

УДК 62-585.2:519.672:539.319

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЯЗКОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТРЕХМЕРНОГО ПОТОКА В ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМ ТРАНСФОРМАТОРЕ

О.Н. Шипенко, ассистент,
В.Г. Солодов, профессор, д.т.н., ХНАДУ

Аннотация. Выполнено трехмерное моделирование потока жидкости в проточной части гидротрансформатора (ГДТ) для обеспечения лучшего понимания особенностей течения; на основании полученных результатов построена внешняя характеристика ГДТ и выполнен анализ напряженно-деформированного состояния лопаток его рабочих колес.

Ключевые слова: гидротрансформатор, вычислительная гидрогазодинамика, неоднородность потока, внешняя характеристика, напряженно-деформированное состояние.

МОДЕЛЮВАННЯ В'ЯЗКОЇ ТУРБУЛЕНТНОГО ТРИВИМІРНОГО ПОТОКУ В ГІДРОДИНАМІЧНОМУ ТРАНСФОРМАТОРІ

О.М. Шипенко, ассистент,
В.Г. Солодов, профессор, д.т.н., ХНАДУ

Анотація. Виконано тривимірне моделювання потоку рідини в проточній частині гідротрансформатора (ГДТ) для забезпечення кращого розуміння особливостей потоку, на підставі отриманих результатів побудовано зовнішню характеристику ГДТ і виконано аналіз напружено-деформованого стану лопаток його робочих коліс.

Ключові слова: гідротрансформатор, обчислювальна гідрогазодинаміка, неоднорідність потоку, зовнішня характеристика, напружено-деформований стан.

MODELING OF VISCOUS TURBULENT 3D FLOW MODEL IN TORQUE CONVERTER

O. Shypenko, assistant, V. Solodov, Professor, Doctor of Technical Science, KhNAHU

Abstract. In the paper the 3D fluid flow simulation within a torque converter flow passage was carried out to provide a better understanding of flow features; on the basis of obtained results the torque converter's external characteristic is plotted and the torque converter wheel blades deflected mode analysis is carried out.

Key words: torque converter, computational fluid dynamics, flow non-uniformity, external characteristic, deflected mode.

Введение

Гидротрансформатор является лопастной машиной с замкнутым кругом циркуляции, которая посредством рабочей жидкости передает крутящий момент от двигателя к коробке передач. Он состоит из рабочих колес трех наименований: центробежного насоса, радиально-осевой турбины и неподвижного реактора.

Гидротрансформаторы применяются в трансмиссиях автомобилей, строительных и дорожных машин, обеспечивая плавное изменение крутящего момента, демпфируя крутильные колебания двигателя и т.д.

Анализ публикаций

До настоящего времени проектирование гидротрансформаторов основывалось главным

образом на одномерной гидродинамической модели, однако этот процесс является дорогостоящим и трудоёмким. Исследования потока в ГДТ проводятся с помощью экспериментов и с применением вычислительной гидрогазодинамики (ВГД или CFD).

Кроме гидродинамических исследований, при проектировании гидротрансформаторов проводятся расчеты на прочность, нормативные методики которых не всегда учитывают реальные условия работы ГДТ: постоянно изменяющиеся соотношения угловых скоростей насосного и турбинного колес, увеличение центробежной силы, приводящее к повышению статического давления в насосном колесе, распределяющегося крайне неоднородно в плоскости лопатки [1], возникновение вторичных потоков, [2], кавитации со свободным воздухом [3]), волновых следов, струй, и областей смещения [4, 5] – все эти явления влияют на износоустойчивость гидротрансформаторов.

В этой связи очень удобно использовать связанные расчеты – т.е. расчеты, где реализована связь между анализом напряженно-деформированного состояния (НДС) и гидродинамическим расчетом.

Цель и постановка задачи

В работе с помощью CFD-моделирования произведен анализ гидродинамических процессов в трехколесном ГДТ У358011Д, используемом в самоходных кранах. Активный диаметр ГДТ $D = 0,325\text{ м}$, количество лопаток в насосном колесе – 20, в турбинном – 24, в реакторном – 12 (рис. 1, 2).

На основе результатов CFD-вычислений выполнен анализ напряженно-деформированного состояния лопаток данного ГДТ.

