

УДК 004.925.83
DOI: 10.37890/jwt.vi86.615

Оптимизация конструкции выносной рамы спускоподъемного устройства для телеуправляемого подводного аппарата

А.Ю. Рыченкова

ORCID: 0000-0002-6477-6305

*Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова,
г. Новороссийск, Россия*

Аннотация. В статье дан краткий обзор различных типов спуско-подъемных устройств для подводных аппаратов, проанализированы их конструктивные особенности и условия эксплуатации. Показано, что наиболее нагруженным элементом конструкции спуско-подъемного устройства является поворотная рама, служащая для выноса подводного аппарата за борт, поэтому разработка оптимальной конструкции рамы является актуальной и экономически целесообразной задачей. Обоснован выбор конструкции выносной рамы в виде П-образной металлоконструкции, обусловленный заданным типом спускаемого аппарата и условий эксплуатации спускоподъемного устройства. Предложена методика оптимизации конструкции выносной рамы, которая является универсальной и может быть использована для любых металлоконструкций из профильных труб. Для всех исследуемых вариантов конструкции было выполнено трехмерное твердотельное моделирование в отечественной САПР Компас 3D и прочностной расчет с помощью подсистемы АПМ FEM. Произведен сравнительный анализ прочностных и весовых характеристик рамы при изменении ее конструктивных параметров. В результате исследования определена оптимальная конструкция П-образной выносной рамы спускоподъемного устройства с учетом заданного критерия оптимальности.

Keywords: устройство спуска и подъема, морской подводный аппарат, металлоконструкция, трехмерное моделирование, статический расчёт прочности, внутренние напряжения, коэффициент запаса прочности.

Optimization of the outrigger frame design of the descent device for a remote-controlled underwater vehicle

Anna Yu. Rychenkova

ORCID: 0000-0002-6477-6305

Admiral Ushakov Maritime State University, Novorossiysk, Russia

Abstract: The article provides a brief overview of various types of descent and ascent devices for underwater vehicles, and analyzes their design features and operating conditions. It is shown that the most heavily loaded element of the descent and ascent device is the rotary frame, which is used to carry the underwater vehicle overboard. Therefore, developing an optimal frame design is an important and cost-effective task. The article justifies the choice of a P-shaped metal structure as the design of the outboard frame, based on the specific type of the descending vehicle and the operating conditions of the descent and ascent device. A method for optimizing the design of an outrigger frame has been proposed, which is universal and can be used for any design made of profile pipes. For all the studied design options, three-dimensional solid modeling was performed in the domestic CAD system Compass 3D, and a strength analysis was performed using the APM FEM subsystem. A comparative analysis of the frame's strength and weight characteristics was performed by changing its design parameters. As a result of the study, the optimal design of the U-shaped remote frame of the descent and ascent device was determined, taking into account the specified optimality criterion.

Keywords: descent and ascent device, marine submersible vehicle, metal structure, three-dimensional modeling, static strength calculation, internal stresses, safety factor.

Введение

Увеличение потребности современной промышленности в полезных ископаемых обуславливает интенсификацию процесса освоения мирового океана и диктует необходимость интенсивного проведения подводных работ с использованием различных технических средств. К числу таких средств относятся телеуправляемые необитаемые подводные комплексы (ТНПК), которые широко используются в области океанологических исследований и оценки запасов минеральных и биологических ресурсов океана [1].

Как показал обзор доступных источников проектированию и управлению самих подводных аппаратов уделено достаточно большое внимание [2-5], однако спускоподъемным устройствам (СПУ), как вспомогательному оборудованию, необоснованно придают меньшее значение. В то время как операции спуска и подъема аппарата сопряжены с большими рисками и являются самыми ответственными и определяющими сохранность самого аппарата и его работоспособность [6]. Поэтому эффективное и безопасное использование необитаемых аппаратов возможно лишь при наличии на судне-носителе специальных устройств, обеспечивающих вынос необитаемого аппарата за борт, его спуск под воду и также его подъем.

Для операций спуска и подъема подводных аппаратов наиболее распространены грузоподъемные устройства, расположенные непосредственно на борту судна. Самым распространённым типом СПУ является бортовой кран с поворотной стрелой, как, например, показано в работе [7] для спуска за борт аппарата REMUS 600. Судовой кран может быть использован только для небольших по весу и габаритам аппаратов. При значительном весе погружаемого аппарата его спуск под воду осуществляется через специальную шахту во избежание опасных значений крена судна, возникающих в процессе спускоподъемных операций с кормы и бортов судна. Пример такого решения по спуску аппарата за борт показан в работе [8]. В некоторых случаях для обеспечения дополнительной мобильности и управляемости подводного аппарата спуск и подъем подводного аппарата осуществляется с вынесенной за борт специальной платформы, как это показано в [9]. В последнее время все большее распространение получают беспилотные надводные устройства для спуска и подъема подводного аппарата, как правило, в виде катамарана [10], что позволяет освободить обеспечивающее судно от необходимости иметь грузовые краны, стрелы, лебедки, подъемники и другие подобные устройства. Наряду с традиционным грузоподъемным оборудованием, появляются и оригинальные технические решения. Так, в [11] предложен уникальный метод спуска и подъема больших подводных транспортных средств в специальном коконе, а в [12] предлагается осуществлять спуск под воду посредством надувной арочной конструкции.

