

УДК 621.626

**В. М. Башков, В. В. Быкадоров**

Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, г. Луганск

кафедра технологии машиностроения

E-mail: vadimianna@rambler.ru

**МЕТОДИКА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ВЕНТИЛЯТОРА  
ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗА****Аннотация**

*Башков В.М., Быкадоров В.В. Методика аэродинамических испытаний вентилятора охлаждающего устройства тепловоза. Выполнен анализ различных методик испытаний вентиляторов охлаждающих устройств тепловозов. Рассмотрены типовые схемы стендов. Испытания вновь создаваемого вентилятора проводят с целью уточнения аэродинамических характеристик, полученных в процессе отработки его аэродинамической схемы на моделях. По результатам модельных испытаний разрабатывают конструкции элементов систем охлаждения.*

**Ключевые слова:** вентиляторная установка, аэродинамическая камера, метод моделей, критерий Рейнольдса.

**Общая постановка проблемы.**

В тепловозостроении широко применяют физический эксперимент, проводимый на стендах. При этом часто используют метод моделей. Полученные результаты затем уточняют по данным испытаний натуральных образцов и систем в целом, как на стендах, так и на тепловозах.

**Постановка задач исследований.**

Метод моделей позволяет проводить эксперимент в лабораторных условиях. В качестве лабораторной установки для испытания моделей вентиляторных установок используют камеру всасывания с наддувом, имеющую измерительный коллектор (рис. 1, а). При работе установки вентилятор 2 всасывает воздух через измерительный коллектор 4, камеру 7 и нагнетает его опять в окружающую среду. Вращение модели вентилятора осуществляется электродвигателем постоянного тока с качающимся статором для измерения мощности, затрачиваемой на привод вентилятора. Для плавного изменения режима работы стенда вентилятор наддува 2 приводится во вращение электродвигателем постоянного тока. Для выравнивания поля скорости воздушного потока в камере 7 устанавливают сетки б.

Работа вентилятора в сети камеры с наддувом характеризуется уравнениями:

$$p_{s1} + 0,5\rho\omega_1^2 + H_{BH} = p_{s2} + 0,5\rho\omega_2^2 + H_K; \quad (1)$$

$$p_{s2} + 0,5\rho\omega_2^2 + p_v = p_{s3} + 0,5\rho\omega_3^2, \quad (2)$$

где  $p_{s1}$ ,  $p_{s2}$  и  $p_{s3}$  — соответственно статическое давление в сечениях I-I, II-II и III-III, Па;  $H_{BH}$  — полное давление, создаваемое вентилятором наддува, Па;  $H_K$  — сопротивление камеры на участке I-II, Па;  $p_v$  — полное давление; развиваемое вентилятором, Па.

Размеры камеры определяют из условия  $0,5\rho\omega_2^2 \approx 0$ , при котором, используя выражения (1) и (2), можно записать:  $p_v = p_a - p_{s2} + 0,5\rho\omega_3^2 = p_{sv} + p_{dv}$  т.е. полное давление, развиваемое вентилятором, складывается из статического  $p_{sv}$ , измеренного в камере, и динамического  $p_{dv}$  давлений.

