

Моделирование течения жидкости через зазоры объёмной роторной машины

07, июль 2015

Шейпак А. А.^{1,*}, Алексеев Д. П.¹

УДК: 532.51

¹Россия, ФГБОУ ВПО «МГИУ»

*sheypak.anatoly@yandex.ru

Введение

Объёмные роторные машины широко применяются в различных отраслях техники, в частности в системах гидропривода, в авиации, судостроении и в наземных транспортных средствах. Одними из наиболее популярных разновидностей таких гидромашин являются шестеренные и пластинчатые насосы. Благодаря высокой надежности, малым габаритам и массе, минимальным затратам на техническое обслуживание, длительному сроку службы такие насосы находят широкое применение в топливных системах [1, 2, 3]. Потери, связанные с утечками жидкости через зазоры в гидромашине, играют существенную роль и оказывают влияние на их КПД. Определение утечек является важной задачей при расчетах и проектировании объёмных роторных гидромашин. Например, в пластинчатых насосах основные утечки жидкости происходят через торцевой зазор между стенкой вращающегося ротора и стенкой прижимного диска, а в шестеренных насосах – между стенкой корпуса и вращающейся парой шестерни [4, 5]. На практике утечки определяют либо экспериментально, либо с помощью полуэмпирических формул, полученных при изучении плоского течения жидкости в щелях [2]. В настоящее время все более популярным становится численное моделирование течения рабочих сред в проточных частях гидромашин при их проектировании на базе программных комплексов с закрытыми и открытыми исходными кодами (STARCCM+, ANSYS CFX, OpenFoam, XFlow). Это объясняется преимуществами численного моделирования перед широко используемыми при проектировании гидромашин полуэмпирическими методиками, а также перед экспериментальными методами определения утечек: уменьшением стоимости и времени проектирования, а также возможностью исследования структуры течения.

На этапе проектирования проточной части роторного насоса с улучшенными характеристиками необходимо выбрать адекватную математическую модель течения рабочей жидкости с применением современных CFD-кодов (Computational Fluid Dynamics, CFD –

вычислительная гидродинамика). При этом следует учитывать объемные потери жидкости в проточной части насоса, в том числе утечки через торцевой зазор.

Известно небольшое количество работ, посвященных расчету шестеренных насосов с применением методов компьютерного моделирования. В работе [6] дается сравнение классических приближенных методов расчета течения жидкости в шестеренных насосах с современными компьютерными методами. В исследовании [7] приводятся результаты численного моделирования работы шестеренного насоса в двумерной постановке задачи без учета утечек через торцевой зазор. В работе [8] предложен численный метод расчета течения жидкости в торцевом зазоре.

Для учета всех факторов, влияющих на работу объемного роторного насоса, в общем случае необходимо полное трехмерное моделирование с использованием суперкомпьютеров. Однако в распоряжении исследователей далеко не всегда имеются вычислительные мощности соответствующей производительности. Кроме того, часто требуется проведение быстрых расчетов, позволяющих исследовать влияние большого количества различных параметров. В этом случае представляет интерес численное моделирование с использованием упрощенных расчетных моделей на основе каких-либо допущений.

Кроме того, важное значение для анализа результатов расчета гидромашин имеет форма их представления. Чаще всего для этого используют зависимость коэффициента расхода от числа Рейнольдса, однако такая оценка не учитывает влияния, например, геометрических параметров зазора.

В статье описывается методика определения утечек рабочей жидкости через торцевой зазор объемной роторной гидромашин и результаты апробации этой методики для пластинчатого и шестеренного насоса.

Цель работы - определение утечек двух рабочих жидкостей через торцевой зазор шириной Δz (размер зазора по оси z декартовой системы координат) при четырех перепадах давлений в пластинчатом насосе (0,5 мПа, 1 мПа, 1,5 мПа, 2 мПа) и оценка влияния числа Зоммерфельда на коэффициент расхода утечек, а также сравнение степени применимости двумерного и трехмерного подходов к моделированию течения несжимаемой жидкости в шестеренном насосе при точном и приближенном учете утечек рабочей среды.

