

# КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ АВТОБУСОВ ТУРБО-ВОЗДУШНЫМ ОХЛАДИТЕЛЕМ

Э. ПАСТОР

Кафедра аэро- и термотехники Будапештского Технического Университета

Поступила 17 марта 1975 г.

## 1. Введение, основные соображения

Для кондиционирования автобусов широко используются традиционные холодильные машины, работающие на парообразной среде. При таких решениях воздух, нагнетаемый в пассажирское пространство, сперва протекает через эвапоратор паросиловой холодильной машины, а потом, охладившись в нём, поступает во внутреннее пассажирское пространство автобуса.

Кондиционные установки такой системы удовлетворяют всем требованиям, их потребление мощности сравнительно умеренно, но они стоят очень дорого, занимают большое место, их регулирование сложно.

Холодильные машины, работающие на газе (воздухе) практически «одного возраста» с паросиловыми холодильниками; последние, собственно говоря, осуществляют *двухадиабатный цикл постоянного давления* (газотурбинный цикл с отрицательной рабочей поверхностью).

Рабочим телом таких холодильников является воздух, поэтому такие установки в дальнейшем будем называть *турбовоздушными охладителями*. Слово «турбо» входит в название потому, что рабочий процесс может быть осуществлён практически только узлами обрودования аэродинамического характера.

Такие *турбовоздушные охладители* по сравнению с паросиловыми холодильными машинами обладают *значительными преимуществами*, но в то же время и *недостатками*.

*Их преимущества*: Они не имеют периода разгона. Рабочее тело турбовоздушного охладителя тождественно с вдуваемым в пассажирское пространство воздухом (охлаждающий процесс с одной средой), что обозначает значительное конструктивное упрощение. Его конструкция проще, занимает меньше места, весовые условия, а на основании предварительных соображений и производственные расходы выгоднее, чем у паросиловых холодильных машин.

*Их недостатки*: Удельная охлаждающая мощность хуже, чем у паросиловых холодильных машин, поэтому при одинаковой охлаждающей мощности для эксплуатации турбовоздушного охладителя требуется более высокая мощность на валу. В случае небольшой охлаждающей мощности, т. е. в

случае небольших количеств воздуха число оборотов турбовоздушных охладителей очень высоко (20—50 000 об/мин), поэтому в таких условиях не может быть речи о механическом приводе.

Уровень шума турбовоздушных охладителей вообще выше, чем у паросиловых охлаждающих машин, и по этой причине при кондиционировании автобусов турбовоздушными охладителями необходимо применение эффективного шумоглушителя.

Реальность использования турбовоздушных охладителей для кондиционирования автобусов обеспечивается познанием, что *привод турбовоздушного охладителя возможен непосредственно турбиной, работающей на выхлопном газе*. В таком случае высокое число оборотов турбовоздушного охладителя является скорее преимуществом, чем невыгодой, так как оптимальное число оборотов турбин, работающих на выхлопном газе, с хорошим приближением совпадает с оптимальным числом оборотов применяемых здесь турбовоздушных охладителей. Мощность дизеля падает в значительно меньшей мере, чем повышение мощности турбины, работающей на выхлопном газе, потому что последняя использует и часть пропадающей впрочем тепловой энергии, удаляющейся с выхлопными газами. Экономическая выгода, получающаяся таким образом, с хорошим приближением уравнивает сравнительно более низкую удельную охлаждающую мощность турбовоздушных охладителей.

В случае паросиловых охлаждающих машин преимущество привода с помощью турбины, работающей на выхлопном газе, практически неосуществимо, потому что число оборотов турбин, работающих на выхлопном газе более чем в десять раз выше, чем число оборотов поршневого компрессора паросиловых охлаждающих машин. Включение же редукционной передачи сделало бы всю систему слишком сложной, дорогостоящей и громоздкой.

*Коэффициенты полезного действия отдельных узлов турбовоздушного охладителя за десятилетия достигли такой степени развития, что в специальных случаях (и это является такой возможностью) применение турбовоздушных охладителей уже может считаться экономичным.*

В дальнейшем подвергаются исследованию термические, аэротехнические, конструкционные и экономичные проблемы, касающиеся турбовоздушных охладителей, пригодных для кондиционирования автобусов.

