

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУШНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

К.В. Мякушев, М.А. Стародубцев

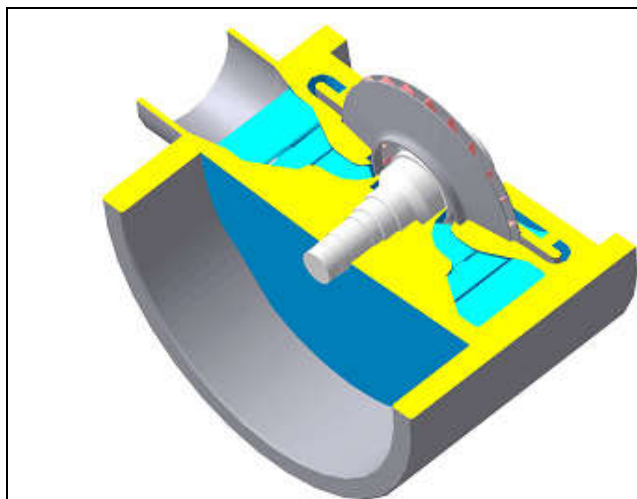
Аннотация

В работе на основе CAD геометрии представленной заказчиком построена сеточная модель и рассчитаны характеристики 1-ой ступени воздушного центробежного компрессора. Приведен анализ внутреннего течения и рассчитаны интегральные характеристики компрессора – перепад давления, осевой момент на валу и КПД компрессора.

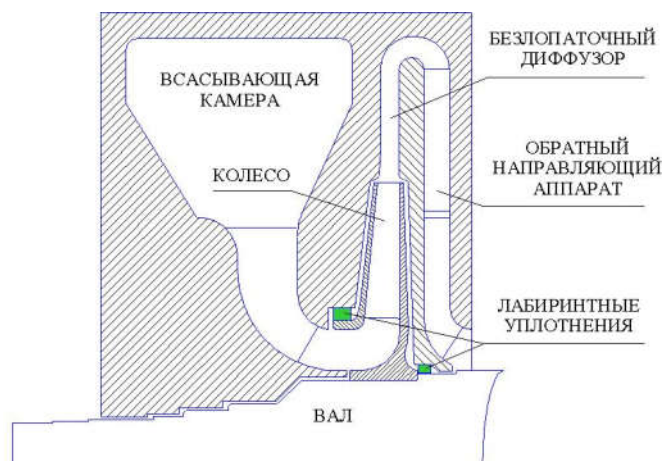
Геометрия

В качестве исходных данных для численного расчета использовалась трехмерная геометрическая модель центробежного компрессора, предоставленная заказчиком в формате PARASOLID (*.x_t).

Компрессор состоит из неподвижной всасывающей камеры (20 каналов), вращающегося рабочего колеса (23 канала) и неподвижного обратного направляющего аппарата (20 каналов).



Вид компрессора в разрезе



Осевая плоскость компрессора

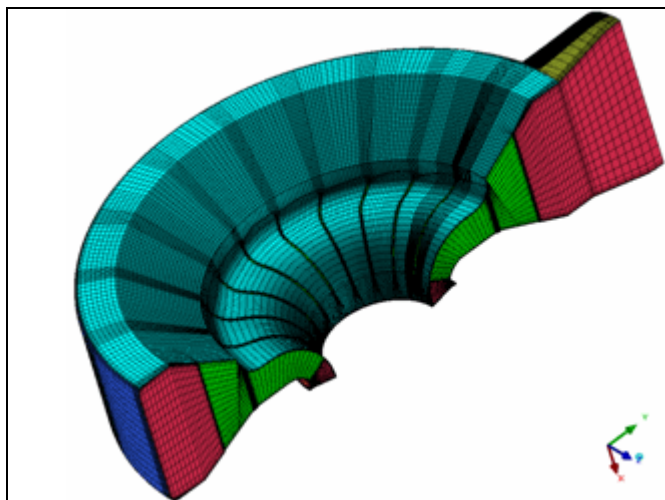
Сеточная модель

Вся расчетная модель разбита на 3 домена.

