М315902

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТ

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ГРИШИН Юрий Аркадьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ В СИСТЕМЕ "ВЫПУСКНОЙ ТРУБОПРОВОД КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ - ОСЕВАЯ ТУРБИНА"

(05.04.02 - тепловые двигатели)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1977

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р
М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ГРИШИН Юрий Аркадьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ В СИСТЕМЕ "ВЫПУСКНОЙ ТРУБОПРОВОД КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ - ОСЕВАЯ ТУРБИНА"

(05.04.02 - тепловые двигатели)

М315902

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана
1315902
Гришин Ю.А. Исследование н

М

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1977

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель – Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор КРУГЛОВ М.Г.

Официальные оппоненты – доктор технических наук, и.о.профессора ДЫЧЕНКО В.Г.,

кандидат технических наук, ст.преподаватель ШАБАРОВ А.Б.

Ведущее предприятие – указано в решении Ученого Совета.

Защита диссертации состоится "16" мая 1977 года в "15" часов на заседании Специализированного Совета К-33/5 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" МВТУ им.Н.Э.Баумана по адресу: г.Москва, I07005, Лефортовская набережная, д.I, корпус факультета "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "22" марта 1977 года.

Ваш отзыв на автореферат в 2-х экземплярах, заверенный печатью учреждения, просьба выслать по адресу: Москва, I07005, 2-я Бауманская ул., д.5, МВТУ, ученому секретарю Совета К-33/5.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА
К.Т.Н., доцент МАНУШИН Э.А.

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность пробдемы. В настоящее время, наряду с широкими экспериментальными исследованиями, осуществляется внедрение методов математического расчета процессов, происходящих в выпускных трактах ДВС. Разработка граничных условий и использование численных методов решения системы дифференциальных уравнений, описывающих нестационарное течение газа, позволяют провести с помощью ЭВМ достаточный объем "численных экспериментов" для выдачи необходимых при конструировании рекомендаций. Это дает возможность выбрать параметры выпускной системы таким образом, что возникающие в ней волновые явления будут оказывать существенное положительное влияние на газообмен, улучшая тем самым основные показатели двигателя.

Однако значительного успеха удалось достичь лишь для двигателей без газовых турбин на выпуске. В комбинированных же двигателях внутреннего сгорания (КДВС), вследствие особой сложности процессов в выпускной системе с газовой турбиной и недостаточной разработанности математической модели течения в системе "трубопровод-турбина", "численные эксперименты" не дают желаемых результатов. Существующие в настоящее время расчетные методики определения параметров нестационарного течения на границе "трубопровод-турбина", основанные на условной замене турбины диафрагмой или эквивалентным соплом, не отражают реальных физических особенностей взаимодействия волн давления с турбиной. В результате они не позволяют правильно определять энергию, передаваемую рабочему колесу турбины при взаимодействии с ним волн, не дают возможности правильно рассчитывать отражение волн от турбины в широком диапазоне изменения параметров, характерном для импульсного наддува и, как следствие, не позволяют с достаточной степенью точности проводить расчетные исследования выпускных систем КДВС с целью выбора их рациональной конструкции и обеспечения "волновой настройки".

Цель работы. Целью диссертационной работы было создание и экспериментальная проверка методики расчета нестационарного течения в системе "выпускной трубопровод-осевая турбина", учитывающей особенности работы реальной турбины в импульсном режиме.

