

It is not known how many permanent lifting eyes are attached below the bottom, but all the lifting eyes are either new ones or replaced by new ones. It is quite common to have permanent lifting eyes on the shell plating, but usually those lifting eyes get damaged before the next dry dock and must be replaced by new ones before using them. Therefore, it is rec-

ommended to remove all of the lifting eyes after finishing the propeller and rudder works.

3.10 Hull Surface Condition

The difference between a ship with a good condition region on the blasted area and a ship with a poor condition region in an untreated region can be seen in Figure 16.



Figure 16 – Comparison of surface quality in regions where abrasive blasting has been applied (on the right) and where no abrasive blasting has been applied (on the left)

As can be seen there are some 2-3mm high blisters in parts of the untreated areas, whereas the surface smoothness in the blasted area is generally in the range of less than 1mm.

It is recommended that the surface of the whole hull would always be totally stripped before applying a new coating. An uneven surface quality can lead to additional resistance of a few percent.

If partial blasting is considered, the blasting effort should be focused on getting as much square meters as possible to an even surface quality. The priority on blasting could be on the high flow velocity areas such as the bow, the rudder, bilge keels and other appendages, but keeping in mind that most of the square metres come from flat areas such as the flat bottom.

4. Conclusion

We can improve energy efficiency of a ship by improving and optimizing different parts of the ship.

There are various possibilities for improving energy efficiency covered in this article that can be implemented on a ship.

By improving energy efficiency we can reduce the fuel consumption, save money for the owners and reduce air pollution.

References

1. M. V. Vasilescu, Ph. D. Thesis, *Research on the design and operation of container vessels for improving energy efficiency*, Romania, Constanta, 2020.
2. M. V. Vasilescu, D. Dinu, M. Panaitescu, F.-V. Panaitescu, *Research on Exhaust Gas Cleaning System (EGCS) used in shipping industry for reducing SO_x emissions*, TERERD (Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development), 10th International Conference, 2021.
3. A. I. Epikhin, M. V. Vasilescu, I. C. Scurtu, *Ship stabilization technology a feature used for energy efficiency*, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Romania, 2021.

УДК 629.5.017

DOI: 10.34046/aumsuomt 103/22

УПРАВЛЕНИЕ ВИНТОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ СТРУЙНОЙ ПОДАЧИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ВОДЫ НА ПЕРО РУЛЯ ПРИ МАНЕВРИРОВАНИИ СУДНА

А.С. Шаратов, кандидат технических наук, доцент

А.Н. Горбенко, кандидат технических наук, доцент

С.Х. Шмелев, кандидат технических наук, доцент

Наиболее распространенная компоновка винто-рулевого комплекса, состоящего из винта фиксированного шага и пера руля, существенно ограничивает возможности управления судном при малой скорости набегающего потока и требует применения дополнительных средств управления. Необходимость обес-

печения безопасности мореплавания, при совершении маневра в стесненных водах или при малой скорости хода судна, требует применения предельных углов отклонения рулевой поверхности. Достижение предельных углов отклонения рулевой плоскости, в свою очередь, приводит к срыву потока и относительному уменьшению поворачивающего момента. Ухудшение условий обтекания пера руля приводит к значительному ограничению скорости движения судна и, как следствие, изменению режима работы главного двигателя. Наблюдающаяся при совершении судном маневра, повышенная неравномерность набегающего на элементы гидромеханического комплекса, приводит к изменению характеристик винто-рулевого комплекса, существенно влияя на винтовую характеристику главного двигателя. В работе выполнен анализ условий обтекания элементов винто-рулевого комплекса при повышенной неравномерности набегающего потока, характерного для маневрирующего судна. В качестве источника качественных данных о влиянии маневра судна на характеристики гидромеханического комплекса использованы результаты приемо-сдаточных испытаний судов и их пропульсивных комплексов. В качестве объекта управляющего воздействия на гидромеханический комплекс выбрано перо руля. Выполнено численное моделирование и расчетное определение гидродинамических характеристик пера руля при малых и предельных углах отклонения, оценка параметров дополнительно подаваемой воды на профилированную часть рулевой плоскости с целью управления пограничным слоем. Повышение гидродинамических характеристик пера руля путем создания дополнительной подъемной силы способствует ограничению возможной перегрузки главного двигателя за счет уменьшения угла перекалки рулевой плоскости. Положительный эффект, полученный как на малых скоростях, так и на проектных режимах движения судна, способствует повышению мореходных качеств и снижению влияния неравномерности набегающего потока. Результаты оценки режимов работы главного двигателя подтверждают возможность ограничения утяжеления винтовой характеристики путем улучшения гидродинамических свойств пера руля. Определены дальнейшие направления исследования судового гидромеханического комплекса и диапазоны возможного изменения параметров при применении систем струйного управления обтеканием руля.

Ключевые слова: судовой гидромеханический комплекс, главный двигатель, винтовая характеристика, маневр, система управления пограничным слоем, винто-рулевой комплекс, перо руля, рулевая плоскость, гидродинамические характеристики

CONTROL OF THE POWER CURVES OF THE MAIN ENGINE BY JET SUPPLY OF ADDITIONAL WATER TO THE RUDDER FOIL DURING SHIP MANEUVERING

A.S. Sharatov, A.N. Gorbenko, S. Kh. Shmelev

The most common configuration of the propeller-rudder complex, consisting of a fixed-pitch propeller and a rudder blade, significantly limits the ability to control the vessel at a low oncoming flow speed and requires the use of additional controls. The need to ensure the safety of navigation, when making a maneuver in confined waters or at a low speed of the vessel, requires the use of limit angles of deflection of the steering surface. Achieving the limit angles of deviation of the steering plane, in turn, leads to the flow separation and a relative decrease in the turning moment. The deterioration of the flow conditions around the rudder blade leads to a significant limitation of the vessel's speed and, as a result, a change in the mode of operation of the main engine. The increased unevenness of the flow running on the elements of the hydromechanical complex, observed when the ship is making a maneuver, leads to a change in the characteristics of the propeller-steering complex. Consequently, it significantly affects the propeller characteristic of the main engine. The paper analyzes the conditions of the flow around the elements of the propeller-steering complex with increased unevenness of the oncoming flow, which is typical for a maneuvering vessel. As a source of qualitative data on the effect of vessel maneuver on the characteristics of the hydromechanical complex, the results of acceptance tests of vessels and their propulsion systems were used. The rudder blade was chosen as the object of control action on the hydromechanical complex. Numerical modeling and computational determination of the hydrodynamic characteristics of the rudder blade at small and limiting angles of deflection, estimation of the parameters of additionally supplied water to the profiled part of the rudder plane in order to control the boundary layer were performed. Increasing the hydrodynamic characteristics of the rudder blade by creating additional lift helps to limit the possible overload of the main engine by reducing the angle of the rudder plane. The positive effect obtained both at low speeds and at the design modes of the vessel's movement contributes to the improvement of seaworthiness and the reduction of the influence of the uneven flow. The results of evaluating the operating modes of the main engine confirm the possibility of limiting the heaviness of the screw characteristic by improving the hydrodynamic properties of the rudder blade. Further directions aimed at investigation of the vessel's hydromechanical complex and the ranges of possible changes in parameters when using jet control systems for the flow around the rudder are determined.