Как показал обзор в настоящее время мировые исследования в области проектирования подводных аппаратов идут в направлении обеспечения их полной автономности и, как следствие, большинство существующих СПУ предназначены именно для автономных аппаратов, которые после спуска под воду становятся независимыми от судна-носителя и не связаны с ним механически. Однако в отечественной практике спускоподъемных операций наибольшее распространение получили телеуправляемые необитаемые подводные аппараты [13]. Для функционирования такого рода аппаратов необходимо наличие катушки с кабелем, посредством которого осуществляется питание и управление аппаратом. Таким образом, кабель-тросовая связь опускаемого неавтономного объекта с судном-носителем накладывает дополнительные условия и ограничения на конструкцию СПУ

[14]. Обзор конструктивных особенностей и условий эксплуатации спуско-подъемных устройств для подводных аппаратов дает основание полагать, что задача оптимизации конструкции СПУ для телеуправляемых необитаемых подводных аппаратов (ТНПК) является весьма актуальной.

Постановка задачи исследования

Целью данного исследования было разработать оптимальную конструкцию СПУ для спуска и подъема многофункционального телеуправляемого необитаемого подводного комплекса, предназначенного для выполнения геологоразведочных работ. Спускоподъемные работы проводятся посредством кабель-тросовой связи на неподвижном судне. При выборе конструкции СПУ определяющее значение имеет наличие кабель-тросовой связи опускаемого неавтономного объекта с судноносителем, размеры, форма и масса ТНПК и глубина его погружения, а также необходимость обеспечения работы при неподвижном или движущемся судноносителе. Разрабатываемое СПУ предназначено для спуска-подъема ТНПК массой 1200 кг. Спускоподъемные работы проводятся посредством кабель-тросовой связи на неподвижном судне. Учитывая вышеприведенные факторы, для проведения спускоподъемных операций могут быть использованы только судовые СПУ, классификация которых показана на рисунке 1. Использование выносных плавающих платформ или катамаранов ограничено спуском автономных аппаратов.

Проанализируем условия эксплуатации и область применимости различных типов судовых СПУ с целью обоснования выбора оптимальной конструкции СПУ для данного аппарата.

Шахтные СПУ основное применение находят при спуске-подъеме оборудования большой массы, так как спускоподъемные операции, проводимые с кормы и бортов судна, могут привести к значительному крену судна.

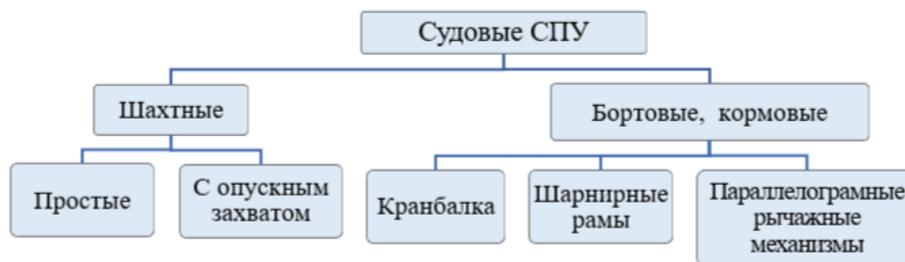


Рис. 1. Типы судовых СПУ

СПУ с **захватным параллелограммно-рычажным устройством** имеют достаточно сложную конструкцию и используются при жестких требованиях к устойчивости опускаемого объекта и сохранению его горизонтального положения. Поскольку подобных жестких требований к спуско-подъемному устройству для данного ТНПК не предъявляется, применение этого типа СПУ не оправдано.

Наибольшее распространение получили СПУ, выполненные в виде **кран-балки и шарнирной рамы**. В некоторых случаях шарнирно-закрепленные балки могут быть выполнены телескопическими. Преимуществами кран-балки являются: универсальность (может применяться для различных видов работ); большая зона охвата; компактность. К недостаткам можно отнести: относительно низкую грузоподъемность; большие перегибы грузонесущего кабеля; относительную сложность конструкции (по сравнению с СПУ с шарнирной рамой).

По сравнению с кран-балкой СПУ с шарнирной рамой обладают большей грузоподъемностью и в сочетании с более простой конструкцией обеспечивают более высокую надежность.

Таким образом, для выполнения спускоподъемных работ в заданных условиях эксплуатации наиболее обоснованным типом СПУ будет конструкция с шарнирной рамой. Схема предлагаемого СПУ и его элементный состав показаны на рисунке 2, где СПУ показан в рабочем положении, когда ТНПК находится за бортом судна.

