

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

МОСКОВСКОЕ

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

ХЛЕБНИКОВ

Юрий Васильевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА
ЛОКОМОТИВНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ
С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО ЭКОНОМИЧНОСТИ
НА РЕЖИМАХ ЧАСТИЧНОЙ НАГРУЗКИ

05.189. Парогенераторостроение и турбостроение.

Диссертация написана на русском языке

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена на Коломенском тепловозостроительном заводе имени В.В.Куйбышева и МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель -
заслуженный деятель науки и техники РСФСР,
доктор технических наук, профессор Уваров В.В.

Официальные оппоненты: д.т.н. Довжик С.А. (ЦАГИ)
к.т.н. Гайгеров В.И.

Ведущее предприятие - Всесоюзный научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта

"Аннотация" разослана - "27" февраля 1973 г.

Защита диссертации состоится "2" апреля 1973 г.
на заседании Совета факультета "Энергомашиностроение" МВТУ им.Баумана.

Отзывы (в 2-х экз.), заверенные печатью, просим направлять по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская ул., д.5, МВТУ им.Баумана, ученому секретарю Совета факультета "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке училища.

ФРОЛОВ Е.С.

М/955/2

Первый локомотивный ГТД (ЛГТД) построен в 1959 г. в содружестве коллективов Коломенского тепловозостроительного завода и кафедры "Турбостроение" МВТУ им. Н.Э.Баумана, возглавляемой проф. В.В.Уваровым.

Применение ГТД на транспорте в настоящее время в связи с задачей роста грузооборота и скоростей движения до 200 км/час имеет хорошую перспективу из-за их большой агрегатной мощности, малого удельного веса и высокой степени надежности.

Опыт эксплуатации первых отечественных газотурбовозов с одновальными газотурбинными двигателями (в проектировании, постройке и испытании которых непосредственное участие принимал автор) показал, что наряду с высокой надежностью и простотой обслуживания они обладают низкой тепловой экономичностью на малых нагрузках и холостом ходу (Х.Х.), на котором транспортный двигатель работает свыше 40% общего времени работы.

Исследования ЦНИИ МПС выявили, что наибольшую долю в эксплуатационных затратах занимают расходы на топливо, которые достигают 64% от всех эксплуатационных расходов. Расход топлива при работе ГТД на Х.Х. на участке Льгов-Конотоп составлял 40-50% от всего расхода за поездку пассажирского газотурбовоза.

Проведенные расчеты показали, что снижение на 50% расхода топлива на режиме Х.Х. двигателя уменьшит на 12+30% (в зависимости от времени работы на Х.Х.) расход топлива газотурбовозом на измеритель работы 10^4 т.км.брутто.

Направление настоящей работы - повысить экономичность ЛГТД на режиме Х.Х. за счет регулирования характеристики компрессора.

Диссертация состоит из четырех глав.

В первой главе на основании анализа результатов эксплуатации первых отечественных газотурбовозов рассмотрены основные требования к компрессорам транспортных двигателей.

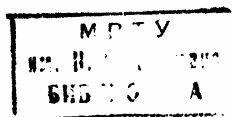
Из уравнения баланса мощности получена зависимость расхода топлива на режиме Х.Х. ($B_{\text{Х.Х.}}$) от основных термодинамических параметров двигателя, которая позволила выявить, что при прочих равных условиях для уменьшения $B_{\text{Х.Х.}}$ двигателя необходимо снижать расход воздуха и повышать КПД компрессора. Степень повышения полного давления до определенной величины ($\pi_{\text{К}} \approx 2,0$) не оказывает большого значения на $B_{\text{Х.Х.}}$. Поэтому возможен простой и эффективный путь снижения $B_{\text{Х.Х.}}$ за счет уменьшения числа оборотов Х.Х. двигателя и повышения КПД компрессора.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1195512

Хлебников Ю.В. Исследова-



У исследуемого двигателя $\bar{n}_k \approx 2$ соответствует снижению оборотов до $\bar{n} \approx 0,6$. На малых оборотах группа первых ступеней работает на малых числах Рейнольдса. Анализ литературных данных по влиянию числа Re на свойства компрессора позволяет сделать вывод, что на малых числах оборотов группа первых ступеней работает на положительных углах атаки и снижение числа Re , можно ожидать, не скажется на изменении у них $\bar{C}_{amin}$, т.е. режима, при котором ступень переходит в помпаж. Заметное же падение КПД наступает при $Re < Re_{кр}$. В связи с этим снижение оборотов исследуемого компрессора вплоть до $\bar{n} = 0,45 \pm 0,5$ не требует учета влияния изменения числа Re на свойства компрессора. Однако снижение числа оборотов холостого хода требует расширения диапазона устойчивой и эффективной работы компрессора в зоне малых чисел оборотов.