Методы исследования. Нестационарное течение в трубопроводе, к которому пристыкована турбина, и в каналах турбины, подводящих газ к рабочему колесу, описывается системой квазилинейных дифференциальных уравнений в частных производных, соответствующих основным законам этого течения. Замыкает систему уравнение термодинамического процесса в движущемся газе. Течение начинается вслед за проходом по трубопроводу и каналам турбины первоначального возмущения. Таким образом, начальные условия известны на первой характеристике течения. Взаимодействие потока с рабочим колесом осевой турбины, протяженность межлопаточных каналов которого невелика, рассматривается как взаимодействие на границе. В такой постановке математическая задача о расчете нестационарного течения в системе "выпускной трубопровод-турбина" относится к классу задач Гурса. Для ее решения в данной работе используется численный метод характеристик, соответствующих движению фронтов элементарных волн давления. Расчет взаимодействия этих волн с границей (рабочим колесом) осуществляется с помощью теории распада произвольного разрыва. Для проверки применимости этой теории и всей методики расчета нестационарного течения в системе "выпускной трубопровод-турбина" были проведены эксперименты на специально созданной одноцикловой установке, которая позволяет фиксировать в "чистом" виде волны, идущие к турбине и отраженные от нее. Данные расчетов, проведенных на ЭВМ БЭСМ-6 и М-222, хорошо согласуются с результатами соответствующих экспериментов.

Научная новизна. Новизна предложенной методики расчета состоит в том, что в ней впервые учтены реальные особенности работы осевой турбины в импульсном режиме: непрерывное изменение степени реактивности в результате перестройки треугольников скоростей на входе и выходе из рабочего колеса, непрерывная перестройка зон отрыва в межлопаточных каналах рабочего колеса и изменение в широких пределах связанных с отрывом потерь, изменение параметров во времени и по длине в самой турбине, учтены также потери, обусловленные парциальностью.

Кроме того, в процессе исследований, проведенных при решении задач работы, были впервые получены следующие результаты, имеющие самостоятельное научное значение.

I. Разработан численный метод решения одномерных неизэн-

тропических задач нестационарной газодинамики, в котором изменения параметров течения рассматриваются только в 2-х характеристических направлениях.

2. Для течений в трубопроводах при допущении о постоянстве энтропии показаны области возможного изменения скорости газа на фронтах волн. По аналогии со стационарным течением получена система характерных скоростей, соответствующих режимам истечения в пустоту, полного торможения и критическим. Разработаны системы газодинамических функций от приведенных скоростей, существенно упрощающие расчеты нестационарного течения.

3. Разработаны простая физическая модель образования стационарных зон отрыва вблизи передних кромок турбинных профилей при нерасчетных углах входа потока и соответствующая методика расчета отрывных профильных потерь. Методика не содержит эмпирических коэффициентов и предназначается для определения потерь с учетом реальной толщины передних кромок профилей и сжимаемости газа.

Практическая ценность. Разработанная методика расчета нестационарного течения в системе "выпускной трубопровод-осевая турбина" позволит производить "численные эксперименты" для выпускных систем КДВС с целью их оптимизации. В результате сократятся затраты средств и времени на доводку сложных силовых установок, повышение их мощности и улучшение других технико-экономических показателей.

Необходимо отметить практическую ценность того, что в предложенной методике особенности взаимодействия потока с турбиной удалось учесть, не выходя за рамки одномерного подхода. Численное решение плоской или пространственной задачи о нестационарном течении через турбину увеличило бы время расчета на ЭВМ в десятки раз, потребовало бы резкого увеличения объема памяти машины и, в результате, решение практических вопросов двигателестроения с помощью таких численных экспериментов стало бы нецелесообразным.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушана на заседании кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1976 году. По основным разделам работы были сделаны доклады на научно-технических конференциях кафедры в 1975 и 1976 годах. Работа по определению отрывных

профильных потерь, являющаяся частью общей расчетной методики, представлялась на конкурс работ молодых ученых МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1976 г. и была премирована. Полученная в работе расчетная методика внедряется на Коломенском тепловозостроительном заводе им.В.В.Куйбышева, основные результаты исследования используются в учебном процессе и научно-исследовательской работе кафедры.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в трех печатных работах.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и выводов. Она содержит 106 страниц основного текста, 36 рисунков, 3 таблицы, а также список использованной литературы, включающий 120 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе анализируются существующие методы расчета течения газа в выпускных системах КДВС: квазистационарные, методы, основанные на упрощении системы дифференциальных уравнений нестационарного одномерного течения газа, и методы, основанные на численном решении системы квазилинейных дифференциальных уравнений.

