

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКОВ ВОЗДУХА
В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОМПРЕССОРЕ**
MODELING AIR FLOWS IN A CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Г.М. Кухаренок¹, д-р техн. наук, проф.,

А.В. Предко², Д.М. Молотилов³, магистр-инженер,

¹Белорусский национальный технический университет, ²ОАО
«Управляющая компания холдинга «МИНСКИЙ МОТОРНЫЙ
ЗАВОД», ³ООО "Вейчай-Рус Трейдинвест", г. Минск, Беларусь

H. Kukharonak¹, Doctor of Technical Sciences, Professor,

A. Predko², D. Malatsilau³, Master of Engineering,

¹Belarussian National Technical University, ²The OJSC «Minsk Motor
Plant” Holding Managing Company, ³Weichai-Rus Tradeinvest llc,
Minsk, Belarus

В работе рассматриваются подходы 3D параметрического твердотельного моделирования элементов центробежного компрессора. Разработана модель центробежного компрессора размерности ТКР 6,5. Выбраны граничные условия и проведено моделирование потока вязкого газа во вращающейся системе координат. По результатам моделирования определена расходная характеристика спроектированного компрессора.

The paper considers the approaches of 3D parametric solid-state modeling of centrifugal compressor elements. A model of a centrifugal compressor of dimension TKR 6.5 has been developed. Boundary conditions are selected and a viscous gas flow is simulated in a rotating coordinate system. Based on the simulation results, the discharge characteristic of the designed compressor is determined.

Ключевые слова: турбокомпрессор, моделирование, наддув, математическая модель.

Key words: turbocharger, simulation, boost, mathematical model.

ВВЕДЕНИЕ

Система наддува стала обязательным атрибутом современного дизельного двигателя, выполняющего жесткие требования норм по

токсичности отработавших газов и обладающего высокими мощностными и экономическими показателями [2]. Разработка новых конструкций агрегатов наддува, согласование расходных характеристик дизеля и турбокомпрессора являются сложными, трудоемкими и ресурсоемкими процессами. Очевидным способом сокращения материальных и временных ресурсов при проектировании систем наддува является использование компьютерного моделирования на основе современных САД и САЕ систем.

ПОСТРОЕНИЕ 3D ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ТВЕРДОТЕЛЬНОЙ МОДЕЛИ

Модель радиального центробежного компрессора в общем случае состоит из двух основных узлов – рабочего колеса и корпуса, состоящего из входного участка и спирального диффузора (улитки).

Разработаны параметрические твердотельные модели данных элементов. При построении модели колеса используется 12 геометрических параметров, описывающих размеры колеса, геометрию лопаток, их число и расположение.

Для описания геометрии корпуса компрессора понадобилось определение 15 параметров. Внешний вид моделей рабочего колеса и корпуса показаны на рисунке 1.

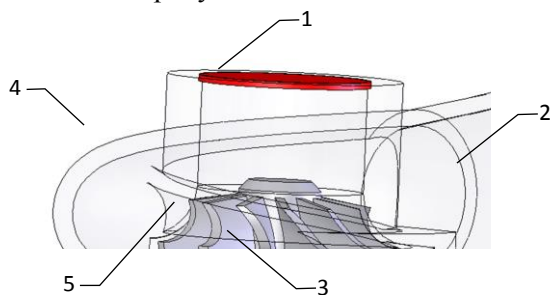


Рисунок 1 – Твердотельная модель радиального компрессора:
1, 2 – входное и выходное отверстия соответственно; 3 – крышка;
4 – улитка; 5 – рабочее колесо

МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОГО ТЕПЛОПРОВОДЯЩЕГО ГАЗА

В общем случае движение и теплообмен текучей среды описывается с помощью системы уравнений Навье - Стокса, объединяющей законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды в нестационарной постановке [1, 3]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0, \\ \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = S_i, \\ \frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} ((\rho E + p) u_k + q_k - \tau_{ik} u_i) = S_k u_k + Q_n. \end{cases}$$

где t – время; u – скорость текучей среды; ρ – плотность текучей среды; p – давление; S_i – внешние массовые силы; E – полная энергия единичной массы текучей среды; Q_n – тепло, выделяемое тепловым источником в единичном объеме текучей среды; τ_{ik} – тензор вязких сдвиговых напряжений; q_i – диффузионный тепловой поток, нижние индексы означают суммирование по трем координатам направления. Для решения задачи турбулентного течения данная система усредняется по времени и пространству, используя метод Рейнольдса, и дополняется уравнениями переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках $k - \epsilon$ модели турбулентности. Полученная система уравнений решается методом конечных элементов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

При моделировании задавались следующие граничные условия:

- условия на входе в компрессор $T_0 = const = 275\text{K}$, $P_0 = const = 0,097\text{ МПа}$;
- условия на выходе из компрессора $T_k = const = 300\text{K}$, $P_k = var = 0,12\text{--}0,22\text{ МПа}$ (противодавление);
- частота вращения рабочего колеса $n = const = 80000\text{ мин}^{-1}$;
- стенки адиабатные, без теплообмена;
- на улитку и крышку наложено граничное условие статор.

В результате проведенного моделирования получен фрагмент расходной характеристики компрессора – зависимости расхода воздуха от давления наддува $G_B=f(P_K)$ (рис.2).

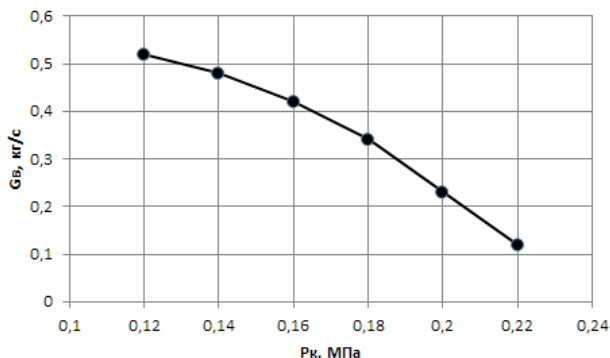


Рисунок 2 – Расчетная расходная характеристика компрессора при $n=80000$ мин⁻¹

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена методика определения расходной характеристики компрессора методом компьютерного моделирования потоков в проточной части, которая позволит существенно сократить временные и материальные затраты при проектировании и доводке конструкции турбокомпрессоров.

ЛИТЕРАТУРА

1. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. — СПб. : БХВ-Петербург, 2005. - 800 с.
2. Supercharged Design, Testing and Installation of Supercharger Systems / Corky Bell - Bentley Publishers, 2001 – 334 p.
3. Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я., Крайко А. Н., Прокопов Г. П. Численное решение многомерных задач газовой динамики. - М.: Наука, 1976. – 400 с.

Представлено 15.04.2020