

А. С. НАТАЛЕВИЧ, В. Р. СТУКАНОВ

СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В МОЩНЫХ АВТОМАШИНАХ И ТРАКТОРАХ

В настоящее время в связи с увеличением мощности двигателей тяжелых грузовых автомашин, тракторов все более необходимым становится кондиционирование воздуха в кабинах машин, где размещен обслуживающий персонал. Существующие в настоящее время схемы кондиционирования воздуха в легковых автомашинах и автобусах [1], [2], включающие фреоновый компрессор с теплообменником и вентилятором, приводимый в движение механической передачей от основного двигателя, хотя и экономичны, но обладают рядом существенных недостатков. Схемы с фреоновыми компрессорами слишком сложные и тяжелые, чувствительны к тряске, работают на дефицитном рабочем теле — фреоне, неизбежные утечки которого резко снижают эффективность установки. Учитывая это обстоятельство, по примеру с авиацией, возникает мысль использования для кондиционирования воздуха в упомянутых выше машинах более простых, легких и работающих на «бесплатном» рабочем теле воздушных расширительных установок. При этом возможны два варианта привода в движение кондиционирующих установок: во-первых, посредством механической передачи от основного двигателя, во-вторых, посредством утилизации энергии воздуха на всасывании или энергии выхлопных газов на выхлопе, т. е. посредством газовой связи. Уместно сразу же заметить, что во втором варианте утилизация энергии воздуха на всасывании в несколько раз менее экономична, чем утилизация энергии выхлопных газов, так как (даже отбрасывая целый ряд факторов, говорящих не в пользу утилизации энергии воздуха на всасывании, как, например, резкое ухудшение процесса смесеобразования), утилизируемая мощность с каждого килограмма воздуха, прошедшего через двигатель, на выхлопе во столько раз больше, чем на всасывании, во сколько раз температура выхлопных газов выше температуры всасываемого воздуха (т. е. в $3 \div 3,5$ раза). При этом подразумевается,

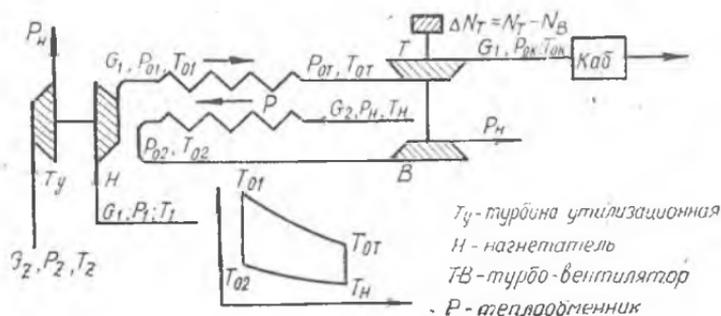
что степень расширения воздуха и выхлопного газа в расширительной машине одинаковы. Кроме указанного обстоятельства, при утилизации энергии воздуха на всасывании основной двигатель будет работать с пониженным давлением на всасывании, т. е. произойдет почти пропорциональное уменьшение давления на всасывании, снижение литровой мощности основного двигателя, что совершенно недопустимо.

Рассмотрим возможные схемы воздушных расширительных установок для кондиционирования воздуха в кабинах автомашин и т. п. и произведем их сравнение по экономичности. Причем, экономичность кондиционирования устройств, работающих с отбором мощности от основного двигателя, будем оценивать холодопроизводительностью, получаемой с одной лошадиной силы мощности, затраченной на работу данной установки, т. е.

$$\frac{Q}{\Delta N_{\text{ед}}}, \quad \frac{\text{ккал}}{\text{л.с. час}}$$

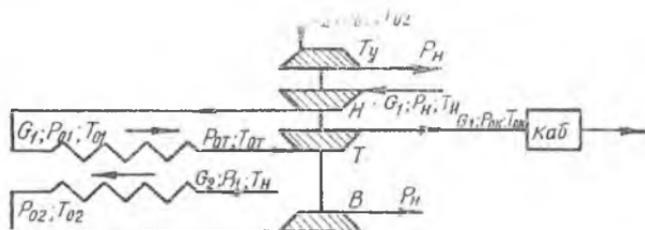
СХЕМЫ КОНДИЦИОНИРУЮЩИХ УСТАНОВОК С УТИЛИЗАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ

Схема 1. Утилизационная турбина на выхлопе, вращающая центробежный нагнетатель и турбовентилятор с теплообменником (фиг. 1). В дальнейшем изложении обозначение сечений и параметров воздуха принято по схеме 1.



