

DOI 10.15589/jnn20170202  
 УДК 656.61.052  
 П32

## MATHEMATICAL MODELLING OF OPERATION OF THE TUG EQUIPPED WITH AZIMUTHAL THRUSTERS

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ БУКСИРА С АЗИМУТАЛЬНЫМИ ДВИЖИТЕЛЯМИ НА ТРОСЕ

Oleksandr D. Pipchenko  
 nav.researches@gmail.com  
 ORCID: 0000-0002-6878-0619

А. Д. Пипченко,  
 канд. техн. наук

*Odessa Maritime Training Centre, Odessa*  
*Одесский морской тренажёрный центр, Одесса*

**Abstract.** Use of harbor tugs to assist vessels in berthing operations is a common practice. More often nowadays tugs are used also to provide escort service to large vessels, which cannot maneuver safely in constrained harbor waters without assistance due to their size, or to provide back-up steering ability if the vessel propulsion fails. High level of risk usually inherent to these operations stipulates the study of the tug and ship interaction dynamics. This research deals with mathematical modeling of the towing process, with the focus on azimuthal stern drive, tug maneuvering characteristics and its transverse stability. A mathematical model of an ASD tug in four degrees of freedom is presented in the paper. Following features were specifically considered: thrust degradation due to propeller interaction, transverse stability on large angles of heel, interaction via a hawser with an independently steered vessel, and the hawser tension in a dynamically unstable situation. Software developed on the basis of the proposed mathematical model allows modelling girting and capsizing of a tug. In addition, it gives an opportunity to access dangerous tug handling modes, which can be presented during tug masters training or used in the towing operations risk analysis.

**Keywords:** escort tug; ASD tug; tug assistance; girting; maneuverability; mathematical model.

**Аннотация.** Предложена математическая модель буксира с азимутальными движителями, в которой учтено уменьшение упора от винтов, поперечная остойчивость на больших углах крена, взаимодействие через трос с независимо управляемым судном, а также натяжение на буксирном тросе в динамически нестабильной ситуации. Разработана программа, при помощи которой возможно промоделировать гиртинг и опрокидывание буксира, что позволяет определить опасные режимы управления и ситуации при буксировке.

**Ключевые слова:** эскортный буксир; ASD-буксир; кантовка; гиртинг; маневренность; математическая модель.

**Анотація.** Запропоновано математичну модель буксира з азимутальними рушіями, у якій враховано зменшення упору від гвинтів, поперечна остійність на великих кутах крену, взаємодія через трос з незалежно керованим судном, а також натяг на буксирному тросі в динамічно нестабільній ситуації. Розроблено спеціальну програму, за допомогою якої можливо промодельовати гиртинг і перекидання буксира, що дозволяє визначити небезпечні режими управління і ситуації під час буксирування.

**Ключові слова:** ескортний буксир; ASD-буксир; кантування; гиртинг; маневреність; математична модель.

### REFERENCES

- [1] Gofman A. D. *Dvizhitelno-rulevoy kompleks i manevrirovaniye sudna. Spravochnik* [Propulsion-steering complex and maneuvering of the ship]. Saint Petersburg, Sudostroenie Publ., 1988. 360 p.
- [2] *Spravochnik po teorii korablya. V trekh tomakh* [Guide to the ship theory]. Saint Petersburg, Sudostroenie Publ., 1985.
- [3] Artyszuk J. Steady-state maneuvering of a generic ASD tug in escort pull and bow-rope aided push operation. *Proceedings of TransNav*, vol. 8, no. 3, September 2014.
- [4] Bradner P., Renilson M. Interaction Between Two Closely Spaced Azimuthing Thrusters. *Journal of Ship Research*, vol. 42, no. 1, March 1998.
- [5] Brandner P. A. Performance and effectiveness of omni-directional stern drive tugs. PhD thesis, Tasmania, November 1995.

