

## КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

**И.Р. Мавлеев**

ORCID: 0000-0001-8993-5600 e-mail: [mirkampi@mail.ru](mailto:mirkampi@mail.ru)

Казанский (Приволжский) федеральный университет

(Набережночелнинский институт (филиал))

*Набережные Челны, Россия*

**И.И. Салахов**

ORCID: 0009-0003-9039-5084 e-mail: [udmkpfu210@mail.ru](mailto:udmkpfu210@mail.ru)

Казанский (Приволжский) федеральный университет

(Набережночелнинский институт (филиал))

*Набережные Челны, Россия*

Предложена методика расчета кинематических и силовых параметров гидромеханических дифференциальных механизмов, определяющих возможность применения их в конструкциях бесступенчатых трансмиссий транспортных средств, вплоть до тяжелых грузовых автомобилей. Выявлены признаки, заложенные в основу классификации гидромеханических дифференциальных механизмов. Определены и проанализированы зависимости распределений потоков мощностей во всем диапазоне угловых скоростей, соответствующие разработанным передачам для заданных кинематических параметров дифференциального гидромеханического механизма. Приведены зависимости между моментами на звеньях гидромеханического дифференциального механизма, определенные по методике анализа работы шестеренных гидромашин. Представлен опытно-промышленный образец гидромеханического дифференциального механизма и один из вариантов сборочного чертежа, примененный в конструкции коробки передач легкового автомобиля малого класса.

**Ключевые слова:** трансмиссия, гидромеханический дифференциальный механизм, бесступенчатая передача, трансформатор вращающего момента, коробка передач, автоматическая передача, гидромашин, гидропривод.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Мавлеев, И.Р. Кинетостатический и силовой анализ гидромеханических дифференциальных механизмов / И.Р. Мавлеев, И.И. Салахов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2025. № 2. С. 103-110.  
DOI: 10.46960/1816-210X\_2025\_2\_103 EDN: RUFFBA

## KINETOSTATIC AND FORCE ANALYSIS OF HYDROMECHANICAL DIFFERENTIAL MECHANISMS

**I.R. Mavleev**

ORCID: 0000-0001-8993-5600 e-mail: [mirkampi@mail.ru](mailto:mirkampi@mail.ru)

Kazan Federal University – Naberezhnye Chelny Institute

*Naberezhnye Chelny, Russia*

**I.I. Salakhov**

ORCID: 0009-0003-9039-5084 e-mail: [udmkpfu210@mail.ru](mailto:udmkpfu210@mail.ru)

Kazan Federal University – Naberezhnye Chelny Institute

*Naberezhnye Chelny, Russia*

**Abstract.** The article proposes a method for calculating the kinematic and power parameters of hydromechanical differential mechanisms, which determine the possibility of their use in the designs of continuously variable transmissions of vehicles, including heavy trucks. The features underlying the classification of hydromechanical differential mechanisms are identified. The dependencies of the distributions of power flows in the entire range of angular veloci-

ties for the developed transmissions and specified kinematic parameters of the differential hydromechanical mechanism are determined and analyzed. The dependencies between moments on the links of a hydromechanical differential mechanism are determined using the method of analyzing the operation of gear hydraulic machines. An experimental industrial model of a hydromechanical differential mechanism and one of the variants of an assembly drawing used in the design of a gearbox for a small-class passenger car are presented.

**Key words:** transmission, hydromechanical differential mechanism, continuously variable transmission, torque transformer, gearbox, automatic transmission, hydraulic machines, hydraulic drive.

**FOR CITATION:** I.R. Mavleev, I.I. Salakhov. Kinetostatic and force analysis of hydromechanical differential mechanisms. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2025. № 2. Pp. 103-110.  
DOI: 10.46960/1816-210X\_2025\_2\_103 EDN: RUFFBA

## Введение

Целью работы является кинематический и силовой анализ дифференциальных гидромеханических механизмов и определение возможности использования их в трансмиссии транспортных средств.

