

УДК 621.431.74.016.4.001.57

С. А. Каргин, А. П. Исаев, Искендерли Турал Искендер оглы
**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ПОКАЗАТЕЛЕЙ
РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ
С КОМБИНИРОВАННЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ
И ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ**

S. A. Kargin, A. P. Isaev, Iskenderli Toural Iskender ogly

**DEVELOPMENT OF THE CALCULATION METHOD OF FACTORS
OF A WORKING CYCLE OF THE ENGINE
WITH COMBINED MIXTURE FORMATION AND COMPRESSION IGNITION**

Проведен анализ современных методов расчета показателей рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания, позволяющий сделать вывод о том, что модель теплового расчета Гриневецкого – Мазинга в достаточной степени приближена к реальному процессу, протекающему в цилиндре двигателя, и при инженерных расчетах дает неплохую точность результатов. Предложена методика расчета показателей рабочего цикла двигателя с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия. Выявлены несоответствия между расчетными и экспериментальными данными, вызванные тем, что модель расчета не учитывает особенностей рабочего процесса двигателя с комбинированным смесеобразованием. Для устранения выявленных несоответствий необходимо проводить дополнительные экспериментальные исследования.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, судовые дизели, рабочий процесс, комбинированное смесеобразование, воспламенение от сжатия, индикаторные диаграммы.

The analysis of modern methods of factors calculation of a working cycle of an internal combustion engine is considered in the paper. It allows to draw a conclusion that the model of heat calculation of Grineveckiy – Mazing is maximally close to a real process occurring in the cylinder of the engine, and it gives a good accuracy in results at engineering calculation. It is offered a technique to calculate factors of a working cycle of the engine with combined mixture formation and compression ignition. Some discrepancies between calculated and experimental data are revealed. They are caused by the fact that the calculation model does not take into account particularities of a working process of the engine with combined mixture formation. It is necessary to conduct an additional experimental investigation in order to eliminate the revealed discrepancies.

Key words: internal combustion engine, marine diesel, working process, combined mixture formation, compression ignition, indicator diagrams.

С каждым годом проблема экономии природных ресурсов (в частности, нефтепродуктов) и экологической безопасности транспортной энергетики (в частности, судовой) становится все более острой.

На первых ступенях развития двигателей внутреннего сгорания (ДВС), т. е. в конце 19-го и в самом начале 20-го в., расчет рабочего цикла ДВС производился весьма примитивно. Рассчитывали идеальный процесс по одному из известных термодинамических циклов (с изохорным подводом тепла – цикл Отто или с изобарным – цикл Дизеля), а затем делали пересчет полученных результатов на действительные условия при помощи двух общих поправочных коэффициентов: первого – для перехода от теоретического среднего индикаторного давления к действительному и второго – для перехода от теоретического КПД к действительному. Подобный расчет был чисто формальным и не мог обеспечить надежных результатов [1].

Такое положение сохранялось до 1907 г., когда профессор Московского высшего технического училища В. И. Гриневецкий опубликовал разработанный им метод теплового расчета рабочего процесса ДВС. Сущность этого метода заключается в том, что вместо двух общих поправочных коэффициентов он ввел целый ряд частных параметров для всех отдельных элементов теплового расчета. Эти параметры были найдены Гриневецким путем анализа результатов экспериментального исследования нескольких двигателей и последующего их обобщения. Расчет Гриневецкого, изложенный вместе с примерами в объеме всего 26 страниц, полностью

удовлетворял потребностям своего времени. Однако Гриневецкий не мог касаться бескомпрессорных дизелей; не использовал цикл со смешанным подводом теплоты (разработанный М. Зейлигером в 1910 г. и развитый далее Е. К. Мазингом и В. В. Синеуцким в 1927 г.); не касался особенностей теплового процесса двухтактных дизелей (в частности, газообмена). В предложенном методе не рассматривались также газовые двигатели с высокой степенью сжатия, особенности рабочего процесса быстроходных двигателей, а также двигатели, работающие с наддувом, имеющие наибольшее значение для современных судовых энергетических установок [1].

