

Регулирование частоты вращения вентилятора гидроприводом с объемным регулированием в судне на воздушной подушке*

Сосновский Н.Г., Нгуен Ван Хоа

МГТУ им. Н.Э. Баумана

г. Москва, Российская Федерация

sosn60@gmail.ru, thoigian226@gmail.com

Аннотация. Рассмотрен гидравлический привод, предназначенный для осуществления трансмиссии в судне на воздушной подушке. Разработана совместная математическая модель силовой части гидравлического привода и вентилятора, подающего воздух в секции воздушной подушки. Анализируется регулирование частоты вращения вентилятора гидроприводом с объемным регулированием в зоне наибольших значений КПД. Приведена расчетная схема гидропривода, получены приемлемые переходные характеристики системы. Моделирование позволяет анализировать энергоэффективность системы, что важно для реализации оптимальных режимов работы.

Ключевые слова: гидропривод с объемным регулированием, судно на воздушной подушке, частота вращения вентилятора, энергоэффективность.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время суда на воздушной подушке (СВП) широко применяются во всем мире из-за способности амфибийности и проходимости на водных и элементарно подготовленных площадках с низкой несущей способностью. СВП могут эксплуатироваться в самых разнообразных условиях, в том числе и на комплексных трассах, состоящих из различных участков водной поверхности, болотистой местности, песчаной суши и т. п. Воздушная подушка (ВП) — это слой сжатого воздуха под днищем судна, приподнимающий его над поверхностью воды или земли. Отсутствие трения о поверхность позволяет снизить сопротивление движению. От высоты подъема зависит способность такого судна форсировать различные препятствия на суше или волны на воде, проходя над ними.

По способу создания различают статическую (создаваемую вентилятором) и динамическую (создаваемую за счёт повышения давления при движении аппарата вблизи опорной поверхности) воздушные подушки.

По схеме образования различают следующие виды воздушной подушки:

- 1) аппараты камерной схемы, которые, в свою очередь, подразделяются на аппараты обычной камерной схемы, камерной схемы с протокой; аппараты с гибким ограждением и аппараты с жесткими боковыми стенками — скегами;
- 2) аппараты сопловой схемы с воздушной или водяной завесой: с простым одноконтурным соплом; с двухконтурным или многощелевым соплом; с кольцевым или ленточным вентилятором в сопле; с частичной или полной

рециркуляцией; с боковыми стенками-скегами в сочетании с сопловым контуром воздушной или водяной завесы;

3) аппараты лабиринтной схемы, простой или модифицированной, с частичной или полной рециркуляцией;

4) аппараты на воздушной смазке с плоскими или профилированными опорными устройствами;

5) аппараты, с профилированным корпусом или несущими поверхностями, создающими подъемную силу.

Суда на воздушной подушке — новый, продолжающий развиваться тип скоростного транспортного средства. Около одной трети всей мощности энергетической установки СВП затрачивается на создание воздушной подушки — подъем основного корпуса судна.

Трансмиссия СВП может быть реализована с помощью гидропривода с объемным регулированием, что позволяет уменьшить габариты и массу судна на воздушной подушке, но обеспечивает хорошие характеристики передачи и проста в управлении во время использования. Гидравлическая трансмиссия обладает всеми достоинствами гидравлического привода: высокой передаваемой мощностью, возможностью реализации больших передаточных чисел, осуществления бесступенчатого регулирования, возможностью передачи мощности на подвижные, перемещающиеся элементы машины.

Гидравлическая трансмиссия СВП реализована по замкнутому типу (закрытый контур), в этом случае в гидросистеме отсутствует гидравлический бак, соединенный с атмосферой. В гидравлических системах замкнутого типа регулирование скорости вращения вала гидромотора может осуществляться путем изменения рабочего объема насоса (гидроприводы с объемным регулированием) [1,2]. В качестве насос-моторов в гидростатической трансмиссии чаще всего используют аксиально-поршневые машины.

В судне на воздушной подушке применяется гидравлическая трансмиссия для вращения аэродинамического маршевого движителя, а также вентиляторов, подающих сжатый воздух в секции подушки.

В качестве нагнетателей воздуха в воздушную подушку применяются вентиляторы. Вентилятор для СВП должен обладать высоким КПД, малым весом и характеристиками, обеспечивающими широкий диапазон работы в зависимости от нагрузки — давления и производительности. Кроме того, он должен обеспечивать полный напор при производительности, близкой к нулевой, что может

* Статья публикуется по рекомендации программного комитета Всероссийской научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг", <https://icie-rus.org>

потребуется при подъеме СВП с мягкого грунта и воды. На СВП могут быть использованы осевые и центробежные вентиляторы.