Показано, что вслед за работами Р.С.Бенсона, Г.Зейферта, О.Г.Красовского, М.Г.Круглова и др., в последнее время усиливается тенденция к исследованию процессов в выпускных системах КДВС на основе методов численного решения системы квазилинейных дифференциальных уравнений, описывающих одномерное движение неавтомодельных гладких волн конечной амплитуды. Среди перечисленных выше эти методы наиболее полно отражают особенности нестационарных процессов в выпускных системах. Вместе с тем, сами авторы отмечают, что успешное использование методов численного расчета в дальнейшем будет определяться уточнением и разработкой новых граничных условий и, в частности, граничных условий у турбины, которая в настоящее время во всех расчетах условно заменяется соплом.

В связи с этим была поставлена указанная выше цель диссертационной работы и сформулированы основные задачи, которые необходимо решить для достижения поставленной цели:

I. Теоретически исследовать нестационарное течение газа

по трубопроводам выпускных систем двигателей внутреннего сгорания.

2. Теоретически исследовать течение газа через решетки осевых турбин при изменении в широких пределах параметров газа на входе.

3. Спроектировать, изготовить экспериментальную установку и провести на ней исследование нестационарного течения в системе "выпускной трубопровод-осевая турбина".

4. Рассчитать на ЭВМ нестационарное течение в каналах экспериментальной установки с целью проверки разработанной расчетной методики и выдачи рекомендаций к ее использованию.

Вторая глава посвящена математическому описанию нестационарного течения в трубопроводах выпускных систем. Для исследования неизэнтропического течения используется известная математическая модель:

$$\begin{cases} \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{V}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial X} + \frac{V}{F}\frac{\partial F}{\partial X} = 0, & (1) \\ \frac{\partial V}{\partial t} + V\frac{\partial V}{\partial X} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial X} + \lambda_T \frac{V^2}{2D_2} = 0, & (2) \\ \frac{\partial S}{\partial t} + V\frac{\partial S}{\partial X} = \frac{\kappa R}{a^2 D_2}\left[\lambda_T \frac{|V|^3}{2} - \frac{4\alpha_T}{\rho}\left(\frac{a^2}{\kappa R} - T_{CT}\right)\right], & (3) \\ \frac{P}{P_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{\kappa} \exp\left(\frac{S - S_0}{C_V}\right), & (4) \end{cases}$$

где $\rho, P, V, a, S, R, \kappa, c_v$ - соответственно плотность, давление, скорость потока, скорость звука, энтропия, газовая постоянная, показатель адиабаты и удельная теплоемкость газа при постоянном объеме; λ_T и α_T - коэффициенты трения и теплоотдачи; T_{CT} и D_2 - температура стенки и гидравлический диаметр канала; X и t - координаты расстояния и времени.

В данной работе для численного решения этой системы предлагается новый вариант метода характеристик, в котором при построении расчетной сетки рассматривается пересечение характеристик только двух семейств.

На основании уравнений (I), (2) и (4) были получены конечно-разностные зависимости

$$\frac{\Delta_\alpha P}{\Delta_\alpha t} = -\frac{aV}{F}\frac{\Delta_\alpha F}{\Delta_\alpha X} + \frac{a}{\kappa R}\left[(\kappa-1)\left(\frac{\partial S}{\partial t} + V\frac{\partial S}{\partial X}\right) + \left(\frac{\delta S}{\delta t}\right)_\alpha\right] - \lambda_T \frac{V^2}{2D_2}, \quad (5)$$

$$\frac{\Delta_\beta Q}{\Delta_\beta t} = -\frac{aV}{F}\frac{\Delta_\beta F}{\Delta_\beta X} + \frac{a}{\kappa R}\left[(\kappa-1)\left(\frac{\partial S}{\partial t} + V\frac{\partial S}{\partial X}\right) + \left(\frac{\delta S}{\delta t}\right)_\beta\right] + \lambda_T \frac{V^2}{2D_2}, \quad (6)$$

