
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ, ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА СУДОВОЖДЕНИЯ, ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ СУДОВ

УДК 621.165

Р.Р. Симашов, Ю.Л. Куликов

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДИК ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ ТУРБИН В РАМКАХ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ МНОГОРЕЖИМНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Представлен анализ различных модификаций одномерного поверочного расчета, приспособленных для решения различных вариантов прямой задачи турбинной ступени с целью возможного их применения для решения задачи оптимизации сверхзвуковых МРТ с учетом режимов, задаваемых графиком нагрузки.

Ключевые слова: *проверочный тепловой расчет, математическая модель, многорежимная оптимизация, переменный режим, малорасходная турбина.*

R.R. Simashov, U.L. Kulikov

ANALYSIS OF EXISTING METHODS CHECKIN CALCULATIONS OF THERMAL TURBINES IN THE SOLUTION OF MULTIMODE OPTIMIZATION

The analysis of various modifications one-dimensional verification scale calculation adapted for different variants of the direct problem turbine stage with a view to their possible application to solve the problem optimization of supersonic MRT taking into account the modes defined graph of load.

Key words: *check the thermal design, mathematical model, multi-mode optimization, variable mode, low-power turbine.*

Поиск оптимального варианта проточной части турбины с учетом ее свойств как на номинальном, так и на переменном режимах не возможен без знания характеристик турбины на переменных режимах. Математическая модель, отражающая поведение турбины на переменных режимах, должна соответствовать требуемому уровню сложности описания процесса. Решение двухмерной прямой задачи требует значительных затрат машинного времени. Поэтому не потеряли своего значения расчеты характеристик турбин на переменных режимах в одномерной постановке прямой задачи [6, 13].

Одномерный проверочный тепловой расчет на сегодняшний момент разработан достаточно полно. Об этом свидетельствует большое количество публикаций по этому вопросу [13, 6, 23, 17, 24, 7, 27, 26, 20, 21, 4, 15, 14, 25, 19, 28], в которых представлены различные модификации одномерного расчета, приспособленные для решения различных вариантов прямой задачи. В большинстве публикаций рассматривается проверочный расчет дозвуковых турбинных ступеней, предназначенный для расчета переменных режимов и проверочных расчетов, выполняемых для экспертной оценки проекта или с исследовательской целью [6, 23, 24, 7, 4, 25, 28]. Модификации проверочного расчета, приспособленного для

расчета переменных режимов в составе оптимизационной задачи [13, 26, 28, 15], а также посвященных расчету переменных режимов сверхзвуковых МРТ [21, 27, 17], весьма многочисленны.

Рассмотрим имеющиеся методики одномерного проверочного расчета с помощью ЭВМ с целью возможного их применения для решения задачи оптимизации сверхзвуковых МРТ с учетом режимов задаваемых графиком нагрузки.

В [23] приводится методика расчета переменных режимов на среднем диаметре в предположении постоянства параметров потока вдоль радиуса применительно к ступеням с $D/l > 10 \div 15$. Расчет переменных режимов осуществляется относительно расчетного режима работы. Поэтому для определения характеристик ступени на нерасчетных режимах должны быть известны параметры потока на расчетном режиме (G , C_1 , P_1 , W_1 и т.д.). Для решения прямой задачи заданными считаются давление и температура за ступенью, расход пара и частота вращения турбины. Расчет ведется от последнего сечения к сечению перед ступенью. Учитывается возможность возникновения критических режимов в СА и РК. При критических режимах расчет осуществляется с учетом отклонения потока в косом срезе. Потери в лопаточных венцах определяются по формулам работ [23, 30] с учетом изменения числа M и углов входа β_1 . Учитывается влияние надбандажной протечки на степень реактивности в предположении неизменности ρ_m по радиусу и полного смещения подсосываемого и основного потоков при подсосе. Расчет ведется в четырех сечениях. Полное согласование достигается методом простых итераций последовательно по каждому венцу. Судить об эффективности данной методики и области применимости не представляется возможным, так как авторы не приводят данных по ее апробации. Заметим, что предложенная логика расчета переменных режимов соответствует дозвуковым ступеням и не в полной мере отражает особенности течения рабочего тела в ПЧ сверхзвуковых турбин.

