

ИССЛЕДОВАНИЕ ВАРИАНТОВ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ТУРБОНАДДУВА ДВС

Введение

Использование турбокомпрессоров для повышения удельной мощности двигателей стало довольно распространённым явлением, и в дальнейшем планируется расширить применение турбокомпрессоров в поршневых двигателях [1,2]. Однако задача их эффективного использования для турбонаддува поршневых двигателей в целях повышения их экономичности остаётся весьма актуальной. Её решение в значительной степени определяется уровнем понимания происходящих в двигателях процессов, рациональным применением турбонаддува и степенью совершенства самих турбокомпрессоров. При массовом производстве турбокомпрессоров большое значение имеет также, чтобы технология их изготовления была недорогой.

1. Формулирование проблемы

Очевидно, что распространение турбонаддува в ДВС во многом определяется удобством применения и надёжностью турбокомпрессоров. Для реализации поставленной задачи необходимо повышать и расширять область эффективной работы турбокомпрессоров. Это особенно актуально при малых расходах газа (менее 0,1 кг/с), когда традиционные турбомашинны имеют невысокую эффективность [2,3]. Развитие 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 по сравнению с традиционными турбокомпрессорами, то необходимые обороты ротора для достижения заданного напора компрессора почти в два раза ниже. Таким образом, развитие турбокомпрессоров этого типа позволяет значительно расширить возможности турбокомпрессоров в целом для применения их в тепловых двигателях и в энергетических установках.

Однако более высокая сложность проектирования этих турбокомпрессоров значительно затрудняет их развитие и широкое использование. Кроме того, эффективность работы этих турбокомпрессоров во многом определяется рациональным их применением. В этом вопросе существенное значение имеет правильный выбор принципиальной схемы самого агрегата наддува и его конструктивное решение. Поэтому для успешной реализации на практике нового типа турбокомпрессоров, кроме оптимизации проточной части ТКО, необходимо провести проработку схемы ротора и узла подшипников, а также определить, какой вид связи между ТКО и поршневой частью двигателя наиболее предпочтителен и какими критериями необходимо руководствоваться при выборе схемы ротора.

2. Решение проблемы

В соответствии с применяемой классификацией наддува [1] различают двигатели с низким, средним и с высоким наддувом. Таким образом, обеспечивается необходимый уровень форсирования ДВС.

Проведенные ранее исследования показали, что ТКО может использоваться для всех уровней наддува [5,6]. Рассмотрим каждый из них отдельно. Как показывает практика, схема расположения опор во

многим определяется видом связи турбокомпрессора с двигателем: механической или газодинамической [7]. В силу малой осевой протяженности турбокомпрессора с общим рабочим колесом его можно располагать даже 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 ободу 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 будет 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).

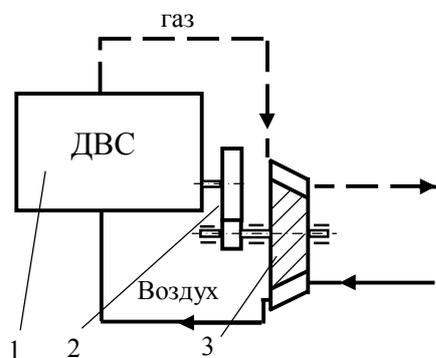


Рис. 1. Схема комбинированного двигателя с механической связью:

- 1 – поршневой двигатель;
- 2 – зубчатая передача;
- 3 – турбокомпрессор с общим рабочим колесом

Согласование поршневой части четырёхтактного двигателя с турбокомпрессором можно выполнить с помощью формулы

$$i_n = \frac{n_{mko}}{n_o} = \frac{\rho_k}{\rho_e} \frac{\eta_v i V_h}{(\pi D_{lcp})^2 h_1}, \quad (1)$$

где η_v – коэффициент наполнения; iV_h – рабочий объём двигателя; n_o – частота вращения вала двигателя; ρ_e, 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 наружным диаметром рабочего колеса $D_{k2} = 0,180$ м. На рис. 2 показана расчётная характеристика компрессорной части ТКО. Из неё видно, что для эффективной работы данного турбокомпрессора он должен иметь обороты ротора n_{mko} не ниже 12 тыс. об/мин ($u_2 \geq 115$ м/с), поэтому передаточное отношение между двигателем и турбокомпрессором i_n должно быть порядка 3-4. А если обороты ротора ТКО не