В начале второй главы дан обзор известных автору работ по исследованию характеристик ступеней, особенностей работы компрессора на нерасчетных режимах и процесса перестройки режима работы ступеней в системе компрессора. Исследование свойств проточной части компрессора чаще всего проводит в процессе последовательного сложения характеристик отдельных ступеней. Однако разработанные методы дают достаточно хорошее совпадение расчетных и опытных характеристик в области устойчивой работы ступеней в системе компрессора, т.е. обычно при $\bar{n} > 0,7$. В связи с тем, что основные методы расчета базируются на сложении характеристик отдельных ступеней, большое внимание в технической литературе уделяется методам расчета характеристик изолированных ступеней. Характеристики ступеней определяют, используя теоретические зависимости аэродинамических свойств от их геометрических параметров, либо обобщенные зависимости аэродинамических показателей от каких-либо комплексных параметров, либо в процессе экспериментальных исследований отдельных ступеней. Наличие разных подходов к обобщению мощностей характеристики ступеней послужило основанием для определения условий, позволяющих обобщать семейство характеристик теоретического напора разных ступеней одной кривой. Используя известную зависимость коэффициента теоретического напора $\bar{H}_t$ от углов входа β_1 и выхода β_2 относительной скорости потока на среднем радиусе рабочего колеса при условии равенства осевых составляющих скорости на входе и выходе из венца $\bar{C}_{a1} = \bar{C}_{a2}$ $\bar{H}_t = \bar{r}_{cp} \bar{C}_{a1} (tg \beta_1 - tg \beta_2)$ и аналогичную ей зависимость для этой же ступени на режиме с

оптимальными параметрами $\bar{H}_T^*$, $\bar{C}_{a1}$, β_1^* , β_2^* , обеспечивающими получение максимального КПД, после несложных преобразований при условии $\beta_2 = \beta_2^*$ и $\beta_1 = \beta_1^*$ легко найти

$$\frac{\bar{H}_T^*}{\bar{r}_{cp}^2} \left(\frac{\bar{H}_T^*}{\bar{H}_T^*} - \frac{\bar{C}_{a1}}{\bar{C}_{a1}^*} \right) = 1 - \frac{\bar{C}_{a1}}{\bar{C}_{a1}^*}$$

Эта зависимость может быть записана в ином виде, аналогичном используемому в технической литературе, например:

$$\frac{\bar{H}_T}{\bar{r}_{cp}^2} - \frac{\bar{H}_T^*}{\bar{r}_{cp}^2} \cdot \frac{\bar{C}_{a1}}{\bar{C}_{a1}^*} = K_1; \quad \frac{\bar{H}_T}{\bar{r}_{cp}^2} = 1 - \left(1 - \frac{\bar{H}_T^*}{\bar{r}_{cp}^2} \right) \frac{\bar{C}_{a1}}{\bar{C}_{a1}^*}; \quad \frac{\bar{H}_T \cdot \bar{C}_{a1}}{\bar{H}_T^* \cdot \bar{C}_{a1}^*} = \frac{\bar{r}_{cp}^2}{\bar{H}_T^*} \left(\frac{\bar{C}_{a1}}{\bar{C}_{a1}^*} - 1 \right) + 1,$$

где $K_1 = \frac{(tg \beta_1 - tg \beta_2) - (tg \beta_1^* - tg \beta_2^*)}{tg \beta_1 + tg \beta_2} = 1 - \frac{\bar{C}_{a1}}{\bar{C}_{a1}^*}$ при принятом условии постоянства угла входа β_1 абсолютной и угла выхода β_2 относительной скорости потока независимо от режима по $\bar{C}_{a1}$.

Таким образом, разные комплексные зависимости, используемые для обобщения характеристик теоретического напора ступеней, имеют одну исходную основу.

