

КОМПЛЕКСНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОМУФТЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ CFD

Д.С. Вдовин¹

А.А. Сидоров^{1,2}

А.С. Дьяков¹

С.П. Федоров³

vdovin@bmstu.ru

sidorovaan@bmstu.ru

diakov_as@bmstu.ru

fedorov_sp@

nordenergogroup.com

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

² ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», Москва, Российская Федерация

³ АО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Российская Федерация

Аннотация

Проведено комплексное исследование механической характеристики гидромуфты при изменении геометрии проточной части. При синтезе проточной части гидромуфты применен следующий гибридный подход: расчет проточной части исходного варианта выполнен по стандартной квазиодномерной методике, основанной на струйной теории, для последующего уточнения модели и учета влияния на моментную характеристику изменения состава или геометрии использовано конечно-объемное моделирование в трехмерной нестационарной постановке с учетом турбулентности. В ходе исследования получены оригинальные и подтверждены некоторые известные результаты. Получено хорошее согласование результатов при сравнении CFD-моделирования и известной аналитической методики, что позволило применить метод конечных объемов к исследованию течения в полости гидромуфты. Показано, что в случае выбора в качестве принципа управления механической характеристикой гидромуфты изменения объема за счет передвижения черпательной трубки, требуется учитывать при моделировании дополнительный объем и параметры черпательной трубки, поскольку они оказывают существенное влияние на крутящий момент и осевые силы. Исследованы влияние угла наклона лопаток и их числа в насосном и турбинном колесах. Показано, что при уменьшении угла наклона лопаток увеличивается крутящий

Ключевые слова

Гидромуфта, конечно-объемное моделирование, турбинное колесо, черпательная трубка

момент. Это позволяет уменьшить активный диаметр лопастной части при эквивалентной выходной мощности. Построена совместная характеристика электропривода, гидромуфты и потребителя (питательного электронасоса). Выявлено, что выбранный активный диаметр 535 мм обеспечивает необходимую характеристику гидромуфты для передачи мощности с КПД, равным 97 % в номинальной точке

Поступила 19.10.2023

Принята 27.02.2024

© Автор(ы), 2024

Введение. Гидродинамические передачи, такие как например гидромуфты, нашли широкое применение в различных отраслях техники: их применяют на тепловозах для плавного изменения частоты вращения ведомого вала, чтобы исключить резкое трогание с места; на электростанциях с ДВС для компенсации колебаний частоты вращения ведомого вала; на крупных ТЭЦ, когда требуется экономичное и надежное управление насосными агрегатами в сложных термических и барических условиях; на крупных турбодетандерных агрегатах в качестве гидropередачи между турбинной и генераторной частью. В качестве особого преимущества гидромуфт отметим, что ведущий и ведомый валы не имеют жесткой механической связи, а передача крутящего момента осуществляется за счет циркуляции рабочего тела в межлопаточном пространстве (т. е. в лопастной проточной части).

В ходе подготовки настоящей работы рассмотрено большое число литературных источников, в которых представлено современное состояние исследований гидромуфт и лопастных систем в целом. В российском сегменте научной литературы можно выделить отечественную теоретическую школу [1–8]. В зарубежном сегменте подобные работы представлены скудно. В основе теоретических исследований представителей отечественной школы лежит струйная теория, которая введена в рассмотрение Л. Эйлером. Основу этой теории составляет понятие о струйке (либо элементарной струйке), под которой понимают жидкость, протекающую внутри трубки тока.

В настоящей работе применен следующий гибридный подход. В качестве первого приближения рассмотрена классическая струйная квазиодномерная теория, на основе которой рассчитаны геометрические характеристики проточной части гидромуфты для тех условий, когда она применима без особенных сложностей (например, когда лопатки расположены под углом 90°) [1]. Далее на основе этих данных построена полноценная трехмерная модель, которая рассчитана в нестационарной постановке с учетом турбулентности методом конечных объемов (Finite Volumes Method) в рамках CFD-моделирования (Computational Fluid Dynamics Modeling), что позво-

ляет визуализировать течение в каналах сложной формы, а также оценивать влияние малых изменений геометрии на моментную характеристику агрегата.

Цель настоящей работы — комплексное исследование моментной характеристики гидромуфты при изменении геометрии проточной части. К числу задач можно отнести, во-первых, сравнение результатов CFD-моделирования и аналитической методики, во-вторых, оценку влияния угла наклона лопаток и их числа на моментную характеристику, и, в-третьих, построение совместной характеристики привода, гидромуфты и потребителя.

