К РАСЧЕТУ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА НА ОСНОВЕ ДВУМЕРНОГО И ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Д.П. Алексеев, С.В. Гувернюк, А.Ю. Чулюнин, А.А. Шейпак

Исследовано течение несжимаемой рабочей жидкости в проточной части и в торцевом зазоре шестеренного насоса. Проведен сравнительный анализ использования двумерного подхода к численному моделированию работы насоса с учетом и без учета торцевого зазора, а также полного трехмерного подхода. Показано, что двумерная модель течения жидкости в проточной части шестеренного насоса с приемлемой точностью позволяет получить его напорную характеристику при малых перепадах давления. Но при больших перепадах давления рекомендуется использовать дополнительный трехмерный расчет течения в торцевом зазоре.

Ключевые слова: шестеренный насос, торцевой зазор, вычислительная гидродинамика, математическая модель, утечки.

Введение

Шестеренные насосы, как одна из наиболее часто используемых разновидностей роторных гидромашин, известны с начала XVII века. Благодаря высокой надежности, малым габаритам и массе, минимальным затратам на техническое обслуживание, длительному сроку службы такие насосы находят широкое применение в топливных системах [1–3].

На этапе проектирования проточной части шестеренного 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 [4] дается сравнение классических приближенных методов расчета течения жидкости в шестеренных насосах с современными компьютерными методами. В исследовании [5] приводятся результаты численного моделирования работы шестеренного насоса в двумерной постановке задачи без учета утечек через торцевой зазор. В работе [6] предложен численный метод расчета течения жидкости в торцевом зазоре.

Для учета всех факторов, влияющих на работу шестеренного 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 моде-

46

лирование с использованием упрощенных моделей на основе каких-либо допущений.

Целью данной работы являлось сравнение степени применимости двумерного и трехмерного подходов к моделированию течения несжимаемой жидкости в шестеренном насосе, расчет пульсаций расхода в отводящем канале и напорных характеристик насоса 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).

Постановка задачи

Основными рабочими элементами шестеренного насоса (рис. 1) являются две шестерни 2 и 4, находящиеся во внешнем зацеплении. Ведущая шестерня получает вращение от электродвигателя. При вращении шестерен происходит всасывание через подводящий канал 3 и нагнетание рабочей жидкости через отводящий канал 1. Полость всасывания образуется там, где зубья шестерен выходят из зацепления, при этом происходит освобождение камер между зубьями. Поступающая в насос жидкость заполняет камеры между зубьями и при дальнейшем повороте шестерен переносится в полость нагнетания. Полость нагнетания образуется там, где зубья вступают в зацепление, при этом зубья одной шестерни вытесняют жидкость из камер другой шестерни.

Для расчета течения рабочей жидкости в шестеренном насосе была выбрана модель вязкой несжимаемой ньютоновской жидкости [7]. Соответствующая система дифференциальных уравнений Навье–Стокса при лами-



Рис. 1. Схема шестеренного насоса с внешним зацеплением:

I – отводящий канал; *2* – правая шестерня;
 3 – подводящий канал; *4* – левая шестерня

нарном режиме течения и система уравнений Рейнольдса – при турбулентном решались численно методом контрольного объема [8]. Система уравнений Рейнольдса замыкалась с помощью стандартной двухпараметрической дифференциальной модели турбулентности k– ϵ (k – кинетическая энергия турбулентности k– ϵ (k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций; ϵ – скорость диссипации энергии) [9]. Для дискретизации расчетной области использовались ячейки тетраэдральной формы. Неявная разностная схема второго порядка точности имела шаг по времени $\tau = 10^{-6}$ с.

Одной из задач являлось получение функции изменения расхода по времени Q(t) в отводящем канале и напорной характеристики насоса «давление-расход» p(Q).

В работе использовались три подхода к решению поставленной задачи.

Подход 1. Применялась двумерная модель течения жидкости к гидродинамическому расчету шестеренного насоса (двумерный расчет насоса). При таком подходе из уравнений движения исключалась третья координата. В методе контрольного объема параметры потока вдоль третьей координаты в этом случае считались неизменными. Следствием таких допущений являлось пренебрежение утечками рабочей жидкости из рабочих камер насоса через торцевой зазор.

Подход 2. Рассматривалась трехмерная модель течения жидкости в насосе и решалась полная система уравнений движения жидкости (трехмерный расчет насоса). Особенностью такого подхода являлся единый расчет течения в насосе с учетом утечек в торцевой зазор.