Keywords: ship's hydromechanical complex, main engine, power curves, maneuver, boundary layer control system, propeller-rudder complex, rudder foil, steering plane, hydrodynamic characteristics

Введение

Стратегией развития морской деятельности Российской Федерации до 2030 года перед отраслью поставлена задача повышения конкурентоспособности морского транспорта. В рамках

данной стратегии, задача повышения эффективности эксплуатации судна может быть решена путем совершенствования мореходных качеств, в первую очередь их динамической части: управля-

емости и ходкости. На данные показатели существенное влияние оказывает конструкция и условия работы судового гидромеханического комплекса (СГМК), в частности тип и конструкция рулевого устройства, параметры набегающего потока, режим работы гребного винта и влияние кормовой оконечности судна.

В акватории порта, при прохождении узостей, судну необходима повышенная маневренность. Иногда необходимо осуществлять маневрирование даже при нулевой скорости хода. Перо руля, взаимодействующее со струей, отбрасываемой гребным винтом выбрано в качестве элемента (объекта) управляющего воздействия дополнительно подаваемой воды с целью управления винтовыми характеристиками главного двигателя, совершенствования маневровых характеристик и управляемости судна.

Опыт эксплуатации судов показывает значительное снижение скорости судна и увеличение нагрузки на главный двигатель при совершении маневра. Это приводит к возможности перегрузки главного двигателя и существенно ограничивает возможность маневра и время его проведения. Режимы работы главного малооборотного двигателя на винт фиксированного шага при совершении судном маневра могут быть проанализированы по взаимному расположению винтовых и ограничительных характеристик [1]. Оценка маневренности судна и его винто-рулевого комплекса, проверка качества взаимодействия главного двигателя с гребным винтом и корпусом судна выполняется согласно регламента [2] на приемо-сдаточных испытаниях.

Отмечается недостаточная изученность влияния повышенной неравномерности набегающего потока при маневре судна на ходовую характеристику и, как следствие, на режим работы главного двигателя и динамику утяжеления винтовой характеристики. Недостаточно исследовано отрицательное влияние отклонения пера руля на потерю скорости и ограничение мощности главного двигателя, особенно для инновационных рулевых устройств, применяемых в судостроении [3-8].

Цель работы – оценить возможность улучшения характеристик рулевого профиля в условиях повышенной неравномерности набегающего потока путем струйной подачи дополнительной воды на рулевую плоскость и, как следствие, возможности снижения угла отклонения рулевой плоскости, ограничения изменения винтовых характеристик главного двигателя при совершении судном маневра.

1 Учет влияния гидродинамических характеристик элементов винто-рулевого комплекса на судовой гидромеханический комплекс с помощью винтовой характеристики главного двигателя

Влияние маневра судна на режим работы главного двигателя в составе СГМК можно оценить по взаимному изменению ходовой характеристики судна и винтовой характеристики двигателя, формирующих основные критерии эффективности эксплуатации: G_T – часовой расход топлива, кг/ч; G_M – расход топлива на милю пройденного пути, кг/миля; P_e – среднее эффективное давление, МПа; M_k – крутящий момент, Н/м; $R_{ц}$ – радиус циркуляции, м; $t_{ц}$ – время выполнения циркуляции, с;

Зависимость мощности, необходимой для достижения требуемой скорости судна от внешних условий эксплуатации описывается уравнением вида [8]:

$$N_B = \frac{V^{2,3} \cdot v^3}{C_a}, \quad (1)$$

где V – объемное водоизмещение судна м³;

v – скорость судна в узлах;

C_a – адмиралтейский коэффициент, определяемый по протоколу испытаний судов с одинаковым числом Фруда и известными начальными показателями мощности N_{B0} , водоизмещения V_0 и скорости v_0 .

Конструкция кормовой оконечности судна и параметры набегающего потока оказывают существенное влияние на показатели взаимодействия элементов гидромеханического комплекса судна. При этом мощность двигателя определяется энергией, потребляемой гребным винтом в зависимости от характеристик и состояния подводной части корпуса судна, параметров набегающего потока, а также гидрометеорологических факторов. Корпус судна оказывает затеняющее воздействие на гребной винт, формируя особый режим его работы. На параметры потока, сходящего с лопастей гребного винта, оказывает влияние взаиморасположение пера руля относительно диаметральной плоскости судна, формирующей как вектор скорости набегающего потока, так и параметры сходящего потока. Гребной винт в составе гидромеханического комплекса можно характеризовать как связующее звено, позволяющее учесть влияние сопротивления судна в изменяющихся условиях эксплуатации на режим работы главного двигателя и его теплонагруженность. В этих условиях винтовая характеристика главного двигателя может быть использована для оценки

качества согласования элементов СГМК при выполнении судном маневра.

Зависимость параметров, входящих в аппроксимирующее уравнение винтовой характеристики, от технического состояния элементов судового гидромеханического комплекса и гидродинамических характеристик гребного винта установлена в работах Гаврилова [9] и Дитяева [10]. Задача по оценке изменения винтовой характеристики при повышении гидродинамических характеристик пера руля решается расчетным путем за счет моделирования режима работы пропульсивного комплекса, на основании ввода в математическую модель Дитяева С.Г. поправочного коэффициента, связанного с рулевой плоскостью. В работах по оценке и прогнозированию работы пропульсивного комплекса маневрирующего судна, коэффициент нагрузки винтовой характеристики представлен произведением параметров, дополняется критерием, характеризующим влияние рулевой плоскости C_m .

В качестве обобщенного критерия для маневрирующего судна принят коэффициент нагрузки C в уравнении винтовой характеристики

$$C = \frac{N_e}{n^3} = K_a C_\xi C_p C_k C_m \quad (2)$$

где $C_\xi(\xi \cdot \Omega)$ – учитывает влияние изменения сопротивления судна в эксплуатации на винтовую характеристику;

$C_p(K_1, K_2, R_a)$ - учитывает влияние состояния поверхностей лопастей гребного винта на винтовую характеристику;

$C_k(\Psi, t, \lambda_p)$ - учитывает влияние изменения характеристик взаимодействия гребного винта с корпусом и режима его работы, определяемого σ_p на винтовой характеристике;

$C_m(a, V_{стр}/V, R_{ц}, t_{ц})$ – учитывающего влияние маневра и характеристики рулевой плоскости.

Коэффициенты C_m, C_ξ, C_p, C_k – отражают соответственно изменения характеристик рулевой плоскости, корпуса судна, гребного винта и взаимодействия винта с корпусом судна.

Совместная оценка параметров, входящих в зависимости (1) и (2) используется для сравнительной оценки согласованности и эффективности элементов пропульсивного комплекса судна [9-10].