выражающие изменения инвариантов Римана $\mathcal{P}=\frac{2}{\kappa-1}a+V$ и $Q=\frac{2}{\kappa-1}a-V$ вдоль ограничивающих элементарную расчетную ячейку отрезков характеристик $\Delta_\alpha X=(V+a)\Delta_\alpha t$ и $\Delta_\beta X=(V-a)\Delta_\beta t$. Значения полных производных энтропии вдоль α и β характеристических направлений определяются с помощью формул

$$\left(\frac{\delta S}{\delta t}\right)_\alpha=\left(\frac{\partial S}{\partial t}+V\frac{\partial S}{\partial x}\right)\frac{[(V+a)\Delta_\ell t-\Delta_\ell X]-a\Delta_\ell S}{V\Delta_\ell t-\Delta_\ell X}, \qquad (7)$$

$$\left(\frac{\delta S}{\delta t}\right)_\beta=\left(\frac{\partial S}{\partial t}+V\frac{\partial S}{\partial x}\right)\frac{[(V-a)\Delta_\ell t-\Delta_\ell X]+a\Delta_\ell S}{V\Delta_\ell t-\Delta_\ell X}. \qquad (8)$$

Эти формулы получены на основании выражения полной производной энтропии вдоль направления ℓ, связывающего точки, исходные для рассматриваемых отрезков $\Delta_\alpha X$ и $\Delta_\beta X$. Подставляя значения скоростей в исходных точках, разностей координат и энтропии, а также эйлеровых производных $\frac{\partial S}{\partial t}+V\frac{\partial S}{\partial x}$, вычисленных по формуле (3) (коэффициенты трения λ_T и теплоотдачи α_T должны быть известны из опыта), можно найти в первом приближении производные $\left(\frac{\delta S}{\delta t}\right)_\alpha$, $\left(\frac{\delta S}{\delta t}\right)_\beta$ и, далее, инварианты Римана $\mathcal{P}$ и Q в точке пересечения отрезков $\Delta_\alpha X$ и $\Delta_\beta X$. Значения энтропии в этой точке определяются с помощью производных $\left(\frac{\delta S}{\delta t}\right)_\alpha$ и $\left(\frac{\delta S}{\delta t}\right)_\beta$, параметры P, ρ, T – с помощью термодинамических зависимостей, соответствующих уравнению процесса (4). После этого необходимо выполнить второе расчетное приближение, уточняя значения параметров в искомой узловой точке. Для этого в уравнения (5÷8) подставляются средние значения параметров на отрезках $\Delta_\alpha X$ и $\Delta_\beta X$, полученные из первого приближения. Расчет узловых точек на границах трубопровода, в частности, у турбины производится несколько иначе, так как пересечение отрезков характеристик происходит уже не с отрезками противоположного семейства, а с границей. В этом случае вместо изменения инварианта на отсутствующем отрезке рассматривается изменение числа $M=\frac{V}{a}$ потока, движущегося через границу.

Предложенный метод расчета узловых точек сетки значительно проще известного метода Массо, который имеет весьма сложную логическую схему, обусловленную расчетом параметров еще и вдоль третьего, энтропийного характеристического направления.

В ряде случаев при исследовании волновых процессов в реальных и модельных газовоздушных трактах двигателей можно принять допущения о том, что площадь проходного сечения постоянна, а изменения энтропии в потоке пренебрежимо малы. В этих

случаях P и Q соответственно на α и β характеристиках будут оставаться постоянными и, следовательно, течение в рядах элементарных расчетных ячеек, расположенных вдоль α и β характеристик, может рассматриваться как автомодельное течение в простых волнах Римана.