Фиг. 1.

Схема 2. Утилизационная турбина на выхлопе, центробежный нагнетатель, воздушная турбина и вентилятор, соединенные одним валом (фиг. 2).



Фиг. 2.

основной (поршневой) двигатель $G_z = 4,25 \frac{\text{кг}}{\text{мин}}$. Двигатель типа М—21 мощностью $N_{\text{ед}} = 75 \text{ л. с.}$, механический к. п. д. $\eta_{\text{мд}} = 0,8$

Расход кондиционированного воздуха, подаваемого в кабину $G_{\text{каб}} = G_1 = G_z = 4,25 \frac{\text{кг}}{\text{мин}}$.

Давление и температура воздуха, подаваемого в кабину $P_{\text{ок}} = 1,05 \text{ ата}$ $t_{\text{ок}} = 15^\circ\text{C}$.

Исходные данные приняты с учетом рекомендаций, изложенных в [1] и [3].

Кроме общих исходных данных, для расчета схемы 1 принимаем следующие дополнительные данные: температура выхлопных газов основного двигателя $T_{\text{оз}} = 1000^\circ\text{K}$; потеря давления в теплообменнике (по турбинной и вентиляционной ветвям)

$$\Delta P_{\text{р. т.}} = \Delta P_{\text{р. в.}} = 0,05 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Коэффициент K теплообменника $K = 75 \frac{\text{ккал.}}{\text{час. гр. м}^2}$.

К. п. д. турбины, центробежного нагнетателя, вентилятора в параметрах торможения $\eta_{\text{ад. т. у.}} = 0,6$; $\eta_{\text{ад. н.}} = 0,7$; $\eta_{\text{ад. т.}} = 0,7$; $\eta_{\text{ад. в.}} = 0,6$

К. п. д. ротативной турбины и нагнетателя $\eta_{\text{ад. т. р.}} = \eta_{\text{ад. н. р.}} = 0,3$. Механический к. п. д. основного двигателя (поршневого) $\eta_{\text{м. д.}} = 0,8$

Следует отметить, что параметры $\Delta P_{\text{р. т.}}$; $\Delta P_{\text{р. в.}}$; K были получены в результате гидромеханического расчета реального теплообменника с перекрестным движением по методике, изложенной в [6].

Также предварительно были произведены расчеты по определению к. п. д. центробежного нагнетателя [4], осевой турбины [7] и ротативных машин [4].

Приведенная ниже методика в своей основе одинакова для всех сравниваемых схем, особенности же методики расчета той или иной конкретной схемы будут указаны при рассмотрении соответствующей схемы.

1. Принимаем ряд значений давления P_{01} на выходе из нагнетателя. Обычно $P_{01} = 1,2 \div 2,0 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$.

Тогда давление $P_{0г}$ на входе в воздушную турбину

$$P_{0г} = P_{01} - \Delta P_{\text{р. т.}} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

2. Температура торможения воздуха на выходе из нагнетателя определяется из уравнения работы

$$L_{\text{ад. н.}} = L_{\text{э. н.}} \cdot \eta_{\text{ад. н.}}$$

После выражения работы через перепады температуры и давления получим

$$T_{01} = T_{\text{н}} \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_{01}}{P_{\text{н}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{\text{ад. н.}}} \right\}.$$

3. Температура торможения воздуха на входе в воздушную турбину определяется по заданной температуре кондиционированного воздуха $T_{ок}$ (она же — температура воздуха на выходе из воздушной турбины) из уравнения работы.

Окончательно получим

$$T_{от} = \frac{T_{ок}}{1 - \left[1 - \left(\frac{P_{ок}}{P_{от}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \cdot \eta_{ад.т}}$$

4. Принимаем ряд значений G_2 вентиляторного воздуха. Обычно $G_2 \gg G_1$.

