

Машины и Установки проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО «Стратегия объединения»
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:

//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.

МОО «Стратегия объединения»

Электрон. журн. 2023. № 01. С. 1 – 11.

DOI:

Представлена в редакцию: 07.02.2023

Принята к публикации: 09.02.2023

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629. 33

Численное исследование влияния параметров лопастной части на характеристики гидродинамического ретардера

Вдовин Д.С., Косицын Б.Б.,
Сидоров А.А.*

* sidorovaan@bmstu.ru

МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)

Введение. В современном мире для повышения подвижности и безопасности движения транспортных средств, а также увеличения ресурса рабочих тормозных механизмов, на тяжелой колесной технике широко распространена износостойкая тормозная система, позволяющая обеспечить служебное замедление машины без применения фрикционных тормозов. Одним из основных агрегатов, составляющих такую систему замедления, является гидродинамический ретардер, исследованию характеристик которого посвящается данная работа.

Цель исследования. Обеспечение заданной механической характеристики гидродинамического ретардера путем оптимизации лопастной части.

Методология и методы. Для исследования влияния параметров лопастной части на характеристики гидродинамического ретардера применяются методы вычислительной гидродинамики CFD, позволяющие определять значения динамических/энергетических характеристик потока в межлопастном пространстве гидротормоза с учетом влияния геометрических особенностей проточной части, а также физико-механических свойств рабочей жидкости. В рамках статьи создана конечнообъемная модель проточной части гидротормоза в программном комплексе Ansys Fluent, а также проанализирована зависимость характеристик гидротормоза от внутренних элементов лопастной части: количества лопастей, угла наклона лопастей, формы проточной части.

Результаты и научная новизна. Представленный подход позволяет итерационным путем осуществлять синтез лопастных колес гидротормоза. При этом полученные результаты исследования о влиянии угла наклона, количества и формы лопастей на коэффициент момента гидротормоза позволяют рационально выбрать начальное приближение и уменьшить количество итераций.

Практическая значимость. Данные о влиянии параметров проточной части на характеристики гидротормоза позволяют на этапе проектирования оценить возможность создания приемлемых конструктивных исполнений гидродинамических ретардеров для применения на колесной транспортной технике.

Ключевые слова: Гидродинамический ретардер, гидротормоз, вычислительная гидродинамика, проточная часть, коэффициент момента.

Введение

В современном мире для повышения подвижности и безопасности движения транспортных средств, а также увеличения ресурса рабочих тормозных механизмов, на тяжелой колесной технике широко распространена износостойкая тормозная система, позволяющая обеспечить служебное замедление машины без применения фрикционных тормозов [1]. Чаще всего подобная система представляет собой совокупность пневматического (моторного) тормоза замедлителя, реализованного в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) и гидродинамического ретардера. ДВС предназначен для реализации потребных тяговых свойств машины и выбирается на основании тягового расчета. Таким образом, его механическую характеристику в тормозном режиме можно считать заданной, так как она определяется его конструктивным исполнением [2]. В связи с этим для реализации потребного уровня замедления машины ее износостойкая тормозная система дополняется гидродинамическим ретардером, обладающим необходимыми характеристиками (потребная характеристика ретардера может быть получена на основании методики, представленной в работах [1,2,3]).

Основным подходом к проектированию гидродинамических машин и в частности гидродинамических тормозов является применение формул подобия, что предполагает наличие экспериментальных данных о натурном образце гидромашины с близкими характеристиками [5,10].

При этом в настоящее время широкое распространение получает подход лишенный этого недостатка и основанный на применении методов вычислительной гидродинамики (CFD [4]), который позволяет путем математического моделирования определять значения динамических/энергетических характеристик потока в межлопастном пространстве гидротормоза с учетом влияния геометрических особенностей проточной части, а также физико-механических свойств рабочей жидкости [6,7]. В связи с этим в данной работе будет рассматриваться подход к исследованию гидродинамических тормозов именно с применением CFD методов, использующих для нахождения численного решения метод конечных объемов.

