М311806

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

ЕГОРОВ Ярослав Алексеевич

ГАЗОВАЯ ДИНАМИКА КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(05.04.02 – Тепловые двигатели)

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

Москва 1976

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана
1311806
Егоров Я.А. Газовая динами

ЕГОРОВ Ярослав Алексеевич

М311806

ГАЗОВАЯ ДИНАМИКА КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(05.04.02 - Тепловые двигатели)

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

Москва 1976

Работа выполнена в Запорожском машиностроительном институте имени В.Я.Чубаря

Официальные оппоненты:

профессор, доктор технических наук БЕКНЕВ В.С.,
профессор, доктор технических наук ЛЫШЕВСКИЙ А.С.,
доцент, доктор технических наук ГАВРИЛЮК И.И.

Ведущее предприятие указано в решении специализированного Ученого Совета.

Защита состоится "____"_____197__г. в "____" часов на заседании специализированного Ученого Совета (шифр Д-33/10) по тепловым и гидравлическим машинам в МВТУ имени Н.Э.Баумана по адресу: Москва, 107005, Лефортовская набережная, дом 1, корпус факультета "Энергомашиностроение".

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

Автореферат разослан "____"_____ 197__ г.

Ученый секретарь специализированного Ученого Совета по тепловым и гидравлическим машинам профессор, доктор технических наук Н.Д.ГРЯЗНОВ

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

ВВЕДЕНИЕ

Двигатель внутреннего сгорания занимает важное место в народном хозяйстве страны. Он является основной силовой установкой во многих видах транспорта, используется для привода тракторов, сельскохозяйственных и дорожных машин. Среди всех типов двигателей широкое распространение имеют дизели, которые отличаются высокой экономичностью. Развитие дизелей привело к созданию комбинированных двигателей, которые помимо поршневой части включают лопаточные машины, теплообменные аппараты и другие элементы. Это позволяет получать высокую удельную мощность при достаточно низком удельном расходе топлива.

Газодинамические явления относятся к числу важных процессов, имеющих место в комбинированных двигателях. За счет рационального проектирования газовоздушного тракта удаётся значительно улучшить показатели комбинированной установки. По мере усложнения схем наддува и использования энергии выпускных газов, повышения среднего эффективного давления и увеличения угловой скорости вращения вала роль газодинамических явлений в элементах комбинированного двигателя возрастает, что приводит к необходимости их детального изучения. Поэтому дальнейшее совершенствование методов изучения газодинамических процессов применительно к комбинированным двигателям является актуальной задачей.

Цель настоящей работы заключается в разработке метода расчета газодинамических явлений в элементах комбинированных двигателей, обеспечивающего высокую достоверность результатов и надежное прогнозирование показателей двигателя в стадии проектирования. Повышение точности расчетно-теоретического исследования достигается за счет рассмотрения процессов с учетом особенностей их протекания в элементах комбинированных двигателей.

В работе использованы расчетно-теоретические и экспериментальные методы исследования. На основе анализа физических процессов в газовоздушном тракте составлена уточненная модель явления, дано математическое описание задачи, исследованы возможные способы получения её решения. В большинстве случаев решения находятся численными способами с применением ЭЦВМ. Целесообразность использования предложенных методов подтверждена путем сравнения с данными, полученными другими методами, и с опытными результатами.

Научная новизна работы состоит в рассмотрении газодинамических процессов в различных элементах комбинированного двигателя (цилиндре, органах газораспределения, трубопроводах, каналах лопаточных машин и т.д.) с учетом особенностей протекания явлений в каждом из них: взаимодействия нестационарных потоков в зоне сочленения трубопровода с патрубками; наличия продольной неоднородности в потоке; турбулентного переноса вещества и энергии; одновременного протекания процессов вытеснения и перемешивания в цилиндре двигателя в период газообмена; нестационарного характера течения через органы газораспределения и каналы лопаточных машин; переменного состава газа вдоль всего газовоздушного тракта.

Практическая ценность работы заключается в возможности анализа влияния различных конструктивных (размеров элементов газовоздушного тракта, схем наддува) и эксплуатационных (угловой скорости вращения вала, нагрузочного режима, внешних условий) факторов на качество газообмена и эффективность использования энергии выпускных газов. Это позволяет значительную часть исследования выполнить на этапе проектных разработок, уменьшить количество вариантов, подвергаемых экспериментальной проверке, и сократить сроки создания новых машин и связанные с этим материальные затраты.

В целях апробации работы основные идеи и научные итоги были изложены в докладах и сообщениях на конференциях и семинарах:

1. Всесоюзной научно-технической отраслевой и межвузовской конференции "Проблемы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания" Коломна, завод имени В.В.Куйбышева, 1967 г.
2. Юбилейной республиканской межвузовской научно-технической конференции по вопросам машиностроения, Запорожье, ЗМИ имени В.Я.Чубаря, 1967 г.
3. Юбилейной научно-технической конференции по итогам научно-исследовательской работы в МВТУ имени Н.Э.Баумана, Москва, 1970г.
4. Отраслевой научно-технической конференции "Проблемы надежности и форсирования тракторных двигателей", Владимир, НИКТИД, 1972.
5. Всесоюзном научно-техническом семинаре по двигателям внутреннего сгорания, Москва, МВТУ имени Н.Э.Баумана, 1972 г.
6. Всесоюзной научно-технической конференции "Пути повышения мощности, надежности и долговечности двигателей внутреннего сгорания", Москва, МВТУ имени Н.Э.Баумана, 1973 г.

7. Отраслевой научно-технической конференции "Проблемы форсирования и надежности тракторных двигателей", Владимир, НИКТИД, 1974г.
8. Семинаре по гидроаэродинамике двигателей и машин Научного Совета АН УССР по проблеме "Гидромеханика" Харьков, ХАИ, 1974 г.

Разработанные методы исследования газодинамических явлений в трактах двигателей внедрены в практику работы бюро турбонаддува ЯМЗ, отдела процессов, систем и агрегатов двигателей НИКТИД, лаборатории испытания тракторов УКРМИС и др.

По теме диссертации опубликовано 33 научных статьи (15,1 п.л.), написано 4 научно-технических отчета (388 стр.)

Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и списка литературы. Общий объём работы - 341 страница, из них 252 страницы машинописного текста, иллюстративный материал занимает 63 страницы (112 рисунков), список литературы - 26 страниц.

ОСОБЕННОСТИ ПРОТЕКАНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Газодинамические явления оказывают существенное влияние на рабочий процесс комбинированного двигателя. От их протекания зависит неполнение цилиндров, затраты мощности на газообмен, использование энергии выпускных газов и, в конечном итоге, эффективные показатели двигательной установки. Газовоздушный тракт комбинированного двигателя образован каналами сложной конфигурации, потоки в которых являются пространственными, нестационарными, турбулентными и неоднородными. Общая газодинамическая задача достаточно сложна и не имеет аналитического решения. Нахождение её приближенных решений также представляет значительные трудности.

Вопросам газовой динамики комбинированных двигателей внутреннего сгорания уделяется большое внимание. Ведущими организациями в этой области в нашей стране являются МВТУ имени Н.Э.Баумана и ЦНИДИ. широко известны работы А.С.Орлина, М.Г.Круглова, Н.Н.Иванченко, О.Г.Красовского, Н.С.Ханина, Б.А.Киселева, М.С.Ховаха, А.Э.Симсона А.Д.Чаромского, Г.Ю.Степанова, М.А.Хайлова, Г.А.Багмута, Б.Х.Драганова, Д.А.Мунштукова, И.И.Гаврилюка и др. Одно из центральных мест в работе многих заводских конструкторско-экспериментальных отделов занимают исследования газодинамических процессов и совершенство-

вание газовоздушного тракта двигателей (завод "Русский дизель", Коломенский тепловозостроительный завод, Харьковский завод транспортного машиностроения, Брянский машиностроительный завод, Ярославский моторный завод и др.). Среди зарубежных ученых наиболее крупные результаты в области газовой динамики двигателей получены Р.Бенсоном, Е.Дженни, Х.Зейфертом, Г.Вошни, Е.Райтом, Ф.Валласом.

