
УДК 629.56: 629.5.064

В.В. Будашко, канд. техн. наук, **Е.А. Юшков**, аспирант
Одесская национальная морская академия
(Украина, 61029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8,
тел. (048) 7332367, e-mail: bvv@te.net.ua, eugine_86@mail.ru)

Математическое моделирование всережимных регуляторов оборотов подруливающих устройств судовых энергетических установок комбинированных пропульсивных комплексов

На основе системного подхода с учетом технических характеристик судовой энергетической установки комбинированного пропульсивного комплекса динамически позиционирующего нефтедобывающего судна и существующих ограничений по мощности и моменту на валу, а также различных стратегий управления подруливающими устройствами разработана математическая модель всережимного регулятора оборотов. Получены математические модели, передаточные функции и созданы блок-схемы замкнутых систем регулирования частоты вращения, момента и мощности подруливающего устройства, зависящих от динамических характеристик судна, находящегося в условиях нестабильности работы винта и воздействия окружающей среды. На основании разработанной в среде MatLab/ Simulink имитационной модели всережимного регулятора оборотов для тестового примера получены результаты моделирования автоматического перехода регулятора из одного режима работы в другой в зависимости от эксплуатационных условий.

На основі системного підходу з урахуванням технічних характеристик суднової енергетичної установки комбінованого пропульсивного комплексу нафтовидобувного судна, що динамічно позиціонує, та існуючих обмежень по потужності і моменту на валу, а також різних стратегій управління підрулюючими пристроями розроблено математичну модель всережимного регулятора обертів. Отримано математичні моделі, передавальні функції і блок-схеми замкнених систем регулювання частоти обертання, моменту і потужності підрулюючого пристрою, що залежать від динамічних характеристик судна, яке перебуває в умовах нестабільності роботи гвинта і під дією доквілля. На основі розробленої в середовищі MatLab/Simulink імітаційної моделі всережимного регулятора обертів для тестового прикладу отримано результати моделювання автоматичного переходу регулятора з одного режиму роботи в інший залежно від експлуатаційних умов.

Ключевые слова: энергетическая установка, пропульсивный комплекс, регулятор.

© В.В. Будашко, Е.А. Юшков, 2015

Буровые суда, имеющие более высокую маневренность, скорость перемещения и большую автономность по сравнению с полупогружными буровыми установками (ППБУ), используются при бурении поисковых и разведочных скважин в отдаленных районах на глубинах акваторий до 3000 м. В отличие от ППБУ для буровых судов установлены большие ограничения в работе в зависимости от волнения моря. Так, вертикальная качка буровых судов при бурении допускается до 3,6 м, а ППБУ — до 5 м. К недостаткам последних можно отнести малую скорость передвижения.

В зависимости от типа бурового средства используется один из трех известных способов удержания его над точкой бурения и применяется соответствующая система управления распределением мощности (PMS, Power Management System). Судовая энергетическая установка (СЭУ) таких комбинированных пропульсивных комплексов (КПК) обычно состоит из 6—10 мощных двигателей подруливающих устройств (ПУ) различных конструкций в зависимости от расположения на судне для позиционирования, которые питаются от четырех—шести высоковольтных синхронных генераторов (СГ). Генераторы подключаются к шинам не менее двух главных распределительных щитов, соединенных между собой с помощью интегрального выключателя. Функции PMS реализованы в трех независимых системах управления, а именно: системе динамического позиционирования (DP, Dynamic Positioning), сверления (DC, Direct Current) и системы управления данными (DMS, Data Management Systems). Функции управления питанием каждой системы осуществляются самостоятельно, через специальные входы для датчиков от основных электрических сетей. Системы рассчитывают общую мощность с учетом общей нагрузки, которая автоматически уменьшается в случае превышения заранее установленных пределов.

При исследовании принципов синтеза и функционирования DP судов, оснащенных сложным КПК, рассматриваются типичные пропорционально-интегрально-дифференциальные (ПИД) регуляторы в различных контурах систем управления, несмотря на существенные их недостатки (сложность параметризации, чувствительность к шумам, необоснованные расходы энергии и др.) [1, 2]. В некоторых СЭУ КПК с DP при остановке главного и вспомогательного двигателей, а также одного из ПУ, судно все-таки удерживает позицию даже в сложных погодных условиях. Иногда работа с DP2 при наличии глобальной спутниковой навигационной системы с выведенным устройством FanBeam [3] и работающим автопилотом сводится, по сути, к работе с DP1, а самые современные бета-версии K-POS [4] не решают проблемы плохой управляемости судна. Понятно, что повышением быстродействия системы DP невозможно добиться энергетической эффективности СЭУ КПК и точности позиционирования судна.

Следовательно, задачу можно сформулировать так: повышение энергетической эффективности СЭУ КПК в режиме DP и обеспечение выполнения технологических условий в результате совершенствования регуляторов оборотов (РО) ПУ с использованием гибких обратных связей.

