

УДК.62-137

**Гидродинамическая муфта.
Численное моделирование и теоретическое описание.**

*Черемушкин В.А., студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

*Научный руководитель: Ломакин В.О., к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»
Lomakin@bmstu.ru*

Введение.

Гидродинамическая муфта (гидромуфта) — вид гидродинамической передачи, обеспечивающий гибкое соединение и передачу мощности с ведущего вала на ведомый. Гидромуфта представляет собой два колеса – турбинное и насосное, а так же замыкающий кожух, обеспечивающий вместе с уплотнениями герметичность проточной части. Вообще они могут различаться по форме меридионального сечения, форме проточной части и лопаток колес.

Гидротрансформатор отличается от гидромуфты наличием неподвижной части – реактора (рисунок 1), поэтому передача мощности осуществляется без изменения момента и ее КПД фактически определяется как ее передаточное отношение:

$$\eta = \frac{\omega_T}{\omega_H} = i,$$

где ω_T и ω_H - угловые скорости турбинного и насосного колеса соответственно;

i – передаточное отношение.

Отсутствие жесткой кинематической связи в гидромуфте определяет ее преимущество перед обычными муфтами в ряде случаев: при необходимости производить разгон с большими массами, при этом разгон может осуществляться при опорожненной гидромуфте с последующим ее заполнением; при регулировании рабочих машин и т.д. К положительным характеристикам следует также отнести ограничение на максимальный передаваемый момент, что предохраняет приводной двигатель от перегрузок, а также сглаживание пульсаций момента.

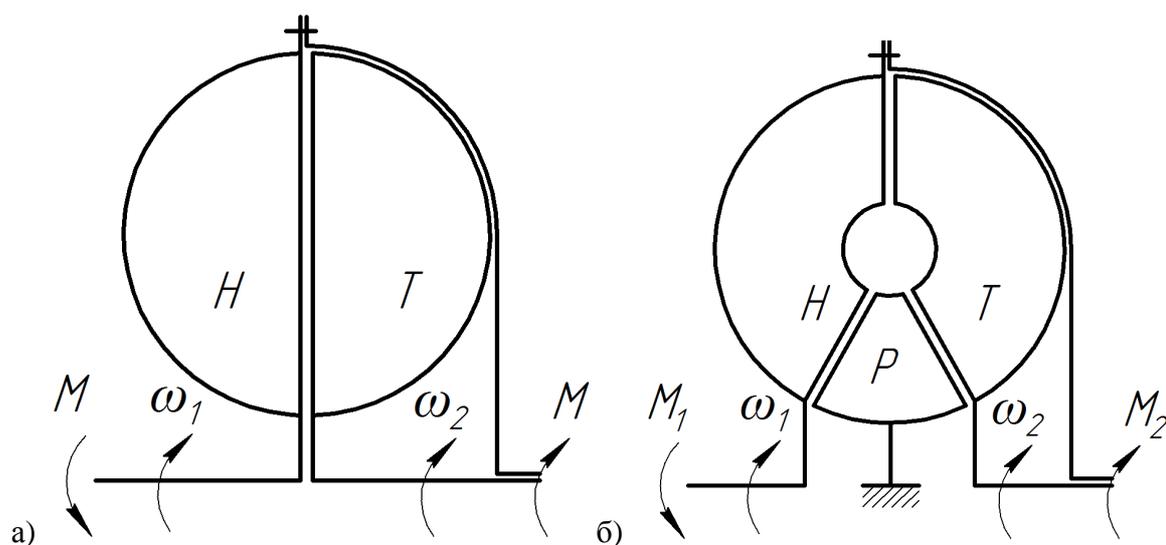


Рис. 1. Принципиальная конструктивная схема:

а) гидромуфты; б) гидротрансформатора

Задачей данной работы является исследование процессов, протекающих в гидромуфте при ее работе и оценка имеющегося теоретического описания работы гидромуфты. Работа вполне актуальна ввиду достаточно широкого применения данных агрегатов [1, 5] и малого числа работ по данной тематике.