При рассмотрении гидродинамических ретардеров, применяемых на колесной транспортной технике, становится очевидно, что максимально допустимый активный диаметр (лопастной части) и характеристики рабочей жидкости заданы, исходя из конструктивных соображений машины. В связи с этим далее в статье будет исследоваться лишь зависимость характеристик гидротормоза от внутренних элементов лопастной части:

- количества лопастей;
- угла наклона лопастей;
- формы проточной части.

Полученные данные позволят оценить возможность создания приемлемых конструктивных исполнений гидротормозов для применения на колесной транспортной технике.

Математическое описание динамики жидкости

В работе рассматривается течение однофазной однокомпонентной рабочей жидкости в межлопаточном пространстве гидротормоза в трехмерной, нестационарной постановке, при наличии вращающегося с заданной скоростью домена (ротора). Математическое описание представляет собой систему уравнений неразрывности, движения и энергии, представленную в общем виде для вязкой несжимаемой жидкости [13]:

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0; \\ \rho \frac{\partial}{\partial t} (\vec{u}) + \nabla \cdot (\vec{u} \vec{u}) \rho = -\nabla P + \nabla \tau; \\ \rho \frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u} H) \rho = \nabla [\vec{u} \cdot \tau + \vec{q}]; \end{cases} \quad (1)$$

где ρ – плотность, кг/м³;

$\vec{u}$ – вектор скорости, м/с;

p – давление, Па;

τ – тензор вязких напряжений, Па;

$\vec{q}$ – вектор теплового потока, Вт;

E – полная энергия, Дж;

H – полная энтальпия, Дж.

Ввиду того, что течение в полости гидротормоза является сильно возмущенным, для замыкания указанной системы уравнений применяется модель турбулентности $k-\omega$ SST [14], так как она показала хорошую устойчивость как для однофазных, так и многофазных и многокомпонентных рабочих тел. Указанная система уравнений, совместно с моделью турбулентности разрешается штатно в расчетном CFD-пакете.

Конечнообъемная модель проточной части гидротормоза

Конечнообъемная модель проточной части гидротормоза реализована в программном комплексе Ansys Fluent [8.] (рис. 1, конечно-объемная сетка – полиэдрическая).

При разработке модели приняты следующие допущения [9]:

- рабочая среда в гидротормозе – вязкая несжимаемая жидкость (плотность и вязкость остаются постоянными в процессе моделирования);
- корпус и лопатки гидротормоза являются твердыми телами;
- температура жидкости постоянна;
- фазовые переходы в прочной части не рассматриваются;
- утечки жидкости (помимо циркуляционного потока) незначительны;
- шероховатость стенок гидротормоза не учитывается;
- пограничный слой в виде призматического подслоя вблизи стенок не разрешается сеточной моделью, однако процессы в пограничном слое учитываются через пристеночные функции.