Анализ показывает, что изменение относительной величины коэффициента теоретического напора $\bar{H} = \frac{\bar{H}_T}{\bar{H}_T^*}$ от относительной величины коэффициента расхода $\bar{C}_a = \frac{\bar{C}_{a1}}{\bar{C}_{a1}^*}$ у разных ступеней будет одинаковым при условии $\bar{H}_T = \bar{H}_{T_{исх}} \cdot \left(\frac{\bar{r}_{cp}}{\bar{r}_{cp_{исх}}} \right)^2$, т.е. в этом случае относительные характеристики вида $\bar{H}(\bar{C}_a)$ будут представлять одну линию. При анализе необходимо учитывать закон профилирования лопаток по высоте, т.к. характеристика ступени есть результат суммирования параметров потока в отдельных элементарных сечениях венца.

Следовательно, анализ напорных характеристик ступеней по обобщенным зависимостям без связи коэффициента теоретического напора с радиусом, рассматриваемой некоторыми авторами, не может быть обобщающим.

В диссертации рассмотрены опубликованные методы исследования режимов работы ступеней с использованием аналитических зависимостей между параметрами ступеней и компрессора на расчетном и не расчетном режимах. Однако все рассмотренные методы расчета разработаны либо для областей с устойчивыми режимами работы, либо для определенного класса ступеней и требуют учета взаимного влияния ступеней, что изучено пока еще недостаточно.

В диссертации метод расчетного исследования работы проточной части компрессора на малых числах оборотов составлен с учетом использования экспериментальной характеристики исходного компрессора, учитывающей все особенности работы ступеней и их взаимное влияние в системе.

Из уравнения неразрывности получена зависимость отношения коэффициента расхода $\bar{C}_{oi}$ в любом i -ом сечении для рассматриваемого ($\bar{C}_{oi}$) и номинального ($\bar{C}_{oi}^*$) режима работы компрессора от относительной величины расхода воздуха $\bar{G} = \frac{G}{G^*}$, числа оборотов $\bar{n}$ и полного давления $X = \frac{(p_{oi,r})}{(p_{oi}^*)}$

$$\bar{C}_{oi} = \frac{\bar{C}_{oi}}{\bar{C}_{oi}^*} = \frac{\bar{G}}{\bar{n}} \cdot \frac{(p_{oi,r})^{\frac{m-m_0}{m_0}}}{X^{\frac{m}{m_0}}} \cdot \frac{\varepsilon(\lambda_i)}{\left\{ 1 - \bar{C}_{oi}^* \cdot \frac{\bar{n}^k}{X^{\frac{m}{m_0}} (p_{oi,r})^{\frac{m-m_0}{m_0}}} [1 - \varepsilon(\lambda_i)^{k-1}] \right\}^{\frac{1}{k-1}}}$$

m_0, m - средний показатель политропы на номинальном и рассматриваемом режиме работы компрессора;

$(p_{oi,r}^*)$ - степень повышения полного давления от входа до рассматриваемого сечения на номинальном режиме работы компрессора;

$\varepsilon(\lambda_i)$ - газодинамическая функция.

Относительная величина давления в сечении на рассматриваемом режиме находится при решении уравнения, полученного при использовании известного допущения о малом повышении давления в ступени,

$$\int_{X_{i+1}}^{X_i} \frac{dX}{X^{\frac{1}{m}} \cdot \bar{n}^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{\bar{n}}{H^*} \cdot (p_{oi,r}^*)^{\frac{m-m_0}{m_0}} - X} = \ln (p_{oi,r}^*),$$

которое отличается от известного в технической литературе величиной $(p_{oi,r}^*)^{\frac{m-m_0}{m_0}}$, учитывающей изменение процесса сжатия при изменении режима работы компрессора по оборотам.

Обработка экспериментальных данных нескольких компрессоров показала, что при аналитическом исследовании в области оптимальных режимов работы по расходу для каждого оборотов можно принять постоянное значение показателя политропы, не возрастающее с уменьшением $\bar{n}$.