Постановка задачи. В качестве объекта исследования выбрана гидромуфта, имеющая два варианта исполнения: в первом варианте (рис. 1) рассматривается только ведущее и ведомое рабочие колеса (далее насосное и турбинное), во втором (рис. 2) имеется подводящий канал 1, через который жидкость поступает внутрь под давлением, насосное колесо 2, жестко соединенное с барабаном 3, представляющим собой дополнительную полость, в которой циркулирует жидкость, турбинное колесо 4 и черпательная трубка 5, через которую жидкость отводится из рабочей полости. Второй вариант исполнения связан с выбором принципа управления моментной характеристикой гидромуфты. Поскольку применяется объемное управление, перемещение черпательной трубки в полости влияет на степень заполнения проточной части гидромуфты, вследствие чего изменяется и моментная характеристика за счет снижения оборотов ведомого (турбинного) колеса.

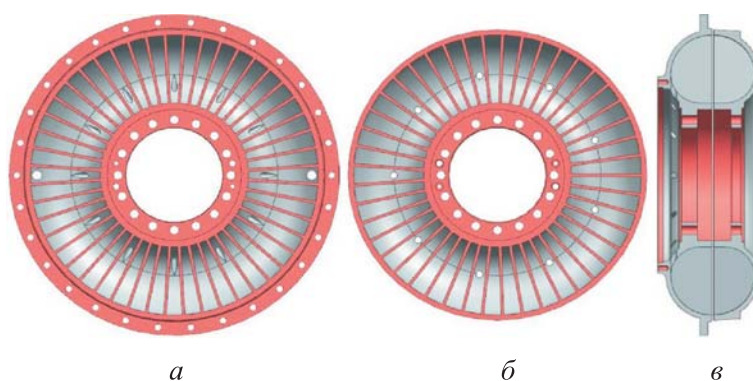


Рис. 1. Насосное (а) и турбинное (б) колеса, тор в сечении (в)

Неизотермическое течение рабочего тела рассматривается без учета фазовых переходов в каналах проточной части гидромуфты, в двух вариантах постановки по составу (как и для гидромуфты): в первом варианте это чистое турбинное масло ТП-22С марки 1 [9], во втором — двухкомпо-

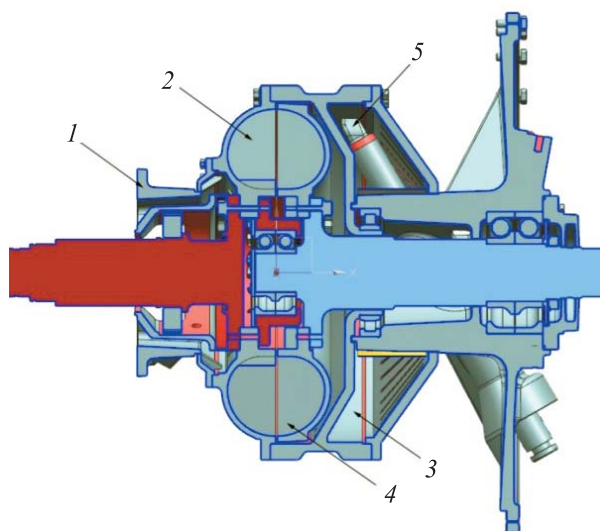


Рис. 2. Общий вид гидромукты в сборе с дополнительным объемом и черпательной трубкой

нентная, химически инертная смесь, состоящая из турбинного масла и воздуха.

Численное моделирование осуществляется с помощью метода конечных объемов (в расчетном CFD-пакете) в трехмерной и нестационарной постановках.

Математическое описание. Математическое описание представляет собой систему уравнений неразрывности, движения и энергии, приведенную в общем виде для вязкой несжимаемой жидкости [10–12]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u}) &= 0; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \nabla(\rho \vec{u} \vec{u}) &= -\nabla p + \nabla \tau; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\rho \vec{u} H) &= \nabla[\vec{u} \tau + \vec{q}],\end{aligned}\tag{1}$$

где ρ — плотность; $\vec{u}$ — скорость; p — давление; τ — тензор вязких напряжений; E — полная энергия; H — полная энтальпия; $\vec{q}$ — тепловой поток.

Ввиду того что течение в полости гидромукты является сильно возмущенным, для замыкания системы (1) применяется $(k-\omega)$ -модель турбулентности SST [13–15], она показала хорошую устойчивость как для однофазных, так и для многофазных и многокомпонентных рабочих тел.

Указанная система уравнений совместно с моделью турбулентности разрешается в расчетном CFD-пакете [16, 17].

Для построения характеристики гидромуфты рассматривается зависимость параметров и расчетных значений от передаточного отношения, под которым понимается отношение частот вращения

$$i = \frac{\omega_T}{\omega_H}, \quad (2)$$

где ω_T , ω_H — частоты вращения турбинного и насосного колес.