В принципе, выгоднее осевые вентиляторы, способные обеспечить необходимую производительность при меньших размерах. Однако при вертикальном положении оси вентилятора неизбежен поворот воздушного потока, что связано с потерей давления. Крупным недостатком осевых вентиляторов является склонность к помпажу, т. е. к срыву работы при переменной производительности, когда она становится меньше некоторой величины. При этом напор вентилятора падает и воздушная подушка перестает «держаться» судно. СВП может стать неустойчивым в движении по неровной поверхности.

Далее рассматривается модель СВП, использующая осевые вентиляторы и имеющая сопловую схему воздушной подушки [3].

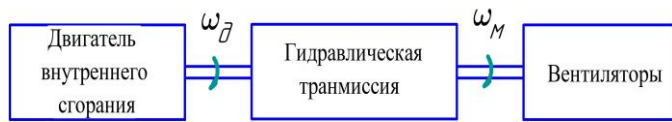


Рис. 1. Общая принципиальная схема гидравлической трансмиссии

На рис.1 показана общая принципиальная схема гидравлической трансмиссии для реализации эффекта “воздушной подушки”.

В общем виде, трансмиссия СВП состоит из двух аксиально-поршневых гидромашин: регулируемого насоса и гидромотора, приводящего в действие вентиляторы, которые подают воздух в воздушную подушку. Насос двумя трубопроводами соединен с гидромотором, а для восполнения утечек рабочей жидкости служит подпиточный насос, приводимый во вращение от вала основного насоса.

Актуальность данного исследования состоит в возможности повышения энергоэффективности системы за счет использования оптимальных режимов работы гидропривода и вентилятора, подающего сжатый воздух в секции шасси на воздушной подушке, а практическая значимость – в снижении потребления топлива двигателем СВП при сохранении работоспособности и достаточном быстрействии.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМЫ

Расчетная схема силовой части гидравлической трансмиссии СВП представлена на рис. 2. На этой схеме стрелками показаны направления потоков жидкости в тот момент времени, когда давление p_1 больше давления p_2 [4].

Для момента времени, когда при малом отклонении блока цилиндров (или наклона шайбы) от положения равновесия насос подает жидкость по трубопроводу с давлением P_1 и всасывает жидкость из трубопровода с давлением P_2 , уравнения расходов можно записать в следующем виде:

- для трубопровода с давлением P_1

$$Q_n = Q_m + Q_{n,n} + Q_{n,m} + Q_{y,n1} + Q_{y,m1} + Q_{сжс1} - Q_{подн1},$$

- для трубопровода с давлением P_2

$$Q_n = Q_m + Q_{n,n} + Q_{n,m} - Q_{y,n2} - Q_{y,m2} - Q_{сжс2} + Q_{подн2}.$$

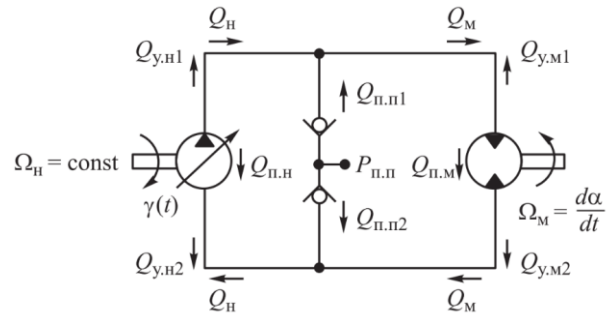


Рис. 3. Расчетная схема силовой части гидропривода: Q_n, Q_m – расходы насоса и гидромотора; $Q_{y,n1}, Q_{y,n2}$ – расходы, которые идут на утечки из насоса; $Q_{y,m1}, Q_{y,m2}$ – расходы, идущие на утечки из гидромотора; $Q_{n,n}$ – расход перетечки в насосе; $Q_{n,m}$ – расход перетечки в гидромоторе; $Q_{п.п1}, Q_{п.п2}$ – расходы через подпиточные клапаны; γ – угол наклона шайбы или блока цилиндров насоса.

