

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Увеличение литровой мощности тракторных двигателей обуславливает возрастание теплонпряженности деталей двигателя. В этой связи весьма актуальна проблема обеспечения достаточного теплоотвода от двигателя. Возможность дальнейшего повышения эффективности теплорассеивающих аппаратов систем охлаждения современных тракторов ограничивается техническими условиями и требованиями, предъявляемыми к габаритам моторных отсеков, поэтому повышение эффективности радиаторов тракторов достигается в основном за счет увеличения производительности вентиляторов. Это приводит к увеличению аэродинамического сопротивления радиатора, росту энергетических затрат на привод вентилятора, что в ряде случаев значительно снижает эксплуатационные показатели двигателей.

Организация воздушных потоков в подкапотном пространстве тракторов благоприятно влияет на повышение эффективности системы охлаждения [1, 2], однако изучению этой проблемы, совершенствованию методик оценки эффективности организации воздушного тракта системы охлаждения, равно как и самой системы, уделяется недостаточно внимания.

В предлагаемой статье описываются результаты исследований системы охлаждения двигателя Д-240, устанавливаемого на тракторе МТЗ-80. Методическая особенность экспериментов – отказ от часто применяемых в подобных исследованиях механических анемометров и повышение достоверности оценки суммарного эффекта системы за счет дополнительного измерения производительности вентилятора с помощью расходомерного устройства.

Установка включает расширительную приемную камеру, источник избыточного давления, приборы и измерительные устройства для фиксации параметров воздушных потоков, расхода воздуха и мощности, затрачиваемой на привод вентилятора, а также элементы воздушного тракта системы охлаждения двигателя и трактора, выполненные из комплекса натуральных деталей и агрегатов.

Для оценки влияния двигателя на аэродинамические характеристики вентилятора испытания проводились с одним и тем же осевым четырехлопастным вентилятором диаметром 460 мм, устанавливаемым в рабочем участке аэродинамической (АД) трубы поочередно на двигателе и специальной подставке с незначительным аэродинамическим сопротивлением.

Величины напоров в мерном участке АД трубы и за вентилятором замерялись угловым мановакууметром, соединенным с трубками Пито-Прандтля. Поле скоростей за вентилятором измерено с помощью координатника на площади 500 x 500 мм в 676 точках с шагом 20 мм.

На основании замеренных величин рассчитаны скорости воздушного потока за вентилятором, аэродинамическое сопротивление радиатора, разрежение перед вентилятором, производительность вентилятора и мощность, затрачиваемая на его привод.

По результатам испытаний построены напорно-расходные  $H = f(Q)$  и мощностные  $N = \varphi(Q)$  характеристики вентилятора, представленные на рис. 1.

В результате исследований выявлено, что экранирование воздушного потока двигателем и его узлами приводит к снижению производительности на  $1400 \text{ м}^3/\text{ч}$  (20%) и увеличению расхода мощности на его привод на  $0,11 \text{ кВт}$  (8%).

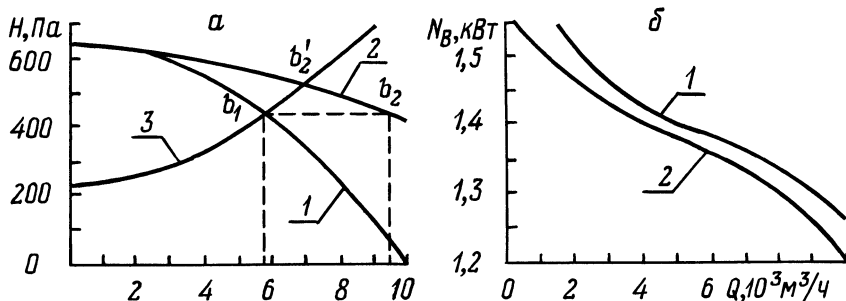


Рис. 1. Результаты исследования аэродинамических характеристик системы охлаждения трактора МТЗ-80:

а – напорно-расходные характеристики вентилятора: 1 – при установке на двигателе Д-240, выход воздушного потока экранирован; 2 – при установке на специальной кронштейне, выход воздушного потока не экранирован; 3 – аэродинамическое сопротивление сети – воздушного тракта системы охлаждения трактора МТЗ-80; б – зависимости затрат мощности на привод вентилятора: 1 – полная комплектация воздушного тракта системы охлаждения; 2 – вентилятор в аэродинамической трубе на специальной подставке, выход воздушного потока не экранирован.

При испытаниях вентилятора в АД трубе (без двигателя) зафиксирована удовлетворительная равномерность поля скоростей за вентилятором (рис. 2). Абсолютные значения осевой составляющей скорости воздушного потока в зоне, ометаемой лопастями вентилятора, находятся в пределах  $18\text{--}31 \text{ м/с}$ . Некоторый срыв потока в нижней левой части поля объясняется влиянием элементов опоры, ребра которой отклоняют имеющий положительную составляющую  $c_u$  поток.

