

ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛЯ ТУРБОНАДДУВА ДВС ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

Использование турбокомпрессоров для повышения удельной мощности двигателей стало довольно распространённым явлением. Однако задача эффективного применения турбокомпрессоров для турбонаддува поршневых двигателей в целях повышения их экономичности и экологических показателей остаётся весьма актуальной [1,3]. Её решение в значительной степени определяется уровнем совершенства организации происходящих в двигателях процессов, рациональным применением турбонаддува и степенью совершенства турбокомпрессоров. При массовом производстве турбокомпрессоров большое значение имеет также, чтобы технология их изготовления была недорогой.

В соответствии с применяемой классификацией наддува [2] различают двигатели с низким, средним и высоким наддувом. Таким образом, обеспечивается необходимый уровень форсирования ДВС.

Очевидно, что распространение турбонаддува в ДВС во многом определяется удобством применения и надёжностью турбокомпрессоров. Для реализации поставленной задачи необходимо расширять область эффективной работы турбокомпрессоров. Это особенно актуально при малых расходах газа (менее 0,1 кг/с), когда традиционные турбомашины имеют невысокую эффективность [1-3]. Применение турбокомпрессоров нового типа – с общим рабочим колесом [4] значительно облегчает решение этой задачи, так как они более приспособлены к малым расходам воздуха (газа) в силу особенностей их работы и устройства. К тому же турбокомпрессор с общим рабочим колесом (ТКО) является одним из самых простых, компактных и недорогих в изготовлении. А так как данный тип турбокомпрессоров имеет примерно вдвое больший диаметр рабочего колеса (РК) по сравнению с традиционными турбокомпрессорами, то необходимые обороты ротора для достижения заданного напора компрессора почти в два раза ниже. Таким образом, развитие турбокомпрессоров с общим рабочим колесом позволяет значительно расширить возможности турбокомпрессоров в целом для применения их для турбонаддува ДВС.

Данный тип турбокомпрессоров в зависимости от направления движения воздушного и газовых потоков может иметь две схемы течения в межлопаточном пространстве РК – прямоточную и противоточную. Если направления газового и воздушных потоков совпадают относительно оси вращения РК, то схема течения в ТКО прямоточная, при противоположном движении потоков – противоточная (рис. 1). Для осуществления той или иной схемы течения в РК необходимо подбирать соответствующую форму лопаток

рабочего колеса и расположение соплового, выпускного, всасывающего и нагнетательного каналов относительно друг друга.

К попыткам создания парциальных безвентиляционных турбомашин можно отнести патенты на новый тип турбомашин, которые назвали однодисковыми турбокомпрессорами (ОТК), полученными в разных странах [5,6]. В 1978 году К. Мауэр из ФРГ получил патент № 2650515 на газотурбинный двигатель, имеющий ОТК. Конструкцию отличает простота и компактность. РК имеет плоские лопатки, расположенные радиально. Часть лопаток по окружности РК работает на сжатие воздуха в режиме парциального центробежного компрессора. Остальная часть РК служит для работы в режиме

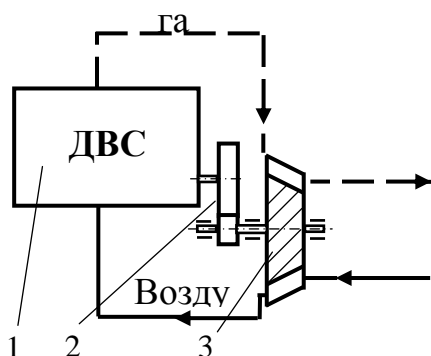


Рис. 1. Схема комбинированного двигателя с механической связью между ДВС и ТКО: 1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – зубчатая передача; 3 – турбокомпрессор с общим рабочим колесом

парциальной центростремительной газовой турбины. Хотя по рисунку к патенту РК в турбинной части работает в режиме вихревой турбины.

