

МОДЕЛИРОВАНИЕ АДАПТИВНОГО К ПЕРЕМЕННОСТИ НАГРУЖЕНИЯ ПРИВОДА ТРАЛОВОЙ ЛЕБЕДКИ

В.В. Попов, А.В. Ивановская (Керчь)

Для эксплуатации в сложных морских условиях требуется техника, обладающая высокой надежностью, работоспособностью и ремонтпригодностью. Грузоподъемное оборудование рыбопромыслового судна играет значимую роль. При выходе из строя такого оборудования в открытом море при промысле потери судовладельца от простоя судна зачастую превышают стоимость этих машин.

Из всего класса палубного оборудования рыбопромыслового судна можно выделить системы, которые одновременно работают в нескольких средах, в сложных гидрометеорологических условиях, испытывают неэволюционные нагрузки. Нестационарность работы таких систем можно обозначить как работу в особых условиях. В качестве примера рассматривается проблема эксплуатации привода траловой лебедки рыбопромыслового судна. На практике установлено, что реальный срок эксплуатации лебедки от заявленного времени наработки на отказ колеблется в пределах 40-80%. Это обусловлено особыми условиями работы, теоретические модели описания которых на данный момент имеют определенные недостатки. Поэтому исследования, направленные на создание адаптивного к переменности нагружения привода и разработку более точных методов моделирования, расчета и проектирования траловой лебедки являются актуальными.

Грузоподъемные устройства рыбопромыслового судна, задействованные в промысловых операциях, на судне не дублируются, и, в случае выхода его из строя, промысловые операции останавливаются, что приносит значительные экономические убытки. Поэтому к системе приводов промыслового оборудования предъявляются высокие требования к надежности. Элементы таких грузоподъемных устройств, работающие в особых условиях, должны быть достаточно надежными и прочными для того, чтобы выдержать резкие колебания нагрузок, зачастую выходящие за предельно-допустимые.

Решением этой проблемы может служить предлагаемый адаптивный к переменности нагружения привод траловой лебедки, что позволит автоматизировать процесс подъема-спуска груза, увеличивая при этом надежность оборудования.

Целью работы является рассмотрение основных этапов моделирования привода траловой лебедки, адаптивного к изменению воспринимаемой нагрузки.

Основными элементами привода грузоподъемных устройств рыбопромыслового судна являются исполнительные (рабочие) элементы, элементы приводов, передач, управление, обслуживания и опорные. На рисунке 1 представлена структурная схема адаптивного привода траловой лебедки.

На рыбопромысловых судах различают три вида привода: непосредственно от двигателя внутреннего сгорания, электрический или гидравлический. При выборе типа привода в процессе проектирования следует учитывать как показатели энергозатрат, металлоемкости, габаритные размеры, так и показатели динамических характеристик привода, так как во время переходных процессов рабочие звенья системы привода воспринимают наибольшие пиковые нагрузки, а в механической системе могут возникать длительные колебательные процессы. Такие колебательные процессы могут быть причиной появления нежелательных резонансных явлений в системе.

Так, коэффициент динамичности для гидравлического привода составляет 2,5-3, в то время как для электропривода его значение равно 5. Аналогично, и длительность переходного процесса установления стабильной скорости движения в электрическом приводе больше в 3,5 раза. Поэтому при разработке адаптивного привода за основу нами был выбран гидравлический привод.

