

УПРАВЛЕНИЕ СПУСКАЕМЫМ ПОДВОДНЫМ АППАРАТОМ В УСЛОВИЯХ МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ

С.А. Гайворонский, Т.А. Езангина

Для демпфирования вертикальных колебаний спускаемого подводного аппарата, вызванных морской качкой, разработана система управления, в которой предусмотрена расположенная на подводном аппарате амортизирующая лебедка. В контур управления лебедкой включен робастный пропорционально-интегральный регулятор, гарантирующий допустимые динамические свойства системы при интервальном изменении массы аппарата и длины троса. Параметрический синтез регулятора проводится на основе робастного расширения коэффициентного метода оценки показателей качества. Работоспособность системы подтверждена результатами цифрового моделирования.

Ключевые слова: подводный аппарат, робастное управление, интервальный полином, синтез, регулятор.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время наблюдается активное освоение Мирового океана с помощью автономных необитаемых подводных аппаратов. Анализ литературы показывает, что многие практические задачи — обзорно-поисковые, геологоразведочные, океанографические и другие морские исследования — остаются актуальными. Подобные задачи целесообразно решать с помощью спускаемых подводных аппаратов (СПА), связанных кабель-тросом с судном-носителем [1—6].

Под действием морской качки СПА при спуске-подъеме и нахождении вблизи морского дна совершают вертикальные колебания и могут быть неспособны выполнять подводные работы (возможны удары СПА о грунт). Наиболее опасно возникновение резонансных колебаний из-за совпадения частоты продольных колебаний в тросе с частотой морского волнения.

Задача управления СПА осложняется еще и тем, что некоторые физические параметры системы управления точно неизвестны или могут изменяться в процессе функционирования по заранее неизвестным законам в некоторых пределах. Так, с изменением глубины погружения СПА изменяется длина троса и, следовательно, его параметры как упругого элемента. Масса СПА также может изменяться при подъеме различных находящихся

на дне объектов. Указанные факторы приводят к изменению динамических свойств системы управления скоростью СПА, что может стать причиной потери системой работоспособности. В связи с этим актуальна разработка системы управления скоростью СПА, которая в условиях морской качки и интервальной неопределенности параметров системы демпфировала бы колебания СПА. Представляет интерес:

- разработка математической модели системы управления скоростью СПА;
- синтез робастного регулятора, обеспечивающего максимальную степень робастной устойчивости системы при изменениях длины троса и массы СПА в известных пределах;
- моделирование системы управления СПА с синтезированным регулятором для анализа ее динамических свойств.

1. СТРУКТУРА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ ПОДВОДНОГО АППАРАТА

Для решения перечисленных задач разработана структура системы управления скоростью СПА [7], представленная на рис. 1. Система содержит две лебедки: судовую лебедку (СЛ), расположенную на судне и предназначенную для спуска-подъема СПА, и амортизирующую лебедку (АЛ), установленную на СПА и служащую для демпфиро-

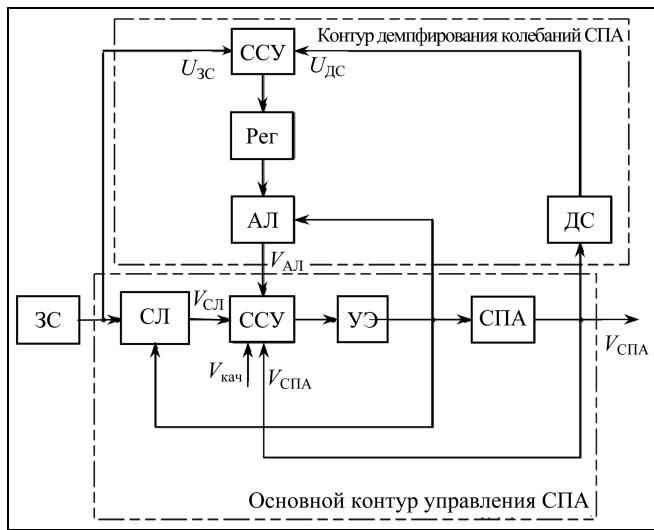


Рис. 1. Функциональная схема системы управления скоростью СПА: ССУ — сравнивающее/суммирующее устройство, Рег — управляющий блок, реализующий выбранный закон регулирования, ДС — датчик вертикальной скорости СПА, ЗС — датчик скорости СЛ, УЭ — упругий элемент (трос)

вания его вертикальных колебаний. На вход по управлению подается сигнал $U_{ЗС}$ — напряжение датчика скорости ЗС, а на вход по возмущению — сигнал $V_{кач}$ — скорость вертикального перемещения судна под действием морской качки. Выходным сигналом служит скорость СПА $V_{СПА}$. Внутренние координаты системы: $V_{СЛ}$ и $V_{АЛ}$ — соответственно линейные скорости движения троса на СЛ и АЛ, F_n — сила натяжения троса, $U_{ДС}$ — входное напряжение блока ДС.