В работе [7] приводится методика одномерного проверочного расчета малоразмерных осевых газовых турбин, в которой сделана попытка свести до минимума необходимый экспериментальный материал за счет более детального учета фактической геометрии, потоков рабочего тела и охлаждающего воздуха, а также явлений, сопровождающих протечки рабочего тела через зазоры облопатывания. Ступень предполагается с надбандажным и корневым уплотнениями, через которые происходит протечка массой $g_{\text{банд}}$ и $g_{\text{корн}}$. Расчет венцов ведется по фактическому расходу через собственно решетку. Выделяется пять расчетных сечений. В межвенцовых зазорах предполагается приток и уток массы и изменение меридианного сечения при переходе от выходных кромок СА к входным кромкам РК и как следствие всех параметров потока (P_1 , S , C_u и C_z , α_1 и т.д.). Для расчета утечек производится определение статических давлений у корня и периферии ПЧ в межвенцовых зазорах. В зазоре между СА и РК эти давления определяются по формуле, полученной по результатам пространственных расчетов путем аппроксимации в зависимости от параметра $\bar{r} = r/r_{cp}$: $\rho_{k,n} = 1 - (1 - \rho_{cp}) \cdot (A \cdot \bar{r} + B \cdot \bar{r} + C)$; давления за РК определяются по упрощенному уравнению радиального равновесия. Межвенцовый зазор выделяется в отдельный расчетный участок, что позволяет учесть потери энергии от смещения основного и подсосываемого потоков и получить значение угла α_1 перед кромками РК благодаря раздельному определению составляющих C_{1u} и C_{1z} . Угол α_1 перед кромками РК определяется из системы уравнений: расхода, энергии, закона сохранения момента количества движения при допущении, что масса протечки намного меньше массы рабочего тела, протекающей через СА. Для определения потерь полного давления в зазоре используется уравнение баланса изменения энтропии. Увеличение энтропии в зазоре за счет трения вихреобразования и смешения принимается по литературным данным о коэффициентах местного сопротивления для

бокового притока. Для расширения диапазона применимости методики предусматривается однозначное определение потерь энергии в произвольной дозвуковой решетке в зависимости от углов натекания (углов атаки) чисел M и Re по методике [16]. Расчет ступени ведется от входа к выходу; заданными считаются частота вращения и параметры на входе и выходе: давления, температура, – варьируемым параметром является расход. Расчет ведется до тех пор, пока не будет достигнуто заданное давление за ступенью. Проверочные расчеты опытных ступеней, проведенные авторами по разработанной методике без введения в алгоритм каких-либо корректирующих коэффициентов, дали результаты, несколько отличающиеся от опытных по КПД и расходу. Поэтому для достижения совпадения расчетных и опытных значений по этим показателям были введены корректирующие коэффициенты: коэффициенты расхода CA и PK и коэффициент увеличения потерь в PK . Апробация модели после введения корректирующих коэффициентов представлена на рис. 1. Заметим, что корректирующие коэффициенты соответствуют опытным данным апробированных ступеней.

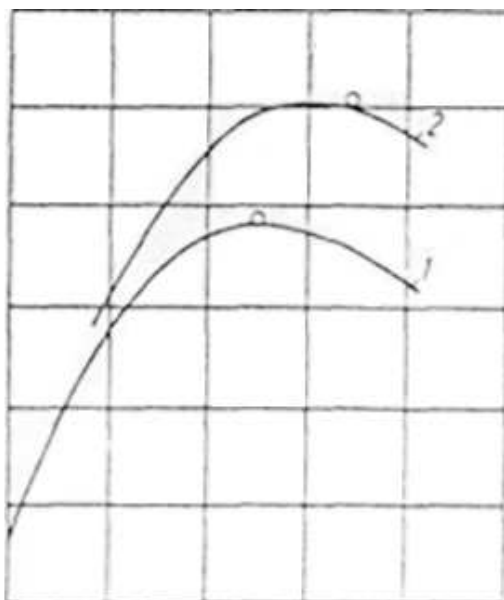


Рис. 1. Экспериментальные характеристики турбинных ступеней, использованные при идентификации [2]:

— — эксперимент; ○ — расчет

Fig. 1. Experimental characteristics of turbine stages used in the identification [2]:

— — experiment; ○ — calculation

Близкий по структуре к изложенному выше расчету [7] разработан в ЦКТИ [6, 9], а также описан в работе [4]. Краевая задача реализована в двух вариантах: определению подлежит либо давление перед турбиной, либо расход газа. При этом критическое истечение в горле может образовываться в произвольном количестве венцов. Определяются критические условия и момент начала отклонения в косом срезе, при этом отдельно учитываются потери в горле и в косом срезе. Учитывается раскрытие проточной части. Центральным элементом расчета является трансцендентное уравнение сплошности с учетом протечек через периферийный и корневой зазоры, диафрагменное уплотнение и разгрузочные отверстия, неизвестным в котором служит приведенная скорость λ . Решение ищется численно методом Ньютона. Протечки определяются с учетом радиальной неравномерности параметров потока по радиусу. Уравнение радиального равновесия записывается в форме Крокко и заранее интегрируется для заданного способа закрутки. Потери смещения в осевом зазоре определяются по методике работы [25]. Потери энергии в лопаточных аппаратах определяются по обобщениям, приведенным в работах [6, 1], в зависимости от геометрических и режимных параметров. Апробация методики производилась на неохлаждаемых и охлаждаемых газотурбинных ступенях. Результаты апробации после выполненной идентификации представлены на рис. 2.

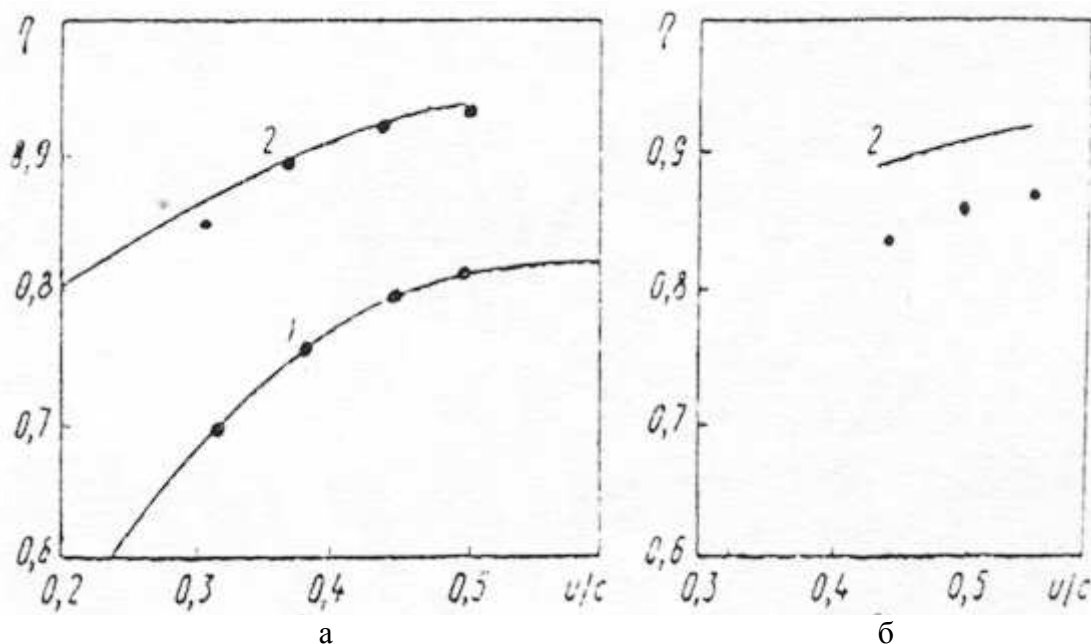


Рис. 2. Сопоставление расчетной и экспериментальной экономичности неохлаждаемой (а) и охлаждаемой (б) газотурбинных ступеней [18]: — — расчет; • — эксперимент;

1 — мощностной КПД; 2 — заторможенный КПД

Fig. 2. Comparison of the calculated and experimental economics uncooled (a) and cooled (b) turbine stages [18]: — — Calculation; • — experiment; 1 — Efficiency cardinality 2 — inhibited efficiency

В работах [25, 24] приводится методика одномерного поступенчатого проверочного расчета многоступенчатой осевой турбины при дозвуковых скоростях. Расчет построен с единой точки зрения модели двухмерного осесимметричного течения в ступени. Переход от сечения к сечению выполняется по среднему диаметру. При переходе проводится интегрирование уравнения радиального равновесия вдоль кромок венцов и выполняется расчет перестройки потока в межвенцовых зазорах из-за перекрыш и меридианного расширения ПЧ с учетом условия $C_u r = \text{const}$ вдоль линий тока, баланса утечек, отсоса и подсоса и их смешения с основным потоком на выходе из венцов. Расчет ведется с учетом интегральных уравнений баланса для расхода, энергии, энтропии и момента количества движения относительно оси вращения. Расчет баланса утечек через радиальный и корневой зазоры и разгрузочные отверстия ступени выполняется одновременно с расчетом венцов ступени методом простой итерации с использованием опытных данных работ [29, 23] по коэффициентам расхода уплотнений и разгрузочных отверстий. Потери энергии в зависимости от геометрических и режимных характеристик рассчитываются на среднем диаметре по методике [16]. При расчете потерь учитываются эффекты нестационарного обтекания по формулам работы [22]. Коэффициенты расхода задаются по обобщенным экспериментальным данным [23]. При сверхзвуковом истечении из венца выполняется расчет расширения в косом срезе с интегрированием уравнения радиального равновесия (итерациями). Расчет ступени проводится от входа к выходу. Подбор расхода или давления на входе в цилиндр выполняется итерациями по заданному противодавлению за цилиндром. Расчет ступени осуществляется в шести сечениях и требует $1,5 \div 2$ мин машинного времени ЭВМ ЕС-1022. Результаты апробации данной модели приведены на рис. 3. Данная методика является промежуточной между традиционным одномерным проверочным расчетом и расчетом по межвенцовым зазорам с учетом наклона и кривизны меридианных линий тока.