2 Анализ маневренности типовых транспортных судов по показателям циркуляции судна

Оценка маневренности по результатам ходовых испытаний выполняется на основании требований Р.006-2004 [11] по расчету маневренности и проведению натуральных маневровых испытаний судов внутреннего и смешанного плавания и включает оценку поворотливости, устойчивости на курсе, управляемости при ветре, при неработающих движителях и способности к экстренному торможению. Руководство [11] также включает рекомендации по проведению натуральных испытаний и может быть использовано для оценки маневренности судов, находящихся в эксплуатации. Результаты натуральных испытаний, как правило, отражаются в судовой документации и отчетных материалах вахтенной команды.

Способы оценки маневренности можно разделить на 3 основные группы: циркуляция, линейный метод (змейка), эллиптическая траектория или «восьмерка».

Источником информации для анализа маневровых качеств судна наряду с отчетной документацией приемо-сдаточных испытаний может использоваться результаты численного моделирования нагрузки и сопротивления корпуса судна математической модели тренажера TRANSAS ERS - 5000, при условии их подобия с известными данными.

Анализ характеристик маневренности судна и показателе режимов работы главного двигателя при совершении маневров на приемо-сдаточных испытаниях выполняется для танкеров сопоставимого с дедвейтом 70 - 75 тыс. тонн и оборудованных типовым главным двигателем фирмы MAN B&W S60MC-C, позволяющим ограничить изменения чисел подобия Фруда для рассматриваемых пропульсивных комплексов. В работе рассматриваются характеристики танкеров «Selini» дедвейтом 74296 тонн, и «Artic flounder» дедвейтом 74925 тонн, танкер LPG «BW Broker», контейнеровоза «Punta arenas challenger» дедвейтом 29200 тонн, математическая модель танкера дедвейтом 70 тыс. тонн.

На рисунках 1 и 2 показаны характеристики судовых гидромеханических комплексов анализируемых судов.

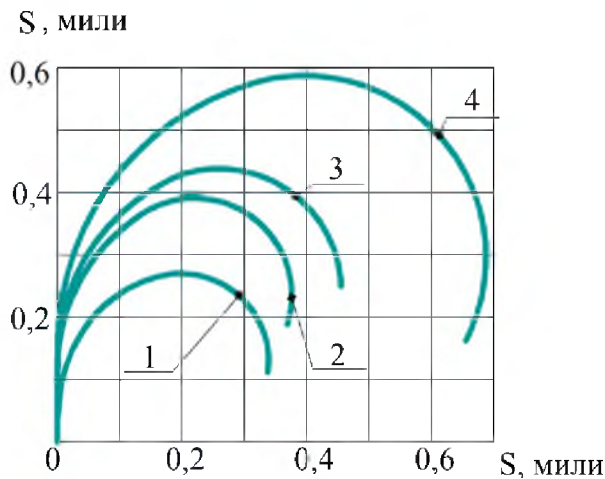


Рисунок 1 – Показатели циркуляции морских судов при предельном угле отклонения рулевой плоскости (35°): 1 – контейнеровоз «Punta arenas challenger»; 2 – танкер Artic flounder; 3 – танкер «Selini»; 4 – танкер LPG «BW Broker»

В соответствии с анализируемыми условиями эксплуатации, проиллюстрированными рисунками 1 и 2, тенденции увеличения радиуса циркуляции и потери скорости в результате возрастания требуемой буксировочной мощности, сопровождающей увеличение дедвейта или выполнение маневра путем отклонения пера руля, подтверждает необходимость повышения эффективности рулевых плоскостей. Рост буксировочного сопротивления вследствие отклонения пера руля существенно ограничивает скорость выполнения маневра, снижая эффективность рулевого устройства и ограничивая тем самым поворачивающий момент. Существующие методики испытания судна для анализа маневренности не позво-

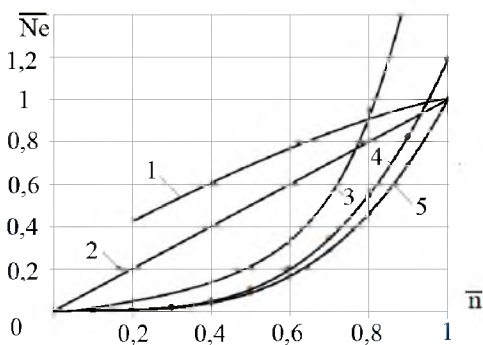


Рисунок 3 – Ограничительные и винтовые характеристики танкера LPG «BW Broker»: 1 – внешняя характеристика; 2 – ограничение по крутящему моменту; 3 – винтовая характеристика маневра; 4 – расчетная винтовая характеристика при угле отклонения пера руля 35°; 5 – расчетная винтовая характеристика прямолинейного движения танкера

Сопоставление эксплуатационных данных с данными математической модели (см. рисунок 3 линии 3, 4, 5) позволяет подтвердить адекватность

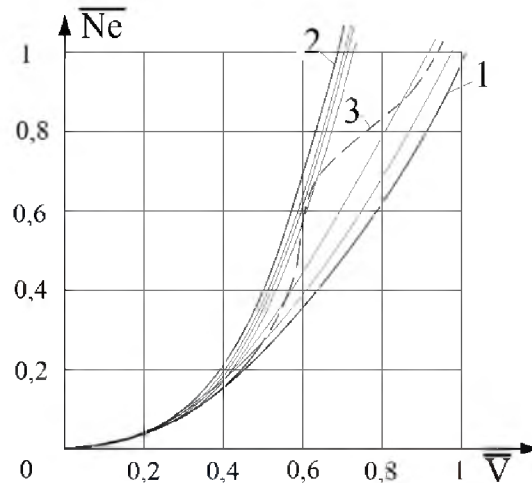


Рисунок 2 – Семейство ходовых характеристик судна: 1 – проектная характеристика прямолинейного движения; 2 – «утяжеленная» характеристика, соответствующая маневру на проектной скорости; 3 – ходовая характеристика судна на циркуляции

ляют оценить гидродинамические характеристики пера руля при малых до 15° и сверх-предельных 40-45° углах отклонения рулевой плоскости

На рисунке 3 предоставлены винтовые и ограничительные характеристики полученные в результате обработки данных приемо-сдаточных испытаний танкер LPG «BW Broker» и показатели, характеризующие режим циркуляции, получение с помощью математическая модель танкера дедвейтом 70 тыс. тонн. На рисунке 4 показаны результаты анализа режимов работы двигателя S60MC на основании расчетных данных математической модели тренажера ERS- 5000 в поле допустимых режимов работы.

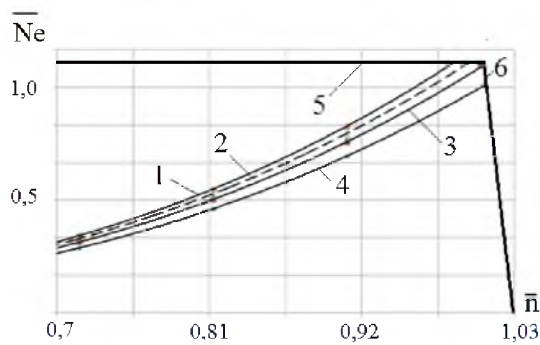


Рисунок 4 – Диаграмма нагрузок главного двигателя маневрирующего судна при различных отклонениях пера руля: 1 – угол отклонения 35°. 2 – угол отклонения 25°; 3 – угол отклонения 15°; 4 – угол отклонения 0° (положение в диаметральной плоскости судна); 5 – ограничение по максимальной мощности; 6 – ограничение по максимальной частоте вращения

моделирования, что позволяет использовать результаты численного моделирования для оценки циркуляции при непредельных углах отклонения

пера руля в диапазоне $0-35^\circ$, отсутствующих в судовой документации и подставляющих интерес для ограничения возможной перегрузки главного двигателя.