В кинематических схемах автоматических трансмиссий применяются планетарные передачи различных схем. Если все звенья планетарной передачи подвижны, она становится дифференциальным механизмом. Анализ сил и моментов в шестеренчатых гидромашинах определяет и экспериментально подтверждает возможность преобразования последних в гидромеханические дифференциальные механизмы в качестве основы бесступенчатых трансмиссий транспортных средств [1].

## Кинематический и силовой анализ механизма

Классификация гидромеханических дифференциальных механизмов необходима для анализа возможностей данного типа передач. В качестве основного квалификационного признака был предложен тип зубчатого зацепления, применяемый в схеме гидромеханического дифференциального механизма. Дополнительным отличительным признаком гидромеханических дифференциальных механизмов является наличие привода входного звена. Также можно выявить влияние на особенности схем таких конструктивных параметров, как кратность действия гидромашин, наличие дополнительных дифференциальных ступеней и число сателлитов. В качестве примера рассмотрим схему гидромеханического дифференциального механизма с центральным приводом и двумя ведомыми сателлитами. На схеме области всасывания и нагнетания гидромашин разделены: для центральной шестерни – прямыми  $O_1F_1$  и  $O_1F_1'$ , для ведомых сателлитов  $O_2F_2$ , и  $O_2F_2'$  соответственно (рис. 1).

Баланс энергии равномерного вращения шестерен для насоса с ведомыми шестернями определяется по формуле:

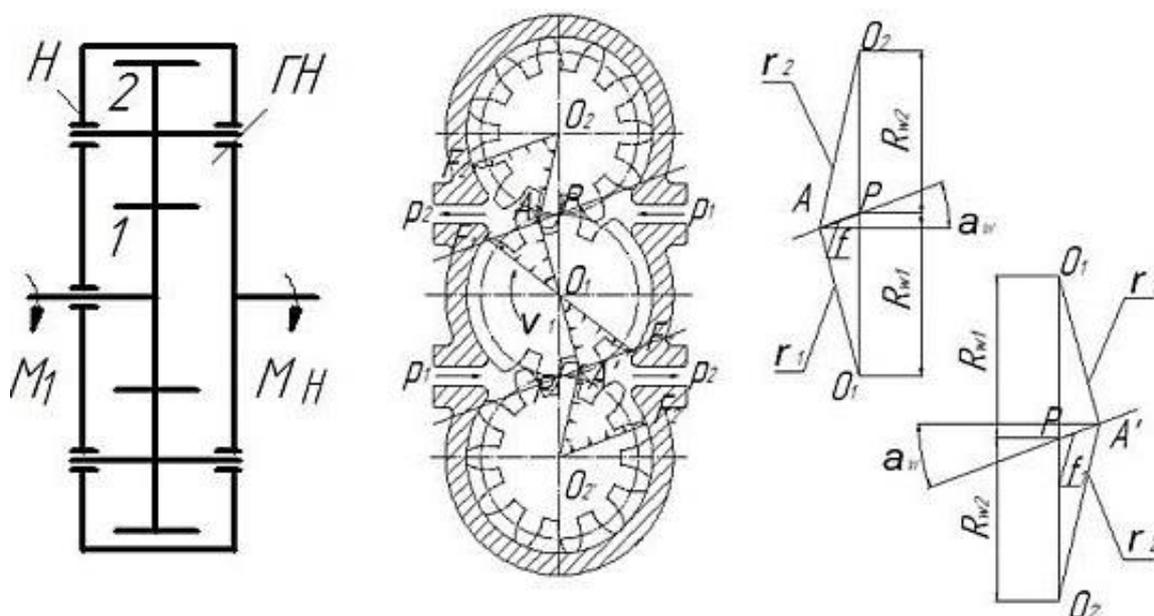
$$p_n dV = (M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 + M_2' \omega_2') dt, \quad (1)$$

где  $M_1$  – момент на приводной шестерне, Н·м;  $M_2, M_2'$  – моменты на ведомых сателлитах, Н·м;  $\omega_1, \omega_2, \omega_2'$  – угловые скорости вращения, рад/с.