При решении задач многорежимной оптимизации [26, 13] и выбора оптимальных значений параметра U/C_0^* и степени реактивности промежуточной или последней ступени паровой турбины [15] применяются упрощенные подходы к решению прямой задачи турбинной ступени. Это обусловлено тем, что решение задачи условной оптимизации геометрических характеристик ПЧ с учетом ее свойств на переменных режимах требует больших затрат машинного времени.

Так, в работе [15] приводятся аналитические выражения для КПД и степени реактивности промежуточной ступени, на среднем радиусе, полученные путем совместного преобразования уравнения энергии, расхода и момента количества движения. Уравнение расхода представлено в форме, учитывающей массу протечки. Утечка определяется без учета радиальной неравномерности давлений в осевом зазоре. Коэффициенты скорости CA и PK принимаются постоянными и не зависят от режимных параметров в процессе расчета. Предложенные выражения для окружного КПД и степени реактивности позволяют аналитически находить оптимальные параметры турбинной ступени заданной геометрии. О представительности предложенных зависимостей судить трудно, так как апробация данной методики не проводилась, а точность совпадения расчетных и опытных данных и диапазон рассчитываемых режимов будут зависеть от искусства задания коэффициентов φ и ψ отношения D/l (так как утечка определяется без учета изменения давлений по радиусу).

На рис. 3 ρ_k, ρ_n – степени реактивности у корня и на периферии; i_{3cp} – угол атаки на входе в PK ; α_{5cp} – угол выхода потока из ступени; «ср» – параметры на среднем радиусе; x – опыт на воздухе, лаборатория паровых турбин ПО ЛМЗ; $\Delta\eta_{no} = \Delta\eta_{no}/\eta_{uo}$ – падение КПД от подсоса; $\circ$ – расчет с учетом термодинамических потерь смешения $\overline{g_p} = 1,1\%$.

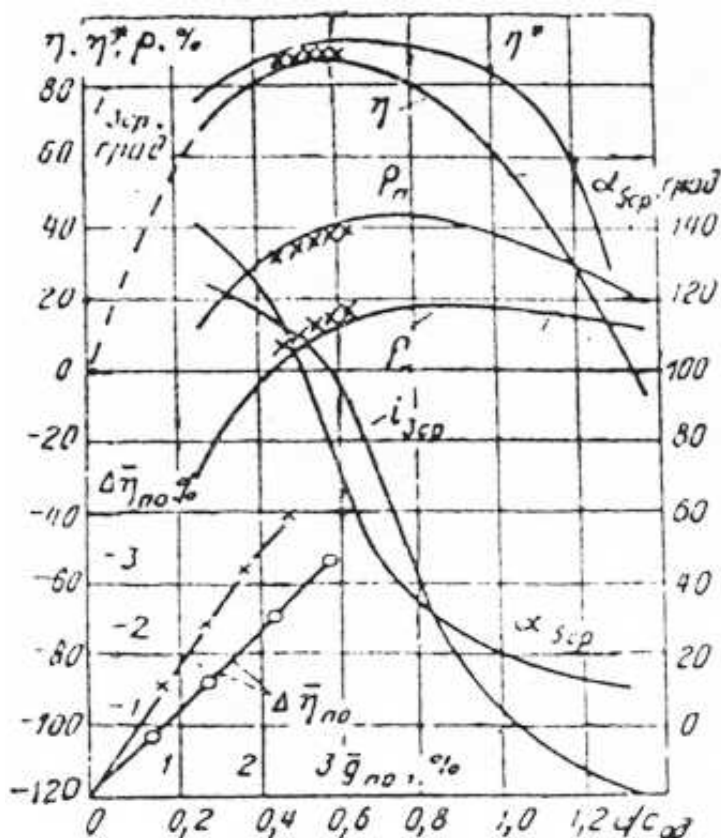


Рис. 3. Характеристики средней ступени ЦВД [3]
Fig. 3. Characteristics of the average level of CVP [3]