На основании законов постоянства инвариантов в работе показано, что при изменении произвольной первоначальной скорости потока за счет движения простых волн сжатия и разрежения, обращенных вперед и назад, на определенных точках фронтов этих волн могут существовать 8 различных характерных режимов нестационарного течения: 2 режима истечения в пустоту (максимальные скорости), 2 режима полного торможения и 4 критических режима, при которых возмущение в потоке останавливается, а затем изменяет свое направление. Этим режимам соответствуют определенные значения характерных скоростей, зависящие от значений постоянных инвариантов и показателя адиабаты газа. По аналогии со стационарным течением были введены приведенные скорости, которые представляют собой отношения скоростей газа к этим характерным скоростям и местной статической скорости звука, а также газодинамические функции от приведенных скоростей. Функции представляют собой отношения статической скорости звука, температуры, плотности и давления газа к соответствующим параметрам, которые можно получить, затормозив газ простыми волнами, идущими по потоку и против потока. Например, для волн, идущих по потоку

$$\frac{P}{P'^{*}} = \pi'(M) = \left(\frac{1}{1-\frac{K-1}{2}M}\right)^{\frac{2K}{K-1}} \quad \text{или} \quad \frac{P}{P'^{*}} = \pi'(\Lambda') = (1-\Lambda')^{\frac{2K}{K-1}}.$$

В этих соотношениях P'^{*} – давление торможения в волне, Λ' – приведенная скорость, представляющая собой отношение местной скорости к скорости нестационарного истечения в пустоту.

С помощью газодинамических функций нестационарного течения удобно проводить расчеты движения и взаимодействия уединенных волн. В работе приведены примеры таких расчетов. Кроме того, на их основе разработан новый вариант метода характеристик для численного расчета изэнтропического течения в трубопроводах, который отличается от обычного тем, что вместо инвариантов Римана для построения сетки используются более естественные физические параметры – заторможенные скорости звука.

При этом любые параметры в рассматриваемой расчетной ячейке с помощью газодинамических функций нестационарного течения непосредственно определяются по известным параметрам в граничной ячейке, принадлежащей той же простой волне, что и рассматриваемая ячейка.

В третьей главе излагаются методы расчета взаимодействия нестационарного потока со ступенью осевой турбины. Влияние диссипативных факторов и изменения площади проходного сечения, оказываемое на поток подводящим патрубком и сопловым аппаратом турбины, вполне может быть учтено в рамках системы уравнений (1÷4). Таким образом, течение в этих каналах рассчитывается заодно с течением в выпускном трубопроводе. Тогда решение задачи о граничных условиях в системе "выпускной трубопровод-осевая турбина" сводится к рассмотрению взаимодействия потока непосредственно с рабочим колесом. Для этого в работе используется теория распада произвольного разрыва.

Пусть протяженность среза сопловой улитки невелика. Тогда можно считать, что взаимодействие потока с рабочим колесом происходит на линии $X = X_T$ (X_T - координата середины среза), и строить только один ряд граничных ячеек около этой линии. Пусть вдоль α - характеристик к границе подходит фронт элементарной волны (элементарный разрыв), происходит распад этого разрыва с образованием отраженной элементарной волны и установлением определенного режима стационарного течения, который сохраняется до подхода следующей α - характеристики. Задаваясь значением числа M на входе в колесо (при этом целесообразно учесть "историю" его изменения на линии $X = X_T$), по известным параметрам за фронтом прибывающей элементарной волны можно на основании известных термодинамических соотношений определить все остальные параметры течения на входе в колесо. Теперь для проверки заданного числа M с помощью газодинамических функций производится расчет стационарного адиабатического течения через колесо. При этом предполагается, что частота вращения колеса неизменна, а давление на выходе равно атмосферному или превышает его на величину потерь в газоотводящем канале. Если заданное число M удовлетворяет возможному режиму течения через колесо при получившемся на рассматриваемом расчетном шаге перепаде параметров между входом и выходом, расчет

течения через колесо на этом заканчивается. В противном случае необходимо, задаваясь новыми значениями числа M на входе, подобрать для рассматриваемой граничной ячейки возможный режим течения через колесо. После этого, по изложенной во 2-й главе методике, уточняются инвариант P прибывающей волны и момент ее взаимодействия с границей.