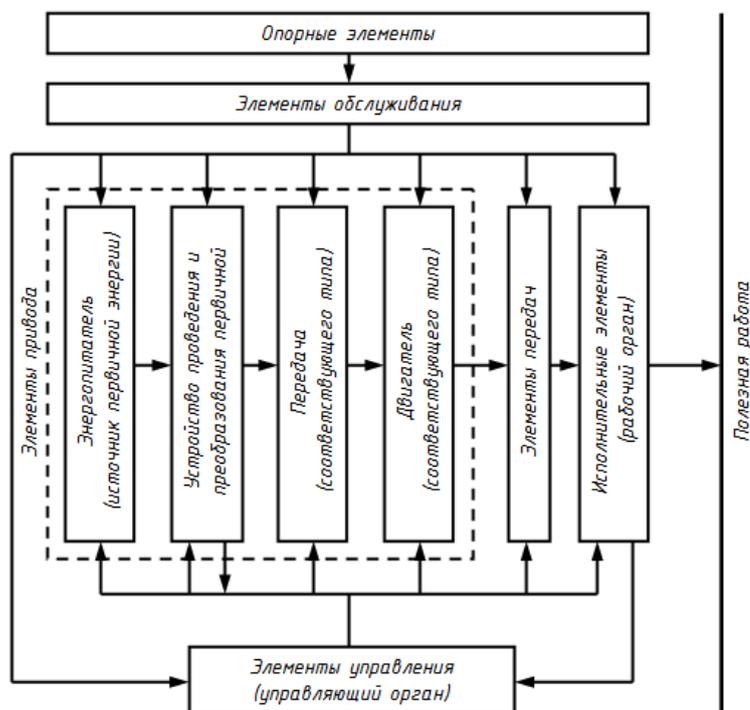


Рисунок 1 – Структурная схема адаптивного привода траловой лебедки

Особенностью предлагаемого нами гидравлического привода является применение наравне с основным гидромотором $ГМ_1$ дополнительного гидромотора $НМ_2$ (рис. 2). Они связаны через передачу с механизмом подъема $МП$. Максимальное давление, создаваемое насосом $Н$, приводимого во вращение асинхронным двигателем $АД$, определяется налаживанием предохранительного клапана $ПК_1$, который соединяется при реверсе насоса с нагнетательной линией через обратные клапаны $ОК_1$ и $ОК_2$. Реверсирование всего гидравлического привода осуществляется насосом $Н$. Работа обратных клапанов $ОК_3$ или $ОК_4$ производится в зависимости от направления вращения гидромотора $ГМ_1$. Для восполнения утечек предусмотрен вспомогательный (подпиточный) насос $НП$, откуда при заданном постоянном давлении, определяемым переливным насосом $ПК_2$, через обратный клапан $ОК_3$ подается рабочая жидкость в кольцевую линию.

В гидромагистрали, соединяющей напорную полость полуоси с гидромотором $ГМ_2$, установлено устройство управления $УУ$. Вход гидромотора $ГМ_2$ при выключенном устройстве управления $УУ$ соединен со сливом через обратный клапан $ОК_5$. При номинальном нагружении работает только гидромотор $ГМ_1$.

При внезапном росте нагружения давление на входе гидросистемы достигает значения P_4 , превышающее номинальное P_1 , срабатывает устройство управления $УУ$, вследствие чего рабочая жидкость поступает в рабочую камеру гидромотора $ГМ_2$ и включает его параллельно гидромотору $ГМ_1$. Возможность управления крутящим моментом на валу барабана и скоростью подъема достигается за счет регулирования расхода и давления рабочей жидкости.

