

Моделирование параметров работы центробежного компрессора агрегата наддува ДВС при испарительном охлаждении воздуха

О. К. Безюков¹, М. П. Афанасьев²

Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова

¹okb-nayka@yandex.ru, ²mikhailafanasev@yandex.ru

П. М. Афанасьев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
paulafanasiev@gmail.com

Ю. Н. Сердитов

Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет
«ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина)
ura-nikolaevic@yandex.ru

Аннотация. В статье приводятся результаты анализа проблем теплонапряженности деталей, вызванных форсированием двигателей внутреннего сгорания, высоким и сверхвысоким наддувом. Рассмотрена поэтапная методика расчёта центробежного компрессора, с целью оценки влияния испарительного и охлаждения и влажности воздуха на температуру за центробежным компрессором. Описанная методика была реализована в виде программы для ЭВМ. В результате расчётов были установлены зоны эффективного отвода влаги.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; центробежный компрессор; форсирование по наддуву; испарительное охлаждение; влажность воздушного заряда

I. ВВЕДЕНИЕ

Форсирование дизельных двигателей по среднему эффективному давлению и по номинальной частоте вращения коленчатого вала приводит к существенному уменьшению их массогабаритных показателей ДВС при одновременном росте температуры воздуха, абсолютных и особенно относительных габаритов его охладителей [1].

Для снижения теплонапряженности в двигателях с высоким и сверхвысоким наддувом применяют сочетание рекуперативного охлаждения воздуха со способом Миллера, заключающегося в расширении воздуха в цилиндре в конце хода впуска за счет раннего закрывания (до Н.М.Т.) впускного клапана [2].

II. АЛГОРИТМ РАСЧЁТА

При использовании двухступенчатого наддува, существенно усложняющего конструкцию системы воздухообеспечения, одним из эффективных способов снижения температуры наддувочного воздуха может быть испарительное охлаждение, при котором впрыск 1% воды температура воздуха снижается на 25°C [2, 3, 4]. Однако выигрыш в мощности и экономичности ДВС уменьшается

из-за необходимости сжатия образовавшихся водяных паров и дополнительных потерь вследствие нарушения кинематики потока воздуха, необходимости транспортировки капель и пленок воды по поверхностям проточной части центробежного компрессора.

Поэтому в данной работе рассмотрено влияние испарительного охлаждения наддувочного воздуха и изменения влажности воздуха на работу одноступенчатого компрессора агрегата наддува и сделана оценка возможности сепарации неиспарившейся или сконденсированной влаги в проточной части компрессора и за его пределами.

Параметры работы компрессора вычисляются в 6-ти сечениях (рис. 1): 0 (начальное) – вход в рабочее колесо, 1 – вход на лопаточную решётку, 2 – выход из рабочего колеса, 3 – вход в безлопаточный диффузор, 4 – вход в улитку, 5 (конечное) – выход из улитки.

Для учёта влияния влажности воздуха и испарительного охлаждения наддувочного воздуха в каждом сечении анализировалось изменение рассчитываемых параметров от характеристик сжимаемого газа. Изменяются такие характеристики сжимаемого тела как: влагосодержание, газовая постоянная, показатель изэнтропии и коэффициент сжимаемости влажного воздуха.

Расчёт турбокомпрессора производился в несколько этапов по шести сечениям [5, 6] (рис. 1).

1. На первом этапе вычислялись параметры сжимаемого газа, а именно газовая постоянная (R), влагосодержание (x), показатель изэнтропии сжимаемого газа (k) и коэффициент сжимаемости (z).