В работах [26, 5] предложен метод решения задачи оптимизации группы турбинных ступеней и решение прямой задачи расчета течения по среднему диаметру по единой вычислительной схеме. Прямая задача решается при заданных статическом давлении за отсеком и расходах ступеней C_j как задача минимизации функции цели:

$$f(P_0^*, P_1, \dots, P_{2n-1}) = \left[1 + \sum_{j=1}^n \frac{G_1}{G_j^2} \cdot [(G_{cj} - G_j)^2 + (G_{lj} - G_j)^2] \right]^{-1},$$

где G_{cj} , G_{lj} – вычисленные расходы в зазорах за сопловыми и рабочими решетками. Независимыми переменными служат P_0^* , P_1 , ..., P_{2n-1} . Учитывая возможность сверхкритического истечения из сопловой и рабочей решеток, коэффициенты скорости φ и ψ принимаются постоянными и не зависящими от режима работы, что обеспечивает быстрый и стабильный поиск экстремума функции цели комбинацией методов Пауэлла и случайного поиска. Однако существенно сужает область переменных режимов, в которой результаты расчета по приведенной модели обеспечивали заданную адекватность модели.

В работах [13, 14] предложен подход к решению прямой задачи многоступенчатых турбин, сочетающий в себе простоту и высокую достоверность результатов расчета на переменных режимах. Расчеты дозвуковых переменных режимов отсека тепловой турбины ведутся от первой к последней ступени по потоку в межвенцовых зазорах $ПЧ$. Для расчета режима задаются параметры на входе и противодавление за турбиной, частота вращения ротора. Заданное противодавление за отсеком подбирается итерациями путем варьирования массового расхода рабочего тела перед первой ступенью. Особенности методики заключаются в следующем: расчет протечек в $ПЧ$ осуществляется с учетом неравномерности степени реактивности по радиусу, которая оценивается по степенной зависимости, показатель степени которой уточняется из экспериментов на модельных ступенях; расчет дополнительных потерь от протечек основывается не на модели смещения основного и потоков протечки, а на простых эмпирических формулах, обобщающих результаты многочисленных экспериментальных исследований турбинных ступеней, и относится к потерям в $РК$; расчет потерь осуществляется по методикам авторов указанных работ, которые содержат эмпирические зависимости, полученные путем обобщения результатов опытов на вращающихся моделях, и отражают влияние основных геометрических и режимных параметров (в том числе и влияние угла атаки). Такой подход к построению модели обеспечивает высокую достоверность результатов расчета (рис. 4) и высокую скорость получения оптимальных решений и оценок экономичности на нерасчетных режимах при относительно малой потребности в машинных ресурсах. Область применимости модели регламентируется экспериментальным материалом, используемым в модели.

Расчету сверхзвуковых МРТ на переменных режимах посвящено относительно небольшое количество работ [20, 21, 27, 19, 17]. Одни из первых работ [20, 21], посвященных этой задаче, выполнены одним автором и содержат выражения для определения степени реактивности одно- и двухвенечных сверхзвуковых ступеней на среднем диаметре, приспособленные для ручного счета. Указанные выражения получены путем совместного решения уравнений неразрывности, энергии и количества движения. Полученные выражения являются трансцендентными уравнениями и решаются методом итераций относительно ρ_T . При выводе уравнений учитывалось влияние на степень реактивности, направление и масса протечек в $ПЧ$, однако оставлен открытым вопрос расчета массы протечки и влияние на ее величину неравномерности давлений по высоте лопатки. Для повышения достоверности

расчета предлагается для определения потерь в CA и PK использовать соответствующие экспериментальные зависимости. Учитывается отклонение потока в косом срезе CA на режимах, отличных от расчетного, расчет ведется по формуле Бэра с учетом потерь в CA . При расчете обтекания лопаток PK рассматриваются как до- так и сверхзвуковые режимы обтекания. При этом если на входе в PK и выходе из него скорости сверхзвуковые, то предполагается, что поток тормозится до критической в узком сечении рабочих лопаток, а дальнейшее расширение происходит в косом срезе. Приведенные в статьях примеры расчетов показывают возможность применения полученных зависимостей в широком диапазоне изменения степеней расширения π_T и параметра U/C_0^* .