## 2. Рабочий цикл, термический расчёт турбовоздушного охладителя

Простейшая схема включения турбовоздушного охладителя, применяемого для кондиционирования автобусов и диаграмма его рабочего цикла  $T-S$  представлены на рис. 1. Турбина, работающая на выхлопном газе, приводящая турбовоздушный охладитель во вращение, может быть заменена

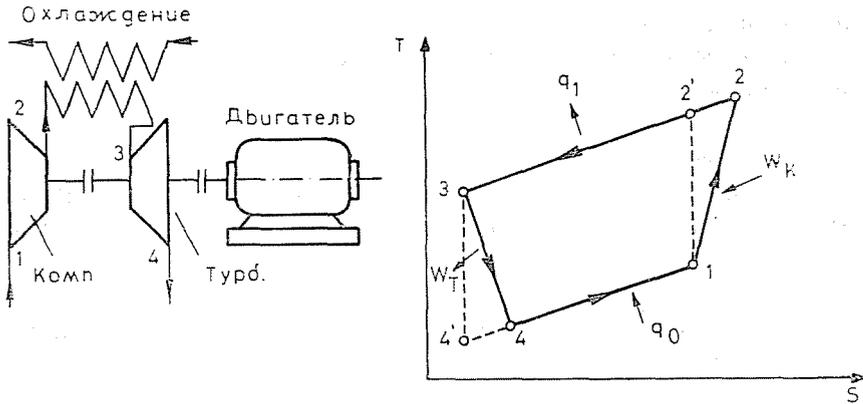


Рис. 1

теперь двигателем любого действия, а рабочие режимы турбины, работающей на выхлопном газе, будут учтены в дальнейших.

Вследствие трёх основных процессов (как сжатие, изобарный отвод тепла, расширение), проходящих в турбовоздушном охладителе, рабочее тело с температурой  $T_4$ , выходящее из турбины, имеет более низкую температуру, чем рабочее тело, входящее в компрессор с температурой  $T_1$  ( $T_4 < T_1$ ), итак количество тепла, пропорциональное разности температур  $(T_1 - T_4)$ , может быть использовано для целей охлаждения.

Одной из важнейших термо-экономических характеристик охлаждающих машин является удельная охлаждающая мощность  $\epsilon$ ; в случае идеального цикла она образуется следующим образом (обозначения см. на рис. 1)

$$\epsilon_{id} = \frac{q_0}{w_k - w_T} = \frac{c_p(T_1 - T_4')}{c_p(T_2' - T_1) - c_p(T_3 - T_4')} \quad (1)$$

В случае бесконечной обратно-охлаждающей поверхности  $T_1 = T_3$ .

Выделив известные температуры  $T_1 = T_3$  и заменяя температурные отношения отношением давления, получим:

$$\epsilon_{id} = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (2)$$

Удельная охлаждающая мощность ( $\epsilon_{ид}$ ) идеального турбовоздушного охладителя при повышении отношения давлений  $p_2/p_1$  (рис 2.) плавно изменяется и  $\epsilon_{ид} = \infty$ , если  $p_2/p_1 = 1$ .

В реальном турбовоздушном охладителе возникают следующие, более важные потери:

- а) (реальные) потери сжатия;
- б) при обратном охлаждении давление среды понижается;
- в) обратное охлаждение не может совершаться до температуры окружающей среды;
- г) (реальные) потери расширения;
- д) при обратном нагревании рабочего тела давление тела понижается.

Расчёт реального рабочего цикла состоит в следующем (обозначения на рис. 1.):

Характеристики точки 1 тождественны с показателями состояния.

Характеристика точки 2 при наличии соотношения давлений  $p_2/p_1$  и изентропического коэффициента полезного действия компрессора  $\eta_{\text{изк}}$ :

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{\text{изк}}} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\}; \quad p_2 = p_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right). \quad (3)$$

Характеристики точки 3 могут быть определены коэффициентом обратного охлаждения теплообмена  $\varphi$  и коэффициентом потерь давления  $\sigma = p_3/p_2$

$$T_3 = T_2 - \varphi(T_2 - T_0) = T_2(1 - \varphi) - \varphi T_0; \quad p_3 = p_2 \sigma \quad (4)$$

где  $T_0$  — температура окружающей среды ( $T_1 = T_0$ ).

Характеристики точки 4 при наличии изентропического коэффициента полезного действия турбины  $\eta_{\text{изт}}$ , а также коэффициента потерь давлений обратного нагрева  $\sigma^* = p_1/p_4$ :

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 \left\{ 1 - \eta_{\text{изт}} \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right] \right\} = \\ &= \left\langle T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{\text{изк}}} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\} (1 - \varphi) + \varphi T_0 \right\rangle \times \\ &\times \left\{ 1 - \eta_{\text{изт}} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\sigma \sigma^* \frac{p_2}{p_1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (5)$$

При знании выделенных точек рабочего цикла уже можно определить удельную охлаждающую мощность *эффективного турбовоздушного охладителя*:

$$\varepsilon_e = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}. \quad (6)$$

С учётом реальных и не преувеличенных потерь, возникающих в реальном турбовоздушном охладителе, направленность изменения удельной охлаждающей мощности ( $\varepsilon_e$ ) в функции ( $p_2/p_1$ ) показана на рис. 2.

