_{x0} \exp(\omega t) \sin(ky), \\ D_z = D_{z0} \exp(\omega t) \cos(ky), \end{cases} \quad (14)$$

$$\frac{k^2}{\omega^2} = g_D g_E. \quad (15)$$

Компоненты (5) так же присутствуют в следующей, (4), подсистеме IV системы уравнений Максвелла:

$$\begin{cases} \frac{\partial E_z}{\partial y} + g_H \frac{\partial H_x}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial E_x}{\partial y} + g_H \frac{\partial H_z}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial H_z}{\partial y} + g_E \frac{\partial E_x}{\partial t} = 0, \\ \frac{\partial H_x}{\partial y} + g_E \frac{\partial E_z}{\partial t} = 0. \end{cases} \quad (16)$$

Здесь: H_x, H_z – компоненты магнитного поля H ;

g_H – проницаемость среды для магнитного поля H .

Компоненты магнитного поля H решения системы (5):

$$\begin{cases} H_x = H_{x0} \exp(i\omega t) \sin(ky), \\ H_z = H_{z0} \exp(i\omega t) \cos(ky). \end{cases} \quad (17)$$

При условии (18) амплитудные компоненты магнитного поля (6) равны нулю:

$$\frac{k^2}{\omega^2} = g_H g_E \quad (18)$$

$$H_{x0} = H_{z0} = 0. \quad (19)$$

Выполнение условий (8), (11), (15) и (18) одновременно невозможно, т.к. константы проницаемости g_A, g_C, g_D и g_H среды для разных полей A, C, D и H предполагаются различными. Выполнение условий (11) или (18) позволяет вывести из индукционного взаимодействия соответственно поле C или магнитное поле H . Точное выполнение условия (8) или (15) позволяет реализовать индукцию электрического поля E с полем A или D , соответственно. Если при выбранных параметрах ω и k электрического поля E (5) не выполняется ни одно из равенств (8), (11), (15) или (18), то в общем случае электрическое поле (5) будет индуцировать поля A, C, D и H . При этом компоненты полей C и H при любых сочетаниях коэффициентов ω и k создают несовместимость первых двух уравнений систем уравнений (2) и (4) и не создают решений с волновой структурой. Поэтому будем считать поле, индуцированное составляющими (5) как поле $E-A, D$, хотя поля C и H так же присутствуют в области антенны в качестве побочных. Если структура поля (5) выполнена не полностью, а частично, то и уровень полей C и H будет относительно большим. Рассмотрим следующий вопрос: какой экспериментальный критерий позволит отличить введенные поля $E-A, D$ от электромагнитного $E-H$ поля. Теоретическое введение неэлектромагнитных полей необходимо для сохранения баланса энергии переменного электри-

ческого поля E при отсутствии магнитного поля H [1]. Экспериментальный критерий присутствия неэлектромагнитного поля – свойства поля $E-A, D$ (5), (7), (14) отличающие его от электромагнитного поля $E-H$. Сгенерируем поле с составляющей $E-A, D$ (5), (7), (14) следующим образом. Вектор электрического поля E (5) описывает винтовую линию [3] вокруг оси y . Электрическое поле (5) реализуем подачей электрического напряжения с экспоненциальными фронтами между двумя изолированными между собой электродами, выполненными вдоль такой винтовой линии, и выложенными последовательно, друг за другом, по ее радиусам r , как показано на рис. 1.

Напряжение с экспоненциальными фронтами E_r реализовано переменным напряжением в форме П-импульсов. Рассмотрим некоторые экспериментально наблюдаемые свойства такого поля.

В эксперименте № 1 использовались два электрода из меди сечением $2 \times 3,5$ мм. Шаг витков винтовой линии составил 6 мм. Внешний диаметр винтовой линии – 19 мм. Винтовая линия выполнялась по часовой стрелке при движении сверху вниз. Общая длина антенны составила 120 мм при 17 витках. Такая антенна выполнена в двух экземплярах. Между электродами одной антенны подавалось напряжение от источника П-импульсов размахом 200 В, частотой 220 кГц. Приемная антенна располагалась на расстоянии 0,1 м соосно с передающей антенной. Electroды приемной антенны подключены к осциллографу С1-79. Форма напряжения на приемной антенне повторяла форму напряжения на передающей антенне. Размах напряжения на приемной антенне составил 1 В. Из полученных экспериментальных данных можно сделать вывод о существовании и распространении в пространстве волны поля $E-A, D$.

