

АКУСТИКО-ВИХРЕВАЯ МОДЕЛЬ FLOWVISION

ТИМУШЕВ С. Ф., д. т. н., профессор МАИ, ДАНИЛЕНКО Е. В., НЕДАШКОВСКИЙ А. Н.
Инновационная фирма Интере АО, Химки, Россия
АКСЕНОВ А., к. ф.-м. н., Похилко В., к.ф.-м.н.,
ООО ТЕСИС, Москва, Россия

Разработка акустико-вихревой модели (АВМ) в рамках [FlowVision](#) вышла на уровень бета-тестирования модуля для численного моделирования ЧСЛ пульсаций давления и шума в осевых вентиляторах и насосах.

С целью проверки метода, пульсации давления измерены вверх и вниз по течению осевого вентилятора, установленного в трубе диаметром 150 мм и длиной 940 мм. Вентилятор имеет 5 рабочих лопаток с внешним радиусом 60 мм (Рисунок 1). Корпус вентилятора диаметром 128 мм установлен в трубе на скользящих опорах для изучения влияния граничных условий на пульсации давления и излучаемый шум. Это – вентилятор стандартной конструкции, использующийся для охлаждения электронных устройств. Его номинальная скорость вращения составляет 2200 об/мин при мощности 22 Вт. При номинальной частоте вращения вентилятор обеспечивает объемный расход $118 \text{ м}^3/\text{ч}$. В данном тесте представлены данные, соответствующие положению вентилятора в середине трубы и скорости вращения 2670 об/мин.



Рисунок 1- ротор с 5 лопатками

На первом шаге расчетной процедуры выполняется расчет колебательного установившегося течения на базе модели несжимаемого течения и стандартной модели турбулентности. Геометрия расчетной области полностью соответствует экспериментальной. В математическом пространстве расчетная область виртуально делится на три подобласти – вход трубы, ротор и крестовой статор с выходным участком трубы. (Рисунок 2). Это стандартная процедура, называемая методом скользящих сеток, обеспечивает решение уравнений гидродинамики в подобласти ротора во вращающейся системе координат.

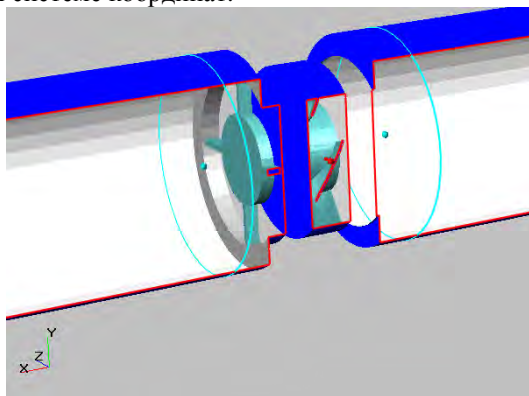


Рисунок 2- три расчетных подобласти

Обмен данными между ротором и неподвижными подобластями выполняется с помощью интерполяции на границе подобластей, где комплексный удельный акустический импеданс равен единице. На входе и выходе трубы комплексный акустический импеданс соответствует условию открытого конца для заданной частоты. В подобластях статора «вход трубы» и «крестовой статор с выходным участком трубы» (в дальнейшем они называются вход и выход) включена опция акустической модели.

В подобласти вращения задано вращение относительно оси вентилятора (в данном случае – это геометрическая ось X) с использованием опции абсолютной системы координат.

В качестве модели турбулентности принята модель SST, хотя и стандартная модель турбулентности дает аналогичные результаты.

Начальная сетка включает 7744 ячеек. Эта сетка далее автоматически адаптируется к граничным условиям для разрешения градиентов параметров потока в зоне ротора и взаимодействии ротора со статорными подобластями.

На граничной поверхности лопаток задается граничное условие вращающейся стенки с логарифмическим законом трения и максимальный уровень адаптации – два.

На граничной поверхности периферии ротора задается граничное условие неподвижной стенки с логарифмическим законом трения и максимальный уровень адаптации – три. Такой же уровень адаптации – три, задан на скользящих поверхностях.

В подобластях статора «вход» и «выход» на стенках, примыкающих к «ротору» установлен максимальный уровень адаптации три. Такой же уровень адаптации установлен на входной и выходной скользящих поверхностях

статора. В подобласти «выход» на крестообразном участке статора (Рисунок 12) установлен максимальный уровень адаптации три. На остальной поверхности трубы максимальный уровень адаптации сетки равен единице, такой же уровень адаптации принят на входном и выходном сечениях трубы. На всех стенках трубы статора принято граничное условие – логарифмический закон для скорости с параметрами по умолчанию.

На входном и выходном сечениях трубы задано условие свободного потока с нулевым давлением.

На первом шаге расчетной процедуры не требуется в обязательном порядке задавать удельный акустический импеданс на границах подобластей статора: это можно будет сделать перед началом второго шага.