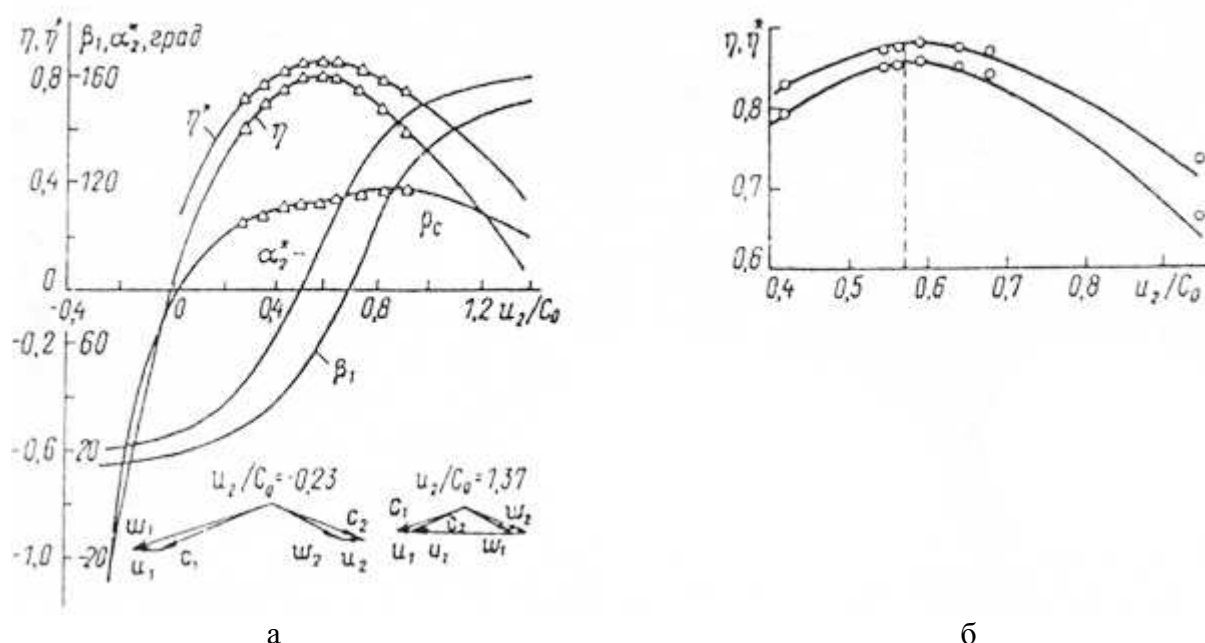


Рис. 4. Характеристики ступени (а) и отсека (б) [2]: — — расчет; $\circ$, Δ — эксперимент
Fig. 4. Characteristics of step (a) and cover (b) [12]: — — Calculation; $\circ$, Δ — experiment

Отличный от предыдущего подхода метод расчета при дозвуковых и сверхзвуковых скоростях предложен в работах [27, 19]. Расчет ведется от выходного сечения методом последовательных приближений. Исходная система уравнений (энергии, расхода, кинематических соотношений, процесса) при сверхзвуковых скоростях содержит 33 неизвестных и состоит из 29 уравнений. Для определения задачи дополнительно задаются G_2 , P_2 , T_2^* и частота вращения. В исходную систему уравнений входят обобщенные формулы Бэра для определения углов отклонения в косых срезах CA и PK . Записанная система контролируется на наличие решения. При отсутствии решения необходимо производить корректировку исходной информации с целью определения полных параметров, обеспечивающих пропуск заданного расхода, в данном зазоре. Указывается, что формальная корректировка исходной информации (потерь в последующем по ходу течения венце) до появления корня трансцендентного уравнения может привести к большому перераспределению параметров в венце перед рассчитываемым зазором. При сверхзвуковых скоростях натекания осуществляется контроль возможности течения в криволинейных скачках на входе с определением потерь в них. Накладывается запрет на отрицательные углы атаки при сверхзвуковых ско-

ростях на входе в венец. При появлении последних производится изменение коэффициентов изоэнтальпийности в последующем по ходу течения венце, пока угол атаки не становится отрицательным или относительная скорость натекания дозвуковой. Апробация разработанной модели приведена на рис. 5. Указанная процедура корректировки исходной информации при отсутствии корня уравнения, одной из причин которой является неприспособленность расчета «с конца» для расчета сверхзвуковых ступеней (СА в широком диапазоне режимов работает с постоянным расходом), и запрет на отрицательные углы атаки ограничивают возможность применения данной методики в задачах многорежимной оптимизации.