Анализ информации, представленной на рисунке 4, показывает, что при совершении маневра наблюдается утяжеление винтовой характеристики главного двигателя 6S60MC пропорциональное углу отклонения пера руля, достигающее 20% от номинальной мощности при предельном угле отклонения пера руля. В условиях ухудшения погодных условий, обрастания корпуса судна и гребного винта, перегрузка может превысить «морской запас» [12], что в свою очередь приведет к перегрузке главного двигателя по показателям тепловой и механической напряженности.

Наблюдаемый рост буксировочного сопротивления в зависимости от угла отклонения пера руля с одной стороны значительно влияет на радиус циркуляции, а с другой значительно повышает сопротивление корпуса судна, которое может быть выражено в утяжелении винтовой характеристики. Смещение винтовой характеристики влево ограничивает возможность без перегрузочных режимов и может привести к перегрузке главного двигателя (ГД) по параметрам тепловой и механической напряженности.

В условиях снижения скорости набегающего потока, обусловленного взаимным влиянием снижения скорости судна и утяжелением винтовой характеристики, улучшение гидродинамических характеристик рулевой плоскости за счет увеличения поворотного момента позволяет

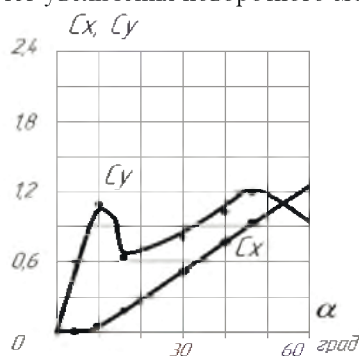


Рисунок 5 – Коэффициенты подъемной силы профиля C_y и профильного сопротивления C_x профиля НАСА-0012 в зависимости от угла атаки α

повысить манёвренность судна и ограничить перегрузки двигателя по показателям тепловой и механической напряженности.

3 Оценка гидродинамических характеристик пера руля в программном комплексе FlowVision

В судостроении при проектировании рулевых профилей спешно применяются типовые аэродинамические профили НАСА, характеристики которых подобны для сжимаемых и несжимаемых сред [13]. На рисунке 5 показаны результаты обдува профиля НАСА-0012.

Использование типовых показателей морского запаса мощности [14] при проектировании судна и его энергетической установки требует повышения гидродинамических характеристик пера руля в диапазоне от 0° до 15° , соответствующего первому максимуму подъемной силы профиля НАСА-0012 [15]. Для углов перекадки $40^\circ-60^\circ$ соответствующих второму максимуму подъемной силы и максимуму профильного сопротивления требуется создание условий, позволяющих предотвратить, отрыв потока, создание вихревых структур, приводящих к существенному ограничению эффективности пера руля и значительно увеличивающих затраты мощности для совершения маневра, негативно влияющие на работы главного двигателя и гребного винта. Под влиянием поворотного момента и перемещения носовой оконечности судна формируется избыточная неравномерность набегающего потока, векторное поле которого показано на рисунке 7 [16].

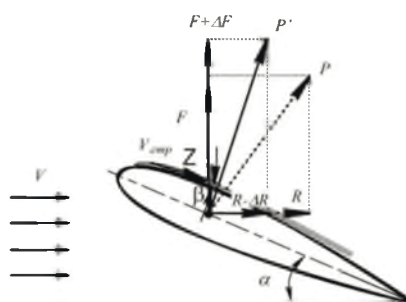


Рисунок 6 – Расчетная схема рулевого профиля в программном комплексе FlowVision [3]: P – поперечная гидродинамическая сила профиля пера; P' – суммарная поперечная гидродинамическая сила профиля и струи; F – подъемная сила профиля; R – сила профильного сопротивления; ΔF – прирост подъемной силы профиля за счет дополнительного перепада давления на струе; ΔR – относительное снижение профильного сопротивления пера руля; $V_{стр}$ и Z – скорость и вектор дополнительного потока воды; V – скорость набегающего потока; α – угол атаки профиля; β – угол подачи дополнительной воды из сопла

Задача определения параметров рулевой плоскости и гидродинамического профиля, решенная в работах [17-18] может быть использована в качестве методики оценки характеристик исследуемого профиля. По параметрам потока и принятым в работе [18] допущениям выполнено численное моделирование и расчетное исследование изменения характеристик профиля при подаче жидкости на подсосывающую поверхность профиля под различным углом к хорде профиля, в диапазоне скоростей вылива жидкости 0-20 м/с, скоростях набегающего потока 0- 8 м/с. Зона подачи жидкости на подсосывающую кромку выбрана на основании работы [17]. Численное моделирование выполнено при числах Рейнольдса $Re = 200000$. Моделирование неравномерности набегающего потока в комплексе вычислительной гидродинамики FlowVision выполнено путем задания коэффициента пульсации потока b в диапазоне 0,03-0,08 и масштабом турбулентности l в диапазоне 0,1-0,2.

Улучшение характеристики профиля выполняется за счет струйного воздействия воды дополнительно в пограничный слой пера руля. Для исследований гидродинамических характеристики рулевого профиля используется программный комплекс FlowVision [19], успешно использующийся для решения задач гидродинамики корабля и профилированных устройств. На рисунке 7 показано векторное поле судового гидромеханического комплекса маневрирующего судна, оснащенного главным малооборотным двигателем, работающим на винт фиксированного шага, при угле отклонения рулевой плоскости 35° правого борта.

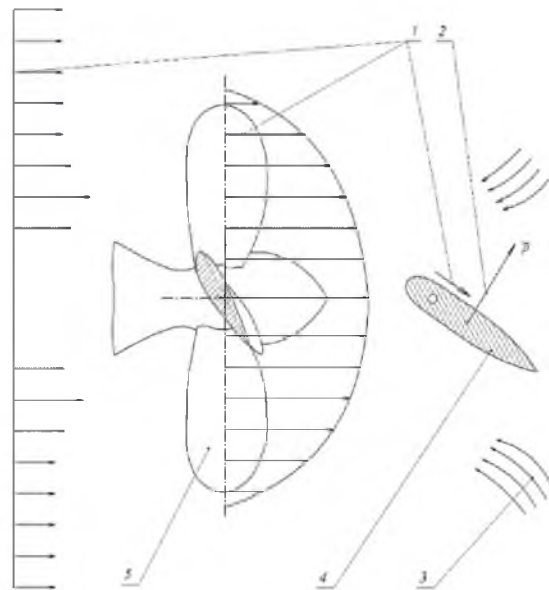


Рисунок 7 – Векторное поле скоростей жидкости, формирующийся под влиянием маневра судна: 1 – векторы скорости потока жидкости; 2 – вектор силы поворотного момента; 3 – засасываемый поток; 4 – рулевая плоскость; 5 – гребной винт

На рисунках 8-9 показано изменение векторного поля и параметров обтекания профиля лопасти при изменении угла атаки, параметров и направления выливаемой струй жидкости, параметров набегающего потока, позволяющие оценить гидродинамическое совершенство профиля пера руля и величину силы, определяющей создаваемый поворотный момент. В соответствии с типовым расположением пера руля [21].