Все расчеты выполнялись на ограниченных вычислительных мощностях уровня Intel Core i5 (тактовая частота 3 ГГц, оперативная память 8 Гбайт, видеокарта NVIDIA GT 640). Процесс численного моделирования включает в себя следующие этапы: создание трехмерной геометрической модели проточной части исследуемого зазора, дискретизацию пространства проточной части на основе многогранных ячеек с использованием лицензионного программного CFD-комплекса STAR-CCM+ (версия 6.04), решение уравнений движения жидкости методом контрольного объема [9] с использованием решателя данного пакета [9].

1. Моделирование течения рабочей жидкости через торцевой зазор пластинчатого насоса

Рассматривали течение рабочей среды в торцевом зазоре пластинчатого насоса двукратного действия. Схема геометрической модели зазора показана на рис. 1. Зазор образован поверхностью стенки ротора и поверхностью стенки прижимного диска. Ширина зазора $\Delta z = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$ мм; $a = 57,3$ мм; $b = 60,8$ мм.

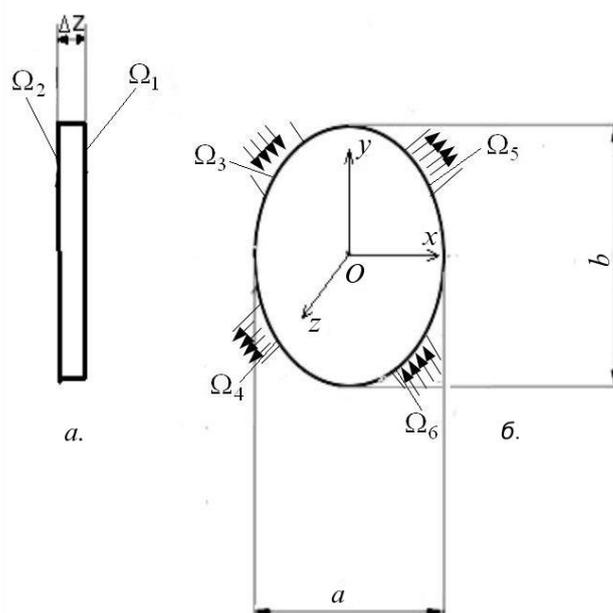


Рис. 1. Схема геометрической модели торцевого зазора в двух проекциях (а, б): Ω_1 — стенка ротора; Ω_2 — стенка прижимного диска; Ω_3, Ω_6 — поверхности входа в зазор; Ω_4, Ω_5 — поверхности выхода из зазора

Рабочая жидкость попадает в зазор через поверхности Ω_3, Ω_6 , а возвращается в насос через поверхности Ω_4 и Ω_5 . Площади поверхностей равны. В качестве рабочих жидкостей использовали глицерин (кинематическая вязкость $\nu = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 1280 \text{ кг}/\text{м}^3$) и синтетическое масло (кинематическая вязкость $\nu = 1,69 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, плотность $\rho = 873 \text{ кг}/\text{м}^3$) при температуре 293 К.

В данной работе приняты следующие допущения: превышение перетечками из области высокого давления в область низкого давления утечек через области, расположенные между пластинами насоса; рабочая среда — ньютоновская несжимаемая жидкость; режим течения — ламинарный, установившийся, изотермический; нагрев рабочей среды вследствие вращения стенки ротора отсутствует.

Для расчета течения рабочей жидкости в торцевом зазоре пластинчатого насоса, а также в шестеренном насосе была выбрана модель вязкой несжимаемой ньютоновской жидкости [10]. Соответствующая система дифференциальных уравнений Навье–Стокса при ламинарном режиме течения решалась численно методом контрольного объема [11,12]. Для дискретизации расчетной области использовались ячейки тетраэдральной

формы. Использовалась неявная разностная схема второго порядка точности с шагом по времени $\tau=10^{-6}$ с. Граничные условия заданы следующим образом: на поверхности Ω_1 – условие непротекания в сочетании с ненулевой тангенциальной составляющей скорости потока; на поверхности Ω_2 – условие прилипания; на поверхностях Ω_3 и Ω_4 – давление, соответствующее давлению в области нагнетания насоса; на поверхностях Ω_5 и Ω_6 – атмосферное давление.

Расход утечек $Q_{ут}$ определен интегрированием полученного в результате решения задачи поля скоростей по площади поверхности, через которую жидкость попадает в зазор

$$Q_{ут} = \int \rho \vec{V} \vec{n} dA_f .$$

Площадь поверхности вычисляли с помощью средств используемого программного комплекса.