Численное решение гидродинамической задачи

Расчетная область ГДТ разбита поэлементно на насос, турбину и реактор. Течение в каждой расчетной подобласти описано системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Расчетные подобласти аппроксимированы неструктурированными гексаэдральными сетками. Исследование выполнено с помощью программного комплекса MTFS®software в рамках модели несжимаемой жидкости на основе расчетного метода [6]. В расчетах выполнялся обмен осредненными по шагу данными между элементами гидротрансформатора. Твердые стенки предполагались адиабатическими, на них ставилось условие прилипания и равенство нулю эффективной вихревой вязкости. Турбулентные эффекты учитывались с помощью дифференциальной модели турбулентности SST Ментера [7]. Расчетная область каждого канала содержала около $3e+5$ ячеек, что обеспечило переменную пограничного слоя $y^+ < 4$.

Исследовались характеристики и структура потока на тяговом режиме работы ГДТ при номинальной частоте вращения насосного колеса $\omega_n = 1800$ об/мин, частота вращения турбины изменялась от 0 до 1 800. В качестве рабочей жидкости принято трансмиссионное масло плотностью $\rho = 840$ кг/м³ с кинематической вязкостью $\nu = 4 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

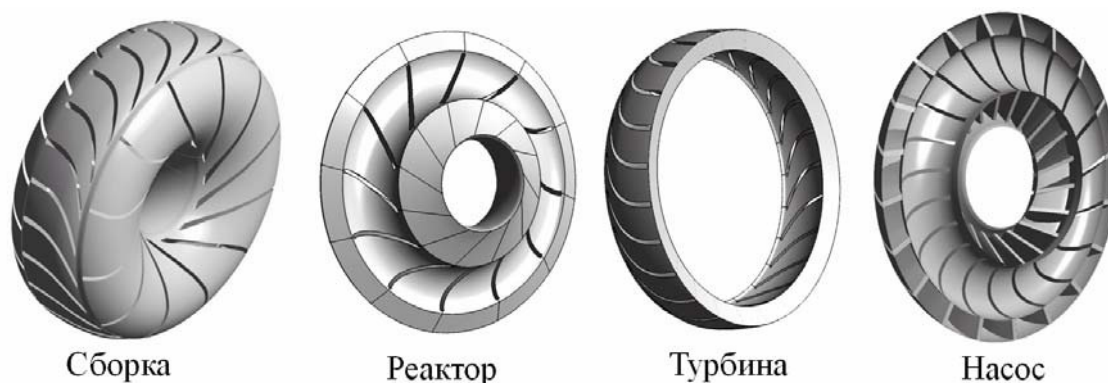


Рис. 1. Проточные части рабочих колес гидротрансформатора У358011Д



Рис. 2. Круг циркуляции гидротрансформатора У358011Д

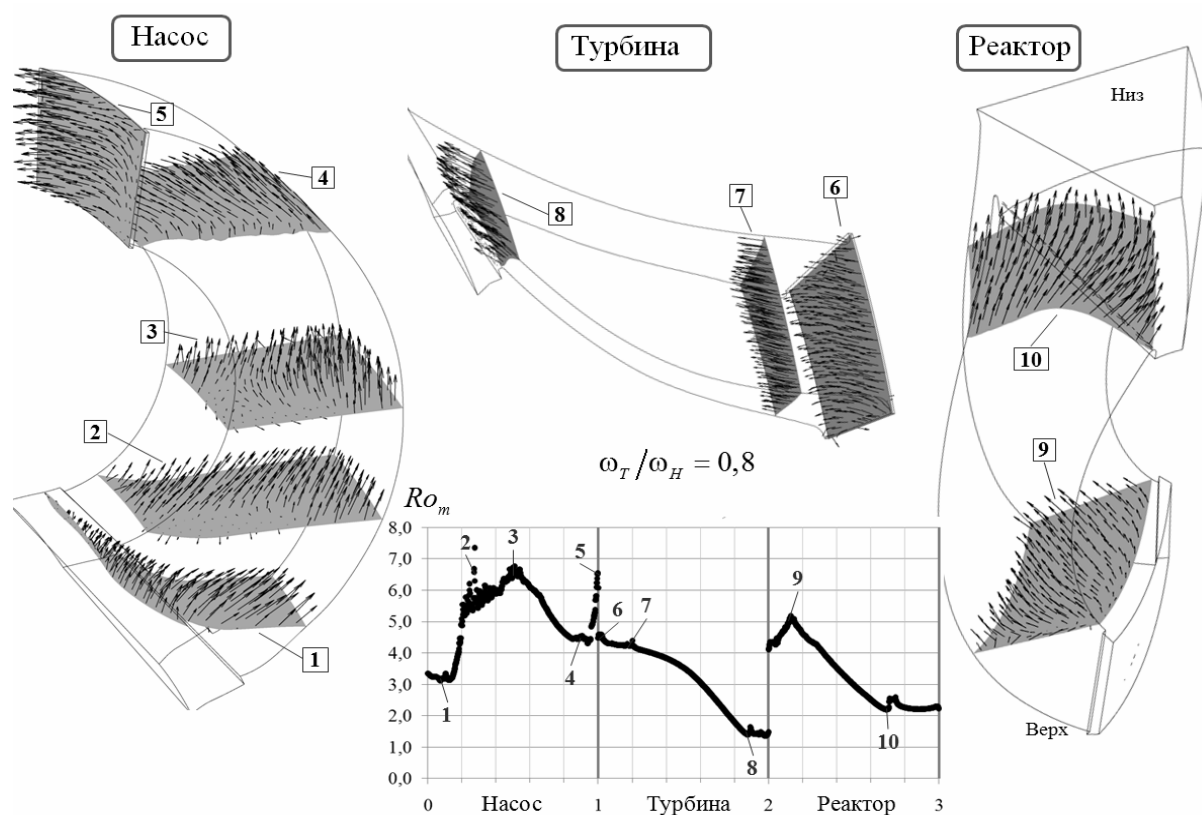


Рис. 3. Корреляция между модифицированным числом Россби и полем скоростей

Анализ неоднородности потока в ГДТ