Используя известное положение, проверенное для исследуемого компрессора в диапазоне числа оборотов $\bar{n} = 1,0 + 0,353$, о том, что относительное изменение эффективной работы и КПД компрессора при изменении расхода воздуха относительно режима $\eta = \eta_{\max}$ вдоль линии $\bar{n} = \text{const}$ зависит от отношения средних для проточной части осевой скорости, представляется возможным по суммарной характеристике компрессора $\eta_k(G, n)$ и $\eta_k(G, n)$ построить необходимую для

аналитических исследований зависимость относительных величин коэффициентов напора и расхода $\bar{H}(\bar{C}_a)$

$$\frac{\frac{G_{1k}^{k-1}}{G_{1k0nm}^{k-1}} - 1}{\frac{G_{1k}^{k-1}}{G_{1k0nm}^{k-1}} - 1} = f\left(\bar{G} \cdot \frac{G_{1k0nm}^{\frac{1}{k-1}}}{G_{1k}^{\frac{1}{k-1}}}\right)$$

В диапазоне оборотов $\bar{n} = 1,0+0,3$ материалы обработки опытных данных исследуемого и других компрессоров показали, что для каждого компрессора имеется своя, но практически одна для данного компрессора графическая зависимость $\bar{H}(\bar{C}_a)$.

При экспериментальном снятии характеристик компрессора желательно замерять параметры потока за первым рабочим колесом, например, путем установки датчиков на лопатках направляющего аппарата или другим методом для оценки характеристики первой ступени в зоне малых значений $\bar{C}_a$ при работе её в системе компрессора.

Таким образом предложенный метод позволяет проводить инженерные расчеты и исследования процесса перестройки режима работы ступеней при изменении режима работы компрессора в области малых чисел оборотов без наличия характеристик ступеней и введения коэффициентов взаимного влияния ступеней, но с учетом переменной величины показателя политропы по оборотам.

При этом делается допущение, что изменение относительных величин напора и расхода каждой ступени данного компрессора подчиняется одной зависимости, полученной по суммарным параметрам.

Результаты расчета показали, что при снижении числа оборотов до $\bar{n} = 0,47$ в области оптимальных режимов работы компрессора отклонение режима работы по $\bar{C}_a$ у группы средних ступеней (4-8) достигает 20%, у группы первых - 40%, а у группы последних - 60% от величины $\bar{C}_a$ на номинальном режиме работы компрессора.

Имеется одна-две средние ступени, которые практически работают на постоянном режиме, т.е. $\bar{C}_a \approx 1,0$. Эффективность компрессора в зоне больших чисел оборотов $\bar{n} \geq 0,8$ выше при симметричном отклонении режима работы по $\bar{C}_a$ группы первых и последних ступеней, а в зоне малых чисел оборотов $\bar{n} \leq 0,7$ - выше при меньшем отклонении режима работы по $\bar{C}_a$ у группы первых ступеней. Расчеты показали, что без учета изменения показателя политропы $(G_{1k}^*)^{\frac{1}{k-1}}$ коэффициент расхода на входе в двенадцатую ступень на $\bar{n} = 0,47$ занижен на 16%.

Разгон потока тем сильнее, чем выше расчетная степень повышения давления и $m > m_0$.

Аналитическое исследование выявило возможность улучшения процесса сжатия на малых числах оборотов при увеличении расхода воздуха через группу первых ступеней и за счет повышения эффективности обтекания лопаточных венцов путем поворота лопаток.

Разработанный метод позволяет проводить исследование режима работы ступеней при перепуске части воздуха из проточной части в любом сечении. При этом делается допущение, что перепуск воздуха изменяет только режим работы ступеней, но не их характеристики. В процессе расчета уточняется показатель политропы в каждой ступени. По найденной степени повышения давления в каждой ступени π'_i и величине уточненного показателя политропы находится отношение величины приращения температуры $\Delta T'_k$ в компрессоре в процессе сжатия при открытом перепуске к температуре на входе в компрессор T_0

$$\frac{\Delta T'_k}{T_0} = \sum_{i=1}^z \frac{\Delta T_i}{T_{0i}} = \sum_{i=1}^z \prod_{j=1}^i (\pi'_{ij})^{\frac{m_{ij}-1}{m_{ij}}} \cdot [(\pi'_{iz})^{\frac{m_{iz}-1}{m_{iz}}} - 1]$$

Π - оператор произведения. По найденным величинам π'_k и $\frac{\Delta T'_k}{T_0}$ уточняется среднее значение показателя политропы для проточной части при наличии перепуска воздуха. Проведенные расчеты показали, что дальнейшего уточнения не требуется при $|m_k - m_k| \leq 0,05$, где m_k - исходное значение.

Расчетный метод позволяет определять параметры потока по длине проточной части, отклонение режима работы ступеней по $\bar{C}_0$ от величины на номинальном режиме работы компрессора при варьировании количеством перепускаемого воздуха через канал перепуска (расположение которого выбирается и уточняется на основании анализа режима работы ступеней).

