

проработки, гидродинамического и прочностного проверочного расчетов разработана и обоснована конструкция кавитатора. Выполнена проектная проработка замены крыльцевого устройства кавитатором предложенной конструкции для существующего судна на подводных крыльях. При этом может быть получен экономический эффект, состоящий в:

- значительном упрощении конструкции судна за счет исключения из его состава дорогостоящего, сложного и трудоёмкого в производстве крыльцевого устройства;
- увеличении запаса топлива за счет снижения массы корпуса и соответствующего увеличения дальности хода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бутузов, А.А., Ерлыкин, И.И., Калужный, В.Г., Новиков, Н.Д. (1981). Применение искусственной каверны для снижения гидродинамического сопротивления глиссирующего судна. Вопросы судостроения. Серия: Проектирование судов, вып.28.
2. Бутузов, А.А. и др. (1999) Снижение сопротивления движению судов за счет искусственных газовых каверн. Судостроение. 11, 3-6.
3. Павлов, Г.А. (2002). Вклад российских изобретателей в развитие судов на воздушной каверне. 7-ая Международная конференция. КНР, Шанхай.
4. Сверчков, А.В. (1988). Поиск профилировки днища судов на воздушной каверне. Судостроительная промышленность. Серия: Проектирование судов, вып.8, 25-31.
5. 03521-020-010. (2001) Морское пассажирское судно на подводных крыльях «Восход-2М». Спецификация. Феодосия: ФСК «Море».
6. Зинкин, В.Н. (2004). Каверна рождающая скорость. Научно-техническая конференция. Николаев: УГМТУ.

Some aspects of replacing the hydrofoils of a passenger vessel by a redan's system with forming a cavitator for movement through supporting of air caverns

Volodymyr Zinkin, Valentina Stoyan, Mykhailo Guk

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

Abstract. A brief overview of air and gas cavern-supported vessels is presented. As a result of the analysis of the data on the tests of vessels supported by air caverns, the design scheme of the cavitator and its installation instead of the hydrofoils on passenger hydrofoil vessels of the Nikolaev shipping company "Nibulon" were substantiated.

Key words: cavern, cavitation, cavitator, air and gas cavern-supported craft.

УДК 004.942:531.391

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ГНУЧКОГО ЗВ'ЯЗКУ МОРСЬКОЇ ПРИВ'ЯЗНОЇ СИСТЕМИ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ КРУЧЕННЯ ГНУЧКОГО ЗВ'ЯЗКУ НА ЙОГО СИЛУ РОЗТЯГУВАННЯ

Трунін К.С.

кандидат технічних наук,

доцент кафедри менеджменту,

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,

м. Миколаїв, Україна

trunin.konstantin.stanislaw@gmail.com

Анотація. Важливою характеристикою гнучкого зв'язку (ГЗ) є опір крученню, яке виникає від процесу набігання на блок і вигину на блоці, і яке необхідно враховувати в умовах експлуатації. Запропоновано метод визначення векторів узагальнених сил кручення ГЗ.

Досліджено вплив від кручення ГЗ на його силу розтягування на конкретних прикладах. У ряді випадків кручення ГЗ помітним чином впливає на характер руху МПС в цілому. Тема розробки ММ динаміки МПС з урахуванням впливу кручення є важливою і актуальною.

Ключові слова: гнучкий зв'язок (ГЗ); морська прив'язна система (МПС); підводна буксируєма система (ПБС); математичні моделі (ММ) динаміки ГЗ МПС та МПС з ГЗ; метод визначення векторів узагальнених сил кручення ГЗ, жорсткість кручення (ЖК).

При експлуатації гнучких зв'язків (ГЗ) підводних буксируємих систем (ПБС) можливі пошкодження кабель-буксирів (КБ) в результаті багаторазових перегинів на роliках, блоках, барабанах лебідок та елементах спуско-підйомних пристроїв [1, с. 22; 2, с. 58].

