

Практика решений задач вычислительной гидродинамики тонких турбулентных слоев в щелевых уплотнениях питательных насосов на суперкомпьютерах и в распределенных вычислительных средах

В.А. Васильев, А.Ю. Ницкий

Работа посвящена численному моделированию течения трехмерного тонкого, турбулентного слоя жидкости в щелевых уплотнениях мощных питательных насосов. Проведено сравнение различных моделей турбулентности применительно к расчету щелевого уплотнения модельного ротора. Проведен расчет полей давлений и скоростей щелевых уплотнений питательных насосов.

1. Введение

Надежность и долговечность питательных насосов электрических станций определяется, прежде всего, вибрационным состоянием. Основным источником вибрации является неуравновешенный ротор, поэтому для анализа и прогнозирования вибрационного состояния необходимо, прежде всего, расчеты динамики ротора. Сложность этих расчетов обусловлена тем, что колебания ротора в значительной мере определяются упругими, демпфирующими и инерционными свойствами турбулентной жидкости, дросселируемой в щелевых уплотнениях. От учета силовых факторов в большой мере зависят динамические характеристики роторов гидромашин: критические частоты вращения, амплитуды вынужденных колебаний, границы динамической устойчивости.

Рассчитывая гидродинамические силы в щелевых уплотнениях, необходимо учитывать турбулентные свойства дросселируемой жидкости, что существенно усложняет решение задачи динамики ротора.

2. Теоретическая часть

Обычно в механике жидкости рассматривается система уравнений Навье-Стокса, в которую вводится ряд упрощающих предположений путем оценки порядка членов уравнений. Исходными в этом случае являются следующие уравнения [1]:

-теории деформаций

$$E = 1/2 (\nabla \bar{V} + \bar{V} \nabla)$$

-теории напряжений

$$\rho \frac{\partial U}{\partial t} = \rho \bar{F} + \nabla \sigma$$

-связи между напряжениями и деформациями

$$\sigma = f(\dot{E}, \mu)$$

- уравнение неразрывности

$$\text{div} V = 0$$

Одним из важных вопросов при решении задачи гидродинамики щелевого уплотнения является используемая модель турбулентного потока. Все модели делятся на несколько групп – модель нулевого порядка, первого и второго порядка.

2.1. Модель нулевого порядка

Модель нулевого порядка – это модель Прандтля, которая не требует решения дифференциальных уравнений для определения вязкости μ_t :

$$\mu_t = \rho \cdot l_m^2 \cdot \left| \frac{d\bar{u}}{dy} \right|$$

Здесь l_m - длина перемешивания Прандтля. Эта модель используется, как правило, для течения в трубах или гладких щелях [2,3].

2.2 Модель первого порядка

Эта модель для определения μ_t использует дифференциальное уравнение первого порядка для определения турбулентной энергии k :

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$$

Это уравнение может быть решено с использованием уравнения Навье-Стокса. Турбулентная вязкость определяется в этом случае следующим образом:

$$\mu_t = \rho \cdot l \cdot \sqrt{k}$$

Здесь также используется эмпирическая формула для определения l , поэтому эта модель жидкости также применяется в простых случаях течения.

2.3 Модель второго порядка

Эта модель использует вместе с дифференциальным уравнением для определения турбулентной энергии k еще одно дифференциальное уравнение для определения параметра длины l . Но используется дифференциальное уравнение не для прямого определения l , а для определения некоторой переменной Z , которая зависит от k и l .

$$z = k^i + l^j$$

Выбирая различные i и j можно получить различные модели турбулентной жидкости второго порядка [4].

$$k - \varepsilon \text{ модель} \quad \varepsilon = k^{1.5} \cdot l^{-1} \quad \mu_t = C' \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$k - \omega \text{ модель} \quad \omega = k^{-1} \cdot l^{-2} \quad \mu_t = C'' \cdot \rho \cdot \frac{k}{\sqrt{\omega}}$$

$$k - f \text{ модель} \quad f = k^{0.5} \cdot l^{-1} \quad \mu_t = C''' \cdot \rho \cdot \frac{k}{f}$$

$$k - l \text{ модель} \quad \mu_t = C^* \cdot l \cdot \sqrt{k}$$

Эти модели дают сравнимые результаты и могут быть использованы при расчетах сложных потоков, например учет наличия шпоночных пазов, уступов, канавок и т.д.

2.4 Модель «Рейнольдсовых напряжений»

Рассмотренные выше модели описывают турбулентную жидкость с изотропной вязкостью μ_t , которая имеет одинаковые значения во всех направлениях. Это не всегда соответствует реальному потоку, например учет вращения ротора или напорное течение не может быть описано в терминах изотропной вязкости.