Момент на центральной приводной шестерне определяется по аналогии для шестеренных гидромашин [2]:

$$M_1 = p_n b \left( \frac{R_{a1}^2 - \rho_1^2}{2} + \frac{R_{a1}^2 - \rho_1'^2}{2} \right), \quad (2)$$

где  $R_{a1}$  – геометрический параметр центральной шестерни, определяемый по вершинам ее зубьев, м;  $\rho_1$  и  $\rho_1'$  – радиусы зацепления, м.



**Рис. 1. Кинематическая схема гидромеханического дифференциального механизма с центральным приводом:**

ГН – гидронасос; 1 – входной вал; 2, 2' – сателлиты; H – водило; A и A' – точки зацепления шестерен

**Fig. 1. Kinematic diagram of a hydromechanical differential mechanism with a central drive:**

ГН – hydraulic pump; 1 – input shaft; 2, 2' – satellites; H – carrier; A and A' – gear engagement points

Моменты на сателлитах гидромеханического дифференциального механизма:

$$M_2 = p_n b \frac{R_{a2}^2 - \rho_2^2}{2}; \quad (3)$$

$$M_{2'} = p_n b \frac{R_{a2'}^2 - \rho_{2'}^2}{2}, \quad (4)$$

где  $R_{a2}$ ,  $R_{a2'}$  – геометрические параметры сателлитов, определяемые по вершинам их зубьев, м;  $\rho_2$  и  $\rho_{2'}$  – радиусы зацеплений сателлитов, м.

Передача мощности в гидромеханическом дифференциальном механизме осуществляется механическим потоком на водиле и гидравлическим потоком рабочей жидкости в гидронасосе.

Взаимосвязь между моментами определяется по формуле:

$$M_{ГН} + M_H + M_1' + M_2' = 0, \quad (5)$$

где  $M_{ГН}$  – момент на валу гидронасоса, Н·м;  $M_H$  – внешний момент, приложенный на водиле дифференциала, Н·м;  $M_1'$ ,  $M_2'$  – гидростатические моменты на сателлитах, Н·м.

Введем коэффициент перераспределения моментов на шестернях передачи  $\lambda_n$ :

$$\lambda_H = \frac{M_1'}{M_2'} = \frac{z_1 [12 + 3\pi \cos \alpha_w \cos(90 - \alpha_w)] + 12 - \pi^2 \cos^2 \alpha_w}{z_1 i_{12} [12 + 3\pi \cos \alpha_w \cos(90 + \alpha_w)] + 12 - \pi^2 \cos^2 \alpha_w}, \quad (6)$$

где  $z_1$  – число зубьев ведущей шестерни;  $\alpha_w$  – угол зацепления, град;  $i_{12}$  – передаточное число.

$$M_1' = M_2' \lambda_n. \quad (7)$$

Согласно принципу возможных перемещений, можно записать соотношение распределения мощностей в следующем виде:

$$N_1 = N_H + N_\Gamma, \quad (8)$$

где  $N_1$  – подведенная мощность, кВт;  $N_H$  – мощность на водиле (механический поток мощности), Вт;  $N_\Gamma$  – мощность гидравлического потока, Вт.

Мощность гидравлического потока определяется по формуле:

$$N_{\Gamma} = M_1' \omega_1' + M_2' \omega_2'. \quad (9)$$

Уравнение (9) с учетом коэффициента перераспределения моментов запишется как:

$$N_{\Gamma} = (M_1' + M_2' \omega_2' / \omega_1') \omega_1' = (M_1' + M_2' i_{21}) \omega_1' = (M_2' \lambda_n + M_2' i_{21}) \omega_1' = M_2' \omega_1' (\lambda_n + i_{21}).$$

Относительная угловая скорость:

$$\omega_1' = \omega_1 - \omega_H. \quad (10)$$

С учетом выражения (10), гидравлический поток мощности можно определить как:

$$N_{\Gamma} = M_2' (\omega_1 - \omega_H) (\lambda_n + i_{21}). \quad (11)$$

Баланс мощностей можно представить в следующем виде:

$$M_1 \omega_1 + M_H \omega_H + M_2' (\omega_1 - \omega_H) (\lambda_n + i_{21}) = 0. \quad (12)$$

или с учетом выражения (11):

$$|M_1 \omega_1| = |M_2' (1 - i_{21}) \omega_H| + |M_2' (\omega_1 - \omega_H) (\lambda_n + i_{21})|. \quad (13)$$