- [6] EMSA. Annual overview of marine casualties and incidents 2016. Available at: <http://www.emsa.europa.eu>.
- [7] Hensen H. Tug Use in Port: A Practical Guide. Ed. 2. The Nautical Institute, 2003. 192 p.
- [8] Dang J., Laheij H. Hydrodynamic Aspects of Steerable Thrusters. Dynamic Positioning Conference, 2004.
- [9] Journée J. M. J., Adegeest L. J. M. Theoretical Manual of Strip Theory Program «SEAWAY for Windows». Report 1370. TU Delft/AMARCON, 2003. 336 p.
- [10] Kijima K., Tanaka S., Furukawa Y., Hori T. On a Prediction Method of Ship Manoeuvring Characteristics. Proc. of MARSIM-93, vol.1, 1993, pp. 285–294.
- [11] Perez T., Blanke M. Mathematical Ship Modeling for Control Applications. (Technical Report). DTU Technical University of Denmark, 2003. 22 p.
- [12] Qadavlieg F., Kaul S. Development of a calculation program for escort forces of stern drive tug boats. International Tug & Salvage Convention & Exhibition, 2006.
- [13] Toxopeus S., Loeff G. Manoeuvring Aspects of Fast Ships with Pods. Proceeding of the 3<sup>rd</sup> International Euro-Conference on High-Performance Marine Vehicles HIPER'02, Bergen, 14–17 September, 2002, pp. 392–406.
- [14] Yasukawa H., Yoshimura Y. Introduction of MMG standard method for ship maneuvering predictions. Journal of Marine Science & Technology, no. 20, 2015, pp. 37–52.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Работе портовых буксиров является свойственным высокий уровень риска. Согласно данным Европейской ассоциации морской безопасности (EMSA) 23% аварий судов технического флота связано с буксировкой [2]. Всего с 2011 по 2015 гг. произошло 236 инцидентов, 43 из которых связаны со значительными повреждениями или полной потерей судов, а также с гибелью членов экипажа. В это число входит 11 опрокинувшихся и затонувших в европейских водах буксиров.

В процессе расследования данных происшествий было выявлено, что недостаточное внимание уделяется подготовке капитанов, а также проблемам остойчивости буксиров, например, работа буксира на оттяжку в режиме «нос-к-носу» на ходу требует как хороших навыков управления, так и четкого понимания физических процессов, заложенных в основе этой операции, особое отношение к себе необходимо буксирам, работающие в режиме «эскорта». Эскорт производится на скоростях 4–8 узлов, что связано со скоростью, соответствующей установке телеграфа «самый малый вперед» («dead slow ahead») судна-объекта. Это приводит к значительному увеличению взаимодействия между судами и росту гидродинамических сил на корпусе буксира.

Опрокидывание буксиров чаще всего происходит либо при столкновении в момент подхода к носу судна для крепления троса, либо в результате гиртинга. Гиртинг — явление потери управляемости буксиром, увлекаемым судном-объектом, которое может привести к опрокидыванию.

Обучение управлению буксиром на реальном объекте в портах с интенсивным судоходством затруднительно, поэтому более эффективной на начальных стадиях является подготовка специалистов на тренажерах. Однако не всегда возможности тренажера позволяют промоделировать все опасные ситуации (например, гиртинг и опрокидывание).

В связи с указанным будет осуществлена разработка программного обеспечения, позволяющего для определенного типа буксира задать необходимые начальные условия и затем промоделировать интересующие опасные ситуации. При этом все более широко в различных портах используются так называемые ASD Escort Tugs – буксиры, оборудованные азимутальными движителями и обладающие рядом свойств, которые дают возможность безопасно производить операции на скоростях 4–8 узлов.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ДОСТИЖЕНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В существующих публикациях можно встретить структуру математической модели буксира [3, 4, 5, 12], в общем виде отображающую действующие на него силы. Более подробные данные, такие как функции расчета отдельных сил и коэффициентов, зачастую не упоминаются.

Можно выделить две основные группы математических моделей движения буксиров:

- 1) модели движения на плоскости [3, 12];
- 2) модели движения на плоскости с учетом остойчивости [4, 5].

В статье [3] описана упрощенная модель буксира, работающего в устойчивых режимах на укол и оттяжку. При этом силы, развиваемые движителем, обобщены как вектор, а коэффициенты сил сопротивления выражены пропорционально углам дрейфа. Такой образец предназначен для предварительного расчета диаграмм усилий, производимых буксиром в установившихся режимах движения.

В результате исследований П. Брэднера [4, 5] была предложена полуэмпирическая модель динамики буксира с азимутальными движителями, где основное внимание уделено их взаимодействию. Несмотря на то, что элементы остойчивости включены

в структуру модели, по итогам расчетов наклонения буксира не приводятся.