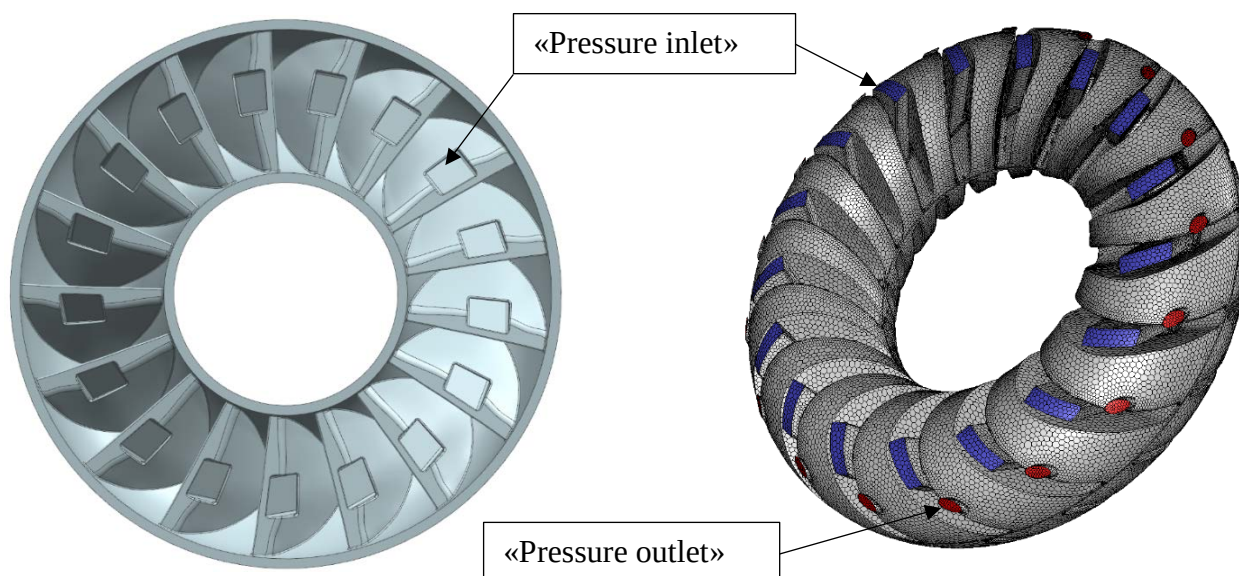


Рис. 1. Конечно-объемная модель лопастной части гидродинамического ретардера

Для реализации связи между потоками жидкости во вращающихся межлопастных каналах ротора и зафиксированных каналах статора используется «скользящая сетка» [8]. Скользящий интерфейс представляет из себя две поверхности, находящиеся в непосредственном контакте при движении, между которыми происходит обмен данными. При этом расчетная сетка на границах неконформная, т.е. ячейки, их количество, размеры и даже тип могут не совпадать. Чаще всего наибольшая потеря данных и увеличение погрешности происходит именно в этой области расчетной сетки. Однако это решается ее сгущением, достаточная степень которого определяется из исследования сеточной сходимости, что и было проведено в настоящем исследовании для исключения влияния потерь точности на результат.

Помимо «скользящей сетки» математическая модель дополнена другими граничными условиями: на «входе» в межлопастное пространство и «выходе» из него задаются значения избыточного давления рабочей жидкости для реализации различных перепадов (давлений) «Pressure inlet/outlet» [8]. Оставшиеся поверхности конечно объемной модели настроены как «стенка» – «Wall» [8] (рис. 1). Кроме того, граничным условием является исследуемая частота вращения ротора гидротормоза.

Так как температура рабочей жидкости $T_{ож}$ на входе принята постоянной теплофизические свойства рабочего тела выбраны для случая $T_{ож} = 90\text{C}^0$.

Объект исследования

В настоящее время наиболее перспективными являются ретардеры в качестве рабочего тела которых используется охлаждающая жидкость системы охлаждения ДВС (акватардеры). Это связано с большей плотностью охлаждающей жидкости по сравнению с трансмиссионным маслом (плотность охлаждающей жидкости антифриз 65 при 15C^0 составляет порядка 1100 кг/м^3 , а масла 75W80, применяемого в ретардерах Voith, $845\text{-}861\text{ кг/м}^3$ [11]), а также с отсутствием водомасляного теплообменника (акватардер может быть подключен непосредственно к системе охлаждения двигателя). В связи с этим в качестве объекта исследования рассматривается гидродинамический замедлитель именно такого типа. Геометрические параметры проточной части выбраны согласно рис. 2 (предлагаемые

геометрические параметры схожи с конфигурацией современных ретардеров, применяемых на автомобильной технике [11,12]).