5. Из теплового баланса в теплообменнике, пренебрегая тепловыми потерями, получим температуру воздуха на входе в вентилятор

$$T_{02} = T_{н} + \frac{G_1}{G_2} (T_{01} - T_{от})$$

6. Таким образом, давление и температура на входе и выходе из теплообменника известны. Определим средний температурный напор теплообменника, принимая его противоточным

$$\Delta t_{cp} = \frac{(T_{01} - T_{02}) - (T_{от} - T_{н})}{\ln \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{от} - T_{н}}}$$

При $G_1 = G_2$; $\Delta t_{cp} = T_{01} - T_{02} = T_{от} - T_{н} = \text{const}$.

7. Определяем потребную поверхность теплообменника

$$F_p = \frac{Q_p}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{G_2 \cdot C_p (T_{01} - T_{ат}) \cdot 60}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2.$$

8. Выбираем окончательно тип теплообменника, принимаем K , проверяем гидродинамическим расчетом потери $\Delta P_{p.т.}$ и $\Delta P_{p.в.}$, окончательно уточняем температуры $T_{от}$ и T_{02} , Δt_{cp} и F_p .

9. Мощность нагнетателя

$$N_{н} = \frac{G_1 \cdot L_{э.н.}}{75 \cdot 60} = \frac{G_1 \cdot 102,5 (T_{01} - T_{н})}{4500}, \text{ л. с.}$$

10. Мощность воздушной турбины

$$N_{т} = \frac{G_1 \cdot L_{э.т.}}{75 \cdot 60} = \frac{G_1 \cdot 102,5 (T_{от} - T_{ок})}{4500}, \text{ л. с.}$$

11. Мощность вентилятора

$$N_{в} = \frac{G_2 \cdot L_{э.в.}}{75 \cdot 60} = \frac{G_2 \cdot 102,5 \cdot T_{02}}{4500 \cdot \eta_{ад.в.}} \left[\left(\frac{P_{н}}{P_{02}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \text{ л. с.}$$

12. $P_{02} = P_{н} - \Delta P_{p.в.}$

12. Мощность утилизационной турбины

$$N_{т.у.} = N_{н} \frac{1}{\eta_{м.н.}}, \text{ л. с.}$$

Потребное же для получения мощности $N_{т.у.}$ давление на входе в утилизационную турбину (или на выхлопе из основного двигателя)

ля, если утилизационная турбина установлена на выхлопе) можно определить по другой формуле

$$N_{т. у.} = \frac{G_z \cdot L_{э. т. у.}}{75 \cdot 60} = \frac{G_z \frac{k'}{k' - 1} R' T_{0z}}{75 \cdot 60} \left[1 - \left(\frac{P_H}{P_{0z}} \right)^{\frac{k' - 1}{k'}} \right], \text{ л. с.}$$

откуда

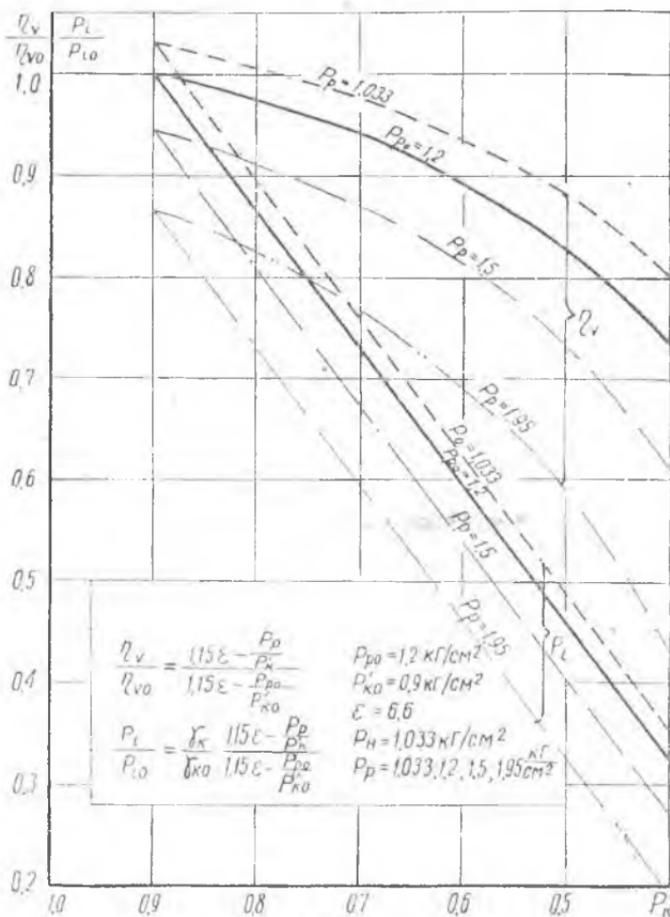
$$P_{0z} = \frac{P_H}{\left(1 - \frac{75 \cdot 60 \cdot N_{т. у.}}{G_z \cdot 118 T_{0z}} \right)^{\frac{k'}{k' - 1}} \frac{\kappa z}{\text{с.м}^2}},$$