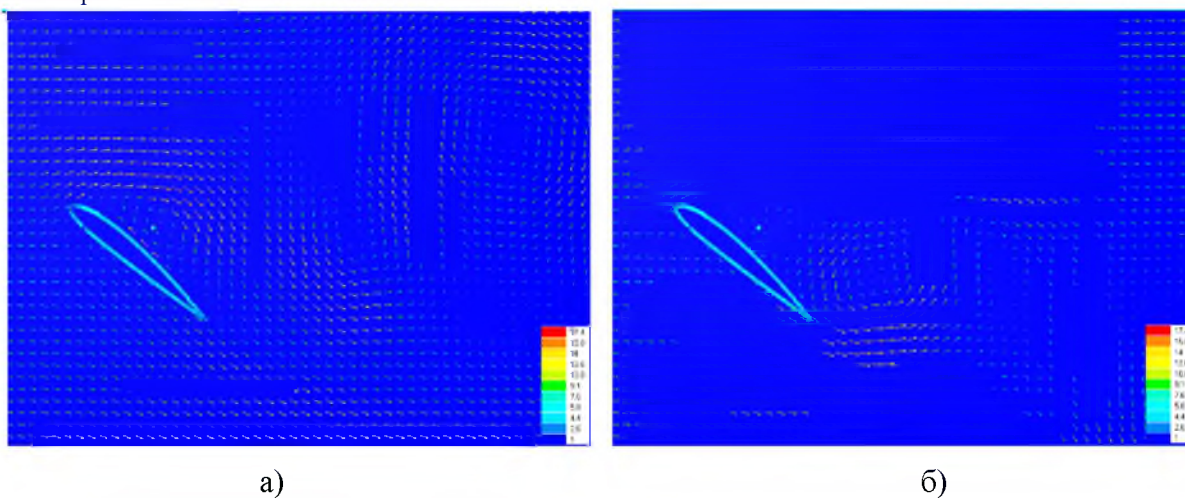
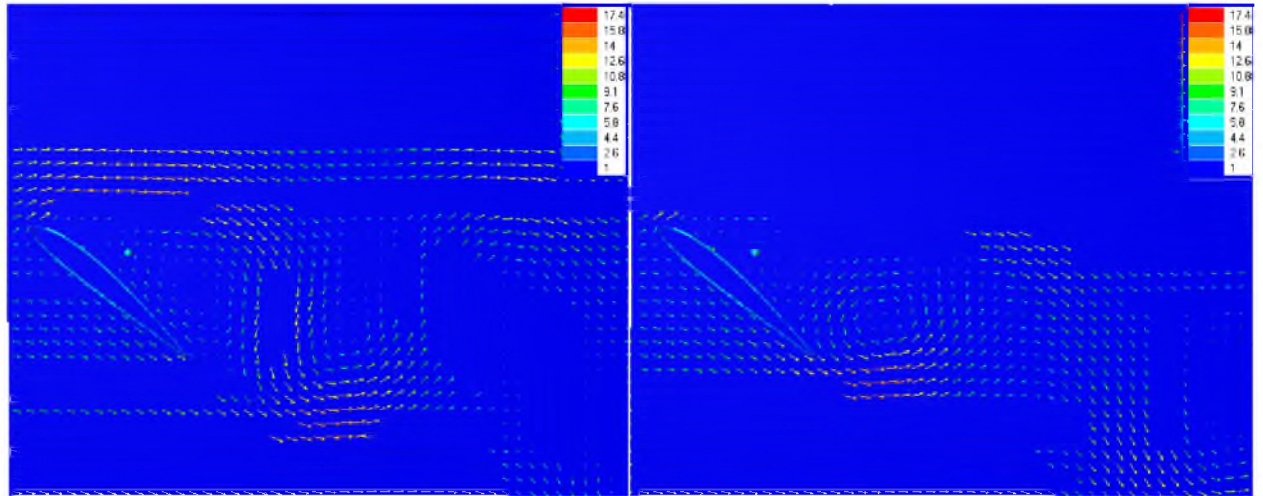


Рисунок 8 – Векторное поле скорости воды (м/с), взаимодействующей с рулевой поверхностью при значительном угле отклонения профиля ($\alpha=40^\circ$) и относительной скорости струи: а) $V_{стр}/V = 1$ б) $V_{стр}/V = 3$ при малой неравномерности набегающего потока $b=0,03, l=0,1$

Как показывает анализ рисунка 8, подача воды при запредельных углах поворота рулевой плоскости позволяет изменить характер и снизить интенсивность отрыва потока, изменить направление сдува и повысить эффективность рулевой

плоскости. За счет перераспределения подъемной силы и силы профильного сопротивления увеличивается поворотный момент.



а

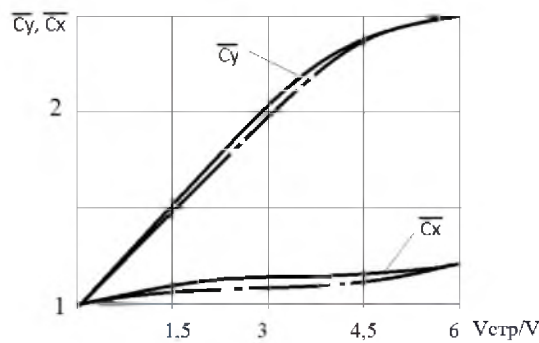
б

Рисунок 9 – Векторное поле скорости воды (м/с), взаимодействующей с рулевой поверхностью при значительном угле отклонения профиля ($\alpha=40^\circ$) при высокой неравномерности набегающего потока ($b=0,08, l=0,2$): а) $V_{стр}/V = 2$; б) $V_{стр}/V = 3$

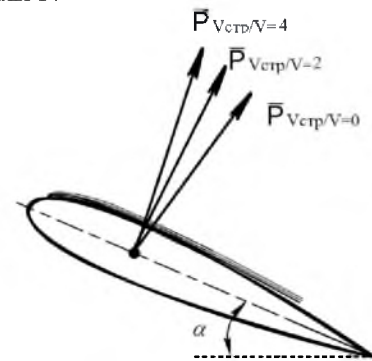
Анализ рисунка 9 позволяет говорить, что за счет управления пограничным слоем пера руля на запредельных углах отклонения позволяет изменять величину гидродинамической подъемной силы и вектор ее направления, а также перераспределят направление вихреобразования потока.