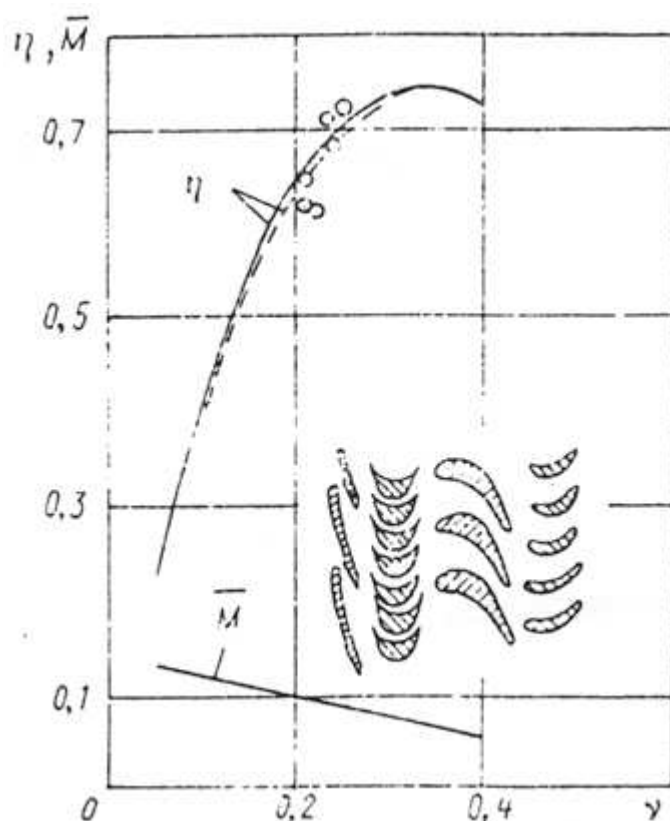


Рис. 5. Расчетные и экспериментальные характеристики турбины со сверхзвуковой 1-й ступенью [11]:
— – расчет; ○ – эксперимент

Fig. 5. Computational and experimental characteristics of the turbine with a supersonic stage 1 [11]:
— – Calculation; ○ – experiment

Авторы [17] предлагают методику проверочного расчета и определения КПД одноступенчатой парциальной сверхзвуковой газовой турбины при изменении противодавления в широком диапазоне. Коэффициент скорости СА на расчетном режиме определяется эмпирической зависимостью: $\varphi_c = c_\varphi \sqrt{0,955 - 0,018(b, l)_c}$, где c_φ – эмпирический коэффициент. Действительная скорость истечения рабочего тела из СА на переменном режиме определяется после рассмотрения течения в системе скачков уплотнения: $\lambda_{з.ск} = c_{ск} / \lambda_{ск}$, где $c_{ск}$ – опытный коэффициент; $\lambda_{ск} = f(M_{ск})$, где $M_{ск}$ находится из уравнения

$$\frac{P_0^*}{P_1} - \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_{ск}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}}{(0,39 + 0,73 \cdot M_{ск}) \left[1 + \left(\frac{0,192}{\sin \alpha_{1k}} - 0,7\right) \left(1 - \frac{M_{ск}}{M_{a,расч}}\right)\right]} = 0,$$

где $M_{a,расч}$ – число Маха, соответствующее расчетной степени расширения СА с учетом потерь. Окружной КПД определяется по известной формуле [10] для активной турбины при степени реактивности, равной нулю. Влияние парциальности на процессы в осевом зазоре частично учитывается введением эмпирического коэффициента C_p , учитывающего дополнительно и конструктивные особенности турбины: величину зазоров, расположение и число сопел, величину и направление протечек и т.д. Как видно из рис. 6, введение поправочных коэффициентов C_p , $C_{ск}$, G_ϕ , справедливых для конкретной турбины, обеспечивает удовлетворительное совпадение результатов расчета с экспериментом и может быть использована для расчета двигательной установки, имеющей в своем составе подобную турбину. Использование ее для расчета переменных режимов при многорежимной оптимизации в силу конкретного характера экспериментальных данных затруднительно.