где

$$\frac{k'}{k' - 1} \cdot R' = 118 \text{ при } k' = 1,33; R' = 29,3 \frac{\kappa z}{\text{кг.гр.}}$$

13. Холодопроизводительность установки

$$Q = G_{\text{каб.}} \cdot C_p (T_H - T_{\text{ок}}) \cdot 60 \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, \text{ где } G_{\text{каб}} = G_1.$$



Фиг. 4.

14. Потеря эффективной мощности основного двигателя, соответствующая принятому давлению P_{oz} на выхлопе, $\Delta N_{ед}$, л. с. $\Delta N_{ед}$ определяется по P_{oz} с помощью графика фиг. 4, на котором представлены зависимости коэффициента наполнения и индикаторного давления от давления на всасывании P'_k и противодавления на выхлопе $P_p = P_{oz}$ для основного поршневого двигателя типа М-21. Эти зависимости взяты из источника [9].

При этом $\Delta N_{ед} \% = \Delta N_{ид} \% \cdot \eta_{мд}$,

где

$$\Delta N_{иг} \% = \Delta P_{иг} \%$$

Величина $\Delta P_{иг} \%$ — потеря индикаторного давления основного двигателя в связи с установкой утилизационной турбины на входе или выходе — определяется из графика фиг. 4 как отношение

$$\frac{P_{io} - P_i}{P_{io}} \cdot 100 = \Delta P_i \%,$$

где P_{io} — индикаторное давление двигателя без утилизационной турбины (когда $P_{po} = 1,20$ и $P'_{ко} = 0,9$ кг/см²);

P_i — индикаторное давление двигателя с утилизационной турбиной (когда $P_p > 1,20$, или $P'_k < 0,9$ кг/см²).

В конечном итоге имеем $\Delta N_{ед} = \frac{\Delta N_{ид} \%}{100} \cdot N_{ед}$ л. с.

В случае отсутствия утилизационной турбины, когда нагнетатель приводится в движение при помощи механической передачи от основного двигателя, очевидно $\Delta N_{ед} = N_{п}$.

15. Удельная холодопроизводительность установки

$$\frac{Q}{\Delta N_{ед}} \frac{\text{ккал}}{\text{час. л.с.}}$$

При расчетах схем кондиционирования воздуха следует иметь в виду, что при данных значениях исходных параметров и обязательном выполнении теплового баланса в теплообменнике, мощность воздушной турбины, как правило, превосходит мощность соединенного с ней вентилятора, т. е. для практического осуществления схемы иногда требуется либо дополнительный потребитель мощности турбины, например, привод вспомогательных агрегатов, либо перепуск воздуха в атмосферу на линии турбины, либо, наконец, подсос воздуха из атмосферы на линии вентилятора.

КОНДИЦИОНИРУЮЩАЯ УСТАНОВКА С УТИЛИЗАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ ВСАСЫВАЕМОГО ВОЗДУХА

Схема 5. Воздушная турбина с вентилятором на всасывании и основной двигатель и теплообменник (фиг. 5). Кабина расположена на линии вентилятора за теплообменником.