В работе отсутствует экспериментальная часть, однако, согласно [3, 5],

результаты численного моделирования близки к экспериментальным данным, что дает возможность использовать их в качестве опорных при каких-либо выводах и заключениях.

1. Математическая модель.

На рисунке 2 представлена схема исследуемой гидромуфты с радиальными лопатками и круглой формой меридионального сечения для построения математической модели.

Уравнение баланса удельной энергии для гидромуфты (для средней струйки):

$$H_H = H_T + h_{\Pi},$$

где H_H и H_T – теоретические напоры насосного и турбинного колеса, h_{Π} - потери.

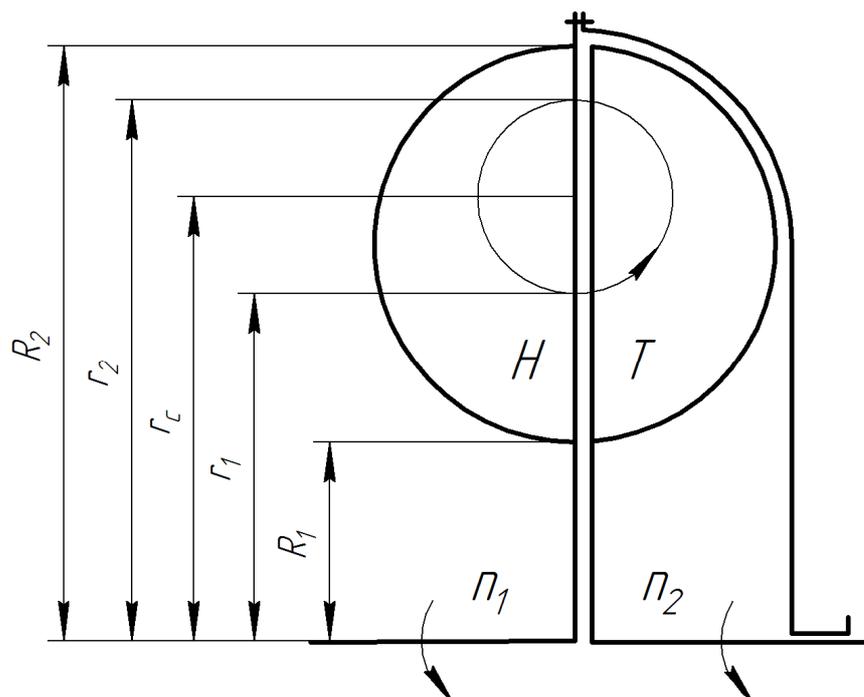


Рис. 2. Схема гидромолоты

Теоретические напоры колес определяются из уравнения изменения момента импульса:

$$M = \rho Q(U_2 r_2 - U_1 r_{1H}),$$

где U_2 и U_1 – окружные составляющие скорости жидкости на выходе из колеса и на входе соответственно. Тогда записывая связь между напором и моментом:

$$M\omega = \rho g Q H$$

После преобразований:

$$H_H = \frac{\omega_H^2 r_2^2}{g} (1 - ia^2)$$

$$H_T = \frac{\omega_H^2 r_1^2}{g} i(1 - ia^2),$$

где r_1 – радиус входа жидкости в насосное колесо;

r_2 – радиус выхода жидкости из насосного колеса;

a – отношение радиуса входа к радиусу выхода.

Потери описываются следующим образом:

$$h_{\Pi} = h_{\Gamma} + h_{\gamma}$$

т.е. делятся на гидравлические:

$$h_{\Gamma} = \xi \frac{c_{m0}^2}{2g},$$

где ξ - коэффициент сопротивления;

c_{m0} - меридиональная составляющая скорости (при бесконечном числе тонких лопаток),
и ударные, на входе в турбинное и насосное колеса:

$$h_y = \frac{1}{2g} (\varphi_1 (U_{H1} - U_{T2})^2 + \varphi_2 (U_{H2} - U_{T1})^2).$$

Здесь коэффициенты φ_1 и φ_2 для качественной оценки можно принять равными 1.