Подача насоса $Q_n = q_n(\gamma_n) \cdot \omega_n = K_{Q\gamma} \cdot \gamma_n$, где $K_{Q\gamma}$ – коэффициент передачи насоса; $q_n(\gamma_n)$ – рабочий объем насоса; γ_n – угол наклона шайбы насоса; ω_n – частота вращения вала насоса равняется частоте вращения вала двигателя ω_d .

Расход гидромотора :

$$Q_m = q_m \cdot \omega_m,$$

где q_m – рабочий объем гидромотора; ω_m – частота вращения вала гидромотора.

Расходы, идущие на перетечки насоса и гидромотора могут быть представлены следующими соотношениями:

$$Q_{пер} = Q_{n,n} = Q_{n,m} = K_{пер} \cdot (p_1 - p_2),$$

где $K_{пер}$ – проводимость щелей, по которым в насосе и гидромоторе происходит перетечка жидкости из полостей с высоким давлением в полости с низким давлением.

Расходы, идущие на утечки насоса и гидромотора:

$$Q_{ym1} = Q_{y,n1} = Q_{y,m1} = K_{ym} \cdot p_1;$$

$$Q_{ym2} = Q_{y,n2} = Q_{y,m2} = K_{ym} \cdot p_2,$$

где K_{ym} – проводимость щелей, по которым происходит утечка жидкости из насоса и гидромотора.

Расход, идущий на сжатие рабочей жидкости

$$Q_{сжс1} = \frac{V_o}{B_{жс}} \frac{d}{dt} p_1,$$

$$Q_{сжс2} = \frac{V_o}{B_{жс}} \frac{d}{dt} p_2,$$

где V_o – внутренний объем трубопроводов с подключенными к нему объемами полостей насоса и гидромотора.

Уравнение движения вала гидромотора

$$M_m - M_{mp} - M_{вен} = J \frac{d\omega_m}{dt},$$

где J – момент инерции вращающихся с валом гидромотора частей (приведенный момент инерции вентилятора и ротора мотора); $M_{вен}, M_{mp}$ – моменты сопротивления на валу вентилятора и трения [5].

Крутящий момент для объемной гидромашины определяется соотношением

$$M_m = q_m \cdot p_m,$$

где

$$p_m = p_1 - p_2.$$

Момент трения M_{mp} создается трением в гидромоторе и нагрузке. Для упрощения математической модели гидропривода будем учитывать только гидравлическое трение

$$M_{mp} = K_{mp} \cdot \omega_m,$$

где K_{mp} – коэффициент трения.

$M_{вен}$ – момент сопротивления на валу вентилятора (характеристика вентилятора представлена на рис. 4).

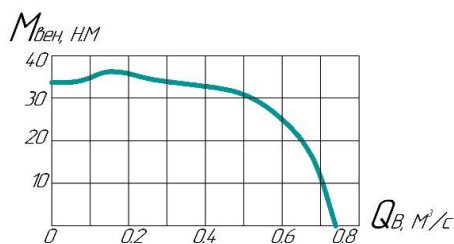


Рис. 4. Зависимость момента на валу вентилятора $M_{вен}$ от расхода воздуха $Q_в$

При изменении частоты вращения вентилятора будет изменяться кривая сопротивления пневматической системы элементов воздушной подушки, что отразится на изменении рабочей точки (давление-расход) вентилятора и момента сопротивления на валу вентилятора. Это учитывается за счет изменения момента на валу по кривой сопротивления, входящего в математическую модель.

Частота вращения вала гидромотора и вентилятора, расход воздуха через вентилятор – важные параметры, которые прямо влияют на подъемную характеристику, проходимость судна на воздушной подушке, но и на энергоэффективность, поэтому частота вращения должна находиться в зоне наибольших значений КПД вентилятора, кроме того она связана с условием обеспечения устойчивой работы вентилятора. В связи с этим актуальной задачей является совместное моделирование такой трансмиссии и осевого вентилятора и исследование регулирования частоты вращения.

Рабочая точка А на кривой КПД вентилятора (рис. 6) и частота вращения вентилятора (рис. 5) определяет его напор H и производительность Q , которые должны соответствовать давлению в воздушной подушке и расходу воздуха из подушки. При этом точка А должна находиться в зоне наибольших значений КПД вентилятора на нисходящей ветви кривой напорной характеристики $p_n(Q)$ (рис. 5) [6].

При движении СВП по неровной поверхности расход воздуха из подушки будет периодически меняться, и это оказывает влияние на работу воздухоподогревательной системы. Точка А будет перемещаться влево (при уменьшении расхода) или вправо (при увеличении расхода), определяя на кривой $p_n(Q)$ рабочий диапазон изменения основных характеристик.