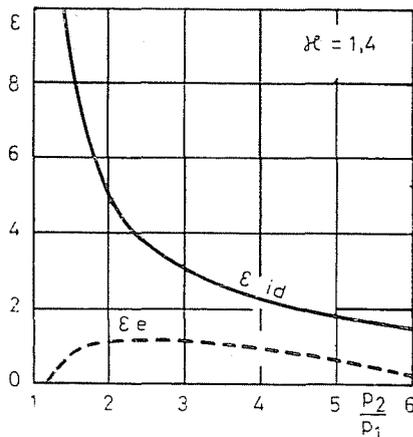


Рис. 2

Максимальная величина  $\epsilon_e$  в случае таких простых циклов находится в пределах 0,7—0,8, а соотношение давлений, относящихся максимальному  $\epsilon_e$ , равно  $p_2/p_1 \approx 2$ . С повышением сложности цикла (обратное охлаждение между разделённой на две части сжатием) величина  $\epsilon_e$  может быть повышена до 1,2—1,3.

Удельная охлаждающая мощность турбовоздушного охладителя в значительной мере зависит от потерь, возникающих в отдельных узлах машины. Как видно из рис. 2 при  $p_2/p_1 = 2$  величина  $\epsilon_{ид} \approx 4,8$ , в то время как  $\epsilon_e = 0,7$ . Основной проблемой является то, что вследствие неизбежного относительно низкого обратного охлаждения затрата работы турбовоздушного охладителя возникает из маленькой разности двух больших величин (работ компрессора и турбины). Потери увеличивают работу компрессора, работу же турбины понижают, итак эффективная затрата работы составляет многократную величину от идеальной.

С учётом ожидаемого в будущем предельного коэффициента полезного действия реальных узлов машины, т. е. минимальных потерь давления, величина  $\epsilon_e$  тоже увеличится до  $\epsilon_e \approx 1,5—2$ .

Значит, можно установить, что удельная охлаждающая мощность турбовоздушного охладителя составляет примерно половину от удельной охлаждающей мощности соответствующей паросиловой холодильной машины.

### 3. Анализ термических характеристик турбовоздушного охладителя, пригодного для кондиционирования автобусов

При исследованиях с учётом реально используемых с такой точки зрения условий были использованы автобусы типа Икарус 250—270 и требуемое количество воздуха, т. е. охлаждающая мощность была определена с учётом

их данных. Исследования и разработка концепции проводились при поддержке Исследовательского Института Автомобильной Промышленности, за что автор и здесь выражает благодарность.

Данные исследуемых автобусов:

Объём пассажирского пространства	50 м <sup>3</sup> ,
Число пассажиров (вместимость)	44—45 чел.

Тип двигателя: МАН Д 2156 Х М 6 В.

Мощность двигателя 192 л. с. при числе оборотов 2100 об/мин.

При определении потребности воздуха и охлаждающей мощности можно было воспользоваться и экспериментальными данными, предоставленными в распоряжение Заводом кузовов и средств передвижения «Икарус». На основании соображений, здесь подробно не изложенных, минимальное количество (расход) необходимого свежего воздуха было установлено равным  $\dot{V} = 1250 \text{ м}^3/\text{час}$  (1410 кгс/ч).

При разработке концепции кондиционирования, осуществляемого применением турбовоздушного охладителя, мы стремились удовлетворить в первом приближении более скромным требованиям, поэтому потребность в охлаждении была определена величиной  $\dot{Q} = 13\,000 \text{ ккал/час}$ . Эта охлаждающая мощность способна создать в пассажирском пространстве постоянную разность температур, равную 5—6 °С по сравнению с температурой окружающей среды.

Полезная охлаждающая мощность турбовоздушного охладителя проявляется в охлаждении нагнетаемого в пассажирское пространство воздуха, всасываемого из окружающей среды (обозначения на рис. 3).

$$\dot{Q} = \dot{G} c_p (T_0 - T_4) . \quad (7)$$

Схема распределения турбовоздушного кондиционирования показана на рис. 3. Воздух всасывается компрессором либо из окружающей среды (точка 0), либо из пассажирского пространства (точка б). Отсасывание воздуха из пассажирского пространства с термической точки зрения тоже выгодно, однако увеличивает влагосодержание всасываемого воздуха. Это в случае турбовоздушного охлаждения невыгодно, так как в данном случае удаление влагосодержания воздуха сложнее, чем в случае паросиловых охлаждающих машин, обладающих испарителем. Поэтому компрессор всасывает весь охлаждаемый воздух из окружающей среды, а воздух, удаляющийся из внутреннего пространства и имеющий более низкую температуру, чем воздух окружающей среды, протекает через вторичную сторону обратного охладителя. Расчёты и анализ впрочем указывают на то, что эффективность турбовоздушного охлаждения улучшается только в пренебрегаемой мере при использовании в какой-либо форме вытекающего из пассажирского пространства воздуха.