Феномен возникновения струи и следа, описание которого дано в [7, 8, 9] для центробежных насосов, применимо к рабочим колесам гидротрансформатора. Под действием инерциальных и кориолисовых сил пограничный слой набухает на стороне разрежения лопаточного канала и становится тоньше на стороне давления. Частицы жидкости в расширившемся пограничном слое не могут

проникнуть в область повышенного давления, поскольку обладают меньшей кинетической энергией, и в результате поток разделяется на две зоны: низкоэнергетическую зону (след), и зону активного потока (струю), при этом образуются вторичные течения, увеличивающие потери напора. Для оценки неоднородности потока в радиальных машинах используются основное и модифицированное числа Россби [4]

$$Ro = \frac{F_{\text{инерциальные}}}{F_{\text{Кориолисовы}}} \sim \frac{(\rho V^2)/R}{\rho \omega V} = \frac{V}{\omega R},$$

$$Ro_m = \frac{F_{\text{центробежные}}}{F_{\text{Кориолисовы}}} = \frac{\omega R}{2V},$$

где R – средний радиус кривизны лопаточного канала. Для каналов ГДТ более представительным является число Ro_m вследствие преобладающего влияния центробежных сил.

В [10] исследовано влияние Ro_m на положение следа, в [4, 5] установлено, что с увеличением Ro_m , увеличиваются потери напора, связанные со вторичными потоками, площадь волнового следа, скорость струи; векторы вторичных циркуляционных течений.

Неоднородность потока в рассматриваемом гидротрансформаторе исследовалась на основании результатов моделирования.

На рис. 3 построены поля скоростей на поверхностях, соответствующих экстремальным значениям Ro_m . Значения параметров на поверхностях получены осреднением полей с использованием массового расхода. На поверхностях 2, 3, 5, 9 векторы скорости направлены хаотично, отмечается разделение потока; на поверхностях 1, 4, 6, 7, 8, 10 (в местах локального минимума Ro_m) поток однороден, векторы скорости практически сонаправлены.