Эта схема проста, но из-за низкой температуры воздуха и большей чувствительности основного двигателя к снижению давления на

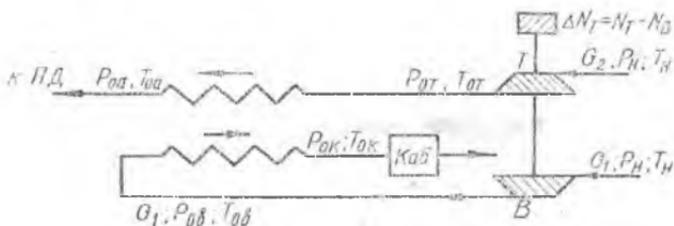
всасывании, чем к повышению противодействия на выхлопе, имеет очень низкую экономичность. Ее удельная холодопроизводительность почти в девять раз ниже, чем по схеме 2. Другой вариант этой схемы отличается тем, что в нем кабина расположена за вентилятором. Это несущественное отличие установки, а по экономичности этот вариант несколько хуже первого.

По этой схеме методика расчета отличается от приведенной только первыми шестью пунктами, а именно, здесь методика расчета такова:

- 1) $P_{ов} = P_{ок} + \Delta P_{р.в.}$
- 2) $T_{ов} = T_{п} \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_{ов}}{P_{п}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{ад. в.}} \right\}$
- 3) Принимаем ряд значений $P_{оа}$, тогда $P_{от} = P_{оа} + \Delta P_{р.т.}$
- 4) $T_{от} = T_{п} \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{P_{от}}{P_{п}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_{ад. т.} \right\}$
- 5) Для каждого $P_{оа}$ принимаем ряд значений $G_1 \geq G_2$.
- 6) $T_{оа} = T_{от} + \frac{G_1}{G_2} (T_{ов} - T_{ок})$.

Дальше пункты повторяются с приведенной выше методикой. Кроме того, в этой схеме при определении $\Delta N_{сд}$ по графику фиг. 4 надо учитывать снижение $P_{оа}$ (т. е. $P_{п}^1$), а не увеличение $P_{оа}$ (т. е. $P_{п}$).

Холодопроизводительность $Q = G_{каб} \cdot C_p (T_{п} - T_{ок}) \cdot 60 \frac{\text{ккал}}{\text{час}}$, где $G_{каб} = G_1$.



Фиг. 5.

Следует отметить по этой схеме и то обстоятельство, что при выполнении теплового баланса в теплообменнике не получается баланс мощностей турбины и вентилятора, а именно, $N_t > N_в$. В результате необходимо ставить вентилятор с перепуском части воздуха помимо кабины, иначе нельзя будет обеспечить заданную температуру кондиционированного воздуха. Вместо перепуска избыточную мощность турбины $\Delta N_t = N_t - N_в$ использовать для привода вспомогательных агрегатов.

КОНДИЦИОНИРУЮЩАЯ УСТАНОВКА С ГАЗОВЫМ ЭЖЕКТОРОМ НА ВЫХЛОПЕ

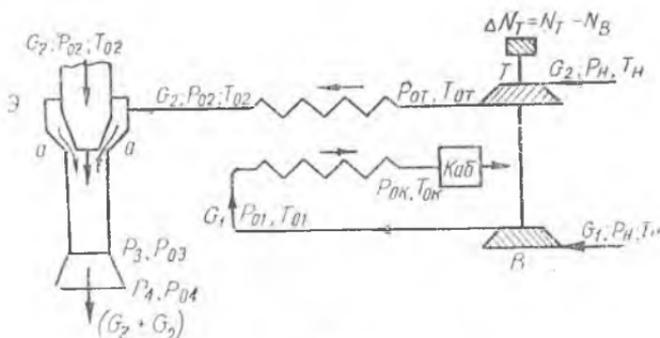
Кроме рассмотренных схем кондиционирования воздуха, возможна схема б с газовым эжектором на выхлопе (фиг. 6) и воздушным турбоventилятором. Эта схема, хотя и обладает значительно меньшей холодопроизводительностью, чем схема 2, может быть рекомендована как наиболее простая установка.

Исходные данные: $P_{\text{н}} = 1,033 \text{ ага}$; $t_{\text{н}} = 30^\circ\text{C}$; $G_1 = 2,5 \frac{\text{кг}}{\text{мин}}$;
 $G_2 = 4,25 \frac{\text{кг}}{\text{мин}}$; $P_{\text{ок}} = 1,05 \text{ ага}$; $t_{\text{ок}} = 15^\circ\text{C}$; $T_{\text{оз}} = 1000^\circ\text{K}$; $P_{\text{о4}} =$
 $1,05 \text{ ага}$; $k = 1,4$; $R = 29,27 \frac{\text{кг}\cdot\text{м}}{\text{кг}\cdot\text{гп}}$.