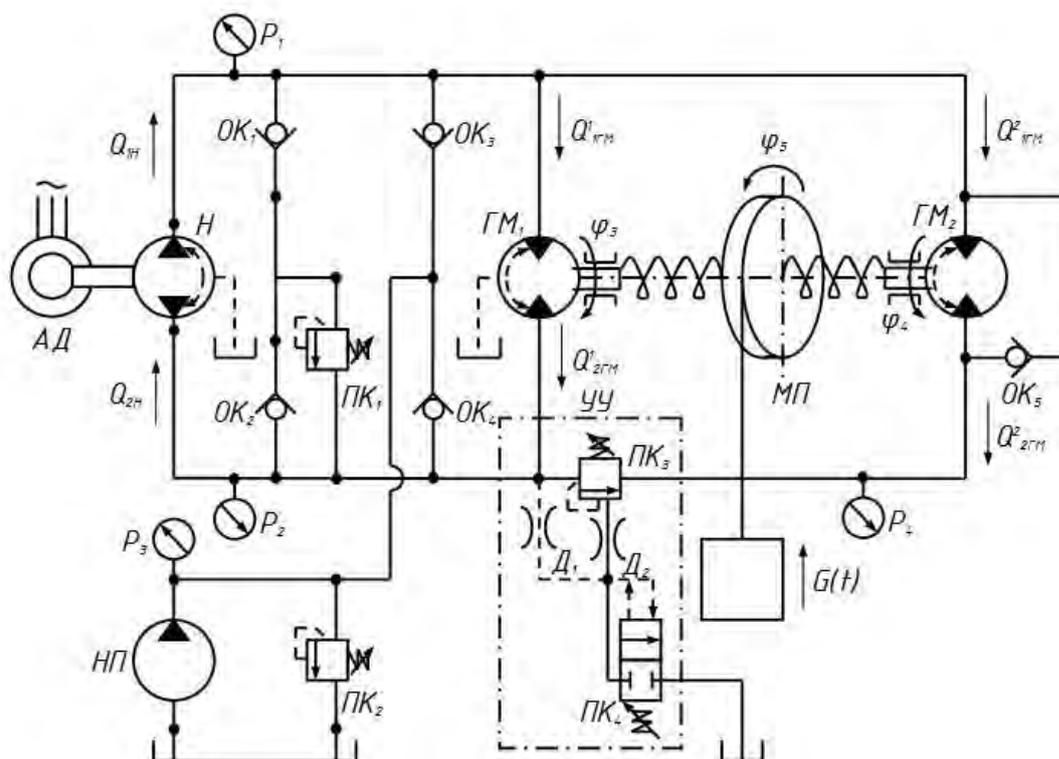


Рисунок 2 – Расчетная схема адаптивного гидропривода траловой лебедки

Измерение нагрузки, действующей на барабан лебедки со стороны комплекса «траловая система – груз» является актуальной задачей, которая в настоящее время имеет достаточное количество устройств и приспособлений, позволяющих в реальных условиях эксплуатации с высокой точностью производить регистрацию исследуемого параметра. Такие динамометры имеют различное конструктивное исполнение, будучи установленным как непосредственно в основную силовую цепь последовательно с ваером (встроенный динамометр), так и монтироваться на тросе и регистрировать величину тягового усилия косвенно, за счет измерения других параметров (навесной динамометр). Более удобными для практического применения являются навесные динамометры.

Среди технических решений можно выделить динамометры, которые разработаны в Николаевском кораблестроительном институте (рис. 3) и в Петропавловске-Камчатском высшем инженерном морском училище. В обоих технических решениях реализован метод косвенного измерения тяговой нагрузки за счет регистрации дополнительных усилий, которые возникают при прохождении участка растянутого ваера по искривленной траектории между тремя блоками.

Среди зарубежных аналогов измерительных устройств можно выделить средства комплекса Trawl Tec-1500, разработанный компанией VAKI Ltd (Исландия) и Tensotrol компании North-West (США), имеющих идентичных принцип действия. Также в их комплект входят измерительные устройства, управляющие микропроцессоры, которые обеспечивают прием и обработку сигналов от датчиков и РС компьютеры, оснащенные комплектом программ, совместимых с Windows.

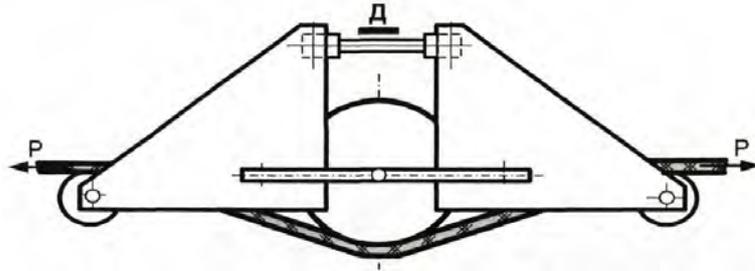


Рисунок 3 – Схема навесного динамометра конструкции Николаевского кораблестроительного института

При моделировании данного адаптивного привода необходимо рассматривать динамику гидравлической и механической системы.

Математическая модель гидравлической системы может быть представлена в виде отдельных уравнений элементов привода, принимая за основу уравнения расходов и моментов.

Так, общие уравнения расхода рабочей жидкости, которые определяют связь между объемами жидкости, протекающими через насос и гидромотором, с учетом деформации жидкости и трубопроводов, при работе привода траловой лебедки на номинальном режиме будут иметь вид:

$$KV_L \left(\frac{dP_1}{dt} \right) = Q_{1H} - Q_{1GM}^I; \quad (1)$$

$$KV_L \left(\frac{dP_2}{dt} \right) = Q_{2GM}^I - Q_{2H}, \quad (2)$$

$$\text{где } K = \frac{d_0}{E_{ст}\delta} + \frac{1}{E_{ж}}.$$

При этом следует учесть, что $P_{уу} \geq P_1$.