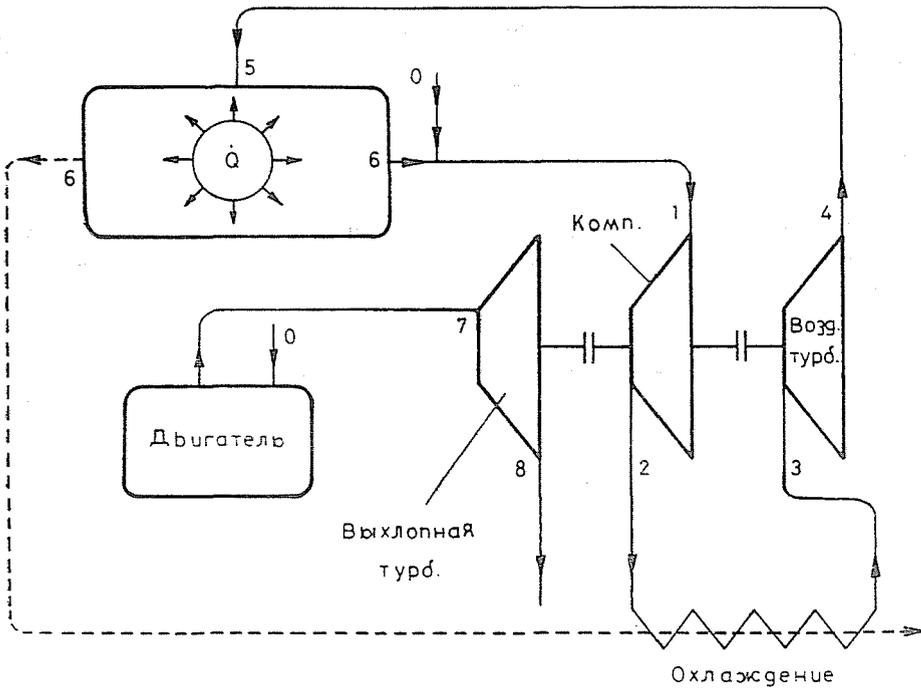


Рис. 3

На рис. 3. уже была представлена турбина, работающая на выхлопном газе, вращающая турбовоздушный охладитель.

Очевидно, что при постоянной охлаждающей мощности турбовоздушного охладителя  $\dot{Q}$  при сокращении расхода воздуха, протекающего через него, увеличивается степень охлаждения воздуха, значит, и разность температур ( $T_0 - T_4$ ).

Минимальный расход воздуха, протекающего через турбовоздушный охладитель, с точки зрения турбовоздушного охладителя, определяется двумя условиями:

а) Температура воздуха, протекающего через воздушную турбину, не может понизиться значительно под значение  $0^\circ \text{C}$ , потому что это повлечёт за собой обледенение воздушной турбины;

б) турбовоздушный охладитель с точки зрения выгодных частичных коэффициентов полезного действия обладает достаточными аэротехническими размерами, так как коэффициент полезного действия аэротехнических машин при уменьшении их размеров однозначно ухудшается.

При выполнении конкретного анализа мы исходили из постоянной охлаждающей мощности и с изменением протекающего через турбовоздушный охладитель количества воздуха однозначно изменялась разность температур ( $T_0 - T_4$ ), а также нужное соотношение давлений. Анализируя

результаты, можно установить оптимальный режим турбовоздушного охладителя.

Исходные данные для расчёта являются следующими:

$T_0 = 303 \text{ }^\circ\text{K}$ ;  $p_0 = 1 \text{ ата}$ ;  $\eta_{\text{изк}} = 0,76$ ;  $\eta_{\text{изт}} = 0,78$ ;  $\sigma = 0,95$ ;  $\sigma^* = 0,98$ ;  $\varphi = 0,87$ ;  $\dot{Q} = 13\,000 \text{ ккал/час}$ .

В отношении сравнительно меньших коэффициентов полезного действия турбины и компрессора мы стремились отклониться в сторону безопасности. Эти коэффициенты полезного действия даже при сравнительно малых размерах машин однозначно осуществимы.

Результаты представлены на рис. 4. При уменьшении расхода воздуха  $\dot{G}$ , протекающего через турбовоздушный охладитель, разность температур  $(T_0 - T_4)$ , создаваемая холодильной машиной, всё повышается и соответственно с этим повышается также необходимое соотношение давлений турбовоздушного охладителя. Удельная охлаждающая мощность  $\epsilon_e$  достигает своего максимума примерно при величине  $p_2/p_1 \approx 2$ , однако удельная охлажда-