Для потоков, учитывающих анизотропию вязкости, предложена модель «Рейнольдсовых напряжений». Эта модель использует для трехмерного течения шесть дифференциальных уравнений для описания $\overline{u'u'}$, $\overline{v'v'}$, $\overline{w'w'}$, $\overline{u'v'}$, $\overline{u'w'}$, $\overline{v'w'}$.

2.5 Двумерная постановка с применением $k - \varepsilon$ модели

Более подробно рассмотрим « $k - \varepsilon$ » модель турбулентной жидкости.

При решении плоской задачи необходимо система уравнений дополняется еще двумя уравнениями, одно для турбулентной энергии k , второе для энергии диссипации ε :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0,$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu \frac{\partial u}{\partial y} - \nu_t \frac{\partial u}{\partial y} \right),$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dy} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu \frac{\partial v}{\partial x} - \nu_t \frac{\partial v}{\partial x} \right),$$

$$u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \nu_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - \varepsilon,$$

$$u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \nu_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k},$$

Для замыкания системы уравнений применяется связка Прандтля-Колмогорова $\nu_t = C_\nu \frac{k^2}{\varepsilon}$, основанная на локальной аналогии с теорией однородной и изотропной турбулентности. Система уравнений метода « $k-\varepsilon$ » содержит целый ряд эмпирических констант [5]:

$$C_\nu = 0,09, C_1 = 1,44, C_2 = 1,92, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3$$

Традиционно, при расчетах гидродинамических сил в гладких цилиндрических щелевых уплотнениях питательных насосов используется модель Прандтля, при расчетах лабиринтовых уплотнений компрессоров « $k-\varepsilon$ » модель.

Для гладких цилиндрических щелей, вводя гипотезу тонкого слоя и полагая осевую скорость соизмеримой с окружной скоростью потока, получаем систему уравнений описывающих движение турбулентной жидкости в тонком слое:

$$\int_0^h \rho \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} \right) \partial y = -h \frac{\partial P}{\partial x} + k_x \frac{\mu}{h} (0,5 U(h) - U)$$

$$\int_0^h \rho \left(\frac{\partial W}{\partial t} + U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial y} + W \frac{\partial W}{\partial z} \right) \partial y = -h \frac{\partial P}{\partial y} + k_z \frac{\mu}{h} W,$$

которая вместе с уравнением неразрывности

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial x} = 0$$

представляет собой математическую модель щелевого уплотнения с торцовым подводом смазки.

В этой модели принято, что инерционные эффекты не отражаются на форме распределения средней скорости в щели и сдвиговые поверхностные напряжения выражены через поле скоростей. Коэффициенты k_x , k_z определяются с использованием коэффициента трения Дарси [1]:

$$k_x = \frac{1}{8} \lambda_x \text{Re}; \quad k_z = \frac{1}{8} \lambda_z \text{Re}$$

Эта модель общепринята и используется при расчетах, определениях гидродинамических параметров матриц жесткости и матрицы демпфирования в уравнении движения ротора.

3. Численное и экспериментальное моделирование щелевых уплотнений

Совместное исследование цилиндрических и радиальных щелей в уравнивающих устройствах требует проведения сложных пространственных расчетов. Длины и радиусы щелевых уплотнений и уравнивающих устройств питательных насосов на несколько порядков больше зазоров, поэтому при дискретизации трехмерной задачи необходимо решение задачи с несколькими, иногда сотнями, миллионами узлов. Так диаметр разгрузочного устройства питательного насоса ПН 1500-350 составляет 350 мм, радиальный зазор составляет от 140 до 170 мкм. Отношение диаметра к зазору равно 2300. Для исследования трехмерного течения жидкости необходимо хотя бы десять сечений по толщине зазора, это приводит к нескольким миллионам узлов сетки при осесимметричном зазоре. При перекошенном положении ротора в щели мы получим неравномерный зазор в щели и, как следствие, увеличение числа разбиений.

Решение подобных задач возможно с использованием специальных программных продуктов и специальных ЭВМ, реализующих эффективные алгоритмы параллельных вычислений.

Решения проводились для модельного и натурального роторов с использованием пакета программ ANSYS CFX 11.0 на кластерах «Infinity» и «СКИФ Урал» ЮУрГУ. Пакет программ ANSYS CFX имеет определенную структуру [6], и решение задачи разделяется на три ступени. На первом шаге в программном компоненте ANSYS CFX-Pre готовится модель, и задаются начальные и граничные условия, на втором этапе в программном компоненте ANSYS CFX-Solver - реализуется процесс решения задачи и, наконец, на третьем этапе в программном компоненте ANSYS CFX-Post – представляется визуальное решение задачи.