Для демпфирования вертикальных колебаний СПА на АЛ подается сигнал управления ΔU , определяемый отклонением скорости вертикального движения СПА от скорости движения троса на СЛ. Для измерения этого отклонения служит сравнивающее устройство ССУ, на которое подается сигнал $U_{ДС}$ с измерителя скорости вертикального движения СПА и сигнал $U_{ЗС}$. Система управления работает таким образом, что АЛ сматывает трос в случае подъема судна-носителя на волне или наматывает его при опускании судна, демпфируя тем самым вертикальные колебания СПА в условиях морской качки.

Данная система может быть отнесена к классу следящих, поскольку в ней скорость СПА должна быть равна заранее неизвестной скорости СЛ. Для безударного включения и выключения СЛ сигнал $U_{ЗС}$ формируется в виде, показанном на рис. 2, где T — время спуска СПА на заданную глубину. Видно, что СЛ работает сначала в режиме разгона

(интервал времени $t_1 - t_2$), затем в режиме работы с постоянной скоростью (интервал $t_2 - t_3$) и, наконец, в режиме торможения (интервал $t_3 - t_4$). С момента времени t_4 наступает режим останова.

Запишем уравнения для отдельных элементов системы, на основе которых далее составим ее структурную схему. Уравнение вертикального движения СПА имеет вид: $m \frac{dV_{сна}}{dt} = F_n$, где m — масса СПА. В силу закона Гука получим уравнение для упругого элемента (троса) $F_n = \frac{C_{уд}}{l} ((x_{кач} + x_{СЛ}) - (x_{АЛ} + x_{СПА})) + \frac{\chi_{уд}}{l} \frac{d((x_{кач} + x_{СЛ}) - (x_{АЛ} + x_{СПА}))}{dt}$,

где l — длина троса, $C_{уд}$ — удельное значение коэффициента жесткости троса, $\chi_{уд}$ — удельное значение коэффициента демпфирования колебаний в тросе, $x_{кач}$ — вертикальное перемещение судна, $x_{АЛ}$ — перемещение троса на барабане АЛ, $x_{СПА}$ — вертикальное перемещение СПА, $x_{СЛ}$ — перемещение троса на барабане СЛ.

Электропривод АЛ описывается уравнением $J_2 \frac{d\omega_{АЛ}}{dt} = M_{дв} + M_n$, где J_2 — момент инерции АЛ, $\omega_{АЛ}$ — угловая скорость вращения барабана АЛ, $M_{дв}$ — управляющий момент привода АЛ, M_n — момент, создаваемый на барабане АЛ силой натяжения троса. Далее, $M_{дв} = K_{M2}(U_p - U_e)$, где K_{M2} — коэффициент передачи привода АЛ по моменту, U_p — выходное напряжение регулятора АЛ, $U_e = K_{e2}\omega$ — напряжение противо-ЭДС двигателя АЛ, K_{e2} — коэффициент противо-ЭДС двигателя АЛ, $M_n = F_n R_2$, где R_2 — радиус барабана АЛ.

Математическое описание электропривода СЛ аналогично описанию привода АЛ. Контур регулирования скорости СЛ содержит отрицательную