Расчеты показали, что на режиме $\bar{\pi} = 0,47$ и $\bar{C}_0 = \frac{C_{0\text{вх}}}{C_0} = 0,247$ при перепуске 32% расхода воздуха $\pi'_k = 1,6$ и КПД проточной части $\eta_n = 0,706$. Увеличение перепуска до 50% приводит к росту $\pi'_k = 1,63$ и $\eta_n = 0,755$.

При расходе $\bar{C}_0 = 0,316$ на тех же оборотах и перепуске 17% $\pi'_k = 1,419$ и $\eta_n = 0,729$ увеличение до 30% перепускаемого воздуха приводит к снижению $\pi'_k = 1,39$ и $\eta_n = 0,688$. Анализ такого изменения параметров компрессора показал, что, например,

при $\bar{G} = 0,316$ увеличение массы перепускаемого воздуха до 30% приводит к более резкому возрастанию осевой составляющей скорости в группе первых ступеней, смещая режим работы, например, пятой ступени на правую ветвь почти на 19% относительно режима её работы на номинальном режиме компрессора, т.е. $\bar{C}_{a5} = \frac{C_{a5}}{C_{a5}} = 1,187$, тогда как при перепуске 17% воздуха режим работы пятой ступени находится ближе к номинальному $\bar{C}_{a5} = 1,06$.

Для 10-й ступени при перепуске 30% смещение режима достигает $\bar{C}_{a10} = 1,44$, тогда как при перепуске 17% $\bar{C}_{a10} = 1,428$. Такое изменение режимов работы ступеней вызвано несоответствием между изменением плотности потока и выбранным для расчетного режима законом изменения площади проточной части вдоль оси компрессора.

Исследование режимов работы ступеней в зоне малых чисел оборотов $\bar{n} < 0,6$ показало, что даже значительный (более 30% от расхода на выходе из компрессора) перепуск воздуха из района средних ступеней не обеспечивает желательного улучшения условий обтекания лопаток. Отклонение режима работы ступеней по $\bar{C}_a$ связано с изменением угла атаки. Изменяя углы установки лопаток в зависимости от режима работы компрессора можно приблизить каждую ступень к оптимальным условиям работы по углу атаки, например, на среднем радиусе венца.

Анализ опубликованных материалов показывает, что регулирование характеристик поворотом лопаток направляющих аппаратов, спроектированных по закону постоянства циркуляции, по данным на одном среднем радиусе обеспечивает наименьшие отклонения в сравнении с результатами полных расчетов по высоте.

Необходимое изменение угла входа абсолютной скорости потока в рабочее колесо α_1 в зависимости от режима работы компрессора оцениваем из условия сохранения угла атаки на среднем радиусе рабочего колеса на рассматриваемом и номинальном режиме работы компрессора.

Анализ показывает, что величина требуемого изменения угла поворота лопаток направляющего аппарата на рассматриваемом режиме работы для обеспечения эффективного обтекания на среднем радиусе лопаток рабочего колеса и лопаток, находящихся перед ним, направляющего аппарата отличается из-за несоответствия осевой составляющей скорости на входе и выходе из направляющего аппарата,

зависящей прежде всего от величины потерь давления. Однако известно, что в случае разгона потока в венце затягивается отрыв потока с поверхности лопаток, а это способствует повышению КПД в области малых $\bar{C}_D$ и смещению границы срывных режимов в сторону меньших значений $\bar{C}_D$.

При аналитическом исследовании полагаем, что потери в венце при одинаковых углах атаки на Р.К. и относительно небольших углах поворота лопаток направляющего аппарата (Н.А.) $\Delta\beta_r \leq 10^\circ$ равны. Поэтому считаем, что изменение угла установки лопаток не изменяет исходной зависимости $\eta(i)$. Явное отличие представляет первая ступень, так как поток воздуха к ВНА всегда притекает в осевом направлении. Результаты исследования ВНА даны в III главе.

Разработанный метод расчета позволяет оценить необходимый угол поворота лопаток НА при наличии перепуска воздуха; по величине угла выбрать количество венцов для регулирования; определить изменение параметров потока вдоль проточной части и за компрессором.

Расчеты показали, что для каждого режима работы компрессора требуется определенный поворот лопаток. Так на режиме $\bar{n} = 0,47$ и $\bar{G} = 0,316$ при перепуске 30% требуется поворот первых трех венцов соответственно на $\Delta\beta_r = 15^\circ 45'$; $8^\circ 13'$ и $5^\circ 4'$, тогда как при перепуске 27% $\Delta\beta_r = 21^\circ 54'$; $16^\circ 10'$; $13^\circ 2'$ и четвертого венца на $2^\circ 13'$.