Подход 3. Последовательно использовались двумерная модель течения жидкости в насосе и трехмерная модель течения жидкости в торцевом зазоре (проведение двумерного расчета насоса совместно с трехмерным расчетом торцевого зазора). 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.

Гидродинамические расчеты насоса проводились 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.



Рис. 2. Зависимости скорости течения U жидкости в круглой трубе от радиуса r трубы при Re = 200:
1 – аналитическое решение (профиль Пуазейля);
2 – расчет на основе уравнений Навье–Стокса;
3 – расчет на основе уравнений Рейнольдса



Рис. 3. Двумерная сеточная модель течения в шестеренном насосе

Компьютерная модель течения в шестеренном насосе

Расчеты по всем трем подходам осуществлялись с использованием программного комплекса ANSYS CFX [10].

В результате подготовительных расчетов к моделированию было обнаружено, что в зазоре в области сцепления зубьев ламинарное течение становится неустойчивым – образуется локальная зона турбулентности, и пошаговая численная процедура расчета в пакете CFX расходится. Проблема преодолевается, если для всей расчетной области использовать модель турбулентного течения.

С целью подтверждения адекватности при-

менения турбулентной модели для расчета ламинарных областей течений была проведена серия расчетов классической задачи о ламинарном течении вязкой жидкости в круглой трубе, имеющей аналитическое решение [7]. Решение такой задачи проводилось как с использованием уравнений, описывающих ламинарное течение, так и с использованием уравнений, описывающих турбулентное течение жидкости. Результаты расчетов (зависимости скорости Uот радиуса r) показаны на рис. 2.

Как видно из этого рисунка, профиль скорости, полученный на основе уравнений Навье–Стокса (ламинарная модель) – кривая 2, и профиль скорости, полученный на основе осредненных уравнений Рейнольдса (турбулентная модель) – кривая 3, совпадают с аналитическим профилем Пуазейля – кривой 1. Проведенные сравнения указывают на возможность применения моделей турбулентности для приближенного расчета ламинарных течений. Все дальнейшие результаты расчетов были получены в рамках осредненных уравнений Рейнольдса (турбулентная модель).

Двумерная модель течения в проточной части насоса. На рисунке 3 показана двумерная модель течения в проточной части шестеренного насоса.

Она разбита на контрольные объемы расчетной сеткой с ячейками тетраэдральной формы. Размер двумерной расчетной сетки составлял 500 тыс. ячеек.

Для данной задачи были выбраны следующие граничные условия:

• на стенках корпуса выполняется условие прилипания – скорость течения жидкости $\overline{U} = 0$;

• на входе в подводящий канал статическое давление $p = p_{xx}$;

• 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.

Статическое давление на входе в насос соответствовало давлению окружающей среды: $p_{\rm BX} = p_{\rm aTM} = 101 \,\rm k\Pi a$. Давление на выходе из отводящего канала $p_{\rm вых}$ для двумерного расчета менялось в диапазоне 1...4 МПа. В качестве рабочей жидкости использовалось масло с плотностью $\rho = 854 \,\rm kr/M^3$ и коэффициентом динамической вязкости $\eta = 0,139 \,\rm Пa\cdot c$. Число

48

Рейнольдса Re, вычисленное по модулю зубчатого колеса (шестерни), равнялось 80.

Трехмерная модель течения в проточной части насоса. На рисунке 4 показана трехмерная модель течения в проточной части шестеренного насоса.

Для дискретизации данной модели, как и в походе 1, использовались ячейки тетраэдральной формы. Торцевой зазор принят равным 0,2 мм. Размер сеточной модели составил 3 млн ячеек.

Граничные условия, используемые в подходе 2, совпадали с граничными условиями, используемыми в подходе 1 с поправкой на наличие третьей координаты.

Давление на выходе из отводящего канала $p_{\rm вых}$ для трехмерного расчета принято равным 1 МПа, что соответствовало одной точке на

напорной характеристике насоса. Свойства рабочей жидкости – масла – идентичны случаю расчета двумерной задачи.

Трехмерная модель течения в торцевом зазоре. На рисунке 5 показана расчетная область торцевого зазора (закрашена серым). Геометрия торцевого зазора определялась согласно конструкции данного насоса. Расчеты ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости проводились при значениях $p_{\text{вых}} = 1$, 2, 3 МПа. В модели было принято допущение о бесконечном числе зубьев шестерен, что обусловливает отсутствие перетечек в торцевой зазор через пространство между зубьями. Граничные условия совпадали с граничными условиями, используемыми в подходе 3.