Кроме того, в литературе четко не представлена модель взаимодействия системы буксир-судно.

Моделированию движения крупнотоннажных судов, в данном случае судна-объекта, посвящено множество работ, в том числе [1, 2, 10, 11], которые можно использовать в качестве базы для разработки модели системы буксир-судно с учетом остойчивости первого.

**ЦЕЛЬ СТАТЬИ** — создание математической модели буксира с азимутальными движителями, позволяющей просчитать динамику буксира в различных режимах работы с учетом его остойчивости.

**ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА**

**1. Структура математической модели буксира**

В результате анализа ряда исследований [1, 2, 3, 4, 5, 10, 11, 14] была выбрана следующая система уравнений, описывающая движение буксира:

$$\left. \begin{aligned} (m + m_{11})\dot{u} - (m + m_{22})vr &= X \\ (m + m_{22})\dot{v} + (m + m_{11})ur &= Y \\ (I_{44} + J_{44})\dot{p} &= K \\ (I_{66} + J_{66})\dot{r} &= N - x_G Y \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $m$  — массовое водоизмещение судна;  $m_{11}, m_{22}$  — присоединенные массы;  $I_{44}, I_{66}$  — моменты инерции;  $J_{44}, J_{66}$  — присоединенные моменты инерции;  $u, v, p, r$  — продольная и поперечная составляющие поступательной скорости и угловые скорости относительно поперечной и вертикальной осей к центру тяжести судна соответственно;  $X, Y, K, N$  — гидродинамические силы и моменты, действующие на судно.

В развернутом виде гидродинамические силы и моменты представим как:

$$\left. \begin{aligned} X &= X_H + X_P + X_{TL} \\ Y &= Y_H + Y_P + Y_{TL} \\ K &= K_H + K_P + K_{TL} + K_{ROLL} \\ N &= N_H + N_P + N_{TL} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где индексы:  $H$  — корпус;  $P$  — обобщенная сила винто-рулевой группы;  $TL$  — натяжение буксирной линии;  $ROLL$  — восстанавливающий момент и инерция.

**2. Силы сопротивления на корпусе**

Силы сопротивления на корпусе определяются так:

$$\left. \begin{aligned} X_H &= \frac{1}{2} C_{HX}(u, \beta, r) \cdot \rho L d U^2 \\ Y_H &= \frac{1}{2} C_{HY}(\beta, r) \cdot \rho L d U^2 \\ K_H &= (z_H - z_G) \cdot Y_H \\ N_H &= \frac{1}{2} C_{HN}(\beta, r) \cdot \rho L^2 d U^2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $C_H$  — коэффициенты сил и моментов сопротивления по соответствующим осям;  $\rho$  — плотность морской воды;  $L$  — длина судна;  $d$  — осадка судна;  $U$  — абсолютная скорость судна;  $u$  — продольная составляющая скорости судна;  $\beta$  — угол дрейфа (положительный против часовой стрелки);  $r$  — скорость изменения курса;  $z_G$  — аппликата центра тяжести;  $z_H$  — аппликата центра погруженной части корпуса.

Коэффициенты  $C_H$ , как правило, получают опытным путем [3, 5, 14]. Однако приближенно их также можно определить при помощи методов, рассмотренных в работах [1, 2, 14].

**3. Силы, развиваемые азимутальными движителями**

В публикации [3] сила упора движителей отображена в качестве суммарной величины  $F_p > 0$  (рис. 1). Направление приложения  $F_p$  зависит от заданного угла  $\delta$ . Данное условие справедливо для синхронной работы азимутальных движителей в устойчивых режимах буксировки. В процессе выполнения данных операций достаточно частым способом снижения скорости или натяжения, помимо изменения нагрузки, является разведение винтов по бортам на углы 30–150° в зависимости от направления движения. Кроме того, применяется метод «асинхронного» управления, когда один движитель работает только на упор, а другим задают вращение. В связи с этим для моделирования неустановившегося процесса буксировки винто-рулевые группы целесообразно разделить.