Ряд конструкций ОТК имеется в патенте США № 4757682, выданном в 1988 году [5]. РК разделены по окружности на компрессорную и турбинную зоны. Газ и воздух движутся по межлопаточным каналам, обтекая лопатки снаружи. Известны и другие патенты на ОТК. Например, Е.И. Кончаков из РФ, провёл обзор существующих конструкций ОТК и получил несколько патентов на свои варианты конструкций ОТК [6]. Однако отсутствие детально проработанной теории газодинамического расчёта проточных частей ОТК не позволили Е.И. Кончакову предложить эффективную конструктивную схему турбокомпрессора данного типа для её широкого применения в двигателях и в энергетических установках.

Проведенные исследования показали, что ТКО может использоваться для всех уровней турбонаддува. Рассмотрим каждый из них отдельно. Как показывает практика, схема расположения опор во многом определяется видом связи турбокомпрессора с двигателем: механической или газодинамической [2]. В силу малой осевой протяженности турбокомпрессора с общим рабочим колесом его можно располагать консольно на валу двигателя. В этом случае рабочее колесо ТКО будет одновременно выполнять функцию маховика. Данная схема наиболее целесообразна в высокооборотных двигателях (4...6

тыс.об/мин), где окружные скорости u на ободе маховика достигают 50...80 м/с, что позволяет обеспечить дополнительный наддув 2...4 кПа и тем самым увеличить соответственно мощность на 2...4%, а благодаря виду связи – приёмистость ДВС.

При такой компоновке отпадает необходимость в разработке подшипникового узла для ТКО, так как его ротор опирается на подшипниковые узлы двигателя. В этом случае снижаются масса, габаритные размеры и стоимость изготовления ТКО. Однако из-за малой окружной скорости лопаток рабочего колеса эффективность турбокомпрессора невысока.

Турбонаддув значительно эффективнее, если рабочее колесо ТКО будет иметь в 3–5 раз выше обороты, чем поршневой двигатель, т.е. когда турбокомпрессор и двигатель будут связаны через одну зубчатую передачу (рис. 1). Согласование поршневой части четырёхтактного двигателя с турбокомпрессором можно выполнить с помощью формулы

$$i_n = \frac{n_{ткО}}{n_{д}} = \frac{\rho_k}{\rho_v} \frac{\eta_v i V_h}{(\pi D_{1cp})^2 h_1}, \quad (1)$$

где η_v – коэффициент наполнения; iV_h – рабочий объём двигателя; $n_{д}$ – частота вращения вала двигателя; ρ_v, ρ_k – плотность воздуха на входе в компрессорную часть ТКО и на выходе из неё.

Для определения эффективности работы ТКО при данном виде связи с ДВС были проведены расчетные исследования турбокомпрессора с осерадиальным рабочим колесом, наружный диаметр которого $D_{к2} = 0,18$ м. На рис. 2 показана расчётная характеристика компрессорной части ТКО. Из неё можно установить, что для эффективной работы данного турбокомпрессора он должен иметь обороты ротора ТКО не ниже 10 тысяч.

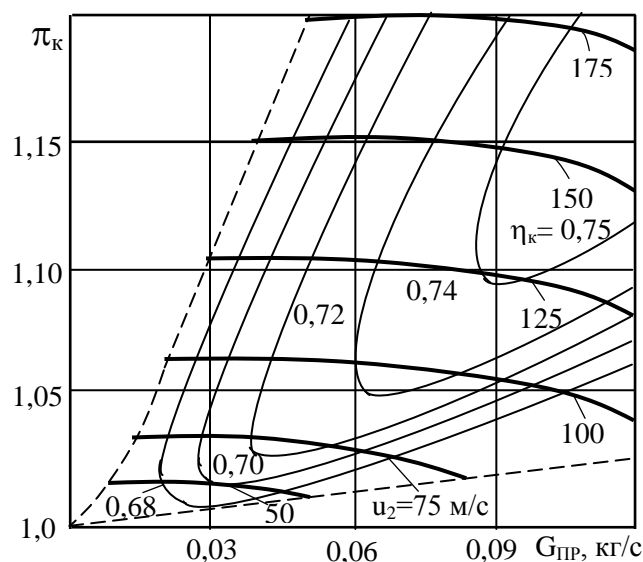


Рис. 2. Расчётная характеристика компрессорной части турбокомпрессора $D_2 = 0,18$ м

В связи с этим были проведены расчетные исследования

турбокомпрессора с наружным диаметром рабочего колеса $D_2 = 0,09$ м для тех же расходов воздуха, но не связанного зубчатой передачей с ДВС.