Решение всех этих новых для того времени задач, возникших в тепловом расчете, после Гриневецкого взяла на себя плеяда его учеников и последователей, в том числе Е. К. Мазинг, Н. Р. Брилинг, В. Г. Цветков, А. С. Орлин, Б. С. Стечкин, С. Е. Лебедев и др.

На базе метода Гриневецкого было разработано несколько вариантов теплового расчета применительно к различным типам двигателей. Эти варианты и по существу, и с внешней стороны несколько отличаются от своего первоначального источника и друг от друга. Так, с развитием техники, в частности двигателестроения, и эволюцией инженерной мысли, путем сочетания и дополнения методик расчета рабочего процесса ДВС была получена достаточно надежная в инженерных расчетах методика Гриневецкого – Мазинга как единая общая система. Гриневецкий в своем тепловом расчете предлагал предварительно задаваться температурой остаточных газов T_r и коэффициентом наполнения цилиндра η_n и дал формулы для вычисления температуры начала сжатия T_a и коэффициента остаточных газов γ_r . Мазинг, в свою очередь, предложил принимать по оценке температуру остаточных газов T_r и коэффициент остаточных газов γ_r , вычислять температуру начала сжатия T_a и коэффициент наполнения η_n , вводя в систему уравнений Гриневецкого температуру T'_0 (воздуха, нагретого стенками цилиндра).

Достоинством классической методики расчета явилась ее универсальность как для двухтактных двигателей, так и для четырехтактных с наддувом и без него.

В системе уравнений Лебедева [1] появляются три новых поправочных коэффициента по сравнению с методикой Гриневецкого – Мазинга. Эти уточняющие коэффициенты усложняют все уравнения системы расчета:

- коэффициент очистки ($\zeta_r < 1$), который учитывает частичную продувку камеры сжатия и соответственно – снижение давления выталкивания p_r до меньшей величины в начале обратного хода (эти определения даются применительно к четырехтактному процессу);

- коэффициент дозарядки ($\zeta_1 > 1$), который учитывает дополнительное поступление воздуха (горючей смеси) и соответственно – повышение давления всасывания p_a по инерции в конце такта всасывания до большей величины в начале сжатия;

- коэффициент неравенства теплоемкостей ($\zeta_C > 1$), который появляется в уравнении смешения; $\zeta_C = 1,05 \div 1,1$.

Кроме того, в методике теплового расчета двигателя с внешним смесеобразованием по Лебедеву при расчете процесса наполнения разрежение δ_a на такте всасывания и избыточное давление δ , на такте выпуска находят исходя из значений скорости потока через всасывающий $\omega_{вс}$ и выхлопной $\omega_{вых}$ клапаны [1]. Это применимо и вполне целесообразно также для расчета процесса наполнения дизельного двигателя, поскольку рекомендуемые значения разрежения на такте всасывания [2, 3] имеют незначительный диапазон лишь для двух- и четырехтактных двигателей, при этом не указывается никаких различий в зависимости от размеров цилиндра, быстроходности, степени форсирования, конструкции системы газораспределения и т. д.

В целом методика Гриневецкого – Мазинга, как никакая другая, приближена к реальному процессу, протекающему в цилиндре двигателя, и при инженерных расчетах дает неплохую точность результатов.

Чаще всего расчет показателей рабочего цикла производится как поверочный применительно к конкретному типу двигателя, имеющему определенные показатели рабочего процесса и условия работы. Однако рекомендуемые диапазоны исходных данных довольно условны [2, 4], не привязываются к какому-либо конкретному двигателю и разнятся лишь в зависимости от тактности двигателя, его оборотности, наличия или отсутствия наддува, а также от способа смесеобразования. Но этой градации явно недостаточно, поскольку за жизненный цикл двигателя его характеристики претерпевают изменения, и реальный рабочий процесс разительно отличается от математической модели его расчета.

