

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОВЫШАЮЩЕЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Лямасов А.К.¹

¹ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, РФ (111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14), e-mail: a-lyamasov@mail.ru

В данной работе приведены результаты исследования, позволяющие на основе трехмерного гидродинамического моделирования получить некоторые рекомендации к проектированию повышающей гидродинамической передачи (ГДП), у которой частота вращения турбинного колеса выше частоты вращения насосного колеса. Такая передача может использоваться, например, на МГЭС или ВЭС с целью применения на них серийных быстроходных генераторов. С помощью физического препроцессора ANSYS CFX проведено моделирование, показывающее, что геометрия проточной части, полученная по методике проектирования понижающих ГДП, обладает рядом недостатков, проявляющихся в виде отрывов и вихреобразования. Предлагается алгоритм, позволяющий скорректировать указанные методики и в результате получить геометрию проточной части повышающей передачи, обладающей высокой эффективностью. Представленные данные по расчету в ANSYS CFX лопастных систем показывают их совместимость и доказывают принципиальную возможность создания такого устройства.

Ключевые слова: гидродинамическая передача, повышение частоты вращения, трехмерное гидродинамическое моделирование, МГЭС, ВЭС.

STEP-UP HYDRODYNAMIC TRANSMISSION DESIGN

Lyamasov A.K.¹

¹ Federal State Educational Institution of Higher Professional Education National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow, Russia (111250, Moscow, Krasnokazarmennaya st., 14), e-mail: a-lyamasov@mail.ru

Results of step-up hydrodynamic transmission (HDT) investigation based on CFD method to elaborate practical recommendations for their design are presented. In HDT rotating speed of turbine wheel is higher than that of pump wheel. Such transmissions can be used on small hydropower plants and wind farms for application serial high-speed generators. Investigation of HDT, designed by the methodic used for reducing hydrodynamic transmission with Ansys CFX preprocessor, showed strong flow separation and vortex formation both along flow passages and inside runners. Algorithm was proposed that allows to modify those methods and to obtain the geometry of highly efficient HDT. Results of ANSYS CFX blade systems modeling, showing their compatibility and proving principle possibility of creation such devices, are presented.

Key words: hydrodynamic transmission, increase of rotating speed, 3-D CFD, small hydropower plant, wind farm.

Введение

Для применения на МГЭС и ВЭС быстроходных серийных генераторов после приводного устройства необходима установка повышающей передачи [4]. В качестве такого устройства рассматривается гидравлический мультипликатор, обеспечивающий самоторможение выходного вала при сбросе нагрузки (защиту от разгона) и гашение вибраций.

Гидродинамическая передача (ГДП) – это гидравлическая машина, содержащая насосное (НК), турбинное (ТК) колеса и неподвижный реактор (РК). Реактор соединен с неподвижным корпусом и участвует в динамическом взаимодействии с потоком жидкости,

изменяя его параметры, в результате чего частота вращения и момент на турбинном и насосном колесе различаются.

Анализ технической литературы показал, что существующие методики и рекомендации ограничены расчетами понижающей ГДП с передаточным отношением $i < 1$. Таким образом, перед автором были поставлены следующие задачи: проверка применимости существующих методик и рекомендаций к проектированию повышающей ГДП и, в случае получения неудовлетворительного результата, создание новых, приемлемых.

Для решения поставленных задач проводился трехмерный гидродинамический расчет течения в ГДП на базе Ansys Workbench, с привлечением расчетного комплекса CFX.

Анализ существующих методик

На основании исходных данных по существующим методикам и рекомендациям [1], [2] были получены параметры ГДП [3], представленные в табл. 1.

Таблица 1

Наименование параметра	Обозначение	Значение	Размерность
Мощность на входном валу	$N_{дв}$	50	кВт
Частота вращения на входном валу	$n_{вх}$	600	об/мин
Частота вращения на выходном валу	$n_{вых}$	1500	об/мин
Передаточное отношение	i	2,5	
Коэффициент трансформации	$K_{Г}$	0,32	
Расход в круге циркуляции	Q	0,315	м ³ /с
Момент на НК	$M_{Н}$	748	Н·м
Момент на ТК	$M_{Т}$	-239	Н·м
Момент на РК	$M_{Р}$	-509	Н·м

Расчет представленных параметров неразрывно связан с получением геометрии круга циркуляции и лопастных систем ГДП, эскиз которых согласно существующим рекомендациям представлен на рис. 1.

