

УДК 629.122

Ю.Л. МОШЕНЦЕВ¹, В.А. ИВАНКОВ², А.А. ГОГОРЕНКО²¹*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина*²*ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НАСАДКИ ВИНТА МАЛОГО СУДНА В КАЧЕСТВЕ ВОДО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрены граничные условия и использование насадки винта малого судна в качестве водо-водяного теплообменника судового двигателя с жидкостной системой охлаждения при использовании судна в водоизмещающем режиме движения.

двигатель, винт, насадка на винт, двигатель, жидкостная система охлаждения, водо-водяная система охлаждения, теплообменник.

Введение

С целью минимизации необходимой мощности, снижения эксплуатационных расходов и загрязнения окружающей среды, ход малого судна целесообразен в водоизмещающем режиме движения.

Как было показано ранее [1], оптимальная абсолютная скорость движения зависит от длины судна по ватерлинии и расположения максимумов и минимумов волнового сопротивления.

Для реализации максимально возможного КПД винта на малых скоростях движения, необходимо обеспечивать низкую частоту вращения, что ведет к увеличению диаметра винта.

Это вступает в противоречие с требованием небольшой осадки малого судна. Частично примерить противоречие можно, применив насадку винта на режимах движения, при которых она эффективна.

Из выявленной специфики судоходных для малых судов акваторий Украины, в связи с загрязненностью вод взвесями и водорослями необходим грязе- и коррозионно-устойчивый, экономичный водо-водяной охладитель теплоносителя внутреннего контура жидкостного охлаждения двигателя.

Данная публикация предлагает вариант комплексного решения этой проблемы, который предполагает использование насадки винта малого водоизмещающего судна в качестве водо-водяного охладителя двигателя.

дителя двигателя.

Формулирование проблемы. Целью данной работы является уточнение конструктивной схемы, основных параметров, взаимосвязей и условий применения экономичного, грязе- и коррозионно-устойчивого, экологичного охладителя теплоносителя внутреннего контура системы охлаждения двигателя малого судна, движущегося в экономичном водоизмещающем и переходном режимах.

Выделение нерешенных задач. Традиционно в судостроении для охлаждения двигателей применяются двухконтурные водо-водяные системы. Внешние контуры снабжаются самовсасывающими циркуляционными насосами и водо-водяными охладителями. Подвесные лодочные моторы оборудуются одноконтурными проточными системами забортной воды. Для защиты от коррозии используются специальные материалы и протекторная защита. Система воздушного охлаждения практически не применяется, а радиаторная – крайне ограничено, только для аварийных и резервных агрегатов. Применяемые системы терпимы в условиях эксплуатации открытого моря с более чистой водой, но разрушаются от коррозии и требуют регулярной чистки. Кроме того, металл протекторной защиты отравляет воду своими соединениями. Известны системы днищевых и килевых водо-водяных теплообменников, лишенных части вышеназванных недостатков, но приобретших

новые [2]. Теория применения насадки на винты с высоким коэффициентом нагрузки, свойственным малым судам с водоизмещающим режимом движения, подробно изложена в работах [3, 4]. Вопросы использования насадки с винтами подвесных лодочных моторов и поворотных-откидных колонок малых судов проработаны меньше. Практически не исследовано использование насадки в качестве водяного охладителя.

Постановка задачи. Исследование использования насадки в качестве водо-водяного охладителя судового двигателя, как надежного, экологичного, грязеустойчивого теплообменника.

Решение задачи

Известны: конструктивные параметры насадки, расход теплоносителя внутреннего контура (пресная вода), температура воды на выходе из двигателя, количество теплоты, которое необходимо отвести в воду (тепловая мощность системы охлаждения).

Определить: действительное количество теплоты, которое может быть отведено насадкой предлагаемой конструкции в рассматриваемых условиях эксплуатации.