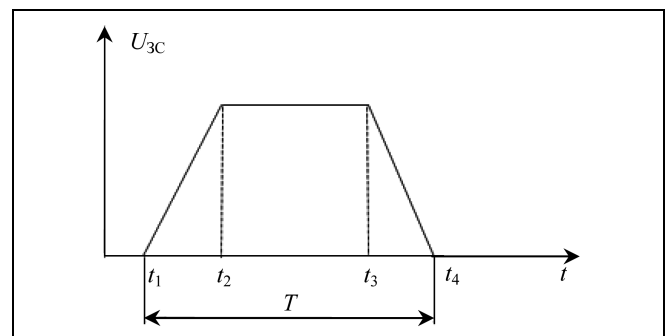


Рис. 2. График изменения скорости СПА

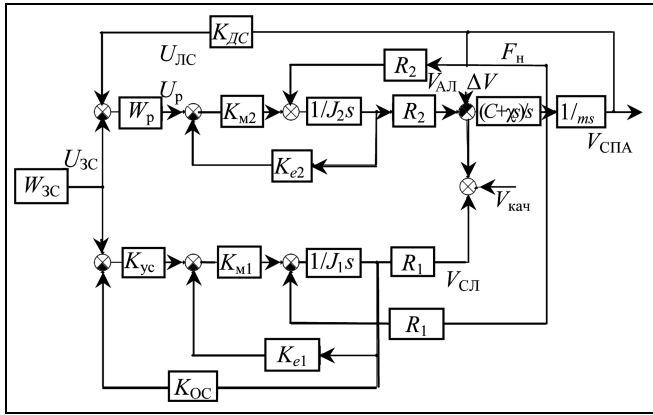


Рис. 3. Структурная схема системы управления скоростью СПА

обратную связь (ОС) по скорости $\omega_{\text{СЛ}}$, напряжение которой определяется уравнением $U_{\text{ОС}} = K_{\text{ОС}}\omega_{\text{СЛ}}$. Входное напряжение U_1 СЛ определяется усилителем с коэффициентом K_{yc} на основании выражения $U_1 = K_{\text{yc}}(U_{\text{ЗС}} - U_{\text{ОС}})$. Напряжение U_p формируется линейным регулятором, входной сигнал которого равен разности $U_{\text{ДС}} - U_{\text{ЗС}}$, где $U_{\text{ДС}} = V_{\text{СПА}}K_{\text{ДС}}$, $K_{\text{ДС}}$ — коэффициент передачи датчика скорости СПА.

При выборе передаточной функции W_p регулятора скорости АЛ учтено требование: в режимах спуска-остановки-подъема СПА при $V_{\text{кач}} \neq 0$ скорость $V_{\text{СПА}}$ должна определяться только сигналом $U_{\text{ЗС}}$ (составляющая $V_{\text{СПА}}$, обусловленная наличием скорости, $V_{\text{кач}}$ должна быть минимальна); т. е., система по возмущению должна иметь астатизм, позволяющий уменьшить влияние скорости $V_{\text{кач}}$ на скорость $V_{\text{СПА}}$. Анализ передаточных функций системы управления скоростью СПА по возмущению в установившемся режиме показал, что в качестве регулятора целесообразно взять ПИ-регулятор, который обеспечивает в системе астатизм первого порядка. Его передаточная функция $W_p(s) = (k_1 + k_2s)/s$, k_1 и k_2 — параметры настройки, определяющие качество переходных процессов в системе.

При математическом описании системы принято, что параметры троса сосредоточенные (не учитывается их распределенность), не учитывается также наличие трения троса и СПА о воду. Структурная схема системы, составленная на основании приведенного ее математического описания, представлена на рис. 3.

Заметим, что в данной схеме параметрами размотанного на длину l троса являются его жесткость $C = C_{\text{уд}}/l$ и демпфирование $\chi = \chi_{\text{уд}}/l$.

2. ИНТЕРВАЛЬНЫЙ ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЙ ПОЛИНОМ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Соответствующее структурной схеме (см. рис. 3) дифференциальное уравнение замкнутой системы имеет вид

$$p_5 \frac{d^5 V_{\text{СПА}}}{dt^5} + p_4 \frac{d^4 V_{\text{СПА}}}{dt^4} + p_3 \frac{d^3 V_{\text{СПА}}}{dt^3} + p_2 \frac{d^2 V_{\text{СПА}}}{dt^2} + p_1 \frac{d V_{\text{СПА}}}{dt} + p_0 V_{\text{СПА}} = q_4 \frac{d^4 V_{\text{кач}}}{dt^4} + q_3 \frac{d^3 V_{\text{кач}}}{dt^3} + q_2 \frac{d^2 V_{\text{кач}}}{dt^2} + q_1 \frac{d V_{\text{кач}}}{dt},$$