3.1 Модельное радиальное щелевое уплотнение

Модельный ротор (рис. 1.) представляет собой консольный стержень с диском на свободном конце. Диск диаметром 130 мм образует с корпусом радиальную щель зазором от 200 до 500 мкм. Внутренний радиус щели 6мм, внешний 93мм, длина радиального зазора 27 мм. На вход радиальной щели подавалась жидкость – вода с температурой порядка 40°С.

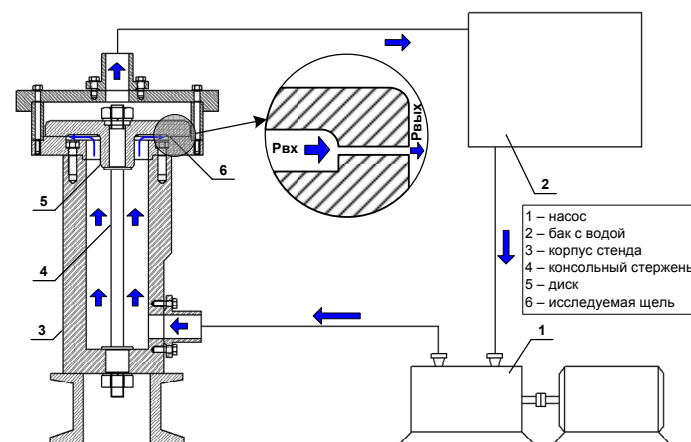


Рис. 1. Принципиальная схема стендовой установки и модельного ротора

Измерение параметров жидкости (давление в различных точках, расход, температура) и линейных перемещений диска по осям X,Y,Z осуществляется специальной аппаратурой с автоматической записью и обработкой на ЭВМ.

Расчеты проводились для различных моделей турбулентного потока: модель нулевого уровня (модель Прандтля), модели второго уровня - « $k - \epsilon$ » и « $k - \omega$ », модели Рейнольдсова осреднения BSL и SSG.

Рассматривалось установившееся течение в радиальной щели без перекоса, поэтому задача решалась в осесимметричной постановке с заданием граничных условий по давлению (рис.2.). Сетка строилась для одноградусного сектора (рис. 3), размер сетки составил 46218 узлов, 29204 элемента.

Результаты расчета сравнивались с данными эксперимента на модельном роторе. Распределение давления в радиальном зазоре модельного ротора, полученное численно с использованием различных моделей турбулентного потока и сравнение с экспериментальными данными приведены на рис. 4...9. Как видно, модель Прандтля и модель Рейнольдса SSG дают большую ошибку при сравнении с данными эксперимента. Модели второго порядка « $k - \varepsilon$ » и « $k - \omega$ » очень точно описывают результаты опыта, ошибка не превышает 3-5%.