Или:

$$h_y = \frac{\omega_H^2 r_2^2}{g} (1 + a^2)(1 - i)^2.$$

Подставляя полученные выражения в уравнение баланса энергии, получим выражение для значения меридиональной составляющей скорости:

$$c_{m0} = \omega_H r_2 \sqrt{\frac{(1+a^2)(1-i^2)}{\xi}}.$$

Учет стеснения потока:

$$c_m = \frac{c_{m0}}{\chi},$$

где c_m – меридиональная составляющая скорости с учетом стеснения,

$$\chi = 1 - \frac{\delta}{t \sin(\beta)},$$

где β – угол установки лопасти на выходе из колеса, $\sin(\beta) = 0$

t - шаг лопаток:

$$t = \frac{2\pi r_2}{z}.$$

Тогда расход жидкости через колесо определяется так:

$$Q = c_m \pi (R_2^2 - r_c^2).$$

Момент на колесе определяется подстановкой выражений для расхода и напора в уравнение $M\omega = \rho g Q H$, т.е:

$$M\omega_H = \rho g c_m \pi (R_2^2 - r_c^2) \frac{\omega_H^2 r_2^2}{g} (1 - i a^2).$$

Окончательное выражение для момента:

$$M = \rho g \pi (R_2^2 - r_c^2) \frac{\omega_H^2 r_2^3}{g \chi} (1 - i a^2) \sqrt{\frac{(1+a^2)(1-i^2)}{\xi}}.$$

Ввиду наличия достаточно большого числа лопастей поправка на их конечное число не вводится (поток считается полностью направленным).

Выкладки приведены из [1], аналогично в [4].

Метод численного моделирования основан на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. В случае модели несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) это:

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0,$$

где \tilde{u}_j - осреднённое значение скорости жидкости в проекции на j -ю ось ($j=1,2,3$, по j суммирование);

Уравнение изменения количества движения (осреднение по Рейнольдсу) в стационарной постановке:

$$\rho \left[\tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\tilde{T}_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right],$$

где \tilde{p} – осреднённое значение давления;

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ - тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ - тензор скорости деформации;

$\rho \langle u_i u_j \rangle$ – Рейнольдсовы напряжения;

ρ – плотность жидкости;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Рейнольдсовы напряжения моделировались на основе $k-\omega$ SST модели турбулентности модели турбулентности, которая хорошо себя зарекомендовала при расчете динамических насосов [4].

Так как поток в муфте обладает хорошей направленностью, то вихреобразование должно быть незначительным. Поэтому решение искалось в стационарной постановке. В нестационаре дополнительно были посчитаны 3 точки, при $i = \frac{2000}{2000}$, $i = \frac{1000}{2000}$ и $i = \frac{0}{2000}$. Во всех случаях отклонение решения, полученного в стационарной постановке задачи, от полученного составило не более 5%, что говорит о его приемлемости.

Параметры колеса исследуемой гидромуфты (его модель приведена на рисунке 3):

$$R_1 = 25\text{мм}, R_2 = 75\text{мм}, z = 30, h = 1\text{мм},$$

где z – число лопаток (одинаково для насосного и турбинного колес);

h – толщина лопаток.

На рисунке 4 показана расчетная сетка в сечении по стыку колес и в меридиональном сечении.