Постановка задачи. Для эффективного выполнения главной задачи — удерживаться в заданной позиции — СЭУ КПК должно быть оборудовано ПУ со всережимными РО, способными согласно технологическому процессу обеспечивать маневрово-технические характеристики во всем диапазоне изменения энергетических запросов с одновременной стабилизацией координат электроприводов ПУ, т.е. с автоматическим, в отличие от РО теплового гребного двигателя, выбором регулируемого параметра.

Работа гребных винтов СЭУ КПК в режиме DP сопровождается большими потерями мощности, момента и, следовательно, упора, вызванных осевым притоком воды вследствие влияния таких эффектов:

движение воды перпендикулярно оси гребного винта, вызванное течением от скорости судна или потоков с других двигателей в направлении притока через отклонения потока винта (кросс-сочетание сопротивлений);

кавитация (всасывание воздуха) при тяжелых нагрузках на винт, приводящая к уменьшению давления на лопасти винта при его малом погружении во время движения судна перпендикулярно волнам;

экстремальные условия с большими амплитудами движения судна перпендикулярно поверхности воды, приводящие к внезапному падению тяги и крутящего момента с эффектом гистерезиса;

одновременное снижение тяги и изменение ее направления, которое может произойти вследствие взаимодействия потока от ПУ с корпусом, вызванного давлением, когда тяга ПУ направлена вдоль корпуса (так называемый эффект Коанда);

потеря упора ПУ, вызванная влиянием гребного потока от одного двигателя на соседние двигатели и приводящая к значительному снижению тяги, если не приняты соответствующие меры в алгоритме распределения упоров на ПУ.

Реализация всережимного РО гребного двигателя ПУ позволит минимизировать влияние перечисленных эффектов в результате автоматического перевода регулятора из одного режима работы в другой в зависимости от эксплуатационных условий, чего невозможно добиться, например, при регулировании только оборотов или только момента.

Математическое моделирование всережимного РО ПУ СЭУ КПК с DP, обеспечивающих стабильность тяги, вращающего момента на валу во всем диапазоне регулирования и, собственно, повышение эффективности передачи мощности к гребным винтам с одновременным удержанием судном позиции, будем проводить исходя из следующих допущений.

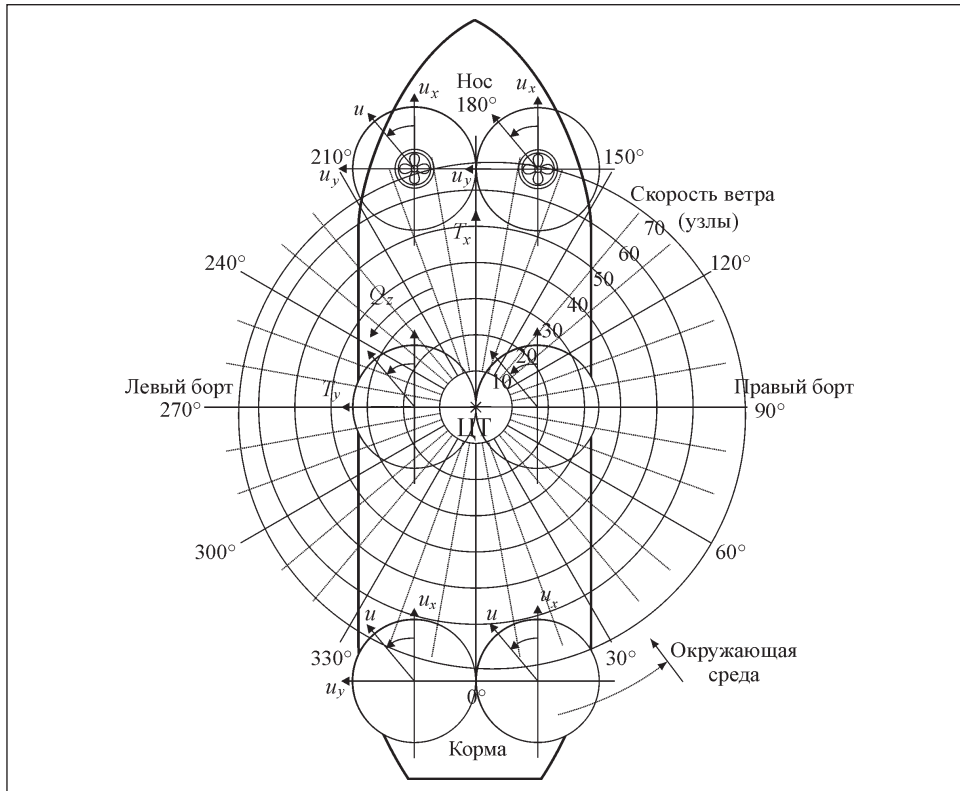


Рис. 1. Схема зон упоров ПУ и сил, действующих на судно: ЦТ — центр тяжести; T_y , T_x — упоры ПУ; Q_z — поворотный момент