Сила упора одного винта находится по формуле:

$$F_p = (1 - t) \rho \cdot K_T (J, \theta_p) D_p^4 n |n|, \quad (4)$$

$$J = \left| \frac{U_p (1 - w)}{n D_p} \right|,$$

где  $t$  — эмпирический коэффициент уменьшения упора;  $n$  — обороты винта;  $D_p$  — диаметр винта;  $K_T$  — коэффициент упора;  $J$  — скольжение винта;  $\theta_p$  — угол разворота лопастей винта;  $U_p$  — скорость потока на винте;  $w$  — эмпирический коэффициент влияния корпуса.

В уравнении (4) вместо принятого в литературе  $n^2$  обороты представлены как  $n|n|$  с целью моделирования работы винта на задний ход.

Взаимное влияние проявляется, когда оба винта работают на один борт. Согласно [5] на винте, находящемся впереди, происходит уменьшение эффективного упора, вызванного набрасыванием на него потока винтом сзади. В [5, 8] приведены методы, позволяющие учесть взаимодействие винтов. Достаточно точным и удобным для приближенного моделирования является метод, предложенный Дж. Дангом [8]:

$$F_p^* = C_{t0} F_p,$$

$$C_{t0} = C_t + (1 - C_t) \frac{\theta^3}{130 / C_t^3 + \theta^3}, \quad (5)$$

$$C_t = 1 - 0,8 \left( \frac{r_p}{D_p} \right)^{2/3},$$

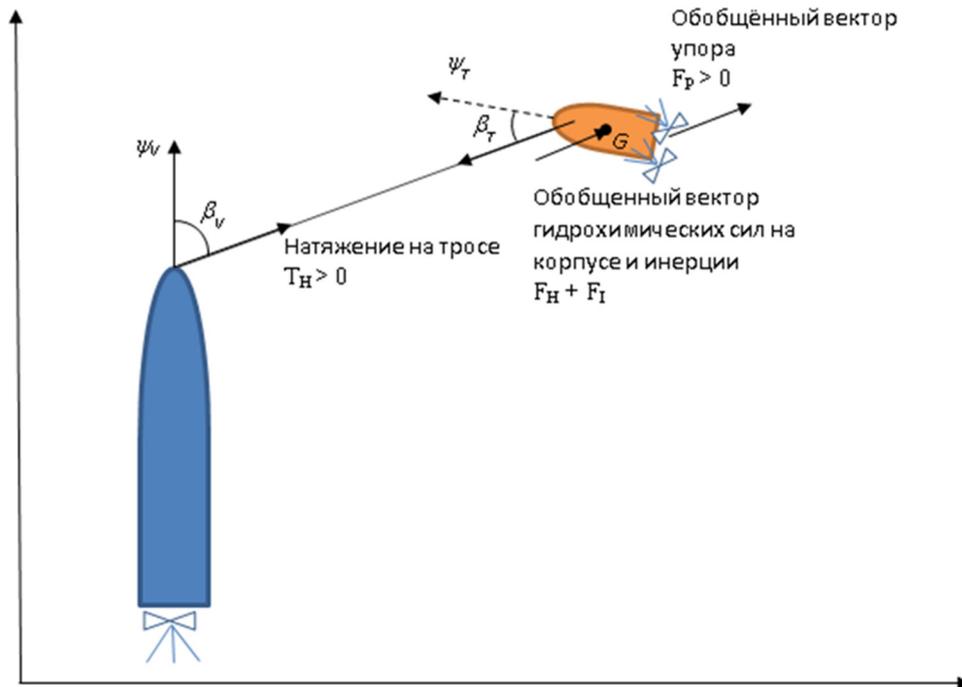


Рис. 1. Упрощенная модель взаимодействия судна с буксиром

где  $C_{\theta}$  — коэффициент взаимодействия;  $\theta$  — угол между осями азимутальных движителей;  $C_i$  — коэффициент взаимодействия при  $\theta = 0$ ;  $l_p$  — расстояние между винтами.

Силы упора с учетом разделения движителей на левый и правый борт описаны следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} X_p &= F_p^S \cos \delta_S + F_p^P \cos \delta_P \\ Y_p &= F_p^S \sin \delta_S + F_p^P \sin \delta_P \\ K_p &= (z_p - z_G) \cdot Y_p \\ N_p &= x_p \cdot Y_p - y_p^S \cdot F_p^S \cos \delta_S - y_p^P \cdot F_p^P \cos \delta_P \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где  $x_p, y_p, z_p$  — позиция соответствующего винта.

Компонент боковой силы, создаваемой вращением винта, в данном случае не учитывается.