Другие источники, в частности [3], предлагают методики расчета, в которых, кроме исходных данных, общих с моделью Гриневецкого – Мазинга, задаются показателями политроп сжатия n_1 и расширения n_2 . Этот подход принципиально неверен, поскольку предусматривает значительные допущения. Основными факторами, влияющими на показатель политропы сжатия, являются интенсивность охлаждения цилиндра, его размеры, частота вращения коленчатого вала и интенсивность движения заряда. В связи с тем, что эти показатели непрерывно изменяются на протяжении всего процесса сжатия и расширения, непрерывно изменяются и показатели политроп. Однако Мазинг доказал [1, 2, 5], что вполне приемлемо с малой погрешностью ($\ll 5\%$) использовать средние показатели политроп сжатия и расширения.

Кроме того, в методике, предлагаемой в [6], осуществляется расчет состава продуктов сгорания (CO_2 , H_2O , O_2 , N_2). Этот пункт нетрудоемок и вполне рационален, поскольку напрямую связан с экологическими проблемами двигателестроения. Проверку данных по составу продуктов сгорания экспериментальным методом можно осуществить при помощи газоанализаторов различных конструкций.

Экспериментальные исследования в направлении увеличения степени использования химической энергии топлива и тепловой энергии рабочего тела с целью повышения энергетической эффективности, экономичности и снижения степени загрязнения окружающей среды опасными для неё элементами в отработавших продуктах сгорания, проведенные в лаборатории кафедры «Судостроение и энергетические комплексы морской техники» при Астраханском государственном техническом университете, позволили получить ряд экспериментальных индикаторных диаграмм дизеля 2Ч 9,5/11 при организации в них запатентованных способов организации рабочего процесса (комбинированное смесеобразование с принудительным воспламенением [7] и с воспламенением от сжатия [8]). Для выявления достоинств и недостатков предложенных рабочих процессов необходимо было произвести анализ полученных экспериментальных данных. Данный анализ заключался бы в расчетном определении показателей рабочего цикла и дальнейшем сравнении полученных показателей с экспериментальными данными. Однако в связи с тем, что эти рабочие процессы были предложены впервые, каких-либо методик расчета показателей этих процессов не существует. Таким образом, необходимо было разработать методику расчета показателей рабочего цикла двигателей с комбинированным смесеобразованием.

В [9] для анализа экспериментальных данных дизеля 2Ч 9,5/11 с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением и вихрекамерной головкой цилиндров была применена классическая методика Гриневецкого – Мазинга, зарекомендовавшая себя как достаточно надежная в инженерных расчетах.

Исходные данные для расчета по методике Гриневецкого – Мазинга в большинстве случаев выбираются из диапазона рекомендуемых значений, однако в [9] основные исходные данные, такие как p_0 , T_0 , n , g_e , были взяты по результатам эксперимента. Применение экспериментальных значений исходных данных было вызвано необходимостью наиболее тесного приближения экспериментальных данных к теоретическим для закономерного их сравнения. По данным [2], значение степени повышения давления при сгорании для высокооборотных дизелей составляет $\lambda = 1,4 \div 1,6$, в то время как по данным эксперимента [9] $\lambda = 1,79$. Необходимость применения экспериментального значения степени повышения давления при сгорании вызвана тем, что двигатель работал на режиме, отличном от номинального, в то время как методика Гриневецкого – Мазинга разработана для номинального режима работы. Геометрическая степень сжатия взята из паспорта двигателя ($\varepsilon = 17$). Такой нестабильный показатель, как коэффициент избытка воздуха α определялся исходя из известного экспериментального значения расхода воздуха на двигатель. При расчете оперировали средним составом дизельного топлива; из этих же соображений выбиралось значение низшей теплотворной способности топлива Q_H .

В [9] уже при расчете процесса сжатия выявились расхождения между расчетными и экспериментальными данными. Согласно расчету, давление в цилиндре в конце процесса сжатия $p_c = 4,26$ МПа, в то время как экспериментальное значение давления в цилиндре в конце процесса сжатия – $p_c^3 = 3,213$ МПа. Расхождение при этом составляет $\Delta p_c = 32,6\%$. Такое расхождение между расчетными и экспериментальными данными происходит в связи с тем, что модель расчета Гриневецкого – Мазинга подразумевает такую идеализацию реального процесса, протекающего в цилиндре двигателя, как подвод теплоты (впрыск топлива) при нахождении поршня в верхней