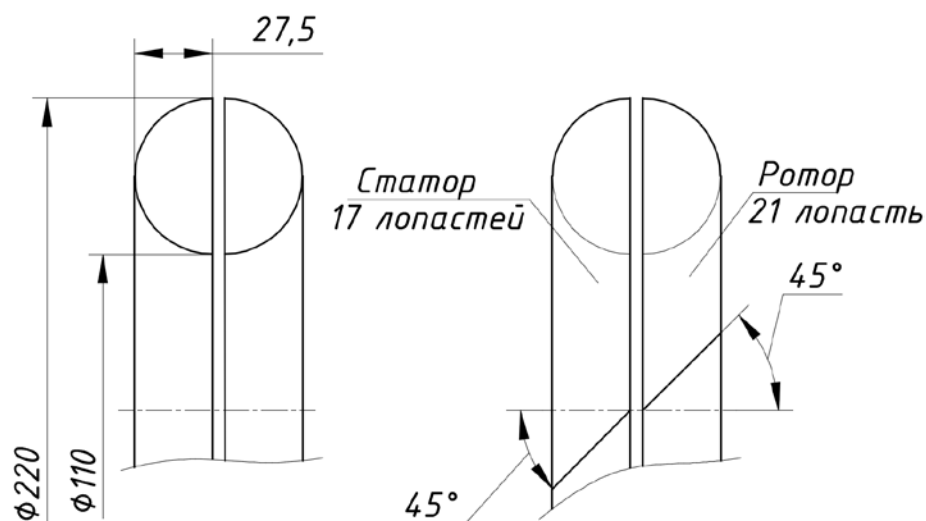


Рис. 2. Геометрические параметры проточной части гидротормоза

Оценка влияния угла наклона лопастей

Для оценки влияния угла наклона лопастей на характеристику гидротормоза моделирование динамики жидкости проводится при полном наполнении и падении давления, обеспечивающем нулевой расход жидкости (для оценки предельных характеристик гидромашины). В качестве примера, частота вращения ротора ретардера принята равной 1300 об/мин (считается, что для реализации служебного уровня замедления применение полного наполнения гидротормоза на большей частоте вращения маловероятно [2]).

В качестве оценочного параметра выбран коэффициент момента гидротормоза [5], так как указанная величина не зависит от активного диаметра лопастной части и частоты вращения ротора (при принятых условиях), что делает ее удобной для анализа:

$$\lambda = \frac{M}{\rho \omega^2 D^5}, \quad (2)$$

где

M – тормозной момент, создаваемый гидротормозом;

λ – коэффициент момента;

ρ – плотность рабочей жидкости;

ω – частота вращения ротора гидротормоза;

D – активный диаметр гидротормоза.

Расчеты проводились при варьировании угла наклона лопастей ротора и статора в диапазоне от 0 до 60 градусов (остальные параметры выбирались в соответствии с рис. 2). Наклон лопастей изменялся только по направлению вращения ротора, так как известно, что при наклоне в противоположном направлении коэффициент момента резко снижается [10.].

В ходе вычислительных экспериментов получены следующие результаты (коэффициент момента рассчитывался по формуле 2, рис. 3).

