

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ КПД

Студенты гр.10904123 В. Н. Прохоренко, Д. Н. Прохоренко

Научный руководитель – канд. техн. наук, доцент Микулик Т.Н.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Введение

Центробежные компрессоры, также известные как радиальные турбокомпрессоры, относятся к группе динамических осесимметричных турбомеханизмов, основное назначение которых заключается в преобразовании механической энергии. Рост давления в таких устройствах обеспечивается за счет передачи энергии движущемуся потоку рабочего вещества через роторный элемент или крыльчатку. Далее будет представлено математическое выражение для описания данного процесса, где переданная энергия рассматривается с точки зрения её удельного значения. Большая часть этой энергии принимает форму кинетической, которая затем трансформируется в потенциальную энергию посредством замедления потока внутри диффузора, что приводит к увеличению статического давления. При этом рост статического давления на этапе прохождения крыльчатки может быть сопоставим с аналогичным усилением давления в диффузоре.

Центробежные компрессоры находят применение во множестве отраслей промышленности: от энергетики и нефтехимии до нефтегазового сектора и авиационной техники. Их основная функция заключается в повышении давления газообразной среды за счет действия центробежных сил, возникающих при вращении рабочего колеса. Уровень эффективности работы подобных устройств напрямую связан с параметрами их конструкции, ключевую роль среди которых играет форма рабочего колеса.

Рабочее колесо представляет собой центральный элемент конструкции центробежного компрессора, оказывающий значительное влияние на его аэродинамические свойства. Совершенствование геометрической формы этого элемента позволяет минимизировать энергетические потери, обусловленные такими явлениями, как завихрения

потоков газа, турбулентность и сила трения о поверхность лопаток. Оптимизация конструкции рабочего колеса направлена на увеличение коэффициента полезного действия (КПД), что способствует снижению энергозатрат при эксплуатации компрессоров и повышению их производительности.

Данная работа акцентирует внимание на оптимизации конфигурации рабочих колес для центробежных турбокомпрессоров с использованием фундаментальных принципов механики жидкости и газа. В рамках исследования проводится анализ факторов, влияющих на КПД оборудования, а также используются уравнения гидродинамики и законы сохранения энергии для оценки эффективности различных конструктивных подходов к проектированию рабочих элементов этих устройств и установок [2].

Теоретическая часть

Ключевые характеристики рабочего колеса – действующее колесо центробежного компрессора – определяется следующими параметрами:

- 1) диаметры на входе и выходе D_1, D_2 ;
- 2) углы лопаток на входе и выходе β_1, β_2 ;
- 3) частота вращения n ;
- 4) отношение ширины канала к диаметру b/D .

Эти геометрические параметры оказывают значительное влияние на аэродинамическую эффективность колеса и компрессора в целом. Например, увеличение угла лопаток на выходе изменяет уровень энергетических потерь, а правильно рассчитанные входной и выходной диаметры обеспечивают равномерность распределения скоростей потока.

Для анализа процессов внутри рабочего колеса используется уравнение Эйлера:

$$h = (U_2 C_{U_2}) - U_1 C_{U_1},$$

где h – теоретический напор;

U_1, U_2 – окружные скорости на входе и выходе;

C_{U_1}, C_{U_2} – меридиональные компоненты абсолютной скорости газа.

При этом окружную скорость можно рассчитать по формуле

$$U = \pi d n ,$$

где d — диаметр; n — частота вращения, мин^{-1} .

Оптимизация рабочего колеса направлена на уменьшение потерь, вызванных вторичными течениями, трением и турбулентностью. Это способствует увеличению полезной работы компрессора [1].

Эффективность и КПД компрессора

Коэффициент полезного действия (КПД) измеряет способность компрессора преобразовывать подводимую энергию в полезную работу. КПД рассчитывается следующим образом:

$$\eta = \frac{h_u}{h_t},$$

где h_u — теоретический напор;

h_t — расчетное значение напора без учета потерь.

На КПД влияют различные параметры, включая гидравлические, механические и аэродинамические потери. Потери в рабочем колесе можно выразить через коэффициент гидравлических потерь

$$\xi = \frac{h_u - h_d}{h_u},$$

где h_d — действительный напор, учитывающий потери на трение и помехи.

Одним из важных факторов повышения эффективности компрессора является оптимизация формы лопаток. Корректировка профиля и углов установки лопаток уменьшает потери энергии и увеличивает общую производительность.

Дополнительно, для равномерного распределения потока применяют методы проектирования, включая:

- 1) изменение ширины проточной части;
- 2) оптимизацию кривизны лопаток;
- 3) использование материалов с минимальным коэффициентом трения.

Таким образом, подробное исследование геометрических параметров рабочего колеса позволяет создавать более совершенные конструкции компрессоров, которые потребляют меньше энергии и обладают высокой производительностью [3].

Практическая часть (задача)

Произведем расчет центробежного компрессора (рисунок).