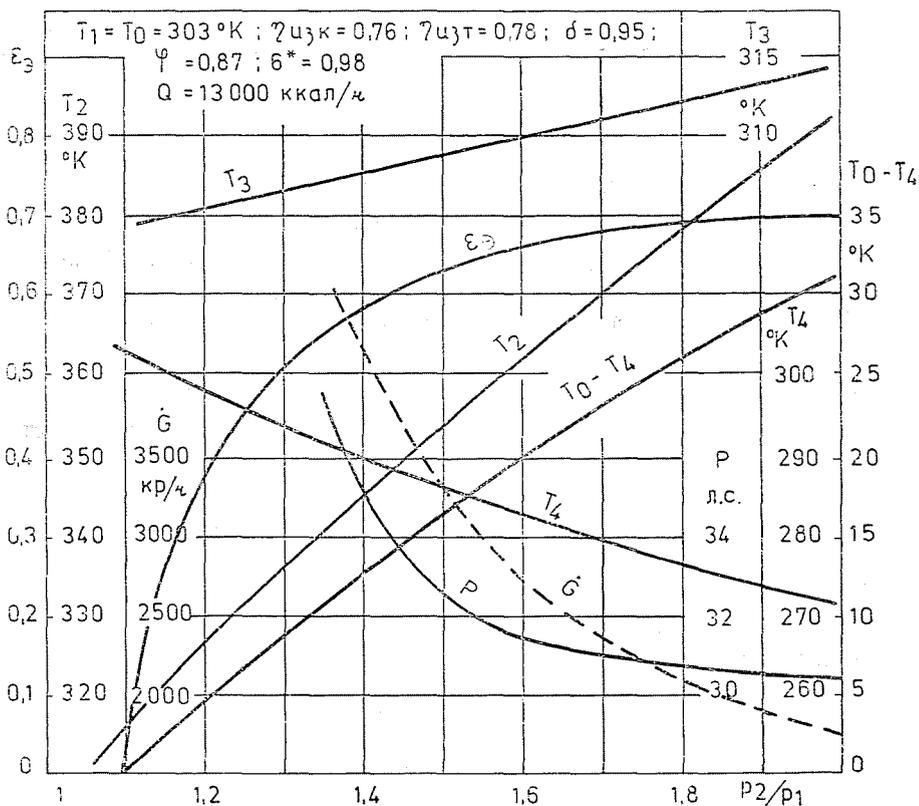


Рис. 4

дающая мощность при соотношении давлений в пределах 1,7—2 повышается лишь в минимальной мере.

Мощность, требуемая для работы турбовоздушного охладителя, обратно пропорциональна удельной охлаждающей мощности, так как при исследованиях учитывалась постоянная охлаждающая мощность. Минимальная величина требуемой мощности на валу колеблется в пределах 30—31 л. с.

После изложенных приступим к определению рабочей точки турбовоздушного охладителя на основании характеристик, показанных на рис. 4. Согласно изложенным, количество минимально необходимого количества свежего воздуха равно 1410 кгс/час. Если бы через турбовоздушный охладитель протекало лишь такое количество воздуха, то  $(T_0 - T_1) = 38,8^\circ\text{C}$  и  $T_1 = 264,7^\circ\text{K}$ . Температура вытекающего из турбовоздушного охладителя воздуха очевидно находится ниже  $0^\circ\text{C}$ , итак угрожает опасность обледенения. К относительному расходу воздуха (0,391 кгс/сек, т. е.  $0,347\text{ м}^3/\text{сек}$ ) принадлежат маленькие размеры машины, что даёт в результате эвентуально неблагоприятный коэффициент полезного действия. Значит, через турбовоздушный охладитель целесообразно обеспечить непременно больший проток воздуха.

Значит, целесообразный рабочий режим турбовоздушного охладителя, принадлежащий заданной охлаждающей мощности, будет следующим:

$$\frac{P_2}{P_1} = 1,9; \quad \dot{G} = 1850 \text{ кгс/час}; \quad P = 30,5 \text{ л.с.}; \quad (T_0 - T_1) = 28,5^\circ\text{C}.$$

При таком рабочем режиме уже можно избежать опасности обледенения, указанный расход воздуха выше, чем количество свежего воздуха, необходимого с точки зрения пассажиров, размеры турбонаполнителя увеличались, а удельная охлаждающая мощность имеет практически максимальную величину.

По нашим соображениям вероятно, что и в данном рабочем режиме остаётся необходимым подмешивание воздуха из окружающей среды или

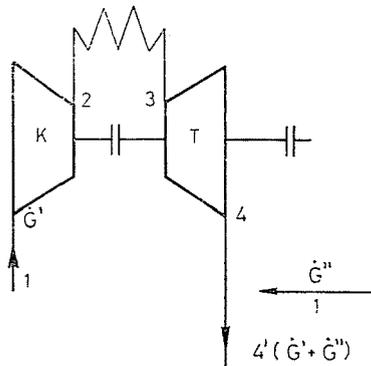


Рис. 5

отсасываемого из пассажирского пространства в холодный поток воздуха, так как без этого в пассажирском пространстве создается ощущение сквозняка.

В случае подмешивания воздуха, отсасываемого из пассажирского пространства, полезная охлаждающая мощность очевидно повышается, в то время как при использовании воздуха из окружающей среды она остаётся неизменной.