Между параметром скольжения s и передаточным отношением i также имеется взаимосвязь

$$s = (1 - i) \cdot 100 \%. \quad (3)$$

В отличие от гидротрансформаторов, КПД гидромуфты численно совпадает со значением передаточного отношения, поэтому в настоящей работе КПД фактически не определяется, а задается через скольжение.

Согласно теории гидродинамического подобия [18], можно установить связь крутящего момента, плотности рабочего тела, частоты вращения и геометрических характеристик гидроагрегата через соотношение

$$M = \lambda \rho \omega_H^2 D^5, \quad (4)$$

где λ — коэффициент момента; D — активный диаметр гидромуфты.

Следовательно, при переходе от одного активного диаметра D_1 с моментом M_1 к активному диаметру D_2 можно определить момент M_2 :

$$M_2 = M_1 \frac{D_2^5}{D_1^5}. \quad (5)$$

Однако, если раскрыть значение коэффициента момента и учесть зависимость характеристики от передаточного отношения, можно получить зависимость для крутящего момента [18]

$$M = \rho g \pi (R_2^2 - r_c^2) \frac{\omega_H^2 r_2^3}{gX} (1 - ia^2) \sqrt{\frac{(1 + a^2)(1 - i^2)}{\zeta}}, \quad (6)$$

где g — ускорение свободного падения; R_2 , r_c , r_2 — радиусы, показанные на рис. 3; X — коэффициент стеснения потока; a — отношение радиусов; ζ — коэффициент сопротивления (в настоящей работе $\zeta = 1,1$).

Граничные и начальные условия. Для первого варианта исполнения гидромуфты задается постоянная частота вращения насосного колеса,

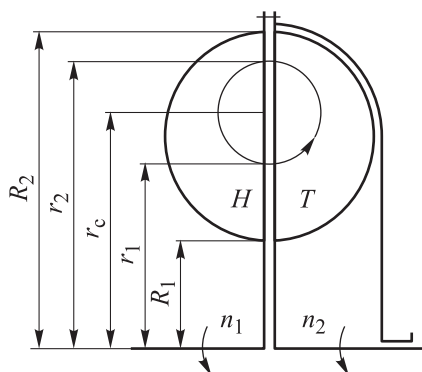


Рис. 3. Схема гидромолы для вывода коэффициента момента

равная частоте вращения электропривода 2985 об/мин, и переменная для турбинного колеса со скольжением 0...100 %, расход через полость при этом отсутствует, наполнение 100 %. Номинальная мощность электропривода $N_H = 1250$ кВт.

Для второго варианта исполнения гидромолы дополнительно вводится давление масла в подводящем канале, для чего задается граничное условие (ГУ) *pressure inlet* (полное давление на входе), при этом значение давления не превышает 2,5 атм (кроме специально огово-

ренных случаев), согласно рекомендациям [19]. На выходе из черпательной трубки задается ГУ *pressure outlet* (полное давление на выходе), истечение в атмосферу. Так, в области центрального подшипника, в полости между насосным и турбинным колесом, задается условие *pressure inlet* для воздуха.

Характеристики воздуха и масла принимаются постоянными, не зависящими от температуры. Так, плотность масла $\rho = 903$ кг/м³, динамическая вязкость $\eta = 0,026004$ Па · с. В рамках настоящей работы исследования проводились с учетом зависимости вязкости от температуры, однако существенного влияния на механическую характеристику выявлено не было.

Расчетная сетка. Для упрощения восприятия здесь не приведено подробного описания сетки. Следует отметить, что для исключения влияния на результаты расчетов разбиения модели проточной части на элементы проводилось исследование сеточной сходимости как в целом по сгущению сетки в области высоких градиентов, так и по призматическому подслою. Например, при подготовке сетки с призматическим подслоем для высоты первого пристеночного элемента y^+ принимался равным 0,9, а в ходе исследования сеточной сходимости отмечено, что требуется не менее 10 элементов в подслое. Фрагмент структурированной гексагональной расчетной сетки приведен на рис. 4.

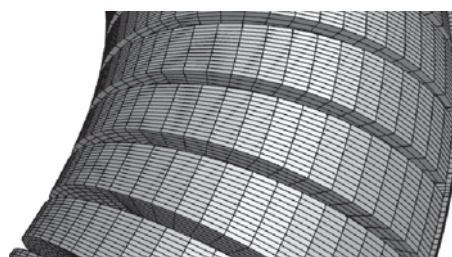


Рис. 4. Фрагмент структурированной гексагональной расчетной сетки

Результаты. Оценка влияния дополнительного объема и черпательной трубки. Одна из задач настоящего исследования заключается в сравнении расчетов с применением аналитической модели [1] и CFD-пакета. Подобное сравнение выполнено в [20], однако рассматривалась упрощенная проточная часть без учета дополнительного объема и черпательной трубки. Моментная характеристика гидромуфты в виде зависимостей крутящего момента от передаточного отношения приведена на рис. 5 (для упрощения здесь и далее характеристики даны в безразмерном виде).