Из уравнения (13):

$$M_2' = \left| \frac{M_1 \omega_1}{|(1 - i_{21}) \omega_H| + |(\omega_1 - \omega_H) (\lambda_n + i_{21})|} \right|. \quad (14)$$

Анализ формулы (14) позволяет сделать вывод, что наибольшее влияние на момент гидростатических сил сопротивления оказывает внутреннее передаточное число гидронасоса. Задавшись передаточным числом гидронасоса, определяем текущие значения гидравлической и механической мощностей для диапазона угловых скоростей водила от 0 до  $\omega_I$  (рис. 2). Анализируя уравнение (4), можно также сделать вывод, что угол зацепления  $\alpha_w$  зубчатых колес оказывает меньшее влияние на коэффициент  $\lambda_n$ , чем значение передаточного числа гидронасоса, причем при больших значениях передаточного числа это влияние становится меньше. При этом увеличение числа ведомых колес не сказывается на перераспределении моментов, однако оказывает влияние на пульсацию давления.

Анализ распределения потоков мощности позволяет провести аналогию с конструкциями двухпоточных гидрообъемных передач, применяемых в трансмиссиях транспортных средств специального назначения и гусеничной техники [3]. Также просматривается возможность создания на основе рассмотренных передач гидрообъемных трансформаторов вращающего момента, которые можно применять в гидромеханических коробках передач вместо гидродинамических трансформаторов.

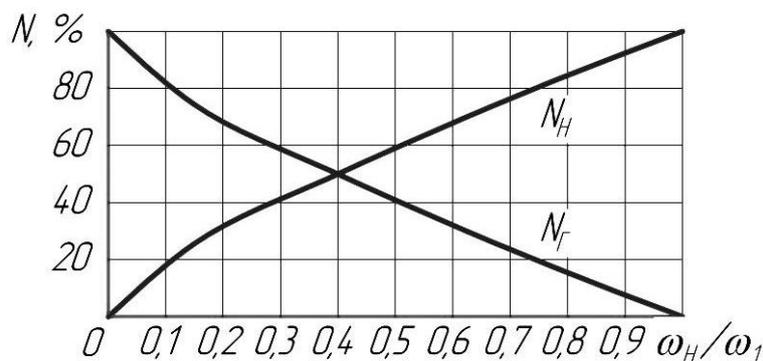


Рис. 2. Распределение потоков мощностей

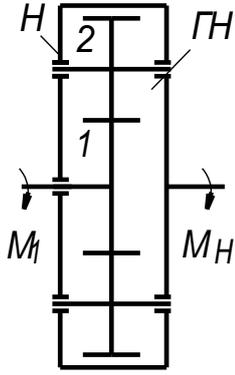
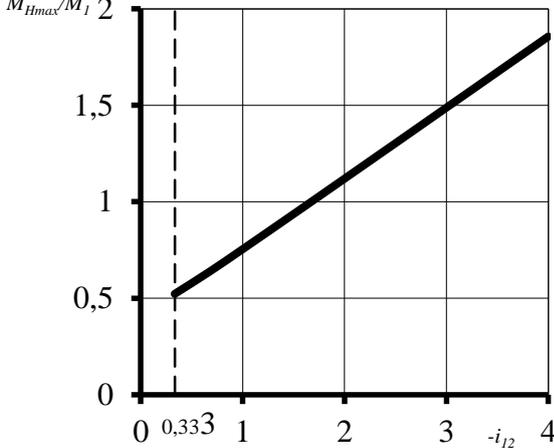
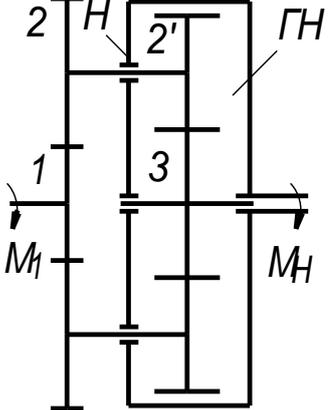
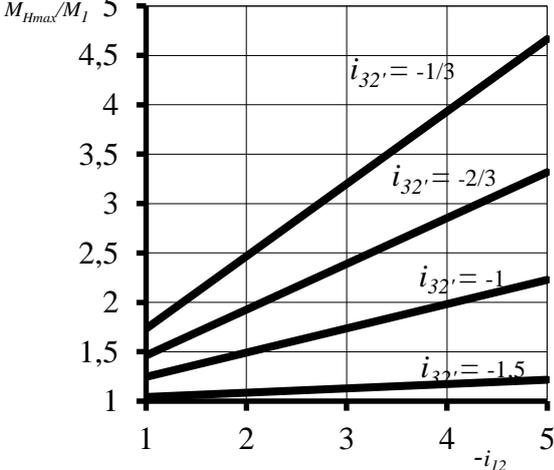
Fig. 2. Distribution of power flows