По результатам расчетов построены зависимости коэффициента расхода μ от числа Зоммерфельда S .

Коэффициент расхода вычисляли по формуле [13]

$$\mu = \frac{Q_{ут}}{A_{п}} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} ,$$

где Δp – перепад давлений между областями нагнетания и всасывания; $A_{п}$ – площадь поверхностей $\Omega_3, \Omega_4, \Omega_5$ и Ω_6 .

Число Зоммерфельда [14] определяли по следующему выражению:

$$S = \left(\frac{d}{\Delta z}\right)^2 \frac{v n_p}{\rho \Delta p} ,$$

где d – диаметр прижимного диска; n_p – частота вращения ротора насоса.

Число Рейнольдса вычисляли согласно выражению [13]

$$Re = \frac{\bar{V} d}{\nu} ,$$

где \bar{V} – средняя по центральному поперечному сечению зазора скорость рабочей среды (сечение определено в плоскости xu при $z = \Delta z/2$).

Механический КПД вычисляли по формуле [13]

$$\eta_m = \frac{N_{п} - N_{тр}}{N_{п}} , N_{п} = \frac{\rho g H Q}{1000} , N_{тр} = M_{тр} n_p ,$$

где $N_{п}$ – полезная мощность; Q – объемная подача насоса; H – напор; $N_{тр}$ – потери мощности на трение; $M_{тр}$ – момент трения на стенке ротора насоса.

Потерями мощности на трение в подшипниках пренебрегаем в силу их малости.

Момент трения определяли в процессе вычислений для всей поверхности путем сложения моментов, вычисленных для каждой грани приграничных ячеек:

$$M_{\text{тр}} = \sum_f r_f T_f A_f ,$$

где r_f – расстояние от оси, относительно которой берется момент, до центра грани ячейки;
 T_f – тензор вязких напряжений.

Объемный КПД определялся по формуле [13]

$$\eta_o = \frac{N_{\text{п}} - N_{\text{об}}}{N_{\text{п}}}, \quad N_{\text{об}} = \frac{\rho g H Q_{\text{ут}}}{1000},$$

где $N_{\text{об}}$ – потери мощности, связанные с утечками рабочей жидкости через торцевой зазор.

В данной работе число Зоммерфельда используется как аргумент в зависимости коэффициента расхода μ от величины зазора Δz .

2. Моделирование течения рабочей жидкости в шестеренном насосе

В работе использовались три подхода к решению поставленной задачи. Подход №1 заключался в применении двухмерной модели течения жидкости к гидродинамическому расчету шестеренного насоса (двумерный расчет насоса, рис. 2а). При таком подходе из уравнений движения (описаны в предыдущем пункте) исключалась третья координата. В методе контрольного объема параметры потока вдоль третьей координаты в таком случае считаются неизменными. Следствием таких допущений является пренебрежение утечками рабочей жидкости из рабочих камер насоса в торцевой зазор. В подходе №2 рассматривалась трехмерная модель течения жидкости в насосе и решалась полная система уравнений движения жидкости (трехмерный расчет насоса, рис. 2б). Особенностью такого подхода являлся единый расчет течения в насосе с учетом утечек в торцевой зазор. Подход №3 заключался в совместном последовательном использовании двухмерной модели течения жидкости в насосе и трехмерной модели течения жидкости в торцевом зазоре (проведение двумерного расчета насоса совместно с трехмерным расчетом торцевого зазора, рис. 2в). Характерной чертой такого подхода являлся отдельный расчет течения жидкости в торцевом зазоре, а также более качественная дискретизация расчетной области торцевого зазора по сравнению с подходом №2.

При моделировании шестеренного насоса заданы следующие граничные условия:

- на стенках корпуса выполняется условие прилипания – скорость течения жидкости $\bar{U} = 0$;
- на входе в подводящий канал статическое давление $p = p_{\text{вх}}$;

- на выходе из отводящего канала статическое давление $p = p_{\text{вых}}$;
- левая шестерня вращается по ходу часовой стрелки с угловой скоростью 1420 об/мин;
- правая шестерня – в противоположном направлении с такой же угловой скоростью.