В зоне, отмечаемой крестовиной вентилятора, скорости потока незначительны, из чего следует, что эта зона является, практически, нерабочей. С увеличением значений  $Q$  размер нерабочей зоны вентилятора несколько уменьшается.

Абсолютные значения осевой составляющей  $c_a$  скорости потока в зонах, расположенных у корневого сечения лопастей и между их вершинами и кожухом вентилятора, колеблются в пределах  $5\text{--}18 \text{ м/с}$ .

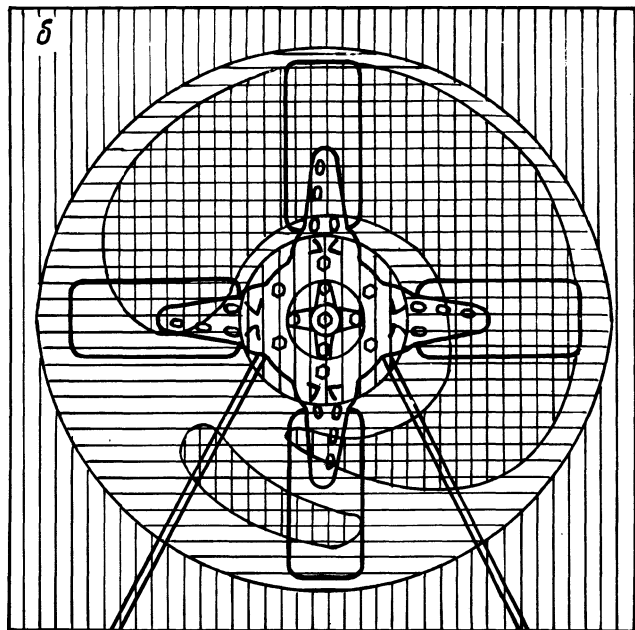
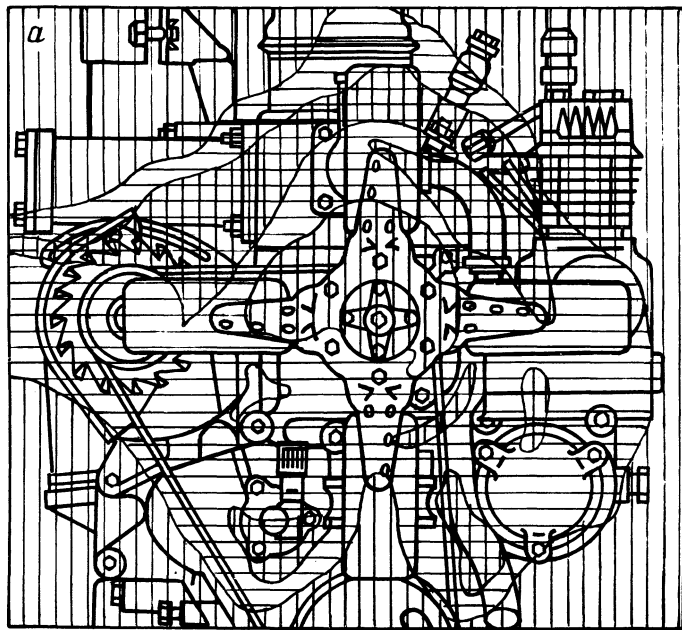


Рис. 2. Поле осевых скоростей  $c'_{2a}$ , обеспечиваемое вентилятором тракторного двигателя:  
 а – в моторном отсеке тракторного двигателя; б – в свободной аэродинамической трубе, экранирование отсутствует;  
 ▨ – зона, где  $c'_{2a} \leq 5$  м/с; ▩ – зона, где  $5 \text{ м/с} < c'_{2a} < 18$  м/с; ▧ – зона, где  $c'_{2a} \geq 18$  м/с.

Под влиянием двигателя и отдельных его агрегатов и узлов неравномерность поля скоростей за вентилятором возрастает. Зона максимальных скоростей воздушного потока (18–35 м/с) наблюдается лишь в относительно свободном пространстве выше оси вентилятора между компрессором и корпусом термостата, справа от двигателя, и корпусом термостата и генератором – слева. Эта зона занимает около 24% всей ометаемой вентилятором площади, в то время как при испытании вентилятора без двигателя рассматриваемая зона распространяется на 53% ометаемой площади. При установке за вентилятором дизеля зона максимальных скоростей пропускает 38% всего количества просасываемого воздуха, при его отсутствии – 70%.

Зона средних значений осевой составляющей скорости  $c_{2a}^1$  воздушного потока за вентилятором (5–18 м/с) при испытаниях на дизеле составляет около 53% ометаемой вентилятором площади (48% всего количества просасываемого воздуха) и 33% ометаемой площади при испытаниях без экранирования потока дизелем (26% всего количества просасываемого вентилятором воздуха).