Важливого значення набуває дослідження жорсткості кручення (ЖК) ГЗ в умовах експлуатації. Якщо у деяких галузях цими питаннями переймалися раніше [3–6], то при експлуатації ГЗ, наприклад, при буксируванні [7] та у ПБС [8;9], ці питання практично не вивчені з причин високої вартості натурних експериментів, відсутності та контрольно-вимірjuвальних комплексів. Крім того, існуючі математичні моделі (ММ) опису динаміки [10–13] не враховують ЖК і не дають можливості використовувати їх в інженерних розрахунках.

Вивченням цих напружень займалися М.Ф. Глушко [4], А.І. Рослик [5;6], С.Ф. Чукмасов [14] та А.І. Якобсон [15].

Автор намагався знайти інформацію по дослідженню кручення і напружень кручення в ГЗ і створення математичних моделей (ММ), що їх описують, однак такої літератури, як видно з огляду, практично немає. Очевидно, що тема розробки ММ опису динаміки МПС з урахуванням впливу кручення є важливою і актуальною.

До теперішнього часу зазначені дослідження не отримали необхідного розвитку через відсутність достовірних ММ, які досить просто та ефективно реалізовувалися б у вигляді алгоритмів і програм для чисельного вирішення розглянутих завдань.

Результати дослідження. Метою дослідження є вдосконалення розробленої раніше ММ динаміки ГЗ МПС з урахуванням впливу жорсткості кручення ГЗ шляхом її доповнення методом визначення векторів узагальнених сил кручення ГЗ і перевірка впливу жорсткості кручення (ЖК) ГЗ на її прогин і силу розтягування на конкретних прикладах. Аналіз існуючих моделей динаміки ГЗ МПС показав, що в більшості моделей елемента ГЗ в МПС розглядають динаміку ГЗ при доволі малих переміщеннях і вигинах, що свідчить про актуальність розробки даної математичної моделі динаміки елемента ГЗ, що дозволяє враховувати великі переміщення ГЗ в складі МПС. Раніше були отримані рівняння динаміки елемента ГЗ МПС [16], які дозволяють описувати значні величини його переміщень. Створена ММ двох пов'язаних елементів ГЗ МПС дозволяє розробити алгоритм розрахунку динаміки ГЗ при її великих переміщеннях [17]. Більш докладний опис ММ ГЗ МПС наведено в [2; 16–19].

Визначення векторів узагальнених сил кручення ГЗ в ММ ГЗ МПС.

Доповнимо ММ динаміки ГЗ МПС методом визначення векторів узагальнених сил кручення ГЗ. На рис. 1 наведено елемент ГЗ із зазначенням кута повороту кінцевого поперечного перерізу елемента ГЗ.

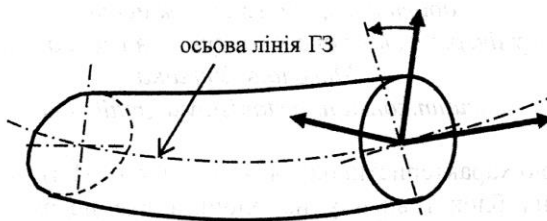


Рис. 1. Поворот кінцевого поперечного перерізу елемента ГЗ щодо нормалі репера Френе осьової лінії, що складається з вектора дотичної t , нормалі n і бінормалі b

Кут β визначається уздовж осової лінії ГЗ ($p \in [0; l]$). За допомогою інтерполяційної залежності

$$\beta(p) = \beta_0 \cdot (1 - p/l) + \beta_l \cdot p/l. \quad (6)$$

β_k – кути повороту поперечних перерізів ГЗ в кінцевих точках елемента щодо нормалі п репера Френе осової лінії [20; 21].