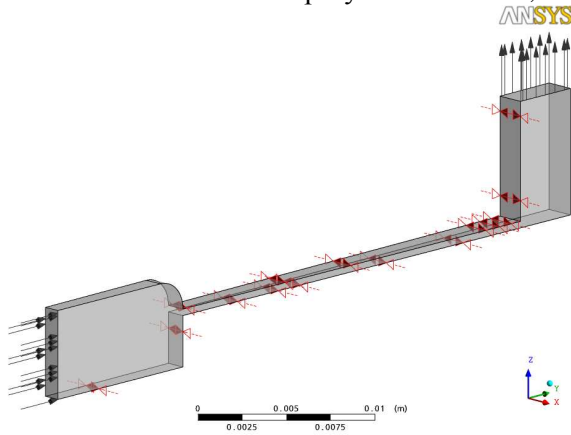


Рис. 2. Постановка задачи в CFX-Pre

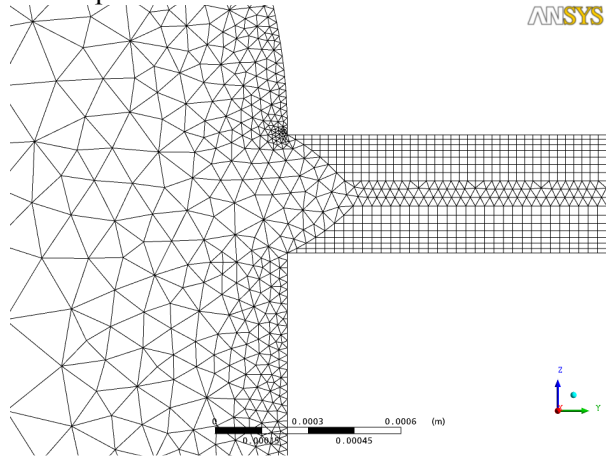


Рис. 3. Участок используемой сетки

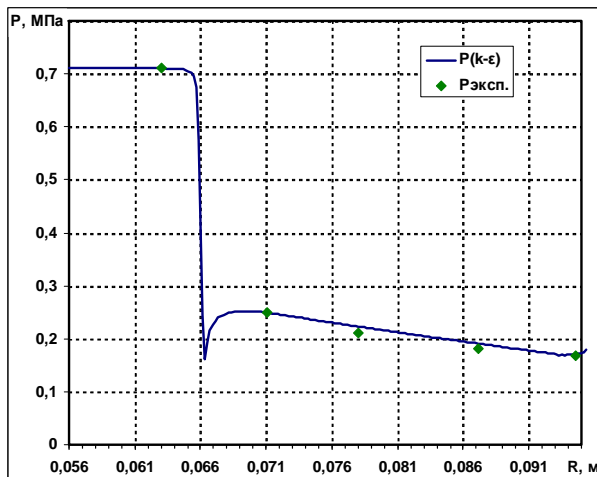


Рис. 4. Расчетное давление по длине щели ($k - \varepsilon$)

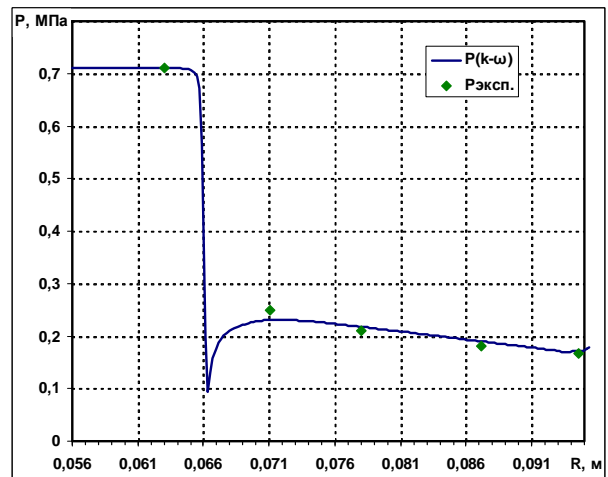


Рис. 5. Расчетное давление по длине щели ($k - \omega$)

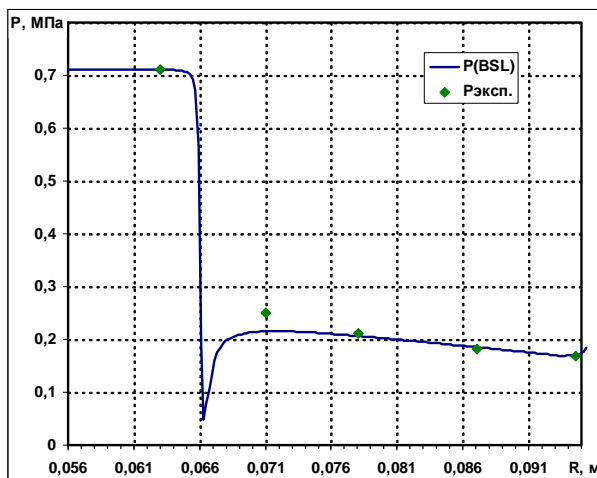


Рис. 6. Расчетное давление по длине щели (BSL Рейнольдсовы напряжения)

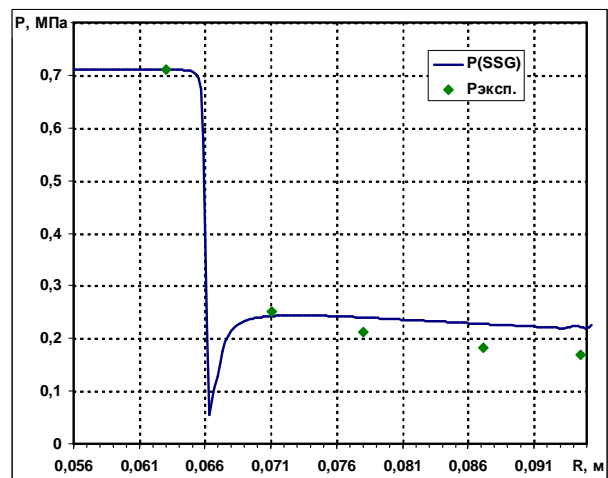


Рис. 7. Расчетное давление по длине щели (SSG Рейнольдсовы напряжения)