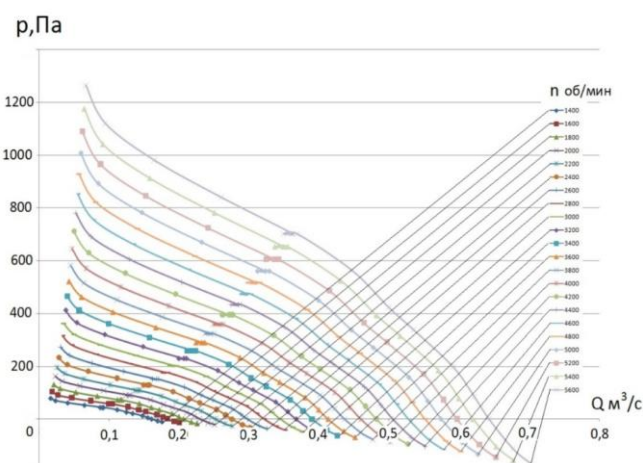


Рис. 5. Расходно-напорная характеристика нагнетателя ВП $p_n = f(Q)$

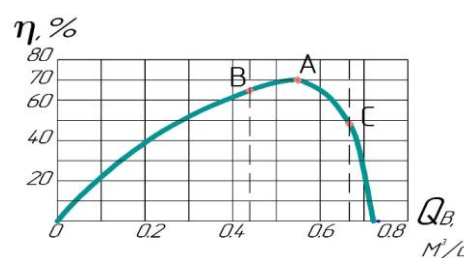


Рис. 6. Зависимость статического КПД центробежного вентилятора η от расхода воздуха $Q_в$:

А – рабочая расчетная точка; ВС – диапазон изменения Q и H в эксплуатационных условиях СВП

Чтобы моделировать напорно-расходную характеристику вентилятора линеаризуем эту характеристику:

$$Q_{воз} = K_{Q\omega} \cdot \omega_m - K_{QP} \cdot p_{П},$$

где $K_{Q\omega}$, K_{QP} – коэффициенты передачи; $p_{П}$ – давление в ВП

Рассмотрим процесс регулирования рабочей точки вентилятора в диапазоне изменения расхода ВС, зоне наибольших значений КПД.

При моделировании входным сигналом является угол наклона шайбы насоса (рис. 7), а выходными – расход воздуха СВП и высота ВП над опорной поверхностью.

При математическом моделировании были приняты следующие допущения. Давление и плотность воздуха по объему каждой полости ВП распределяются равномерно, а процессы сжатия воздуха политропные, динамический напор мало сказывается по сравнению со статическим напором в ВП [7].

При регулировании угла наклона шайбы насоса γ (представленном на рис. 7) происходит смещение рабочей точки по расходу воздуха ВП и высоте подъема ВП над опорной поверхностью в зоне наибольших значений КПД. Смещение рабочей точки А в зоне А-В (рис. 6) позволяет находить предельных, оптимальных значений регулирования угла наклона шайбы насоса γ , в этом случае от 0.165 рад до 0.21 рад, что является важным параметром для управления и эксплуатации СВП, поскольку известность значения угла γ позволяет определить потребляемую мощность гидравлического объемного привода и расход топлива двигателя

СВП, что важно для реализации оптимальных режимов работы. Высота подъема ВП, давление ВП и расход воздуха – взаимосвязанные характеристики: любые две принятые характеристики определяют значение третьей. При изменении расхода воздуха $Q_в$ меняется высота подъема ВП над опорной поверхностью, а высота подъема ВП определяется требуемой проходимостью СВП. Однако высота подъема ВП должна обеспечить остойчивость судна. Как показал расчет при регулировании угла γ в зоне наибольших значений КПД, высота ВП меняется от 3.69 мм (точка В) до 5.05 мм (точка С), такая высота обеспечивает работоспособность исследуемого СВП.