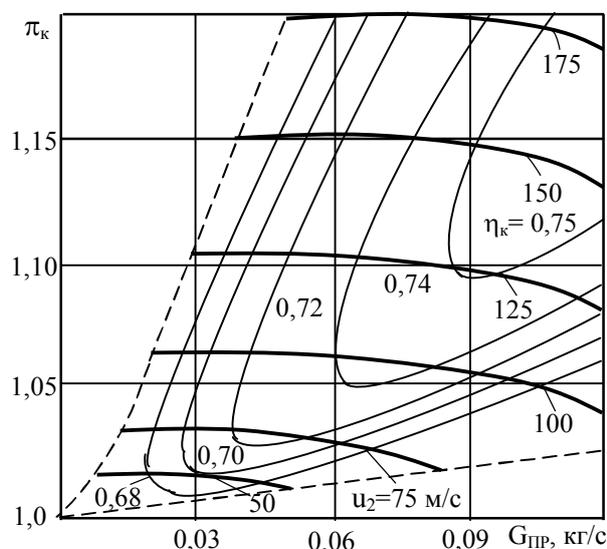


Рис. 2. Расчётная характеристика компрессорной части турбокомпрессора $D_2 = 0,18$ м

превышают 30 тыс. об/мин, то лучше применять подшипники качения, так как они позволяют обеспе-

чить высокий КПД подшипникового узла.

Для двигателей со средним и высоким наддувом из-за большой разницы в оборотах между ТКО и двигателем более целесообразно применять газодинамическую связь [7]. Вследствие высоких оборотов ротора ТКО, как показали опытно-конструкторские проработки, необходимо применять подшипники скольжения, а рабочее колесо ТКО может быть значительно меньшего диаметра. Для определения эффективности работы ТКО с наружным диаметром рабочего колеса $D_{к2} = 0,09$ м были проведены расчётные исследования турбокомпрессора. На рис. 3 показана расчётная характеристика компрессорной части ТКО для двигателя со средним наддувом и частично с высоким наддувом.

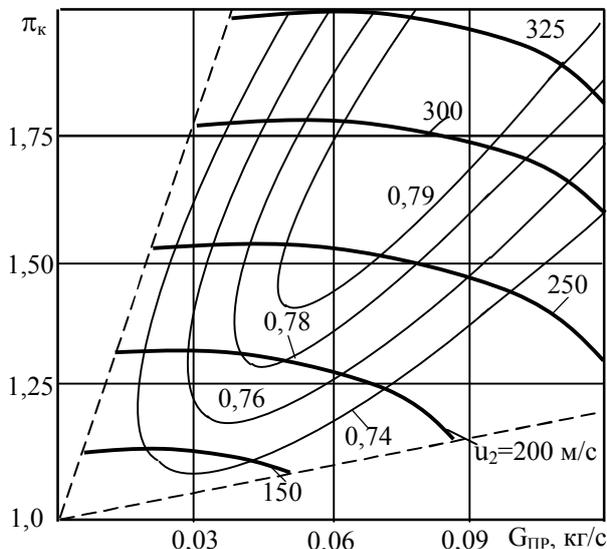


Рис. 3. Расчётная характеристика компрессорной части турбокомпрессора $D_2 = 0,09$ м

Исследования также показали, что новый тип турбокомпрессоров, как и традиционные типы турбокомпрессоров, может использоваться с газодинамической связью поршневого двигателя и достигать довольно высоких напоров компрессора.

Весьма привлекательно, на первый взгляд, выглядит противоточная схема течения потоков с прямыми лопатками РК: предельно простая конструкция РК, довольно понятен для специалистов принцип

энергообмена в рабочем колесе – за счёт кориолисовых сил инерции [8]. Однако, как показали расчётные исследования, турбокомпрессор с прямыми лопатками РК имеет меньшую эффективность и область устойчивой работы [6], поэтому перспективными видятся ТКО с лопатками более сложной конфигурации. Установлено, что одним из основных факторов, снижающих эффективность ТКО, является периодичность работы турбины и компрессора.