В случае, когда во время работы судового палубного грузоподъемного оборудования значение нагружения превышает номинальное, в гидравлической системе устанавливается давление P_4 , превышающее номинальное P_1 , и срабатывает устройство управления УУ, вследствие чего рабочая жидкость поступает в рабочую камеру гидромотора $ГМ_2$ и включает его параллельно гидромотору $ГМ_1$, уравнения расхода рабочей жидкости будут иметь вид:

$$KV_L \left(\frac{dP_1}{dt} \right) = Q_{1H} - Q_{1GM}^I - Q_{1GM}^2; \quad (3)$$

$$KV_L \left(\frac{dP_2}{dt} \right) = Q_{2GM}^I + Q_{2GM}^2 - Q_{2H}. \quad (4)$$

В этих уравнениях приняты следующие обозначения:

- Q_{1H} , Q_{2H} – подача насоса в напорную магистраль и расход из сливной магистрали в насос;
- Q_{1GM}^1 , Q_{1GM}^2 , Q_{2GM}^1 , Q_{2GM}^2 – расход рабочей жидкости гидромоторов $ГМ_1$, $ГМ_2$ через напорную и сливную магистраль соответственно;
- q_H – удельная подача насоса при повороте вала на угол в 1 радиан;
- γ – угол поворота управляющего устройства насоса;
- $P_1, P_2, P_3, P_4, P_{уу}$ – давления в напорной и сливной магистралях настройки подпиточного клапана $ПК_2$, в магистрали гидродвигателя $ГМ_1$ после срабатывания управляющего устройства УУ, в гидролинии устройства управления соответственно;
- V_L – объем жидкости в каждой гидролинии;
- d_0, δ – внутренний диаметр и толщина стенки трубопровода;
- $E_{ст}, E_{ж}$ – модули упругости материала стенки трубопровода и жидкости.

Моделирование механической части привода траловой лебедки требует рассмотрения различных этапов работы, таких как спуск трала, траление и выборка трала. Также следует рассмотреть различные положения траловой системы, например, когда траловая система находится в положении начала подъема трала и его движения по грунту, «на панере» и уже при подъеме груза после отрыва.

Основными параметрами механической части привода траловой лебедки являются: номинальное тяговое усилие на ваерных барабанах, скорость выбирания ваера, диаметр ваера и его рабочая длина. Тяговое усилие траловых лебедок обусловлено нагрузками, возникающими на ваерах при подъеме тралов. В основе формирования этих нагрузок лежат гидродинамическое сопротивление трала и его вооружения, вес трала с оснасткой, уловом и ваерами, динамические усилия, возникающие под действием гидрометеорологических факторов.

Как основу математического моделирования механической части привода лебедки целесообразно выбрать уравнение Лагранжа II рода. Различными будут расчетные схемы траловой системы.

Так, в положении движения трала по грунту ваер рационально представить как стержневую систему (рис. 4 А), получив систему уравнений, описывающих движение каждого стержня в общей системе.

Уравнение движения в этом случае будет иметь вид

$$\frac{9-2i}{2} \varphi_i = \frac{l}{g} \left[-\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{\varphi}_i} \left\{ \frac{2}{3} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left[(2\dot{\varphi}_{i-1} + \dot{\varphi}_i)^2 + \frac{1}{3} \dot{\varphi}_i^2 \right] \right\} \right) \right], \quad (5)$$

где $i = \overline{1, n}$ и число уравнений зависит от количества стержней в системе.

При моделировании процесса подъема трала ваер целесообразно рассматривать как нить переменной длины (рис. 4б), получив при этом следующее уравнение движения

$$\begin{aligned} l \left(Q(t) + \frac{ql}{3} \right) \frac{d^2 u}{dt^2} + \left(\frac{q}{3} - \frac{ql}{6} + \frac{dQ}{dt} \right) \frac{dl}{dt} \frac{du}{dt} + \left[2g(C_{rp}l + EF) \frac{dQ}{dt} \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 \right] u = \\ = \left(Q(t) + \frac{ql}{2} \right) \left(g - \frac{d^2 l}{dt^2} \right) + \left(q - \frac{dQ}{dt} \right) \left(\frac{dl}{dt} \right)^2. \end{aligned} \quad (6)$$

При граничных условиях:

$$\text{- при } z=l_0 \text{ в нижнем конце троса: } \left(\frac{Q(t)}{g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EF \frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=l_0} = Q(t) \left(1 + \frac{v_c}{g} \right); \quad (7)$$

$$\text{- при } z=l \text{ в точке } C \text{ набегания троса: } \frac{du}{dt} = \left(\frac{\partial u}{\partial z} \frac{dl}{dt} + \frac{\partial u}{\partial t} \right)_{z=l} \quad (8)$$