мертвой точке, т. е. методика не учитывает опережение начала подачи топлива и задержку самовоспламенения (индукцию). С момента начала подачи топлива в цилиндр процесс сжатия не может рассматриваться как политропный с показателем n_1 , поскольку неизвестен закон изменения давления: в первый момент после начала подачи топлива наблюдается снижение скорости нарастания давления, поскольку топливо начинает интенсивно испаряться, забирая часть теплоты от сжимаемого заряда, а затем появляются первые очаги воспламенения. Значит, политропный процесс с показателем n_1 сжатия свежего заряда протекает до момента впрыска топлива при некоторой действительной степени сжатия ϵ_d (геометрическая же степень сжатия $\epsilon = 17$).

Таким образом, автор [9] предложил рассчитывать давление и температуру не в конце процесса сжатия, а в момент впрыска топлива и получил удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных данных по значениям p_c .

В связи с тем, что произошли изменения в форме индикаторной диаграммы, процесс сгорания был разделен на две стадии: изохорное сгорание и смешанное сгорание. Данное разделение заставило комбинировать способы расчета процесса сгорания и использовать различные уравнения сгорания и позволило получить при этом удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных данных, что, в свою очередь, подтвердило правильность выбранного подхода.

В методике Гриневецкого – Мазинга механическим КПД η_m задаются. Однако диапазоны рекомендуемых значений η_m довольно условные (например, в [2] – для четырехтактных дизелей без наддува $\eta_m = 0,75 \div 0,8$); например, для дизелей одной марки, но с различным временем работы, механический КПД может отличаться на $2 \div 4$ %. Поскольку механический КПД конкретного экспериментального двигателя неизвестен и отсутствовала возможность применить известные методы его экспериментального определения (т. к. во впускной системе двигателя для осуществления внешнего смесеобразования использован карбюратор, не позволяющий применить метод часовых расходов), среднее эффективное давление в [9] определяли исходя из значений расчетного среднего индикаторного давления p_i и среднего давления механических потерь $p_{\text{мех}}$, определенного расчетным путем по методике, изложенной в [2].

В целом автором [9] предложена вполне работоспособная методика расчета показателей рабочего цикла двигателя с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением. Таким образом, первым этапом в разработке методики расчета показателей рабочего цикла двигателей с комбинированным смесеобразованием является методика, предложенная в [9]. Несмотря на то, что в данной методике автором не устранены все обнаруженные недостатки, разработка велась на ее базе. Эта откорректированная методика, в свою очередь, базируется на классической методике Гриневецкого – Мазинга.

В связи с тем, что на двигатель установлена смесительная камера, которая создает некоторое сопротивление на впуске и цилиндр наполняется не воздухом, а топливовоздушной смесью, расчет процесса наполнения произведен по методике расчета для двигателей с внешним смесеобразованием, изложенной в [1] (методика Лебедева) и примененной в методике, предложенной в [9]. В связи с тем, что рассматриваемый двигатель является гибридом дизеля и двигателя с внешним смесеобразованием, для определения коэффициента остаточных газов также использована методика, изложенная в [1] и примененная в [9], т. к. все рекомендуемые значения коэффициента остаточных газов γ_r , приводимые в литературных источниках, относятся либо к дизелям, либо к двигателям с внешним смесеобразованием. Давление в конце расширения p_b становится известно лишь в конце теплового расчета, поэтому для расчета значение давления в конце процесса расширения снято с экспериментальной индикаторной диаграммы.

При проверке полученных расчетных значений по формулам, применяемым в других методиках, получены следующие результаты: расхождение с основной методикой (Лебедева) по температуре к концу процесса наполнения составило $\Delta T_a = 0,4$ %; по коэффициенту наполнения $\Delta \eta_v = 0,59$ %; по давлению к концу процесса наполнения $\Delta p_a = 0,61$ %. Таким образом, можно сделать вывод, что расхождение с другими методиками расчета на данном этапе не превышает 5 %.