В предыдущей статье [6] приведены две расчётные характеристики компрессорной части ТКО с прямооточной и противоточной схемами движения газовых потоков. Однако дальнейшие исследования показали, что если в обеих схемах движения потоков использовать лопатки со сложной геометрией, то можно добиться примерно одинаковой их эффективности.

При выборе типа турбомашин и турбокомпрессора удобно использовать коэффициент объёмной эффективности (рис.4)

$$K_{EQ} = \frac{N_{подв} \eta_n}{\rho V \omega u^2}, \quad (2)$$

где $N_{подв}$ – подведённая мощность, Вт;

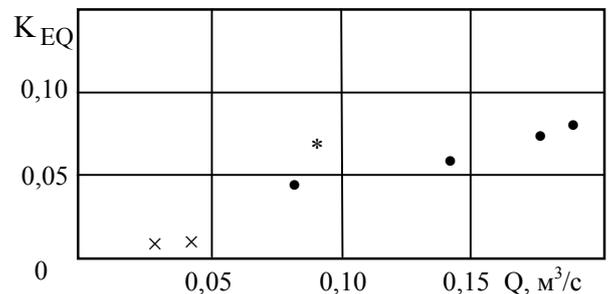


Рис. 4. Сравнение различных типов компрессоров: \times – вихревая; \bullet – центробежная; $*$ – компрессорная часть ТКО

η_n – полный КПД турбомашин; ρ – плотность газа на входе, $кг/м^3$; V – объём, занимаемый турбомашинной, $м^3$; ω – угловая скорость рабочего колеса турбомашин, $с^{-1}$.

Из рис. 4 видно, что при определенном значении объёмного расхода воздуха (газа) ТКО становятся более эффективными по сравнению с турбомашинами традиционных турбокомпрессоров, поэтому они также имеют перспективу применения в ГТД в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины, особенно в малоразмерных газотурбинных двигателях.

Заключение

В результате проведенных исследований рассмотрены варианты применения ТКО в зависимости уровня наддува ДВС, получены характеристики компрессорной части ТКО. Представленные результаты показывают варианты схем ротора и узла подшипников в зависимости от уровня наддува ТКО и вида связи с двигателем.

Установлено, что данный тип турбокомпрессоров имеет явную перспективу применения в двигателях с мощностью до 100 кВт и невысоким уровнем наддува, т.е. при степени повышения давления $\pi_k = 1,25 \dots 1,30$ и малых объёмных расходах газа, когда традиционные турбокомпрессоры становятся малоэффективными.

Чтобы повысить приёмистость двигателей с низким наддувом, предлагается применять ТКО с механической связью. Такой вид связи рационален в высокооборотных двигателях (4...6 тыс.об/мин), и особенно целесообразно его использовать, когда ТКО связан с ДВС с помощью одной зубчатой передачи, повышающей обороты ротора ТКО в 3–5 раз.

Для двигателей со средним и высоким наддувом из-за большой разницы в оборотах между ТКО и двигателем более целесообразно применять газодинамическую связь.

Недавние исследования показали, что при сложной форме лопаток обе схемы движения газовых потоков (прямоточная и противоточная) практически равноценны по эффективности. А благодаря

своим особенностям способа работы и устройства ТКО имеет почти в два раза ниже обороты ротора при одинаковом напоре компрессора.

Список литературы:

1. *Расчёт автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд., пер. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.*
2. *Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, Е.Н. Зайцев. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.*
3. *Дизели. Справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. / Под общ. ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.*
4. *Патент Украины №61913. Турбокомпрессор і спосіб його роботи. МКІІ⁷ F02C6/12, F04D17/00.*
5. *Шкабура В.А., Сысун А.И. Оптимизация параметров турбокомпрессоров для турбонаддува поршневых двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – №2/18. – С.58-61.**
6. *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.**
7. *Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов / Под ред. А.С. Орлова, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983.-372 с.*
8. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – 3-е изд., пер. и доп. – М.: Машиностроение, 1986.- 376 с.*
9. *Симсон А.Э., Каминский В.Н. Турбонаддув высокооборотных дизелей. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.*