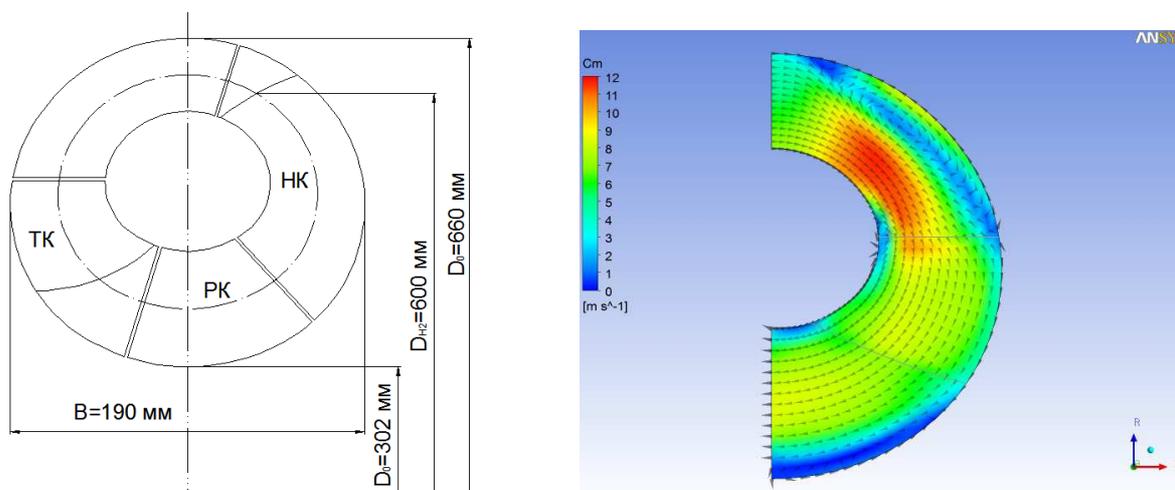


Рис. 1. Проточная часть ГДП по существующим методикам (слева); вихреобразование и отрыв в зоне ТК при трехмерном гидродинамическом моделировании (справа).

Результаты трехмерного гидродинамического расчета показали наличие значительного вихреобразования и отрывов потока, снижающих эффективность устройства.

Основные проблемы были связаны с течением в области ТК (рис. 1), которое согласно рекомендациям было принято радиально-осевого типа.

Поскольку выходная характеристика ГДП в большей степени зависит от параметров ТК, то обеспечение наилучшей работы ТК становится приоритетной задачей.

Трехмерный гидродинамический расчет. Рекомендации к проектированию повышающей ГДП

На основании опыта проектирования гидротурбин было разработано турбинное колесо осевого типа (рис. 2). Однако для интеграции такого колеса в круг циркуляции потребовалось значительно изменить значения втулочного отношения и шага лопастей. Для улучшения обтекания ТК необходимо размещать лопастную систему на наименьшем радиусе, который в данном случае ограничивается необходимым с прочностной точки зрения диаметром вала. Таким образом, на данном этапе проектируется турбинное колесо осевого типа с необходимыми энергетическими показателями, оценка которых осуществляется трехмерным гидродинамическим расчетом.



Рис. 2. Меридиональное сечение ТК (слева) и трехмерная модель решетки ТК (справа).

На основании геометрии турбинного колеса был построен круг циркуляции, который обеспечивает безотрывное обтекание. В результате расчета нескольких вариантов в Ansys окончательно был принят вариант, представленный на рис. 3. По сравнению с первоначальным вариантом увеличилась ширина B и активный диаметр круга D_a , и уменьшился минимальный диаметр D_0 (рис. 1).