Сложность общей газодинамической задачи привела к необходимости использования различных упрощений. Наиболее распространенными из них являются гипотезы квазистационарности и квазиодномерности. Уравнения квазистационарного движения обеспечивают удовлетворительную точность при малых значениях локальных производных параметров, что в условиях комбинированных двигателей выполняется не всегда. Это заставляет исследователей обращаться к уравнениям нестационарного движения. Использование гипотезы квазиодномерности позволяет существенно упростить задачу, не внося значительных погрешностей в расчет. Тенденции развития комбинированных двигателей свидетельствуют о возрастании роли нестационарных эффектов в газовоздушном тракте.

Упрощающими допущениями для процессов газообмена в цилиндре являются гипотезы мгновенного перемешивания или послойного вытеснения. Реальные процессы в цилиндре значительно отличаются от тех моделей, которые описываются указанными гипотезами. Поэтому часто применяют модель двухстадийного описания явления. Последняя также не свободна от формального подхода к явлению и поэтому не может считаться вполне удовлетворительной.

Для расчета течения через органы газораспределения применяются гипотезы квазистационарности или "монолитности".

Анализ газодинамических явлений в системах впуска часто выполняется на основе акустической теории, согласно которой при малых амплитудах изменения давления можно получить аналитическое решение.

Таким образом, используемые теоретические методы для исследования газодинамических явлений в трактах комбинированных двигателей носят частный характер и имеют ограниченную область применения, что обусловлено допущениями, принятыми при их разработке. Исследователи неоднократно отмечали, что результаты расчетов не всегда имеют удовлетворительную сходимость с опытными данными ,

что относится в первую очередь к процессам в цилиндре и в выпускной системе двухтактного двигателя. Поэтому совершенствование расчетно-теоретических методов исследования целесообразно начинать с разработки физико-математических моделей явлений с учетом особенностей протекания процессов в газовоздушном тракте комбинированного двигателя.

Рассмотрим характерные особенности процессов в газовоздушном тракте. Трубопроводы комбинированных двигателей являются разветвленными, в зонах сочленения магистральной ветви и патрубков, идущих от цилиндров, происходит взаимодействие нестационарных потоков, приводящее к обмену веществом, импульсом и энергией.

Потоки в трубопроводах комбинированных двигателей отличаются наличием продольной неоднородности, что выражается в изменении внутренней энергии и состава газа вдоль потока, при этом возникают условия для переноса вещества и энергии вдоль потока вследствие влияния турбулентной диффузии. Перечисленные явления имеют большое значение для выпускных систем двухтактных двигателей и меньшее для четырехтактных.

Важной особенностью процессов газообмена в цилиндре является одновременное протекание вытеснения отработавших газов и перемешивания воздуха с отработавшими газами. Время перемещения воздуха от впускных органов до выпускных занимает значительную часть периода газообмена. Параметры газа неодинаковы по объёму цилиндра, характер изменения параметров зависит от истечения выпускных газов, поступления продувочного воздуха и от закономерностей движения воздуха в цилиндре. Отмеченные особенности характерны в первую очередь для двухтактных двигателей.

Общими признаками течения через органы газораспределения и каналы лопаточных машин служат : наличие существенной деформации потока на относительно небольшой длине и значительные потери механической энергии, что обусловлено отрывным характером оотекания каналов сложной конфигурации. Имеются и различия в протекании газодинамических процессов в названных элементах. Течение через органы газораспределения характеризуется переменной площадью проходного сечения во времени. При движении газа через каналы рабочих колес лопаточных машин происходит обмен энергией между потоком и колесом.

В газовоздушном тракте состав газа переменен по времени и длине, что оказывает влияние на теплофизические характеристики газовой среды.

Таким образом, потоки в трактах комбинированных двигателей отличаются от потоков в других тепловых машинах; процессы, протекающие в газовоздушном тракте, имеют ряд специфических особенностей, что ставит их в ряд особых явлений, требующих самостоятельного и подробного изучения. Разработка методов исследования газодинамических явлений и применение их для совершенствования газовоздушного тракта и улучшения показателей комбинированной силовой установки составляет задачу и содержание настоящей работы.

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ, ОПИСЫВАЮЩИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ

В связи со сложностью общей газодинамической задачи неизбежным является применение упрощающих гипотез. В настоящей работе задача решается в квазиодномерной постановке. Газовоздушный тракт делится на элементы, которые группируются по характерным признакам.

К первой группе относятся элементы, в которых течение газа может рассматриваться с высокой степенью точности как квазистационарное (впускные и выпускные системы большого объёма, ресиверы, холодильники, глушители и т.п.). Вторая группа объединяет элементы, отличающиеся значительной длиной (впускные и выпускные трубопроводы). Газодинамические явления в таких элементах носят волнообразный характер. К элементам третьей группы относятся цилиндры; важность детального изучения газодинамических процессов в цилиндре обусловлена тем, что от характера их протекания непосредственно зависит качество газообмена, а также смесеобразования. Элементы четвертой группы отличаются значительной деформацией потока на сравнительно небольшой длине (органы газораспределения, каналы лопаточных машин и др.).

Для расчета газодинамических процессов в элементах первого типа используются известные и хорошо разработанные методы квазистационарного течения. Методика анализа процессов течения в других элементах рассмотрена ниже.

Уравнения для потока в трубопроводе

Для описания газодинамических явлений в трубопроводе принята следующая физическая модель. В трубопроводе выделена главная магистраль, соответствующая основному потоку, и патрубки, идущие от цилиндров (к цилиндрам), в которых поток назван дополнительным (рис. I). Взаимодействие основного и дополнительного потоков учитывается с помощью специального параметра $q(x,t)$ - интенсивности источника. В зонах сочленения в период газообмена $q(x,t) \gtrless 0$ в зависимости от того, поступает газ в трубопровод или, наоборот, удаляется из него. Физической основой для вывода уравнений являются законы сохранения вещества, импульса и энергии. Уравнение неразрывности для квазиодномерного потока с внешними источниками имеет вид

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{V}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{V}{F}\frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial x} - \frac{q(x,t)}{\rho F} = 0, \qquad (I)$$

где ρ, V - плотность и скорость газа, F - площадь поперечного сечения потока.

Последнее слагаемое в уравнении (I) отражает влияние взаимодействия с дополнительным потоком. Уравнение движения для потока с внешними источниками может быть записано в форме

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V\frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\lambda}{8r} V|V| - \frac{q(x,t)}{\rho F}\left[V_д \cos(q,x) - V\right] = 0, \qquad (2)$$

где ρ - давление, r - гидравлический радиус сечения, λ - коэффициент потерь на трение, $V_д$ - скорость дополнительного потока.

Уравнение энергии выведено на основе первого закона термодинамики для потока. Энергообмен в потоке происходит за счет трения, теплообмена со стенками, внутреннего теплообмена и внешнего источника. Окончательно уравнение энергии представлено в виде

$$\frac{\partial T}{\partial t} + V\frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\kappa-1}{\kappa}\frac{T}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + V\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) = \frac{\lambda V^2}{8rc_v}\frac{dx}{dt} + \frac{\theta}{\rho r c_v}(T_c - T) +$$

$$+ \kappa D\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{q(x,t)}{\rho F}\left[\kappa T_д + \frac{V_д^2}{2c_v}\sin^2(q,x)\right], \qquad (3)$$

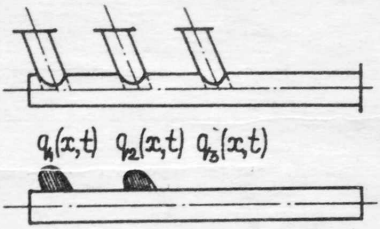


Рис.1. Схема трубопровода и модель потока в нем.

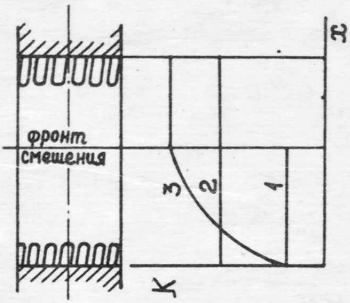


Рис.2. Схема цилиндра и изменение коэффициента концентрации.