Так как наиболее механически нагруженным элементом конструкции СПУ в процессе его эксплуатации является именно выносная рама, то от ее запаса прочности в большей мере будет зависеть надежность и безопасность работы всего СПУ, а также сохранность погружаемого аппарата. Поэтому оптимизация формы и размеров несущей рамы становится приоритетной задачей при проектировании любого СПУ такого типа. При этом выносная рама должна обеспечивать жесткость и прочность конструкции СПУ для отведения спускаемого оборудования на безопасное расстояние от корпуса судна во избежание ударов аппарата о борт судна. Вынос стрелы должен быть таким, чтобы при спускоподъемных операциях спускаемое оборудование не повреждалось. Выносная рама должна жестко крепиться к фундаменту на открытой палубе. С учетом всего вышесказанного задачей конструктивной оптимизации несущей рамы будет минимизация ее веса при обеспечении требуемого запаса прочности и свободного перемещения подводного аппарата под ней.

В СПУ с шарнирной рамой наиболее часто применяются рамы двух типов: А-образная и П-образная [15]. А-образной форма рамы с одной стороны позволяет несколько сократить ее общий вес, однако лишает некоторой степени свободы подвешенный на раме аппарат, что может привести к соударениям при качке или ветре. Применение А-образной формы оправдано только для малых по габаритам ТНПК. В нашем случае более целесообразным будет проектирование П-образной рамы, непосредственно на которой закреплен канифас-блок, как это показано на рисунке 2.

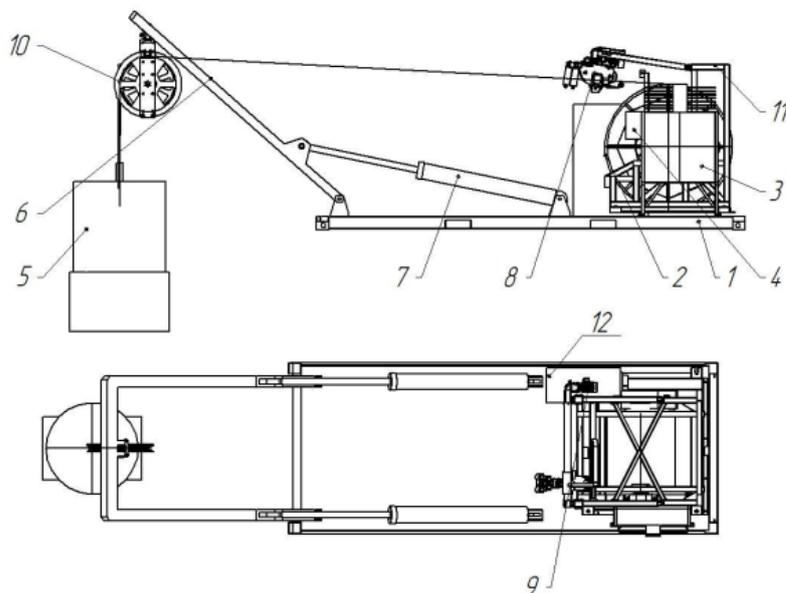


Рис.2. Исследуемая конструкция СПУ в рабочем положении.

1 - платформа; 2 - барабан; 3 - пульт управления; 4 - электрический шкаф; 5 - ТНПК; 6 - П-образная выносная рама (стрела); 7 - гидроцилиндры; 8 - кабелеукладчик; 9 - мотор-редуктор; 10 - канифас-блок; 11 - несущая рама; 12-гидростанция

Разрабатываемое СПУ должно обеспечивать удержание кабель-троса на безопасном расстоянии от борта судна в процессе спускоподъемных операций. В

данной компоновке СПУ это требование обеспечивается размерами П-образной стрелы и углом ее наклона по отношению к палубе при выносе ТНПК за борт до начала собственно спуска.

Материалы и методы

Для решения поставленной задачи конструктивной оптимизации необходимо выполнить анализ напряженно-деформированного состояния рамы в ее наиболее худшем сточки зрения нагруженности положении. При этом можно использовать универсальные системы трехмерного моделирования при условии наличия в них встроенного модуля прочностного расчета, такие как, например, Компас 3D, SolidWorks и др. Специализированные программные системы конечно-элементного анализа, такие как ANSYS, также могут быть использованы. Однако в современных реалиях все возрастающего санкционного давления со стороны западных стран применение зарубежных систем затруднено или вовсе невозможно. К слову сказать, среди отечественных разработок имеется ряд программ для автоматизированного прочностного расчета. Так в данной работе для решения задачи конструктивной оптимизации выносной рамы мы использовали приложение для прочностного расчета АПМ FEM, интегрированное в отечественную САПР Компас 3D. Выбор данной системы автоматизированного проектирования был обусловлен ее достаточно широким функционалом, в том числе и в области прочностного расчета, как это было нами показано в работах [16,17]. В Компас 3D производилось трехмерное твердотельное моделирование исследуемого объекта, а АПМ FEM выполнялось численное моделирование напряженно-деформированного состояния выносной рамы. Задача решалась в статической постановке.