где

$$\begin{aligned} q_1 &= CK_{m2}K_{m1}K_e(K_{yc}K_{OC} + K_e), \\ q_2 &= \chi K_{m2}K_{m1}K_e(K_{yc}K_{OC} + K_e) + CJ_2(K_{yc}K_{OC} + K_e) + CK_{m2}K_eJ_1, \\ q_3 &= \chi J_2K_{m1}K_e(K_{yc}K_{OC} + K_e) + J_1(CJ_2 + \chi K_{m2}K_e), \\ q_4 &= J_1\chi J_2, \\ p_0 &= R_2CK_{\text{ДС}}K_{m2}K_{m1}k_1(K_{yc}K_{OC} + K_e), \\ p_1 &= R_2\chi K_{\text{ДС}}K_{m2}K_{m1}k_1(K_{yc}K_{OC} + K_e) + R_2CK_{\text{ДС}}K_{m2}K_{m1}k_2(K_{yc}K_{OC} + K_e) + CK_eK_{m2}K_{m1}(K_{yc}K_{OC} + K_e) + R_2CK_{\text{ДС}}K_{m2}J_1k_1, \\ p_2 &= R_2\chi K_{\text{ДС}}K_{m2}K_{m1}k_2(K_{yc}K_{OC} + K_e) + CJ_2K_{m1}(K_{yc}K_{OC} + K_e) + \chi K_eK_{m2}K_{m1}(K_{yc}K_{OC} + K_e) + C_mR_2^2K_{m1}(K_{yc}K_{OC} + K_e) + CK_{m2}K_e(J_1 + mR_1^2) + R_2J_1K_{m2}K_{\text{ДС}}(Ck_2 + \chi k_1), \\ p_3 &= lmK_eK_{m2}K_{m1}k_2(K_{yc}K_{OC} + K_e) + \chi J_2K_{m1}(K_{yc}K_{OC} + K_e) + \chi mR_2^2K_{m1}(K_{yc}K_{OC} + K_e) + mR_1^2(CJ_2 + \chi K_eK_{m2}) + R_2J_1(CmR_2 + \chi k_2K_{\text{ДС}}K_{m2}), \\ p_4 &= lmJ_2K_{m1}(K_{yc}K_{OC} + K_e) + \chi m(R_2^2J_1 + R_1^2J_2) + J_1(\chi J_2 + lmK_{m2}K_e), \\ p_5 &= J_1J_2lm. \end{aligned}$$

Данное уравнение описывает вынужденные изменения скорости $V_{\text{СПА}}$ погруженного на глубину l СПА, появляющиеся в результате действия на него внешнего возмущения в виде морской качки со скоростью $V_{\text{кач}}$.

Значения постоянных параметров системы управления скоростью СПА [6]: $K_{\text{ДС}} = 0,2 \text{ В} \cdot \text{с/м}$, $K_{m1} = K_{m2} = 0,3 \text{ Н} \cdot \text{м/А}$, $K_{e1} = K_{e2} = 1 \text{ В} \cdot \text{с/рад}$, $J_1 = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_2 = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $K_{yc} = 20\,000$, $K_{OC} =$

$= 0,2 \text{ В} \cdot \text{с/рад}$, $\chi_{\text{уд}} = 6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{с}$, $C_{\text{уд}} = 6 \cdot 10^6 \text{ Н}$,
 $R_1 = 0,2 \text{ м}$ и $R_2 = 0,1 \text{ м}$.

С учетом заданных постоянных параметров системы получим ее характеристический полином:

$$P(s) = p_5 s^5 + p_4 s^4 + p_3 s^3 + p_2 s^2 + p_1 s^1 + p_0, \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned}
 p_5 &= 50ml, & p_4 &= 61,2 \cdot 10^3 m + 630ml + 3 \cdot 10^6, \\
 p_3 &= 36 \cdot 10^3 k_2 + 6\,840,9 \cdot 10^3 m + 360ml + 337,81 \cdot 10^6, \\
 p_2 &= 4\,032,11 \cdot 10^3 k_2 + 36 \cdot 10^3 k_1 + 72,09 \cdot 10^6 m + \\
 &+ 3\,802,51 \cdot 10^6, \\
 p_1 &= 4\,032 \cdot 10^3 k_2 + 43\,210,8 \cdot 10^3 k_1 + 2\,160,54 \cdot 10^6, \\
 p_0 &= 43\,210,8 \cdot 10^3 k_1.
 \end{aligned}$$