Построение профиля насадки выполнено согласно рекомендациям [5] в зависимости от диаметра гребного винта. Направляющая насадка представляет собой замкнутое, пустотелое кольцо с авиационным профилем (см. рис.1). Поперечное сечение кольца разделено кольцевой перегородкой 1 на наружный и внутренний каналы. Оба канала имеют по одной продольной перегородке в верхней части кольца (см. поз. 2 и 3). Пресная вода входит в наружный канал насадки, делает почти полный круг внутри кольцевой полости, затем через перепускные отверстия переходит во внутренний канал насадки, снова делает полный круг и по отводному каналу в баллере уходит к двигателю. В соответствии с размерами сечения насадки определяются площади поверхности теплообмена и площади сечения кана-

лов под проход жидкости внутреннего контура, а также прочие размеры, участвующие в последующих вычислениях.

Общая методика расчета. В основе решения сформулированной задачи лежат уравнения теплового баланса, уравнения расхода, теплоотдачи, теплотеплопередачи, уравнения граничных условий и некоторые другие. Рассмотрим эти уравнения применительно к нашему теплообменнику (ТО).

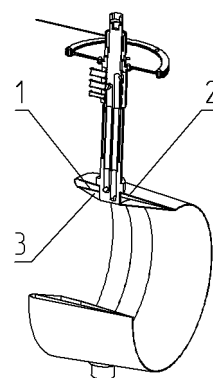


Рис. 1. Сечение насадка

Уравнения теплового баланса:

$$Q_w = G_w \cdot C_p \cdot (T_{w2} - T_{w1}) = W_n \cdot \Delta T_w, \quad (1)$$

где Q_w – количество теплоты, которое отводится в теплоноситель внутреннего контура, кВт; G_w – массовый расход теплоносителя, кг/с; $C_p = 4910$ – изобарная теплоемкость пресной воды, Дж/(кг·К); T_{w2} и T_{w1} – температуры жидкости внутреннего контура на входе и на выходе из ТО соответственно, К; W_n – энергоемкость потока пресной воды, Вт/К.

Уравнение расхода забортной воды через насадку со стороны винта:

$$G'_w = \rho \cdot f_g \cdot \omega_g, \quad (2)$$

где ρ – плотность забортной воды, кг/м³; f_g – площадь сечения насадки, м²; ω_g – скорость забортной воды в канале гребного винта, м/с.

Уравнение расхода забортной воды, омывающей наружную поверхность профильного кольца насадки:

$$G''_w = \rho \cdot f_n \cdot \omega_n, \quad (3)$$

где f_n – площадь потока заборной воды, принимающей участие в процессе теплообмена; ω_n – скорость обтекания насадка заборной водой, м/с.

Энергоемкость потока заборной воды определяется как:

$$W_3 = (G'_w + G''_w) \cdot C_{pz}, \quad (4)$$

Энергоемкость потока пресной воды:

$$W_n = G_w \cdot C_{pn}, \quad (5)$$

Следует отметить, что для рассматриваемого примера $W_3 \gg W_n$, и в этом случае

$$S = \frac{W_n}{W_3} = 0,0004...0,0007. \quad (6)$$

При столь малых значениях S не вполне точная идентификация схемы взаимного течения теплоносителей не будет источником существенных погрешностей при определении теплового КПД насадки-теплообменника.

Уравнение расхода пресной воды:

$$G_w = \frac{\rho_w \cdot f_\Sigma \cdot \omega_n}{b_w}, \quad (7)$$

где ρ_w – плотность охлаждающей жидкости, кг/м³; f_Σ – суммарная площадь каналов насадки в продольном сечении, м²; ω_n – скорость течения пресной воды внутри канала насадки; м/с; b_w – количество каналов в насадке.

Коэффициент теплопередачи в насадке:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_w} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha'_w}, \quad (8)$$

где α_w и α'_w – коэффициенты теплоотдачи от наружной поверхности к заборной воде и от внутренней поверхности стенок каналов насадки к пресной воде, Вт/(м²·К); R_{cm} – термическое сопротивление стенки, м²·К/Вт.

Уравнение граничных условий по теплообмену для заборной воды для $Re \geq 10000$ [6]:

$$\alpha'_w = 0,037 \cdot Re_{wL}^{0,8} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \frac{\lambda}{L}, \quad (9)$$

где Re_{wL} – критерий Рейнольдса по воде; Pr_w – критерий Прандтля по воде; λ – коэффициент тепло-

проводности заборной воды, Вт/(м·К); L – длина насадки, определяющий размер.