Каждый тип ПУ имеет свои конструктивные особенности. Значения некоторых важных параметров могут быть различными для различных видов ПУ, но объединяющим фактором для них является окружающая среда. На рис. 1 схематически представлен план зоны упоров и сил, действующих на буровое судно с ПУ азимутального типа. Состояние каждого двигателя задано вектором тяги $u = (u_x, u_y)$. Все двигатели смоделированы в прямоугольной системе координат, но можно использовать и полярные координаты для зафиксированных двигателей ПУ, которые не вращаются азимутально, включением постоянного угла в матрице конфигурации. При использовании одинаковой системы координат для всех типов двигателей может возникнуть одно или два дополнительных ограничения для каждого зафиксированного двигателя.

Формирование модели всережимного РО. Для винтов фиксированного шага взаимодействие между моментом винта Q_p , упором T_p и мощ-

ностью P_p винта находим на основании диаграммы свободной воды и уравнений динамики относительно частоты вращения вала и диаметра винта [5]:

$$\begin{aligned} T_p &= \rho D^4 K_T n |n| \text{ (Н)}, \\ Q_p &= \rho D^5 K_Q n |n| \text{ (Нм)}, \\ P_p &= \frac{2\pi}{60} n Q_p \text{ (Вт)}, \end{aligned} \quad (1)$$

где n — частота вращения винта, рад/с; ρ — плотность воды, кг/м³; D — диаметр винта, м; K_T — коэффициент упора винта; K_Q — коэффициент момента. Относительный шаг винта $\lambda = V_a / (nD)$, где V_a — скорость притока воды на гребной винт. Эффективность использования винта на открытой воде определяется как отношение выполненной винтом работы для получения силы тяги к работе, необходимой для преодоления крутящего момента на валу:

$$\eta_0 = \frac{V_a F}{2\pi n T_p} = \frac{\lambda K_T}{2\pi K_Q}.$$

Значения K_T , K_Q и η_0 для конкретного конструктивного шага P/D гребного винта ПУ можно определить, например, с помощью [6, табл. 5], исходя из того, что число Рейнольдса $R_n = 2 \times 10^6$, число лопастей винта $Z = 4$, $D = 3,1$ м, дисковое соотношение $A_E/A_0 = 0,52$ (рис. 2).

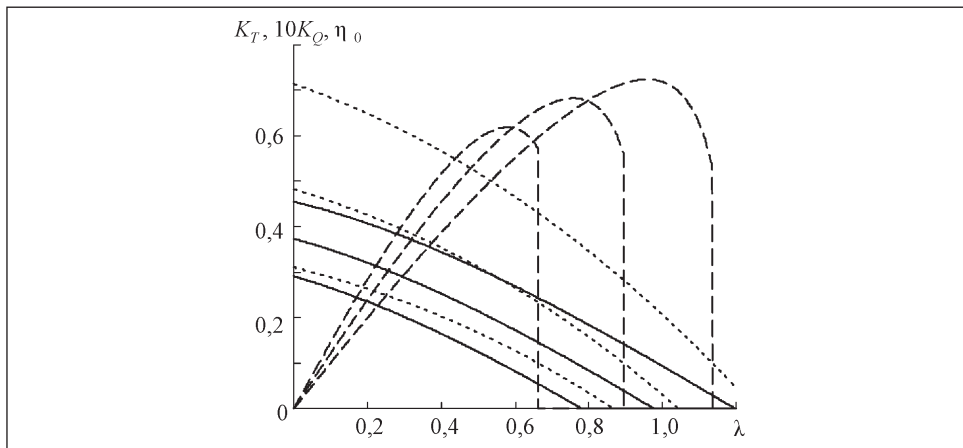


Рис. 2. Графики зависимости параметров гребного винта ПУ от относительного шага винта λ : — K_T при $P/D = 0,7$; $10K_Q$ при $P/D = 0,89$; - - - η_0 при $P/D = 1,1$

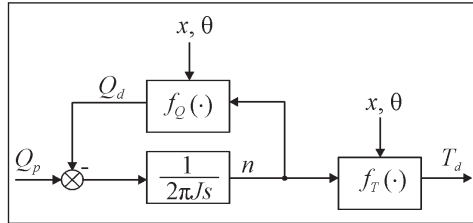


Рис. 3. Схема баланса действующих моментов винта: J — момент инерции

Относительная зависимость скорости движения винта от абсолютной скорости движения судна характеризуется коэффициентом попутного потока w : $V_a = (1-w)v_s$, где как правило, $0 < w < 0,4$. В результате всасывания снижается давление за винтом, что приводит к увеличению сопротивления. При этом относительная зависимость общего упора всех винтов от сопротивления движению судна характеризуется коэффициентом горизонтального удержания (засасывания) t : $k_p T_p = R_u / (1-t)$, где $0 < t < 0,2$; k_p — число винтов; R_u — сопротивление движению судна, Н. Коэффициент t зависит от скорости движения судна и обводов корпуса в районе расположения винта, что приводит к снижению давления. В некоторых случаях t может иметь отрицательное значение. С помощью коэффициента w учитывается изменение попутного потока по сравнению с открытой водой, а с помощью коэффициента K_Q — его зависимость от изменения притока в кормовой части.