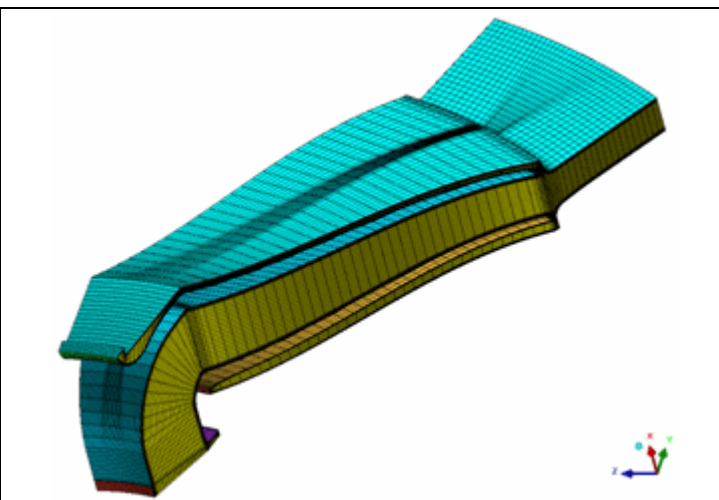
Первый домен охватывает область всасывающей камеры и состоит из 2 млн. ячеек.

Второй домен, состоящий из 370 тыс. ячеек, включает в себя один канал рабочего колеса.

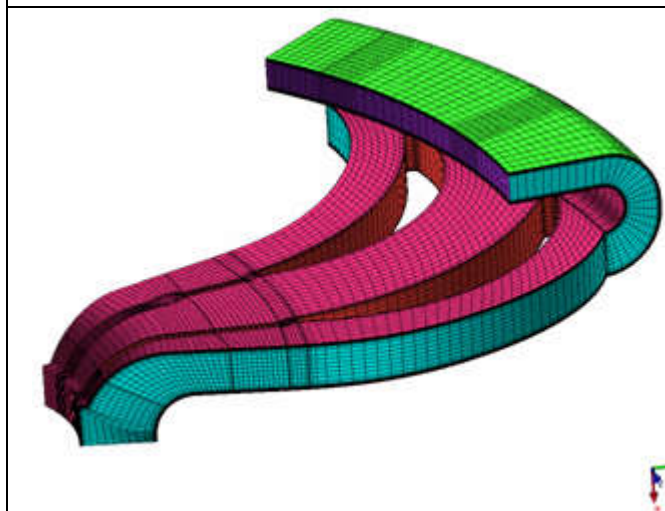
На третий домен приходится два канала направляющего аппарата (390 тыс. ячеек).



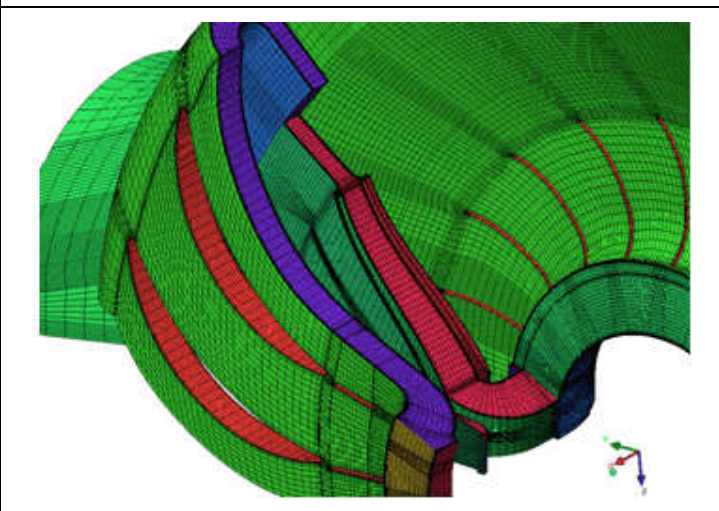
Всасывающая камера



Канал рабочего колеса



2 канала направляющего аппарата



Фрагмент сетки в сборе

Физическая модель

В задаче рабочее колесо компрессора совершает вращение с постоянной угловой скоростью 4000 [об/мин].