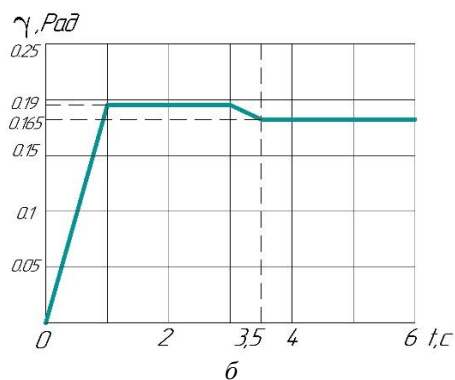
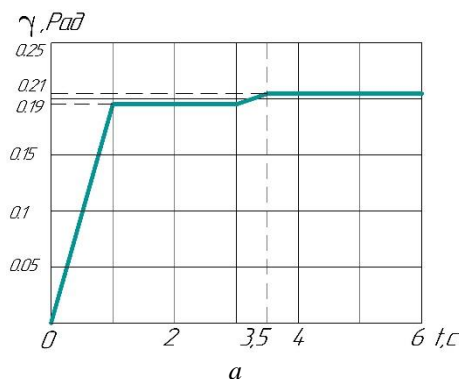


Рис. 7. Изменение угла наклона шайбы насоса γ во времени t

Для моделирования гидропривода был использован пакет MATLAB Simulink.

Результаты моделирования представлены на рис. 8, 9.

Выводы

Расчеты показали, что диапазон значений угла наклона шайбы насоса гидропривода может регулироваться от 0.16 до 0.21 рад, при этом рабочий диапазон вентилятора находится в зоне наибольших значений КПД вентилятора. Последнее также связано с условием обеспечения устойчивой работы вентилятора. Высота подъема воздушной подушки над опорной поверхностью обеспечивает работоспособность СВП. Расчетные исследования гидравлического привода показали его достаточное быстродействие по изменению рабочих характеристик гидромотора (частота вращения и крутящий момент) при подаче управляющего сигнала. Разработанная математическая модель гидропривода позволяет анализировать энергоэффективность системы, что важно для реализации оптимальных режимов работы.

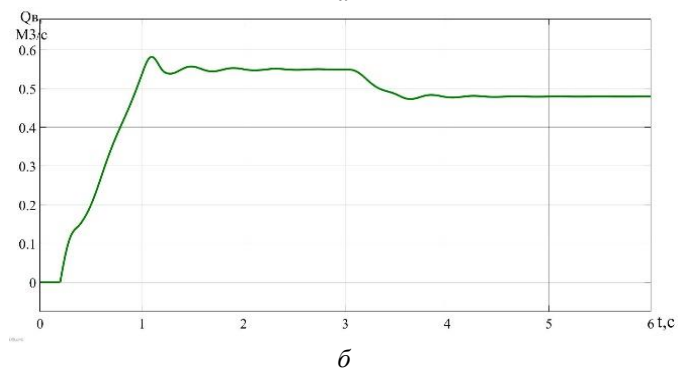
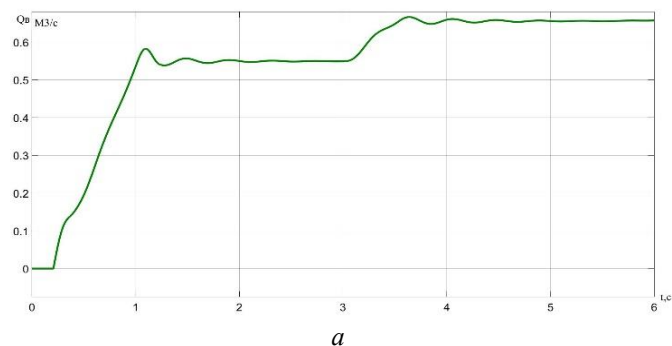


Рис. 8. Переходный процесс по расходу воздуха $Q_в$ ВП, при входных сигналах, показанных на рис. 7, а и б

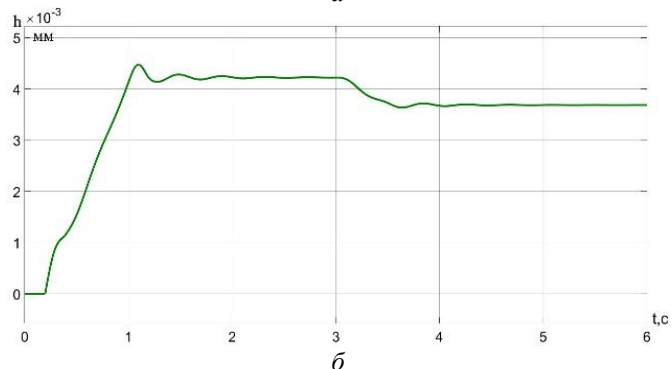
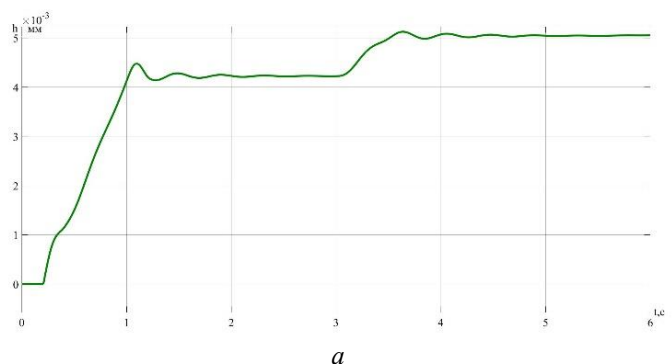