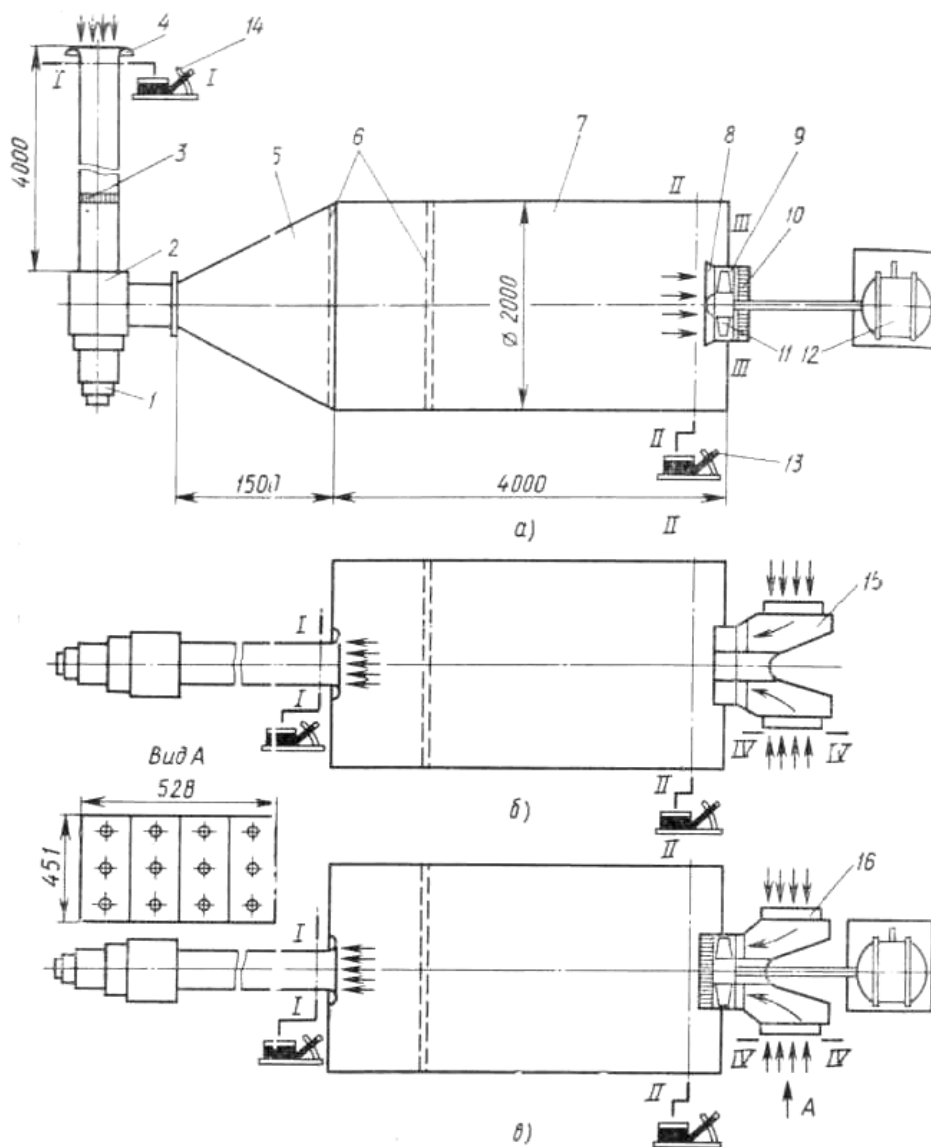


Рис. 1. Схема стенда для аэродинамических испытаний моделей охлаждающих устройств:

*а* – моделей вентиляторных установок; *б* – шахт; *в* – блока охлаждающего устройства дизеля тепловозов; 1 – электропривод вентилятора наддува; 2 – вентилятор наддува; 3 – спрямляющая решетка; 4 – измерительный коллектор; 5 – диффузор; 6 – сетки; 7 – камера; 8 – входной коллектор; 9 – обечайка; 10 – жалюзи; 11 – модель испытуемого вентилятора; 12 – балансирный станок; 13 и 14 – микроманометры; 15 – шахта охлаждающего устройства; 16 – колонки секций радиатора

В установке для аэродинамических испытаний вентиляторов используются: расходомер (коллектор или др.) с коэффициентом расхода  $\alpha=0,98... 0,99$ , дифференциальные манометры класса точности 1 по ГОСТ 11161—84, термометры с ценой деления 1К (ГОСТ 9177—74\*), психрометры, тахометры класса точности 0,5 (ГОСТ 21339—82\*), балансирное устройство с минимальным моментом при холостом ходе, составляющем не более 0,5% крутящего момента, соответствующего режиму максимального КПД вентилятора, приводной электродвигатель с рабочей характеристикой, соответствующей требованиям ГОСТ 7217—79\*\* или ГОСТ 10159—79\* в зависимости от типа электрической машины. Для измерения статического давления в камере всасывания устанавливают не менее четырех приемников в виде круглых

отверстий діаметром 2...5 мм, розположених рівномірно по периметру камери в сеченні II-II (рис. 1, а). Приємники з'єднують між собою трубкою, діаметр якої перевищує діаметр отверстий більше ніж в 2 рази.