2. На втором этапе (при расчёте параметров проточной части ступени) вычислялись:

- степень сжатия газа по сечениям;

- угол выхода потока газа в абсолютном движении из рабочего колеса (α_2);

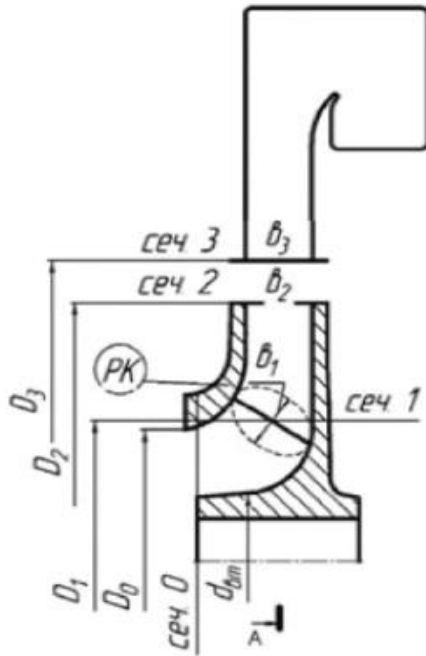


Рис. 1. Схема расчёта проточной части центробежного компрессора

- числа Маха по окружной скорости и фактические;
- температура газа на выходе из рабочего колеса (T_2);
- абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса;
- и др.

3. На третьем этапе рассчитываются параметры рабочего колеса по сечениям: скорость газа (c_0); плотность газа при входе в компрессор (ρ_n); температура газа (ΔT_{n-0}); степень сжатия газа (ε_0), (ε_1), (ε_2); плотность и давление газа (ρ_0 и p_0), (ρ_1 и p_1), (ρ_2 и p_2); абсолютная скорость газа (c_1); угол входа потока газа в относительном движении на лопатки колеса (β_1); относительная скорость газа (w_1); температура газа (T_1); число Маха по относительной скорости (M_{w1}); температура газа на выходе из рабочего колеса (ΔT_{n-2});

4. Далее рассчитывались параметры безлопаточного диффузора. Вычислялись следующие характеристики: угол входа потока газа ($\alpha_3=\alpha_2$); скорость газа (C_3), (C_4); температура газа (T_3), (T_4); степень сжатия газа (ε_3), (ε_4); плотность и давление газа (ρ_3 и p_3); плотность и давление газа (ρ_4 и p_4); среднее значение угла α на пути движения газа в диффузоре (α_{cp}).

5. На пятом этапе рассчитываются параметры внутренней улитки: закрутка потока на выходе из диффузора (C_{4u}); радиус внутренней поверхности улитки R_{BH} .

6. На шестом этапе рассчитываются параметры газа в конечном (выходном) сечении К-К: температура газа в конечном сечении К-К (T_K); степень сжатия газа в конечном сечении (ε_K); плотность и давление газа в конечном сечении (ρ_K и p_K).

Для оценки эффективности производился расчёт следующих характеристик: мощность сжатия газа при политропном процессе в компрессоре (внутренняя мощность компрессора) (N_{BH}); мощность сжатия газа при изоэнтропном процессе ($N_{изэ}$); мощность сжатия газа при изотермическом процессе ($N_{изт}$); изоэнтропный внутренний коэффициент полезного действия ($\eta_{изэ}$); изотермический внутренний коэффициент полезного действия ($\eta_{изт}$).

Расчёт турбокомпрессора производился при помощи компьютерной программы, написанной на языке C++, предназначенной для расчёта основных параметров геометрии проточной части центробежного компрессора [7].

На рис. 2 приведен фрагмент ввода исходных (первичных) данных, необходимых для расчёта проточной части центробежного компрессора.

№ п/п	Первичные характеристики	Принятое обозначение
1.	Начальное давление	$P_n = 0,1$, Па
2.	Начальная температура	$T_{nч} = 293$, К
3.	Массовый расход газа	$m = 2$ кг/с
4.	Род газа	($k = 1,4$ и $R = 187$), Дж/кг К
5.	Степень повышения давления	$\pi_K = 2$
6.	Тип колеса	радиальное с покрывным диском
7.	Отношение диаметров	$k_0 = 0,95$
8.	Угол лопатки на входе в колесо	$\beta_{в} = 35$, град
9.	Угол лопатки на выходе	$\beta_{х} = 90$, град
10.	Коэффициент закрутки потока на входе в колесо	$\varphi = 0$
11.	Втулочное отношение	$\varepsilon_{вт} = 0,42$
12.	Приведенный диаметр колеса	$d = 0,5$
13.	Относительная толщина лопатки колеса на выходе	$\delta_2 = 0,01$
14.	Число сторон колеса	$N_{кол} = 1$
15.	Поправочный коэффициент в зависимости от свойств диска у колеса	$k_{зд} = 1,5$
16.	Параметр шероховатости поверхности дисков	$R_{за} = 6,3 \cdot 10^{-6}$
17.	Коэффициент внутренних перетечек	$\alpha_{пр} = 0,02$
18.	Отношение числа лопаток колеса на входе к числу на выходе	$z_1/z_{кол} = 1$