Как видно из формулы (1), в коэффициенты полинома линейно входят настройки регулятора k_1 и k_2 и нелинейно интервальные параметры системы m и l . Пусть масса m СПА принадлежит диапазону $[300; 350]$ кг, а длина троса l принимает любые значения из интервала $[40; 50]$ м. Используя правила интервальной арифметики, приведем полином (1) к интервальному виду

$$\begin{aligned}
 P(s) &= [p_5(\vec{k})]s^5 + [p_4(\vec{k})]s^4 + [p_3(\vec{k})]s^3 + \\
 &+ [p_2(\vec{k})]s^2 + [p_1(\vec{k})]s^1 + p_0(\vec{k}), \quad (2)
 \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 [p_5(\vec{k})] &= [6 \cdot 10^5; 8,75 \cdot 10^5], \\
 [p_4(\vec{k})] &= [2,892 \cdot 10^7; 3,545 \cdot 10^7], \\
 [p_3(\vec{k})] &= 36 \cdot 10^3 k_2 + [2\,394,4 \cdot 10^6; 2\,738,4 \cdot 10^6], \\
 [p_2(\vec{k})] &= 4\,032 \cdot 10^3 k_2 + 360 \cdot 10^3 k_1 + \\
 &+ [25\,429,51 \cdot 10^6; 29\,034,1 \cdot 10^6], \\
 p_1(\vec{k}) &= 4\,032,11 \cdot 10^3 k_2 + 43\,210,8 \cdot 10^3 k_1 + \\
 &+ 2\,160,54 \cdot 10^6, \\
 p_0(\vec{k}) &= 43\,210,8 \cdot 10^3 k_1.
 \end{aligned}$$

Заметим, что в полиноме (2) коэффициенты $p_0(\vec{k})$ и $p_1(\vec{k})$ не зависят от интервальных параметров и постоянные. В этом случае будем считать, что нижние и верхние пределы у них равны. Остальные интервальные коэффициенты образуют параметрический многогранник M , вершины которого определяются их крайними значениями.

3. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РОБАСТНОГО РЕГУЛЯТОРА

В связи с наличием в системе интервально-неопределенных параметров необходимо придать ей робастные свойства, гарантирующие сохранение допустимого качества работы при любых возможных изменениях нестабильных параметров [8–10].

Для этого предлагается при параметрическом синтезе ПИ-регулятора в контуре управления АЛ применить робастный подход. Основой такого подхода может быть интервальное расширение коэффициентного метода [11], использующего соотношения между интервальными коэффициентами характеристического полинома системы и ее корневыми показателями качества.

Для анализа устойчивости интервальной системы может применяться коэффициентный показатель робастной устойчивости $\bar{\lambda}_i = \bar{p}_{i-1}(\vec{k}) \times \times \bar{p}_{i+2}(\vec{k}) / \underline{p}_i(\vec{k}) \underline{p}_{i+1}(\vec{k})$, $i = \overline{1, n-2}$, где $\bar{p}_i(\vec{k})$ — верхний предел, $\underline{p}_i(\vec{k})$ — нижний предел i -го коэффициента полинома [12, 13]. При этом достаточное условие робастной устойчивости имеет вид $\bar{\lambda}_i < 0,465$. Для проектировщика интервальной системы важно обеспечение допустимого качества работы системы при изменении ее параметров, поэтому в качестве количественного показателя робастной устойчивости системы предлагается использовать оценку снизу η робастной степени устойчивости. Проверить обеспечение в интервальной системе желаемого значения η можно на основе достаточных условий

$$\begin{aligned}
 &\frac{\bar{p}_{i-1}(\vec{k}) \times}{(\underline{p}_i(\vec{k}) - \bar{p}_{i+1}(\vec{k})(n-i-1)\eta) \times} \rightarrow \\
 &\rightarrow \frac{\times \bar{p}_{i+2}(\vec{k})}{\times (\underline{p}_{i+1}(\vec{k}) - \bar{p}_{i+2}(\vec{k})(n-i-2)\eta)} < 0,465, \\
 & \quad \quad \quad i = \overline{1, n-2}. \quad (3)
 \end{aligned}$$

$$\underline{p}_m(\vec{k}) - \bar{p}_{m+1}(\vec{k})(n-i-1)\eta \leq 0, \quad m = \overline{1, n-1},$$

$$\underline{p}_0(\vec{k}) - \bar{p}_1(\vec{k})\eta + 2\underline{p}_2(\vec{k})\eta^2/3 \geq 0.$$

Условия (3) получены на основе условий из работ [12, 13] в результате их дополнительного робастного расширения, предусматривавшего в неравенствах задание противоположных пределов коэффициента p_{i+1} . Это привело к усилению достаточности условий [12, 13], необходимой при синтезе регулятора по упрощенной модели системы, не учитывающей ее малые параметры.