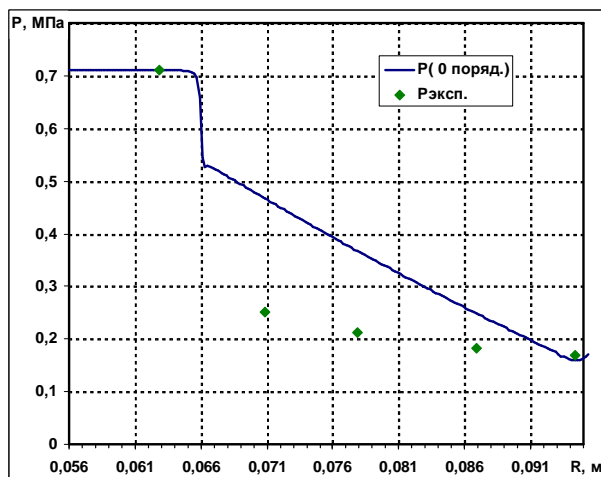


Рис. 8. Расчетное давление по длине щели (модель Прандтля 0го порядка)

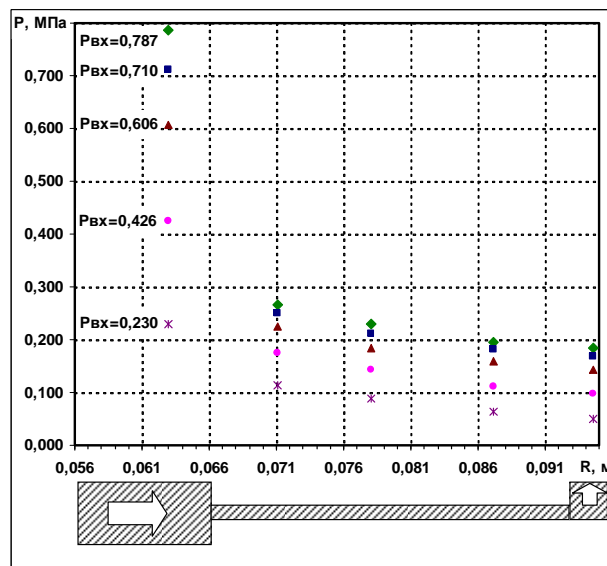


Рис. 9. Распределение давления по длине щели (зазор 380 мкм), полученное экспериментально

Необходимо отметить, что при моделировании щелевых уплотнений особое внимание следует уделять входному участку щели, на котором осуществляется падение входного давления (рис. 10) и формирование поля скоростей в щелевом зазоре.

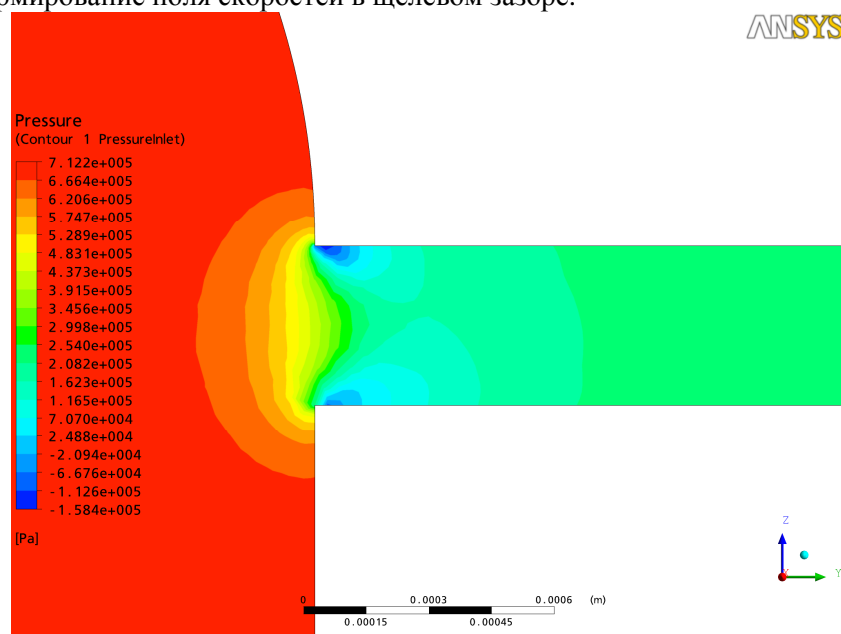


Рис. 10. Распределение давления по толщине зазора на входном участке щели

3.2 Моделирование натуральных цилиндрических и радиальных щелей

Основываясь на результатах, полученных для модельного ротора, гидродинамические расчеты для натуральных щелей уравновешивающих устройств проводились с использованием « $k-\epsilon$ » модели турбулентного слоя. Для питательного насоса энергоблока мощностью 500 МВт СВПТ 350-850 опубликованы уникальные результаты промышленных испытаний - измерения давлений в камере перед разгрузочным диском, определены зависимости радиального зазора в зависимости от частоты вращения ротора и давления на выходе насоса. Поэтому результаты расчета для этого насоса могут быть проверены по данным промышленных испытаний [7].