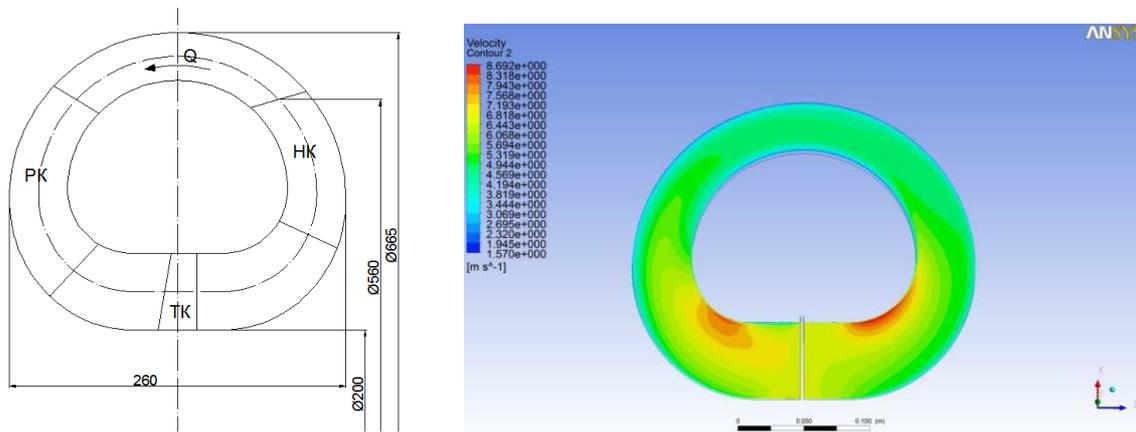


Рис. 3. Круг циркуляции (слева); распределение скоростей в круге циркуляции при заданном расходе (справа).

В полученный круг циркуляции вписываются лопастные системы насосного и реакторного колес. При этом расположение входных и выходных кромок учитывает распределение скорости в круге циркуляции (рис. 3).

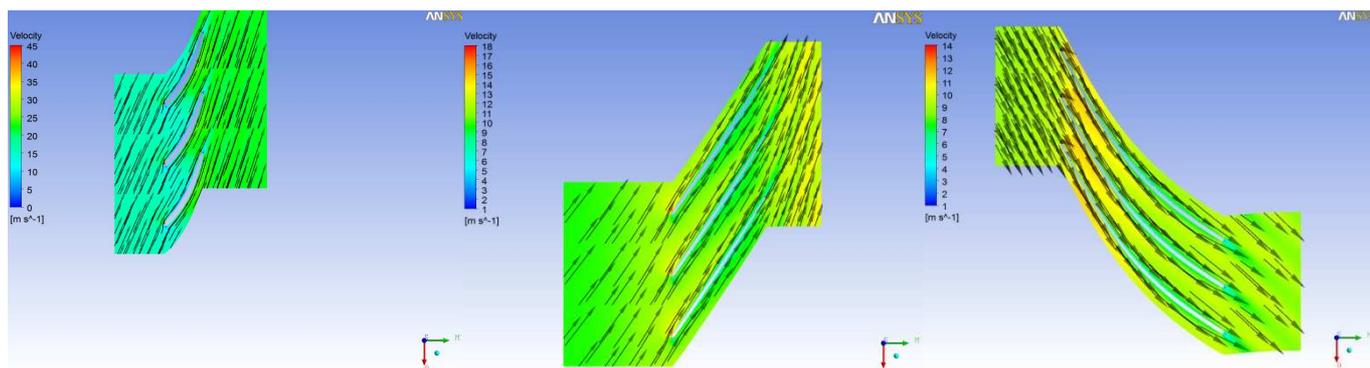


Рис. 4. Распределение скоростей в турбинном, насосном и реакторном колесе соответственно.

Геометрия каждой решетки ГДП изменялась в результате проведенных расчетов с целью повышения эффективности. Анализ проводился по эпюрам распределения скоростей и давлений, представленных на рис. 4 и 5, а также по интегральным показателям лопастных систем на входе и выходе расчетных областей.