Переходя к параметрическому синтезу линейного робастного регулятора, заметим, что вхождение показателя η в систему неравенств (3) позволяет максимизировать его значение изменением параметров регулятора, что ведет к максимизации робастной степени устойчивости. Получить достаточное условие максимального значения η можно, заменив первое из неравенств системы (3) на равенство (заменив в нем знак «меньше» на знак «равно»).



Таким образом, решая систему (3), можно найти параметры регулятора, которые обеспечивают максимальную оценку снизу η робастной степени устойчивости.

Применим полученные условия для параметрического синтеза робастного ПИ-регулятора системы управления скоростью СПА. Для этого на основе системы (3), в которой первое из неравенств заменено равенством, запишем систему

$$\begin{aligned} \frac{\bar{p}_0(\vec{k})\bar{p}_3(\vec{k})}{(\underline{p}_1(\vec{k}) - 3\bar{p}_2(\vec{k})\eta)(\underline{p}_2(\vec{k}) - 2\bar{p}_3(\vec{k})\eta)} &= 0,465, \\ \frac{\bar{p}_1(\vec{k})\bar{p}_4(\vec{k})}{(\underline{p}_2(\vec{k}) - 2\bar{p}_3(\vec{k})\eta)(\underline{p}_3(\vec{k}) - 2\bar{p}_4(\vec{k})\eta)} &< 0,465, \\ \frac{\bar{p}_2(\vec{k})\bar{p}_5(\vec{k})}{(\underline{p}_3(\vec{k}) - \bar{p}_4(\vec{k})\eta)(\underline{p}_4(\vec{k}))} &< 0,465, \\ \underline{p}_1(\vec{k}) - 3\bar{p}_2(\vec{k})\eta &\geq 0, \\ \underline{p}_2(\vec{k}) - 2\bar{p}_3(\vec{k})\eta &\geq 0, \\ \underline{p}_3(\vec{k}) - \bar{p}_4(\vec{k})\eta &\geq 0, \\ \underline{p}_0(\vec{k}) - \bar{p}_1(\vec{k})\eta + 2\underline{p}_2(\vec{k})\eta^2/3 &\geq 0. \end{aligned} \quad (4)$$

В системе (4) три неизвестных параметра: η , k_1 и k_2 . Необходимо привести ее к системе с одним неизвестным η . Для этого выполним несложные преобразования. Пусть задана минимально допустимая добротность системы по скорости $\underline{D}_w = 50$, определяемая через свободные параметры передаточной функции объекта управления и параметр k_1 ПИ-регулятора. Тогда из выражения для добротности определим $k_1 = 2500$. Далее из первого выражения системы (4) получим уравнение

$$\begin{aligned} \bar{p}_0(k_1)\bar{p}_3(k_2) - 0,465((\underline{p}_1(k_1, k_2) - \\ - 3\eta\bar{p}_2(k_1, k_2)(\underline{p}_2(k_1, k_2) - 2\bar{p}_3(k_2)\eta) = 0, \end{aligned}$$

из которого выразим второй параметр регулятора k_2 через η . Подставляя выражение для $k_2(\eta)$ и значение параметра k_1 в систему (4), получим искомого систему

$$\begin{aligned} \frac{(12\,240,81 \cdot 10^6 + 43\,210,8 \cdot 10^3 k_2(\eta)) \times \\ ((25\,519,51 \cdot 10^6 + 4\,032 \cdot 10^3 k_2(\eta)) - \\ \rightarrow \frac{\times 3,545 \cdot 10^7}{-2\eta(2\,738,43 \cdot 10^6 + 36 \cdot 10^3 k_2(\eta))} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{\times ((23\,94,4 \cdot 10^6 + 36 \cdot 10^3 k_2(\eta)) - 3,545 \cdot 10^7 \eta)}{\times (2,892 \cdot 10^7)} < \\ < 0,465, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{(29\,124 \cdot 10^6 + 4\,032 \cdot 10^3 k_2(\eta)) \times \\ ((2\,394,4 \cdot 10^6 + 36 \cdot 10^3 k_2(\eta)) - 3,545 \cdot 10^7 \eta) \times \\ \rightarrow \frac{\times 8,75 \cdot 10^5}{\times (2,892 \cdot 10^7)} < 0,465, \end{aligned}$$