Общий пропульсивный КПД комплекса судно—двигатель—гребной винт вычисляем по формуле

$$\eta_p = \frac{R_u v_s}{2\pi n T_p} = \eta_0 \eta_h \eta_r \eta_m.$$

Здесь $\eta_h = (1-t)/(1-w)$; η_m — КПД валопровода и реверс-редукторной передачи, $\eta_m = 0,9 \div 0,95$;

$$\eta_r = \eta_B / \eta_0 = \frac{(\lambda/2\pi)(K_T / K_{QB})}{\eta_0} = K_Q / K_{QB},$$

где η_B — КПД винта для данного значения K_{QB} (см. рис. 2).

Чувствительность СЕУ КПК к потерям зависит от типа винта и двигателя, применения различных стабилизаторов в конструкции корпуса судна и изменения алгоритма управления в зависимости от эксплуатационных условий.

Действующие значения упора и момента винта находим из соотношений

$$\begin{aligned} T_d &= h_T(n, x, \theta)(1-t)T_p = f_T(n, x, \theta), \\ Q_d &= h_Q(n, x, \theta)Q_p = f_Q(n, x, \theta), \end{aligned} \quad (2)$$

где x — динамические параметры судна, движущегося под влиянием погружения винта и условий окружающей среды; θ — зависимые параметры винта (рис. 3).