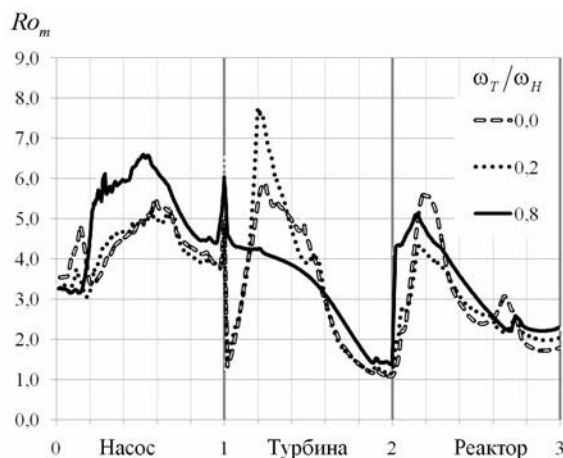


Рис. 4. Изменение Ro_m в круге циркуляции при различных передаточных числах

В расчетах выявлена зависимость степени неоднородности потока от передаточного отношения (рис. 4)

- (а) При $i = 0$ (остановленная турбина) наибольшая неоднородность потока наблюдается в проточной части реактора. На этом режиме достигается максимальный коэффициент трансформации момента $K = M_T/M_H$.
- (б) При $i = 0,2$ $\omega_T = 360$ об/мин, т.е. угловая скорость турбины относительно невысока, в ее проточной части возникает значительное разделение потока (max Ro_m).
- (в) При $i = 0,8$ (максимальный КПД) поток в турбине однороден, поскольку его скорость достигает максимума; в насосе при этом – наоборот, наблюдается неоднородность потока.

Интегральные характеристики ГДТ

На основе расчетных данных построена приведенная внешняя характеристика ГДТ (рис. 5), которая представляет собой зависимость КПД, а также безразмерных коэффициентов моментов насоса и турбины от передаточного отношения, при условии постоянства вязкости, плотности рабочей жидкости и частоты вращения насоса. Безразмерная характеристика позволяет сравнивать геометрически подобные ГДТ по удельным и экономическим показателям.

Погрешность CFD-вычислений по сравнению с экспериментом оказалась менее 1% (рис. 5). На рисунке использованы обозначения:

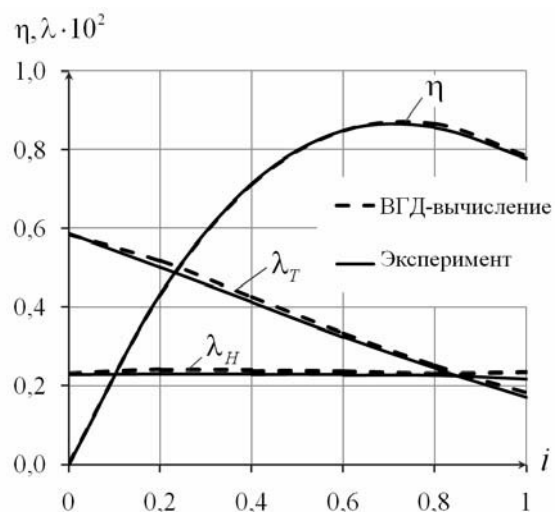


Рис. 5. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик ГДТ У358011Д

$$\lambda = \frac{M}{\rho \omega^2 D^5} - \text{коэффициент гидравлического}$$

момента;

$$i = \omega_T / \omega_H - \text{передаточное отношение};$$

$$\eta = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_H \cdot \omega_H} = K \cdot i - \text{КПД ГДТ.}$$

Анализ напряженно-деформированного состояния лопаток ГДТ

Анализ НДС лопаток данного ГДТ был проведен на основе результатов CFD-вычислений. При этом поля касательных и нормальных (рис. 6) напряжений использованы в качестве граничных условий для расчета напряженно-деформированного состояния лопаток ГДТ методом конечных элементов.