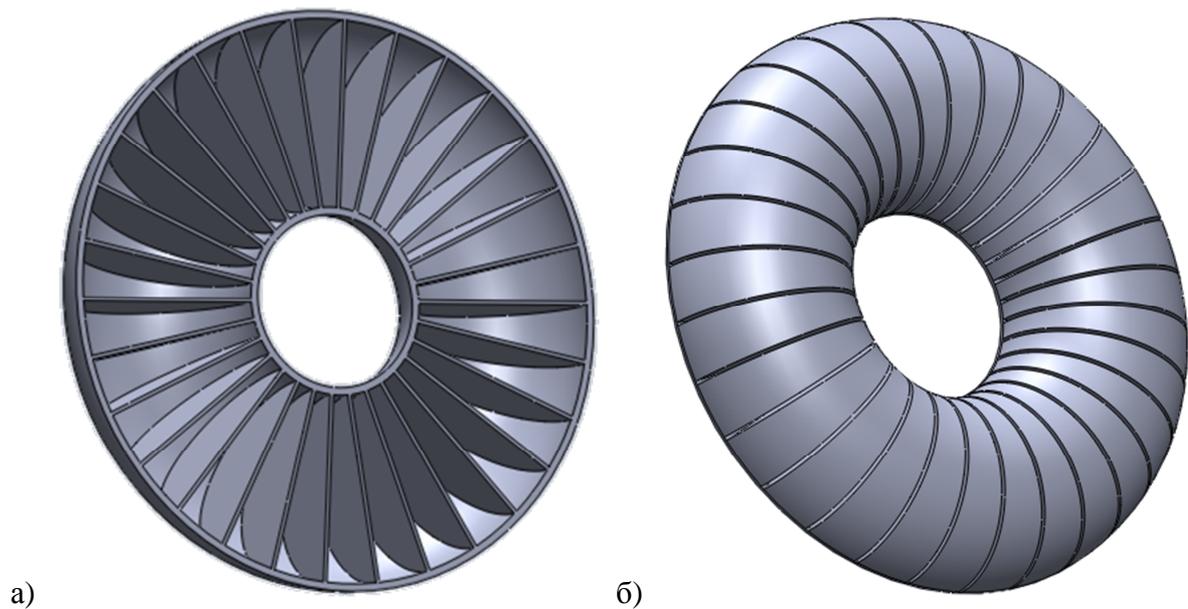


Рис. 3. 3d модели: а) рабочего колеса гидромолоты; б) проточной части



Рис. 4. Расчетная сетка

2. Анализ результатов численного моделирования и теоретического расчета.

При численном моделировании задавались угловые скорости колес: насосного – 2000 об/мин, турбинного – от 2000 до 0 об/мин, что соответствует изменению i от 1 до 0. Был затронут вопрос так называемой сеточной сходимости, на рисунке 5 представлены моментные характеристики, полученные на сетках с 100 тыс. (M2), 240 тыс. (M1) и 1.6 млн. (M) ячейками. Заметно сильное отклонение при малом числе ячеек, как

количественное, так и качественное (прогиб в правой части характеристики). При переходе от 240 тыс. к 1.6 млн. значения практически не меняются, так что при дальнейшем измельчении сетки какие-либо значительные изменения не ожидаются.