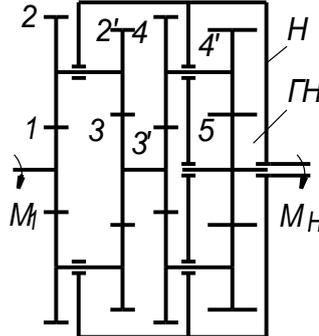
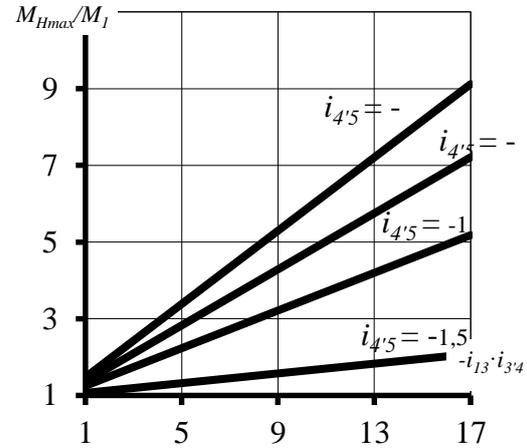
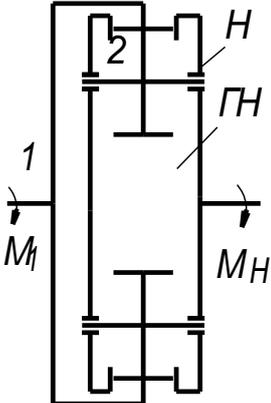
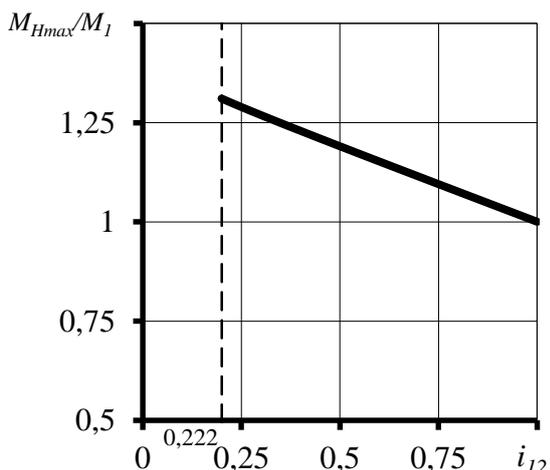
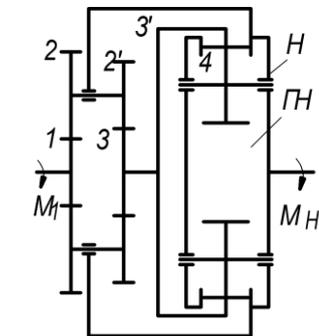
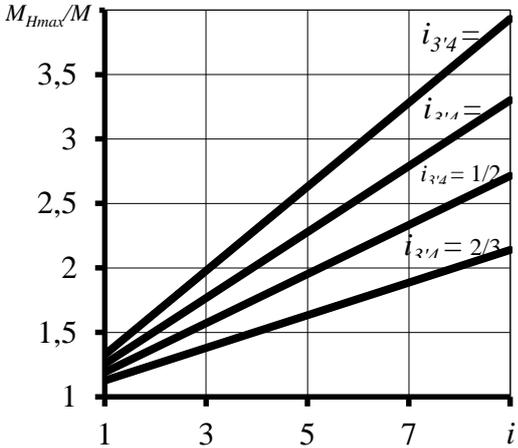
Гидромеханические дифференциальные механизмы обратимы, следовательно, их можно использовать как гидронасос или гидромотор, что позволяет на базе этих механизмов