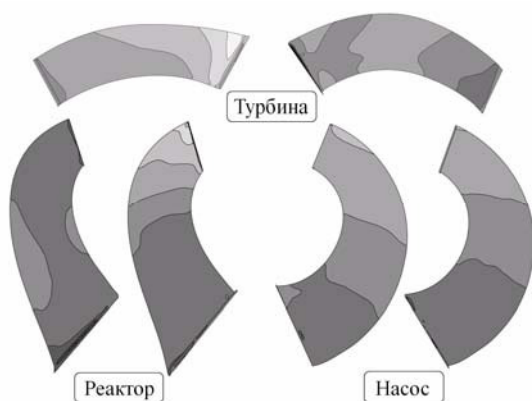


Рис. 6. Поля нормальных напряжений на поверхностях лопаток при $i = 0$

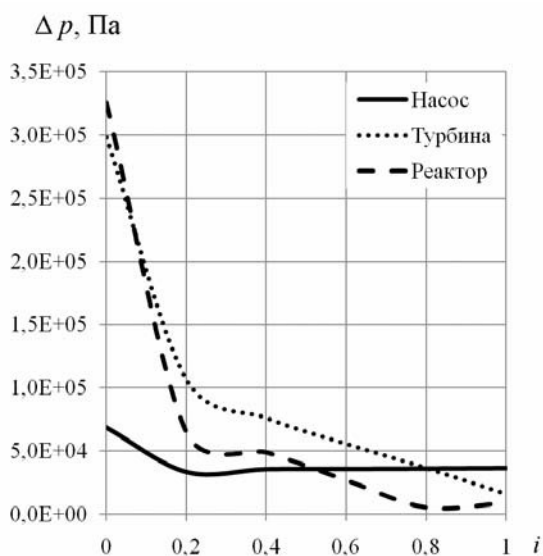


Рис. 7. Изменение разности давлений на сторонах лопаток

В зависимости от величины передаточного отношения i характер распределения полей поверхностных напряжений существенно меняется (рис. 7), что невозможно получить без трехмерного CFD-анализа.

Механические характеристики материала, из которого изготовлены лопатки рабочих колес:

$$E = 0,7 \times 10^{11} \text{ Н/м}^2 - \text{модуль упругости,}$$

$$\mu = 0,33 - \text{коэффициент Пуассона,}$$

$$\sigma_T = 2,8 \times 10^8 \text{ Н/м}^2 - \text{граница текучести.}$$

Результат построения гексаэдральной сетки на лопатках рабочих колес данного ГДТ представлен на рис. 8.

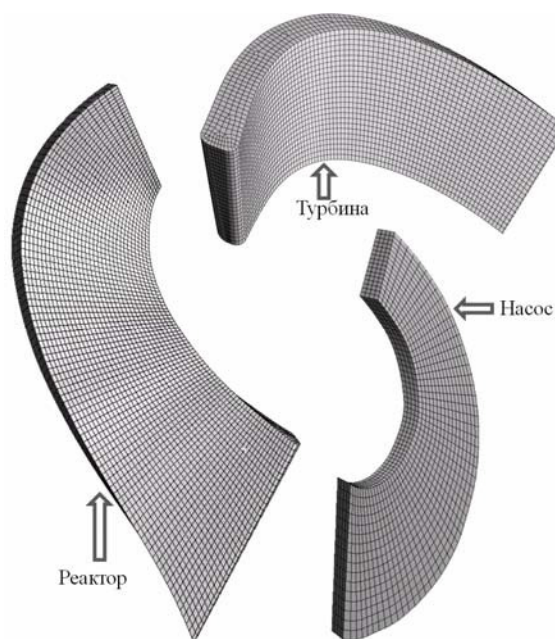


Рис. 8. Сетка для расчета НДС лопаток рабочих колес

На рис. 9 показано распределение вектора перемещений по поверхности лопатки насосного колеса при различных соотношениях угловых скоростей насоса и турбины, а на рис. 10 представлены изолинии, эквивалентных по Мизесу напряжений.

На рис. 11 показаны графики зависимости вышеуказанных величин, вычисленных для трех рабочих колес от передаточного отношения