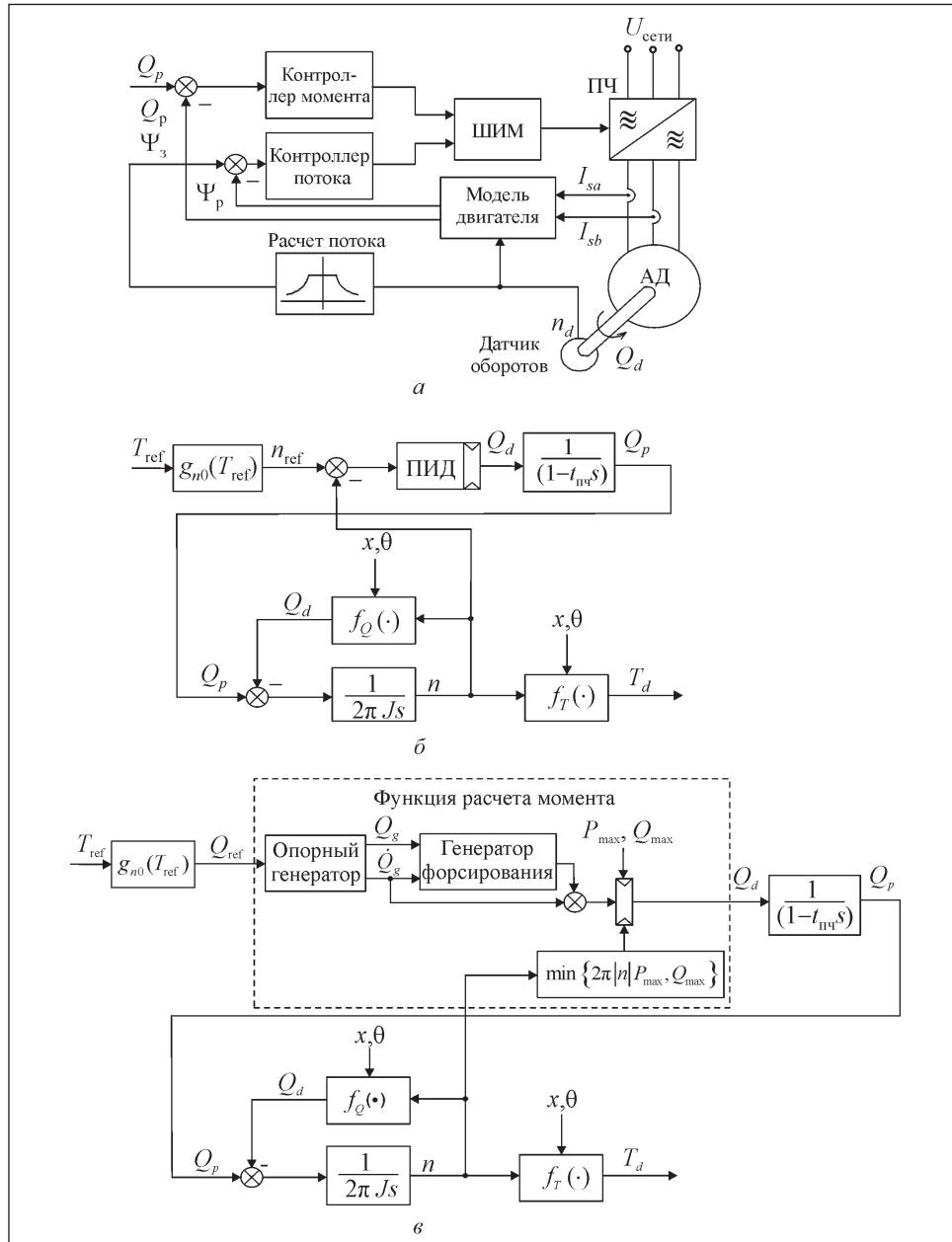


Рис. 4. Блок-схемы замкнутой системы регулирования момента АД ПУ (*a*), регулятора скорости (*б*) и регулятора момента винта (*в*): Ψ_3 и Ψ_p — значения заданного и расчетного потоков, I_{sa} , I_{sb} — измеренные значения токов статора

Мощность двигателя ПУ определяем по формулам

$$P_d = \omega T_d = 2\pi n T_d, \quad P_p = \omega T_p = 2\pi n T_p. \quad (3)$$

На основании (1) и (3) получаем выражения для расчета упора винта в зависимости от мощности на его валу:

$$T_d = \operatorname{sgn}(n) \frac{\rho^{1/3} D^{2/3} K_T h_T (1-t) P_d^{2/3}}{(2\pi K_Q h_Q)^{2/3}} = \frac{K_T}{K_Q D} Q_d.$$

Управление моментом является неотъемлемой частью конструкции большинства прикладных схем управления регулированием скорости систем электроприводов. Для регулирования вращающего момента асинхронного двигателя (АД) измеряются токи двигателя и рассчитывается пропускная способность с высокой точностью (рис. 4, а). Теоретически время нарастания крутящего момента в преобразователе частоты (ПЧ) с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) ограничивается индуктивностью двигателя (в зависимых инверторах тока ((LCI, Load Commutated Inverters) со звеном постоянного тока) [7]. Однако на практике контроллер ограничивает скорость изменения крутящего момента для предотвращения повреждения механической части электропривода. Таким образом, передаточную функцию контроллера момента можно описать зависимостью

$$Q_p(s) = \frac{1}{(1-t_{\text{ПЧ}}s)} Q_d(s),$$

где $t_{\text{ПЧ}} = 20 \div 200$ мс. В случае применения винтов фиксированного шага регулятор скорости используется для обеспечения упора винта (рис. 4, б). Скорость винта n_{ref} (команда) задаем исходя из стандартной функции

$$n_{\text{ref}} = g_{n0}(T_{\text{ref}}) = \operatorname{sgn}(T_{\text{ref}}) \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{\rho D^4 K_{T0}}}, \quad (4)$$

которая является обратной относительно номинальной вентиляторной характеристики, указанной в (1), обычно для $K_{T0} = K_T (J = 0)$.

Номинальная мощность P_N соответствует номинальному крутящему моменту Q_N . Регулятор скорости является ПИД-регулятором (см. рис. 4, б) с границами насыщения, который вычисляет необходимый крутящий момент при увеличении (уменьшении) скорости. Максимальный крутящий момент составляет $Q_{\text{max}} = \alpha Q_N$, где $\alpha = 1,1 \div 1,2$. Стратегия управления моментом заключается в замене внешнего контура обратной связи по скорости петлей контроля крутящего момента с помощью функции расчета

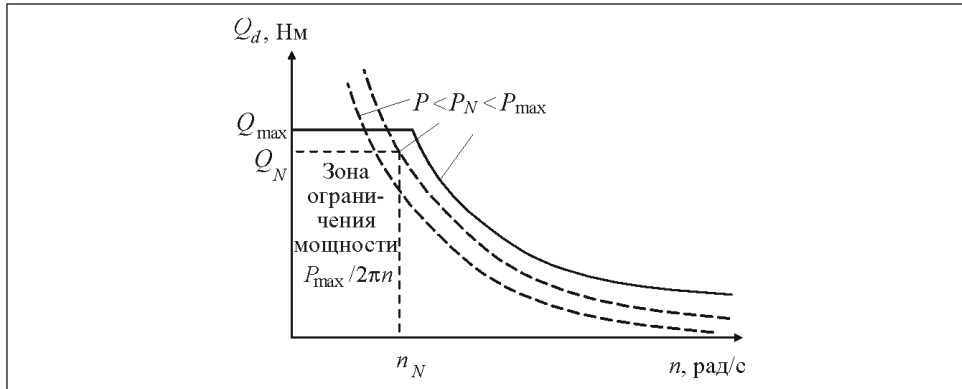


Рис. 5. Определение ограничения максимального момента

момента с уставкой Q_p (рис. 4, в), рассчитываемой как производная от стандартной функции:

$$Q_{\text{ref}} = g_{T0}(T_{\text{ref}}). \quad (5)$$

Отсюда после подстановки получим

$$Q_{\text{ref}} = \rho D^5 K_{Q0} |n_{\text{ref}}| n_{\text{ref}}, \quad (6)$$

где $K_{Q0} = K_Q (\lambda = 0)$. Согласно (5) и (6) отношение между осевым упором и моментом имеет вид

$$Q_{\text{ref}} = \frac{DK_{Q0}}{K_{T0}} T_{\text{ref}} = g_{T0}(T_{\text{ref}}).$$

Ограниченные по максимуму значения Q_{max} , P_{max} (рис. 5), т.е. скорректированные значения вращающего момента Q_g и \dot{Q}_g , определяются на основании функции расчета момента винта (см. рис. 4, в) и характеристик опорного генератора и генератора форсирования при заданном T_{ref} . Зависимость вращающего момента от оборотов винта накладывает ограничения на максимальную мощность, что учитывается при определении перегрузочной способности электродвигателя и ПЧ. При этом зона ограничения мощности обусловлена допустимой мощностью СГ и может изменяться в зависимости от его загрузки. Таким образом, ограничение мощности электропривода ПУ позволяет избежать обесточивания СЭУ.

Альтернативной стратегией управления ПУ с вентиляторной характеристикой на валу является управление на основе регулирования мощности. При заданном контуре управления вращающим моментом величина упора заменяется соответствующим значением мощности P_{ref} (рис. 6).

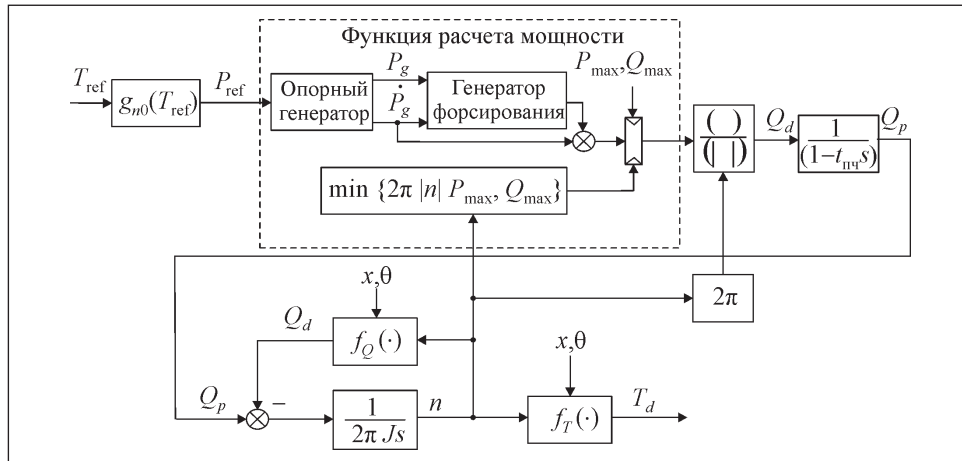


Рис. 6. Блок-схема регулятора мощности ПУ

Используя (4) и (6), находим соотношение между заданным осевым упором и мощностью:

$$P_{\text{ref}} = g_p(T_{\text{ref}}) = \text{sgn}(T_{\text{ref}}) \frac{2\pi K_{Q0}}{\sqrt{\rho} D K_{T0}^{3/2}} |T_{\text{ref}}|. \quad (7)$$

Таким образом, на основании функции расчета мощности при заданном P_{ref} с учетом характеристик опорного генератора и генератора форсирования определяются ограниченные по максимуму значения Q_{max} и P_{max} , т.е. скорректированные заданные значения P_g и \dot{P}_g .