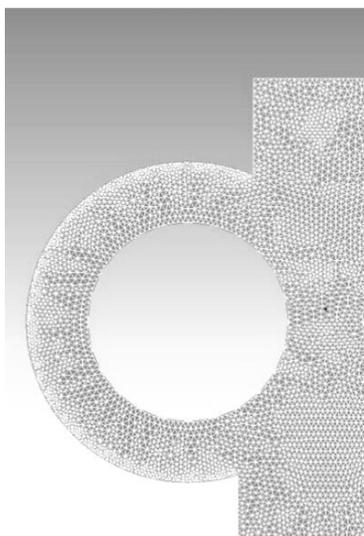


Рис. 2а. Фрагмент сеточной двумерной модели насоса (подход №1)

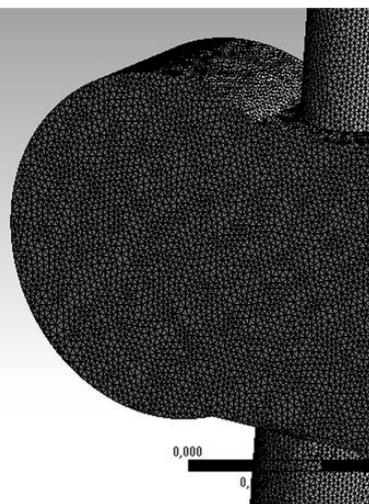


Рис. 2б. Фрагмент трехмерной сеточной модели насоса (подход №2)

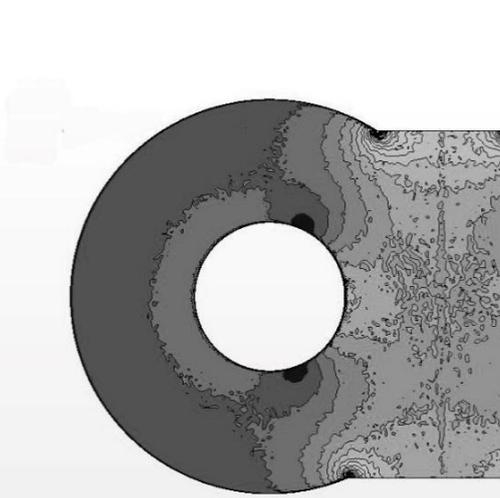


Рис. 2в. Фрагмент структуры течения (поле скорости) в торцевом зазоре (подход №3)

Статическое давление на входе в насос соответствовало давлению окружающей среды: $p_{\text{вх}} = p_{\text{атм}} = 101$ кПа. Давление на выходе из отводящего канала $p_{\text{вых}}$ менялось в диапазоне 1...4 МПа. В качестве рабочей жидкости использовалось масло с плотностью $\rho = 854$ кг/м³ и коэффициентом динамической вязкости $\eta = 0,139$ Па·с. Число Рейнольдса Re , вычисленное по модулю зубчатого колеса (шестерни), равнялось 80.

Гидродинамические расчеты насоса проведены с допущением о существовании зазора в зоне сцепления зубьев (30 мкм). Такой вычислительный прием необходим для реализации модели вращения шестерен [5]. Радиальный зазор между шестернями и корпусом насоса принят равным 0,5 мм.

3. Результаты расчета утечек через торцевой зазор пластинчатого насоса

На рис. 3 показано влияние числа Зоммерфельда на коэффициент расхода синтетического масла и глицерина через торцевой зазор различной ширины.

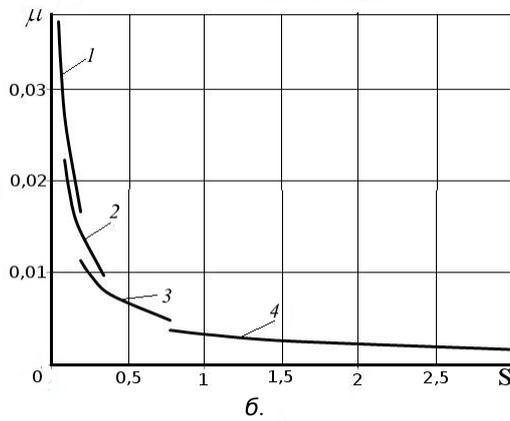
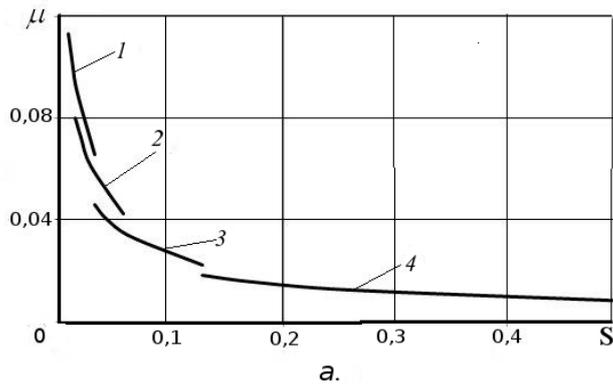