И наконец зона, где скорости воздуха  $c_{2a}^1$  не превышают 5 м/с, на дизеле составляют 23% ометаемой вентилятором площади (и лишь 4% всего количества просасываемого воздуха), а при испытаниях без двигателя эта, так называемая "мертвая", зона сокращается до 14% ометаемой вентилятором площади и на нее приходится лишь 2% всего количества воздуха, просасываемого вентилятором. Отмечается, что при испытаниях на двигателе "мертвая" зона теряет правильные очертания; в зоне, ометаемой крестовиной, наблюдается обратный ток воздуха из пространства за вентилятором в зону пониженного давления у крестовины между вентилятором и радиатором, чем обуславливается непроизводительная потеря мощности на привод вентилятора и подачи воздуха в систему.

Сопоставлением характеристик зависимости напора от производительности вентилятора в условиях свободного за ним выхода воздуха (линия 2, рис. 1, а) и при затенении выхода дизелем (линия 1, рис. 1, а), а также зависимости сопротивления сети (линия 3 на том же рисунке) нетрудно определить влияние экрана на работу вентилятора.

В качестве оценочных показателей режимов и совершенства работы вентиляторов целесообразно [3] использовать безразмерные критерии давления  $\bar{p}$  и  $\psi$ , расхода  $\bar{c}_a$ , быстроходности  $n_y$  [4].

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}; \quad (1) \quad \psi = \frac{p}{\left(\frac{\rho}{2}\right) u_2^2}; \quad (2) \quad \bar{c}_a = \frac{c_{2a}^1}{u_2} = \frac{Q}{F_o u_2}; \quad (3)$$

$$n_y = \frac{53Q^{0,5}}{p^{0,75}}, \quad (4)$$

где  $p$  – давление газа в конце процесса нагнетания;  $\rho$  – плотность газа в конце процесса нагнетания;  $u_2$  – окружная скорость движения периферийного конца лопасти вентилятора;  $c_{2a}^1$  – средняя осевая скорость воздушного

потока в площади  $F_0$ , ометаемой вентилятором;  $Q$  — подача воздуха вентилятором;  $F_0$  — ометаемая вентилятором площадь  $F_0 = \frac{\pi D_2^2}{4}$  (рис. 2).

При одинаковых коэффициентах относительного напора  $\psi = 0,25$ , рассчитанных в соответствии с ГОСТ 10616—73, вентилятор в свободном поле обеспечивает на 63,8% большую подачу воздуха (2,63 м<sup>3</sup>/с против 1,61 м<sup>3</sup>/с у вентилятора с затененным выходом) и, естественно, коэффициент расхода  $\bar{c}_a$ .

При отсутствии экрана изменение подачи воздуха вентилятором на такую величину могло быть обусловлено лишь повышением критерия давления  $\bar{p}$  на 0,077 или снижением быстроходности  $n_y$  вентилятора от 0,251 до 0,161 (на 47%). Согласование характеристики вентилятора и сети без отрицательного эффекта экрана повлекло бы за собой необходимость повышения критерия напора лишь на 18% (см. рис. 1, а, точки  $b_2$  и  $b_2'$ ) или снижение быстроходности только на 26%.

**В ы в о д ы.** 1. Неравномерность поля скоростей за вентиляторным пространством отсека трактора достигает значительной величины, что снижает показатели эффективности системы охлаждения тракторных двигателей: расход воздуха уменьшается на 20%, затрачиваемая на подачу 1 м<sup>3</sup>/с мощность увеличивается на 35%.

2. Целесообразна разработка конструктивных мероприятий по организации воздушных потоков в подкапотном пространстве тракторов.

### Литература

1. Повышение эффективности системы охлаждения выравниванием гидроаэродинамических полей радиатора / М.Г. П а н т ю х и н, Б.А. Д о б р я к о в, А.С. Е ф р е м о в и др. — Тракторы и сельхозмашины, 1971, № 12, с. 5—7. 2. Гаврилов А.К. Система жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. — М., 1966, с. 268. 3. К а л и н у ш к и н М.П. Вентиляторные установки. — М., 1979, с. 212. 4. ГОСТ 10616—73. Вентиляторы радиальные. — М., 1976, с. 22. Изм. 01.09.80 г. ИСУ 9-80. Срок действия до 01.01.85 г.

УДК 629.114 — 2

В.А.Шестакович, инж.  
(БПИ)

## К РАСЧЕТУ БАЛАНСОВОЙ СТОИМОСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Эффективность использования сельскохозяйственной техники обусловлена высокой производительностью агрегатов и минимальными затратами труда и денежных средств. Эксплуатационные затраты во многом зависят