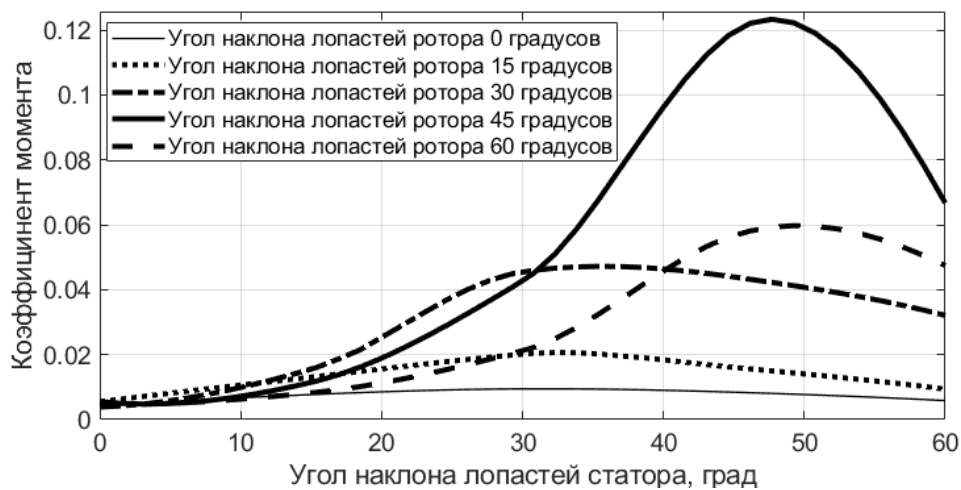


Рис. 3. Влияние угла наклона лопастей на коэффициент момента гидротормоза части

На основании представленных данных можно сделать вывод, что для каждого угла наклона лопастей ротора может быть определен один оптимальный угол наклона лопастей статора, при котором будет реализован экстремум коэффициента момента. При этом для случая рассматриваемого гидротормоза выбор углов наклона лопастей ротора и статора в окрестности 45° - 47° позволит реализовать максимальный коэффициент момента гидротормоза.

Оценка влияния количества лопастей

Для оценки влияния количества лопастей ротора и статора на характеристику гидротормоза моделирование динамики жидкости (так же, как и в случае анализа влияния угла наклона лопастей) проводилось при полном наполнении, нулевом расходе жидкости и частоте вращения ротора 1300 об/мин. В качестве оценочного параметра также применяется коэффициент момента.

Расчеты проводились при варьировании количества лопастей ротора и статора в диапазонах: ротор – от 10 до 24, статор – от 10 до 28 (остальные параметры выбирались в соответствии с рис. 2).

В результате вычислительных экспериментов получены следующие результаты (коэффициент момента рассчитывался по формуле 2, рис. 4).

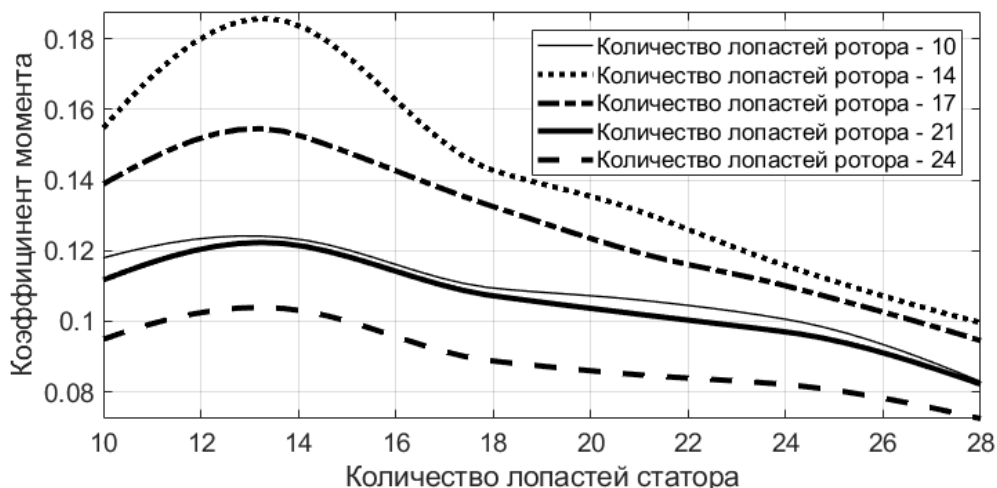


Рис. 4. Влияние количества лопастей ротора и статора на коэффициент момента

Оценка влияния формы проточной части

Для оценки влияния формы проточной части на характеристику гидротормоза моделирование динамики жидкости (так же, как и в случае анализа влияния угла наклона лопастей) проводилось при полном наполнении, нулевом расходе жидкости и частоте вращения ротора 1300 об/мин. В качестве оценочного параметра также применяется коэффициент момента.

Расчеты проводились при варьировании высоты и глубины лопаток гидротормоза в достаточно широких пределах. В связи с этим, в качестве иллюстрации приведены результаты вычислений для диапазонов, где был получен экстремум коэффициента момента: высота – от 40 мм до 77 мм, глубина – от 27,5 мм до 38,5 мм (остальные параметры выбирались в соответствии с рис. 2).

В ходе вычислительных экспериментов получены следующие результаты (коэффициент момента рассчитывался по формуле 2, рис. 5).