Исследования показали, что новый тип турбокомпрессоров, как и традиционные типы турбокомпрессоров, может использоваться с газодинамической связью поршневого двигателя и достигать довольно высоких напоров компрессора. На рис. 3 показана расчётная характеристика компрессорной части ТКО для двигателя со средним наддувом.

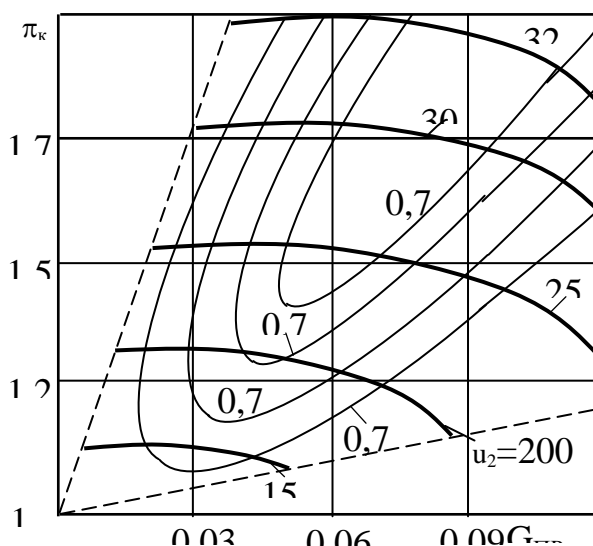


Рис. 3. Расчётная характеристика компрессорной части турбокомпрессора $D_2 = 0,09$ м

В отличие от традиционных турбокомпрессоров ТКО имеет переходные режимы работы РК, на которых происходит торможение и разгон потоков до необходимой скорости. Эта особенность несколько снижает напор и КПД компрессорной и турбинной частей. Чтобы учесть эту особенность компрессорной части, необходимо ввести поправочные коэффициенты, которые будут учитывать влияние на КПД и на напор или работу, её степень парциальности

$$K_{H_\varepsilon} = \bar{L}_K^\varepsilon / \bar{L}_K, \quad (2)$$

$$K_{\eta_\varepsilon} = \eta_K^\varepsilon / \eta_K. \quad (3)$$

где K_{H_ε} , K_{η_ε} – поправочные коэффициенты напора и КПД компрессорной части.

Таким образом, характер влияния этой величины на основные параметры эффективности компрессорной части можно определить по изменению соответствующих коэффициентов.

В турбокомпрессорах с прямоточной схемой движения потоков направления движения газа в турбинной части и воздуха в компрессорной части совпадают, точнее их расходная составляющая скоростей. Поэтому при смене режима работы лопаток рабочего колеса (из турбинного режима в

компрессорный режим работы и наоборот) данная схема движения потоков в турбокомпрессоре существенно менее инерционна.

Для проверки их результатов и апробации созданной методики расчёта разработано и изготовлено несколько опытных моделей турбокомпрессора. В силу малой осевой протяженности ТКО рабочее колесо в модели расположено на валу электродвигателя, который используется при исследовании компрессорной части. Чтобы увеличить частоту вращения РК, к валу опытной модели через муфту был подсоединён более мощный электродвигатель с регулятором оборотов. Результаты испытаний компрессорной части опытной модели ТКО с помощью более мощного электродвигателя показаны на рис. 4.

Для определения влияния турбинной части на компрессорную часть были проведены исследования ТКО, когда привод рабочего колеса осуществлялся от турбинной части при подаче сжатого воздуха. Результаты исследований модели ТКО, т.е. зависимости степени повышения давления компрессорной части от оборотов РК при работе турбинной части, показаны (рис. 4).