Рис. 4. Трехмерная сеточная модель течения в шестеренном насосе



Рис. 5. Компьютерная модель течения
в торцевом зазоре: 1 – выход из насоса;
2 – вал правой шестерни; 3 – вход; 4 – вал левой шестерни; ω – частота вращения шестерен



в моменты времени 0,016 с (*a*) и 0,020 с (б)



Рис. 7. Пульсации расхода Q в отводящем канале шестеренного насоса – подход 1



Рис. 8. Пульсации расхода Q в отходящем канале шестеренного насоса – подход 2

Результаты расчетов

В результате проведенных расчетов были получены скалярные поля давлений *р* жидкости в проточной части шестеренного насоса, а также пульсации расхода в отводящем канале насоса. При этом учитывалось влияние так называемого эффекта запертого объема на значения давления и, как результат, на значения расхода жидкости на выходе из насоса.

В литературе, посвященной шестеренным насосам (см., например, работу [11]), особое внимание уделяется эффекту запертого объема. Запертый объем возникает в месте сцепления зубъев и присутствует не постоянно, а лишь через определенные промежутки времени. На рисунке 6 показано распределение давлений *р* в проточной части насоса, в том числе в запертом объеме, в разные моменты времени.

Из рисунка видно, что в момент времени 0,016 с в области сцепления зубьев образуется запертый объем (выделенная область светлого цвета). Локальное давление в данном месте увеличивается более чем в три раза по сравнению с давлением в насосе. В следующий момент времени – 0,020 с повышения давления в области сцепления зубьев не наблюдается (выделенная область темного цвета). В результате повторяемости процесса на выходе из насоса возникают пульсации подачи.

На рисунке 7 представлены пульсации расхода Q в отводящем канале шестеренного насоса, полученные при использовании подхода 1. Основные пульсации имеют ярко выраженный периодический характер с периодом $T = 2\pi/\omega$, кратным частоте вращения ω шестерен. Присутствующие пульсации более высокой частоты генерируются из-за используемой при расчете разностной схемы второго порядка [8].

На рисунке 8 показаны пульсации расхода в отводящем канале шестеренного насоса, полученные в результате использования подхода 2. Как и в случае подхода 1, пульсации имеют ярко выраженный периодический характер с периодом $T = 2\pi/\omega$, кратным частоте вращения ω шестерен.

В результате трехмерного расчета ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости в *торцевом зазоре* шестеренного насоса были получены значения скоростей U рабочей жидкости в зазоре (рис. 9), по которым определялись утечки.

Утечки Q_{yT} рабочей жидкости в торцевом зазоре находились интегрированием полученного поля скоростей по площади поверхности $A = \sum_{f} A_{f}$, через которую жидкость попадает в зазор [11]:

$$Q_{\rm yr}=\int\!\rho\vec{U}\vec{n}dA_f\,,$$

где \vec{U} – вектор скорости жидкости; \vec{n} – нормаль к поверхности; A_f – площадь грани ячейки; f – номер грани ячейки.

Площадь поверхности вычислялась средствами используемого программного комплекса.

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

Таблица

Утечки в торцевом зазоре	
Давление р _{вых} , МПа	Утечки $Q_{ m yr},$ л/с
1	0,0063
2	0,0125
3	0,0186



Рис. 9. Скалярное поле скоростей жидкости в торцевом зазоре – подход 3

Обсуждение результатов расчета

На рисунке 10 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 моделировании торцевого зазора (подход 3). Кривая 2 получена в результате двумерного расчета течения в шестеренном насосе без учета утечек (подход 1). Для наглядности показана идеальная напорная характеристика насоса (кривая 3). Кривая 4 соответствует экспериментальной напорной характеристике, позаимствованной из работы [13]. Звездочкой на рис. 10 обозначена точка напорной характеристики насоса, полученная в результате полного трехмерного расчета (подход 2).

Из рисунка 10 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 характеристиками незначительно [13]. 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



Рис. 10. Напорные характеристики *p*(*Q*) шестеренного насоса:

1 – результаты двумерного расчета с учетом утечек, полученных при трехмерном расчете;

2 – результаты двумерного расчета без учета утечек; 3 – идеальная подача;

4 – экспериментальные данные [13]; 🖈 – результат трехмерного расчета

трехмерном расчете получены бо́льшие объемные утечки рабочей жидкости, чем в экспериментальном образце [12].