синтезировать бесступенчатые трансформаторы вращающего момента для трансмиссий транспортных средств. Максимальный коэффициент трансформации бесступенчатой трансмиссии, составленный из схем гидромеханических дифференциальных механизмов, определяется гидростатическим моментом на водиле гидронасоса. Силовой и кинематический анализа данных передач позволяет определить наиболее перспективные схемы по изменению максимального момента на водиле (табл. 1).

Таблица 1.  
Перспективные схемы гидромеханических дифференциальных механизмов

Table 1.  
Prospective schemes of hydromechanical differential mechanisms

№ п/п	Схема механизма	Формула для определения момента на водиле с графиком изменения от параметров передачи
1	 <p>1 – центральная шестерня; 2 – сателлиты; Н – водило</p>	$M_{H \max} = -\frac{M_1(i_{21} - 1)}{\lambda_n + i_{21}} \eta_{H1}$ 
2	 <p>1 – ведущая шестерня; 2-2' – двойные сателлиты; 3 – центральное колесо гидронасоса</p>	$M_{H \max} = -\frac{M_1}{\lambda_n + i_{32'}} [\lambda_n + i_{32'} - i_{12} - i_{12} \lambda_n]$ 

№ п/п	Схема механизма	Формула для определения момента на водиле с графиком изменения от параметров передачи
3	 <p>1 – центральная шестерня; 2-2', 4-4' – сдвоенные сателлиты; 3-3' – выходной вал дифференциала; 5 – центральное колесо гидронасоса; ГН – гидронасос</p>	$M_{H \max} = -\frac{M_1}{\lambda_H + i_{54'}} [\lambda_H + i_{54'} - i_{12}i_{3'4}(1 + \lambda_H)]$ 
4	 <p>1 – ведущая коронная шестерня; 2 – ведомые колеса; H – выходной вал (водило)</p>	$M_{H \max} = -M_1 \left[ 1 - \frac{1 - i_{21}}{\lambda_H + i_{21}} \right]$ 
5	 <p>1 – центральная шестерня; 2-2' – сдвоенные сателлиты дифференциала; 3-3' – коронная шестерня гидронасоса; 4 – шестерни гидронасоса</p>	$M_{H \max} = -\frac{M_1}{\lambda_H + i_{43'}} [\lambda_H + i_{43'} - i_{13}(1 - i_{43'})]$ 

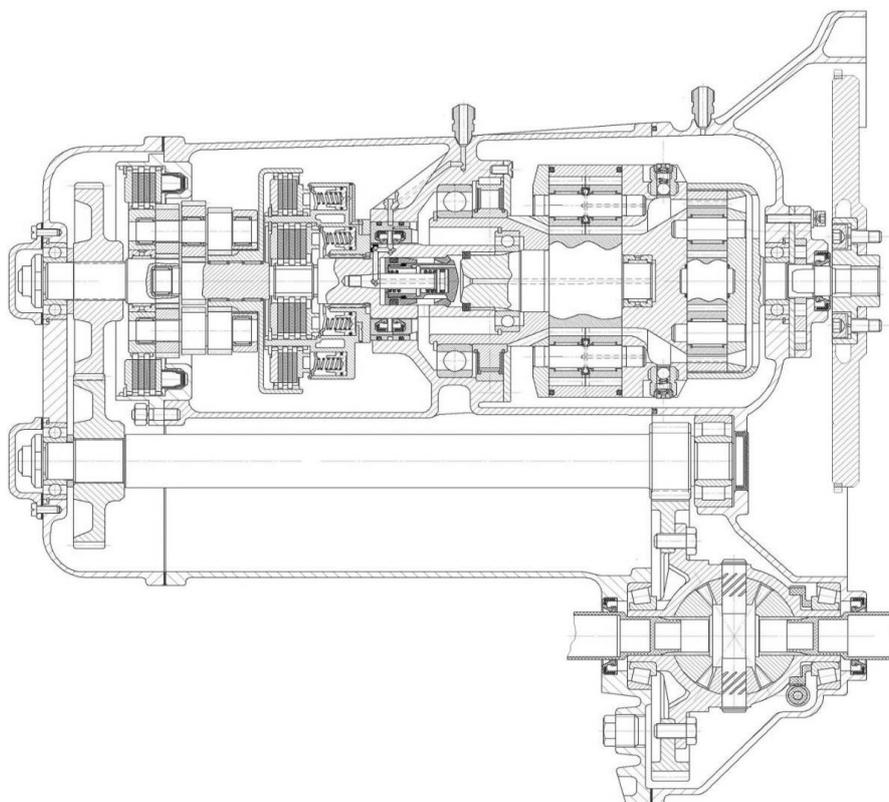
В лаборатории Набережночелнинского института КФУ был разработан и испытан опытный образец гидромеханического дифференциального механизма (рис. 3). Испытания подтвердили принцип работы, заложенный в теорию подобных передач, а также легли в основу разработанных трансмиссий для легковых и грузовых транспортных средств.