$$(12\,240,8 \cdot 10^6 + 43\,211 \cdot 10^3 k_2(\eta)) - 3\eta(29\,124 \cdot 10^6 + 4\,032 \cdot 10^3 k_2(\eta)) \geq 0,$$

$$(25\,519,5 \cdot 10^6 + 4\,032 \cdot 10^3 k_2(\eta)) - 2\eta(2\,738,4 \cdot 10^6 + 36 \cdot 10^3 k_2(\eta)) \geq 0,$$

$$(2\,394,4 \cdot 10^6 + 36 \cdot 10^3 k_2(\eta)) - 3,545 \cdot 10^7 \eta \geq 0,$$

$$1,08 \cdot 10^{11} - (12\,240,8 \cdot 10^6 + 43\,211 \cdot 10^3 k_2(\eta))\eta + 2(25\,519,5 \cdot 10^6 + 4\,032 \cdot 10^3 k_2(\eta))\eta^2/3 \geq 0,$$

из которой находим $\eta_{\max} = 0,72$ и $k_2(\eta_{\max}) = 2101,4$.

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ

Для проверки работоспособности робастной системы управления скоростью СПА с синтезированным ПИ-регулятором промоделируем ее в пакете Matlab с помощью приложения Simulink. Работа системы в условиях морской качки проверялась при изменении скорости $V_{\text{кач}}$ по гармоническому закону с амплитудой 1 м/с и частотой 1,5 рад/с. Сигнал $U_{\text{зс}}$ для спуска СПА задавался в виде, показанном на рис. 2.

Моделирование выполнено для четырех вершин многогранника M интервальных параметров системы: $A(300, 40)$, $B(300, 50)$, $C(350, 40)$, $D(350, 50)$, где первая координата соответствует массе СПА, а вторая — длине троса. Графики скорости вертикального перемещения СПА в этих вершинах незначительно отличаются друг от друга и имеют вид, показанный на рис. 4, а.

Анализ робастной системы управления скоростью СПА показал, что при любых возможных значениях интервальных параметров системы амплитуда колебаний скорости $V_{\text{СПА}}$ от действия морской качки незначительна и максимально составляет 0,03 м/с (см. рис. 4, а). Из рис. 4, б можно сделать вывод, что без применения робастной системы управления амплитуда колебаний скорости $V_{\text{СПА}}$ существенна и равна амплитуде вертикального перемещения судна под действием морской качки.

Таким образом, предложенные структура робастной системы управления скоростью СПА и процедура параметрического синтеза ПИ-регуля-

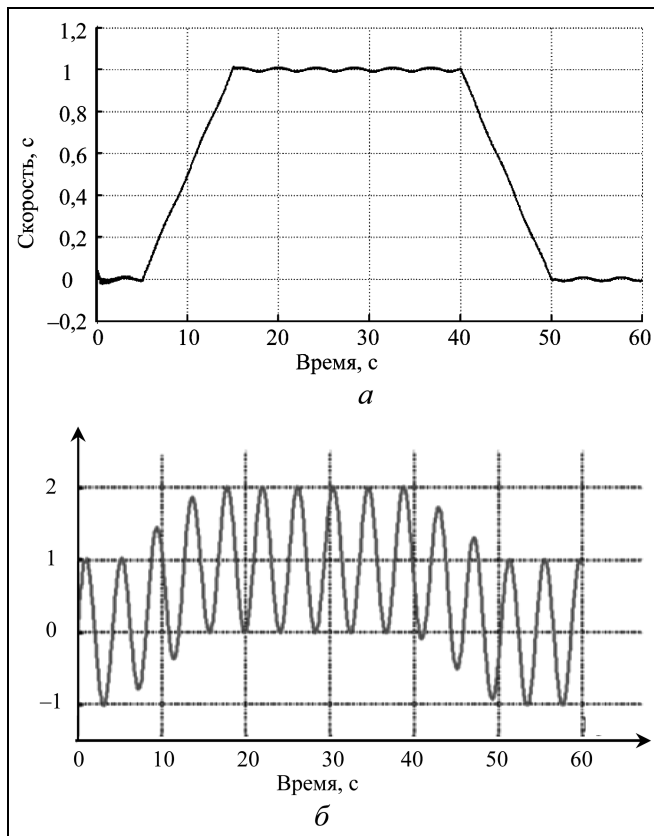


Рис. 4. Графики скорости перемещения СПА в режиме спуска: для робастной (а) и неробастной (б) систем управления