На режиме $\bar{n} = 0,6$ и $\bar{G} = 0,44$ при перепуске 30% расхода углы поворота соответственно равны $\Delta\beta_r = 9^\circ 45'$; $3^\circ 44'$ и $0^\circ 2'$. Следовательно, наиболее рациональным решением может быть плавное изменение углов установки лопаток с изменением режима работы компрессора.

Аналитическое исследование показало, что регулирование характеристик поворотом лопаток группы первых ступеней (при наличии перепуска воздуха), отклоняющихся более чем на 20% по $\bar{C}_D$ от величины на номинальном режиме работы компрессора, повышает эффективность работы проточной части и расширяет диапазон устойчивых режимов по расходу. В связи с этим для решения поставленной задачи смещения режима Х.Х. на обороты $\bar{n} = 0,45 \pm 0,5$ достаточен поворот лопаток ВНА и НА-I на 10° и НА-II на 5° в сторону увеличения закрутки потока перед РК при перепуске не менее 30% воздуха из района средних ступеней.

Граница устойчивой работы при регулировании оценивается из условия постоянства максимальной величины угла атаки на среднем радиусе рабочего колеса на каждом числе оборотов для рассматриваемой и исходной характеристики компрессора.

В третьей главе рассмотрены результаты опытной проверки поворота лопаток статора и перепуска воздуха на изменение режима работы ступеней, характеристик ступеней и компрессора. В диссертации исследован осевой двенадцатиступенчатый компрессор с постоянным диаметром втулки, лопатки которого спрофилированы по закону $C_u \cdot r = \text{const}$. Расчетные параметры компрессора: расход воздуха 23,6 кг/сек, степень повышения полного давления $\pi_{1k} = 6$ при числе оборотов 8500 об/мин. Экспериментальный компрессор изготовлен с поворотными лопатками направляющих аппаратов всех ступеней и исследован при непосредственном участии автора на компрессорном стенде ЦАГИ и на заводском стенде в системе ЛГТД № I. Штатный компрессор с исходной проточной частью и при установке поворотных лопаток НА (по результатам данной работы) испытан на заводском стенде в системе ЛГТД № 5.

Исследование характеристик и анализ режима работы ступеней проводится на компрессоре с измененными (относительно расчетного положения) углами установки всех направляющих аппаратов с целью увеличения расхода при расчетном числе оборотов. Параметры компрессора на номинальном режиме $G^* = 25,96 \text{ кг/сек}$; $\pi_{1k} = 6$; $n = 8500 \text{ об/мин}$.

Перепуск воздуха за шестой ступенью на $\bar{\pi} = 0,35 \pm 0,8$ показал, что массовый расход воздуха, замеренный на выходе из компрессора, практически не отличается от расхода воздуха без перепуска вблизи оптимальных режимов работы компрессора для соответствующих приведенных оборотов. При перепуске на частичных оборотах увеличивается максимальный напор, создаваемый компрессором, и КПД проточной части.

На оборотах $\bar{n} = 0,5 \pm 0,7$ увеличение максимального напора достигает 10%, а на $\bar{n} = 0,353$ около 4%. КПД проточной части на оборотах $\bar{n} = 0,85 \pm 0,7$ увеличивается на $0,03 \pm 0,06$, а на оборотах $\bar{n} = 0,6 \pm 0,353$ на $0,1 \pm 0,18$. Граница помпажа при открытом перепуске смещается в область меньших расходов. Величина смещения может быть оценена коэффициентом K_c , представляющим отношение $\bar{G}_1$ и G соответственно на границе устойчивой

работы при открытом и закрытом перепуске. В этом случае на оборотах $\bar{n} = 0,7; 0,6; 0,47$ коэффициент K_c соответственно равен 1,3; 1,39 и 1,34. На $\bar{n} = 0,85$ $K_c = 1,06$.

Угол выхода потока и величина потерь давления в венце при повороте лопаток исследована при исходном и повернутом на 10° и 20° угле установки лопаток ВНА. Поворот лопаток ВНА на 10° и 20° в сторону увеличения закрутки практически обеспечивает поворот потока соответственно на этот же угол. Коэффициент потерь при расчетном угле установки лопаток достигает $\zeta = 0,076$. Поворот лопаток на 20° от расчетного положения увеличивает коэффициент потерь почти в 2,0 раза.