Полученные, в результате численного моделирования и расчетного исследования, условия работы рулевой плоскости в составе гидромеха-

нического комплекса показаны на рисунке 10. Относительное перераспределение подъемной силы профиля и профильного сопротивления, наблюдаемое при повышении неравномерности набегающего потока, учтено при оценке гидродинамического эффекта от подачи дополнительной воды на рулевую плоскость. При изменении параметров подаваемой дополнительной воды наблюдается отклонение вектора суммарной гидродинамической силы P .



а



б

Рисунок 10 – Относительный прирост гидродинамических характеристик (а) и отклонение вектора суммарной гидродинамической силы (б) при угле атаки 40° и изменении скорости подаваемой жидкости $V_{стр}/V$: штрихпунктирная линия $b=0,08, l=0,2$, сплошная линия $b=0,03, l=0,1$

Как показывает анализ рисунка 10, при значительных углах отклонения рулевой плоскости имеет широкий диапазон воздействия на гидродинамические характеристики пера руля, обеспечивая существенное увеличение подъемной силы на

фоне относительно малого изменения профильного сопротивления.

4 Влияние повышенной неравномерности набегающего потока и дополнительной воды, подаваемой на перо руля на режим работы главного двигателя

На рисунке 11 представлены обобщенные результаты численного моделирования условий работы СГМК при повышенной неравномерности

набегающего потока и подаче дополнительной воды на рулевую плоскость.

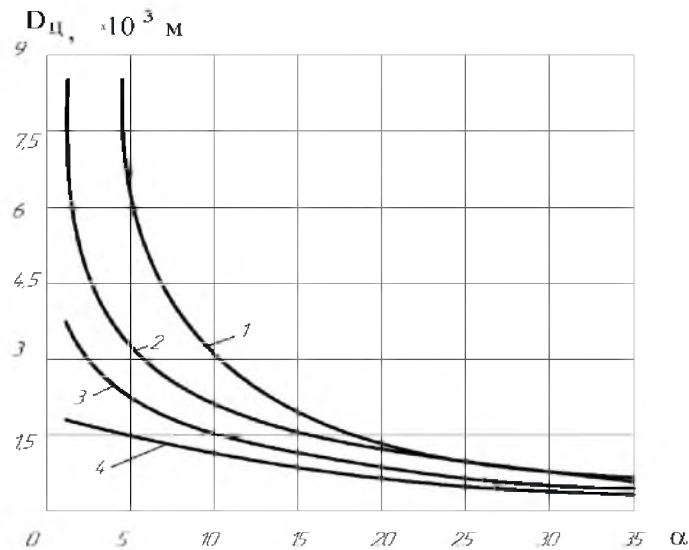


Рисунок 11 – Характеристики управляемости судна при повышенной неравномерности набегающего потока: 1 – стандартный профиль пера руля судна «в грузу»; 2 – стандартный профиль пера руля судна «в балласте»; 3 – струйно-механизированный профиль руля судна «в грузу»; 4 – струйно-механизированный профиль руля судна «в балласте»

На основании предложенного математического описания винтовой характеристики (2) проанализированы условия эксплуатации главного двигателя в зависимости от параметров подаваемой на рулевую плоскость дополнительно воды при совершении судном маневра. Управление

режимом работы главного двигателя достигается путем изменения коэффициента нагрузки винтовой характеристики. На рисунке 12 показаны диаграммы нагрузок главного двигателя маневрирующего судна при подаче дополнительной воды на рулевую плоскость.

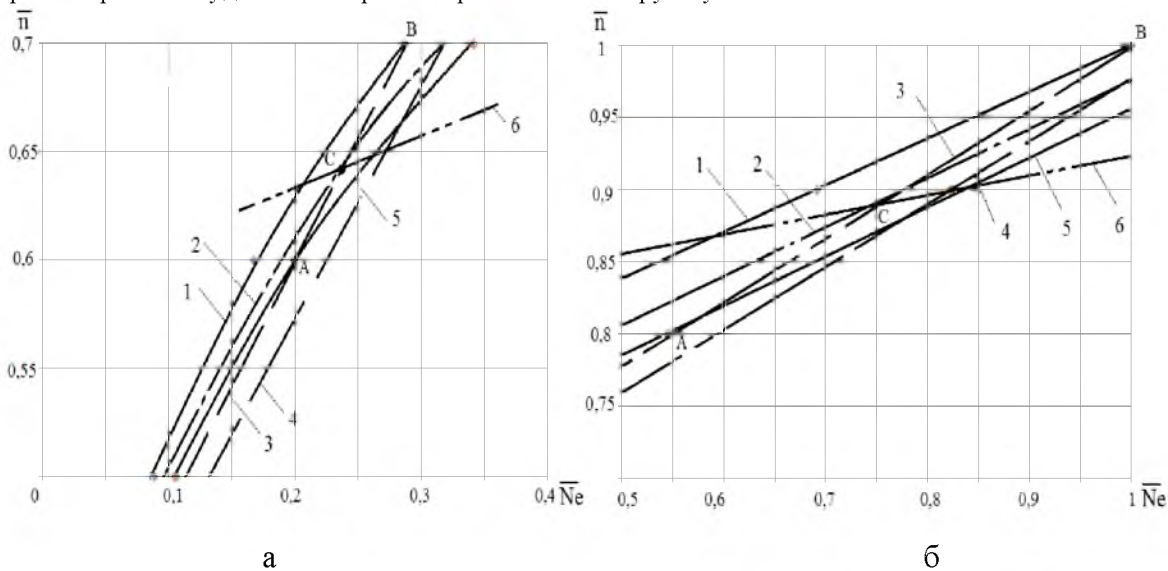


Рисунок 12 – Диаграммы нагрузок главного двигателя маневрирующего судна в зависимости от угла отклонения рулевой плоскости (α) и параметров дополнительно подаваемой воды ($V_{стр}/V$) при малых (а) и полных (б) скоростях движения: 1 – винтовая характеристика при $\alpha = 25^\circ$, $V_{стр}/V=0$; 2 – винтовая характеристика при $\alpha = 25^\circ$, $V_{стр}/V=3$; 3 – линия неизменного поворотного момента при $\alpha = 25^\circ$, $V_{стр}/V=0$; 4 – линия неизменного поворотного момента при $\alpha = 35^\circ$, $V_{стр}/V=0$; 5 – винтовая характеристика при $\alpha = 35^\circ$, $V_{стр}/V=0$; 6 – линия неизменного поворотного момента при $\alpha = 25^\circ$, $V_{стр}/V=3$

Согласно рисунка 12 постоянный поворотный момент может быть получен при различных углах отклонения пера руля – точки А, В, С.

Уменьшение угла перекадки руля из точки А в точку В при постоянном поворотном моменте по-

требует увеличения скорости судна и пропорционального увеличения (на 50-100%) потребляемой мощности главного двигателя. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению доступного «морского запаса» мощности и может привести к перегрузке двигателя, работающего по утяжеленной винтовой характеристике. Подача дополнительной воды на рулевую плоскость позволяет сохранить (т. С) поворотный момент при снижении угла отклонения рулевой плоскости при двукратном снижении потребляемой мощности, способствуя облегчению винтовой характеристики и ограничивая возможную перегрузку главного двигателя. Достижение требуемого поворотного момента при уменьшении угла отклонения рулевой плоскости повышает эффективность рулевого устройства и способствует повышению маневренности, как при малых скоростях движения, так и при проектной скорости судна.