Для реальных конструкций турбин, применяемых в двигателестроении, допущение о короткой длине среза сопловой улитки не всегда является приемлемым (часто протяженность соплового среза составляет около 50% длины окружности рабочего колеса). В таких случаях необходимо учитывать фактор рассредоточения взаимодействия нестационарного потока с рабочим колесом. Для описания нестационарного течения в системе "трубопровод-турбина с длинным сопловым срезом" принимается допущение о том, что расход газа в сопловом срезе распределяется между двумя "стоками", сосредоточенными один - в начале ($X = X_{нс}$), другой - в конце соплового среза ($X = X_{кс}$), и площадь сечения каждого из них равна половине общей площади проходного сечения соплового среза. Тогда течение в исходной системе можно представить как течение в системе с разветвлением. На линии $X = X_{нс}$ весь поток без потерь энергии разделяется, часть сразу направляется в рабочее колесо, а другая часть нестационарно движется по каналу длиной, равной длине соплового среза с постоянным проходным сечением и взаимодействует с рабочим колесом на линии $X = X_{кс}$. Расчет течения в этом канале выполняется тем же методом характеристик, что и в основном канале до рабочего колеса. Для расчета взаимодействия на линиях $X = X_{нс}$ и $X = X_{кс}$ используется методика, разработанная для случая короткой длины сопрового среза.

Энергия, передаваемая рабочему колесу, вычисляется по изменениям полного теплосодержания в нем на каждом расчетном интервале. Изменения теплосодержания определяются при взаимодействии волн непосредственно с самим рабочим колесом. Использование кривых изменения параметров в трубопроводе перед турбиной для определения этой энергии представляется методически неточным, поскольку при этом не могут быть учтены особенности нестационарного течения в каналах турбины до рабочего колеса.

При расчете течения через рабочее колесо учитывается пар-

циальность турбины и возможное образование зон отрыва вблизи передних кромок профилей при нерасчетных углах входа потока.

Согласно известной рекомендации, вследствие растекания потока на выходе из соплового аппарата степень парциальности рабочего колеса ε_{c1} увеличивается по сравнению со степенью парциальности соплового аппарата ε_c на 0,01. Кроме того, коэффициент скорости ψ умножается на поправочный коэффициент Стенинга $\bar{\psi} = 1 - t/2\pi D_p \varepsilon_{c1}$, учитывающий потери на краях дуги парциального подвода. В этой формуле t - шаг; D_p - расчетный диаметр колеса.

Расчет стационарных зон отрыва производится с помощью уравнения сохранения импульса, записанного для сечения перед межлопаточным каналом рабочего колеса и сечения, соответствующего максимальной толщине зоны отрыва в межлопаточном канале. При этом считается, что давление в зоне отрыва по условию существования ее устойчивой границы около дозвукового потока равно давлению в минимальном сечении основного потока около этой зоны. Для известных угла атаки и скоростного режима на входе уравнение позволяет определить приведенную скорость в минимальном сечении основного потока. Затем, с помощью уравнения неразрывности, записанного для тех же контрольных сечений, определяется ширина минимального сечения основного потока около зоны отрыва. Для расчета профильных потерь, возникающих в результате отрыва потока, используются уравнения сохранения импульсов и неразрывности, записанные в предположении о внезапном расширении от минимального сечения основного потока до размеров межлопаточного канала. При этом учитывается реальная толщина профиля на входе. Если расчетная толщина зоны отрыва меньше или равна толщине профиля, отрыва, как такового не происходит, и соответствующие потери отсутствуют. Таким образом, методика расчета отрывных потерь учитывает тот факт, что в реальных турбинных решетках профильные потери начинают заметно возрастать не сразу с появлением угла атаки, а только после того, как он превысит некоторое предельное значение. Расчетные соотношения методики записаны через газодинамические функции, что позволяет учесть и сжимаемость газа. Методика была проверена для активных и реактивных решеток с различным соотношением толщины передних кромок и шага в широком диапазоне углов