Экспериментальный компрессор был препарирован для замера параметров потока воздуха на входе, выходе и вдоль проточной части за каждой ступенью.

Обработка опытных данных позволила строить и анализировать изменение давления вдоль проточной части в зависимости от режима работы компрессора по оборотам и расходу, рассчитывать изменение режима работы каждой ступени и строить напорные характеристики ступеней в параметрах напор-расход.

Сравнение экспериментальных характеристик ступеней с теоретическими, полученными при контрольных расчетах по методике, разработанной в ЦАГИ С.А. Довжиком, и опытными характеристиками модельных одноступенчатых компрессоров, подобных первой и шестой ступеням, позволило выявить характер изменения режима работы ступеней при изменении режима работы компрессора и оценить величину взаимного влияния ступеней в системе компрессора.

Сравнение зависимости $\bar{n}(\bar{C}_a)$, построенной по суммарным параметрам компрессора, с относительными характеристиками ступеней, полученными при исследовании компрессора, показывает, что в исследованном диапазоне $\bar{n} = 1,0 \div 0,6$ и $\bar{C} = \frac{C}{C_a} = 1,02 \div 0,35$ изменение режима работы первой ступени соответствует левой и средней ветви ($\bar{C}_a = 0,6 + 1,1$), для последней ступени — средней и правой ветви ($\bar{C}_a = 0,8 + 1,6$), а для шестой ступени — средней части зависимости $\bar{n}(\bar{C}_a)$.

Результаты исследований, выполненные в диссертации, позволили заводу установить на газотурбовоз ГТД с регулируемой геометрией проточной части компрессора. Изменение условий входа

потока в компрессор на газотурбозове в сравнении с условиями на стенде требовали исследования гидравлической характеристики воздухозаборного устройства (ВЗУ). Установка направляющих поверхностей в ВЗУ выровняла поле скоростей на входе в компрессор. Испытания показали, что при одних и тех же фильтрах потери давления в ВЗУ увеличиваются с увеличением скорости движения локомотива.

Диапазон работы компрессора в системе ЛГТД приводит к значительному изменению условий обтекания спрямляющего аппарата, обеспечивающего осевой вход потока в диффузорный патрубок. По замерам в системе компрессора потери полного давления в двух венцах $HA_{12} \pm CA$, установленных за последним рабочим колесом, на режиме $\bar{P} = 0,7$ практически перекрывают напор, создаваемый последней ступенью. На оборотах $\bar{P} = 0,6$ потери давления в двух венцах практически равны напору, создаваемому двумя последними ступенями. Изменение угла установки лопаток направляющего аппарата HA_{12} на $5^{\circ}30'$ позволило снизить величину потерь во всем диапазоне исследованных режимов почти вдвое.

В четвертой главе рассматриваются результаты испытаний ЛГТД с регулируемым компрессором на малых числах оборотов $\bar{P} \leq 0,6$. Изменение угла установки трех аппаратов соответственно ВНА и $HA-I$ на 10° , $HA-II$ на 5° обеспечило эффективное решение задачи расширения диапазона устойчивой работы, увеличения степени повышения полного давления и КПД проточной части в диапазоне исследованных режимов $\bar{P} < 0,7$.

Поворот лопаток трех НА в сочетании с перепуском воздуха на оборотах $\bar{P} = 0,47-0,6$ на каждой постоянной скорости вращения при соответственно одном и том же массовом расходе воздуха на выходе обеспечивает повышение полного давления на $3+4\%$ в сравнении с характеристиками при регулировании поворотом только одним ВНА. В зоне малых чисел оборотов при $\bar{G}_{1k} = 1,5 + 2,5$ для исследованных рациональных сочетаний углов установки лопаток рост КПД проточной части достигает $0,05 + 0,10$.

Проведенные исследования подтвердили, что на малых числах оборотов улучшение условий работы группы первых ступеней (отклоняющихся более 20%, по $\bar{G}_M$ от величины на номинальном режиме работы компрессора) приводит к значительному расширению диапазона устойчивой и эффективной работы всего многоступенчатого компрессора.