Для сравнительного анализа различных схем управления необходимо определить наиболее значимые свойства управления скоростью, контроля вращающего момента и управления мощностью. Управление шагом винта не изучено, но для получения объективной картины необходимо анализировать поведение схем управления скоростью. Предположим, что скорость вращения вала равна заданной скорости n_{ref} в установившемся режиме (см. рис. 4, б). Используя (1), (2) и (4), запишем зависимость между фактической тягой винта и заданной в виде

$$T_d = h_T(n, x, \theta)(1-t) \frac{K_T}{K_{T0}} T_{\text{ref}} = s_n(x, \theta) T_{\text{ref}}.$$

Согласно схеме управления вращающим моментом, представленной на рис. 4, в, предположим, что вращающий момент двигателя и гребного

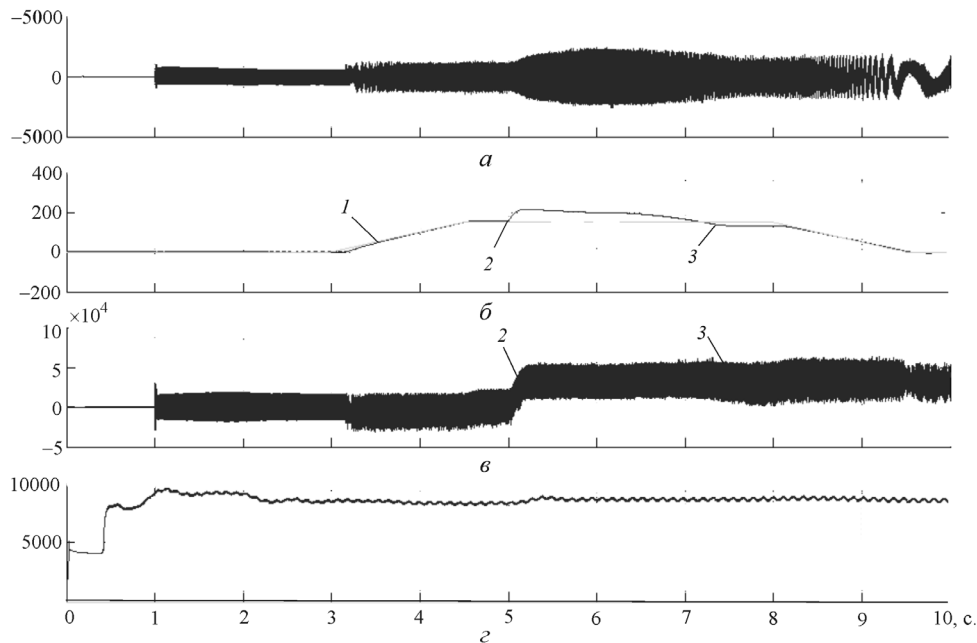


Рис. 7. Рабочие характеристики ГЭД при использовании всережимного регулятора: *а* — ток статора, А; *б* — частота вращения, об/мин; *в* — момент на валу, Нм; *г* — напряжение на звене постоянного тока ПЧ, В; *1* — регулирование частоты вращения; *2* — прямое регулирование момента; *3* — режим постоянной мощности

винта равен заданному моменту Q_{ref} в установившемся режиме. Тогда с учетом (1), (2), (4) и (6) получаем

$$T_d = \frac{h_T(n, x, \theta)(1-t)}{h_Q(n, x, \theta)} \frac{K_{Q0}}{K_Q} \frac{K_T}{K_{T0}} T_{ref} = s_Q(n, x, \theta) T_{ref}.$$

Для схемы управления мощностью, представленной на рис. 6, как правило, мощность равна P_{ref} в установившемся режиме. Поэтому аналогично, используя (1)—(4), (6) и (7), получаем

$$T_d = \frac{h_T(n, x, \theta)(1-t)}{h_Q^{2/3}(n, x, \theta)} \left(\frac{K_{Q0}}{K_Q} \frac{K_T}{K_{T0}} \right)^{2/3} T_{ref} = s_P(n, x, \theta) T_{ref}. \quad (8)$$

Эффективность функционирования СЭУ КПК при различных режимах управления ПУ исследована в виртуальной лаборатории MatLab/Simulink для судна типа АНТС. В состав СЭУ входили: четыре дизель-генератора мощностью 3000 кВт, 3300 В, 60 Гц; два гребных электродвигателя (ГЭД) по 150 об/мин мощностью 4600 кВт и 3100 В; два ПУ туннельного типа по 600 кВт, 1200 об/мин; напряжение на шинах главных рас-

пределительных щитов 3300 В, 60 Гц. Результаты моделирования приведены на рис. 7, где представлены рабочие характеристики одного ГЭД.