Основной двигатель типа М-21; мощность $N_{\text{ед}} = 75 \text{ л. с.}$, механический к. п. д. $\eta_{\text{мд}} = 0,8$;

$\Delta P_{\text{р.т.}} = \Delta P_{\text{р.в.}} = 0,05 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$; $K = 75 \frac{\text{ккал}}{\text{час гр. м}^2}$; $\eta_{\text{ад.т}} = 0,7$; $\eta_{\text{ад.в}} = 0,7$;
 $\eta_{\text{м. турбоvent.}} = 0,97$.

Расчет производится при заданном противодавлении $P_{\text{о4}}$ за эжектором.



Фиг. 6.

Методика расчета установки с эжектором следующая:

1. $P_{\text{о1}} = P_{\text{ок}} + \Delta P_{\text{р. в.}}$;
2. $T_{\text{о1}} = T_{\text{н}} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{\text{ад. в}}} \left[\left(\frac{P_{\text{о1}}}{P_{\text{н}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}$;
3. $L_{\text{э. в.}} = 102,5 (T_{\text{о1}} - T_{\text{н}})$;
4. Принимаем приближенно $T_{\text{о2}} \cong T_{\text{о1}}$.

Дело в том, что $T_{\text{о2}}$ отличается от $T_{\text{о1}}$ на величину температурного напора теплообменника, т. е. на $20-30^\circ$. Такая же ошибка в температуре очень слабо сказывается на параметрах эжектора. Определив же приближенно параметры эжектора, можно вернуться к более точному расчету теплообменника.

5. Принимаем некоторое значение P_{02} , имея в виду, что $P_{02} < P_{11}$.

Тогда $P_{07} = P_{02} + \Delta P_{p.t.}$

6. Из теплового баланса в теплообменнике находим

$$G_1 = G_1 \frac{T_{01} - T_{0k}}{T_{02} - T_{07}}$$

Здесь принято $T_{02} = T_{01} - 11^\circ$.

7) Предельный (максимальный) коэффициент эжекции

$$\chi_{пр} = \frac{G_2}{G_z}$$

Переходим к расчету эжектора.

Расчет эжектора производим по методике, изложенной в [5].

Суть расчета эжектора состоит в определении противодавления P_{02} на выхлопе из основного двигателя при выбранном давлении P_{02} , предельном коэффициенте эжекции $\chi_{пр} = \frac{C_2}{C_z}$ и заданном давлении P_{04} . Расчет эжектора ведем по газодинамическим функциям, результаты расчета сводим в таблицу 1.

Таблица 1

№ п/п	Определяемая величина	Ф о р м у л а	Примечание
1	λ_2	$\lambda_2 = \frac{C_2}{a_{кр.2}} = 0,7;$	Принято
2	$\pi_2; q_2$	$\pi_2 = \frac{P_2}{P_{02}}; q_2 = \frac{\rho_2 C_2}{\rho_{кр.2} C_{кр.2}};$	По λ_2 из таблиц.
3	$P_2 = P_a$	$P_2 = \pi_2 \cdot P_{02} = P_a;$	
4	P_{02}	Принимаем ряд значений;	$P_{02} > P_{11}$
5	π_a	$\pi_a = \frac{P_a}{P_{0a}} \cong \frac{P_a}{P_{02}};$	
6	q_a	$q_a = \frac{\rho_a \cdot C_a}{\rho_{кр.a} \cdot C_{кр.a}};$	По π_a из таблиц.
7	τ_2	$\tau_2 = \frac{T_{02}}{T_{0z}};$	
8	$\varphi_{11}; \epsilon_0; \beta$	Экспериментальные коэффициенты эжектора: $\varphi_{11} = 1,1; \epsilon_0 = 0,98; \beta = 0,05;$	См. [5].
9	P_{04}	$P_{04} = \frac{V (1 + \chi_{пр})(1 + \tau_2 \chi_{пр})}{\epsilon_0 \left[\frac{\chi_{пр} V \tau_2}{q_2 \cdot P_{02}} + \frac{1 + \beta}{q_a \cdot P_{02}} \right]}$	

Из всех принятых в п. 4 значений P_{02} данному значению давления P_{02} и давления P_{04} будет соответствовать одно значение P_{02} , которое и определяется в соответствии с формулой п. 9 методом последовательных приближений. Для другого значения, принимаемого в п. 5 методики давления P_{02} , расчет повторится, начиная с п. 5.