**4. Учет устойчивости буксира**

На основе [9] уравнение бортовых колебаний запишем как:

$$\begin{aligned} a_{42} \cdot \dot{v}_G + b_{42} \cdot v_G + (I_{kk} + a_{44}) \dot{p}_G + \\ + b_{44} \cdot p_G + a_{46} \cdot \dot{r}_G + b_{46} \cdot r_G = K, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $a$  — коэффициенты инерционных сил;  $b$  — коэффициенты демпфирующих сил;  $K$  — суммарный кренящий момент;  $\varphi$  — угол крена; индексы 1, 2, 3 — соответствуют линейным перемещениям по продольной, поперечной и вертикальной осям; индексы 4, 5, 6 — представляют вращательные движения относительно продольной (крен), поперечной (дифферент) и вертикальной (рыскание) осей судна.

В отличие от бортовой качки на волнении, наклон судна во время маневра не имеет периодического характера. Согласно [9] коэффициенты демпфирующих сил при кажущейся частоте волнения, близкой к нулю, также равны нулю, кроме коэффициента  $b_{46}$ , который зависит от присоединенных масс и коэффициента  $b_{44v}$ , выражающего нелинейное вязкостное демпфирование. Коэффициенты  $a_{42}, a_{44}, a_{46}, b_{46}$  с учетом преобразований, связанных с тем, что кажущаяся частота волнения равна нулю, определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} a_{42} &= m_{42} + OG \cdot m_{22}; \\ a_{44} &= m_{44} + m_{42} + OG \cdot (m_{24} + OG \cdot m_{22}); \\ a_{46} &= (m_{42} + OG \cdot m_{22}) \cdot L; \\ b_{46} &= -u \cdot (m_{42} + OG \cdot m_{22}). \end{aligned}$$

где  $m_{ii}$  — коэффициенты присоединенных масс;  $OG$  — длина перпендикуляра, опущенного из центра тяжести на плоскость ватерлинии;  $L$  — длина судна между перпендикулярами;  $u$  — поступательная скорость судна.

Коэффициент  $b_{44v}$  можно найти методом Икеда [9], исключив при этом составляющие зависящие от кажущейся частоты волнения:

$$b_{44v} = b_{44f}(\varphi_a, \omega_n, u) + b_{44l}(u), \quad (8)$$

где  $b_{44f}$  — коэффициент трения;  $b_{44l}$  — подъемный коэффициент;  $\varphi_a$  — амплитуда бортового наклона;  $\omega_n$  — собственная частота бортовых колебаний.

В результате момент  $K_{ROLL}$  рассчитывается по формуле:

$$K_{ROLL} = a_{42} \cdot \dot{v}_G - a_{46} \cdot \dot{r}_G - b_{46} \cdot r_G - b_{44v} \cdot p_G - K_\phi, \quad (9)$$

где  $K_\phi$  — восстанавливающий момент.

В случае отсутствия детальной информации об остойчивости восстанавливающий момент можно рассчитать как:

$$K_\phi = GM \cdot g \cdot m \cdot \sin(\phi). \quad (10)$$

Однако для более точной оценки следует заменить метацентрическую высоту  $GM$  на зависимое от крена плечо статической остойчивости  $l(\phi)$ :

$$K_\phi = g \cdot m \cdot l(\phi). \quad (11)$$

**5. Натяжение буксирной линии**

В данной работе упругость буксирной линии не учитывается. Расчет натяжения линии начинается при выходе на заданную длину  $l_{TL}$ . Если расстояние между точками закрепления троса на судах меньше заданной длины, натяжение  $F_T$  равно нулю. Для того чтобы усилие буксира передалось на натянутый трос, равнодействующая сил  $R$ , создаваемых буксиром, должна быть не равной нулю и направленной в сторону от буксируемого объекта.

$$\left. \begin{aligned} F_{TX} &= 0 \text{ при} \\ R_X &< 0 \vee \beta_T \in \left(-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}\right) \vee x_T \geq 0 \\ R_X &> 0 \vee \beta_T < -\frac{\pi}{2} \vee \beta_T > \frac{\pi}{2} \vee x_T < 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{TY} &= 0 \text{ при} \\ R_Y &> 0 \vee \beta_T \in (0; \pi) \\ R_Y &< 0 \vee \beta_T \in (-\pi; 0) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Продольная и поперечная составляющие равнодействующей  $R$  поступают на трос по его направлению, образуя натяжение  $F_T$ :

$$F_{TX} = R_X \cdot \cos \beta_T; \quad F_{TY} = R_Y \cdot \sin \beta_T, \\ F_T = F_{TX} + F_{TY} + F_{TV}.$$