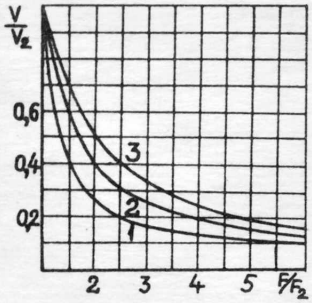


Рис.3. 1. $n=1,25$; 2. $n=1,50$; 3. $n=\infty$; при $M_2=1$.

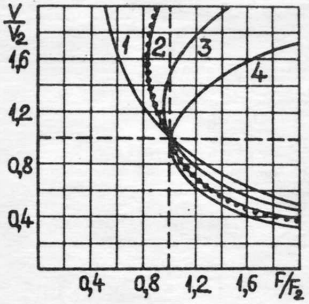


Рис.4. 1. $M_2=0$; 2. $M_2=0,6$; 3. $M_2=0,8$; 4. $M_2=1,0$.

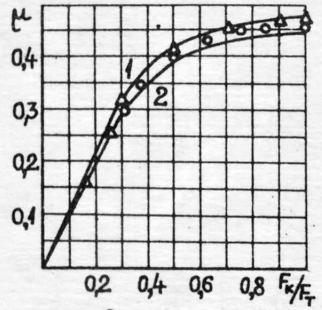


Рис.5. 1. $\frac{P_т}{P_к}=0,9$; 2. $\frac{P_т}{P_к}=0,6$; o — опыт.

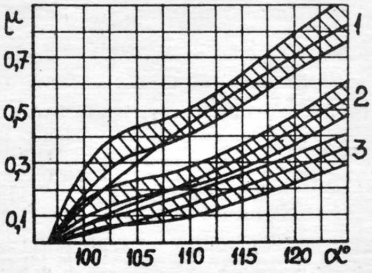


Рис.6. 1. $d_т=0,080$ м; 2. $d_т=0,067$ м; 3. $d_т=0,050$ м.

где T, $T_д$, T_c - температура газа в основном потоке, дополнительном и температура стенок; C_v, C_p и K - удельные теплоёмкости при постоянном объёме, постоянном давлении и показатель адиабаты; θ - коэффициент теплоотдачи в стенки; D - коэффициент диффузии.

Для характеристики состава газа использован коэффициент концентрации K, равный отношению массы трехатомных газов к общей массе. Изменение состава газа в некотором фиксированном объёме происходит под влиянием перемещения газа, турбулентной диффузии и внешнего источника:

$$\frac{\partial K}{\partial t} + v\frac{\partial K}{\partial x} - D\frac{\partial^2 K}{\partial x^2} - \frac{q(x,t)}{\rho F}K_д = 0, \qquad (4)$$

где $K_д$ - коэффициент концентрации в дополнительном потоке.

Уравнения (I ÷ 4) дополняются характеристическим уравнением состояния. Пять уравнений (неразрывности, движения, энергии, состава и состояния) совместно с начальными и граничными условиями дают возможность определить пять функций $\rho(x,t)$, $T(x,t)$, $p(x,t)$, $v(x,t)$, $K(x,t)$, которые являются решениями названной системы.

Уравнения, описывающие газодинамические процессы, могут быть приведены к безразмерному виду

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{1}{\bar p}\frac{\partial \bar p}{\partial \bar t} + Sh\left(\frac{\bar v}{\bar p}\frac{\partial \bar p}{\partial \bar x} + \frac{\bar v}{\bar F}\frac{\partial \bar F}{\partial \bar x} + \frac{\partial \bar v}{\partial \bar x}\right) - \frac{\Phi_q}{\bar p \bar F} = 0,\\
&\frac{\partial \bar v}{\partial \bar t} + Sh\left(\bar v\frac{\partial \bar v}{\partial \bar x} + \frac{1}{\kappa M^2}\frac{1}{\bar p}\frac{\partial \bar p}{\partial \bar x} + \frac{\lambda}{8\bar z}\bar v|\bar v|\right) - \frac{\Phi_q}{\bar p \bar F}\left[\bar v_д\cos(q,x) - \bar v\right] = 0,\\
&\frac{\partial \bar T}{\partial \bar t} + Sh\bar v\frac{\partial \bar T}{\partial \bar x} - (\kappa-1)\frac{\bar T}{\bar p}\left(\frac{\partial \bar p}{\partial \bar t} + Sh\bar v\frac{\partial \bar p}{\partial \bar x}\right) =\\
&= K_\lambda\frac{\bar v^2}{\bar z}\frac{d\bar x}{d\bar t} + K_\theta\frac{1}{\bar p \bar z}\left(\bar T_c - \bar T\right) + \kappa Fo_D\frac{\partial^2 \bar T}{\partial \bar x^2} + \frac{\Phi_T}{\bar p \bar F},\\
&\frac{\partial K}{\partial \bar t} + Sh\bar v\frac{\partial K}{\partial \bar x} - Fo_D\frac{\partial^2 K}{\partial \bar x^2} - \frac{\Phi_q}{\bar p \bar F}K_д = 0,\\
&\bar p = \bar\rho \bar T,
\end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где $\bar p$, $\bar T$, $\bar\rho$, $\bar v$, $\bar x$, $\bar t$ - безразмерные параметры;
Sh, M, Fo_D - критерии подобия Струхаля, Маха и Фурье.

В уравнениях системы (5) использованы также критерии

$$K_\lambda = \frac{\lambda k(k-1)}{8} M^2; \quad K_\theta = \frac{\theta}{C_v \rho_0 V_0} Sh,$$

учитывающие влияние трения и внешнего теплообмена, а безразмерные функции

$$\Phi_q = \frac{q(x,t) t_0}{\rho_0 F_0}; \quad \Phi_\tau = \Phi_q \left[K \frac{T_\partial}{T_0} + \frac{V_\partial^2}{2 C_v T_0} \sin^2(q,x) \right]$$

отражают воздействие дополнительного потока на основной. Функции Φ_q и Φ_τ зависят от закономерностей течения через органы газораспределения, каналы лопаточных машин или другие элементы. Системы уравнений (I ÷ 4) или (5) описывают гладкие решения. Если в потоке имеется разрыв, то гладкое решение ищется до поверхности разрыва и после него, а соотношения между параметрами на границах записываются отдельно для каждого типа разрыва. Решение системы (I ÷ 4) отыскивается численными способами. Дифференциальные уравнения аппроксимируются сеточными, дифференциальные операторы заменяются конечно-разностными. Разностная схема выбирается из соображений удовлетворительной аппроксимации и устойчивости решения. Так, для двухслойной явной схемы с шагом вперед на соотношение между шагами накладывается условие Куранта $\Delta t \leq \frac{\Delta x}{|v|+|a|}$. Для получения решения системы (I ÷ 4) необходимы начальные и граничные условия. Первые находятся методом установления. Граничные условия задаются в соответствии с особенностями течения через органы газораспределения или каналы лопаточной машины.

Газодинамические процессы в цилиндре в период газообмена

Для описания процессов в цилиндре двигателя в период газообмена предложена гипотеза послойного перемешивания, согласно которой рассматривается одновременное протекание процессов вытеснения отработавших газов и перемешивания их с продувочным воздухом. Смешение происходит не со всем содержимым цилиндра, а с частью объёма, в которую поступил воздух. Описанные процессы происходят при переменном объёме цилиндра и сопровождаются теплообменом со стенками. В цилиндре образуется фронт смешения, который разграничивает зоны отработавших газов и смеси газов с воздухом и который перемещается от впускных органов к выпускным. На рис. 2 в качестве приме-

ра показана схема цилиндра двухтактного двигателя с ПДП и характер изменения коэффициента концентрации газа вдоль линий тока в произвольный момент времени. Линии 1 и 2 на рис.2 соответствуют гипотезам соответственно послойного вытеснения и мгновенного перемешивания, а линия 3 представляет изменение величины K, полученное на основе гипотезы послойного перемешивания. Давление в цилиндре считается одинаковым по всему объёму цилиндра в любой момент времени, остальные параметры (плотность, скорость, температура, коэффициент концентрации) переменны и по времени и вдоль линий тока.