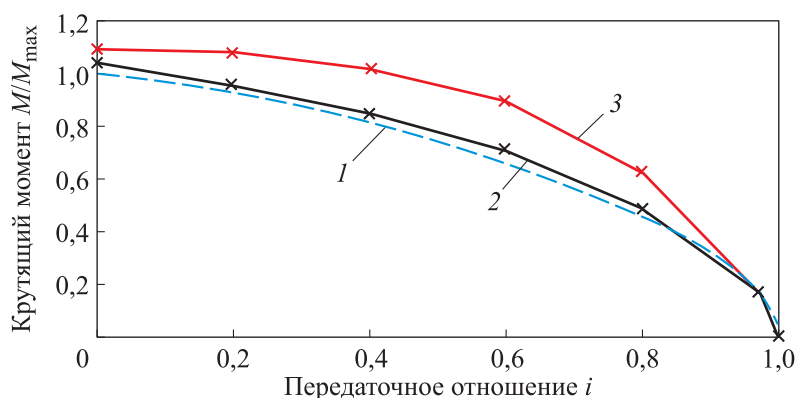


Рис. 5. Зависимости крутящего момента от передаточного отношения, полученные аналитически по методике [1] (1), с применением CFD-пакета по упрощенной модели проточной части (2) и с помощью полной модели (3)

Согласно зависимости на рис. 5, различие кривых 1 и 2 незначительно и не превышает 5 %, что укладывается в неопределенность численного метода и согласуется с данными [20]. Учитывая, что аналитическая методика [1] верифицирована множественными экспериментами, хорошее качественное и количественное согласование с результатами расчета с помощью CFD-пакета позволяет применять конечно-объемное моделирование для оценки влияния изменения геометрии на характеристику гидромуфты.

Из сравнения кривых 2 и 3 следует, что дополнительный объем и черпательная трубка оказывают существенное влияние на моментную характеристику гидромуфты в области низких передаточных отношений. Однако дополнительный объем позволяет уравновесить осевую силу, что особенно важно при выборе подшипников. При высоких значениях передаточного отношения наблюдается хорошее согласование трех вариантов (см. рис. 5). Следовательно, в области максимального КПД влияние дополнительного объема и черпательной трубки минимально.

В качестве примера визуализации течения на рис. 6 приведена векторная диаграмма скоростей в сечении гидромуфты. Видно, что число векторов в пристеночной области визуализировано более плотно, это связано с наличием призматического подслоя. Отрывные течения на данном режиме отсутствуют, круг циркуляции сформирован.

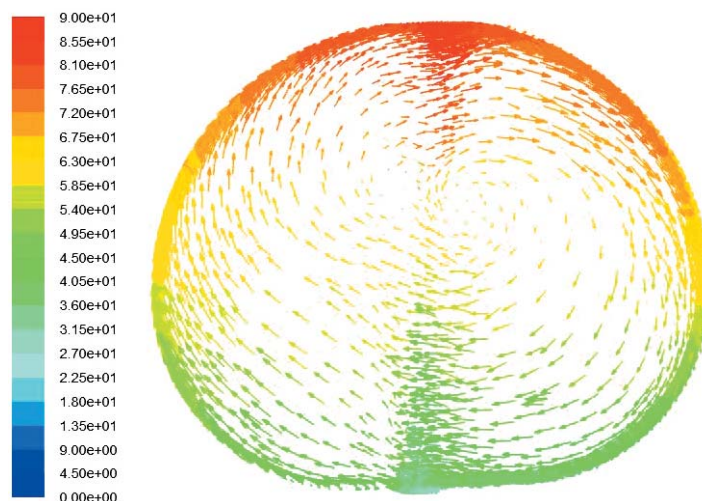


Рис. 6. Векторная диаграмма скоростей в сечении

Влияние угла наклона лопаток в полости гидромуфты. Один из вариантов увеличения крутящего момента — использование лопаток, расположенных в полости гидромуфты под наклоном (рис. 7).



Рис. 7. Угол наклона лопаток в полости гидромуфты

Результаты численного исследования характеристики гидромуфты с лопатками, расположенными в ее полости под наклоном, приведены в табл. 1. Выполнен расчет требуемого активного диаметра по формуле (5) для реализации с указанным углом наклона лопаток при передаточном отношении $i = 0,97$ крутящего момента на уровне $4300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что с некоторым запасом соответствует мощности $1,25 \text{ МВт}$. Передаточное отношение соответствует КПД на номинальном режиме.