атаки и чисел M . При этом были использованы результаты экспериментов, проведенных А.И.Кириловым с решетками конструкции ЛПИ, завода "Экономайзер", Брянского машиностроительного завода, а также результаты экспериментов, приведенные в Атласе решеток, разработанных в МЭИ. Результаты экспериментов хорошо согласуются с результатами соответствующих расчетов.

В четвертой главе описана экспериментальная установка и методика проведения экспериментов, анализируются результаты экспериментов и соответствующих расчетов, проведенных на ЭВМ с помощью разработанных методик.

Экспериментальная установка представляет собой систему "цилиндр-трубопровод-осевая турбина", на которой имитируется один цикл выпуска с образованием в трубопроводе волны сжатия, идущей к турбине и отражающейся от нее. Для повышения точности исследований в качестве рабочего тела используется воздух комнатной температуры.

На многоцикловых установках или реальных ДВС, как таковой, эксперимент по отражению волн провести невозможно, поскольку испущенные и отраженные волны сильно искажаются за счет взаимодействия с остаточными волнами, образованными предыдущими циклами.

Длина выпускного трубопровода рассчитана таким образом, чтобы при записи волн у клапана испущенная и отраженная волны были разнесены во времени. Для записи использовались датчики давления типа ДМИ-I. Колесо турбины раскручивалось электродвигателем, так как, во-первых, энергии уединенной волны недостаточно для его раскрутки, во-вторых, возможность регулирования частоты вращения позволила исследовать отражение волн в широком диапазоне углов атаки на входе в рабочее колесо.

В экспериментальной части работы было в первую очередь исследовано отражение волн от рабочего колеса турбины, не имеющей соплового аппарата ($F = const$). Это позволило в наиболее "чистом" виде получить информацию для проверки применимости теории распада произвольного разрыва. В этих экспериментах испускались волны интенсивностью 0,24; 0,48 и 0,73 (отношение предельного избыточного давления в волне к исходному уровню давления в трубопроводе), частота вращения колеса варьировалась в пределах от -150 до +400 сек$^{-1}$. Наибольший диапазон уг-

лов атаки ($-12^0 \leq \delta \leq 25^0$) имел место для волн интенсивностью 0,24. При этом расхождение результатов расчета интенсивности отраженных волн, проведенного с использованием разработанных граничных условий у рабочего колеса и газодинамических функций нестационарного течения, с результатами соответствующих экспериментов не превысило 3,5%. Высокая точность расчета интенсивности отраженных волн отмечена также и для интенсивностей испущенных волн 0,48 и 0,73. Это свидетельствует о том, что теория распада произвольного разрыва и разработанные соотношения отрывного течения в межлопаточных каналах, используемые в рамках этой теории, вполне применимы для расчета взаимодействия нестационарного потока с рабочим колесом осевой турбины.

В результате проведения экспериментов и соответствующих расчетов было показано также, что интенсивность отраженных волн в значительной мере зависит от величины энергии, передаваемой потоком рабочему колесу в процессе взаимодействия, и от величины профильных потерь. С увеличением этой энергии и профильных потерь при неизменных условиях на выходе давление перед рабочим колесом возрастает, что приводит к уменьшению разрежения в отраженной волне. При условной замене турбины соплом эти факторы не учитываются и, как показали специальные расчеты, возникают значительные ошибки в определении интенсивности отраженных волн.