где  $F_{TV}$  — дополнительное натяжение, создаваемое судном-объектом. Силы реакции в этом случае выражаются как:

$$\left. \begin{aligned} X_T &= F_T \cdot \cos \beta_T \\ Y_T &= F_T \cdot \sin \beta_T \\ N_T &= Y_T \cdot x_T \\ K_T &= Y_T \cdot (z_T - z_G). \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

В момент выхода буксира на длину троса происходит рывок, в результате которого скорости буксира и буксируемого выравниваются. Чтобы трос «виртуально» не растягивался, введено кинематическое условие:

$$\left. \begin{aligned} &\text{при } l_{TP} > l_{TL} - \frac{dl_{TP}}{dt} \\ &u - \frac{dl_{TP}}{dt} \cos \beta_T \\ &v + \frac{dl_{TP}}{dt} \sin \beta_T \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Если скорость удлинения троса положительна при достижении его максимальной длины, она вычитается из скорости буксира по соответствующим осям.

**6. Результаты моделирования движения буксира**

Полученная в результате исследования модель была реализована в виде программы в среде Matlab Simulink R2016b. Для расчетов выбран буксир с тяговым усилием 50 тонн и размерениями  $L/B/d$  — 32,5/10,8/4,6 м, оснащенный двумя азимутальными движителями,  $D_p = 2,544$  м.

На рис. 2 показана циркуляция буксира с полного хода 14,4 узлов. Tактический диаметр циркуляции в этом случае равен 128 м.

Результаты моделирования сверены с данными тренажера Transas Navi-Trainer 4000 Одесского морского тренажерного центра на аналогичных моделях ASD буксиров. Количественно и качественно поведение модели схоже с моделями тренажера.

**7. Результаты моделирования динамики системы буксир-судно при работе на тросе**

На основе публикаций [1, 2, 10, 11, 14] автором разработана математическая модель контейнеровоза класса панамакс размерениями  $L/B/d$  — 282/32,2/12,2 м. Силы реакции на буксирном тросе рассчитываются на базе уравнений (12)–(14).

Результаты моделирования системы буксир-судно отображены на рис. 3–4. Рис. 3 показывает различные режимы буксировки; рис. 4 — ситуацию «гиртинг» со значительным накрением буксира ( $-75^\circ$ ), что соответствует углу заката диаграммы статической остойчивости и превышает угол затопления ( $60^\circ$ ) для данного типа буксира и по сути означает опрокидывание, которое в данном случае вызвано моментом, образованным между силами упора винтов и натяжения троса.