Поэтому, в уравнения описывающие движение воздуха через каналы рабочего колеса добавлены центробежные и кориолисовы силы.

Поскольку взаимное положение лопаток рабочего колеса и статорных элементов компрессора периодически меняется, течение по существу является нестационарным.

В данном случае поставлена задача нахождения усредненных по времени характеристик потока.

Для ее решения применен распространенный подход “Stage”, согласно которому течения в каналах компрессора полагаются стационарными.

На поверхности разделения вращающихся и стационарных доменов ставятся междоменные граничные условия связывающие параметры течения в примыкающих доменах.

Точность такого приближения зависит от положения междоменной поверхности раздела.

Тем не менее, данный подход неплохо согласуется с результатами эксперимента и широко используется на практике.

В качестве рабочей среды рассматривается воздух при нормальных условиях.

Анализ внутреннего течения строится на численном интегрировании уравнений

Рейнольдса, для замыкания которых привлекается модель турбулентности SST.

На входе компрессора фиксировалось полное давление и нормальное направление скорости.

На твердой поверхности – условия прилипания для скорости и адиабатическая стенка для температуры.

На выходной границе компрессора фиксировался массовый расход.

Уравнения решаются методом конечных (контрольных) объемов, обеспечивающим строгое выполнение основных законов сохранения как на конечно-объемной сетке в целом, так и в каждой отдельной ячейке.

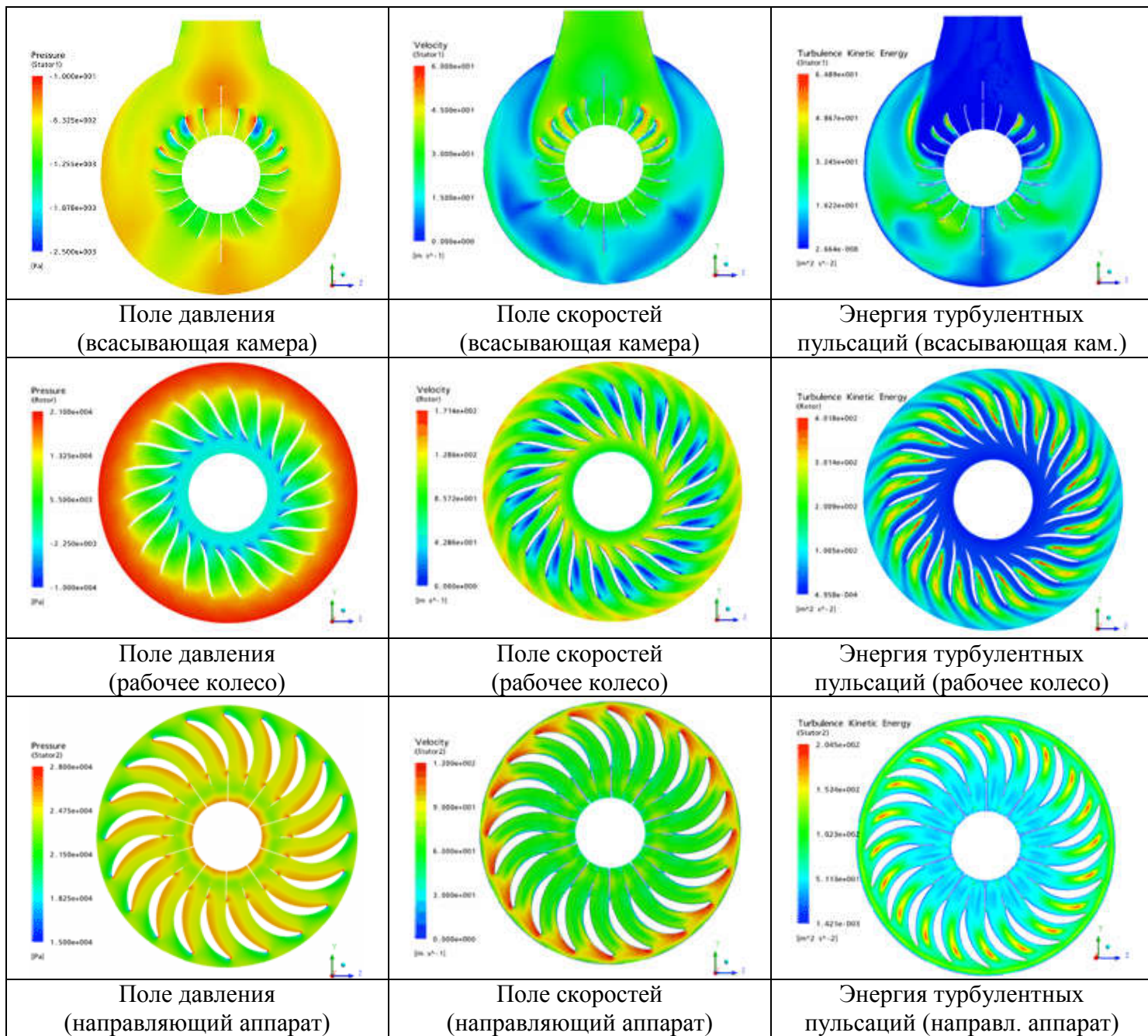
Использована монотонная схема второго порядка для уравнений переноса массы, импульса, энергии и диссипации турбулентности.