Рис. 3. Влияние числа Зоммерфельда на коэффициент расхода синтетического масла (а) и глицерина (б):
 1 – $\Delta z = 0,8$ мм; 2 – $\Delta z = 0,6$ мм; 3 – $\Delta z = 0,4$ мм; 4 – $\Delta z = 0,2$ мм

На рис. 4 представлены некоторые результаты по расчету объемного КПД насоса в зависимости от числа Зоммерфельда.

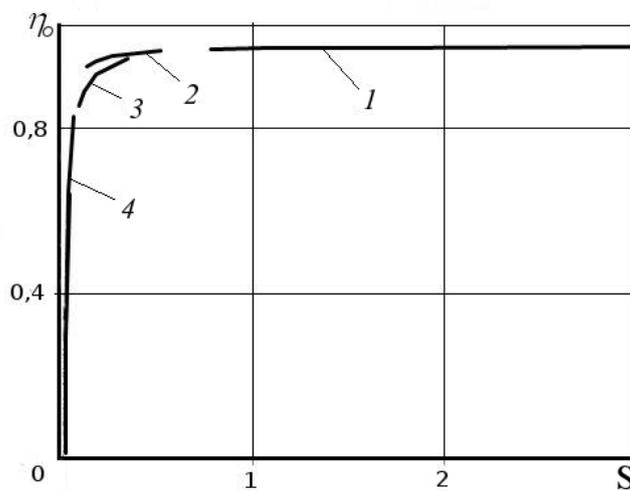


Рис. 4. Зависимость объемного КПД η_0 от числа Зоммерфельда S: 1-4 – то же, что и на рис. 2

Связь между числами Зоммерфельда и Рейнольдса на примере глицерина в качестве рабочей среды показана на рис. 5

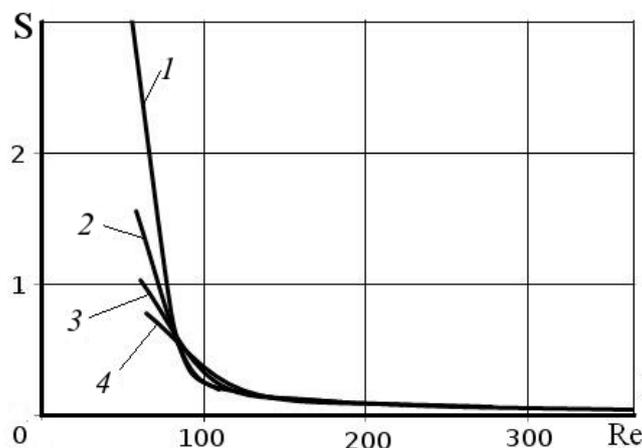


Рис. 5. Зависимость числа Зоммерфельда S от числа Рейнольдса Re при различных перепадах давлений: 1-4 – то же, что и на рис. 2

С увеличением в насосе перепада давлений изменение числа Зоммерфельда в зависимости от числа Рейнольдса уменьшается, а в области больших зазоров практически прекращается.

При более вязкой рабочей жидкости объемный КПД в зависимости от перепада давлений для различных зазоров изменяется незначительно. Установлено, что при частоте вращения вала насоса 1200 об/мин и торцевом зазоре 0,2 мм точка равного КПД (точка, в которой объемный и механический КПД равны) соответствует числу Зоммерфельда $S=0,223$ (перепад давлений 0,9 МПа.).

Зависимость объемного КПД при любых зазорах и вязкостях рабочей жидкости от числа Зоммерфельда представляют собой практически сплошную кривую (см. рис. 4), а значит, использование этого критерия вместо числа Рейнольдса для таких расчетов является более информативным.