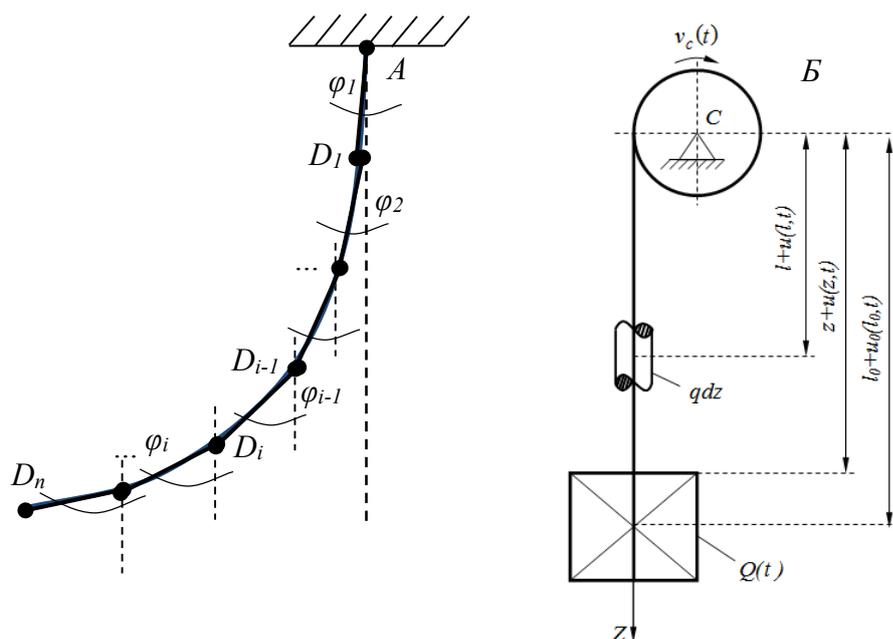


Рисунок 4 – Гибкая нить в виде стержневой системы (А); ваер в виде нити переменной длины (Б)

Выводы

Далее изложены основные выводы.

Одним из способов повышения надежности, работоспособности и долговечности траловой лебедки рыбопромыслового судна является внедрение адаптивного к переменности нагружения привода, состоящего в дополнительном автоматическом подключении второго гидромотора в случаях значительного превышения тягового усилия.

При математическом моделировании такого привода следует отдельно рассматривать гидравлическую и механическую части.

Математическую модель механической части целесообразно строить на основе уравнения Лагранжа II рода. При этом необходимо учитывать переменность нагружения, т.е. изменение массы траловой системы и груза, их гидродинамического сопротивления, изменение длины ваера в процессе подъема, влияние внешних гидрометеорологических факторов и т.д. Для их формализации целесообразно принимать ваер, либо как систему стержней, либо как нить переменной длины.

Литература

1. ГОСТ 32579-2013. Межгосударственный стандарт. Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Части 1-5. Введ. 2015-06-01. – М.: Стандартинформ, 2015.
2. Российский морской регистр судоходства. Правила технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов (в 4 томах). Том 4. СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2016. 337 с.
3. Российский морской регистр судоходства. Правила по грузоподъемным устройствам морских судов. СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2016. 79 с.
4. ГОСТ 27.002-2015. Межгосударственный стандарт. Надежность в технике. Термины и определения. – М.: Стандартинформ, 2016.
5. Тё А.М. Эксплуатация судовых вспомогательных механизмов, систем и устройств – Л. 2014. 86с.

6. **Башуров Б.П.** Функциональная надежность и контроль технического состояния судовых вспомогательных механизмов: учебное пособие / Б. П. Башуров, А.Н. Скиба, В.С. Чебанов. – Новороссийск: МГА имени адмирала Ф.Ф. Ушакова, 2009. – 192 с.
7. **Ивановская А.В.** Основные аспекты расчета силового привода с учетом переменности нагружения [Текст] / А.В. Ивановская, Е.В. Богатырева // Международное научное издание «Современные фундаментальные и прикладные исследования». 2017. №2 (25). – С. 22-29.
8. **Ivanovskaya A.** Simulation of drive of mechanisms, working in specific conditions / A. Ivanovskaya, A. Rybak // Journal Of Physics: Conference Series. Vol. 1015, 032054, 2018.
9. **Ivanovskaya A.** Development of complex mathematical model of hydraulic drive, sensitive to the loading variations / A. Ivanovskaya, V. Popov, E. Bogatyreva, S. Bidenko // Vibroengineering Procedia, Vol. 25, 2019, pp. 171-176.