Структура внутреннего течения

Для анализа возникающего внутри компрессора течения во всасывающей камере, рабочем колесе и направляющем аппарате приводятся поля скалярных величин: давления, модуля скорости и энергии турбулентных пульсаций.

Неравномерность поля давления в области верхних лопаток всасывающей камеры приводит к появлению больших градиентов скорости и отрыву пограничного слоя на передних кромках направляющих лопат.

Наличие отрывного режима течения сопряжено с падением полного давления и является нежелательным физическим явлением для устройств данного класса.



На картине течения модуля скорости в плоскости рабочего колеса (скорость приводится во вращающейся системе координат) прослеживается вихревой характер течения в канале ротора.

Здесь же находится максимум энергии турбулентных пульсаций – основной источник акустического шума.

В отличие от течения в рабочем колесе, в направляющем аппарате наблюдается более однородное течение.

Тем не менее, энергия турбулентных пульсаций в ядре продольного вихря сохраняет высокое значение, что не может не сказаться на уровне излучаемого компрессором шума.

Интегральные характеристики

Наибольшее практическое значение имеют интегральные силовые характеристики компрессора. В данной работе вычислены перепад статического давления на входе и выходе компрессора, определен осевой момент, действующий на ось ротора, и по формуле $\eta = \frac{\Delta P Q}{M \Omega}$ определен КПД компрессора, где M – осевой момент на валу компрессора, Ω – скорость вращения ротора, ΔP – перепад статического давления на входе и выходе компрессора, Q – расход воздуха. Значения интегральных величин приведены в таблице ниже

Перепад давления	Расход	Осевой момент	Частота вращения	Эффективность
24456 [Па]	6 [кг/сек]	375 [н м]	4000[об/мин]	93[%]

Используемое при расчете оборудование

Построение расчетной сетки и создание физической модели происходило на персональном компьютере под управлением операционной системы Win2000.

Машина включал в себя процессор PentiumIV 2GHz и память 1GB.

Расчет выполнен на кластерной системе состоящей из 6 узлов соединенных между собой сетевым интерфейсом Gigabit Ethernet.

Каждый узел включал в себя процессор P4 2GHz и оперативную память RDRAM объемом 1GB.

Кластер находился под управлением операционной системы Linux SuSE8.2.

Время расчета варьировалось от 5 до 7 часов.

Заключение

Созданная математическая модель воздушного центробежного компрессора позволила провести анализ внутреннего течения в каналах всасывающей камеры, рабочего колеса и направляющего аппарата.

Получены силовые характеристики и коэффициент полезного действия компрессора.