Расчеты полей давления, полей скоростей в щелевом уплотнении уравнивающего устройства насоса СВПТ 350-850 проводились для цилиндрической щели диаметром 180 мм, длиной 185 мм, радиальной щели, наружный диаметр которой составлял 300 мм и внутренний 250 мм. Зазор цилиндрической и радиальной щелей принят по данным [7] соответственно 350 и 120 мкм. Перекачиваемая среда - питательная вода, температура 170°C, давление на входе в цилиндрическую щель 34,4 МПа, давление на выходе из радиальной щели 2,15 МПа.

Задача решалась в осесимметричной постановке (рис. 11) с заданием граничных условий по давлению на входе и выходе. Сетка строилась на одноградусном секторе, размер сетки составил 328392 узлов, 242663 элементов. Результаты расчета приведены на рис. 12,13.

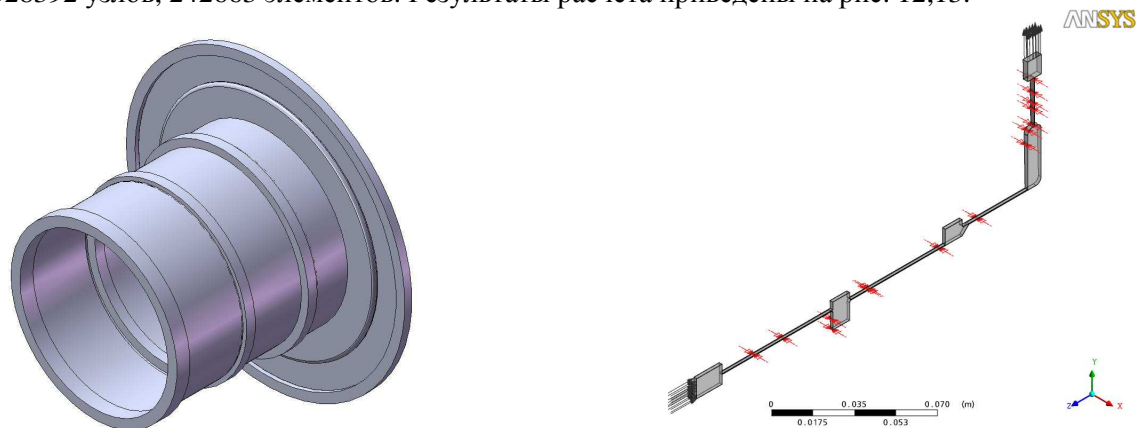


Рис. 11. Геометрия щели уравнивающего устройства питательного насоса СВПТ 350-850

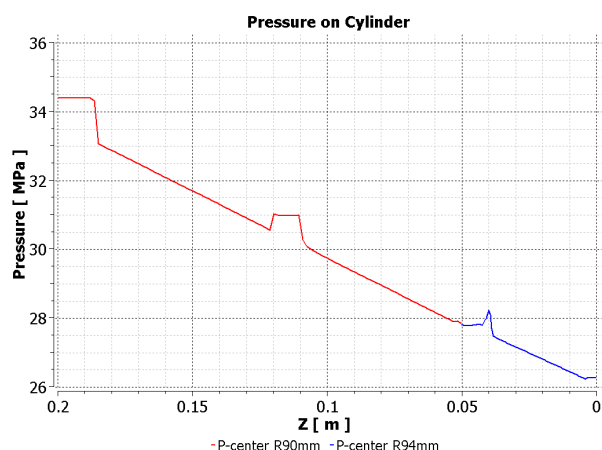


Рис. 12. Падение давления в цилиндрической щели уравнивающего устройства СВПТ 350-850

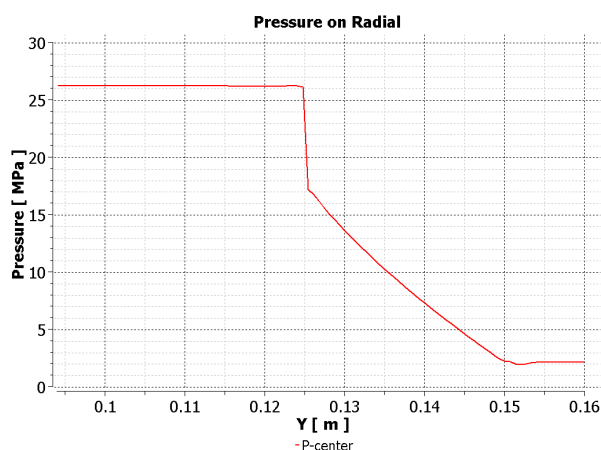


Рис. 13. Падение давления в радиальной щели уравнивающего устройства СВПТ 350-850

Сравнивая полученные данные с данными промышленного эксперимента [7], можем сказать, что использование пакета ANSYS CFX позволяет достаточно точно описывать течение турбулентной жидкости в пространственных щелях уравнивающих устройств мощных питательных насосов.