Рис. 2. Фрагмент ввода исходных (первичных) данных, необходимых для расчёта проточной части центробежного компрессора

После нажатия кнопки «Рассчитать», производится расчёт промежуточных характеристик и вывод их на экран, как формул, так и результаты расчёта. При этом нажатие кнопки «Открыть изображения» (рис. 3) позволяет увидеть сечения компрессора. На рис. 4 представлен фрагмент результата работы программы.

Расчет		
Открыть изображение		Рассчитать
Таблица 2. Вторичные характеристики, то есть получаемые из первичных		
№ п/п	Исходные характеристики	Принятые обозначения
1.	Конечное давление	$P_K = P_{\text{атм}} = 0,2$ МПа
2.	Начальная плотность газа	$\rho_n = \frac{P_n \cdot 10^6}{R T_n} = 1,8261172$ кг/м³
3.	Объемный расход воздуха при начальных условиях	$V_n = m / \rho_n = 1,09582$ м³/с
4.	Скорость звука при начальных условиях	$a_n = \sqrt{k R T_n} = 276,9610$ м/с
5.	Критическая скорость воздуха при начальных условиях	$a_{\text{кр}n} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_n} = 252,82$ м/с
6.	Угол потока в абсолютном движении на входе в колесо	$\alpha_1 = 90^\circ$
7.	Приведенные скорости потока на входе в колесо	1) $\bar{c}_{1m} = (1 - \varphi_1) d \lg \beta_1 = 0,3501037$
		$\bar{c}_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + \varphi_1^2 d^2} = 0,3501037$
		$\bar{\alpha}_1 = (1 - \varphi_1) d / \cos \beta_1 = 0,6103872$
8.	Число лопаток колеса	$z_{\text{кол}} = \left(\frac{l}{t} \right) \frac{1+d}{1-d} \sin \frac{\beta_1 + \beta_{2a}}{2} = 22$
9.	Коэффициент циркуляции	$\mu = 1 - \left(\frac{2}{3} \frac{\pi}{z_{\text{кол}}} \frac{1}{1-d^2} \right) = 0,8873641$
10.	Коэффициент закрытки потока на выходе из колеса при бесконечном числе лопаток	$\bar{c}_{2\infty} = 1 - \bar{c}_{2a} \operatorname{ctg} \beta_{2a} = 1$
11.	Коэффициент закрытки потока на выходе из колеса при конечном числе лопаток	$\bar{c}_{2a} = \mu \bar{c}_{2\infty} = 0,8873641$
12.	Приведенная скорость потока на выходе из колеса	$\bar{c}_2 = \sqrt{\bar{c}_{2a}^2 + \bar{c}_{2\infty}^2} = 0,921908$
		$\bar{\alpha}_2 = \arctg \frac{\bar{c}_{2a}}{\bar{c}_{2\infty}} = 15,73429$
13.	Приведенные углы потока на выходе из колеса	$\alpha_2 = \arctg \frac{\bar{c}_{2a}}{\bar{c}_{2\infty}} = 15,734293$
		$\beta_1 = \arctg \frac{\bar{c}_{2a}}{\bar{c}_{2\infty}} = 65,746372$