П-образная рама представляет собой сварную конструкцию, состоящую из трех балок, двух продольных и одной поперечной. В центре поперечной балки присоединен канифас-блок, через который проходит трос. К концу троса присоединен ТНПК, масса которого равна 1200 кг. Все детали рамы выполнены из стали марки 40. В исходной конструкции рамы в качестве балок были приняты квадратные трубы по ГОСТ 8639-82, размеры поперечного сечения которых 100x100, а толщина стенок 6 мм. При этом габаритные размеры выносной рамы обусловлены размерами самого ТНПК и не подлежат изменению.

Конструктивную оптимизацию будем проводить для режима подъема ТНПК и выносе его за борт, так как вес ТНПК на воздухе значительно выше, чем в воде. Данный режим носит кратковременный характер, в связи с чем достаточно получить коэффициент запаса не менее 1,25. При этом масса рамы не должна превышать 250 кг. В свою очередь в процессе выноса ТНПК за борт из всех возможных положений выносной рамы наиболее жесткие условия по нагрузке будут в ее крайнем нижнем положении, когда рама примет рабочее положение за бортом судна (40 градусов к поверхности палубы). С этого момента, когда начнется спуск аппарата и до момента его входа в воду, когда уже начнет действовать выталкивающая сила, на раму будут действовать наибольшие нагрузки. Поэтому для нас наиболее показательным по прочности и надежности будет именно это состояние рамы. Если в этом режиме будет достигнут требуемый коэффициент надежности, то с уверенностью можно будет утверждать, что в других положениях рамы коэффициент надежности будет выше.

Для упрощения процесса моделирования было сделано несколько допущений. Так как основной задачей является определение напряжений и деформаций в П-образной раме, то имеет смысл не моделировать канифас-блок, обладающий достаточно сложной конструкцией, а заменить его проушиной, к которой будет присоединен трос. В качестве внешней нагрузки для рамы выступает вес ТНПК плюс масса канифас-блока, которые при моделировании были заменены кубом соответствующей массы. Фиксация рамы происходит по отверстиям, выполненным в нижней части продольных балок. Нижние отверстия служат для крепления рамы к палубе, а верхние

– для присоединения токов гидроцилиндров (см. Рис. 2). Тип реакции – зафиксированный шарнир.

Результаты исследования

На Рис. 3 приведены результаты численного моделирования внутренних напряжений, возникающих в исходной конструкции рамы в крайнем нижнем положении.



Рис. 3. Напряжения по Мизесу для исходной конструкции рамы

Для анализа надежности исходной конструкции также были определены внутренние деформации объекта и в качестве целевой функции - распределение коэффициента запаса прочности по конструкции объекта, показанного на рисунке 4.

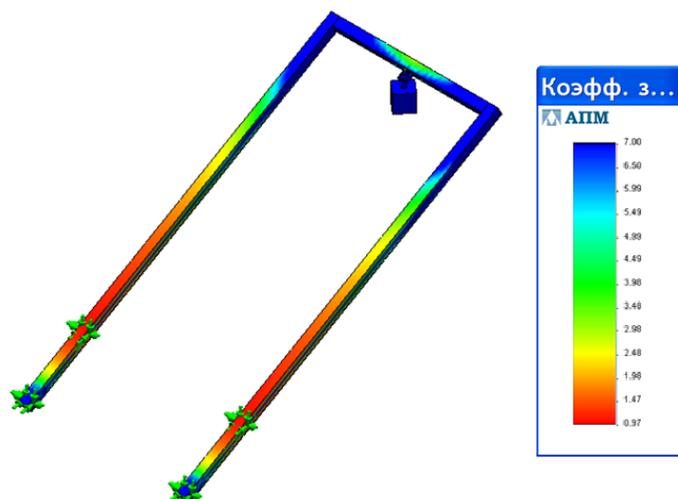


Рис. 4. Коэффициент запаса прочности для исходной конструкции рамы

Как видно из приведенных выше графиков для исходной модели рамы в крайнем положении коэффициент запаса прочности рамы составляет 0,97, что менее требуемого (1,25). Следовательно, возникает необходимость оптимизации ее конструкции. По результатам расчета можно утверждать, что максимальные

напряжения происходят в продольных балках в местах крепления штоков гидроцилиндров (на рисунке 3 эти области отмечены красным цветом), где в основном действует изгибающий момент. В то время как в поперечной балке напряжения минимальны, а значит ее конструкция подобрана верно и дальнейших изменений ее размеров и конфигурации не требуется.