На основании представленных данных можно сделать вывод, что рациональное отношение высоты лопатки к ее глубине, при котором будет реализован экстремум коэффициента момента, находится в диапазоне от 1,5 до 2. Для случая рассматриваемого гидротормоза выбор высоты и глубины лопасти на уровне 52 мм и 30 мм соответственно позволит реализовать максимальный коэффициент момента гидротормоза.

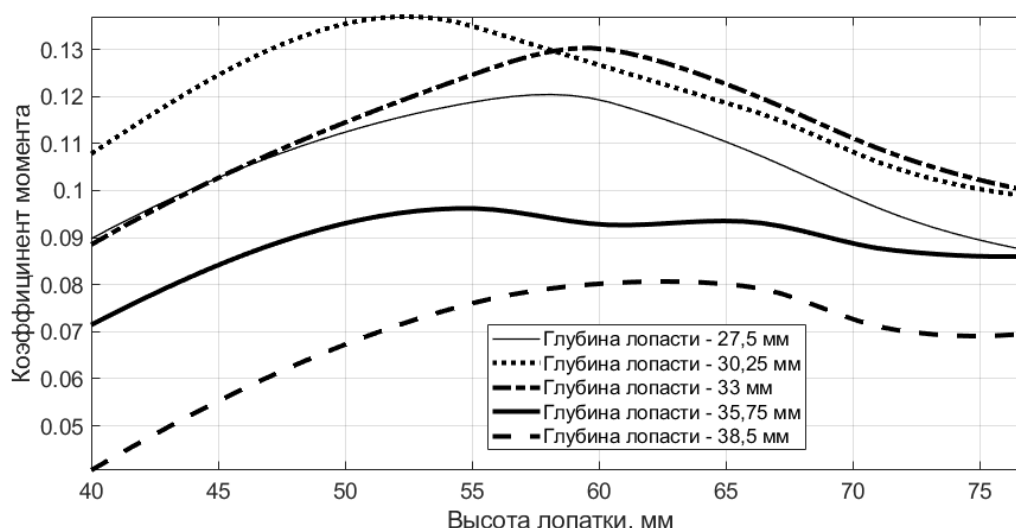


Рис. 5. Влияние формы проточной части на коэффициент момента гидротормоза

Заключение

В рамках представленной работы создана математическая модель динамики жидкости в проточной части гидродинамического ретардера, позволяющая описывать физические процессы, проходящие между ротором и статором при различных режимах работы гидрозамедлителя. Указанная модель позволяет итерационным путем осуществлять синтез лопастных колес, при этом начальное приближение (по геометрической конфигурации лопастной части) целесообразно выбирать на основании полученных результатов о влиянии угла наклона, количества и формы лопастей на коэффициент момента гидротормоза:

– для каждого угла наклона лопастей ротора существует оптимальный угол наклона лопастей статора, при котором будет реализован экстремум коэффициента момента. В случае рассматриваемой конструкции (рис. 2) выбор углов наклона лопастей ротора и статора в

окрестности 45° - 47° позволит реализовать максимальный коэффициент момента гидротормоза;

– при любом количестве лопастей одного из колес оптимальное количество лопастей парного колеса, при котором будет реализован экстремум коэффициента момента, не изменится. В случае рассматриваемой конструкции (рис. 2) выбор количества лопастей ротора и статора в окрестности 13 – 14 единиц позволит реализовать максимальный коэффициент момента гидротормоза;

– отношение высоты лопатки к ее глубине, при котором будет реализован экстремум коэффициента момента, находится в диапазоне от 1,5 до 2. В случае рассматриваемой конструкции (рис. 2) выбор высоты и глубины лопасти в окрестности 52 мм и 30 мм соответственно позволит реализовать максимальный коэффициент момента гидротормоза.