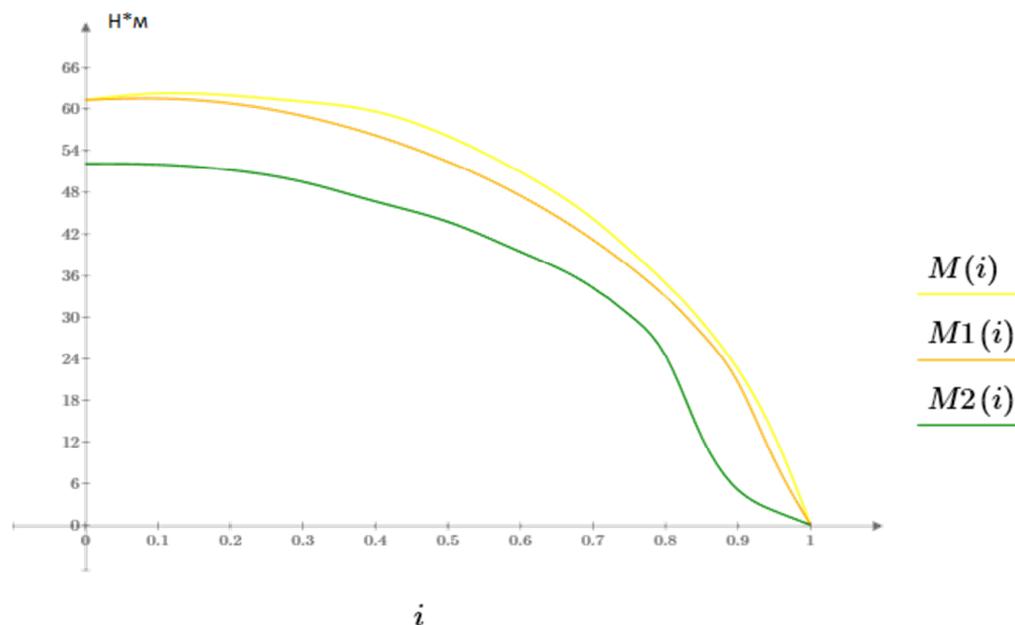


Рис. 5. Моментные характеристики муфты при различных количествах расчетных ячеек

Для построения теоретической характеристики зададимся следующими значениями:

$$\varphi_1 = 1.1, \xi = 1.05.$$

Вообще говоря, возможно более точное получение данных коэффициентов, желательно непосредственно из экспериментальных данных. Например, испытание гидромуфты с различными скоростями вращения насосного колеса при сохранении постоянной разности угловых скоростей теоретически позволит свести потери на удар к постоянной величине и вычислить значение ξ . Теоретическая характеристика представлена на рисунке 6.

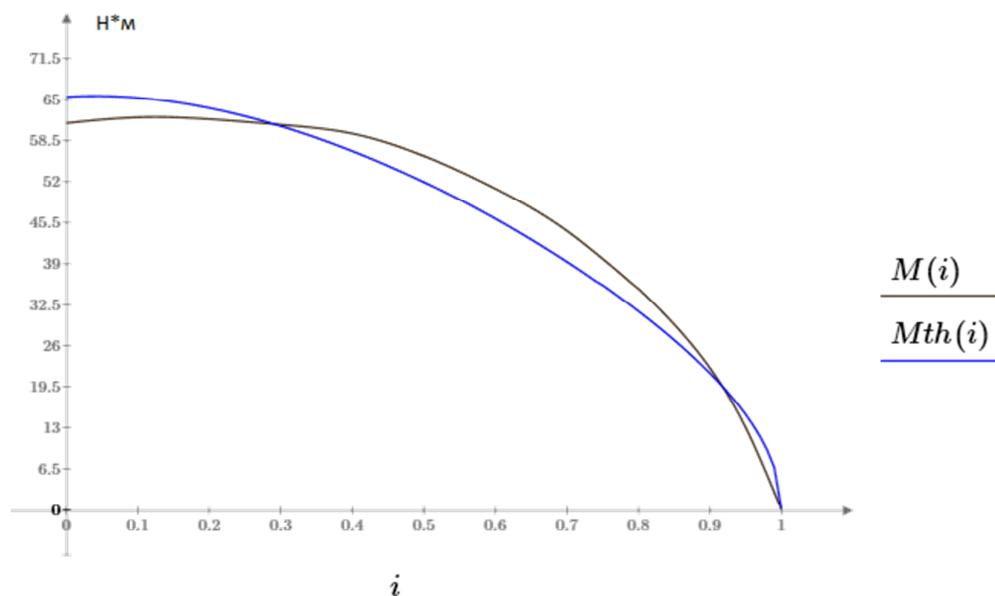


Рис. 6 Моментные характеристики муфты: теоретическая (Mth) и полученная численным моделированием (M)