Последнее однозначно может быть доказано следующим образом (рис. 5). При подмешивании воздуха из окружающей среды  $C''$  температура воздушной смеси, поступающей в пассажирское пространство будет:

$$T_4' = \frac{\dot{G}'T_4 + \dot{G}''T_1}{\dot{G}' + \dot{G}''} \quad (8)$$

Оригинальная охлаждающая мощность (без подмешивания)

$$\dot{Q} = \dot{G}' c_p (T_1 - T_4)$$

Охлаждающая мощность, создающаяся при подмешивании воздуха из окружающей среды

$$\dot{Q}^* = (\dot{G}' + \dot{G}'') c_p \left( T_1 - \frac{\dot{G}'T_4 + \dot{G}''T_1}{\dot{G}' + \dot{G}''} \right) = \dot{G}' c_p (T_1 - T_4) \quad (9)$$

Видно, что обе охлаждающие мощности тождественны, значит подмешивание воздуха из окружающей среды не портит охлаждающую мощность.

#### 4. Определение понижения мощности двигателя, наступающего при работе турбовоздушного охладителя

Исходной концепцией использования турбовоздушных охладителей для кондиционирования автобусов является то, что турбовоздушный охладитель приводится во вращение турбиной, работающей на выхлопном газе дизеля, приводящего в движение двигатель средства передвижения. Вследствие присоединения турбины к выхлопной трубе давление отработавших газов повышается и это увеличивает рабочую поверхность отрицательного газообмена, ограниченную кривыми всасывания и выхлопа двигателя, значит мощность двигателя уменьшается. Однако это понижение мощности двигателя в данном случае гораздо ниже, чем в случае, если бы турбовоздушный охладитель приводился во вращение мощностью, снимаемой с вала двигателя.

В случае, если при изменяющемся режиме работы двигателя требуется постоянная охлаждающая мощность турбовоздушного охладителя (практи-

чески это обозначает постоянное число оборотов турбовоздушного охладителя) в газовой турбине, работающей на выхлопном газе, следует применять такой статорный венец лопастей, самое узкое сечение которого можно изменять. При понижении чисел оборотов или нагрузки двигателя самое узкое сечение венца лопастей статора газовой турбины, работающей на выхлопном газе, следует изменять путём поворота лопастей, потому что только этим способом можно обеспечить постоянную мощность турбины. В случае малых нагрузок двигателя вследствие этого обстоятельства давление выхлопных газов настолько повысится, что при рабочем режиме, близком к холостому ходу, нельзя поддерживать постоянную мощность турбины.

Технически реально решимым условием регулирования является, чтобы примерно до одной трети нагрузки охлаждающая мощность была постоянной, а потом с уменьшением нагрузки двигателя она понижалась пропорционально.

В дальнейших понижении мощности двигателя определяется и нами примерно до одной трети нагрузки двигателя, необходимого для поддержки постоянной охлаждающей мощности.

Ход расчёта при использовании экспериментальных результатов, следующий:

С достижением коэффициента полезного действия турбины, работающей на выхлопном газе, равного  $\eta_{\text{изт}} = 0,785$  «газовая мощность», полученная от выхлопных газов, будет

$$P_{\Gamma} = \frac{P}{\eta_{\text{изт}}} = 38,8 \text{ л.с.} = 6,82 \text{ kcal/sec}$$

Необходимое соотношение давлений газовой турбины, работающей на выхлопном газе (обозначения согласно рис. 3)

$$\frac{p_7}{p_8} = \left( \frac{1}{1 - \frac{P_{\Gamma}}{\dot{G}_{\text{двиг}} c_{pg} T_7}} \right)^{\frac{\kappa_g}{\kappa_g - 1}} \quad (10)$$

Зная соотношение давлений турбины, а также давление за турбиной ( $p_8 = 1,055 p_0$ ), разность давлений между выхлопными газами и окружающей средой

$$p_7 - p_0 = p_0 \left( \frac{1,005 p_7}{p_8} - 1 \right) \quad (11)$$

Величины  $c_{pg}$  и  $\kappa_g$  были приняты в соответствии с данными условиями атмосферы и температурой выхлопных газов.

С помощью результатов стендовых испытаний исследуемого двигателя

можно установить, как повышается температура  $T_7$  на выхлопе с увеличением разности давлений ( $p_7 - p_0$ ), создающейся путём дросселирования выхлопной трубы, и в какой мере понижается эффективное среднее давление двигателя  $p_e$ . Эти специальные стендовые испытания проводились в Исследовательском Институте Автомобильной Промышленности и их результаты предоставлены в наше распоряжение.

Экспериментальные результаты для случая полной нагрузки представлены на рис. 6. Изменение температуры выхлопа  $T_7$ , расхода воздуха двигателя  $\dot{V}_{\text{двиг}}$  а также эффективного среднего давления  $p_e$  изображены в функции числа оборотов при различных разностях давления ( $p_7 - p_0$ ), как параметрах. С ростом противодавления выхлопа температура  $T_7$  повышается, а величины  $p_e$  и  $\dot{V}_{\text{двиг}}$  в полном согласии с теоретическими соображениями понижаются. Эти испытания были проведены ещё при нагрузках, равных 90%, 60% и 40% от полной нагрузки и получены вполне подобные по характеру результаты.