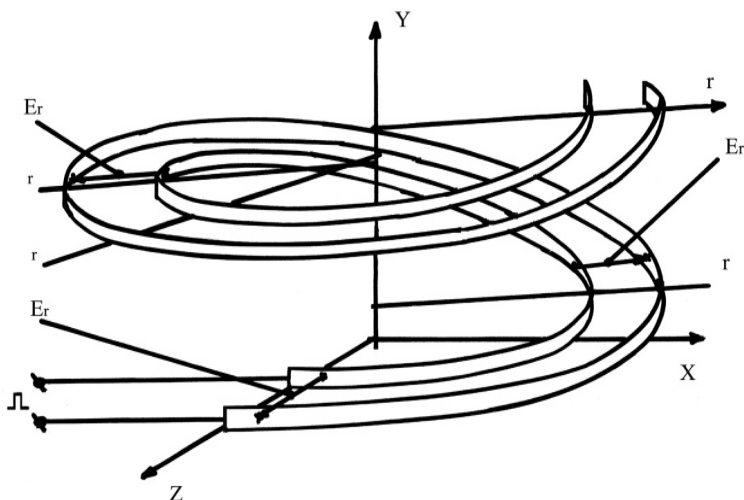


Рис. 1. Схема выполнения электродов антенны вдоль винтовой линии их питания

В эксперименте № 2, в отличие от предыдущего, между приемной и передающей антеннами в средней части был введен алюминиевый экран толщиной 1,3мм и размерами 290x210см перпендикулярно оси антенн. Результат эксперимента состоит в том, что амплитуда напряжения на приемной антенне составила 0,7В. Из этого эксперимента можно сделать вывод, что излучаемое передающей антенной поле $E-A, D$ полностью не экранируется проводящим экраном. Экранируется электромагнитная $E-H$ компонента в излучении передающей антенны. Неэкранируемая проводящим экраном компонента является искомым полем $E-A, D$. Следовательно, присутствие неэкранируемой проводящим экраном компоненты поля на приемной антенне доказывается регистрацией напряжения на приемной антенне, наведенным неэлектромагнитной составляющей поля $E-A, D$.

Определим граничные условия, которым удовлетворяет электрическое поле (5). Так как вопрос о граничных условиях для поля $E-A, D$ требует отдельного рассмотрения, рассмотрим граничные условия только для электрической составляющей (5) поля $E-A, D$. Касательные составляющие электрического поля (5) вблизи цилиндрической поверхности равны нулю [4,6]:

$$E_{\varphi}=E_y=0, \quad (20)$$

где: E_{φ} и E_y , соответственно, угловая составляющая и составляющая вдоль оси y электрического поля E .

Электрическое поле (5) везде перпендикулярно поверхности цилиндра, ось которого совпадает с осью y . Уравнение этого цилиндра следующее:

$$x^2 + z^2 = r^2, \quad (21)$$

где: r – радиус цилиндра.

Следовательно, эта цилиндрическая поверхность является поверхностью выполненных граничных условий и может быть заменена проводящей поверхностью [5]. Такая поверхность – металлическая труба круглого сечения, выполненная вдоль оси y .

В эксперименте № 3 проверялась возможность распространения волны $E-A, D$ в полном односвязанном волноводе круглого сечения. Здесь использовалась металлопластиковая алюминиевая труба с внешним диаметром 21мм. Толщина алюминиевой стенки составляла 1мм. В эксперименте длина отрезка трубы составляла 25м. С двух противоположных концов трубы были вставлены передающая и приемная антенны. Параметры питания передающей антенны совпадают с параметрами питания в эксперименте № 1. Размах напряжения на приемной антенне, измеренный на осциллографе, составил 1,5В.

Результаты эксперимента № 3 свидетельствуют о том, что волна E - A , D в цилиндрическом волноводе существует и способна распространяться через односвязный полый волновод круглого сечения.

Следует также отметить, что электромагнитная E - H составляющая при такой частоте не способна распространяться через односвязный волновод [6] и поэтому экспоненциально затухает в нем.

Кроме того, электромагнитная E - H составляющая может создать разность потенциалов между участками пространства, расстояние между которыми соизмеримо с длиной электромагнитной E - H волны [6].

В данных экспериментах расстояние между электродами определяется толщиной изоляции и составляет 0,5мм, что существенно меньше длины электромагнитной E - H волны (1300м).

Следовательно, результаты проведенного эксперимента № 3 подтверждают существование поля E - A , D в излучении передающей антенны и показывают их отличительные свойства от электромагнитного поля E - H – способность распространяться в полном волноводе, и создавать разность потенциалов на расстоянии ~3мм, при низкой частоте.