При випробуваннях вентиляторів вимірюють: надлишкове статическе тиск повітря перед вентилятором (при випробуванні на всасування) або повне за ним (при випробуванні на нагнетання); перепад тисків в расходомері  $\Delta p$ ; крутячий момент на валу балансірного пристрою або потужність, підведену до електродвигача; тиск атмосферного повітря  $p_a$ ; температуру оточуючого повітря по сухому і вологому термометрам; частоту обертання робочого колеса вентилятору. Всі величини, що визначають аеродинамічну характеристику, вимірюють в діапазоні зміни продуктивності від нуля до потрібного значення. При цьому число випробуваних точок, що відповідають різним режимам, повинно бути не менше десяти.

#### Решення задач і результати досліджень.

По результатам випробувань для побудови аеродинамічної характеристики вентилятору визначають: продуктивність  $Q$ ; повне  $p_v$ , статическе  $p_{sv}$  і динаміческе  $p_{dv}$  тиски, розвиваемі вентилятором; споживану потужність  $N$ ; повний  $\eta$  і статический  $\eta_s$  КПД вентилятору; густоту перемещаемого повітря  $\rho$  і частоту обертання робочого колеса  $n$ .

При побудові аеродинамічної характеристики за нормальні атмосферні умови приймають: атмосферне тиск  $p_n=101,5$  кПа; температуру  $T_n=293$  К; відносну вологість  $\varphi_n = 50\%$ ; густоту повітря  $\rho_n=1,2$  кг/м<sup>3</sup>; газову постійну  $R_n=288$  Дж/(кг·К). Продуктивність  $Q$  вентилятору підраховують по показанням

расходомера (коллектора) в сеченні I-I (рис. 1, а):  $Q_1 = \alpha \varepsilon F_k \left( \frac{2}{\rho_1} \Delta p_k \right)^{1/2}$  по формуле

$$Q = Q_1 (\rho_1 / \rho),$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт, що враховує розширення вимірюваної середовища;  $F_k$  – площа звуженого сечення расходомера (коллектора), м<sup>2</sup>;  $\Delta p_k$  – перепад тисків в расходомері

(коллекторе), Па;  $\rho_1 = \rho_n \frac{(p_a - \Delta p_{s1}) T_n R_n}{p_n T_1 R_a}$  – густота повітря при вході в расходомер, кг/м<sup>3</sup> ( $\Delta p_{s1}$  – надлишкове статическе розряження в сеченні I-I, кПа;  $T_1$  – температура повітря в сеченні I-I, °К;  $R_a$  – газові постійні атмосферного повітря, Дж/(кг·К)).

Повне тиск, створюване вентилятором, визначають різницею абсолютних тисків потоку за вентилятором  $p_{02}$  і перед ним  $p_{01}$ :  $p_v = p_{02} - p_{01}$ . Воно рівно сумі статического  $p_{sv}$  і динаміческого  $p_{dv}$  тисків, розвиваемих вентилятором, або сумі статического тиску  $p_{s2}$ , виміреного на камері всасування в сеченні II-II (рис. 1, а), за вирахування динаміческого тиску потоку  $p_{d2}$  в сеченні II-II камери і розрахункового динаміческого тиску  $p_{dv}$ .

Статическе тиск вентилятору  $p_{sv} = p_v - p_{dv}$ . Воно рівно різниці абсолютних статических тисків потоку за вентилятором  $p_2$  і перед вентилятором за вирахування динаміческого тиску потоку  $p_{d2} = (\rho_2 / 2) (Q_2 / F_2)^2$ , в сеченні II-II перед вентилятором:

$$p_{sv} = p_2 - p_1 - p_{d2}.$$

Давление  $p_{sv}$  может быть измерено в камере всасывания не полностью, а за вычетом расчетного динамического давления  $p_{d2}$  в сечении камеры.

Динамическое давление вентилятора  $p_{dv} = (\rho_2/2)(Q_2/F_2)^2$ , если статическое давление  $p_{sv}$  не превышает 2% абсолютного статического давления потока  $p_l$  перед вентилятором и осредненная скорость потока в выходном отверстии вентилятора не превышает 50 м/с.

Мощность, потребляемая вентилятором,

$$N = (M - M_0)2\pi n,$$

где  $M$  – крутящий момент, измеренный с помощью балансирного станка;  $M_0$  – нулевой крутящий момент балансирного устройства.