Положение фронта смешения в цилиндре двигателя с ПДП зависит от осевой составляющей скорости, которая является функцией скорости во впускных органах и площади поперечного сечения струйного потока. Решение дифференциального уравнения:

$$\left[F_0(t_i) + \int_0^x \frac{\partial F}{\partial x}\,dx\right]dx = \frac{1}{\rho} M_n(t)\,dt \qquad (6)$$

дает возможность найти координату x элементарной массы газа $M_n(t_i)dt$, поступившей в цилиндр в момент времени t_i. Верхняя граница совокупности координат $x_i[M_n(t_i)]$ определяет положение фронта x_φ. При $\frac{\partial F}{\partial x} = const$ решение уравнения (6) имеет вид

$$x_\varphi = sup\left|\sqrt{\frac{F_0^2(t_i)}{\left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^2} - \frac{2M_n(t_i)}{\rho\frac{\partial F}{\partial x}}(t-t_i)} - \frac{F_0(t_i)}{\frac{\partial F}{\partial x}}\right|, \qquad (7)$$

где $F_0(t_i)$ - текущее значение площади поперечного сечения потока воздуха у впускных органов.

На основе баланса энергии в произвольном сечении с координатой $0 < x < x_\varphi$ получена формула для определения температуры

$$T(x,t) = \frac{\int_{t_2}^{t-\int\frac{1}{v_x}dx} c_p T_k M_n(t)\,dt + \frac{c_p}{R} F_ц p_r x}{c_p F_ц \frac{p_r}{RT_r} x + \int_{t_2}^{t-\int\frac{1}{v_x}dx} M_n(t)\,dt}, \qquad (8)$$

где $T_к$ - температура воздуха, $F_ц$ - площадь поперечного сечения цилиндра, p_r, T_r - парциальное давление отработавших газов и их температура, t_2 - момент времени, соответствующий началу

продувки.

Парциальное давление отработавших газов находится из уравнения баланса массы в зоне смешения:

$$P_r = \frac{RT_r}{F_ц x_ф}\left[\frac{p}{R}\int_0^{x_ф}\frac{F_ц}{T}dx - \int_{t_2}^{t} M_п(t)dt\right], \qquad (9)$$

а для определения текущего давления в цилиндре используется условие баланса масс в объёме цилиндра:

$$p = \frac{G_o - \int_0^{t} M_в(t)dt - \int_{t_1}^{t_2} M_п(t)dt - \int_{t_2}^{t} M_п(t)dt}{\frac{W_c}{RT_r} + \frac{1}{R}\int_0^{x_ф}\frac{F_ц}{T}dx + \frac{F_ц}{RT_r}(x_o - x_ф)}, \qquad (10)$$

где G - масса газа в цилиндре в начале выпуска; t_1 - момент времени, соответствующий началу открытия впускных органов; $M_в(t)$, $M_п(t)$ - массовые расходы соответственно через выпускные и впускные органы, W_c - объём камеры сгорания, x_o - расстояние между поршнями или от поршня до крышки.

Для определения температуры отработавших газов используется уравнение баланса энергии в цилиндре, которое составляется для переменной массы газа с учетом поступления воздуха в цилиндр, вытеснения газа из цилиндра через выпускные органы, совершения механической работы при изменении объёма цилиндра и теплообмена со стенками:

$$\frac{C_v}{R}\left(F_ц x_o + W_c\right)\frac{dp}{dt} = c_p T_к M_п(t) - c_p T' M_в(t) - pF_ц r_к \omega\left(\sin\omega t + \frac{\lambda_ц}{2}\sin 2\omega t\right) - \int_0^{x_o}\theta_1 \mathcal{P}_ц (T - T_c) - \theta_2 F_{гц}(T_к - T_{пп}) - \theta_3 F_{п2}(T' - T_{вп}), \qquad (11)$$

где T' - температура газа в цилиндре у выпускных органов;

$r_к$ - радиус кривошипа; ω - угловая скорость вращения вала;

$\lambda_ц$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; θ_1; θ_2; θ_3 - коэффициенты теплоотдачи в стенки соответственно цилиндра и поршней (или поршня и крышки); $\mathcal{P}_ц$ - периметр цилиндра, T_c, $T_{пп}$, $T_{вп}$ - температуры стенок соответственно цилиндра и поршней (или поршня и крышки).

Уравнение для расчета текущего значения коэффициента концентрации $K(x,t)$ составляется на основе баланса масс воздуха и газа при смешении.

Уравнения (7 + II) дают возможность рассчитать состояние газа в цилиндре в любой момент времени, проанализировать характер про-

текания процессов газообмена в цилиндре.

Наличие функций $p(t)$, $p_r(t)$, $x_\varphi(t)$, $T_r(t)$, $T(x,t)$, $K(x,t)$ позволяет определить состояние газа в цилиндре в конце процесса газообмена и оценить качество газообмена с помощью коэффициентов избытка продувочного воздуха, продувки, остаточных газов и наполнения.

Достоинство изложенной методики расчета процесса газообмена в цилиндре заключается в возможности детального исследования процессов смены рабочего тела. В частности, методика дает возможность расчетным путем анализировать влияние различных конструктивных (законы открытия впускных и выпускных органов, фазы газораспределения, давления на впуске и на выпуске) и эксплуатационных (угловая скорость вращения вала, нагрузочный режим) факторов на качество газообмена и на величину затрат энергии для его организации.

Другим важным вопросом при расчете газодинамических процессов в цилиндре в период газообмена является определение момента количества движения (МКД) заряда. При определении МКД в цилиндре использована схема, согласно которой в центре имеется ядро, вращающееся по закону квазитвердого тела, а на периферии газ вращается по закону постоянства циркуляции. Получено уравнение для расчета тангенциальной составляющей скорости $V_{\tau m}$ на границе ядра с учетом изменения в зависимости от t и x:

$$V_{\tau m}^2 + \frac{4F_ц\left(\frac{1}{2}+\ln\frac{r_ц}{r_я}\right)}{\lambda\pi r_я\int\frac{1}{V_x}dx}V_{\tau m} - \frac{4M_n(t)V_{\tau o}r_o}{\lambda\pi\rho r_я^2 V_x\int\frac{1}{V_x}dx} = 0, \qquad (12)$$

где $r_я$, $r_ц$, r_o – радиусы ядра, цилиндра и радиус средней линии впускных окон по отношению к оси цилиндра, $V_{\tau o}$ – тангенциальная составляющая скорости во впускных органах.

Суммарный МКД массы газа, находящейся в цилиндре в произвольный момент времени, равен

$$\text{МКД} = F_ц\int_0^{x_o}\rho V_{\tau m}r_я\left(\frac{1}{2}+\ln\frac{r_ц}{r_я}\right)dx - \frac{\lambda}{2}\pi\left(\int_0^t\int_0^{r_ц}\rho r^2v^2drdt + \int_{t_н}^t\int_0^{r_ц}\rho r^2v^2drdt\right), \qquad (13)$$

где $t_н$ – время, за которое воздух достигает выпускных органов.

В уравнении (13) учтено изменение плотности газа вдоль оси цилиндра, тангенциальной составляющей скорости по оси и по радиусу, а также влияние трения о стенки цилиндра и торцовые по-

верхности.

В связи с относительно малым влиянием остаточных газов на параметры газа в цилиндре четырехтактного двигателя, расчет газообмена в последнем может быть выполнен в упрощенной постановке. Удовлетворительную точность обеспечивает применение гипотезы мгновенного перемешивания.

Течение через органы газораспределения

При всем многообразии конструктивных особенностей можно указать на общие черты, характеризующие течение через органы газораспределения. В направлении движения сначала происходит сужение потока, затем следует его расширение. Деформации имеют место на небольшой длине, сопровождаются значительными потерями.

Для приближенного расчета нестационарного течения через органы газораспределения применена модель короткого канала, согласно которой при малой длине канала время, необходимое для перемещения газа от начального сечения к конечному, значительно меньше времени цикла. Указанное обстоятельство дает основание считать массовые расходы идентичными вдоль всего короткого канала, но переменными во времени.

При этих допущениях уравнения неразрывности и энергии для произвольного момента времени приводятся к конечной квазистационарной форме, а уравнение движения интегрируется вдоль линии тока в пределах от начального сечения до конечного :

$$\int_1^2 \frac{\partial V}{\partial t}\,dx + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - \xi L_0 + \zeta \frac{V_2^2}{2} = 0, \qquad (I4)$$

где ξ - коэффициент, равный отношению действительной работы расширения к адиабатной, ζ - коэффициент потерь в коротком канале, отнесенный к кинетической энергии в конечном сечении.