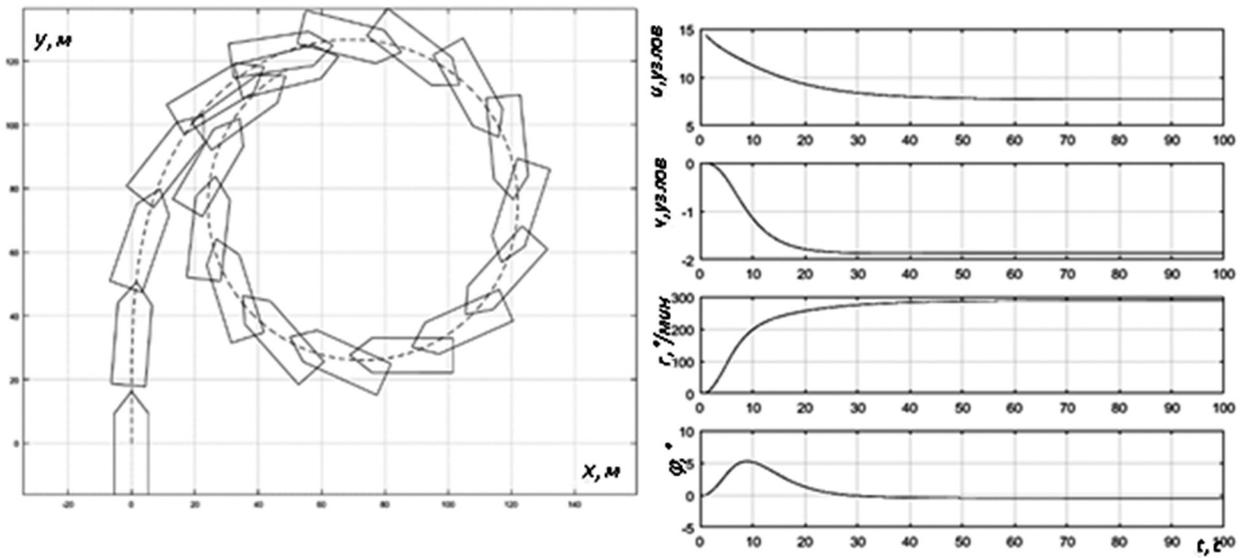


Рис. 2. Циркуляция ASD буксира на правый борт; разворот движителей 35°

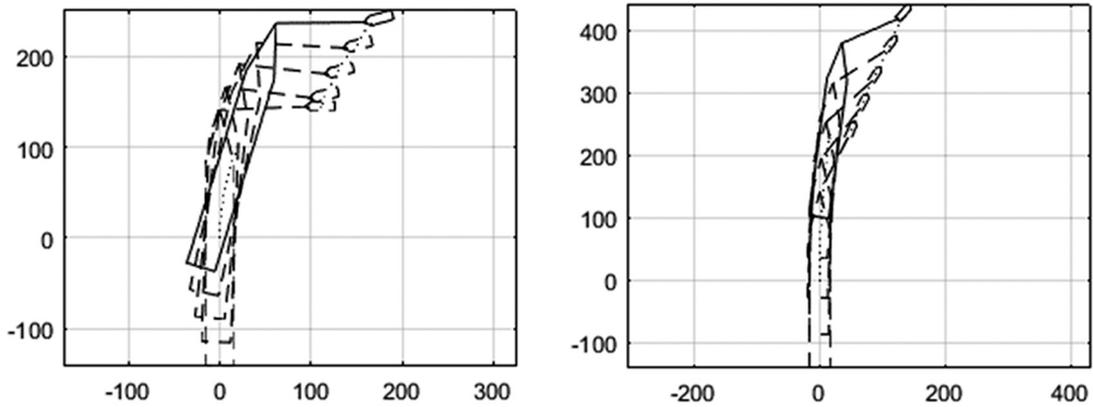


Рис. 3. Моделирование работы системы буксир-судно в различных режимах: слева — «bow-to-bow», скорость — 2 узла; справа — «stern-to-bow», скорость — 4 узла

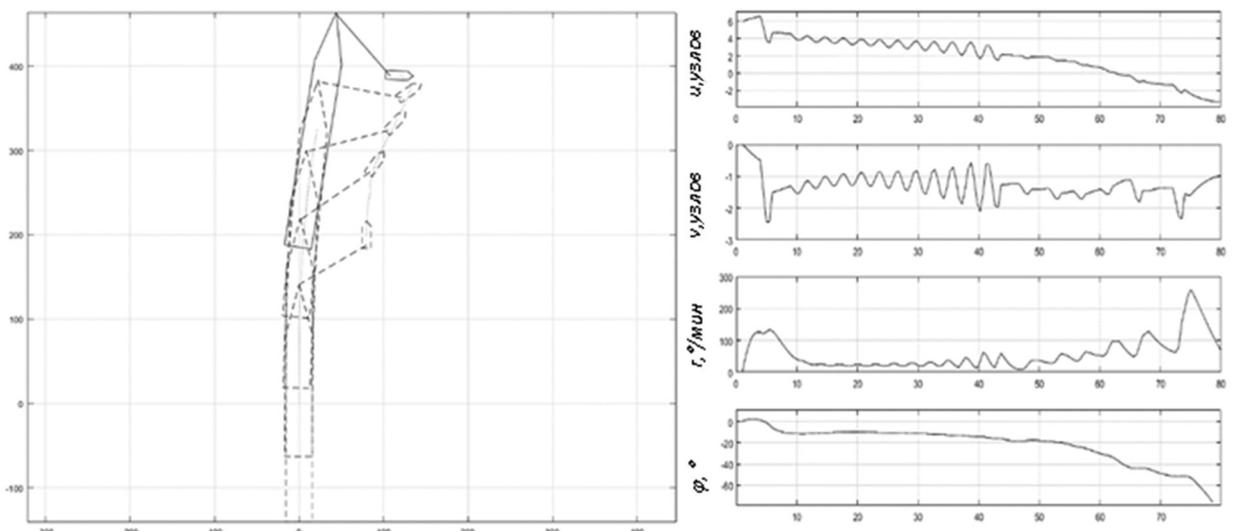


Рис. 4. Моделирование ситуации «гиртинг». Режим «stern-to-bow», скорость — 6 узлов