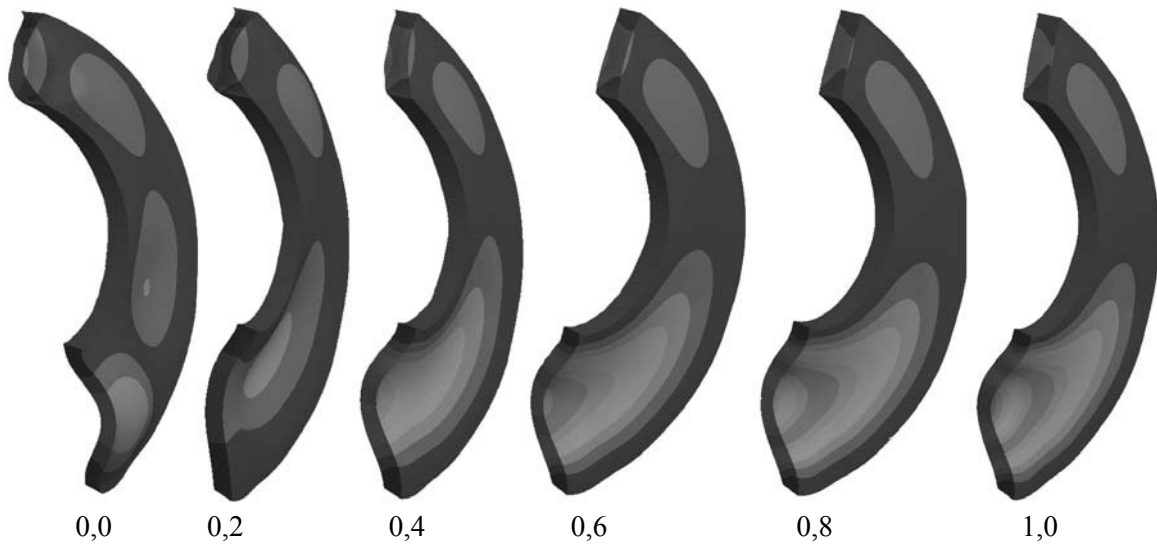


Рис. 9. Поле перемещений точек лопатки насосного колеса

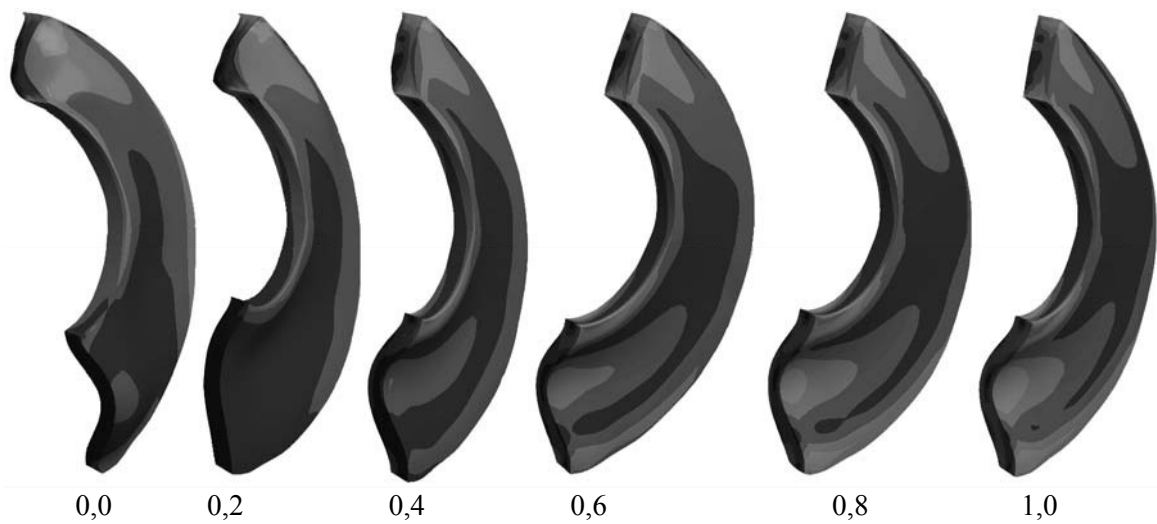


Рис. 10. Изолинии эквивалентных по Мизесу напряжений лопатки насосного колеса

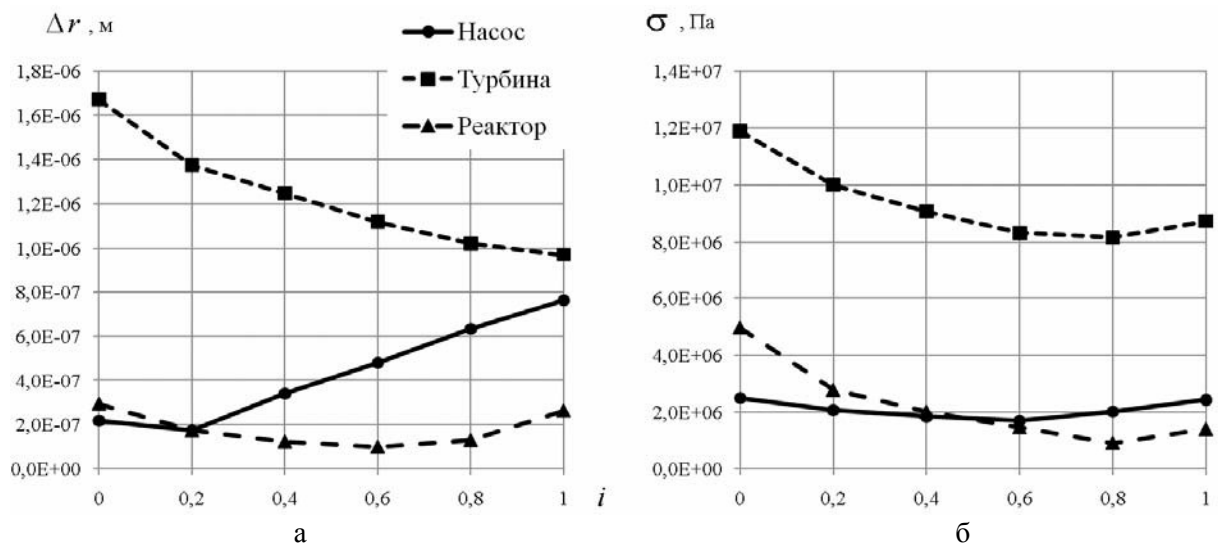


Рис. 11. Зависимость перемещений (а) и эквивалентных по Мизесу напряжений (б) от передаточного отношения ГДТ

Выводы

Применение CFD для исследования потока в гидротрансформаторе позволяет построить его точную внешнюю характеристику, а также получить данные для дальнейших исследований.

Модифицированное число Россби является критерием для определения зон разделения потока, увеличивающего потери напора в ГДТ.

Максимальные значения эквивалентных напряжений по Мизесу на лопатках рабочих колес значительно меньше границы текучести материала.

Развитая методика может быть полезной для анализа возбуждения колебаний лопаток при учете гидродинамического взаимодействия рабочих колес.

Авторы выражают благодарность Л.Г. Романенко за полезные обсуждения.

Литература

1. By R.R. Measurement and analysis of static pressure fields in a torque converter pump / R.R. By, B. Lakshminarayana // ASME Journal of Fluids. – Vol. 117. – 1995. – P. 109–115.
2. Marathe B. and Lakshminarayana B. Experimental Investigation of Steady and Unsteady Flow Field Downstream of an Automotive Torque Converter Turbine and Stator, Int. J. Rotating Mach. 2, 1995. – P. 67–84.