Як функції форми ГЗ використані функції Ерміта [22]

$$s_1(p) = s_3(l - p) = 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3, \quad (7)$$

$$s_2(p) = -s_4(l - p) = l \cdot (\xi - 2\xi^2 + \xi^3) \quad (8)$$

$$s_3(p) = 3\xi^2 - 2\xi^3, \quad (9)$$

$$s_4(p) = l \cdot (\xi^3 - \xi^2), \quad (10)$$

$$\xi = p/l, \quad (11)$$

що дозволяють апроксимувати форму елемента ГЗ за величиною і похідною радіуса-вектора ГЗ

$$x(p) = s_1(p) \cdot x_0 + s_2(p) \cdot x'_0 + s_3(p) \cdot x_l + s_4(p) \cdot x'_l, \quad (12)$$

$$y(p) = s_1(p) \cdot y_0 + s_2(p) \cdot y'_0 + s_3(p) \cdot y_l + s_4(p) \cdot y'_l, \quad (13)$$

$$z(p) = s_1(p) \cdot z_0 + s_2(p) \cdot z'_0 + s_3(p) \cdot z_l + s_4(p) \cdot z'_l. \quad (14)$$

Вектори узагальнених сил вигину і кручення

($\bar{Q}_{i-1}^x, \bar{Q}_i^x, \bar{Q}_{i+1}^x, \bar{Q}_{i-1}^r, \bar{Q}_i^r, \bar{Q}_{i+1}^r$), що входять в рівняння (15)

$$\begin{aligned} & \mathbf{M}_1 \cdot \bar{\mathbf{e}}_{i-1} + \mathbf{M}_2 \cdot \bar{\mathbf{e}}_i + \mathbf{M}_3 \cdot \bar{\mathbf{e}}_{i+1} + \mathbf{K}_1 \cdot \bar{\mathbf{e}}_{i-1} + \mathbf{K}_2 \cdot \bar{\mathbf{e}}_i + \mathbf{K}_3 \cdot \bar{\mathbf{e}}_{i+1} + \\ & + \bar{Q}_{i-1}^x + \bar{Q}_i^x + \bar{Q}_{i+1}^x + \bar{Q}_{i-1}^r + \bar{Q}_i^r + \bar{Q}_{i+1}^r = \bar{\mathbf{Q}}_i, \end{aligned} \quad (15)$$

визначимо за формулою (16) для сил реакції вигину ГЗ

$$\bar{Q}_i^x = EJ \int_0^l \chi \frac{\partial \chi}{\partial \bar{\mathbf{e}}_i} dp = \frac{EJ \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \chi^2}{\partial \bar{\mathbf{e}}_i} d\xi. \quad (16)$$

і за формулою (17) для сил реакції кручення ГЗ

$$\bar{Q}_i^r = \frac{\partial U^r}{\partial \bar{\mathbf{e}}_i} = G \cdot J_p \int_0^l \tau \frac{\partial \tau}{\partial \bar{\mathbf{e}}_i} dp = \frac{G \cdot J_p \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \tau^2}{\partial \bar{\mathbf{e}}_i} d\xi. \quad (17)$$

Кривизна χ осової лінії по відношенню до головних вісей інерції площі поперечного перерізу зі згинальною жорсткістю EJ і кривизною осової лінії [23]

$$\chi = \frac{|\bar{\mathbf{r}}' \times \bar{\mathbf{r}}''|}{|\bar{\mathbf{r}}'|^3}, \quad (18)$$

Вектори узагальнених сил вигину і кручення

($\bar{Q}_{i-1}^x, \bar{Q}_i^x, \bar{Q}_{i+1}^x, \bar{Q}_{i-1}^r, \bar{Q}_i^r, \bar{Q}_{i+1}^r$) можна обчислити за формулами (151)–(158) [19], однак

процес їх визначення пов'язаний з великими проблемами обчислення похідних та інтегралів в аналітичному вигляді, зважаючи на велику складність формул, що робить цей процес вельми трудомістким і не завжди призводить до обчислення інтегралів в аналітичному вигляді.