**ВЫВОДЫ.** Разработана математическая модель системы буксир–судно, связанной тросом. В качестве буксира выбрано судно с двумя азимутальными движителями, модель которого построена в четырех степенях свободы с учетом его поперечной остойчивости. Результаты моделирования были сверены с аналогичными типами судов на навигационном тренажере. Предложенное автором про-

граммное обеспечение может быть использовано в учебном процессе и предварительных расчетах буксировки судов в портовых водах. Последующие исследования предусматривают более детальный анализ поведения буксиров в различных режимах работы и уточнение влияния взаимодействия азимутальных винтов и корпуса на больших углах дрейфа.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Гофман А. Д.** Двигательно-рулевой комплекс и маневрирование судна. Справочник [Текст] / А. Д. Гофман. — Л. : Судостроение, 1988. — 360 с.
- [2] Справочник по теории корабля. В трех томах [Текст] / под ред. Я. И. Войткунского. — Л. : Судостроение, 1985.
- [3] **Artyszuk J.** Steady-state maneuvering of a generic ASD tug in escort pull and bow-rope aided push operation [Текст] / J. Artyszuk // Proceedings of TransNav. — Vol. 8. — № 3. — September 2014.
- [4] **Bradner P.** Interaction Between Two Closely Spaced Azimuthing Thrusters [Текст] / P. Bradner, M. Renilson // Journal of Ship Research. — Vol. 42. — No. 1. — March 1998.
- [5] **Brandner P. A.** Performance and effectiveness of omni-directional stern drive tugs. PhD thesis. — Tasmania, November 1995.
- [6] EMSA. Annual overview of marine casualties and incidents 2016 [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.emsa.europa.eu>.
- [7] **Hensen H.** Tug Use in Port: A Practical Guide [Текст] / H. Hensen. — Ed. 2. — The Nautical Institute, 2003 — 192 p.
- [8] **Dang J.** Hydrodynamic Aspects of Steerable Thrusters [Текст] / J. Dang, H. Laheij // Dynamic Positioning Conference, 2004.
- [9] **Journée J. M. J.** Theoretical Manual of Strip Theory Program «SEAWAY for Windows». Report 1370 [Текст] / J. M. J. Journée, L. J. M. Adegeest. — TU Delft/AMARCON, 2003. — 336 p.
- [10] **Kijima K.** On a Prediction Method of Ship Manoeuvring Characteristics [Текст] / K. Kijima, S. Tanaka, Y. Furukawa, T. Hori // Proc. of MARSIM-93. — Vol. 1. — 1993. — pp. 285–294.
- [11] **Perez T.** Mathematical Ship Modeling for Control Applications (Technical Report) [Текст] / T. Perez, M. Blanke. — DTU Technical University of Denmark, 2003. — 22 p.
- [12] **Quadvlieg F.** Development of a calculation program for escort forces of stern drive tug boats [Текст] / F. Quadvlieg, S. Kaul // International Tug & Salvage Convention & Exhibition, 2006.
- [13] **Toxopeus S.** Manoeuvring Aspects of Fast Ships with Pods [Текст] / S. Toxopeus, G. Loeff // Proceeding of the 3<sup>rd</sup> International EuroConference on High-Performance Marine Vehicles HIPER'02, Bergen, 14–17 September, 2002. — pp. 392–406.
- [14] **Yasukawa H.** Introduction of MMG standard method for ship maneuvering predictions [Текст] / H. Yasukawa, Y. Yoshimura // Journal of Marine Science & Technology. — No. 20. — 2015 — pp. 37–52.

© О. Д. Піпченко

Надійшла до редколегії 09.03.2017

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК  
д-р техн. наук, проф. *М. І. Цимбал*