Таблица 1

Результаты исследования влияния угла наклона ($i = 0,97$)

Крутящий момент, Н · м	Осевая сила, Н	Угол наклона, град	D , м
4064,8	172365,7	90	0,526
5197,3	155736,1	75	0,501
6589,7	131936,7	60	0,477
7602,6	125767,1	45	0,464
8556,5	79308,4	30	0,453

Из табл. 1 следует, что с уменьшением угла наклона лопаток крутящий момент увеличивается, а осевая сила уменьшается, чем меньше угол наклона лопаток, тем меньший активный диаметр необходим для реализации указанного момента. Однако при использовании рабочих колес с наклонными лопатками есть недостаток — невозможность реверса направления вращения привода без замены колес. Для обеспечения такой возможности необходимо изготавливать для каждой гидромурфты два комплекта колес с разным направлением наклона лопаток.

Влияние числа лопаток. Еще один вариант повлиять на характеристику гидромурфты — изменить число или соотношение числа лопаток в рабочих колесах. В научной литературе встречается несколько подходов к выбору числа лопаток: по номограммам, упрощенным аналитическо-эмпирическим зависимостям либо перебором. Для рассмотрения и оценки влияния выбраны следующие отношения числа лопаток в рабочих колесах:

- 50/52 по номограмме [19];
- 30/32 в ходе аналитического расчета по методике [1];
- 45/48 с учетом технологического упрощения.

В некотором диапазоне отношений числа лопаток 52/50–48/45 не наблюдается негативного влияния на характеристику, в то время как при уменьшении отношения числа лопаток до 32/30 крутящий момент уменьшается примерно на 40 % (рис. 8).

Влияние питающего давления. Еще один важный параметр, который необходимо контролировать на работающей гидромурфте, — давление подводящей жидкости. Как показано в [1], давление подводящей жидкости не должно превышать 2,5 атм, в противном случае, давление влияет на снижение крутящего момента и появление неустойчивости потока. В настоящей работе исследовано влияние давления подводящей жидкости на моментную характеристику, а также на осевые силы, возникающие при вращении рабочих колес при полном заполнении. Для оценки влияния

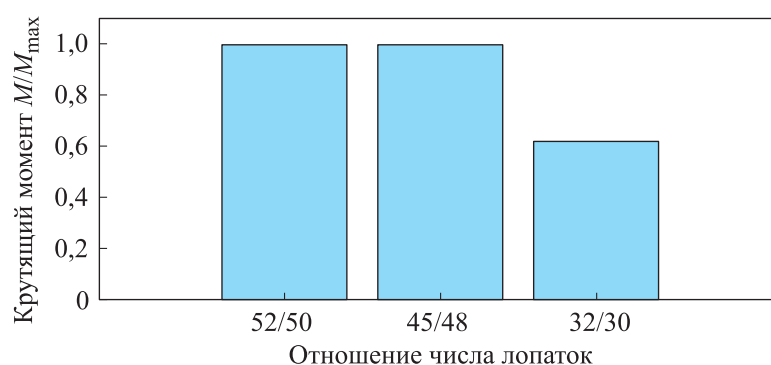


Рис. 8. Распределение крутящего момента в зависимости от отношения числа лопаток в рабочих колесах

задавалось давление подводящей жидкости 0 (нет расхода), 1 и 2,5 атм. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты исследования влияния давления подводящей жидкости

Питающее давление, атм	Крутящий момент, Н · м				Осевая сила, Н			
	Н	Т	Ч	Б	Н	Т	Ч	Б
0	3788	–3801	81,3	160	–326 447	–20 180	3365	336 549
1	3786	–3801	81,5	158	–326 547	–20 160	3305	336 158
2,5	3782	–3800	78,2	147	–325 288	–20 123	3264	334 612

Примечание. Здесь Н, Т — насосное и турбинное колеса; Ч — черпательная трубка; Б — барабан.

Масло подается в полость гидромуфты под давлением до 2,5 атм, что несущественно влияет на изменения характеристики гидромуфты. При увеличении питающего давления до 5 атм уменьшаются крутящий момент на ведомом колесе и его осцилляция (амплитуда колебаний 200 Н · м, частота переменная). В ходе исследования определены максимальные нагрузки по осям (табл. 3, X — ось вращения).