Список литературы

1. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадухин А.А., Косицын Б.Б. Определение требуемого уровня замедления высокоподвижных колесных машин при использовании износостойкой тормозной системы // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2019. №4 (127). С. 146 – 157.
2. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадухин А.А., Косицын Б.Б. Определение механических характеристик узлов износостойкой тормозной системы высокоподвижных колесных машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. №1 (128). С. 131 – 141.
3. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадухин А.А., Косицын Б.Б. Выбор емкости бортового накопителя энергии при использовании электромашины в износостойкой тормозной системе высокоподвижных колесных машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. №2 (129). С. 126 – 133.
4. Hirsh C. Numerical Computation of internal and External Flows Volume 1 Fundamentals of Computational Fluid Dynamics. Elsevier. 2007. 656 p.
5. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Оловников Л.С. Гидравлические тормоза. М.: Машгиз, 1961. 244 с.
6. Xuesong Li, Xiusheng Cheng, Liying Miao, Zhonghua Liu. Numerical Analysis On Internal Flow Field of a Hydraulic Retarder // IEEE Conferences/ 2009 International Conference on Mechatronics and Automation. (Changchun, Chi, 9-12 Aug. 2009). p. 3710 – 3715.
7. Weiyang Bu, Guang Shen, Haifeng Qiu, Chunbao Liu. Investigation on the dynamic influence of thermophysical properties of transmission medium on the internal flow field for hydraulic retarder // International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 126, Part A, 2018, Pages 1367-1376.
8. ANSYS/ Fluent Theory guide 14, <https://www.ansys.com/Products/Fluids/ ANSYS-Fluent>. (дата обращения: 02.09.2019).
9. Xuesong Li, Xiusheng Cheng and Liying Miao, Zhonghua Liu «Numerical Analysis on Internal Flow Field of a Hydraulic Retarder» in: International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, China, 2015.
10. Стесин С. П., Яковенко Е.А. Лопастные машины и гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1990. 240 с
11. Voith. <http://voith.com/corp-en/braking-systems/retarders-trucks.html> (дата обращения: 02.09.2019).
12. ZF. <https://www.zf.com> (дата обращения: 02.09.2019).
13. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика в 10 т. Т. 6: Гидродинамика. М.: Физматлит, 2015.

14. Wilcox D. C. Formulation of the $k-\omega$ Turbulence Model Revisited//AIAA 2007 1408, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada. -2007.

АВТОРЫ

Вдовин Денис Сергеевич, к.т.н., vdovin@bmstu.ru, доцент кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код: 9449-9230, AuthorID: 798071, Scopus ID 57190382642.

Борис Борисович Косицын, д.т.н., kositsyn_b@bmstu.ru, доцент, профессор кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код 2005-7528, AutorID 795755, Scopus ID 57201094323.

Сидоров Александр Андреевич, к.т.н., sidorovaa@bmstu.ru, старший научный сотрудник отдела СМЗ-2 НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, SPIN-код: 3476-6503, AuthorID: 937249, Scopus ID 57200501536.

Numerical study of the influence of bladed part parameters on the characteristics of a hydrodynamic retarder

Vdovin D. Sergeevich,
Kositsyn B. Borisovich,
Sidorov A. Andreevich*

* sidorovaan@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

Introduction. In the modern world, in order to increase the mobility and traffic safety of vehicles, as well as to increase the service life of brake mechanisms, a wear-resistant brake system is widely used on heavy wheeled vehicles, which makes it possible to provide service deceleration of the vehicle without the use of friction brakes. One of the main units that make up such a deceleration system is a hydrodynamic retarder, the study of the characteristics of which is devoted to this work.

Objective. Providing a given mechanical characteristic of a hydrodynamic retarder by optimizing the blade part.

Methodology and methods. To study the influence of the parameters of the bladed part on the characteristics of the hydrodynamic retarder, CFD methods are used to determine the values of the dynamic/energy characteristics of the flow in the interblade space of the hydraulic brake, considering the influence of the geometric features of the flow path, as well as the physical and mechanical properties of the working fluid. Within the framework of the article, a finite-volume model of the fluid part of the hydraulic brake was created in the Ansys Fluent software package, and the dependence of the characteristics of the hydraulic brake on the internal elements of the blade part was analyzed: the number of blades, the angle of inclination of the blades, the shape of the fluid part.