Расчеты гидродинамики тонкого слоя уравнивающего устройства насоса энергоблока мощностью 800 МВт ПН 1500-350 проводились также для плоской осесимметричной модели (рис. 14). Целью расчета было определение перераспределение давления между цилиндрической и радиальной щелью. Давление перед радиальной щелью может служить граничными условиями для расчета потока в радиальной щели. В этом случае можно разделить расчет на цилиндрическую и радиальную щель, что существенно упростит и ускорит анализ гидродинамических сил в проточной части.



Рис. 14. Геометрия щели уравновешивающего устройства питательного насоса ПН 1500-350

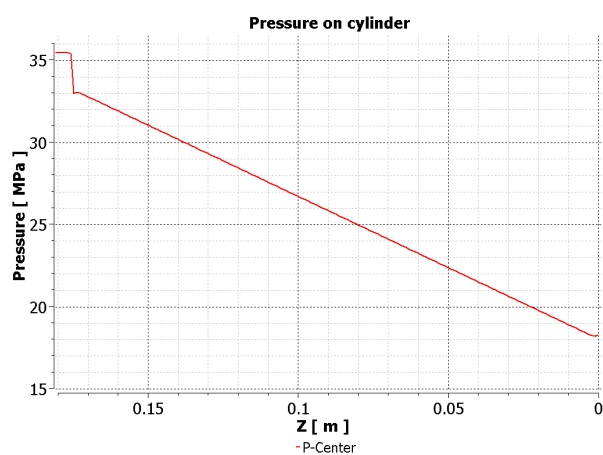


Рис. 15. Падение давления в цилиндрической щели уравновешивающего устройства ПН 1500-350

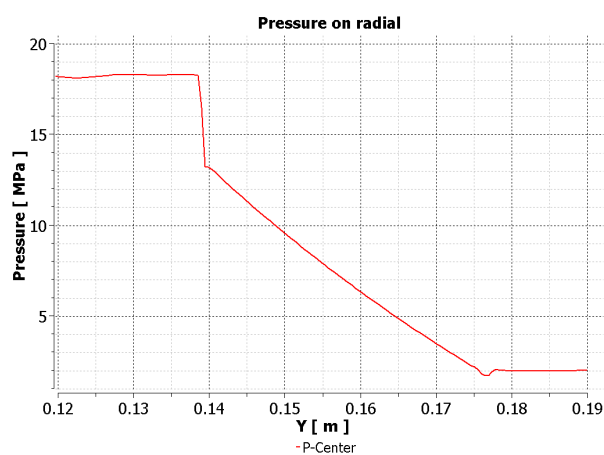


Рис. 16. Падение давления в радиальной щели уравновешивающего устройства ПН 1500-350

3.3 Моделирование разгрузочного устройства ПН 1500-350 в 3x-мерной постановке

В реальных условиях работы питательного насоса ротор вращается с некоторым эксцентриситетом и перекосом, существенно влияющими на распределение давления в цилиндрических и радиальных уплотнениях насоса и вызывающими появление упругих и демпфирующих сил в уплотнениях.

Для оценки трудоемкости моделирования разгрузочного устройства с учетом эксцентриситета и перекоса было выполнено моделирование осесимметричного разгрузочного устройства на базе сетки, построенной для одноградусного сектора. Данная сетка инструментами CFX-Pre была скопирована 360 раз вокруг оси симметрии и склеена узел в узел. Размер сетки составил 27 749 520 узлов, 32 996 160 элементов. Граничные условия для задачи задавались аналогично осесимметричной постановке.

При моделировании задачи в ANSYS CFX-Pre объем памяти, занимаемой программой, составил 28 Гбайт, при выполнении разбиения для параллельного запуска 16 процессов решателя CFX объем памяти, занимаемой программой CFX Partitioner, составил 26 Гбайт.

При расчетах использовалась версия решателя CFX Solver с двойной точностью операций с плавающей точкой (double), поскольку при использовании одинарной точности решатель заканчивал свою работу с ошибкой переполнения операций с плавающей точкой уже на начальных итерациях.