Зная изменение эффективного среднего давления  $p_e$ , можно определить понижение эффективного среднего давления  $\Delta p_e$ , а на основании последнего понижение мощности дизеля, установленного на средстве передвижения. Учитывая четырёхтактную работу двигателя, а также то, что суммарный объём хода равен 10,349 литрам, понижение эффективной мощности  $\Delta P_e$  вычисляется следующим образом:

$$\Delta P_e = 0,0115 \Delta p_e n \quad [\text{л.с.}] \quad (12)$$

где  $\Delta p_e$  — понижение эффективного среднего давления (кгс/см<sup>2</sup>),  
 $n$  — число оборотов двигателя (об/мин).

Расчёты были проведены в зависимости от нагрузки и числа оборотов двигателя, а результаты приведены на рис. 7. Видно, что при постоянной охлаждающей мощности, т. е. при постоянной газовой мощности, равной  $P_5 = 38,8$  л. с., понижение мощности двигателя максимально в пределах средних чисел оборотов  $\Delta P_e = 15$ —25 л. с. Благоприятным обстоятельством является, что согласно стендовым измерениям при частичной нагрузке потери мощности двигателя уменьшаются. На основе результатов непосредственно обнаруживаются преимущества эксплуатации турбовоздушного охладителя применением турбины, работающей на выхлопном газе. В случае, если бы турбовоздушный охладитель работал с помощью ускоряющей передачи непосредственно с вала дизеля, учитывая также коэффициент полезного действия ускоряющей передачи, это привело бы к понижению мощности на валу, равному примерно 32—34 л. с. по сравнению с понижением мощности на валу, равным 15—25 л. с. в случае варианта турбины, работающей на выхлопном газе.

Как видно из рис. 4, удельная охлаждающая мощность, отнесённая к мощности на валу турбовоздушного охладителя  $\varepsilon_e = 0,7$ . Средняя удельная