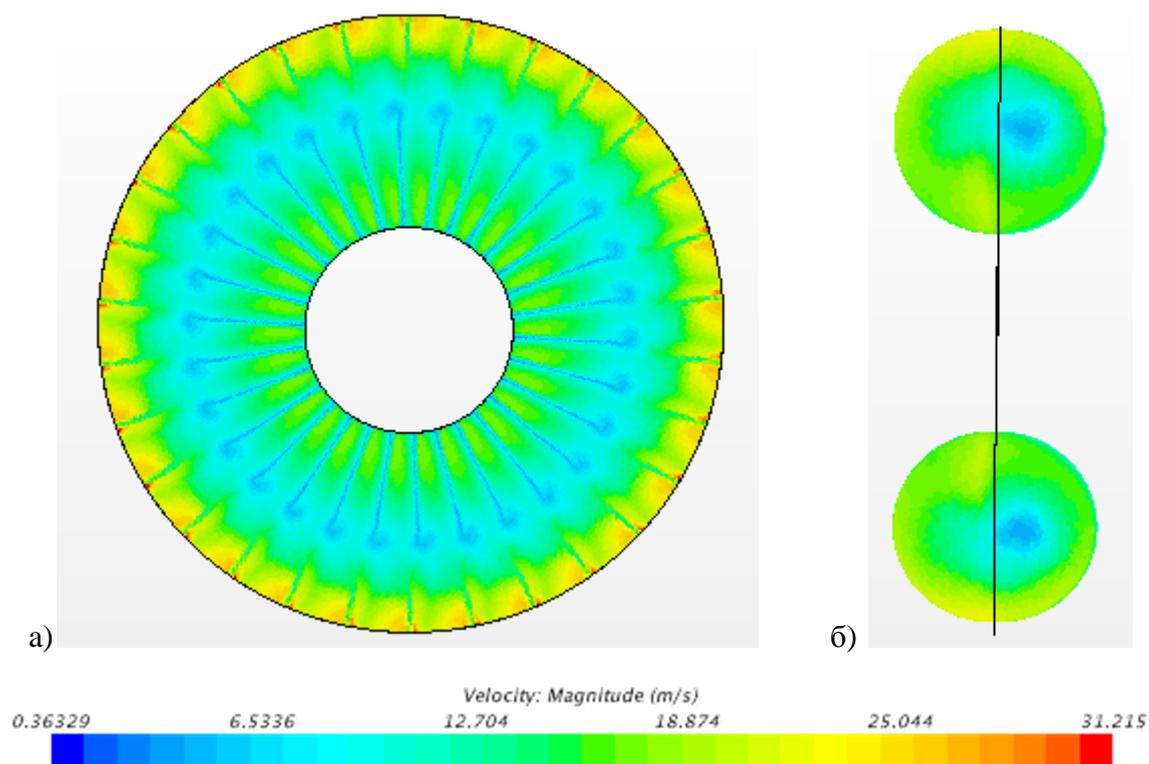


Рис. 7. Значения амплитуды скорости при $i=0.5$:
 а) экваториальное сечение; б) меридиональное сечение