Подход 3 позволяет приблизить напорную характеристику насоса к экспериментальной в области высоких напоров, но практически не влияет на результаты в области больших подач 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 двумерной модели – 23 часа.

Заключение

В работе проведена оценка применимости трех подходов к расчету течения в шестеренном насосе.

Сравнение этих подходов на ограниченных вычислительных мощностях показывает, что точность подхода 1 в рассмотренных условиях на 5 % выше, чем подхода 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 вследствие учета утечек позволяет приблизить расчетную напорную характеристику к экспериментальной.

Список литературы

- 1. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод : учеб. пособие. Ч. 1. Основы механики жидкости и газа. – М.: Изд-во МГИУ, 2003. – 192 с.
- Mott R.L. Applied Fluid Mechanics. Prentice Hall, 2005. – 640 p.
- 3. *Esposito A*. Fluid Power with Applications. – Prentice Hall, 2008. – 672 p.
- 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. P. 2007–2031.
- Strasser W. CFD Investigation of Gear Pump Mixing Using Deforming/Agglomerating Mesh // J. Fluids Eng. 2006. Vol. 129. No 4. P. 476–484.
- Paltrinieri F., Borghi M., Milani M. Studying the Flow Field Inside Lateral Clearances of External Gear Pumps // 3rd FPNI-PhD Symposium on Fluid Power. 2004. Vol. 1. P. 411–424.
- Лойцанский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Дрофа, 2011. – 840 с.
- Peric M., Ferziger J.H. Computational methods for fluid dynamics. – Berlin: Springer, 2002. P. 423.
- 9. Волков К.Н., Емельянов В.Н. Моделирование крупных вихрей в расчетах турбулентных течений. М.: Физматлит, 2008. 368 с.
- 10. ANSYS CFX 14.0. Theory Guide. April 2012. ANSYS Inc.

52

- Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод : учеб. для вузов. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. – М.: МГИУ, 2009. – 352 с.
- 12. Алексеев Д.П., Шейпак А.А. Математическая модель расчета утечек через торцевой зазор пластинчатого насоса двукратного действия

// Машиностроение и инженерное образование. 2012. № 2. С. 39–44.

 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.

Материал поступил в редакцию 30.10.13

АЛЕКСЕЕВ Ассистент кафедры электротехники, теплотехники, гидравлики и энергетических машин Московского государственного индустриального универститета Дмитрий Павлович (МГИУ). Область научных интересов – вычислительная гидромеханика, много-E-mail: alekseev210@vandex.ru фазные течения, гидравлические машины, пакеты прикладных программ. Автор Тел.: (965) 274-07-00 (моб.) восьми публикаций. **ГУВЕРНЮК** Кандидат физико-математических наук, заместитель директора по НИР, заведующий лабораторией аэромеханики и волновой динамики НИИ механики МГУ, до-Сергей Владимирович цент кафедры электротехники, теплотехники, гидравлики и энергетических машин E-mail: quv@imec.msu.ru МГИУ. Область научных интересов – экспериментальная аэромеханика, теория Тел.: (903) 283-59-83 (моб.) проницаемого тела, вихревая аэрогидродинамика, управление отрывными течениями, сверхзвуковые течения газов с ударными волнами и искусственными источниками неоднородности, парашютные системы, прикладные компьютерные технологии, строительная аэродинамика. Автор более 100 научных работ, в том числе трех монографии, 12 патентов и авторских свидетельств. чулюнин Ассистент кафедры электротехники, теплотехники, гидравлики и энергетических машин МГИУ. Область научных интересов – вычислительная гидромеханика, тео-Алексей Юрьевич рия проницаемого тела, интенсификация теплообмена. Автор более 10 научных E-mail: chulyu-n@mail.ru работ. Тел.: (926) 023-86-31 (моб.) ШЕЙПАК Доктор технических наук, профессор, заслуженный работник высшей школы РФ. Сфера научных интересов – математическое и физическое моделирова-Анатолий ние применительно к гидравлическим и тепловым машинам различного назна-Александрович чения. Автор более 200 научных публикаций, в том числе трех монографий. E-mail: sheypak.anatoly@yandex.ru

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАШИН И СИСТЕМ

Тел.: (903) 139-16-93 (моб.)