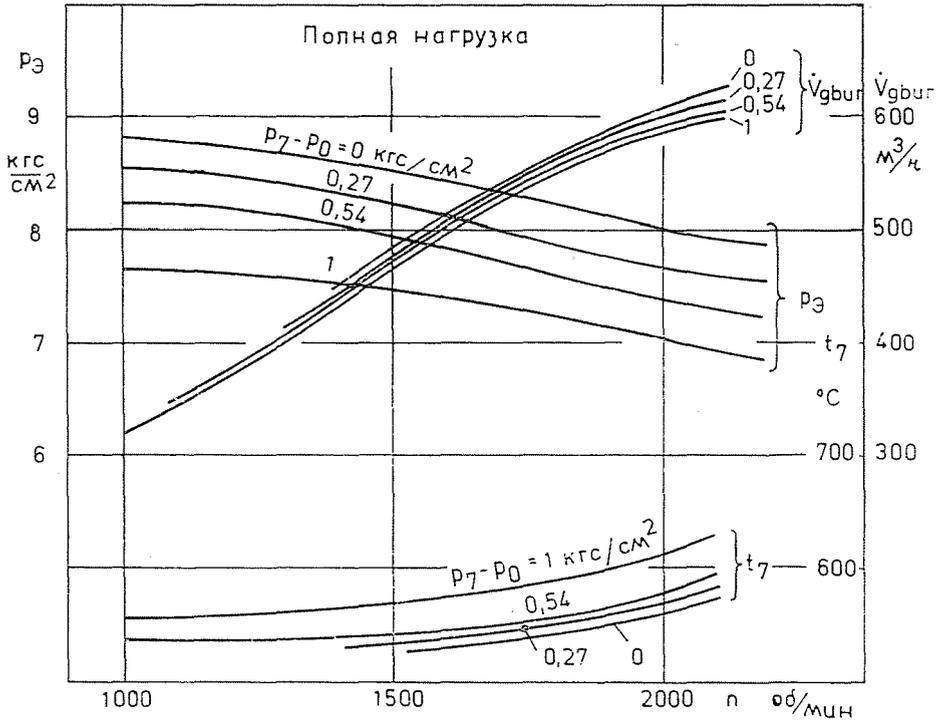


Рис. 6

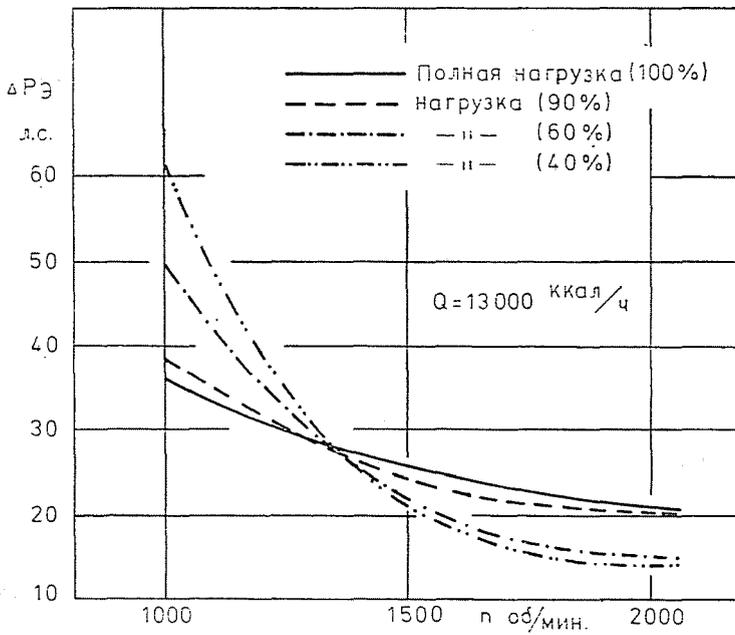


Рис. 7

охлаждающая мощность, отнесённая к понижению мощности на валу дизеля  $\epsilon_e = 1,07$ .

Применением турбины, работающей на выхлопном газе, охлаждающая мощность значительно повышается и это уже сопоставимо с удельной охлаждающей мощностью паросиловых холодильных машин малой мощности.

### **5. Возможности осуществления кондиционирования с помощью турбовоздушного охладителя, конструктивные соображения**

На основании проведённых исследований есть реальная возможность осуществления кондиционирования такого типа. Сам узел турбовоздушного охладителя в сущности едва больше, чем турбонаполнители дизелей дорожных средств передвижения. Разница состоит в том, что в турбонаполнителях содержатся два ротора, в то время как в турбовоздушных охладителях на один вал надеты три вращающиеся части.

Обратный охладитель воздух — воздух может быть целесообразно установлен вместе с турбовоздушным охладителем на верху автобуса сзади. Для обратного охладителя воздух—воздух создались реально осуществимые размеры.

Сопоставляя габаритные размеры традиционных кондиционных установок с турбовоздушными, получим, что они примерно одинаковы, смотря же их весовые отношения, турбовоздушное выполнение составляет половину, эвентуально треть от веса традиционных кондиционных установок. Однако при оценке объёмов установок следует учесть, что выполнение турбовоздушного охладителя в отличие от традиционного не занимает места за счёт нижнего багажного пространства, и может быть установлена полностью в верхней части конструкции крыши автобуса.

Достоинно особого внимания, и может вызвать проблему решение шумоизоляции. По предварительным исследованиям можно поддерживать уровень шума на допустимой величине, но решение сложнее и дороже, чем в случае традиционных кондиционных установок.

Относительное влагосодержание воздуха, охлаждаемого в турбине турбовоздушного охладителя, значительно превышает предел насыщенности. Удаление влаги, содержащейся в воздухе, является довольно затруднительным заданием, так как здесь отсутствует то есть только за счёт преодоления значительных трудностей можно создать поверхность с температурой, значительно низшей температуры охлажденного воздуха, на которой влага могла бы осаждаться. У паросиловых холодильных машин влага, содержащаяся в охлажденном воздухе, может прямо осаждаться на поверхностях эвапоратора, имеющего значительно низшую температуру. В выполнении турбовоздушного охлаждения понижение влагосодержания воздуха решается многократным резким изменением направления потока холодного воздуха.

Однозначный ответ на вопросы, поднятые в настоящей работе, будет дан производственными испытаниями, которые уже начались при содействии и поддержке Завода кузовов и средств передвижения Икарус.

### Резюме

В работе излагаются технические возможности осуществления кондиционирования автобусов с помощью турбовоздушных охладителей. Турбовоздушным охладителем осуществляется двухдиабатный рабочий процесс постоянного давления, но его удельная охлаждающая мощность более невыгодна, чем у паросиловых холодильных машин. В случае, если турбовоздушный охладитель приводится во вращение турбиной, присоединенной к выхлопной трубе двигателя средства передвижения, то экономичность турбовоздушного охладителя может быть дополнительно повышена в значительной мере, в то время как в случае паросиловых холодильных машин это решение трудно осуществимо. Весовые и габаритные условия, а также производственные расходы турбовоздушных охладителей выгоднее, чем у паросиловых холодильных машин, но шумонзоляция, а также удаление влагосодержания воздуха могут быть решены только с помощью тщательных заводских испытаний.

### Литература

1. Кондиционирование автобусов турбовоздушным охладителем. Плановая работа, рукопись. Э. Пастор, Кафедра аэро- и термотехники Будапештского Технического университета.
2. Эндре Пастор: Турбовоздушные охладители. Альманах БТУ, 1960 г.
3. Дежэ Бродски: Наполненные дизели. Изд. Техн. Лит., Будапешт, 1966.

Проф. д-р. Эндре Пастор, Н-1521 Будапешт.