Для интегрирования первого слагаемого в выражении (I4) получено соотношение между скоростью V в произвольном сечении и скоростью V_2 в конечном сечении:

$$\left(\frac{V}{V_2}\right)^{1-n} = \left(\frac{F}{F_2}\right)^{n-1}\left[1 - \psi + \frac{K-1}{2} M_2^2 \left(1 - \frac{V^2}{V_2^2}\right)\right], \qquad (I5)$$

где n - показатель процесса, характеризующий изменение термодинамических параметров в потоке, ψ - коэффициент теплообмена,

равный доле тепловой энергии, полученной от стенок (или отданной в стенки), от энтальпии в конечном сечении.

При произвольном значении показателя n уравнение (15) не имеет аналитического решения относительно $\frac{V}{V_2}$. Для отыскания приближенного решения использовано разложение левой части выражения (15) в ряд Тейлора:

$$\left(\frac{V}{V_2}\right)^{1-n} = \left(\frac{V}{V_2}\right)_0^{1-n} + \frac{\partial}{\partial\left(\frac{V}{V_2}\right)}\left[\left(\frac{V}{V_2}\right)^{1-n}\right]_0\left[\frac{V}{V_2}-\left(\frac{V}{V_2}\right)_0\right] +$$

$$+\frac{1}{2}\frac{\partial^2}{\partial\left(\frac{V}{V_2}\right)}\left[\left(\frac{V}{V_2}\right)^{1-n}\right]_0\left[\frac{V}{V_2}-\left(\frac{V}{V_2}\right)_0\right]^2+\frac{1}{6}\frac{\partial^3}{\partial\left(\frac{V}{V_2}\right)}\left[\left(\frac{V}{V_2}\right)^{1-n}\right]_0\left[\frac{V}{V_2}-\left(\frac{V}{V_2}\right)_0\right]^3+\dots \quad (16)$$

Разложение вида (16) реализуется в случае непрерывного закона изменения скорости вдоль канала, что имеет место при подкритическом режиме. При надкритическом режиме рассматривается псевдогладкое решение с дополнительными потерями, обусловленными скачками.

Точность формулы (16) проанализирована для различных случаев и установлено, что погрешность составляет не более 7 %, если ограничиться тремя слагаемыми разложения, и не более 3 %, если использовать четыре члена. Применяя разложение (16), из уравнения (15) получим соотношение, связывающее скорости V и V_2,

$$V = V_2\left(f_1 \pm \sqrt{f_1^2 - f_2}\right), \quad (17)$$

где

$$f_1 = \frac{(n^2-1)\left(\frac{V}{V_2}\right)_0^{-n}}{n(n-1)\left(\frac{V}{V_2}\right)_0^{-n-1} + (\kappa-1)M_2^2\left(\frac{F}{F_2}\right)^{n-1}},$$

$$f_2 = \frac{(n+1)n\left(\frac{V}{V_2}\right)_0^{1-n} - 2\left(1-\psi+\frac{\kappa-1}{2}M_2^2\right)\left(\frac{F}{F_2}\right)^{n-1}}{n(n-1)\left(\frac{V}{V_2}\right)^{-n-1} + (\kappa-1)M_2^2\left(\frac{F}{F_2}\right)^{n-1}}.$$

Основными факторами, влияющими на функцию $\frac{V}{V_2} = f\left(\frac{F}{F_2}\right)$, являются показатель процесса n и критерий Маха M_2. Характер и степень влияния первого из них иллюстрируется на рис. 3, а второго - на рис. 4.

Соотношение (17) дает возможность выполнить приближенное интегрирование первого слагаемого в уравнении (14) и получить обыкновенное нелинейное дифференциальное уравнение первого по-

рядка относительно скорости V_2 :

$$\frac{dV_2}{dt} + \frac{1+\varsigma}{2\ell_э} V_2^2 + \frac{V_э}{\ell_э} V_2 = \frac{L_р}{\ell_э} , \qquad (18)$$

где располагаемая удельная энергия $L_р = \xi L_0 + \frac{V_1^2}{2}$,

а функции

$$\ell_э = \int_1^2 \left(f_1 \pm \sqrt{f_1^2 - f_2} \right) dx ,$$

$$V_э = \int_1^2 \frac{\partial}{\partial t} \left(f_1 \pm \sqrt{f_1^2 - f_2} \right) dx ,$$

зависящие от M_2 , определяются методом приближений.

Решение уравнения (18) имеет вид:

$$V_2 = \frac{\ell_э}{1+\varsigma} \frac{u_0 + 2\sqrt{\vartheta(t)}\, th\sqrt{\vartheta(t)}\, t}{1 + \frac{u_0}{2\sqrt{\vartheta(t)}}\, th\sqrt{\vartheta(t)}\, t} - \frac{2V_э}{1+\varsigma} , \qquad (19)$$

где введены обозначения

$$u = \frac{1+\varsigma}{\ell_э} V_2 + 2\frac{V_э}{\ell_э} ; \quad \vartheta(t) = \frac{1+\varsigma}{2\ell_э^2} L_р + \frac{1}{\ell_э} \frac{dV_э}{dt} .$$

При расчете скорости V_2 действительные законы изменения параметров потока на границах канала аппроксимируются дискретно-ступенчатыми.

Показатель n процесса зависит от трения в потоке и внешнего теплообмена. На основе уравнения для приращения энтропии в процессе получена формула:

$$n = \kappa \frac{\ln \frac{P_2}{P_1}}{\ln \frac{P_2}{P_1} - \kappa \left(\frac{\kappa-1}{2} \varsigma M_2^2 + \Psi \right) \frac{T_2}{T_\varphi}} . \qquad (20)$$

Система уравнений (17 ÷ 20) дает возможность рассчитать процесс нестационарного течения в коротком канале с резкой деформацией при известных законах изменения параметров на границах канала (P_1 ; P_2 ; T_1 ; V_1).

Течение в каналах лопаточных машин

Особенностью работы лопаточных машин в составе комбинированного двигателя является нестационарный характер потоков в проточ-

ных каналах. В связи со значительными и быстрыми изменениями параметров газа в течение цикла существенно меняются скорость течения газа в каналах машины и её эффективные показатели. Проточные каналы в лопаточных машинах можно подразделить на длинные (улитка компрессора) и короткие (сопловые, диффузорные, рабочие каналы). Расчет потоков в длинных каналах выполняется с помощью уравнений (I ÷ 4), а в коротких неподвижных каналах с помощью уравнений (I7 ÷ 20). При определении параметров потока в каналах рабочих колес турбины и компрессора учитывается влияние поля центробежных сил, а расчет ведется в подвижной системе координат.

Уравнение движения для этого случая

$$\int_1^2 \frac{\partial w}{\partial t}\,dx + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} - \xi L_0 + \zeta\frac{W_2^2}{2} + \frac{\sigma u_2^2 - u_1^2}{2} = 0, \qquad (21)$$

где W, u – скорости относительного и переносного движений, σ – коэффициент, учитывающий отличие переносной скорости потока от скорости колеса.

Интегрирование первого члена произведено по аналогии с выражением (I4). Конечный результат записан в виде

$$W_2 = \frac{W_{20} + 2\dfrac{l_э}{1+\zeta}\sqrt{\vartheta'(t)}\,\mathrm{th}\sqrt{\vartheta'(t)}\;t}{1 + \dfrac{W_0}{2\dfrac{l_э}{1+\zeta}\sqrt{\vartheta'(t)}}\,\mathrm{th}\sqrt{\vartheta'(t)}\;t}, \qquad (22)$$

где $$\vartheta'(t) = \frac{1+\zeta}{2l_э^2}\left(\xi L_0 + \frac{W_1^2}{2} + \frac{\sigma u_2^2 - u_1^2}{2}\right).$$

В лопаточных машинах радиального типа параметры газа существенно изменяются и по времени и в окружном направлении. В связи с этим при определении суммарных показателей турбины (циклового расхода и цикловой энергии) элементарные выражения расхода и энергии интегрируются по двум параметрам t и φ :

$$G_ц = \frac{\pi}{R}\psi_1 D_1 b_1 \sin\alpha_1 \int_0^{t_ц}\int_0^{2\pi} C_1(t,\varphi)\frac{P_1}{T_0}\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} d\varphi\,dt,$$

$$E_ц = \frac{\pi}{2R}\psi_1 D_1 b_1 \sin\alpha_1 \frac{1+\zeta}{1-\tilde{\rho}} \int_0^{t_ц}\int_0^{2\pi} C_1^3(t,\varphi)\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \frac{P_1}{T_0}\eta_т\,d\varphi\,dt, \qquad (23)$$

где ψ_1; b_1; D_1; α_1 – соответственно коэффициент загромождения, высота лопаток, диаметр колеса и угол выхода из сопловых каналов; n – показатель процесса в сопловом венце; $\tilde{\rho}$ – мгновенное значение степени реактивности; $\eta_т$ – мгновенный эффективный к.п.д. турбины.