Совместные характеристики электродвигателя, гидромуфты и питающего электронасоса. Для квалифицированной оценки целесообразности применения той или иной модификации гидромуфты необходимо в качестве исходных данных иметь нагрузочную характеристику электропривода, а также характеристику потребителя, в качестве которого в настоящем исследовании выступает питательный электронасос (ПЭН). Согласно

данным¹, если известны нагрузочная характеристика асинхронного двигателя и потребителя, то можно построить их совместную характеристику с гидромуфтой. Расчетные моментные характеристики гидромуфты с активным диаметром 535 мм приведены на рис. 9 для случаев минимального выдвижения черпательной трубки (0 выдвижение), что соответствует полному наполнению полости гидромуфты, и 50%-ного выдвижения черпательной трубки, что соответствует примерно половинному наполнению полости гидромуфты. Такая совместная характеристика строится по стандартному алгоритму, изложенному в [7]. Используются следующие обозначения характеристик (см. рис. 9): 1, 2 — исходная и смещенная; 3, 4 — максимальная и минимальная (ПЭН); 5, 6 — гидромуфты при 100%- и 50%-ном наполнении.

Таблица 3

Значения нагрузок по осям

Ось	Крутящий момент, Н · м				Осевая сила, Н			
	Н	Ч	Т	Б	Н	Ч	Т	Б
X	3782,4	78,2	-3800,9	147	-325 288,1	3264,4	-20 123,5	334 612,3
Y	134,9	74,8	-36,5	-82,8	-2049,6	226,5	-261,3	710,1
Z	422,9	21,4	25,1	12,41	959,2	-370,9	-631,7	91471,9

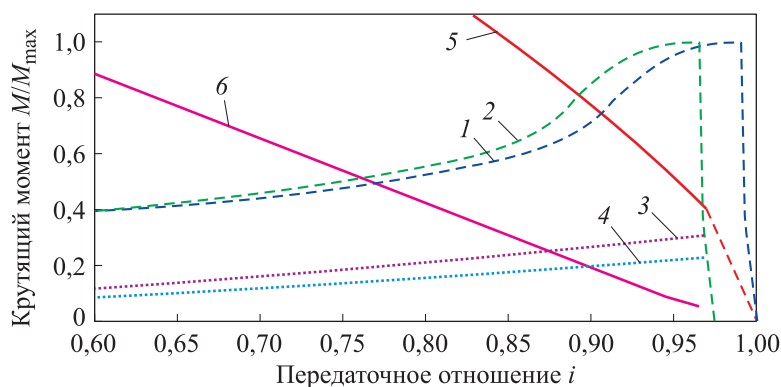


Рис. 9. Совместные характеристики электродвигателя, гидромуфты и ПЭН

Предположим, что характеристика гидромуфты при 100%-ном наполнении должна совпадать или быть выше точки пересечения смещенной характеристики асинхронного электродвигателя и нагрузочной

¹ Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск, Высшая школа, 1976.

характеристики ПЭН, но не должна располагаться выше максимума смещенной характеристики асинхронного электродвигателя для недопущения перегрузки электродвигателя и его выхода из строя. Как следует из рис. 9, эти условия выполняются. Следовательно, разработанная с применением гибридного подхода гидромуфта с активным диаметром 535 мм подходит для управления потребителем.

Выводы. В рамках исследования применен гибридный подход к расчету геометрических и моментных характеристик проточной части гидромуфты, который показал преимущество по сравнению с аналитической методикой. В процессе расчетного исследования выполнены все поставленные задачи и сделаны следующие выводы.

Результаты CFD-расчета упрощенной модели проточной части гидромуфты показали хорошее согласование с результатами расчетов, проведенных по аналитической методике, которая в свою очередь верифицирована множественными экспериментами, что позволяет применять конечно-объемное моделирование для оценки влияния изменения геометрии на характеристику гидромуфты.

Если в качестве принципа управления характеристикой гидромуфты принято изменение степени наполнения посредством перемещения черпательной трубки, то в расчетах необходимо использовать полную модель, включающую в себя и дополнительную полость (барабан), и саму черпательную трубку, так как аналитические методики это не учитывают.

Расчетное исследование угла наклона лопаток в насосном и турбинном колесах показало, что с ростом угла наклона лопатки растет передаваемый момент, причем значительно: при неизменном передаваемом моменте угол наклона лопаток 45° позволит сократить активный диаметр колес до 464 мм. Однако при использовании рабочих колес с наклонными лопатками невозможно без замены колес выполнить реверс направления вращения привода. Для обеспечения такой возможности необходимо изготавливать для каждой гидромуфты два комплекта колес с разным направлением наклона лопаток.

В результате исследования влияния числа лопаток в насосном и турбинном колесах выявлено, что в диапазоне отношений числа лопаток 52/50–48/45 не оказывается негативного влияния на характеристику гидромуфты, в то время как при снижении отношения числа лопаток до 32/30 крутящий момент уменьшается примерно на 40 %.

Показано, что давление подачи масла в полость гидромуфты до 2,5 атм не вносит существенных изменений в характеристику гидромуфты. При увеличении питающего давления до 5 атм выявлены уменьшение крутяще-

го момента на ведомом колесе и его осцилляция (амплитуда колебаний $200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, частота переменная).