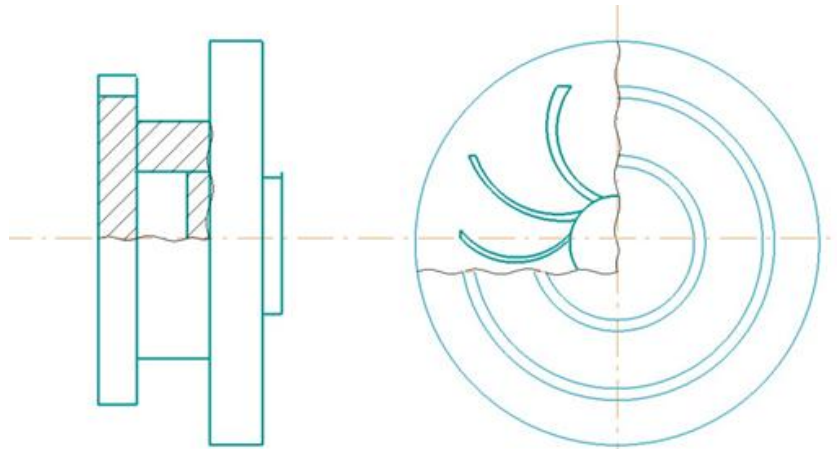


Рисунок 1. - Центробежный компрессор

Данные для расчета:

- 1) диаметр входа $D_1 = 0,3$ м, диаметр выхода $D_2 = 0,6$ м;
- 2) ширина канала на входе $B_1 = 0,05$ м, ширина канала на выходе $B_2 = 0,04$ м;
- 3) высота лопатки $H = 0,07$ м;
- 4) $\beta_1 = 30^\circ, \beta_2 = 60^\circ$;
- 5) $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$;
- 6) коэффициент потерь $\xi = 0,1$.

Далее требуется рассчитать теоретический напор h_u , определить КПД компрессора и оценить влияние изменения углов установки лопаток на КПД.

Сначала определяем окружные скорости:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60^\circ} = \frac{3,14 \cdot 0,3 \cdot 3000}{60^\circ} = 47,12 \text{ м / с};$$
$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60^\circ} = \frac{3,14 \cdot 0,6 \cdot 3000}{60^\circ} = 94,25 \text{ м / с}.$$

Меридиональные скорости находятся по формуле

$$C_m = \frac{Q}{A},$$

где A – площадь проходного сечения: $A = \pi d n$.

Подставляем значения:

$$A_1 = \pi 0,3 \cdot 0,05 = 0,0471 \text{ м}^2;$$

$$A_2 = \pi \cdot 0,6 \cdot 0,04 = 0,0754 \text{ м}^2.$$

Примем объемный расход газа $Q = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ (примерное значение):

$$C_{m1} = \frac{1}{0,0471} = 21,22 \text{ м / с};$$

$$C_{m2} = \frac{1}{0,0754} = 13,26 \text{ м / с}.$$

Тангенциальные составляющие скорости C_{U_1}, C_{U_2} определяются по формуле

$$C_U = C_m \operatorname{tg} \beta.$$

Подставляя значения, получаем

$$C_{U_1} = 12,25 \text{ м/с}; C_{U_2} = 22,97 \text{ м/с}.$$

Теоретический (компрессорный) напор по уравнению Эйлера:

$$h = (U_2 C_{U_2}) - U_2 C_{U_1}.$$

С учетом значений

$$h_u = (94,25 \cdot 22,97) - (47,12 \cdot 12,25) = 2166,62 - 578,91 = 1587,71 \text{ м}.$$

Действительный напор, учитывая, что $\xi = 0,1$:

$$h_d = 1587,71 (1 - 0,1) = 1428,94 \text{ м}.$$

Тогда полученный коэффициент полезного действия η определяется как

$$\eta = \frac{h_d}{h_u} = \frac{1428,94}{1587,71} = 0,9000 = 90 \text{ \%}.$$

Полученный коэффициент полезного действия позволяет оценить влияние параметров на эффективность работы установки (компрессора) [3].

Заключение

Выполненные расчеты демонстрируют, что коэффициент полезного действия (КПД) центробежного компрессора достигает 90 %, что указывает на высокую степень эффективности работы данного оборудования.

Модификация геометрических характеристик рабочего колеса, таких как углы установки лопаток и ширина проточной части, позволяет существенно уменьшить энергетические потери, вызванные явлениями турбулентности, трения и вторичными потоками. Полученные результаты акцентируют внимание на важности тщательного выбора конструктивных параметров при разработке компрессоров. Даже незначительные изменения наклонов лопаток способны ощутимо повысить производительность устройства (компрессора). Следовательно, использование подходов аналитического моделирования включая применение уравнения Эйлера и расчет гидравлических потерь – предоставляет возможность не только более точно оценивать показатели эффективности центробежных компрессоров, но и определять направления их совершенствования. Эти аспекты крайне важны для отраслей энергетики и промышленности, где уровень эффективности оборудования оказывает значительное влияние на эксплуатационные затраты и общую производительность систем [2].

Литература

1. «Теоретическая и прикладная механика» сборник научных трудов – БНТУ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://bntu.by/science/sborniki-nauchnyh-trudov/sbornik-nauchnyh-trudov-teoreticheskaya-i-prikladnaya-mehanika>. Дата доступа: 28.03.2025.
2. Математическое моделирование режимов работы высоконапорного многоступенчатого центробежного компрессора (газодинамического расчета чертежей ступеней ротора) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/matematicheskoemodelirovanie-neispravnostey-stupeni-porshnevogo-kompressora-v-tselyah-tehnicheskogo-diagnostirovaniya/viewer>. Дата доступа: 28.03.2025.
3. Методы расчета вакуумных систем [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.techeiscatel.ru/media/books/nesterov-vacuumprofik.pdf> . Дата доступа: 28.03.2025.