Для $Re \geq 10000$ коэффициент теплоотдачи во внутренних каналах насадки вычисляется по формуле [6]:

$$\alpha_w = 0,021 \cdot Re_w^{0,8} \cdot d_o \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \frac{\lambda_w}{d_o}, \quad (10)$$

где λ_w – коэффициент теплопроводности охлаждающей жидкости, Вт/(м·К); d_o – эквивалентный диаметр внутреннего канала, м.

Действительное количество теплоты, отводимой через насадку, определяется по величине теплового КПД насадки-теплообменника:

$$\eta = \frac{Q_w}{Q_m} = \frac{W_n \cdot \Delta T_w}{W_{\min} \cdot \Delta T_{\max}}, \quad (11)$$

Учитывая, что в нашем случае $W_{\min} = W_n$, а

$$\Delta T_{\max} = T_{w2} - T_w,$$

где T_w – температура заборной воды, К.

Получим

$$\eta = \frac{\Delta T_w}{T_{w2} - T_w}. \quad (12)$$

Откуда действительное количество отведенного тепла будет равно:

$$Q_w = \eta \cdot (T_{w2} - T_w) \cdot W_n. \quad (13)$$

Тепловой КПД насадки может быть установлен как функция числа единиц переноса теплоты N , отношения энергоемкостей S и схемы взаимного течения теплоносителей. Соответствующая функция может быть принята на основании [7] при том, что схема взаимного течения теплоносителей выбрана как однократный перекрестный ток с допустимой в данном случае степенью идентичности (выше было обосновано положение о возможности соответствующего упрощения). Параметр N вычисляется по формуле:

$$N = \frac{k \cdot F}{W_{\min}}, \quad (14)$$

где F – площадь поверхности охлаждения;

$W_{\min}$ – меньшая из двух энергоемкостей потока, проходящих через ТО.

Функция $\eta = f(N, S, \text{схемы})$ имеет вид:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\Gamma \frac{I}{S}\right);$$

$$\Gamma = 1 - \exp(-N \cdot S). \quad (15)$$

Последовательность выполнения расчетов. Из уравнения теплового баланса по формуле (1) определяем необходимый температурный перепад по пресной воде. По формуле (2) и (3) рассчитывается массовый расход заборной воды, который используется для оценки параметра отношения энергоемкостей потоков пресной и заборной воды в формуле (6). По формуле (8) определяем коэффициент теплопередачи, предварительно по формулам (9) и (10) оценив коэффициенты теплоотдачи от наружной поверхности к заборной воде и от внутренней поверхности стенок каналов насадки к пресной воде. Входящие в них значения критериев Рейнольдса и Прандтля рассчитывают по формулам:

$$\text{Pr}_w = \frac{\mu \cdot C_{p_w}}{\lambda_w}$$

$$\text{и } \text{Re}_w = \frac{w_n \cdot d_o}{\nu}.$$

Из уравнения расхода (7) определяем скорость течения пресной воды в каналах насадки, предварительно задавшись их количеством. Оценив значения k , F , и $W_{\min}$, по формуле (14) определяем число единиц переноса теплоты N . По формуле (15) определяем значение теплового КПД теплообменника. Для определения действительного количества теплоты, которое может быть отведено насадкой в рассматриваемых условиях эксплуатации используется формула (13). Удобной для анализа является величина разности температур пресной воды на входе и выходе из насадки, значение которой может быть получено из уравнения теплового баланса (1).

Анализ результатов расчета. Основные расчетные параметры насадки представлены в табл. 1.

По данным табл. 1 можно сделать выводы о том, что при номинальном режиме работы двигателя мощностью 10 л.с. рассматриваемый теплообменник

при самом тяжелом режиме работы судовой установки способен отводить почти в три раза большее количество теплоты по сравнению с необходимым.