Однако попытка применения методики из [9] для расчета процессов сжатия, сгорания и расширения в цикле двигателя с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия оказалась неудачной. Это вызвано тем, что при испытаниях двигатель с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия работал на режиме, более приближенном к номинальному, чем это было при испытаниях в [9]. Говорить точно о номинальном режиме ра-

боты нельзя, т. к. он для этих впервые предложенных двигателей неизвестен и нет возможности определить его аналитически. По внешним показателям работы двигателя с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия можно было сделать вывод только о нормальной работе двигателя, т. к. он «держал» повышенную по сравнению с серийным дизелем нагрузку и его внешние показатели не выходили за пределы, считающиеся нормальными для данного типа двигателей (температура охлаждающей жидкости, масла и выпускных газов). При дальнейшем повышении нагрузки значения этих параметров становились выше эксплуатационных, однако двигатель работал устойчиво и мог бы «держаться» эту нагрузку, если бы не возникла опасность прогара выпускных клапанов либо их седел, не рассчитанных на данный температурный режим. Вследствие этого было сделано предположение о близости выбранного режима к номинальному для двигателя с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия.

В частности, расчет процесса сжатия по классической методике Гриневецкого – Мазинга дал удовлетворительную сходимость, в то время как расчет по методике, предложенной в [9], давал большую погрешность. Это в очередной раз доказало, что классическая методика Гриневецкого – Мазинга разработана для номинального режима работы двигателя, и позволило отказаться от усложнения, связанного с определением действительной степени сжатия в момент впрыска топлива. Данный факт следует признать положительным, т. к. это делает предлагаемую методику более универсальной и не зависящей от конкретных экспериментальных данных.

Однако, поскольку в двигателе с комбинированным смесеобразованием сжимается не воздух, а топливовоздушная смесь с коэффициентом избытка воздуха при наполнении α_H , в расчете использована не средняя молярная изохорная теплоемкость воздуха, а средняя молярная изохорная теплоемкость смеси воздуха и паров дизельного топлива, определяемая аналогично [9]. Давление в цилиндре в конце сжатия составило $p_c = 3,56$ МПа, в то время как экспериментальное значение $p_c^3 = 3,782$ МПа ($\Delta p_c = 5,6$ %).

Однако температура в конце сжатия составила $T_c = 906$ К. При снятии значения с экспериментальной установки температура в конце процесса сжатия $t_c = 350 \div 370$ °С. Температура t_c снимается путем прямого термометрирования при помощи микротермопары. Толщина хромелькапелевых электродов микротермопары составляет 15 мкм, в связи с чем термопара обладает малой инерционностью. Значение температуры в конце процесса сжатия t_c снимается без подачи топлива в цилиндр из-за риска сгорания термопары. В связи с этим температуру, снятую с экспериментальной установки, следует считать несколько заниженной, т. к. вихревая вставка в головке цилиндров, являющаяся теплоаккумулирующим телом, имеет меньшую температуру, чем при работе двигателя. При расчете это учитывается величиной нагрева заряда от стенок цилиндра $\Delta T_a = 10 \div 20$ К. Таким образом, температуру в конце процесса сжатия следует считать равной $t_c = 360 \div 390$ °С ($T_c = 633 \div 663$ К). Этим подтверждается еще одно расхождение между методикой Гриневецкого – Мазинга и полученными экспериментальными данными, также отмеченное в [9], но не устраненное: не в полной мере учитывается теплоотдача от сжимаемого заряда к стенкам цилиндра, хотя и учитывается нагрев заряда от горячих стенок цилиндра, величиной $\Delta T_a = 10 \div 20$ К. В начале сжатия температура заряда ниже температуры стенок цилиндра и теплоотдача происходит от стенок к заряду. При равенстве значений температуры теплоотдачи не происходит (этот процесс протекает в короткий промежуток времени, когда величина n_1 достигает значения $k = 1,4$ – процесс адиабатный). Далее, при продолжающемся сжатии, температура заряда растет, и градиент температур меняет свое направление. С уменьшением объема растет температурный напор, а значит, становится интенсивней теплообмен между «горячим» зарядом и «холодными» стенками цилиндра. Таким образом, потери в стенке цилиндра снижают температуру сжимаемого заряда на $100 \div 120$ К. Это, вероятно, учитывается в модели Гриневецкого – Мазинга, но явно недостаточно. Возможно, это связано с тем, что в то время, когда создавалась методика Гриневецкого – Мазинга, дизели с вихрекамерным смесеобразованием еще не были предложены. Камера сгорания у таких дизелей имеет большую относительную поверхность охлаждения. Кроме того, цилиндры малоразмерных дизелей сами по себе имеют большую относительную поверхность охлаждения по сравнению с крупными дизелями. Это, видимо, приводит к большим потерям в систему охлаждения, а следовательно, к тому, что реальная температура в конце сжатия меньше, чем получается по расчету, т. к. методика Гриневецкого – Мазинга не учитывает этих факторов.