С целью повышения запаса прочности рамы можно увеличить толщину стенки трубы продольных балок, оставив внешние размеры сечения трубы в 100 мм. В ходе нашей работы мы провели численное моделирование при различных толщинах стенки для анализа влияния данного параметра на прочностные характеристики рамы. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния для квадратной трубы с толщиной стенки для 7, 8 и 9 мм представлены в таблице 1. В таблицу включены крайние максимальные значения по модели для напряжений, деформации и минимальное значение коэффициента запаса прочности.

Полученный в результате последовательного увеличения стенок трубы коэффициент запаса 1,3 при толщине 9 мм является вполне приемлемым, однако данная конструкция рамы значительно увеличит свой вес, что нежелательно с учетом заданных критериев оптимальности. Поэтому путь оптимизации конструкции в направлении увеличения толщины трубы можно считать нецелесообразным. Проанализировав полученные результаты силовых расчетов, можно заключить, что значительный вклад в напряжения, возникающие в раме, вносит изгибающий момент, поэтому с целью дальнейшей оптимизации было рассмотрено ещё одно конструктивное решение: в качестве продольных балок использовать трубы прямоугольного сечения по ГОСТ 8645-68, профиль которого размером 120x40 мм. Численные результаты проведенного расчета напряженно-деформированного состояния рамы для прямоугольной трубы с толщиной стенки 8 мм приведены в таблице 1. Так как такая конструкция рамы не обеспечила требуемый запас прочности, была также исследована рама с прямоугольным сечением 120x80 мм с толщиной стенки 8 мм и результаты данного расчёта также приведены в таблице 1. Следует отметить, что более логичное решение по увеличению только толщины стенки на прежнем сечении 120x40 не реализуемо в силу отсутствия толщины 9 мм для такого стандартного профиля. Как видно из таблицы 1, рама с увеличенным прямоугольным сечением 120x80 мм, с одной стороны, удовлетворяет по запасу прочности (1,35), но не удовлетворяет по массе (254 кг).

Полученные результаты показывают, что изменение конструкции путем смены формы профиля продольных балок рамы положительного эффекта также не оказывает. Так расчетный коэффициент запаса прочности рамы с прямоугольным сечением ниже (0,89), чем для квадратной трубы той же толщины стенки (1,2), а увеличение размера профиля ведет к излишней массе рамы. И поэтому такой путь конструктивной оптимизации также тупиковый.

В связи с несостоятельностью вышеприведенных приемов конструктивной оптимизации было предложено ещё одно конструктивное решение: для увеличения жесткости продольных балок в поперечном направлении на их верхние и нижние плоскости были добавлены ребра жесткости прямоугольного поперечного сечения. При этом были взяты начальные параметры профиля квадратной трубы 100x100 мм с толщиной стенки в 6 мм. На первом этапе была проанализирована конструкция с ребрами жесткости с сечением 25x40 мм. Как видно из таблицы 1 данная конструкция рамы дает избыточный коэффициент запаса прочности (1,95) при массе, значительно превышающей максимальную, поэтому было принято решение уменьшить размер сечения ребер жесткости на 20x40 мм. Длина ребер жесткости была неизменной и определялась областью значительных напряжений по длине балки. Проанализировав новые результаты силовых расчетов, приведенных в таблице 1, можно заключить, что данная конструкция П-рамы является оптимальной с точки зрения запаса прочности (1,5) и веса конструкции (232 кг). И действительно, при таком же значении массы

квадратной рамы с толщиной стенки 8 мм в 236 кг она дает коэффициент запаса прочности лишь 1,2, тогда как рама с ребрами жесткости обеспечивает 25% увеличение запаса прочности. Возможно дальнейшее повышение запаса прочности за счет увеличения габаритных размеров ребра жесткости, однако это приведет к утяжелению конструкции, увеличению расхода металла на ее изготовление и т.п., то есть нецелесообразно.

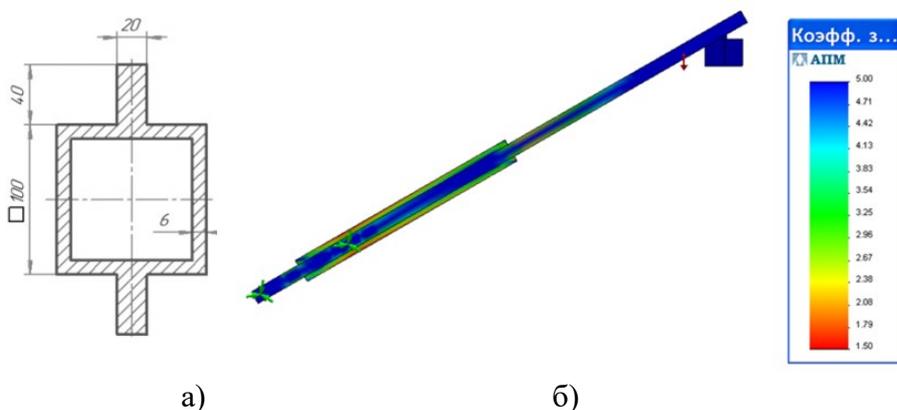


Рис. 5. Сечение профиля рамы с ребрами жесткости: а) и распределение запаса прочности для итоговой конструкции рамы: б)