Шаг в начале расчета задается равным 0.0001с. Далее в процессе расчета он уточняется автоматически. Время расчета задается, исходя из условия, что для достижения сходимости к периодическому решению потребуется не менее 8 – 10 полных оборотов рабочего колеса вентилятора. Таким образом физическое время расчета должно составить не менее 0.2247191с. Для сокращения времени расчета, можно постепенно увеличивать уровень адаптации на границах расчетной области. После перехода на новый уровень адаптации необходимо продолжить расчет как минимум на два полных оборота рабочего колеса.

После адаптации по граничным условиям расчетная сетка сгущается в подобласти ротора и на границах подобластей и включает свыше ста тысяч расчетных ячеек.

Вихревая мода представляет собой установившееся периодическое решение уравнений Навье-Стокса для несжимаемой среды. Источниковый член – правая часть акустико-вихревого волнового уравнения вычисляется из поля скоростей вихревой моды. Итерационное решение уравнений вихревой моды проводится в течение 10 поворотов ротора с контролем основных параметров и пульсаций давления вблизи ротора.

Распределение нестационарного давления вверх по течению от ротора, вблизи входных кромок лопаток, выявляет круговую симметрию с порядком равным числу лопаток. Это распределение вращается вместе с ротором, производя псевдо-звуковые пульсации давления вблизи входных кромок лопаток. Шкала статического давления приведена в Па к уровню атмосферного давления.

На выходе вентилятора псевдо-звуковые возмущения давления появляются вследствие взаимодействия лопаток с ребрами статора. Мгновенное распределение давления в плоскости, пересекающей ребра статора, не является симметричным, так как число лопаток не равно числу ребер статора.

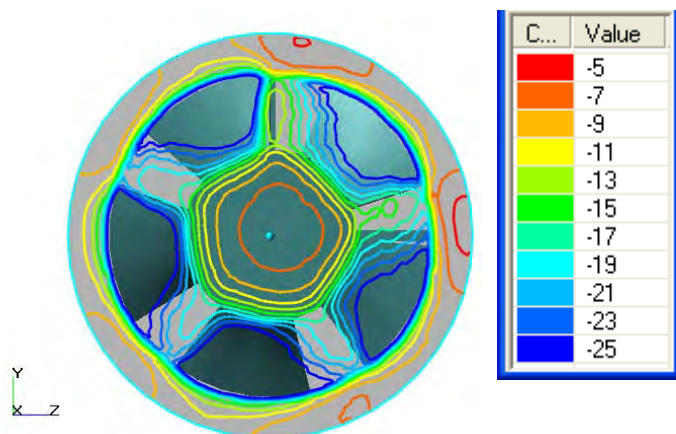


Рисунок 3- нестационарное поле статического давления вблизи входных кромок лопаток (Па)

До начала расчетов процедуры второго шага производятся необходимые манипуляции, которые зависят от версии AVM модели FlowVision.

Решение акустико-вихревого волнового уравнения на втором шаге вычислительной процедуры дает безразмерные гармонические амплитуды на частотах следования лопаток (ЧСЛ) во входной и выходной подобластях статора. Безразмерная амплитуда в расчете получается согласно соотношению

$$A_{\text{норм}} = A / (\rho \cdot U_0^2)$$

Для каждой гармоники ЧСЛ расчет производится отдельно. Результаты представлены для амплитуды первой гармоники ЧСЛ после десяти полных периодов основной гармоники ЧСЛ. Шаг расчета вычисляется автоматически в долях основного периода ЧСЛ и в данном случае равен 0.000316.

Распределение амплитуды первой гармоники ЧСЛ вдоль стенок трубы на радиусе 60 мм показано ниже. Вблизи лопаток ротора амплитуда ЧСЛ равна амплитуде псевдо-звуковых возмущений. Она экспоненциально снижается вверх и вниз по течению от ротора (Рисунок 4). Вблизи ротора пульсации давления существуют в форме радиально-осевых мод высокого порядка. Эти моды быстро затухают, переходя через промежуточные моды к первой тангенциальной моде, которая трансформируется в плоскую волну. Такой характер подтверждается измерениями пульсаций давления.