Results and scientific novelty. The presented approach allows iteratively to carry out the synthesis of hydraulic brake impellers. At the same time, the obtained results of the study on the influence of the angle of inclination, the number and shape of the blades on the torque coefficient of the hydraulic brake make it possible to rationally choose the initial approximation and reduce the number of iterations.

Practical significance. Data on the influence of the parameters of the flow path on the characteristics of the hydraulic brake make it possible at the design stage to evaluate the possibility of creating acceptable designs of hydrodynamic retarders for use on wheeled vehicles.

Keywords: hydrodynamic retarder, hydraulic brake, computational fluid dynamics, flow path, torque coefficient

References

1. Kotiev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Determination of the required level of deceleration of high-speed wheeled machines when using a wear-resistant braking system//Proceedings of NSTU named after R.E. Alekseeva. 2019. №4 (127). P. 146-157.

2. Kotiev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Determination of mechanical characteristics of the units of the wear-resistant braking system of high-speed wheeled machines//Proceedings of NSTU named after R.E. Alekseeva. 2020. №1 (128). P. 131-141.
3. Kotiev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Choice of capacity of on-board energy storage when using an electric machine in a wear-resistant braking system of highly movable wheeled machines//Proceedings of NSTU named after R.E. Alekseeva. 2020. №2 (129). P. 126-133.
4. Hirsh C. Numerical Computation of internal and External Flows Volume 1 Fundamentals of Computational Fluid Dynamics. Elsevier. 2007. 656 p.
5. Gavrilenko B.A., Minin V.A., Olovnikov L.S. Hydraulic brakes. M.: Mashgiz, 1961. 244 p.
6. Xuesong Li, Xiusheng Cheng, Liying Miao, Zhonghua Liu. Numerical Analysis On Internal Flow Field of a Hydraulic Retarder // IEEE Conferences/ 2009 International Conference on Mechatronics and Automation. (Changchun, Chi, 9-12 Aug. 2009). p. 3710 – 3715.
7. Weiyang Bu, Guang Shen, Haifeng Qiu, Chunbao Liu. Investigation on the dynamic influence of thermophysical properties of transmission medium on the internal flow field for hydraulic retarder // International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 126, Part A, 2018, Pages 1367-1376.
8. ANSYS/ Fluent Theory guide 14, <https://www.ansys.com/Products/Fluids/ ANSYS-Fluent>. (date of appeal: 02.09.2019).
9. Xuesong Li, Xiusheng Cheng and Liying Miao, Zhonghua Liu «Numerical Analysis on Internal Flow Field of a Hydraulic Retarder» in: International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, China, 2015.
10. Stesin S.P., Yakovenko E.A. Blade machines and hydrodynamic transmissions. M.: Mechanical engineering, 1990. 240 p/
11. Voith. <http://voith.com/corp-en/braking-systems/retarders-trucks.html> (date of appeal: 02.09.2019).
12. ZF. <https://www.zf.com> (date of appeal: 02.09.2019).
13. Landau LD, Lifschitz EM Theoretical physics in 10 vol. T. 6: Hydrodynamics. M.: Fizmatlit, 2015.
14. Wilcox D. C. Formulation of the k- ω Turbulence Model Revisited//AIAA 2007 1408, 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada. -2007.

AUTHORS

Vdovin Denis Sergeevich, Ph.D., vdovin@bmstu.ru, Associate Professor, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University, SPIN code: 9449-9230, AuthorID: 798071, Scopus ID 57190382642.

Kositsyn Boris Borisovich, Doctor of Technical Sciences, kositsyn_b@bmstu.ru, Professor, Wheeled Vehicles Department, Bauman Moscow State Technical University, SPIN code 2005-7528, AuthorID 795755, Scopus ID 57201094323.

Sidorov Alexander Andreevich, Ph.D., sidorovaan@bmstu.ru, Senior Researcher, SM3-2 Department, Scientific Research Institute of the Bauman Moscow State Technical University, SPIN code: 3476-6503, AuthorID: 937249, Scopus ID 57200501536.