Пользуясь данной методикой при указанных выше исходных данных, был произведен расчет эжекторной установки. Результаты расчета даны в графиках на фиг. 7.

Как видно из графиков фиг. 7, давление $P_{oz} = P_p$ на выходе из основного двигателя при приемлемых значениях давления $P_{02} = 0,5 - 0,75 \text{ ата}$ все же не спускается ниже $1,80 \text{ ата}$.

Принимая $P_{oz} = P_p = 1,90 \text{ ата}$, что соответствует $P_{02} = 0,625 \text{ ата}$, определим (по графику фиг. 4.) потерю мощности основного двигателя ($P_k = 0,9 \text{ мт}$).

$$\Delta P_i \% = \Delta N_{ид} \% \cong 12,5 \%$$

$$\Delta N_{сд} \% = \Delta N_{ид} \cdot \tau_{ид} \cong 12,5 \cdot 0,8 = 10 \%$$

Таким образом, $\Delta N_{сд} = \Delta N_{сд} \% \cdot N_{сд} = 10 \cdot \frac{75}{100} = 7,5 \text{ л. с.}$

Холодопроизводительность установки с эжектором

$$G_{каб} \cdot C_p \cdot (T_{п} - T_{ок}) 60 = 4,25 \cdot 0,24 (303 - 288) \cdot 60 = 921 \frac{\text{ккал}}{\text{час}}$$

Холодопроизводительность установки с эжектором такая же, как в схемах из таблицы 2, ибо во всех схемах взяты одинаковые исходные данные.

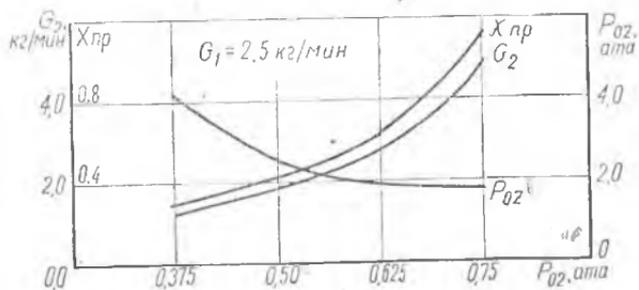
Удельная холодопроизводительность установки

$$\frac{Q}{\Delta N_{сд}} = \frac{921}{7,5} = 123 \frac{\text{ккал}}{\text{л.с.час}}$$

Сравнивая по удельной холодопроизводительности установку с эжектором с установками из таблицы 2, заключаем, что она хуже всех установок за исключением установки с турбовентилятором всасывания (схема 5) и установки с ротативным нагнетателем расширительной машиной (схема 4).

СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ВОЗДУШНЫХ КОНДИЦИОНИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Все рассмотренные схемы были рассчитаны по приведенным выше методикам, и результаты расчета, для большей наглядности при сравнении, сведены в таблицу 2. Следует иметь в виду, что предварительно по каждой из схем были проведены расчеты той же методике при различных значениях параметров P_{01} ; G_2 и т. п., были отброшены практически неосуществимые варианты например, варианты с очень малыми или отрицательными темпе-



Фиг. 7.

ратурными напорами теплообменника), и из оставшихся вариантов был выбран один наилучший по удельной холодопроизводительности при приемлемых размерах радиатора. Этот вариант и представляет данную схему в сводной таблице 2, которая, таким образом, является оптимальной. Прочерки в таблице 2 по какой-либо схеме означают, что этот параметр в данной схеме отсутствует.