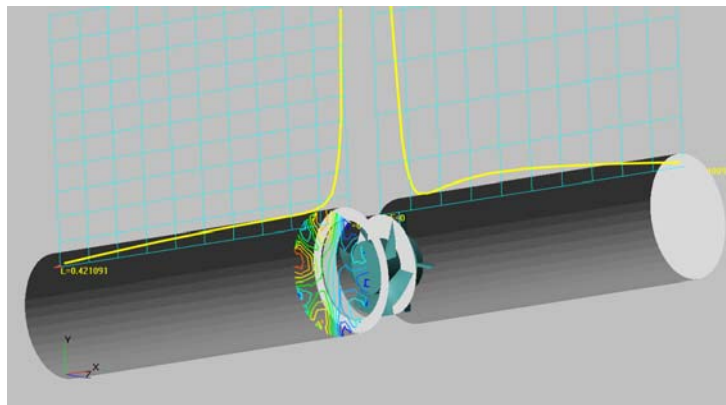


Рисунок 4- результаты расчета второго шага

Сравнение расчетной и измеренной среднеквадратичной амплитуды первой гармоники ЧСЛ во входной части трубы на радиусе 73 мм представлено на Рисунок 5. На графике координата $X=0$ соответствует входной кромке лопатки. Можно видеть, что расчетные данные хорошо сходятся с измеренными почти по всей длине трубы. Небольшое отклонение наблюдается в зоне 20 – 30 мм от входных кромок лопаток ротора, где распределение амплитуды менее стабильно из-за взаимодействия псевдо-звука и акустических волн. Необходимо отметить, что затухающие моды могут влиять только на малую часть всей кривой в диапазоне одного радиуса от ротора.

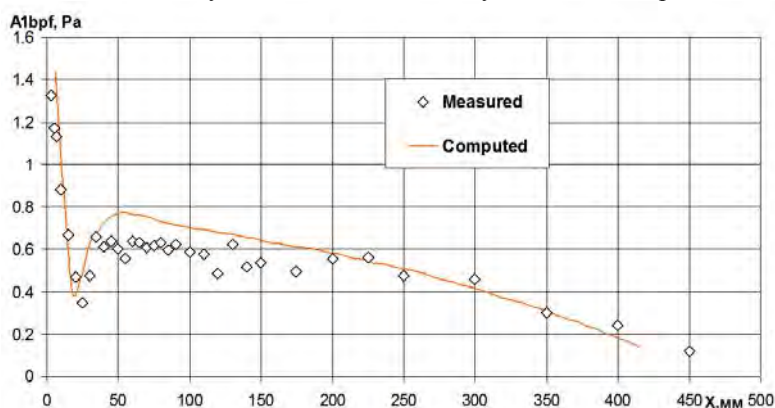


Рисунок 5- амплитуда первой гармоники ЧСЛ на радиусе 73мм вверх по течению от ротора

Хорошее согласование получено и в выходной части трубы. Некоторые отклонения в экспериментальных данных вероятно появляются вследствие того факта, что в вычислительном эксперименте не моделируется влияние геометрии скользящих опор на псевдо-звуковые пульсации.

Заключение

Показано, что моделирование акустико-вихревым методом дает очень хорошее совпадение с измерениями на небольшом осевом вентиляторе.

Вблизи лопаток ротора амплитуда ЧСЛ равна амплитуде псевдо-звуковых возмущений. Она экспоненциально затухает вверх и вниз по течению от ротора.

В зоне на расстоянии одного радиуса ротора от кромок лопаток пульсации давления существуют в форме радиально-тангенциальных мод высокого порядка. Эти моды быстро затухают, проходя через промежуточные моды к первой тангенциальной моде, которая трансформируется в плоскую волну.

Литература

- [1] E. Manoha, S. Redonnet, C. Delahay, P. Segaut, I. Mary, S. Ben Khelil, P. Guillen *Numerical prediction of the unsteady flow and radiated noise from a 3D lifting airfoil*. Colloque: Bruit des Ventilateurs à Basse Vitesse, l'Ecole Centrale de Lyon, 8 et 9 novembre, **2001**, Collection of papers
- [2] F. Perie, J. Buell *Combined CFD/CAA method for centrifugal fan simulation*. 29th international congress on noise control engineering, InterNoise 2000, Nice (France), Proceedings, **2000**, v. 1, p.641
- [3] Timushev, S.F., Ovsyannikov, B.V. *Pressure Fluctuation Numerical Simulation In A Centrifugal Pump Volute Casing*. Journal de Physique IV, vol. 2. Second French Conference on Acoustics. Arcachon (France), **1992**
- [4] Timouchev S., Tourret J. *Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps*. 19th International Pump Users Symposium, February **2002**, Houston, Texas
- [5] Serguei Timouchev, Jean Tourret, Goran Pavic, Andrey Aksenov. *Numerical 2-D and 3-D Methods for Computation of Internal Unsteady Pressure Field and Near-Field Noise of Fans*. Noise Control Eng. J. 54 (1), **2006** Jan – Feb
- [6] G. Lalanne, M. Abom, H. Boden *Prediction of the Sound Power generated by a ducted axial flow Fan*. Summary of the complete report: Jean Guillaume Lalanne: FLODAC report "Sound Gei axial fans" Final report T1.22/T1.23, Stockholm **1999**
- [7] A. Aksenov., A. Dyadkin., A. Gudzovsky. *Numerical Simulation of Car Tire Aquaplaning*. *Computational Fluid Dynamics '96*, J.-A. Desideri, C.Hirsch, P.Le Tallec, M.Pandolfi, J.Periaux eds, John Wiley&Sons, pp. 815-820, **1996**
- [8] Wilcox, D. C. *Turbulence modeling for CFD*, DCW Industries, Inc., 460 p, **1994**