На рис. 6 представлены зависимости коэффициента расхода от числа Зоммерфельда для двух методов расчета утечек. Как видно из рис. 6, утечки, рассчитанные с помощью CFD-метода больше утечек, рассчитанных с помощью аналитической формулы, предложенной в работе [2]. Расхождение с полуэмпирическими результатами может быть связано с целым рядом причин, в том числе, недостатками полуэмпирических методик, допущениями в ходе компьютерного моделирования и др.

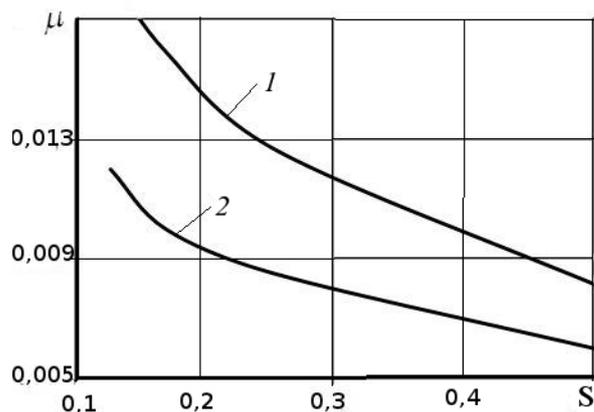


Рис. 6. Зависимость коэффициента расхода μ от числа Зоммерфельда S при двух методах расчета утечек масла: 1 – CFD-метод; 2 – аналитическая формула

4. Результаты расчета течения несжимаемой жидкости в шестеренном насосе

В таблице приведены утечки рабочей жидкости через торцевой зазор при различных перепадах давления.

Таблица 1. Утечки в торцевом зазоре

Давления $p_{\text{вых}}$, МПа	Утечки $Q_{\text{ут}}$, л/с
1	0,0063
2	0,0125
3	0,0186

На рисунке 7 представлены расчетные и экспериментальные данные в виде напорной характеристики насоса. Здесь кривая 1 соответствует полученной в результате двумерного расчета напорной характеристике насоса с учетом утечек, определенных при трехмерном расчете торцевого зазора (подход №3). Кривая 2 получена в результате двумерного расчета течения в шестеренном насосе без учета утечек (подход №1). Кривая 3 соответствует идеальной напорной характеристике насоса (утечки жидкости отсутствуют). Кривая 4 соответствует экспериментальной напорной характеристике насоса, позаимствованной из работы [14]. Звездочкой на рисунке 6 обозначена точка напорной характеристики насоса, полученная в результате трехмерного расчета (подход №2).

Из рисунка 6 видно, что использование подхода №1 с приемлемой точностью описывает течение в проточной части шестеренного насоса. В области больших расходов и низких напоров расхождение между расчетными и экспериментальными напорными ха-

ракетриками незначительно. Расхождение возрастает с увеличением напора насоса. Такое расхождение обусловлено увеличивающимися утечками через торцевой зазор насоса.

При использовании подхода №2 напорная характеристика насоса менее точна по сравнению с подходом №1 и имеет большее расхождение с экспериментальными данными. Это объясняется: наличием торцевого зазора, описанного расчетной сеткой с недостаточной точностью, перетечками жидкости через пространство между зубьями, а также большим относительно размеров реального насоса радиальным зазором. В результате наличия перечисленных факторов в трехмерном расчете получены большие объемные утечки рабочей жидкости, чем в эксперименте.

Использование подхода №3 позволяет приблизить напорную характеристику насоса к экспериментальной в области высоких напоров, но практически не влияет на результаты в области больших расходов и малых напоров.

Необходимо отметить, что при сравнении подхода №1 и подхода №2 немаловажную роль играет время, затраченное на расчет. На используемом персональном компьютере расчет трехмерной модели продолжался 20 суток, тогда как расчет двухмерной модели – 23 часа.