тора позволяют решать задачу демпфирования колебаний СПА в условиях морского волнения и изменения интервальных параметров системы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье разработана структура робастной системы управления скоростью СПА, позволяющая компенсировать влияние качки судна-носителя при спуске и подъеме СПА, а также вблизи морского дна. Для настройки параметров ПИ-регулятора системы применено интервальное расширение коэффициентного метода с использованием критерия максимизации робастной степени устойчивости. Эффективность работы спроектированной системы подтверждена результатами ее моделирования в пакете MATLAB в различных режимах функционирования, соответствующих граничным значениям интервальных параметров системы.

Проведенные исследования выявили ряд новых задач, решение которых позволит улучшить качество работы робастной системы управления скоростью СПА. В частности, представляет интерес разработка методик синтеза робастных регуляторов

при учете различных сопутствующих нелинейностей в системе (например, трения троса и СПА о воду). Целесообразно также применение специального фильтра [6] в качестве более точной модели морской качки, формирующей нерегулярное морское волнение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Nam B.W., Hong S.Y. and Kim Y.S. Effects of Passive and Active Heave Compensators on Deepwater Lifting Operation // Intern. Journal of Offshore and Polar Engineering. — 2013. — Vol. 23, N 1. — P. 33–37.
2. Rowe S., Mackenzie B. and Snell R. Deepwater installation of subsea hardware // Proc. of the 10th Offshore Symposium. — Houston, TX, 2001. — P. 1–9.
3. Neupert J., Mahl T., Haessig B., Sawodny O., Schneider K. A Heave Compensation Approach for Offshore Cranes // American Control Conference. — Seattle, Washington, 2008. — P. 538–543.
4. Korde U.A. Active heave compensation on drill-ships in deep water // Ocean Engineering. — 1998. — Vol. 25, N 7. — P. 541–561.
5. Sagatun S.I. Active Control of Underwater Installation // IEEE Trans. Control Systems Technology. — 2002. — Vol. 10, N 5. — P. 743–748.
6. Кувшинов Г.Е., Наумов Л.А., Чупина К.В. Влияние морского ветрового волнения на глубоководный привязной объект: монография. — Владивосток: Дальнаука, 2007. — 215 с.
7. Пат. 2495784 РФ. Способ управления погружением подводного объекта и устройство для его осуществления / Т.А. Езангина, С.А. Гайворонский // Бюл. — 2013. — № 27.
8. Yu J., Yan Z., Wang J. and Li Q. Robust Stabilization of Ship Course Via Convex Optimization // Asian Journal of Control. — 2014. — Vol. 16. — P. 871–877.
9. Yogesh V. Hote, J. R. P. Gupta, and D. Roy Choudhury. Khari-tonov's Theorem and Routh Criterion for Stability Margin of Interval Systems // Intern. Journal of Control, Automation, and Systems. — 2010. — Vol. 8, N 3. — P. 647–654.
10. Yong Wang, Shu Liang. Two-DOF Lifted LMI Conditions for Robust D-Stability of Polynomial Matrix Polytopes // Intern. Journal of Control, Automation, and Systems. — 2013. — Vol. 11, N 3. — P. 636–642.
11. Петров Б.Н., Соколов Н.И., Лунатов А.В. и др. Системы автоматического управления объектами с переменными параметрами: Инженерные методы анализа и синтеза. — М.: Машиностроение, 1986. — 256 с.
12. Езангина Т.А., Гайворонский С.А. Параметрический синтез линейного регулятора для интервального объекта управления // Мехатроника. Автоматизация. Управление. — 2013. — № 9 (105). — С. 5–10.
13. Гайворонский С.А., Езангина Т.А. Настройка ПИД-регулятора для максимизации степени устойчивости интервальной системы // Автоматизация процессов управления. — 2013. — № 1 (31). — С. 86–91.

Статья представлена к публикации членом редколлегии Е.Я. Рубиновичем.

Гайворонский Сергей Анатольевич — канд. техн. наук, зам. директора, ☎ (3822) 42-05-88, ✉ saga@tpu.ru,

Езангина Татьяна Александровна — аспирант, ☎ (3822) 40-68-31, ✉ eza-tanya@yandex.ru,

Институт кибернетики Томского политехнического университета.