Построена совместная характеристика электропривода, гидромуфты и потребителя (ПЭН), показывающая, что выбранный активный диаметр 535 мм обеспечивает необходимую характеристику гидромуфты для передачи мощности с КПД = 97 % в номинальной точке.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Семичастнов И.Ф. Гидравлические передачи тепловозов. М., МАШГИЗ, 1961.
- [2] Лагереv А.В., Лагереv И.А. Исследование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода. Брянск, РИО БГУ, 2019.
- [3] Шаройко П.М., Середа В.Т. Гидравлические передачи тепловозов. М., Транспорт, 1969.
- [4] Прокофьев В.Н. Гидравлические передачи колесных и гусеничных машин. М., Воениздат, 1960.
- [5] Алексапольский Д.Я. Гидродинамические передачи. М., МАШГИЗ, 1963.
- [6] Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. М., Машиностроение, 1977.
- [7] Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи. М., Машиностроение, 1971.
- [8] Кольга А.Д., Точилкин В.В. Гидропривод горных и дорожно-строительных машин. Рудный, Рудненский индустриальный институт, 2006.
- [9] Татур И.Р., Митин И.В., Спиркин В.Г. и др. Энергетические масла. Ч. 3. Компрессорные, холодильные и вакуумные масла. М., РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2021.
- [10] Ландау Л.Д., Лифшиц Л.Е. Теоретическая физика. Т. 6. Гидродинамика. М., ФИЗМАТЛИТ, 2015.
- [11] Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем. М., Изд-во МЭИ, 2000.
- [12] Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика простых газожидкостных структур. М., Изд-во МЭИ, 1978.
- [13] Wilcox D.C. Formulation of the $k-\omega$ turbulence model revisited. *AIAA J.*, 2008, vol. 46, no. 11, pp. 2823–2838. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.36541>
- [14] Pope S.B. Turbulent flows. Cambridge, Cambridge University Press, 2000.
- [15] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.12149>
- [16] Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. Ч. 1. Механика турбулентности. М., Наука, 1965.
- [17] Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. М., Мир, 1990.
- [18] Вольф М. Гидродинамические муфты и трансформаторы. М., Машиностроение, 1967.

[19] Стесин С.П., Яковенко Е.А. Гидродинамические передачи. М., Машиностроение, 1973.

[20] Ломакин В.О., Черемушкин В.А. Теоретическое описание и численное моделирование работы гидродинамической муфты. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2016, № 3. EDN: VTKQKN

Вдовин Денис Сергеевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Сидоров Александр Андреевич — канд. техн. наук, старший научный сотрудник НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1); доцент кафедры низких температур ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 14).

Дьяков Алексей Сергеевич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Федоров Сергей Павлович — заместитель главного конструктора СКБ «Гидротурбобомаш» АО «Силовые машины» (Российская Федерация, 195009, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д. 3).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Вдовин Д.С., Сидоров А.А., Дьяков А.С. и др. Комплексное исследование характеристики гидромуфты с применением CFD. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 4 (151), с. 143–159. EDN: YTOGOJ

COMPREHENSIVE STUDY OF THE FLUID COUPLING CHARACTERISTICS USING THE CFD

D.S. Vdovin¹

A.A. Sidorov^{1,2}

A.S. Dyakov¹

S.P. Fedorov³

vdovin@bmstu.ru

sidorovaan@bmstu.ru

diakov_as@bmstu.ru

fedorov_sp@

nordenergogroup.com

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

² MPEI, Moscow, Russian Federation

³ JSC “Power Machines”, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract

The paper presents a comprehensive study of the fluid coupling mechanical characteristics at alteration in the flow part geometry. A hybrid approach is introduced

Keywords

Fluid coupling, finite-volume simulation, turbine wheel, electric drive, scoop pipe

in synthesizing the fluid coupling flow part. The standard quasi-one-dimensional technique based on the jet theory is used to compute the flow part initial version. For subsequent model refinement and accounting for the effect of alteration in the moment characteristic composition or geometry, the paper applies finite-volume simulation in the three-dimensional non-stationary formulation taking into account the turbulence. In the course of the study, original results are obtained, and certain known results are confirmed. Thus, good agreement in results is obtained when comparing CFD simulation and the known analytical technique making it possible to apply the finite volume method in studying the flow in the fluid coupling cavity. The paper shows that in the case of selecting an alteration in volume due to the scoop pipe motion as the principle of controlling the fluid coupling mechanical characteristics, it is necessary to consider the additional volume and the scoop pipe in simulation, since they are significantly effecting the torque and axial forces. The paper studies influence of the inclination angle and the number of blades in the pump and turbine wheels and shows that with a decrease in the inclination angle, the torque increases, which allows reducing the blading active diameter at the equivalent output power. Combined characteristic of the electric drive, fluid coupling and consumer is constructed showing that the selected active diameter (535 mm) provides the necessary fluid coupling characteristic for transmitting power with an efficiency of 97 % at the nominal point