**Рис. 3. Опытный образец гидромеханического дифференциального механизма (гидронасос с шестернями внутреннего зацепления)**

**Fig. 3. Experimental model of a hydromechanical differential mechanism (hydraulic pump with internal gears)**

Опытные исследования подтвердили работоспособность предлагаемых механизмов, а результаты исследований гидромеханического дифференциального механизма были использованы при проектировании автоматической бесступенчатой трансмиссии легкового транспортного средства (рис. 4.) Также в ходе дальнейшего исследования дифференциальных гидромеханических механизмов, а также используя основные свойства дифференциальных механизмов с передаточными числами меньше единицы, была разработана трансмиссия с дифференциальным делителем [4].



**Рис. 4. Конструкции автоматической бесступенчатой трансмиссии легкового транспортного средства**

**Fig. 4. Designs of automatic continuously variable transmission of a passenger car**

### Выводы

1. Предложенные гидромеханические дифференциальные механизмы представляют собой новый вариант дифференциальных двухпоточных гидрообъемных механических передачи, обладающих принципиальным отличием, а именно, отсутствием жесткого закрепления на корпусе водила передачи.

2. Гидромеханические дифференциальные механизмы представляют собой шестеренчатые гидромашины с двумя степенями свободы, что обеспечивает возможность регулирования гидравлического и механического потоков мощности. Это, в свою очередь, создает предпосылки для бесступенчатого изменения вращающего момента на выходном валу и открывает перспективы использования их в трансмиссиях транспортных средств.

3. Для автоматической бесступенчатой трансмиссии существуют наиболее рациональные схемы передачи. Выбор той или иной схемы необходимо осуществлять с учетом ряда факторов, таких как тип транспортного средства (легковые, грузовые, специального назначения), плавность работы, возможность работы при высоком КПД в диапазоне автоматического регулирования.

4. Значение максимального момента на водиле (опорного момента) зависит от схемы механизма и представляют собой, с учетом коэффициентов перераспределения моментов, линейные зависимости от внутренних передаточных чисел механизма.

### Библиографический список

1. **I.I. Salakhov**, I.R. Mavleev V.V. Voloshko et al. Analysis workflows gear hydraulic machines. Biosciences. Biotechnology Research Asia. 2016. № 13(2). Pp. 779-784. DOI:10.13005/bbra/2097.
2. **Галеева, Р.А.** Объемные гидромашины / Р.А. Галеева, Р.А. Сунарчин. – Уфа: УАИ, 1984. – 174 с.
3. **Шарипов, В.М.** Конструирование и расчет тракторов / В.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 590 с.
4. **Мавлеев, И.Р.** Модульная трансмиссия тяжелых грузовых автомобилей / И.Р. Мавлеев, И.И. Салахов, В.В. Волошко // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2018. № 2 (121). С. 162-168.

*Дата поступления  
в редакцию: 20.02.2024*

*Дата принятия  
к публикации: 06.03.2025*