3. Bahr H.M. Laser Velocimeter Measurements in the Stator of a Torque Converter / H.M. Bahr, R.D. Flack, R.R. By, J.J. Zhang //SAE Trans. – 1990. – Vol. 99. – P. 1625–1634.
4. Brun K. Analysis of Secondary Flows in Centrifugal Impellers / K. Brun, R. Kurz // International Journal of Rotating Machinery 2005:1, 2005. – P. 45–52.
5. Flack R. Fundamental Analysis of the Secondary Flows and Jet-Wake in a Torque Converter Pump – Part I: Model and Flow in a Rotating Passage / R. Flack, K. Brun // ASME J. Turbomach. – 2005. 127. – P. 66–74.
6. Starodubtsev Yu. Numerical 3D Model of Viscous Turbulent Flow in One Stage Gas Turbine and Its Experimental Validation / Yu. Starodubtsev, I. Gogolev, V. Solodov // Journ. of Thermal Science. – 2005. – Vol. 14, №2. – P. 136–141.
7. Sa J-Y. A Numerical Method for Incompressible Flow with Heat Transfer / J-Y. Sa, D. Kwak. – NASA TM 110444, April 1997. – 11 p.
8. Dean R.C. On the Unresolved Fluid Dynamics of the Centrifugal Compressor. Advanced Centrifugal Compressors / R.C. Dean //ASME –1971. – P.1–55.
9. Eckardt D. Detailed Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller / D. Eckardt // ASME J. Fluids Eng. – 1976. – Vol. 98. – P. 390–402.
10. Johnson M. The Development of Wake Flow in a Centrifugal Impeller / M. Johnson, J. Moore // J. Eng. Power. – 1980. – Vol. 102. – P. 382–390.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 13 июня 2011 г.