Если известна мощность электродвигателя  $N_э$ , то потребляемая мощность

$$N = N_э\eta_э - N_m,$$

где  $\eta_э$  – КПД электродвигателя;  $N_m$  – потери мощности в механической передаче и подшипниках.

Полезная мощность, отдаваемая вентилятором потоку в процессе идеального адиабатного сжатия (показатель адиабаты для атмосферного воздуха  $k=1,4$ ),  $N_v = (k/k-1)p_{01}Q[(p_{02}/p_{01})^{k-1/k} - 1]$ . Мощность может быть определена по статическому давлению  $p_{sv}$ :

$$N = N_{sv} = p_{sv}Q\beta_s$$

где  $\beta_s = [1 - (1/k)(p_{sv}/p_{01})]$  – коэффициент сжимаемости воздуха в вентиляторе.

Если вентилятор повышает абсолютное полное  $p_{01}$  давление потока не более чем на 3%, то  $N_v = p_vQ$  и  $N_{sv} = p_{sv}Q$ , при этом могут быть определены полный и статический КПД вентилятора:  $\eta = N_v/N$ ;  $\eta_s = N_{sv}/N$ .

Для получения безразмерных аэродинамических характеристик вентилятора подсчитывают следующие коэффициенты:

производительности  $\varphi = Q/Fu$ ;

полного, статического и динамического давлений  $\psi = p_v/(0,5\rho_2u^2)$ ;  
 $\psi_s = p_{sv}/(0,5\rho_2u^2)$ ;  $\psi_d = p_{dv}/(0,5\rho_2u^2)$ ;

мощности  $\lambda = 102N/(0,5\rho_2Fu^2)$  (где  $F = \pi D^2/4$  и  $u = \pi Dn/60$ ).

Испытание моделей охлаждающих устройств с целью определения аэродинамического сопротивления шахт и влияния на него основных параметров и элементов конструкции проводят на стенде (рис. 1, б). Это позволяет упростить стендовую установку и методику проведения эксперимента. Справедливость такого метода была подтверждена специальными испытаниями моделей охлаждающих устройств тепловозов М62, ТГ106 и 2ТЭ10Л, 2ТЭ121, которые показали, что в диапазоне изменения производительности, характеризующем  $\varphi=0,1...0,3$ , вентилятор УК-2М практически не изменяет структуры поля полного давления и аэродинамического сопротивления шахт. Исследования могут быть проведены в комплексе (рис. 1, в).

Уравнение Бернулли, составленное для сечений I-I и II-II (рис. 1, б), позволяет определить потери в модели охлаждающего устройства:

$$p_a = p_{s2} + 0,5\rho\omega_2^2 + \Delta p_{OУ};$$

$$\Delta p_{OУ} = (p_a - p_{s2}) - 0,5\rho\omega_2^2.$$

Основные параметры аэродинамической камеры, аппаратура и методика испытаний должны соответствовать требованиям ГОСТ 10921—74\*.

Опытные параметры измеряют дважды: при увеличении и уменьшении расхода воздуха через аэродинамическую камеру. Все измеренные в процессе испытаний параметры и полученные при обработке результаты заносят в протоколы испытаний. Обработку результатов испытаний проводят по соответствующим зависимостям.

Расход воздуха через измерительный коллектор

$$Q = 4,04\alpha_k \left(\pi D^2/4\right) \sqrt{\Delta i} \sqrt{(p_{s1} - p_a)_k}, \quad (4)$$

где  $\Delta = 760T_2'/(p_a 273)$  – поправка для приведения плотности воздуха к нормальным ( $p_a = 0,10132$  МПа;  $T_2' = 293$  К) атмосферным условиям;  $i$  – синус угла наклона трубки микроманометра.

Критерий Рейнольдса воздушного потока в сечении, ометаемом лопастями вентилятора,

$$Re = \frac{l}{v_2} \frac{Q}{F_{ом}} d_3 = \frac{l}{v_2} \frac{8Q}{\pi D^2 (1 - \bar{d}^2) z_6},$$

где  $z_6$  – число вентиляторных установок.