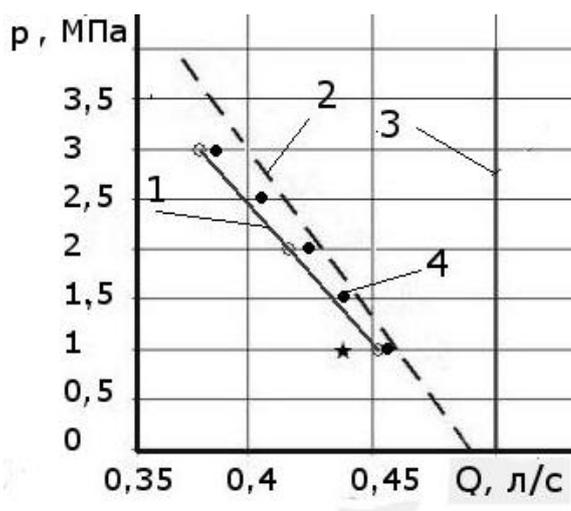


Рис. 7. Напорные характеристики $p(Q)$ шестеренного насоса: 1 – результаты двухмерного расчета с учетом утечек, полученных при трехмерном расчете; 2 – результаты двухмерного расчета без учета утечек; 3 – идеальная подача; 4 – экспериментальные данные [13]; ★ – результат трехмерного расчета

Заключение

Расчет утечек в зазорах гидромашин является одной из наиболее актуальных задач на этапе их проектирования. В этой связи оценка эффективности различных подходов к расчетам утечек, правильный выбор формы представления результатов расчета, а также

исследование течения жидкости в торцевых зазорах пластинчатых и шестеренных насосов с учетом трехмерной структуры потока имеет важное практическое значение.

Представленный в работе метод позволяет проводить расчеты утечек в торцевых зазорах объемных роторных машин разного типа. (например, типа Рутс).

По разработанной методике в работе проведена оценка применимости трех подходов для расчета течения в объемных роторных машинах на примере шестеренном насосе. Их сравнение на ограниченных вычислительных мощностях показывает, что точность у подхода №1 в рассмотренных условиях на 5 % выше, чем у №2, что позволяет сделать вывод о целесообразности применения двумерного подхода при моделировании работы шестеренного насоса. Однако в зоне малых подач на напорной характеристике насоса необходимо использовать подход №3, который, благодаря учету утечек при проведении отдельного трехмерного расчета течения в торцевом зазоре, позволяет приблизить расчетную напорную характеристику насоса к экспериментальной.

Список литературы

1. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие. Ч. 1. Основы механики жидкости и газа. Изд. 2-е, пер. и доп. М.: Изд-во МГИУ. 2003. 192 с.
2. Mott R.L. Applied Fluid Mechanics. 6-th ed. Prentice Hall. 2005. 640 p.
3. Esposito A. Fluid Power with Applications. 7-th ed. Prentice Hall. 2008. 672 p.
4. Зайченко И.З., Мышлевский Л.М. Пластинчатые насосы и гидромоторы. М.: Машиностроение. 1970. 233 с.
5. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. В 2-х ч. Ч. 1. Основы механики жидкости и газа.: учеб. для вузов. 6-е изд., стер. М.: МГИУ. 2007. 264 с.
6. Vacca A., Guidetti M. Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications // Simulation and Modeling Practice and Theory. 2011. Vol. 19. Is. 9. P. 2007-2031.
7. Strasser W. CFD Investigation of Gear Pump Mixing Using Deforming/Agglomerating Mesh // Journal of Fluids Engineering. 2006. Vol. 129(4). P. 476-484
8. Paltrinieri F., Borghi M., Milani M. Studying the Flow Field Inside Lateral Clearances of External Gear Pumps // 3rd FPNI-PhD Symposium on Fluid Power. Spain. 2004. Vol.1. P. 411 - 424
9. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. М.: Мир. 1980. 618 с.
10. Лойцанский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. 7-е изд., испр. М.: Дрофа. 2003. 840 с.
11. Peric M., Ferziger J.H. Computational methods for fluid dynamics. 3rd, rev. ed. Berlin: Springer. 2002. 423 p.
12. ANSYS CFX 14.0 Theory Guide. ANSYS, Inc. Southpointe. 2012. 862 p.

13. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. В 2-х ч. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод: учеб. для вузов. 4-е изд., пер. и доп. / под ред. А.А. Шейпака. М.: МГИУ. 2009. 352 с.
14. Шейпак А.А., Догель А.С., Мамедов Т.С. Применение методов гидродинамического подобия для расчета пластинчатых и шестеренных насосов // Известия МГИУ. 2011. № 1. С. 44–48.