Кроме экспериментов, в которых весь канал до рабочего колеса имел постоянную площадь проходного сечения, проводились эксперименты с лопаточным и безлопаточным сопловыми аппаратами, причем изменение давления записывалось не только в начале трубопровода, у цилиндра, но и в подводящем патрубке турбины. Для условий, соответствующих всем этим экспериментам, были произведены вычисления с целью проверки всей разработанной методики численного расчета нестационарного течения в системе "выпускной трубопровод-осевая турбина". Вычисления проводились как без учета, так и с учетом протяженности соплового среза. В первом случае интенсивность расчетных отраженных волн была близка к экспериментальной, однако, их продолжительность оказалась значительно короче, чем в экспериментах. Во втором случае результаты расчета волн около цилиндра и в подводящем

патрубке турбины во всех отношениях хорошо согласуются с результатами соответствующих экспериментов.

Значение коэффициента трения $\lambda_T = 0{,}012$, используемое во всех численных расчетах, было определено с помощью расчетов отражения волн от открытого конца трубопровода; $\alpha_T = 0$, так как исследовалось течение "холодного" воздуха.

В Ы В О Д Ы :

1. Разработан новый метод численного решения одномерных неизэнтропических задач нестационарной газодинамики, преимущество которого по сравнению с существующими заключается в том, что изменение параметров течения рассматривается только в 2-х характеристических направлениях.

2. В результате теоретического исследования нестационарного течения по трубопроводам при допущении о постоянстве энтропии были установлены области возможного изменения скоростей газа на фронтах волн. По аналогии со стационарным течением получены системы характерных скоростей, соответствующие режимам истечения в пустоту, полного торможения и критическим. Для упрощения расчетов нестационарного течения разработаны системы газодинамических функций от приведенных скоростей.

3. На базе теории распада произвольного разрыва разработаны два варианта граничных условий для численного расчета у рабочего колеса турбины без учета и с учетом рассредоточения параметров нестационарного течения по длине соплового среза. Показано, что для повышения точности расчетов необходимо использовать второй вариант граничных условий.

4. В результате теоретического исследования стационарного отрывного течения в решетках турбинных профилей разработана методика расчета отрывных профильных потерь, которая не содержит эмпирических коэффициентов, позволяет учесть реальную толщину передних кромок профилей и сжимаемость газа. Хорошее согласование результатов расчетов по этой методике с экспериментальными данными, приведенными в литературе, позволяет рекомендовать ее к внедрению.

5. Методика расчета отрывных профильных потерь, предназначенная для случая стационарного течения, является вполне пригодной для расчетов нестационарного течения на границе

"трубопровод-турбина", если ее использовать как составную часть расчета с помощью теории распада произвольного разрыва.

6. При исследовании взаимодействия волн с рабочим колесом турбины было показано, что характеристики отраженных волн зависят не только от геометрии каналов в турбине, но и от величины энергии, передаваемой потоком рабочему колесу, от величины профильных потерь в решетке рабочего колеса.

7. Установлено, что, заменив условно рабочее колесо турбины соплом, нельзя получить высокой точности численных расчетов при значительных колебаниях интенсивности волн.

8. Результаты расчетов, выполненных с использованием разработанной методики численного расчета нестационарного течения в системе "выпускной трубопровод-осевая турбина", хорошо согласуются с результатами экспериментов, проведенных в широком диапазоне изменения частоты вращения рабочего колеса, для волн различной интенсивности и для различных конструкций соплового аппарата, что позволяет рекомендовать разработанную методику к внедрению.

По материалам диссертации опубликовано:

1. Рудой Б.П., Гришин Ю.А. Газодинамические функции для одномерных изэнтропических неустановившихся течений. Труды УАИ, вып.XУП, Уфа, 1970.

2. Гришин Ю.А., Рудой Б.П., Установка для генерирования уединенных волн конечной амплитуды. Межвузовский научный сборник №1, "Элементы теории рабочих процессов ДВС", Уфа, 1976.

3. Гришин Ю.А., Круглов М.Г., Влияние угла атаки и радиуса скругления передней кромки на потери в решетке профилей, "Энергомашиностроение", №12, 1976.

Л-79541 от 10/III-77г. Объем 1 п.л. Тир.100 Тип.МВТУ Зак.526