Таблица 1

Расчетные параметры насадки

№ п/п	Параметр	Значение	Ед. изм.
1	Массовый расход охлаждающей жидкости	0,22	кг/с
2	Необходимый температурный перепад по пресной воде	8	К
3	Расход заборной воды через насадку	820	кг/с
4	Число Рейнольдса по заборной воде	1118012	
5	Коэффициент теплоотдачи по заборной воде	10795	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
6	Скорость воды в каналах насадки	0,07	м/с
7	Число Рейнольдса для охлаждающей жидкости	11765	
8	Коэффициент теплоотдачи для охлаждающей жидкости	582	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
9	Коэффициент теплопередачи	543	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
10	Число единиц переноса теплоты	0,26	
11	Отведенное тепло в насадке	21	кВт
12	Тепловой КПД теплообменника	0,35	
3	Максимально возможная разница температур в охладителе	19	К

На способность теплообменника отводить тепло существенно влияет производительность циркуляционного насоса двигателя. Так, увеличение массового расхода охлаждающей жидкости через каналы насадки в два раза, позволит отводить в теплообменнике до 32 кВт теплоты. С увеличением производительности насоса возрастает и скорость движения теплоносителя по каналам насадки. Она увеличится до 0,10 м/с при сохранении прежнего количества ходов по воде. Для увеличения скорости движения охлаждающей жидкости в полости насадки, при неизменном расходе циркуляционного насоса, необходимо увеличивать количество ходов по воде

и организовывать ее движение таким образом, чтобы относительно забортной воды получить схему перекрестного тока при общем противотоке. Такая схема течения жидкости в полости насадки позволит увеличить запас по количеству отведенного тепла. Количественная оценка потока жидкости, проходящего с наружной стороны профильного кольца насадки и участвующего в процессе теплообмена затруднительна. Параметры этого потока могут значительно изменяться в зависимости от условий плавания и эксплуатации судна.

В частности, при работе винта на упор, при неподвижном судне, теплообмен между наружной поверхностью профильного кольца насадки и забортной водой будет осуществляться за счет свободной конвекции. Оценка расхода вышеупомянутого потока производилась по формуле 3, в которой скорость обтекания насадки забортной водой принималась равной скорости движения судна.

Выводы и направление дальнейшего исследования

1. Кольцевая насадка, спроектированная под параметры гребного винта, вполне может выполнять роль охладителя теплоносителя внутреннего контура системы охлаждения судового двигателя при изготовлении ее в виде полого кольца с организованным движением охлаждаемой жидкости.

2. При расходах пресной воды, обычных для выбранной мощности, внутренний канал насадки должен быть разделен одной кольцевой и двумя продольными перегородками (см. рис. 1). Такая конструкция отвечает оптимальной технологичности, но имеет сравнительно малый запас по теплоотводу, который установлен с учетом возможных неблагоприятных влияний на процессы теплообмена.

3. Увеличение числа перегородок улучшит теплотехнические параметры насадки, обеспечив таким образом практически гарантированно любой необ-

ходимый теплосъем в пределах поставленной задачи, но сделает конструкцию менее технологичной.

4. Дальнейшая работа должна быть направлена на уточнение параметров насадки-теплообменника при различных режимах и условиях плавания малого судна, а также на оценку возможности замены теплоносителя внутреннего контура незамерзающими жидкостями.

Литература

1. Иванков В.А. Комплексная оптимизация ходкости малых судов и их двигательных комплексов по экономическим и экологическим критериям // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 10-12.
2. Емельянов Ю.В., Дзякевич В.С. Катер с автомобильным мотором. – М., ДОСААФ, 1957. – 220 с.
3. Дорогостайский Д.В., Жученко М.М., Мальцев Н.Я. Теория и устройство судна. – Л.: Судостроение, 1964. – 512 с.
4. Катера и лодки в вопросах и ответах: Справочник / Под ред. Г.М. Новака. – Л.: Судостроение, 1977. – 288 с.
5. Войткунский Я.И., Першиц Р.Я., Титов И.А. Справочник по теории корабля. Судовые движители и управляемость. – Л.: Судостроение, 1973. – 512 с.
6. Мошенцев Ю.Л. Теплообменные аппараты ДВС: Учебное пособие. – Николаев: Николаевская областная типография, 2006. – 431 с.
7. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967. – 223 с.

Поступила в редакцию 4.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.