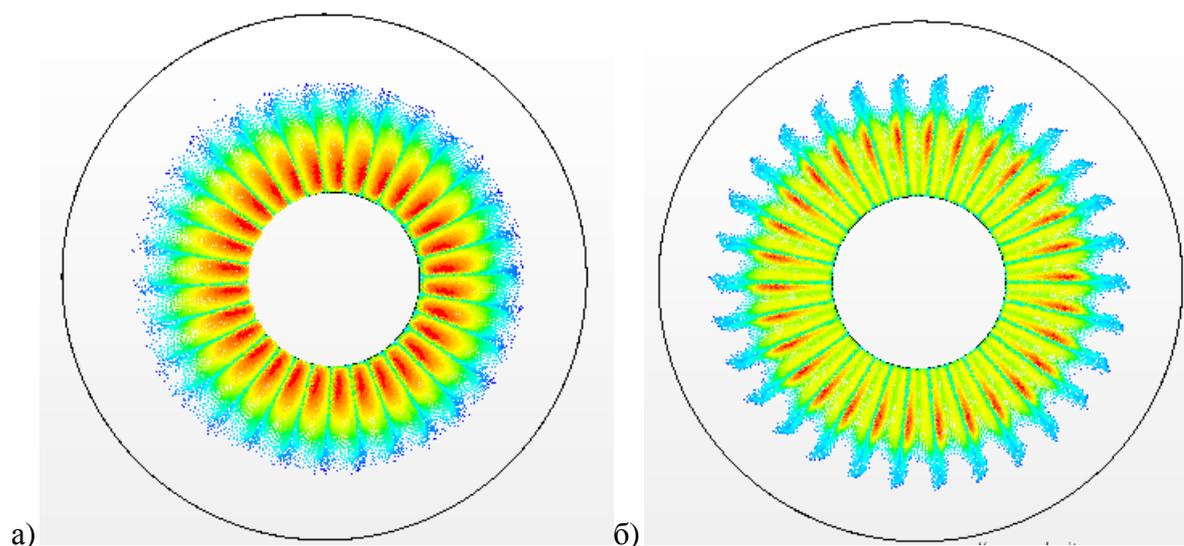


Рис. 8. Амплитуда меридиональной составляющей скорости в экваториальном сечении в направлении из турбинного колеса в насосное: а) $i=0.5$; б) $i=0$.

На приведенных рисунках (рисунок 7 и 8) представлены расчетные значения амплитуд скорости жидкости в различных сечениях и при различных скольжениях.

При малом и большом скольжениях наблюдаются качественно схожие картины распределения по направлению меридиональной скорости, отличающиеся от кругового, принятого в теоретической модели (рисунок 7 б). При «средних» значениях скольжения распределение достаточно близко к теоретическому.

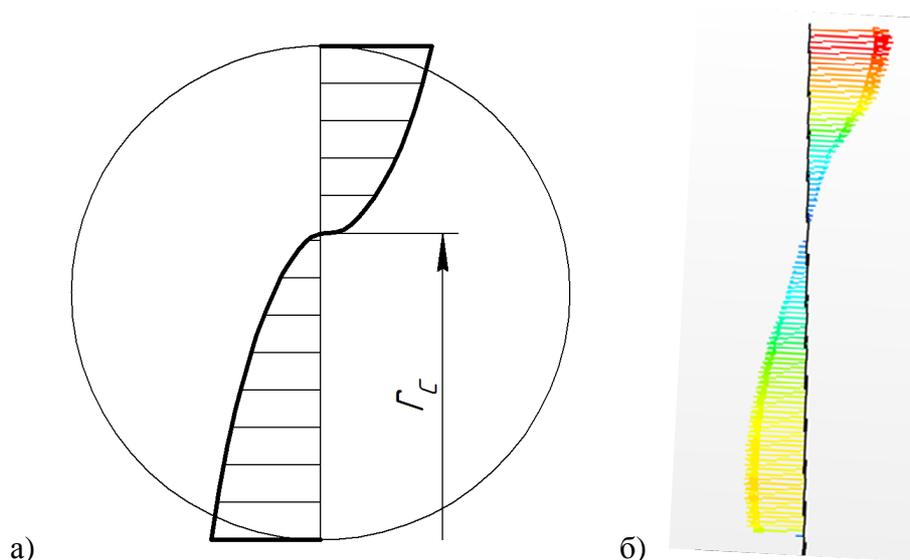


Рис. 9. Меридиональная составляющая скорости в экваториальном сечении: а) теоретическая; б) при моделировании.

На рисунке 9 представлены эпюры меридиональной скорости: теоретическая и полученная при численном моделировании.

Заключение.

В ходе работы была исследована сеточная сходимость, а также применимость решения задачи в нестационарной постановке. Теоретическое распределение меридиональной скорости достаточно близко к картинкам, полученным при численном моделировании при «средних» значениях скольжения. Моментная же характеристика дает по большей части качественную картину, требуется уточнение теоретической модели, а также определение (желательно экспериментальное) коэффициентов потерь.

Список литературы

1. Карцев Л.В. Теория и расчет гидродинамических трансформаторов и муфт: учебное пособие. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 416 с.
2. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. DOI: 10.7463/0914.0725724
3. Петров А.И., Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. №5. DOI:[10.7463/0512.0356070](https://doi.org/10.7463/0512.0356070)
4. Стесин С.П., Яковенко Е.А. Гидродинамические передачи. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.
5. Sun, Z, Chew, J, Fomison, N and Edwards, D. Analysis of fluid flow and heat transfer in industrial fluid couplings. Available at: <http://dx.doi.org/10.1243/09544062JMES1478>, accessed 02.07.2015.