При работе импульсной турбины в составе комбинированного двигателя практическое значение имеют нестационарности, вызванные двумя причинами: раздельным подводом газа и изменением параметров в каждом трубопроводе.

Амплитуды колебаний параметров во впускной системе двигателя значительно (примерно на порядок) меньше, чем в выпускной. Поэтому степень влияния нестационарного характера течения на работу компрессора существенно меньше.

КОЭФФИЦИЕНТЫ, ВХОДЯЩИЕ В ОСНОВНУЮ СИСТЕМУ УРАВНЕНИЙ

Уравнения, составленные для трубопровода, цилиндра, органов газораспределения, лопаточных машин содержат коэффициенты потерь φ, расхода μ, теплообмена θ, трения λ и диффузии D, которые находятся опытным путем. Для определения коэффициентов φ или μ в стационарных условиях используют метод продувки модели или натурной машины. Влияние нестационарного характера течения учитывается поправочным множителем, зависящим от производной $\frac{\partial V}{\partial t}$.

Коэффициенты расхода органов выпуска предложено определять по формуле

$$\mu_в = \sqrt{\frac{\left[1-(1-\psi)\left(\frac{P_т}{P_ц}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]\left[\left(\frac{P_ц}{P_т}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{F_т}{F_ц}\right)^2\right]}{\left[1-\left(\frac{P_т}{P_ц}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]\left[\left(\frac{P_ц}{P_т}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{F_т}{F_ц}\right)^2\right]}}, \quad (24)$$

в которой помимо прочих факторов отражено влияние отношения давлений, а коэффициент $\mu_в$ отнесен к сечению в трубопроводе. Обработка опытных данных, полученных при продувке модели судового двигателя ДКРН 75/160, показала хорошую сходимость коэффициентов $\mu_в$ и $\varphi_в$, найденных соответственно по результатам измерений и по предложенным соотношениям (рис.5). На рис.6 представлены зависимости коэффициентов расхода выпускных органов от угла поворота вала для двигателя 4ДН $\frac{23}{24}$. Обработка опытных материалов велась с

применением уравнений квазистационарного и нестационарного движения. Существенные различия в величинах $\mu_в$ для обоих случаев обнаружены в начальный период выпуска, когда величины $\frac{\partial p}{\partial t}$, а, следовательно, и $\frac{\partial v}{\partial t}$ велики.

Для определения коэффициента линейных потерь λ предложена методика, в которой предусмотрен учет изменения параметров потока вдоль трубопровода под влиянием трения. Так, на участке с постоянным по длине цикловым расходом M_0 давление изменяется по закону

$$P = P_0 \sqrt{1 + \frac{\lambda}{4z} M_0^2 \frac{RT_0}{p_0^2} \int_0^x \frac{dx}{F^2(x)}}, \qquad (25)$$

а на участке с переменным цикловым расходом

$$P = P_0 \sqrt{1 + \lambda \frac{RT}{4p_0^2} \left(\frac{M_0}{F}\right)^2 \bar{x}_0 \left[\frac{x}{\ell_0} - \left(\frac{x}{\ell_0}\right)^2 + \frac{1}{3}\left(\frac{x}{\ell_0}\right)^3\right]}, \qquad (26)$$

где нулевым индексом обозначены параметры в контрольном сечении, а положительное направление оси x принято против движения газа. С помощью уравнений (25) и (26) по опытным данным определены значения коэффициентов λ, которые для выпускных систем комбинированных двигателей лежат в пределах $\lambda = 0{,}037 \div 0{,}042$.

Коэффициенты теплообмена со стенками газовоздушного тракта, а также коэффициенты потерь в каналах лопаточных машин находятся с помощью известных эмпирических соотношений.

Для оценки величины коэффициента диффузии использованы результаты опытного исследования выпускной системы двигателя 4Д $\frac{12}{14}$ в МВТУ им. Н.Э. Баумана. Если процессы в выпускной системе протекают изобарно, то уравнение энергии принимает вид:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v\frac{\partial T}{\partial x} = D\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \qquad (27)$$

Наличие опытных диаграмм изменения температуры в различных сечениях дает возможность найти производные $\frac{\partial T}{\partial t}$, $\frac{\partial T}{\partial x}$ и $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ и таким образом оценить величину коэффициента D.

НЕКОТОРЫЕ ЧАСТНЫЕ ЗАДАЧИ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Кроме общей газодинамической задачи, связанной с определением параметров вдоль всего газовоздушного тракта и отысканием рациональных размеров различных элементов, обеспечивающих качественный газообмен при минимальных затратах и эффективное использование энергии выпускных газов, в исследовательской практике приходится решать многие частные задачи, возникающие в процессе совершенствования и доводки отдельных элементов.

Энергетическое состояние газа в выпускной системе

При доводке выпускной системы определяют располагаемую энергию газов, чтобы оценить степень влияния различных конструктивных мероприятий на эффективность использования их энергии.

Обычно при численном интегрировании элементарных выражений циклового расхода и располагаемой энергии применяют разбиение цикла на малые интервалы из условия $p_i \approx \text{const}$. Предложена методика, основанная на разбиении из условия $\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_i = \text{const}$, что позволяет в два ÷ три раза сократить вычислительную работу. Расчетные формулы имеют вид

$$G_ц = m p_o \frac{K}{K-1} \tilde{p}_{cp}^{\frac{1}{2}} \sum_{i=1}^{h} \frac{\Phi_M(\tilde{p}_{i+1}) \quad \Phi_M(\tilde{p}_i)}{\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_i},$$

$$E_ц = \varepsilon p_o \frac{K}{K-1} \tilde{p}_{cp}^{\frac{3}{2}} \sum_{i=1}^{h} \frac{\Phi_N(\tilde{p}_{i+1}) \quad \Phi_N(\tilde{p}_i)}{\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)_i}, \qquad (28)$$

где постоянные множители равны

$$m = F \frac{p_o}{RT_{cp}} \left(\frac{p_{cp}}{p_o}\right)^{\frac{K-1}{K}} \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_{cp}}; \quad \varepsilon = \frac{K}{K-1} F p_o \left(\frac{p_{cp}}{p_o}\right)^{\frac{K-1}{K}} \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_{cp}},$$

а безразмерные интегральные функции $\Phi_M(\tilde{p})$ и $\Phi_N(\tilde{p})$ табулированы.

В процессе газообмена в цилиндре и выпускной системе происходит преобразование энергии газа. Поршнем совершается работа насосных ходов, а движение газа в выпускной системе сопровождается диссипацией энергии.

Основные потери механической энергии в системе выпуска связаны с течением через органы газораспределения и с трением в трубопроводе. Задача оптимизации состоит в определении размеров трубопровода и органов газораспределения, при которых суммарные потери минимальны. На основе анализа выражения суммарной потерянной энергии получено уравнение

$$\sigma d^3 - 4(1+\varepsilon_0)d - 5\lambda l_0 = 0, \tag{29}$$

где

$$\sigma = \frac{\pi}{\varepsilon_c} \frac{\int_0^{t_4} \frac{M^3}{F_8 p^2}\, dt}{\int_0^{t_4} \frac{M^3}{p^2}\, dt},$$

d, l_0 - диаметр и длина трубопровода, которое связывает геометрические параметры выпускной системы и удовлетворяет условию минимума суммарных потерь.