Для вирішення цієї проблеми розроблено метод визначення векторів $\bar{Q}_{i-1}^x, \bar{Q}_i^x, \bar{Q}_{i+1}^x, \bar{Q}_{i-1}^r, \bar{Q}_i^r, \bar{Q}_{i+1}^r$ за допомогою чисельних методів обчислення похідних та інтегралів, що входять у формули (19)–(26).

$$\bar{Q}_{i-1}^x = \frac{E \cdot J \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \chi_{i-1}^2}{\partial \xi} d\xi, \quad (19)$$

$$\bar{Q}_{i1}^x = \frac{E \cdot J \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \chi_{i1}^2}{\partial \xi} d\xi, \quad (20)$$

$$\bar{Q}_{i2}^x = \frac{E \cdot J \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \chi_{i2}^2}{\partial \xi} d\xi, \quad (21)$$

$$\bar{Q}_{i+1}^x = \frac{E \cdot J \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \chi_{i+1}^2}{\partial \xi} d\xi, \quad (22)$$

$$\bar{Q}_{i-1}^r = \frac{G \cdot J_p \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \tau_{i-1}^2}{\partial \xi} d\xi. \quad (23)$$

$$\bar{Q}_{i1}^r = \frac{G \cdot J_p \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \tau_{i1}^2}{\partial \xi} d\xi. \quad (24)$$

$$\bar{Q}_{i2}^r = \frac{G \cdot J_p \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \tau_{i2}^2}{\partial \xi} d\xi. \quad (25)$$

$$\bar{Q}_{i+1}^r = \frac{G \cdot J_p \cdot l}{2} \int_0^1 \frac{\partial \tau_{i+1}^2}{\partial \xi} d\xi. \quad (26)$$

Розглянуто цей метод на прикладі обчислення координат вектора $\bar{Q}_{i-1}^x$.

Висновки. На підставі виконаного дослідження можна зробити наступні основні висновки:

1. Удосконалена ММ, а також алгоритм і КП дозволяють виконувати математичне моделювання динаміки МПС з урахуванням кручення ГЗ.

2. Коректне моделювання динаміки ГЗ з урахуванням її крутіння необхідно виконувати в тривимірній постановці завдання. У цьому випадку, спрощуючі припущення про переміщення ГЗ тільки в площині XOZ можуть призводити до якісно і кількісно неправильних висновків.

3. Кручення ГЗ може призводити до істотної зміни форми ГЗ і траєкторії руху буксируваних об'єктів, а також зміни сил, які діють на елементи МПС.

Науковою новизною даної ММ динаміки ГЗ МПС є те, що вона є комплексною, дозволяє досліджувати ГЗ з урахуванням його розтягування, вигину та кручення та умов експлуатації у складі практично всіх класів МПС.

ЛІТЕРАТУРА

1. Трунін К.С. Оцінка міцності буксирного троса підводної буксируємої системи при його зацепі за дно. Машинознавство, 2012, № 2. с. 22–26.
2. V. Blintsov, K. Trunin. Construction of a mathematical model to describe the dynamics of marine technical systems with elastic links in order to improve the process of their design / eastern-European Journal of Enterprise Technologies ISSN 1729-3774 /1/9 (103), 2020, UDC 629.5.01.001.63, DOI: 10.15587/1729-4061.2020.197358. pp. 56-66, p. 74.
3. Сергеев С.Т. Надёжность и долговечность подъёмных канатов. Киев: Техника, 1968. 238 с.
4. Глушко М.Ф. Стальные подъёмные канаты. Киев: Техніка, 1966. 328 с.
5. Рослик А.И. Экспериментальные исследования кручения крановых канатов. Сб. «Стальные канаты», вып. 1. Киев: Техніка, 1964. 308 с.
6. Рослик А.И. Кручение крановых канатов в процессе эксплуатации. Сб. «Стальные канаты», вып. 4. Киев: Техніка, 1967. 328 с.
7. Казменко В.Д. Тросы для морской буксировки. Москва: Морской транспорт, 1958. 92 с.
8. Егоров В.И. Подводные буксируемые системы: Учебное пособие. Л.: Судостроение, 1981. 304 с.