Таблица 1

Результаты расчета прочностных и весовых характеристик рамы при изменении ее конструктивных параметров

Показатели	Внесение изменений в конструкцию							
	Изменение толщины стенки квадратной трубы 100x100мм, мм				Изменение формы профиля трубы на прямоугольный		Добавление ребер жесткости, мм	
	6,0	7,0	8,0	9,0	120x40x8	120x80x8	40x25	40x20
Напряжения по Мизесу, МПа	267	238	214	197	296	205	115	137
Внутренняя деформация объекта, $\times 10^{-4}$	10,9	9,7	8,7	8,0	12,04	9,36	3,05	4,89
Коэффициент запаса прочности	0,97	1,10	1,20	1,30	0,89	1,35	1,92	1,50
Масса рамы, кг	188	212	236	259	197	254	260	232

Таким образом, была предложена методика выполнения конструктивной оптимизации, блок-схема которой показана на рисунке 6. В данной методике можно выделить следующие этапы:

1. Постановка задачи конструктивной оптимизации.
2. Внесение изменений в конструкцию:
 - увеличение толщины стенки полой трубы;
 - изменение формы профиля трубы;
 - добавление дополнительных конструктивных элементов жесткости.
3. Проверка условий оптимизации по коэффициенту прочности и массе конструкции.

На втором этапе последовательно реализуются различные приемы изменения конструкции в указанном приоритете, т.е. увеличивают толщину стенки трубы до значимого увеличения веса конструкции. Если при достижении максимальной массы

в 250 кг, конструкция не показала требуемый уровень запаса прочности (больше 1,25) - в этом случае не удовлетворяются требуемые условия оптимизации - то переходят к следующему приему изменения конструкции.

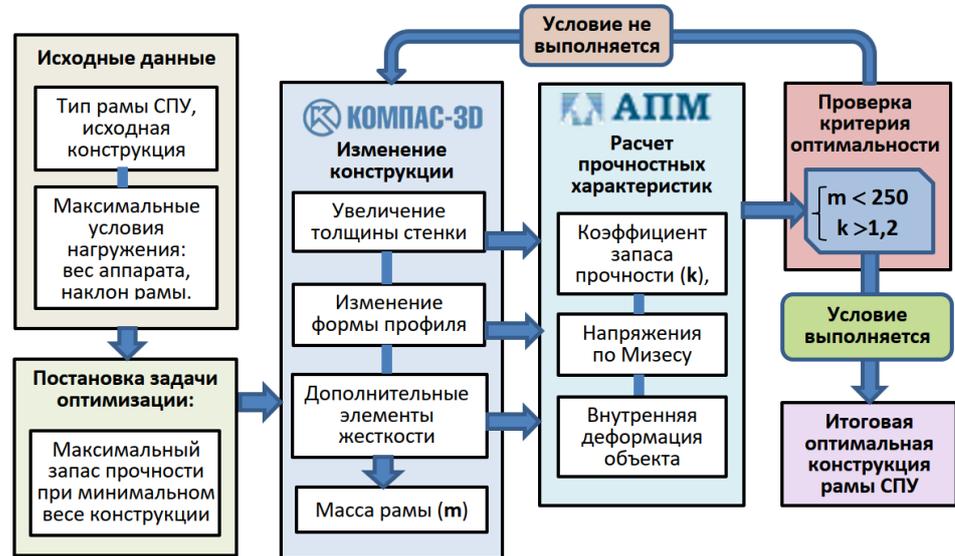


Рис. 6. Схема процесса оптимизации конструкции рамы СПУ

Предложенная методика конструктивной оптимизации может быть использована для любых металлических конструкций из профильных труб, для которых имеется стандартный номенклатурный ряд различной толщины стенки и формы профиля трубы. При этом описанная нами процедура конструктивной оптимизации может быть реализована в любой программе, имеющей функцию статического прочностного расчета, как например, вышеуказанные системы, такие как Компас 3D, SolidWorks, Inventor, ANSYS и др.

Заключение

В результате данной работы был проведен обзор основных конструктивных решений, применяемых в современной практике спускоподъемных операций для подводных аппаратов. Был выполнен сравнительный анализ применимости различных СПУ к поставленной задаче спуска и подъема телеуправляемого аппарата массой 1200 кг с борта судна. Был обоснован выбор судового СПУ с шарнирной рамой и предложена его конструкция, содержащая выносную раму П-образной формы. Для выносной рамы, как наиболее нагруженного элемента конструкции СПУ, была сформулирована задача конструктивной оптимизации и предложена методика ее выполнения. В ходе решения задачи оптимизации нами было выполнено численное моделирование напряженно-деформированного состояния выносной рамы для различных конструктивных параметров. В результате была достигнута оптимальная конструкция рамы, обеспечивающая максимальный коэффициент прочности при минимальной массе конструкции.