Таблица

№ схемы обознач. параметр.	Схема 1	Схема 2	Схема 3	Схема 4	Схема 5	Схема 6
$P_{01}, \frac{кг}{с.м^2}$	1,75	1,75	1,75	2,25	—	1,10
$P_{0в}, \frac{кг}{с.м^2}$	—	—	—	—	1,1	—
$T_{0в}, ^\circ K$	—	—	—	—	311	—
$P_{0а}, \frac{кг}{с.м^2}$	—	—	—	—	0,5	—
$P_{от}, \frac{кг}{с.м^2}$	1,70	1,70	1,70	2,20	0,55	0,675
$T_{01}, ^\circ K$	374	374	374	520	—	311
$T_{от}, ^\circ K$	317	317	317	309	268	278,5
$G_2, \frac{кг}{мин}$	6,38	6,38	6,38	6,38	4,25	2,67
$T_{02}, ^\circ K$	341	341	341	444	—	300
$T_{0а}, ^\circ K$	—	—	—	—	303	—
$\Delta t_{cp}, ^\circ$	22,2	22,2	22,2	29,0	12,9	10,2
$F_p, м^2$	2,07	2,07	2,07	5,95	2,19	1,09
$N_{п}, л. с.$	7,1	7,1	6,88	21,0	—	—
$N_T, л. с.$	2,81	2,81	2,81	2,04	3,34	1,49
$N_B, л. с.$	1,24	1,24	1,24	1,50	1,16	0,46
$N_{т.у.}, л. с.$	7,1	5,53	—	—	—	—
$P_{02}, \frac{кг}{с.м^2}$	1,36	1,27	—	—	—	1,91
$Q, \frac{ккал}{час}$	921	921	921	921	1375	921
$\Delta N_{е.д.}, л. с.$	3,6	2,7	6,88	21,0	30,0	7,5
$\frac{Q}{\Delta N_{е.д.}}, \frac{ккал}{л. с. час}$	256	342	136	44	46	123

ФРЕОНОВАЯ КОНДИЦИОНИРУЮЩАЯ УСТАНОВКА

Произведем сравнение удельной холодопроизводительности рассмотренных в таблице 2 схем с применяемой для кондиционирования воздуха в настоящее время фреоновой компрессорно-вентиляторной установкой, схема которой приведена на фиг. 8.

Условия сравнения различных схем.

$$\Delta N_{\text{ед}} = N_{\text{в.ф}} + N_{\text{к.ф}} = 0,8 + 0,8 = 1,6 \text{ л. с.}$$

5. Удельная холодопроизводительность фреоновой установки

$$\frac{Q_{\text{уст}}}{\Delta N_{\text{ед}}} = \frac{921}{1,6} = 575 \frac{\text{ккал}}{\text{л.с.час}}$$

Сравнивая по удельной холодопроизводительности фреоновую установку с установками из таблицы 2, заключаем, что фреоновая установка на 68% экономичнее самой лучшей из приведенных в таблице 2 схем — схемы 2 (утилизационная турбина с центробежным нагнетателем плюс турбовентилятор, все на одном вале). Высокая холодопроизводительность фреоновой установки объясняется особенностью цикла и термодинамических свойств хладагента фреона.

ВЫВОДЫ

Сравнение фреоновой кондиционирующей установки с шести воздушными (турбодетандерными и эжекторными) кондиционирующими установками показывает возможность замены сложной фреоновой установки более простыми и надежными воздушными установками. При этом, конечно, неизбежно ухудшение экономичности на 70% (схема 2) — 360% (схема 6). Схема 4 (нагнетатель и расширительная машина ротативного типа) и схема 5 (турбовентилятор на всасывании) нерациональны по причине крайне низкой удельной холодопроизводительности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Энциклопедический справочник «Холодильная техника», том II, Госторгиздат, 1961.
2. «Кондиционирование воздуха в британских автомобилях». Журнал «Современная холодильная техника», декабрь, 1959.
3. В. Ф. Стоккер «Холодильная техника и кондиционирование воздуха». Миргиз, 1962.
4. Н. М. Гиришберг «Воздушные насосы двигателей внутреннего сгорания» ГНТИ (Украина), 1936.
5. М. Е. Дейч. «Техническая газодинамика», Госэнергоиздат, 1953 г.
6. М. А. Михеев «Основы теплопередачи», Госэнергоиздат, 1956.
7. Г. С. Жирицкий. «Авиационные газовые турбины», Оборонгиз, 1950.
8. С. Я. Герш. «Глубокое охлаждение», часть I, Гостиздат, 1947.
9. М. М. Масленников и М. С. Раппинорт «Авиационные поршневые двигатели», Оборонгиз, 1951.