Граничные условия (20) для электрического поля (5) выполняются и в коаксиальном волноводе при создании передающей и приемной антенн в виде двух электродов, намотанных на центральный электрод последовательно по радиусам.

Рассмотрим еще один тип волновой структуры E - A , D . Следующая функция электрического поля является упрощенным вариантом функции (5), записанной в цилиндрической системе координат:

$$E_R = E_{R0} \exp(i\omega t) \cos(kz), \quad (22)$$

где: E_R – радиальная составляющая электрического поля, E_{R0} – действительная константа.

Компоненты систем (1) и (3), совместные с (22), представим в цилиндрической системе координат:

$$A_\alpha = A_{\alpha 0} \exp(i\omega t) \sin(kz), \quad (23)$$

$$D_\alpha = D_{\alpha 0} \exp(i\omega t) \sin(kz), \quad (24)$$

где: A_α и D_α угловые составляющие соответствующих полей.

Остальные системы уравнений (2) и (4) дают несовместные компоненты решений. Набор решений в виде полей (22) – (23), (24) образует поле E - A , D . Такое поле получим с помощью следующего набора электродов, как показано на рис. 2.

На рис. 2 показан разрез макетного образца антенны поля (22). Антенна состоит из 8 медных колец сечением 2х3,5мм. Внутренние коль-

ца имеют внутренний диаметр 8,5мм, внешний диаметр внешних колец составляет 16мм. Кольца подключены к двум выводам антенны в шахматном порядке.

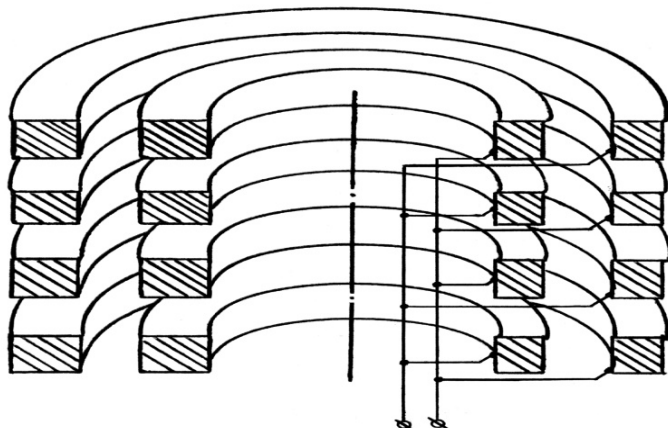


Рис. 2. Разрез электродов цилиндрической волны и схема ее питания.

Экспериментальная проверка свойств антенны цилиндрической волны показала, что свойства ее поля излучения повторяют свойства поля излучения антенны винтовой линии.

Экспериментально показана возможность генерации полей $E-A$, D , их излучения, распространения в пространстве, распространения через полый волновод и детектирования. Это открывает возможности для их изучения и эффективного использования. Предложенные волновые структуры $E-A$, D могут быть использованы для организации каналов связи через проводящий экран или полый волновод. Это открывает возможность для микроминиатюризации полого волноводного тракта и снижения его материалоемкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кравчик Ю.С. Метод введения неэлектромагнитных полей в электромагнитную теорию Максвелла // Праці УНДІРТ. – 2002. – № 1(29). – С. 52-57.
2. Кравчик Ю.С. Об анализе, выполненном Черенковым В.С., статей Кравчика Ю.С. // Праці УНДІРТ.– 2004. – № 2(38). – С. 80-81.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: Наука, 1972. – 870 с.
4. Никольский Н.Н., Никольская Т.И. Электродинамика и распространение радиоволн: Учебное пособие для вузов. – М.: Наука, 1989. – 544 с.

5. Кравчик Ю.С. Применение группового двумерного преобразования для получения Т-решений однородной системы уравнений Максвелла // *Materials of final international scientifically – practical conference «The Science: theory and practice. Vol 26. Economic sciences. Praha: Publishing House «Education and Science» s.r.o.; Prague, Czechia – Dnepropetrovsk, Ukraine – Belgorod, Russian, 2005. – С. 31-34.*
6. Семенов Н.А. *Техническая электродинамика. Учебное пособие для вузов. – М.: Связь, 1973. – 480 с.*
7. Кравчик Ю.С. Неполнота метасистемы, включающей систему уравнений Максвелла, и ее расширение // *Праці УНДІРТ. – 2002. – №3(31). – 76-79 с.*

Надійшла 22.12.08