Список литературы

1. Данцевич И.М. Разработка малогабаритного телеуправляемого необитаемого подводного аппарата гибридной компоновки // Морские интеллектуальные технологии. - 2022. - № 3-1(57). - С. 147-152.
2. Данцевич И. М. Формализация задачи движения в продольно-поперечной плоскости телеуправляемых подводных аппаратов / И. М. Данцевич, М. Н. Лютикова, Ю. Ю. Метревели // Морские интеллектуальные технологии. – 2021. – № 2-4(52). – С. 168-177.
3. Глазков Г. В. Средства управления подводных аппаратов в зависимости от маршевой скорости их движения // Вестник науки. 2025. №1 (82).
4. Кожемякин И.В., Рождественский К.В., Рыжов В.А., Смольников А.В. Разработка автономных необитаемых подводных глайдеров // Известия ЮФУ. Технические науки. 2013. №3 (140).
5. Урваев И.У., Базыкин С.Н. Имитационное моделирование гидродинамических параметров подводного безэкипажного аппарата // Измерение. Мониторинг. Управление. Контроль. 2024. №4 (50).
6. Власов В. Н., Гиниязов Н. Р. Судовые подъемно-опускные устройства // Научные проблемы водного транспорта. 2014. №38.
7. Rauch C G, Purcell M J T, Austin and G J Packard Ship of opportunity launch and recovery system for REMUS 600 AUV's // OCEANS. 2008. pp 1-4 doi: 10.1109/OCEANS.2008.5151832.
8. Кузнецов Г.П., Булдаков И.Н. Особенности размещения на судне шахты для спуска подводного аппарата // Труды Крыловского государственного научного центра. 2019. №3 (389).
9. Pinto V. H., Cruz N. A., Almeida R. M. and GoncÇalves C. F. ALARS - Automated Launch And Recovery System for AUVs //OCEANS. 2018. (MTS/IEEE Charleston). pp 1-6 doi: 10.1109/OCEANS.2018.8604544.
10. Sarda E I and Dhanak M R Launch and Recovery of an Autonomous Underwater Vehicle From a Station-Keeping USV // Journal of Oceanic Engineerin. 2019. Vol. 44 2 pp. 290-299. doi: 10.1109/JOE.2018.2867988.
11. Sharp K, Cronin D, Small D, Swanson R and Augustus T. A cocoon-based shipboard launch and recovery system for large autonomous underwater vehicles // MTS/IEEE Oceans. 2001. An Ocean Odyssey Conference Proceedings (IEEE Cat. No.01CH37295). Vol.1 pp 550-554 doi: 10.1109/OCEANS.2001.968780.
12. Boyd SD, Cavallaro PV, Cosmo AA, Cressman DE, Cutler III RF, Czepizak KM, Dooley RE, Galego RF, Kroger MJ, Moss GR, Muhitch JM Inventors. Inflatable launch and recovery system// United States patent. 2016. US 9,340,262
13. Sagalevich A.M. The Role of Submersibles in the Development of the Deep Ocean // Oceanology. - 2018. - Т. 58. - №6. - С. 918-922.
14. Бардачевский Н.Н., Беззуднов Е.Ю. Состояние и перспективы применения необитаемых подводных аппаратов в области гидрографических исследований и подводной навигации // Интерэкспо Гео-Сибирь. 2013. №2.
15. Овчинников К.Д., Митюшин А.В., Франк М.О. Обоснование выбора спускоподъемного устройства для судна-носителя безэкипажных катеров // Вестник ИШ ДВФУ. 2024. №1 (58).
16. Быканова А.Ю. Некоторые вопросы конструкций спуско-подъемных устройств для подводных аппаратов // Технические науки – от теории к практике. 2014. №40.
17. Рыченкова А.Ю., Клименко Е.С., Бородина Л.Н. Геометрическое моделирование и оценка качества каркасной поверхности корпуса судна в САПР КОМПАС-3D // Научные проблемы водного транспорта. 2020. №62
18. Рыченкова А. Ю. Исследование качества каркасной поверхности при моделировании корпуса судна в зависимости от типа линий каркаса в САПР Компас 3D // Научные проблемы водного транспорта. – 2024. – № 80. – С. 56-65.

References

1. Dantsevich I.M. Razrabotka malogabaritnogo teleupravlyаемого neobitaемого podvodnogo apparata gibridnoi komponovki // Morskie intellektual'nye tekhnologii. - 2022. - № 3-1(57). - S. 147-152.