Заключение

В результате проведенного анализа технической документации, численного моделирования и расчетного исследования установлена возможность ограничения перегрузки ГД и потери скорости судна путем снижения радиуса циркуляции. Повышение маневровых качеств судового гидромеханического комплекса достигается за счет увеличения поворотного момента путем струйной подачи дополнительной воды на рулевую плоскость судна. Это, в свою очередь, позволяет при совершении маневра уменьшить угол отклонения рулевой поверхности на 10-15°, и тем самым, предотвратить утяжеление винтовой характеристики, превышающей типовой «морской запас» (15% мощности) при совершении маневра. Исследование выполнено на примере пера руля судна дедвейтом 70 тыс. тонн, имеющего профиль рулевой плоскости аналогичный НАСА-0012. Установлено, что подача струй дополнительной воды на боковую кромку профиля, способствует повышению поперечной гидродинамической силы профиля и относительному снижению профильного сопротивления. Установлено значительное снижение влияния неравномерности набегающего потока на рулевую плоскость при трехкратном увеличении скорости дополнительной подаваемой воды. Для уточнения возможности повышения маневренных характеристик судна необходимо провести комплексный анализ изменения параметров обтекания корпуса судна, гребного винта и пера руля с учетом взаимодействия элементов пропульсивного комплекса. Повышение эффективности рулевой

плоскости при предельных углах отклонения позволяет предотвратить потери скорости судна и перегрузку главного двигателя при совершении маневров, требующих значительного «морского запаса» мощности.

Зависимость направления вектора суммарной гидродинамической силы рулевой плоскости от параметров подаваемой дополнительной воды, а также влияние добавочного сопротивления судна, изменяющегося при отклонении пера руля, формирует задачу нахождения оптимальных параметров струйного воздействия по критерию максимального поворотного момента для каждого из возможных углов отклонения рулевой плоскости. Представляет интерес дальнейшее исследование влияния профильного сопротивления рулевой плоскости на добавочное сопротивление корпуса судна при маневрировании, а также задач оптимизации пера руля, исследуемых различными международными научными группами.

Литература

1. Basic Principles of Ship Propulsion. Url: <https://marine.man-es.com/propeller-aft-ship//>, (дата обращения 01.12.2021).
2. Орлов, Е. И. Стандартизация в отрасли судового, тепловозного и промышленного двигателестроения / Е.И. Орлов, А.П. Петров, Г.Е. Живлюк // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. – 2016. – №4 (38). – С. 138-156. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-4-138-156
3. Осовский, Д.И. Повышение гидродинамических характеристик пера руля судна с использованием системы управления пограничным слоем / Д.И. Осовский, А.С. Паратов, А.Н. Горбенко, С.Х. Шмелев // Эксплуатация морского транспорта. – 2021. – №1(98). – С. 78-88. DOI 10.34046/aumsuomt98/13.
4. Sasaki, N., Kuribayashi, S., & Atlar, M. (2018, April). *Gate Rudder*®. In Proceedings of the 3rd International Symposium on Naval Architecture and Maritime (INT-NAM), Istanbul, Turkey. Pp. 24-25.
5. Shen, Y. T., Jiang Ch. W., Kenneth R. D. *Twisted Rudder for Reduced Cavitation*. J Ship Res. 1997. Vol. 44. Pp. 260–272.
6. Jialun, L., Quadvlieg F., Hekkenberg, R. Impacts of the rudder profile on manoeuvring performance of ships. 2016. Vol. 124. Pp. 226-240.
7. Ибрагимов, О.Э., Применение струйной механизации для повышения маневренности судов / О.Э. Ибрагимов, Д. И. Осовский // Рыбное хозяйство Украины. – 2011. – №5. – С. 45-47.
8. Кацман, Ф.М. Конструирование винто-рулевых комплексов морских судов / Ф. М. Кацман, Г.М. Кудреватый. – Л.: Судостроение, 1974. – 376с.

9. Гаврилов, В.В. Критерии оценки проектных решений по судовому пропульсивному комплексу / В.В. Гаврилов, Ю. В. Лабзин // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2021. – №51. – С. 45-47.
10. Дитятев, С. Г. Исследование изменений винтовой характеристики судового малооборотного дизеля в эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05 / Дитятев Сергей Германович. – Л.: ЛВИМУ им. адм. С. О. Макарова, 1984. – 295с.
11. Руководство по определению маневренных характеристик судов, Российский морской регистр судоходства, 2005. – 16с.
12. Расчет маневренности и проведение натуральных маневренных испытаний судов внутреннего и смешанного плавания, 2004. – 38с.
13. Печников, А.Н. Тенденции энергосбережения в современном судостроении / А.Н. Печников, Д.Т. Темиряев // Эксплуатация морского транспорта. – 2014. – № 1(73). – С. 33 - 37.
14. Черепанов, Б. Е. Судовые вспомогательные и промышленные механизмы, системы и их эксплуатация / Б.Е. Черпанов. – М.: Агропромиздат. – 1986. – 283 с.
15. Roh, M.I., Lee K.Y. Examples of Ship Design Model. In: Computational Ship Design. Springer, Singapore. 2018. Pp. 347–353. https://doi.org/10.1007/978-981-10-4885-2_17
16. Шаратов, А. С. Оценка влияния маневра крупнотоннажного танкера на винтовую характеристику малооборотного двигателя // Морские технологии: проблемы и решения-2021. – 2014. – С. 89-92.
17. Шаратов, А. С. Проверка гипотезы дополнительного струйного воздействия воды, подаваемой через щелевую насадку на лопасти гребного винта // Эксплуатация морского транспорта. – 2019. – №1. – С. 67-76.
18. Король, Ю. М. Влияние лопастных и профильных характеристик на гидродинамическую эффективность гребных винтов / Ю. М. Король, О. Н. Корнешок // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2017. – №4(70). – С. 80-88.
19. Сертификация Flowvision
Url:<http://www.thesis.com.ru/software/flowvision/>
(дата обращения 01.02.2022).
20. Шаратов, А. С. Особенности реализации дополнительного струйного воздействия воды на лопасти гребного винта фиксированного шага // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2019. – №1. – С. 53-62. DOI: <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2021-2-32-42>
21. Бажанкин, Ю. В. Анализ взаимодействия гребного винта с рулевым органом судна // Научные проблемы водного транспорта. – 2011. – №29. – С.11-15.
22. Кацман, Ф. М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна / Ф. М. Кацман. – М.: Транспорт, 1987. – 222с.