Экспериментальное определение параметров газа в тракте

Предложен способ определения параметров по опытным диаграммам полных и статических давлений, которые записываются в различных сечениях. Мгновенные значения температуры находятся по формуле

$$T = \frac{l^2}{\kappa R t^2 \left(1 - \vartheta \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1}\left[\left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right]}\right)} \tag{30}$$

где l - расстояние между сечениями, t - время перемещения возмущения от одного сечения к другому.

Граница применимости формул квазистационарного истечения

Уравнения квазистационарного течения значительно проще, чем нестационарного, поэтому в тех случаях, когда влияние нестационарных эффектов мало, целесообразно их использовать. Пределы применимости уравнений квазистационарного движения устанавливаются с помощью критерия:

$$Q = \frac{1}{2} \frac{V_{cp}}{\sqrt{2\Delta L_0}} Sh, \tag{31}$$

где V_{cp} - средняя скорость за период,

ΔL_0 - приращение удельной работы расширения за период.

Sh - критерий Струхаля.

Критерий Q выведен на основе сравнительного анализа многочисленных результатов расчета параметров нестационарного и квазистационарного потоков в реальном диапазоне изменения параметров. Получена номограмма, которая дает возможность определить предельную ошибку при использовании уравнений квазистационарного движения.

Оптимальный режим работы импульсной турбины

Эффективность работы импульсной турбины может быть увеличена за счет соответствующего согласования характера импульса и характеристики турбины. Для заданного импульса выбирается такой скоростной режим турбины, при котором на валу реализуется наибольшая энергия. Аналитическое решение задачи выполнено на основе аппроксимации функции $\mu F_т \eta_т$ в виде полинома в зависимости от коэффициента напора. В результате анализа выражения цикловой энергии на экстремумы получено, что при

$$u_0 = \sqrt{\frac{-2a\int_0^{t_ц} \frac{1}{T}\left(\frac{P}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} (2L)^{\frac{7}{2}}\, dt}{b\int_0^{t_ц} \frac{1}{T}\left(\frac{P}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} (2L)^{\frac{5}{2}}\, dt}}, \qquad (32)$$

где a, b - опытные константы, зависящие от характеристики турбины, энергия импульсного потока используется с наибольшей эффективностью. Поскольку величины u_0 и $\mu F_т$ оказывают влияние на характер импульса, то расчет оптимального сочетания выполняется методом приближений.

РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ

Применение изложенных методов исследования процессов в газовоздушном тракте в целях определения рациональных размеров элементов тракта, улучшения газообмена и совершенствования выпускной системы проиллюстрировано на следующих примерах.

Расчет процессов в выпускной системе и в цилиндре четырехтактного двигателя

Работа по исследованию возможностей форсирования тракторного двигателя 4Ч $\frac{13}{14}$ с помощью турбонаддува проводилась с целью ана-

лиза процессов в различных выпускных системах и выбора наиболее рациональной из них. Расчеты выполнялись по уравнениям для цилиндра и трубопровода, приведенным в гл.П. Рис.7 дает представление о том, как меняется импульс давления по длине трубопровода (1,3 - импульсы у цилиндра, 2,4 - импульсы в сечении на расстоянии ℓ = 0,45 м от цилиндра). На рис.8 представлены диаграммы давлений в трубопроводе при раздельной схеме выпускной системы (1) и при общем трубопроводе (2). Сравнение полученных данных позволило сделать вывод о том, что рациональной является разделенная выпускная система. Одновременно определены параметры основных элементов выпускной системы (закон изменения площади проходного сечения выпускного клапана, фазы газораспределения, размеры выпускного трубопровода, тип турбины), обеспечивающие лучшие эффективные параметры машины.

Расчет процесса газообмена в цилиндре двигателя с ПДП

Расчетное исследование с целью определения рациональных параметров газообмена в цилиндре выполнено для двигателя типа $ДН\frac{32}{2\times32}$. Расчеты проводились по методике с использованием уравнений квазистационарного и нестационарного течения через органы газораспределения. На рис.9 показаны изменения давления в цилиндре и скорости течения через впускные органы (б) при квазистационарном процессе (1,3) и нестационарном (2,4). Существенные различия наблюдаются в первой половине процесса газообмена, на второй стадии газообмена параметры p и V_n, найденные различными методами, примерно одинаковы. Другие параметры (T, ρ, K) существенно отличаются и во второй стадии (до 10%), что указывает на необходимость применения теории нестационарного движения. На рис.10 представлены функции $p(t)$ при различных давлениях $p_к$. Колебательный характер изменения давления сохраняется при всех значениях давления $p_к$, давление в цилиндре в конце газообмена находится в прямой зависимости от $p_к$. На рис.11 изображены кривые изменения температуры вдоль оси цилиндра, с помощью которых можно анализировать протекание процесса газообмена, а по конечному состоянию оценивать качество газообмена и затраты на газообмен. Проведенный анализ позволил определить рациональные размеры впускных и выпускных окон, давления на впуске и на выпуске, а также фазы газорасп-

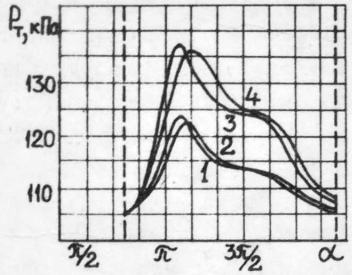


Рис.7. Импульсы давления в выпускном трубопроводе.

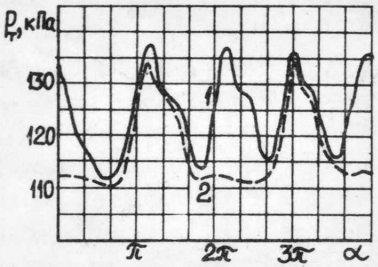


Рис.8. Диаграммы давления в выпускных трубопроводах.

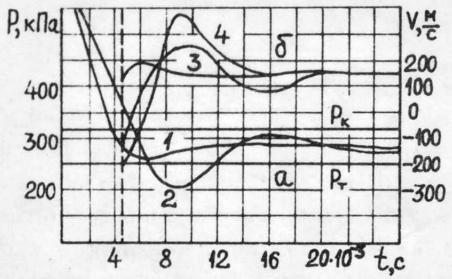


Рис.9. Изменение параметров в цилиндре при квазистационарном (1,3) и нестационарном (2,4) процессах.

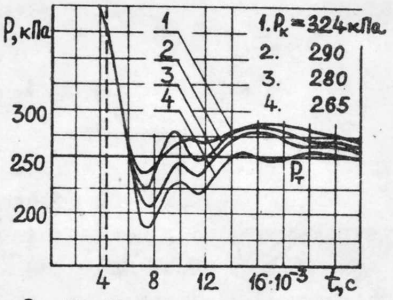


Рис.10. Изменение давления в цилиндре при различных $P_к$.

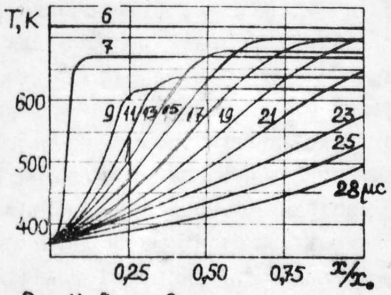


Рис.11. Распределение температуры в цилиндре в период продувки.

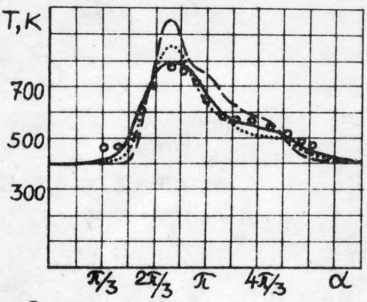


Рис.12. Сравнение расчетных и опытных (о) температур в выпускном трубопроводе.

ределения, при которых достигается высокая степень форсирования.

Расчетный анализ температурного импульса в выпускном трубопроводе

Вопрос о формировании и трансформации температурного импульса в выпускном трубопроводе является важным для оценки эффективности работы импульсной турбины. Для выпускного трубопровода двигателя $4\frac{13}{14}$ расчетным путем выявлено раздельное влияние трения; теплоотдачи в стенки и турбулентного перемешивания на энергетическое состояние газа; показано, что турбулентная диффузия является одним из главных факторов, определяющих изменение температурного импульса при его перемещении по трубопроводу. На рис. 12 дано сравнение рассчитанных и опытной диаграммы $T(t)$. Удовлетворительное совпадение расчетных и опытных результатов получается при учете процесса диффузии.