Received 19.10.2023

Accepted 27.02.2024

© Author(s), 2024

REFERENCES

- [1] Semichastnov I.F. *Gidravlicheskie peredachi teplovozov* [Hydraulic transmissions of diesel locomotives]. Moscow, MASHGIZ Publ., 1961.
- [2] Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Issledovanie rabochikh protsessov i proektirovanie elementov gidroprivoda* [Research of technological processes and design of hydraulic drive elements]. Bryansk, RIO BGU Publ., 2019.
- [3] Sharoyko P.M., Sereda V.T. *Gidravlicheskie peredachi teplovozov* [Hydraulic transmissions of diesel locomotives]. Moscow, Transport Publ., 1969.
- [4] Prokofyev V.N. *Gidravlicheskie peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Hydraulic transmissions of wheeled and tracked vehicles]. Moscow, Voenizdat Publ., 1960.
- [5] Aleksapolskiy D.Ya. *Gidrodinamicheskie peredachi* [Hydrodynamic transmissions]. Moscow, MASHGIZ Publ., 1963.

- [6] Mikhaylov A.K., Malyushenko V.V. Lopastnye nasosy [Vane pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977.
- [7] Kochkarev A.Ya. Gidrodinamicheskie peredachi [Hydrodynamic transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971.
- [8] Kolga A.D., Tochilkin V.V. Gidroprivod gornyykh i dorozhno-stroitelnykh mashin [Hydraulic drive of mining and road-building machines]. Rudnyy, Rudnenskiy industrialnyy institut Publ., 2006.
- [9] Tatur I.R., Mitin I.V., Spirkin V.G., et al. Energeticheskie masla. Ch. 3. Kompessornye, kholodilnye i vakuumnye masla [Energetic oils. P. 3. Compressor, refrigeration and vacuum oils]. Moscow, RGU nefti i gaza imeni I.M. Gubkina Publ., 2021.
- [10] Landau L.D., Lifshits L.E. Teoreticheskaya fizika. T. 6. Gidrodinamika [Theoretical physics. Vol. 6. Hydrodynamics]. Moscow, FIZMATLIT Publ., 2015.
- [11] Labuntsov D.A., Yagov V.V. Mekhanika dvukhfaznykh system [Mechanics of two-phase systems]. Moscow, MEI Publ., 2000.
- [12] Labuntsov D.A., Yagov V.V. Mekhanika prostykh gazozhidkostnykh struktur [Mechanics of simple gas-liquid structures]. Moscow, MEI Publ., 1978.
- [13] Wilcox D.C. Formulation of the k - ω turbulence model revisited. *AIAA J.*, 2008, vol. 46, no. 11, pp. 2823–2838. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.36541>
- [14] Pope S.B. Turbulent flows. Cambridge, Cambridge University Press, 2000.
- [15] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.12149>
- [16] Monin A.S., Yaglom A.M. Statisticheskaya gidromekhanika. Ch. 1. Mekhanika turbulentnosti [Statistical fluid mechanics. P. 1. Mechanics of turbulence]. Moscow, Nauka Publ., 1965.
- [17] Anderson D., Tannehill J.C., Pletcher R.H. Computational fluid mechanics and heat transfer. New York, McGraw-Hill, 1984.
- [18] Volf M. Strömungskupplungen und Strömungswandler. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 1962.
- [19] Stesin S.P., Yakovenko E.A. Gidrodinamicheskie peredachi [Hydrodynamic transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973.
- [20] Lomakin V.O., Cheremushkin V.A. Theoretical description and numerical simulation of the hydrodynamic coupling. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication], 2016, no. 3 (in Russ.). EDN: VTKQKN

Vdovin D.S. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Sidorov A.A. — Cand. Sc. (Eng.), Senior Research Fellow, SRI Special Engineering, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation); Assoc. Professor, Department of Low Temperatures, MPEI (Krasnokazarmennaya ul. 14, Moscow, 111250 Russian Federation).

Dyakov A.S. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Fedorov S.P. — Deputy Chief Designer, Special Design Bureau “Gidroturbomash”, JSC “Power Machines” (Vatutina ul. 3, St. Petersburg, 195009 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Vdovin D.S., Sidorov A.A., Dyakov A.S., et al. Comprehensive study of the fluid coupling characteristics using the CFD. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2024, no. 4 (151), pp. 143–159 (in Russ.). EDN: YTOGOJ