9. Поддубный В.И., Шамарин Ю.Е. и др. Динамика подводных буксируемых систем. СПб.: Судостроение, 1995. 200 с.
10. Блинцов В.С., Магула В.Э. Проектирование самоходных привязных подводных систем. Киев, Наукова думка, 1997. 139 с.
11. Шамарин Ю.Е., Поддубный В.И. и др. Динамика подводных океанографических систем. Киев: Изд. Гос. НИИ гидроприборов, 2001. 228 с.
12. Виноградов Н.И., Гутман М.Л. и др. Привязные подводные системы. Прикладные задачи статики и динамики. СПб.: Изд-во С.-Петербург. ун-та, 2000. 324 с.
13. Иконников И.Б., Гаврилов В.М., Пузырев Г.В. Подводные буксируемые системы и буи нейтральной плавучести. СПб.: Судостроение, 1992. 224 с.
14. Чукмасов С.Ф., Рослик А.И. Кручение канатов от дополнительного растяжения при изгибе. Сб. «Стальные канаты», вып. 2. Киев: Техніка, 1965. 462 с.
15. Якобсон А.И. Кручение канатов на блоках и барабанах. Сб. «Стальные канаты», вып. 3. Киев: Техніка, 1966. 452 с.
16. Трунин, К.С. Уравнения динамики элемента гибкой связи морской привязной системы. Збірник наукових праць НУК, 2017, №1, с. 18–25. DOI 10.15589/jnn20170104.
17. Трунин, К.С. Математическая модель двух связанных элементов гибкой связи морской привязной системы. Збірник наукових праць НУК, 2017, №2, с. 3–10. DOI 10.15589/jnn20170201.
18. Трунин, К.С. Динамика морской привязной системы с гибкой связью. Збірник наукових праць НУК, 2017, №3, с. 3–10. DOI 10.15589/jnn20170301.
19. Трунин, К.С. Гибкие связи в морских привязных системах: Монография. – Николаев: Издатель Торубара В.В., 2019. 536 с.
20. Schwertassek R. Flexible bodies in multibody systems. – Computational methods in mechanical systems: mechanism analysis, synthesis and optimization / Jorge Angeles, Evtim Zakhariev. p. cm. – (NATO ASI series. Series F, Computer and systems sciences; vol. 161). – p. 329–363.
21. Shabana A.A., Yakoub R.Y. Three dimensional absolute nodal coordinate for beam elements; Theory // Journal of Mechanical Design 123, 2001, p. 606-621.
22. Калиткин, Н.Н. Численные методы. М.: Наука, 1978. 512 с.
23. Рашевский П.К. Курс дифференциальной геометрии. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1950. 428 с.

The mathematical model of flexible link marine tethered system dynamic's with account of torsion to it tensile force

Kostiantyn S.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

Abstract. The important of characteristic of flexible link (FL) is rigidity in bending (RB) which is probability be taken into account at regular service conditions. The elements of rope (wire) by end-use testing also tension and bend with torsion. The method of calculation of vectors of generalized of forces of bend of FL was proposed.

One of the causes of torsional stresses in the power plant of the Underwater Tethered Systems (UTS) is the interaction with ship equipment, in which the spiral winding on the winch drum, friction on the flanges of the pulleys or winch drums, bends on various blocks and rolls cause torsion.. The source of torsional stresses in FL there may be technological reasons related to both the manufacture and storage, transportation and placement on the drooms ship's winch.

Keywords: Flexible Links (FL), Marine Tethered Systems (MTS), Underwater Tethered System (UTS), mathematical (MM) models of FL MTS and MTS with FL dynamics, method of calculation of vectors of generalized of forces of bend of FL, rigidity in bending (RB) of FL.