Выводы

Таким образом, при переходе РО из одного режима работы в другой изменения величин момента винта, оборотов ГЭД и тяги винта в зависимости от эксплуатационных условий работы судна осуществляются без скачков, что свидетельствует об эффективности предложенного алгоритма регулирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юдин Ю.И., Гарбаровский А.Б., Холчев С.Н. Расчет радиальной диаграммы предельных значений скорости ветра для бурового судна «В. Шашин»// Вест. Гос. ун-та морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. — СПб. : ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова. — 2014. — Вып. 1. — С. 7—12.
2. Christiaan de Wit. Optimal Thrust Allocation Methods for Dynamic Positioning of Ships// A thesis submitted to the Delft Institute of Applied Mathematics in Partial Fulfillment of the Requirements. — Netherlands: Delft University of Technology, 2009. — 68 p.
3. Renishaw Apply Innovation™: Fanbeam® intelligent DP laser reference system [Электронный ресурс]. — URL: <http://www.renishaw.com/en/fanbeam—25675> (дата обращения: 19.12.2014).
4. Home Kongsberg Meritime: Dynamic positioning — DP system Single system K-Pos DP-11/12 [Электронный ресурс]. — URL: <http://www.km.kongsberg.com/ks/web/nokbg0240.nsf/AllWeb/A18DA50D246AC221C1256A46002D6505?OpenDocument> (дата обращения: 19.12.2014).
5. Woud H.K., Stapersma D. Design of propulsion and electric power generation systems. — London: IMarEST publications. — 2003. — 494 p.
6. Oosterveld M.W. C., van Oossanen P. Further computer-analyzed Data of the Wageningen B-screw Series // Int. Shipbuilding Progress. — 1975. — Vol. 22. — P. 251—262.
7. Гончаренко Д.А., Будашко В.В. Моделирование систем управления мощностью и крутящим моментом подруливающих устройств при позиционировании судов // Интеллектуальные системы принятия решений и проблемы вычислительного интеллекта (ISDMCI'2014). Материалы междунар. науч. конф. — Херсон: ХНТУ, 2014. — С. 59—61.

V.V. Budashko, Y.A. Yushkov

MATHEMATIC MODELING OF ALL-RANGE CONTROLLERS SPEED OF THRUSTERS FOR SHIP POWER PLANTS IN COMBINED PROPULSION COMPLEXES

Based on a system approach and performance analysis of ship power plant combined propulsion system of dynamically positioning oil-producing vessel, taking into account the restrictions on the power and torque on the shaft, as well as various control strategies thrusters the mathematical model of all-range speed controller has been developed. The mathematical models and transfer functions are obtained, and flowcharts of closed systems regulating speed, torque and power steering device are developed, depending on the

dynamic characteristics of the vessel under the influence of instability of screws and environmental conditions. Based on the developed environment MatLab/Simulink simulation model of all-range speed controller for a test case the simulation results were obtained, when automatic control transfer from one mode to another is observed, depending on the operating conditions.

Key words: modeling, power plant, propulsion complex, controller.

REFERENCES

1. Yudin, Yu.I., Garbarovsky, A.B. and Holichev, S.N. (2014), "Calculation of radial diagram limit values of wind speed for drilling vessel V Shashin", *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala C.O. Makarova*, Iss. 1, pp. 7-12.
2. de Wit, Ch. (2009), *Optimal Thrust Allocation Methods for Dynamic Positioning of Ships*, Abstract of thesis submitted to the Delft Institute of Applied Mathematics, Delft University of Technology, Netherlands.
3. "Renishaw Apply Innovation™: Fanbeam® intelligent DP laser reference system", available at: <http://www.renishaw.com/en/fanbeam—25675> (accessed December 19, 2014).
4. "Home Kongsberg Meritime: Dynamic positioning — DP system Single system K-Pos DP-11/12", available at: <http://www.km.kongsberg.com/ks/web/nokbg0240.nsf/AllWeb/A18DA50D246AC221C1256A46002D6505?OpenDocument> (accessed December 19, 2014).
5. Woud, H.K. and Stapersma, D. (2003), *Design of propulsion and electric power generation systems*, IMarEST publications, London, UK.
6. Oosterveld, M.W.C. and van Oossanen, P. (1975), "Further computer-analyzed data of the Wageningen B-screw series", *Int. Shipbuilding Progress*, Vol. 22, pp. 251-262.
7. Goncharenko, D.A. and Budashko, V.V. (2014), "Simulation of power management systems and torque thrusters for positioning vessels", *Intellectualnyye sistemy prinyatiya resheniy i zadachi vychislitelnogo intellekta. Materialy mezhdunarodnoy konferentsii [Intellectual systems for decision making and problems of computational intelligence (ISDMCI'2014). International Conference Publ.]*, Kherson, KhNTU, Ukraine, pp. 59-61.

Поступила 21.11.14;
после доработки 22.12.14

БУДАШКО Виталий Витальевич, канд. техн. наук, доцент, докторант кафедры технической эксплуатации флота Одесской национальной морской академии. В 1987 г. окончил Одесское высшее инженерное морское училище им. Ленинского комсомола (Одесская национальная морская академия). Область научных исследований — процессы передачи мощности в судовых энергетических установках комбинированных пропульсивных комплексов с едиными высоковольтными электроэнергетическими системами на борту.

ЮШКОВ Евгений Александрович, магистр электромеханики, аспирант кафедры судовой электромеханики и электротехники Одесской национальной морской академии, которую окончил в 2010 г. Область научных исследований — эксплуатационные режимы энергетических установок динамически позиционирующих оффиорных судов.