Динамическое давление в сечении, ометаемом лопастями вентилятора,

$$H_d = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q}{F_{ом}} \right)^2 = \frac{0,396}{z_6^2 \Delta} \left[ \frac{Q}{D^2 (1 - \bar{d}_2)} \right]^2.$$

Коэффициент аэродинамического сопротивления шахты

$$\zeta_{ш} = \frac{(p_{s2} - p_a)_s i - \Delta p_2}{H_d} = \frac{[(p_{s2} - p_a)_s i - \Delta p_2] z_6^2 \Delta}{0,396 \left\{ Q / [D^2 (1 - \bar{d}^2)] \right\}},$$

где  $\Delta p_2$  – аэродинамическое сопротивление модели радиатора.

Коэффициенты производительности  $\phi$ , статического  $\psi_s$ , динамического  $\psi_d$ , полного  $\psi$  давлений и мощности  $\lambda$  вентилятора, которые определяют для построения аэродинамических характеристик,

$$\phi = 77,15 (d_k^2 / D^3) \alpha_k \sqrt{\Delta i} \sqrt{\frac{(p_{s1} - p_a)_k}{n}};$$

$$\psi_s = 5964 (i \Delta \Delta / z_6^2) [(p_{s2} - p_a)_s / n^2];$$

$$\psi_d = c_a [Q^2 / (1 - \bar{d}^2)];$$

$$\psi = \psi_s + \psi_d;$$

$$\lambda = 15,18 [l \Delta (p - p_0) / D^5 n^2],$$

где  $c_a$  – осевая скорость вентилятора;  $p$  и  $p_0$  — показания мотор-весов при испытании вентилятора и при определении потерь на режиме холостого хода;  $l$  – плечо рычага мотор-весов.

КПД вентилятора  $\eta = \phi \psi / \lambda$ .

По результатам испытаний строят аэродинамические характеристики вентиляторов (зависимости давления  $\psi$ , развиваемого вентилятором, потребляемой мощности  $\lambda$ , коэффициента полезного действия  $\eta$  от его производительности  $\phi$ ) для различных аэродинамических схем вентиляторных установок.

По результатам модельных испытаний разрабатывают конструкции элементов систем охлаждения (вентиляторов, воздухопроводов, шахт и др.). Натурные образцы этих элементов и системы в целом испытывают на специальных стендах и на тепловозах. Ниже рассмотрены особенности методики испытаний вентилятора охлаждающего устройства тепловоза.

#### **Выводы.**

Испытания вновь создаваемого вентилятора проводят с целью уточнения аэродинамических характеристик, полученных в процессе отработки его аэродинамической схемы на моделях. При этом определяют давление (полное и статическое), развиваемое вентилятором; КПД и мощность, потребляемую вентилятором, в зависимости от его производительности. Уточняют влияние отдельных элементов, прилегающих к вентилятору, на его аэродинамическую характеристику, разрабатывают мероприятия по дальнейшему совершенствованию энергетических характеристик и конструкции вентилятора.

#### **Литература**

1. Куликов Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов. – М.: «Машиностроение», 1988 г. – 280 с.

#### **Annotation**

*Bashkov V. M., Bykadorov V. V., Method of aerodynamic examinations of air fan of cooling attachment of diesel engine. The evaluation of different methods of tests of air fans coolings attachments of diesel engines is executed. The model charts of bedsteads are considered. Tests of the re-created air fan conduct with the purpose of clarification of aerodynamic data, got in the process of working off his aerodynamic chart on designs. On data model examinations design the constructions of components of cooling collections.*

**Keywords:** *air fan installation, aerodynamic barrel, method of designs, criterion of Reynol'dsa.*

#### **Анотація**

*Башков В. М., Бикадоров В. В., Методика аеродинамічних випробувань вентилятора охолоджуючого пристрою тепловоза. Виконаний аналіз різних методик випробувань вентиляторів охолоджуючих пристроїв тепловозів. Розглянуті типові схеми стендів. Випробування новостворюваного вентилятора проводять з метою уточнення аеродинамічних характеристик, отриманих в процесі відробітку його аеродинамічної схеми на моделях. За наслідками модельних випробувань розробляють конструкції елементів систем охолодження.*

**Ключові слова:** *вентиляторна установка, аеродинамічна камера, метод моделей, критерій Рейнольдса.*

Здано в редакцію:  
10.04.2010р.

Рекомендовано до друку:  
д.т.н., проф., Зорі А.А.