References

1. Basic Principles of Ship Propulsion. Url: <https://marine.man-es.com/propeller-aft-ship/>, (data obrashcheniya 01.12.2021).
2. Orlov, E. I. Standardization in the industry of ship, locomotive and industrial engine / E. I. Orlov, A.P. Petrov, G.E. Zhivlyuk // Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admiral S. O. Makarova. – 2016. – №4 (38). – Pp. 138 - 156. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-4-138-156.
3. Osovskii, D. I. Increasing of hydrodynamic descriptions of ship's rudder with the use of boundary layer control system / D. I. Osovskii, A.S. Sharatov, A.N. Gorbenko, S. Kh. Shmelev // Ekspluatatsiya morskogo transporta. – 2021. – №1(98). – Pp. 78-88. DOI 10.34046/aumsuomt98/13.
4. Sasaki, N., Kuribayashi, S., & Atlar, M. (2018, April). *Gate Rudder®*. In Proceedings of the 3rd International Symposium on Naval Architecture and Maritime (INT-NAM), Istanbul, Turkey. Pp. 24-25.
5. Shen, Y. T., Jiang Ch. W., Kenneth R. D. *Twisted Rudder for Reduced Cavitation*. J Ship Res. 1997. Vol. 44. Pp. 260–272.
6. Jialun, L., Quadvlieg F., Hekkenberg, R. Impacts of the rudder profile on manoeuvring performance of ships. 2016. Vol. 124. Pp. 226-240.
7. Ibragimov O. E., Primenenie strujnoj mekhanizacii dlya povysheniya manevrenno-sti sudov / O.E. Ibragimov, D. I. Osovskij // Rybnoe hozyajstvo Ukrainy. – 2011. – № 5. Pp. 45-47. .
8. Katsman, F.M. Konstruirovanie vinto-rulevyh kompleksov morskikh sudov/ F.M. Katsman, G.M. Kudrevatyj. – L.: Sudostroenie, 1974. – 376p.
9. Gavrilov, V.V. Criteria for evaluating design solutions for the ship's propulsion system / V.V. Gavrilov, Yu.V. Labzin // Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra. – 2021. – №51. – Pp. 45-47. DOI: 10.24937/2542-2324-2021-1-S-I-45-47.
10. Dityatev, S. G. Issledovanie izmenenij vintovoj karakteristiki sudovogo malo-oborotnogo dizelya v ekspluatatsii: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.08.05 / Dityatev Sergej Germanovich. – L.: LVIMU im. adm. S. O. Makarova, 1984. – 295p.
11. Rukovodstvo po opredeleniyu manevrennyh karakteristik sudov, Rossijskij mor-skoj registr sudohodstva, 2005. – 16p.
12. Raschet manevrennosti i provedenie naturnyh manevrennyh ispytanij sudov vnutrennego i smeshannogo plavaniya, 2004. – 38p.
13. Pechnikov, A.N. Tendencii energosberezheniya v sovremennom sudostroenii / A.N. Pechnikov, D.T. Temiryayev // Ekspluatatsiya morskogo transporta. – 2014. – № 1(73). – Pp. 33 - 37.
14. Cherepanov, B. E. Sudovye vspomogatel'nye i

- promyslovye mekhanizmy, sistemy i ih ekspluatatsiya / B.E. SHERPANOV. – M.: Agropromizdat. – 1986. – 283 s.
15. Roh, M.I., Lee K.Y. Examples of Ship Design Model. In: Computational Ship Design. Springer, Singapore. 2018. Pp. 347–353. https://doi.org/10.1007/978-981-10-4885-2_17
 16. Sharatov, A.S. Ocenka vliyaniya manevra krupnotonnazhnogo tankera na vintovuyu harakteristiku malo-oborotnogo dvigatelya // Morskoe tekhnologii: problemy i resheniya-2021. – 2014. – Pp. 89-92.
 17. Sharatov, A.S. Verification of the hypothesis of jet the impact of additional water supplied to the blades of the propeller // Ekspluatatsiya morskogo transporta. – 2019. – №1. – Pp. 67-76.
 18. Korol Y. M., Influence of blade and profile characteristics on hydrodynamic efficiency of marine propellers / Y. M. Korol, O. M. Kornelyuk // Nauka i progress transporta. Vestnik Dnepropetrovskogo nacionalnogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta. – 2017. – №4(70). – Pp. 80-88.
 19. Sertifikatsiya Flowvision
Url: <http://www.thesis.com.ru/software/flowvision/> (data obrashcheniya 01.12.2021).
 20. Sharatov, A. S. Improvement of mooring tests of main engine running to fixed pitch propeller / A. S. Sharatov, A. N. Gorbenko // Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies. 2021. №. 2. Pp. 32-42. DOI: <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2021-2-32-42>
 21. Bazhankin, Y. Analysis of propeller – steering element interaction / Nauchnye problemy vodnogo transporta. – 2011. – №29. – Pp.11-15.
 22. Katsman, F. M. Ekspluatatsiya propul'sivnogo kompleksa morskogo sudna / F. M. Kacman. – M.: Transport, 1987. – 222p.

УДК 621.891:621.892

DOI: 10.34046/aumsuomt 103/23

ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО СПЕКТРАМ ВИБРАЦИИ

К.Б. Пальчик, кандидат технических наук, доцент

И.М. Кругова, старший преподаватель

Д.В. Огурцов, кандидат технических наук, доцент

Н.А. Халилов, старший преподаватель

Подшипник качения используется во множестве судовых машин и механизмов. Они являются многократно заменяемыми, высоко нагруженными элементами. Износ подшипников и не своевременная их замена могут привести к неработоспособному состоянию механизма и к аварийной ситуации. В статье показаны основные причины выхода из строя подшипников качения. В этой связи, чрезвычайно важно отслеживать их состояние с целью предотвращения аварийных ситуаций. Своевременные методы безразборной диагностики позволяют определить состояние подшипника по спектру вибраций. Для этого используются анализаторы спектра, каждый из которых ориентирован на работу в определенном диапазоне частот. В статье приводится расчет ожидаемого диапазона частот для конкретного подшипника. Это позволяет с помощью выбранного анализатора спектра своевременно отслеживать неисправность подшипника и произвести его замену.

Ключевые слова. Подшипник качения. Износ. Усталость. Дефект. Спектр вибраций. Сепаратная частота. Диагностика. Анализатор спектра.

ASSESSMENT OF THE STATE OF ROLLING BEARINGS BY VIBRATION SPECT

K.B. Palchik, I.M. Krugova, D.V. Ogurtcov, N.A. Khalilov

The rolling bearing is used in a variety of marine machinery and equipment. They are reusable, highly loaded elements. Wear of bearings and their failure to replace them in a timely manner can lead to an inoperative state of the mechanism and to an emergency. The article shows the main reasons for the failure of rolling bearings. In this regard, it is extremely important to monitor their condition in order to prevent emergencies. Timely CIP methods allow you to determine the condition of the bearing based on the vibration spectrum. For this, spectrum analyzers are used, each of which is focused on working in a specific frequency range. The article provides a calculation of the expected frequency range for a particular bearing. This allows the selected spectrum analyzer to timely track and replace bearing failures

Keywords: Friction bearing. Wear. Fatigue. Defect. Vibration spectrum. Separate frequency. Diagnostics. Spectrum analyzer.