Производился параллельный запуск 16ти решателей CFX Solver (максимально доступное количество лицензий CFX Solver на кластере "СКИФ Урал"), причем использовалось 16 узлов

кластера (8 ГБайт ОЗУ на каждом узле), т.е. на одном узле запускался лишь один процесс решателя. Это было сделано для того, чтобы максимально использовать доступную оперативную память для имеющихся 16ти лицензий решателя. Суммарный объем памяти при решении задачи, занимаемый решателями на задействованных узлах кластера, составил 118 ГБайт.

Следует отметить, что трехмерная задача, в отличие от осесимметричной постановки, оказалась крайне чувствительна к выбору начальных условий. Получить начальную сходимость удалось лишь при задании в качестве начальных условий решения, полученного на этой же сетке с применением ламинарной модели течения.

Также при постановке задачи на расчет возникали дополнительные ошибки, связанные с неверной оценкой программой CFX-Pre объема памяти под переменные различного типа, необходимого решателю. Эти проблемы были устранены с помощью опций запуска и расширенных параметров (expert parameters) решателя.

Среднее время выполнения 1 итерации составило 6 мин., общее время расчета 32 часа. На рис. 17. представлено расчетное поле давления.

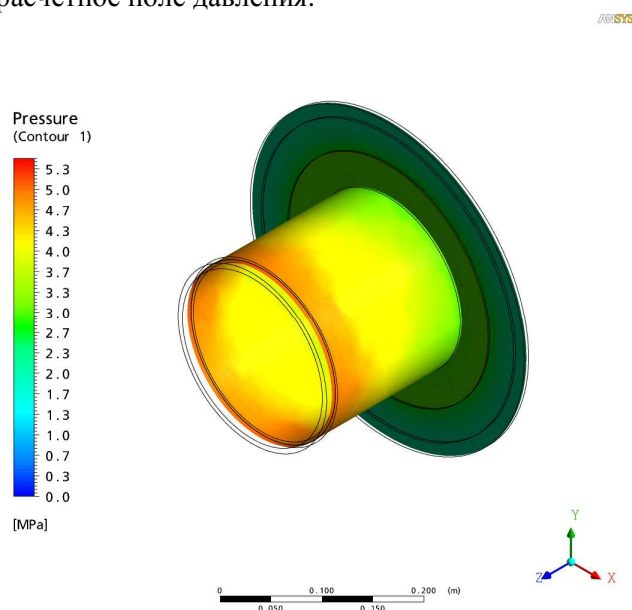


Рис. 17. Поле давления в уравнивающем устройстве питательного насоса ПН 1500-350

4. Заключение

В работе продемонстрирована возможность эффективного применения современного пакета расчета гидродинамики ANSYS CFX 11.0 для моделирования течений в цилиндрических и радиальных уплотнительных узлах гидромашин. Опробованы различные модели турбулентности применительно к тонким слоям щелевых уплотнений и проведено сравнение с данными стендовых и промышленных экспериментов. Показана возможность прямого численного расчета падения давления на входном участке щели, оказывающее существенное влияние на упругие и демпфирующие свойства уплотнений.

Развитие аппаратных платформ и появление высокопроизводительных суперкомпьютерных систем с большим объемом памяти позволяет проводить численное моделирование уплотнительных узлов в трехмерной постановке. Это позволяет провести расчет упругих и демпфирующих свойств щелевых уплотнений для анализа динамики ротора.

В дальнейшем возможно совместное решение задачи динамики ротора с задачей гидродинамики в уплотнениях для получения значений собственных частот и критических частот вращения ротора.

Литература

1. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т.1. – М.: Наука, 1970.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.:Наука, 1987.

3. R. Gasch, R. Nordmann, H. Pfützner Rotordynamik 2., vollständig neu bearbeitete und erweiterte Auflage. – Springer, 2005.
4. Dietzen, F.J.: Bestimmung der dynamischen Koeffizienten von Dichtspalten mit Finite-Differenz Verfahren // VDI-Fortschrittsbericht, Reihe 11, №. 103, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1987.
5. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей, в двух томах, том 2 Методы расчета различных течений. – М.: Мир, 1991, – 552с.
6. Радченко Г.И., Соколинский Л.Б., Шамакина А.В. Разработка компонентно-ориентированных CAEBeap-оболочек для пакета ANSYS CFX // Параллельные вычислительные технологии: Труды международной научной конференции (28 января - 1 февраля 2008 г., г. Санкт-Петербург). – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ. – 2008, –С. 438-443.
7. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1978, 158 с.