Испытания показали, что выход с оборотов X.X. $\bar{n} = 0,47$ ($n = 4000$) на режим нагружения, принятый на газотурбовозе ($n = 7000 \pm 200$), не превышает 15 ± 20 сек. Снижение оборотов X.X. почти на 40% при одновременном повышении эффективности работы проточной части компрессора обеспечило уменьшение расхода топлива на режиме X.X. почти на 50%. У эксплуатируемых газотурбовозов двигатели на режиме X.X. потребляют 450 кг/час топлива. Расход топлива у этих же двигателей (при регулировании проточной части) на $\bar{n} = 0,47$ достигает 230 кг/час, что составляет около 18,5% от расхода на номинальной нагрузке.

В В В О Д Ы

1. Аналитическое исследование свойств проточной части компрессора в зоне малых чисел оборотов, использующее суммарную характеристику, позволяет исследовать относительное изменение режимов работы ступеней и параметров потока в зависимости от режима работы компрессора и при регулировании его характеристик поворотом лопаток в сочетании с перепуском воздуха.

2. Аналитическое исследование выявило:

а) улучшение условий обтекания профилей решеток при рациональном сочетании перепуска воздуха и поворота лопаток группы первых ступеней, режим работы которых по коэффициенту расхода отклоняется более 20% от значений на номинальном режиме работы компрессора, повышает эффективность проточной части и расширяет диапазон устойчивой работы компрессора на малых числах оборотов;

б) режим максимальных КПД компрессора во всем рассмотренном диапазоне оборотов соответствует условию работы средних одной - двух ступеней практически при постоянном коэффициенте расхода. Снижение числа оборотов до 20% ($\bar{n} \geq 0,8$) вдоль линии максимальных КПД характеризуется почти симметричным отклонением коэффициента расхода у группы первых и последних ступеней относительно значения на номинальном режиме работы компрессора.

При более глубоком снижении числа оборотов экономичность компрессора выше при меньшем отклонении коэффициента расхода у группы первых ступеней;

в) группа первых трех ступеней в зоне малых чисел оборотов создает при меньшей затрате мощности почти такой же напор, что и группа последних шести ступеней.

3. Экспериментальное исследование подтвердило, что регулирование характеристик компрессора в зоне малых чисел оборотов поворотом лопаток направляющих аппаратов первых ступеней в сочетании с перепуском воздуха повышает эффективность работы проточной части и тем самым позволяет снизить обороты холостого хода двигателя на 40% и уменьшить расход топлива на режиме Х.Х. почти на 50%, снизив с 36% до 18,5% от расхода на номинальной нагрузке, что повышает экономическую эффективность работы газотурбовозов.

Проведенные исследования не исчерпали возможного многообразия решений, связанных с исследованием процесса изменения режима работы ступеней и поиска оптимального варианта по повышению эффективности их работы, однако результаты и предложения могут оказаться полезными при решении практических задач на других двигателях.

Результаты выполненных исследований использованы Коломенским тепловозостроительным заводом при модернизации ЛГТД № 5 и при проектировании компрессоров новых ЛГТД с более сложными термодинамическими схемами.

Материалы диссертации изложены в следующих работах:

1. "Перспективы применения газотурбовозов", Железнодорожный транспорт № 12, 1963. Соавторы: Мачнев Б.Н., Найман Л.М., Нестеров Э.И., Шахрай Д.И.

2. "Экспериментальное исследование характеристик осевого многоступенчатого компрессора, регулируемого поворотом лопаток статора и перепуском воздуха". Энергомашиностроение, № 4, 1968.

3. "Снижение расхода топлива на холостом ходу газотурбинных двигателей газотурбовозов Г1 и Г11", Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта, № 2, 1969, Соавторы: Нестеров Э.И., Сосновский В.М., Голузина Т.Н.

4. "Исследование потерь и неравномерности потока воздуха в воздухозаборных устройствах локомотивных газотурбинных установок". Труды МИИТ, вып. 335, 1970. Соавтор - Смирнов В.М.

5. "Отечественные газотурбовозы", Машиностроение, М. 1971. Соавторы: Воронков Л.А., Зархе С.М. и др.

6. "Расширение рабочего диапазона характеристик осевого компрессора на малых скоростях вращения при регулировании направляющими лопатками первых ступеней". Энергомашиностроение, № 8, 1971.

Некоторые положения диссертации были доложены автором на Всесоюзной межвузовской конференции по газотурбинным и комбинированным установкам в МВТУ им. Баумана в июне 1970 г.

1-75247

КТБ-КМЦ т.130 Зак.1617