ВЫВОДЫ

1. Газовая динамика газовоздушного тракта представляет собой важный раздел теории комбинированных двигателей внутреннего сгорания. От протекания газодинамических явлений в тракте зависит качество газообмена в цилиндре, эффективность работы лопаточных машин и, в конечном итоге, выходные показатели двигателя.
2. Известные методы расчетно-теоретического исследования явлений в газовоздушном тракте основаны на уравнениях, в которых не учтены важные особенности протекания процессов в условиях комбинированного двигателя. Поэтому указанные методы имеют частный характер и ограниченную область применения.
3. Развитие комбинированных двигателей свидетельствует о возрастании роли газодинамических явлений в тракте, что является причиной повышения требований к расчетно-теоретическим методам анализа, совершенствование которых представляет собой актуальную задачу.
4. Для описания явлений в газовоздушном тракте комбинированного двигателя предложена физическая модель, согласно которой тракт делится на элементы четырех типов (по характерным признакам): а) элементы, в которых скорость газа мала, и поэтому движение считается квазистационарным; б) элементы, отличающиеся значи-

тельной протяженностью и малым изменением поперечного сечения; в) цилиндры; г) элементы с существенной деформацией потока на небольшой длине. Движение газа во всех элементах считается квазиодномерным.

5. Для потоков в трубопроводах дана новая физико-математическая модель, позволяющая учитывать характерные особенности явления: нестационарное взаимодействие потоков, наличие продольной неоднородности, что приводит к интенсивному тепло-массопереносу в продольном направлении.

6. Для описания процессов газообмена в цилиндре предложена гипотеза послойного перемешивания, на основе которой разработана методика расчета параметров, изменяющихся по времени и вдоль линий тока. Методика позволяет анализировать протекание процессов в цилиндре в период продувки и определять показатели качества газообмена.

7. Для коротких каналов (органов газораспределения), в которых происходит значительная деформация потока, приведено приближенное решение для определения скорости нестационарного движения. В отличие от ранее полученных решений оно учитывает влияние сжимаемости газа, конфигурации канала, потерь на трение и внешнего теплообмена.

8. Для расчета параметров нестационарного потока в каналах лопаточных машин на базе модели короткого канала разработана приближенная теория, применение которой дало возможность определить эффективные показатели машин, работающих в пульсирующих потоках.

9. На основе анализа опытных данных приведены способы оценки коэффициентов, входящих в газодинамические уравнения. Теплофизические свойства газа в газовоздушном тракте определены с учетом их зависимости от температуры и состава.

10. Системы уравнений, составленные для различных элементов, могут решаться как раздельно, так и совместно. Для отдельных элементов и их сочетаний приведены решения, позволяющие анализировать протекание газодинамических явлений.

11. Предложенный метод расчетного исследования газодинамических процессов в комбинированных двигателях является общим по отно-

шению к другим известным методам. Отмеченная общность изложенной теории в сочетании с повышенной точностью описания явлений, что достигнуто посредством учета специфических особенностей явлений в комбинированных двигателях, составляет основную теоретическую ценность метода.

12. Практическая польза разработанного расчетно-теоретического метода состоит в том, что прогнозирование показателей комбинированной силовой установки на основе уточненного расчетно-теоретического исследования дает возможность сократить объём экспериментально-доводочных работ (на 10 ÷ 30%) и сроки создания новых образцов комбинированных двигателей (на 10 ÷ 20%)

Основное содержание диссертации
опубликовано в следующих работах:

I. Егоров Я.А. Определение работы поршня за время процессов газообмена в двухтактном двигателе. Известия ВУЗ'ов. Машиностроение, 1963, № 8.

2. Круглов М.Г., Егоров Я.А. Определение располагаемой энергии выпускных газов по диаграмме изменения давления в выпускном трубопроводе. Вестник машиностроения, 1963, № 12.

3. Егоров Я.А. Потери в выпускной системе двигателя при импульсном наддуве. Технология и организация производства. Киев, 1966, № 4.

4. Егоров Я.А. О выборе размеров выпускного трубопровода двигателя при импульсном наддуве. Тезисы докладов на республиканской межвузовской научно-технической конференции по вопросам машиностроения. Запорожье, ЗМИ им. В.Я. Чубаря, 1967.

5. Круглов М.Г., Егоров Я.А. Определение переменных параметров газового потока в выпускном трубопроводе двигателя по диаграммам изменения давления. Известия ВУЗ'ов. Машиностроение, 1967, № 7.

6. Круглов М.Г., Егоров Я.А. Определение диаметров выпускных трубопроводов двигателя при импульсной системе наддува. Известия ВУЗ'ов. Машиностроение, 1967, № 8.

7. Егоров Я.А. Определение расхода газов через выпускные органы с помощью номограмм. Сб. "Двигатели внутреннего сгорания", изд. ХГУ, 1968, № 7.

8. Егоров Я.А. К расчету располагаемой энергии и массового расхода выпускных газов двигателя с импульсной системой наддува. Известия ВУЗ'ов.Машиностроение, 1970, № 2.

9. Егоров Я.А. Энергетические возможности пульсирующего газового потока.Известия ВУЗ'ов.Энергетика, 1970, № 7.

10.Егоров Я.А. Располагаемая энергия нестационарного потока выпускного газа.Сб."Двигатели внутреннего сгорания",изд.ХГУ, 1970,вып.12.

11.Круглов М.Г.,Егоров Я.А.,Переездчиков И.В. Коэффициент расхода выпускных клапанов при подкритическом режиме истечения "Известия"ВУЗ'ов.Машиностроение,1971, № 2.

12.Круглов М.Г.,Егоров Я.А. Продолжительность периода надкритического выпуска при импульсном наддуве.Известия ВУЗ'ов.Машиностроение, 1971, № 4.

13.Егоров Я.А.,Дмитриев В.П. Определение коэффициентов расхода выпускных органов двигателя по результатам индицирования. Известия ВУЗ'ов.Машиностроение, 1971, № 8,

14.Круглов М.Г.,Егоров Я.А. Нестационарное течение газа в органах газораспределения машин циклического действия.Известия ВУЗов Энергетика, 1972, № 11.

15.Егоров Я.А. К определению оптимального режима импульсной турбины.Сб."Двигатели внутреннего сгорания" изд.ХГУ, 1972,вып16.

16.Егоров Я.А. Особенности нестационарных потоков во впускной и выпускной системах двигателя.Проблемы форсирования и надежности тракторных двигателей.Материалы научно-технической конференции.Владимир, 1972.

17.Круглов М.Г.,Егоров Я.А. Изменение средних параметров газового потока по длине трубопровода.Известия ВУЗ'ов.Машиностроение, 1973, № 3.

18.Круглов М.Г.,Егоров Я.А. Определение потерь в выпускном трубопроводе с учетом изменения параметров по длине.Известия ВУЗ'ов.Машиностроение, 1973, № 4.

19.Егоров Я.А. Расчетно-теоретический метод исследования явлений в газовоздушном тракте двухтактного комбинированного двигателя.Тезисы докладов на всесоюзной межвузовской и межотраслевой научно-технической конференции,Москва,МВТУ, 1973.

20.Егоров Я.А. Описание процессов газообмена в цилиндре двухтакт-

ного двигателя.Известия ВУЗ'ов.Машиностроение, 1974, №5.
21.Круглов М.Г., Егоров Я.А.Нестационарный поток выпускных газов в канале с переменным сечением.Известия ВУЗ'ов.Машиностроение, 1974, №8.
22.Егоров Я.А.Система уравнений для описания нестационарных газодинамических явлений во впускном и выпускном трубопроводах двигателя.Известия ВУЗ'ов.Машиностроение, 1974, № 8.
23.Егоров Я.А. Определение параметров в цилиндре двигателя в период газообмена с учетом нестационарного характера истечения газа.Сб."Двигатели внутреннего сгорания", изд-во ХГУ, 1974, вып. 19.

Я. Егоров

Формат 70x90. 1/16. Объем 2,0 п.л.Тир.150.
ЗМИ.Ротапринт.№334. Дата 5.X. 1976.
БЕ009 12
г.Запорожье, Жуковского, 64.