2. Dantsevich I. M. Formalizatsiya zadachi dvizheniya v prodol'no-poperechnoi ploskosti teleupravlyaemykh podvodnykh apparatov / I. M. Dantsevich, M. N. Lyutikova, YU. YU. Metreveli // Morskie intellektual'nye tekhnologii. – 2021. – № 2-4(52). – S. 168-177.
3. Glazkov G. V. Sredstva upravleniya podvodnykh apparatov v zavisimosti ot marshevoi skorosti ikh dvizheniya // Vestnik nauki. 2025. №1 (82).
4. Kozhemyakin I.V., Rozhdestvenskii K.V., Ryzhov V.A, Smol'nikov A.V. Razrabotka avtonomnykh neobitaemykh podvodnykh glaidеров // Izvestiya YUFU. Tekhnicheskie nauki. 2013. №3 (140).
5. Urvaev I.U., Bazykin S.N. Imitatsionnoe modelirovanie gidrodinamicheskikh parametrov podvodnogo bezehkipazhnogo apparata // Izmerenie. Monitoring. Upravlenie. Kontrol'. 2024. №4 (50).
6. Vlasov V. N., Giniyazov N. R. Sudovye pod"emno-opuskskiye ustroystva // Nauchnye problemy vodnogo transporta. 2014. №38.
7. Rauch C G, Purcell M J T, Austin and G J Packard Ship of opportunity launch and recovery system for REMUS 600 AUV's // OCEANS. 2008. pp 1-4 doi: 10.1109/OCEANS.2008.5151832.
8. Kuznetsov G.P, Buldakov I.N. Osobennosti razmeshcheniya na sudne shakhty dlya spuska podvodnogo apparata // Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. 2019. №3 (389).
9. Pinto V. H., Cruz N. A., Almeida R. M. and Gonçalves C. F. ALARS - Automated Launch And Recovery System for AUVs // OCEANS. 2018. (MTS/IEEE Charleston). pp 1-6 doi: 10.1109/OCEANS.2018.8604544.
10. Sarda E I and Dhanak M R Launch and Recovery of an Autonomous Underwater Vehicle From a Station-Keeping USV // Journal of Oceanic Engineerin. 2019. Vol. 44 2 pp. 290-299. doi: 10.1109/JOE.2018.2867988.
11. Sharp K, Cronin D, Small D, Swanson R and Augustus T. A cocoon-based shipboard launch and recovery system for large autonomous underwater vehicles // MTS/IEEE Oceans. 2001. An Ocean Odyssey Conference Proceedings (IEEE Cat. No.01CH37295). Vol.1 pp 550-554 doi: 10.1109/OCEANS.2001.968780.
12. Boyd SD, Cavallaro PV, Cosmo AA, Cressman DE, Cutler III RF, Czepizak KM, Dooley RE, Galego RF, Kroger MJ, Moss GR, Muhitch JM Inventors. Inflatable launch and recovery system // United States patent. 2016. US 9,340,262
13. Sagalevich A.M. The Role of Submersibles in the Development of the Deep Ocean // Oceanology. - 2018. - T. 58. - №6. - C. 918-922.
14. Bardachevskii N.N., Bezsudnov E.YU. Sostoyanie i perspektivy primeneniya neobitaemykh podvodnykh apparatov v oblasti gidrograficheskikh issledovaniy i podvodnoi navigatsii // Interehkspo Geo-Sibir'. 2013. №2.
15. Ovchinnikov K.D., Mityushin A.V., Frank M.O. Obosnovanie vybora spuskopod"emnogo ustroystva dlya sudna-nositelya bezehkipazhnykh katerov // Vestnik ISH DVFU. 2024. №1 (58).
16. Bykanova A.YU. Nekotorye voprosy konstruksii spusko-pod"emnykh ustroystv dlya podvodnykh apparatov // Tekhnicheskie nauki – ot teorii k praktike. 2014. №40.
17. Rychenkova A. YU., Klimenko E.S., Borodina L.N. Geometricheskoe modelirovanie i otsenka kachestva karkasnoi poverkhnosti korpusa sudna v SAPR KOMPAS-3D // Nauchnye problemy vodnogo transporta. 2020. №62.
19. Rychenkova A. YU. Issledovanie kachestva karkasnoi poverkhnosti pri modelirovanii korpusa sudna v zavisimosti ot tipa linii karkasa v SAPR Kompas 3D // Nauchnye problemy vodnogo transporta. – 2024. – № 80. – S. 56-65.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Рыченкова Анна Юрьевна, к.т.н, доцент кафедры «Механика и инженерная графика», Государственный морской университет им. адмирала Ф.Ф.Ушакова, 353918, г. Новороссийск, пр. Ленина, 93, e-mail: anar4230@mail.ru

Anna Yu. Rychenkova, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor of the Department «Mechanics and Engineering Graphics», Admiral ushakov maritime state university, 93 Lenin Ave., Novorossiysk, 353918

Статья поступила в редакцию 24.06.2025; принята к публикации 02.12.2025; опубликована онлайн 20.03.2026. Received 24.06.2025; published online 20.03.2026.