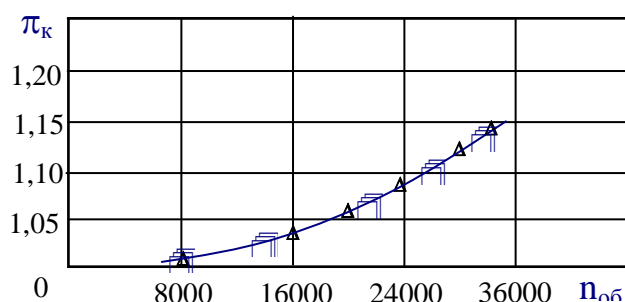


Рис. 4. Зависимости степени повышения давления компрессорной части опытной модели ТКО от оборотов ротора: □ – при работе турбинной части; Δ – привод РК от электродвигателя; — – расчёт

При создании опытной модели не предполагалось, что её опоры будут работать при довольно высоких оборотах, поэтому частота вращения колеса ограничена.

Литература

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом/ Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, Е.Н. Зайцев. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
2. Дизели. Справочник. Изд. 3-е, пер. и доп. Под общ. Ред. Ваншейдта и др. Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
3. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов /А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд., пер. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
4. Патент № 61913 України. МПК7 F02 C6/12. Турбокомпрессор та спосіб його роботи /Шкабура В.А. (Україна); заявл. 5.01.99, опубл. 15.12.2003.
5. Патент США №47576827, F02C 3/00, F01D 1/12. Axial flow turbine / Bahniuk Eugene. № 07010471; заявл. 03.02.1987; опубл. 19.07.1988.
6. Кончаков, Е. И. Совершенствование судовых парциальных турбомашин на малых моделях [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.08.05 / Кончаков Евгений Иванович. – Владивосток, 2001. – 267 с.

7. Шкабура, В.А. Результаты исследований схем движения газовых потоков в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом применительно к газотурбинному двигателю// Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – №8/24. – С.143-145.

Шкварла Іван Сергійович, магістр, shkvarla95@gmail.com

Філатов Сергій Валентинович, к.т.н., доцент,

Кучма Олександр Іванович, к.т.н., доцент

КВНЗ «Криворізький державний педагогічний університет»

ПОБУДОВА ГРАНИЧНО-МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЙОГО РУСІ

Вступ. Підвищення ефективності транспортування вантажів за рахунок зменшення опору руху автомобіля є однією з актуальних проблем зменшення собівартості перевезень. Як відомо колеса автомобіля мають розвал та сходження. На вантажних автомобілях також є розвал та сходження, при цьому використовуються різноманітні конструкції рульової трапеції з підсилювачами, демпфіруючими пристроями та поперечною рульовою тягою. При куті сходження коліс у 4-5 градусів, потужність, що витрачається на рух автомобіля в три рази перевищує потужність при прямолінійному їх русі. При цьому сила тяги, необхідна для кочення колеса з уводом, може бути у декілька разів більшою за силу, необхідну при коченні без уводу.

Незважаючи на великі успіхи, досягнуті раніше в аналізі властивостей кочення колеса автомобіля, виявилось, що ніхто з поданих авторів не розглядав можливості побудови заснованого на цих рівняннях загального чисельного алгоритму розв'язання задачі МГЕ в теорії кочення колеса в залежності від навантаження на вісь[1].

Мета та постановка задачі. Метою даної статті є розробка гранично-математичної моделі колеса автомобіля при його русі на основі моделювання напружено-деформованого стану.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- розробити систему сил діючих на колесо автомобіля;
- застосувати оптимальні математичні рівняння і функції для колеса автомобіля;
- отримати ізолінії напружень в колесі автомобіля;

Моделювання виконується за умов:

– одного колеса - внаслідок симетричності системи відносно поздовжнього положення автомобіля на шляху без навантаження;

– моделювання деформацій нижньої частини колеса;

– для автомобіля с навантаженням на колесо;

– шина R22.Б 00-51HC50 E-4 (зовнішній діаметр – 550 мм, посадочний діаметр – 350 мм, ширина – 220 мм, модуль пружності = 25000 МПа, коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3-0,5$). [1].