Рис. 3. Расчёт промежуточных характеристик

Расчет		
76.	Отношение давлений	$\frac{P_2}{P_{02}} = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \beta_2^2 \left(1 + \frac{C_2 \bar{\alpha}_2}{\bar{c}_2^2} \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} = 0,7398996$
77.	Отношение плотностей	$\frac{\rho_2}{\rho_{02}} = \frac{P_2}{P_{02}} \cdot \frac{T_2}{T_{02}} = 0,8038807$
		$\frac{\rho_2}{\rho_{02}} = \frac{P_2}{P_{02}} \cdot \frac{P_2}{P_{02}} = 0,9707445$
78.	Приведенная скорость на входе в лопаточный диффузор (уточнение)	$\bar{c}_3 = \frac{1}{d_3} \sqrt{\frac{\bar{c}_2^2}{K_d^2 (\rho_2 / \rho_3)} + \bar{c}_{2a}^2} = 0,8117932$

Таблица 3. Искомые характеристики		
№ п/п	Исходные характеристики	Принятые обозначения
1.	Коэффициент скорости на входе в лопаточный диффузор	$\lambda_3 = \lambda_2 \bar{c}_3 / \bar{c}_2 = 0,8177720$
2.	Отношение температур	$\frac{T_3}{T_{02}} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_3^2 = 0,9204097$
3.	Плотность воздуха на входе в лопаточный диффузор	$\rho_3 = (\rho_2 / \rho_3) \rho_2 = 1,5148006$ кг/м³
4.	Угол потока на выходе из лопаточного диффузора	$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{d_3 k_3}{d_4} \sin \alpha_3 \right) = 19,782395$
5.	Число лопаток в диффузоре	$z_d = \frac{l}{t_d} \frac{2\pi \sin \left(\frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2} \right)}{\ln(d_4 / d_3)} = 14,426778$
6.	Коэффициент стеснения лопатками на входе в лопаточный диффузор	$\tau_3 = 1 - x_d \delta_3 / (\pi \sin \alpha_3) = 0,9308295$
7.	Высота лопаточного диффузора на входе	$a_3 = \pi d_3 \sin \alpha_3 / x_d = 0,0164438$ м
8.	Высота лопаточного диффузора на выходе	$a_4 = \pi d_4 \sin \alpha_4 / x_d = 0,0366565$ м
9.	Эквивалентные диаметры сечения лопаточного диффузора на входе	$d_{d3} = \frac{2a_3 b_3}{(a_3 + b_3)} = 0,0186921$ м
10.	Эквивалентные диаметры сечения лопаточного диффузора на выходе	$d_{d4} = \frac{2a_4 b_4}{(a_4 + b_4)} = 0,0272241$ м

Рис. 4. Фрагмент результата работы программы

III. ВЫВОДЫ

Для оценки влияния влажности на работу турбокомпрессора, была проведена серия расчётов параметров центробежного компрессора при следующих значениях влажности: 0, 20, 60, 100%, а так же при мелкодисперсном распылении воды перед компрессором, что позволило поддерживать влажность воздуха на уровне 100% при изменении температуры и давления в процессе сжатия.

Анализ полученных результатов показал зоны, в которых целесообразно организовывать сепарацию и отвод излишней влаги.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Murano R., Nakano K., Hirata Y. Development of high-pressure ratio type turbocharger. CIMAC Congress 2010, Bergen Paper № 135. 9 p.
- [2] Чистяков Ф.М., Игнатенко В.В., Романенко Н.Т., Фролов Е.С. Центробежные компрессорные машины. М.: Машиностроение, 1969. 328 с.
- [3] Гольтраф И.С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. Л.: Судостроение, 1966. 199 с.
- [4] Филиппов Г.А., Поваров О.А. Сепарация влаги в турбинах АЭС. М.: Энергия, 1980. 320 с.
- [5] Лямцев Б.Ф., Микеров Л.Б. Турбокомпрессоры для наддува двигателей внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет. Ярославль: АООТ «Автодизель», Ярославский государственный технический университет, 1995. 121 с.
- [6] Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 374 с.
- [7] Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2016611761 / Безюков О.К., Афанасьев М.П. Термогазодинамический расчёт проточной части центробежного компрессора. Регистрация 10.02.2016.