Рис. 9. Переходный процесс по высоте подъема h ВП, при входных сигналах, показанных на рис. 7, а и б

ЛИТЕРАТУРА

1. Nikitin O.F. Machine regulation volume hydraulic drive with reciprocating motion of hydraulic motors // 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM). – Harbin, 2015. – P. 593-595. DOI: 10.1109/FPM.2015.7337185.

2. Jong-Hyock Kim. Constant pressure control of a swash plate type axial piston pump by varying both volumetric displacement and shaft speed / Jong-Hyock Kim, Chag-SooJeon, Yeh-Sun Hong // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 2015. – Vol. 16, Issue 11. – P. 2395-2401.

3. Брусов В.А. Разработка системы управления параметрами гидравлической системы транспортного средства с комбинированным шасси на воздушной подушке / В.А. Брусов, Ю.Ю. Мерзликин, А.С. Меньшиков // Труды НАМИ. – 2021. – С. 35-46. DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-35-46.

4. Сосновский Н.Г. Моделирование гидропривода с объемным регулированием амфибийного транспортного средства / Н.Г. Сосновский, В.А. Брусов, В.Х. Нгуен // Инженерный журнал: Наука и инновации. – 2021. – Т. 11(119). DOI: 10.18698/2308-6033-2021-11-2127.

5. Пильгунов В.Н. Математическая модель гидропривода с двойным объемным регулированием // Наука и образование. – 2014. – Вып. 7. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/719739.html> (дата обращения 07.07.2014).

6. Мерзликин Ю.Ю. Определение гидродинамических характеристик радиоуправляемой модели самолета с шасси на воздушной подушке // Научный вестник МГТУ ГА. – 2016ю – Т. 19(6). – С. 147-155.

7. Наумов В.Н. Улучшение проходимости, плавности хода и управляемости летательных аппаратов и транспортных средств с регулируемым комбинированным шасси на воздушной подушке / В.Н. Наумов, В.А. Брусов, А.А. Долгополов, Д.А. Чижов, Ю.Ю. Мерзликин, А.С. Меньшиков // Инженерный журнал: Наука и инновации – 2014. Т. 7(31). DOI:10.18698/2308-6033-2014-9-1304.

DOI: 10.24892/RIJE/20220408

Fan Speed Control via Hydraulic Drive with Volumetric Regulation in a Hovercraft

Sosnovsky N.G., Nguyen Van Hoa
Bauman Moscow State Technical University
Moscow, Russian Federation
sosn60@gmail.ru, thoigian226@gmail.com

Abstract. A hydraulic drive designed for transmission in a hovercraft is considered. A joint mathematical model of the power part of the hydraulic drive and the fan supplying air to the air cushion section has been developed. The regulation of the fan speed by a hydraulic drive with volume control in the zone of the highest efficiency values is analyzed. The calculation scheme of the hydraulic drive is given, acceptable transient characteristics

of the system are obtained. Simulation allows you to analyze the energy efficiency of the system, which is important for the implementation of optimal operating modes.

Keywords: hydraulic drive with volumetric regulation, hovercraft, fan speed, energy efficiency.

Библиографическое описание статьи

Сосновский Н.Г. Регулирование частоты вращения вентилятора гидроприводом с объемным регулированием в судне на воздушной подушке / Н.Г. Сосновский, Нгуен Ван Хоа // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2023. – Т.10, №1. – С. 42-46. DOI: 10.24892/RIJE/20230108

Reference to article

Sosnovsky N.G., Nguyen Van Hoa. Fan speed control via hydraulic drive with volumetric regulation in a hovercraft, *Russian Internet Journal of Industrial Engineering*, 2023, vol.10, no.1, pp. 42-46. DOI: 10.24892/RIJE/20230108