Дальнейший расчет показал удовлетворительную сходимость, что подтверждает работоспособность методики, предложенной в [9] и взятой за основу.

Таким образом, анализ современных методов расчета показателей рабочего цикла ДВС позволяет сделать вывод о том, что модель теплового расчета Гриневецкого – Мазинга в достаточной степени приближена к реальному процессу, протекающему в цилиндре двигателя, и при инженерных расчетах дает неплохую точность результатов.

Однако при использовании данной модели для расчета показателей рабочего цикла двигателя с комбинированным смесеобразованием при определении индикаторных и эффективных показателей выявляются значительные расхождения с экспериментальными данными. Это может быть вызвано тем, что модель расчета не учитывает особенностей рабочего процесса двигателя с комбинированным смесеобразованием. Для устранения выявленных несоответствий необходимо проводить дополнительные экспериментальные исследования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Тареев В. М.* Справочник по тепловому расчету рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. – М.: Речной транспорт, 1959. – 208 с.
2. *Двигатели* внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для втузов / Д. Н. Вырубов, Н. А. Ивашенко, В. И. Ивин и др.: под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. *Судовые* двигатели внутреннего сгорания: учеб. / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 340 с.
4. *Дизели.* Справочник / под ред. В. А. Ваншейдта. – М.: Машиностроение, 1973. – 432 с.
5. *Барсуков С. И., Кнауф Л. В.* Термодинамика и теплопередача. – Одесса: ОИСВ, 1993. – 393 с.
6. *Моргулис Ю. Б.* Двигатели внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 336 с.
7. *Способ* работы двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления: пат. РФ на изобретение № 2215882 / Дорохов А. Ф., Алимов С. А., Каргин С. А. и др. – 2003.
8. *Способ* работы двигателя внутреннего сгорания; устройство для осуществления комбинированного смесеобразования: пат. РФ на изобретение № 2388916 / Дорохов А. Ф., Исаев А. П., Колосов К. К., Малютин Е. А. – 2010.
9. *Каргин С. А.* Теоретическое обоснование и экспериментальное исследование рабочего процесса судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением: дис. ... канд. техн. наук. – Астрахань, 2006. – 162 с.

Статья поступила в редакцию 11.07.2011

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Каргин Сергей Александрович – Астраханский государственный технический университет; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры «Судостроение и энергетические комплексы морской техники»; тел.: 8 (8512) 614-166.

Kargin Sergey Aleksandrovich – Astrakhan State Technical University; Candidate of Technical Science, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department "Shipbuilding and Energetic Complexes of Sea Technological Equipment"; tel. 8 (8512) 614-166.

Исаев Александр Павлович – Астраханский государственный технический университет; ассистент кафедры «Судостроение и энергетические комплексы морской техники»; тел.: 8 (8512) 614-166.

Isaev Alexander Pavlovich – Astrakhan State Technical University; Assistant of the Department "Shipbuilding and Energetic Complexes of Sea Technological Equipment"; tel. 8 (8512) 614-166.

Искендерли Турал Искендер оглы – Астраханский государственный технический университет; аспирант кафедры «Судостроение и энергетические комплексы морской техники»; тел.: 8 (8512) 614-166.

Iskenderli Toural Iskender ogly – Astrakhan State Technical University; Postgraduate Student of the Department "Shipbuilding and Energetic Complexes of Sea Technological Equipment"; tel. 8 (8512) 614-166.