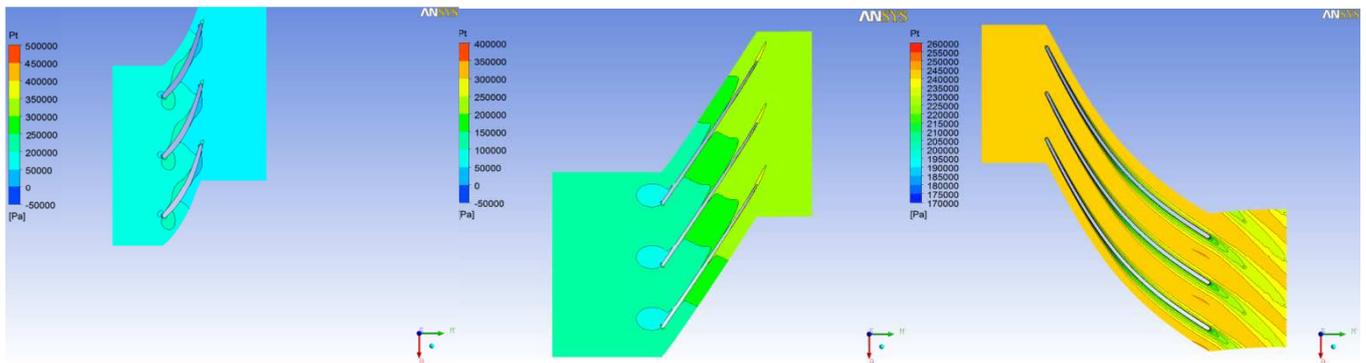


Рис. 5. Распределение давлений в турбинном, насосном и реакторном колесе соответственно.

Интегральные показатели приведены в табл. 2

Таблица 2

Лопастная система	ТК	НК	РК
Расход в круге циркуляции, м ³ /с	0,315		
Полное давление на входе, кПа	234,5	101,3	242,4
Полное давление на выходе, кПа	99,1	242,4	231,7
Расходная составляющая абсолютной скорости на входе, м/с	6,50	6,40	4,20
Расходная составляющая абсолютной скорости на выходе, м/с	6,50	4,26	6,3
Циркуляция на входе, м ² /с	4,52	0,11	14,04
Циркуляция на выходе, м ² /с	0,12	14,09	4,78
Мощность на валу, кВт	36,57	47,54	
Момент, Н·м	-232,8	756,6	-500,8
КПД, %	84,7	92,7	97,1

Как видно из табл. 2, полученные лопастные системы с достаточной степенью точности согласуются между собой в расчетной точке, чем доказывается принципиальная возможность создания повышающей ГДП.

Геометрические показатели лопастных решеток приведем в табл. 3

Таблица 3

Решетка ГДП	Количество лопастей	Угол на входе		Угол на выходе	
		втулка	периферия	втулка	периферия
Турбинное колесо	20	$\beta_{1л} = 37^\circ$	$\beta_{1л} = 52$	$\beta_{2л} = 68$	$\beta_{2л} = 82$
Насосное колесо	21	$\beta_{1л} = 53$	$\beta_{1л} = 57$	$\beta_{2л} = 56$	$\beta_{2л} = 60$
Реакторное колесо	23	$\alpha_{1л} = 64$	$\alpha_{1л} = 63$	$\alpha_{2л} = 35$	$\alpha_{2л} = 40$

Проведенные расчеты характеризуются постоянной сходимостью, высокой точностью и хорошими показателями качества сетки, что, на основании имеющихся данных верификации для иных гидромашин [5], позволяет говорить о соответствии полученных результатов реальной картине течения с погрешностью не более 5%.

Выводы

Трехмерный гидродинамический расчет показал, что существующие методики проектирования не подходят для получения рабочих параметров и геометрии повышающей ГДП. В то же время применение метода трехмерного гидродинамического моделирования позволило выбрать оптимальную геометрию круга циркуляции и лопастной системы турбинного колеса, а также наметило пути изменения лопастных систем насосного и реакторного колес, обеспечивающих высокую эффективность передачи.

Список литературы

1. Карцев Л.В. Гидродинамические передачи. Часть II. Теория и расчет гидродинамических трансформаторов : учебное пособие. - М. : Изд-во МГТУ им. Баумана, 2000. - 156 с.
2. Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи. - Л. : Машиностроение, 1972. – 336 с.
3. Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М. Студенческий научный вестник // Сборник статей-докладов участников НТК. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. - С. 386-390.
4. Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М. Труды второй Всероссийской НПК «Энерго 2012». - М. : Изд-во МЭИ, 2012. - С. 377-380.
5. Dorsch G., Keeran K. CFD simulation provides a pump company with a virtual test facility // Advantage. Excellence in engineering simulation. - 2007. - Vol. 1. - № 2. - P. 16-17.

Рецензенты:

Волков Александр Викторович, доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник, Научный центр «Повышения износостойкости и надежности энергетического оборудования электрических станций» (НЦ «Износостойкость»), г. Москва.

Моргунов Геннадий Михайлович, доктор технических наук, профессор, преподаватель кафедры гидромеханики и гидравлических машин, НИУ «МЭИ», г. Москва.