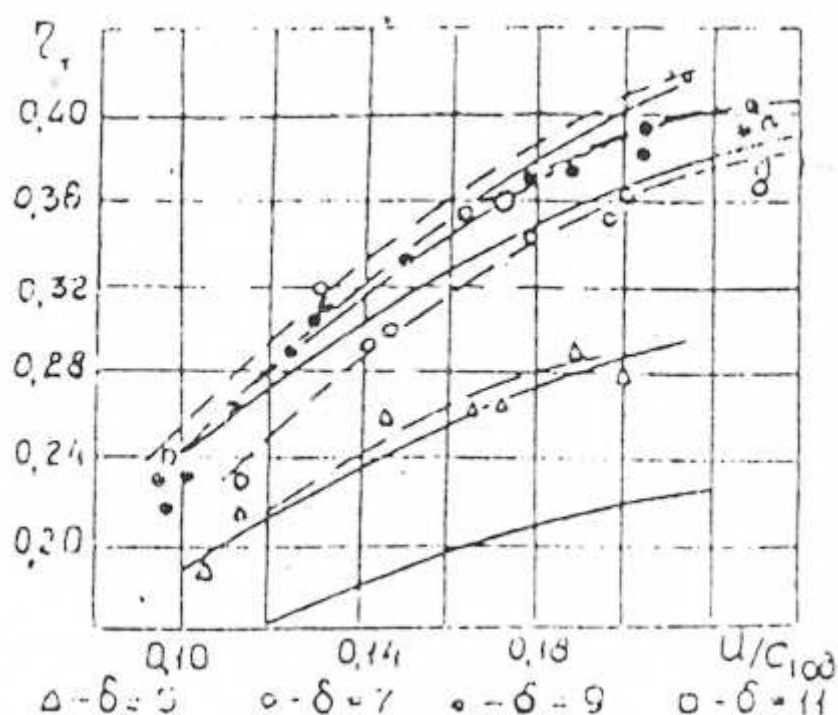


Рис. 6. Расчетные и экспериментальные характеристики сверхзвуковой парциальной одновенечной МРТ [8]:
— — расчет;
○, Δ, •, □ — эксперимент
Fig. 6. Calculated and experimental data of the partial supersonic odnovenechnoy MRI [8]:
— — Calculation;
○, Δ, •, □ — experiment

Выводы

На основе представленного краткого обзора представляется целесообразным создание математической модели переменного режима сверхзвуковой парциальной МРТ, которая сочетала бы достоинства методик [7, 24, 25, 13] дозвукового проверочного расчета, учитывала особенности, присущие рабочему процессу сверхзвуковой ступени, и позволяла использование ее в задачах многорежимной оптимизации МРТ (достаточная точность расчетов в широком диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров), не приводя к непомерно большим затратам машинных ресурсов.

Список литературы

1. Амелюшкин В.Н., Шкляр В.А. Определение профильных потерь в решетках осевых турбин // Энергетическое машиностроение. – 1986. – Вып. 42. – С. 27-35.
2. Бойко А.В., Говорущенко Ю.И., Усатый А.П. Создание эмпирической методики определения коэффициентов потери энергии в турбинных решетках с помощью теории планирования экспериментов // Энергетическое машиностроение. – 1986. – Вып. 42. – С. 9-14.

3. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин. — Харьков: Вища шк.; Изд-во при ХГУ, 1989. — 217 с.

4. Булович С.В., Рудинский В. А. Проверочный расчет осевых и радиальных турбин на переменных режимах работы // Современные проблемы газодинамики и тепломассообмена и пути повышения эффективности энергетических установок: тез. докл. VIII Всесоюз. школы-семинара. — М.: Изд-во МГТУ, 1991. — Ч. 2. — С. 42-44.

5. Гаркуша А.В., Субботович В.П. Методика выбора оптимальных расчетных режимов при проектировании ступеней турбины, работающей с переменными расходами пара // Энергетическое машиностроение. — 1988. — № 45. — С. 7-14.

6. Жуковский Г.В. и др. Тепловые расчеты паровых и газовых турбин с помощью ЭВМ / Г.В. Жуковский, Ю.А. Марченко, И.К. Тереньтьев. — Л.: Машиностроение, 1983. — 255 с.

7. Заславский С.А. и др. Одномерный проверочный расчет малоразмерных дозвуковых осевых газовых турбин на ЭВМ / С.А. Заславский, М.А. Либерман, М.А. Симкин, Я.А. Сироткин // Энергомашиностроение. — 1978. — № 7. — С. 13-15.

8. Изотов С.П., Шашкин В.В. Авиационные ГТД в наземных установках. — Л.: Машиностроение, 1984. — 228 с.

9. Использование ЭВМ при проектировании и расчете проточной части и лопаток газовых турбин / Г.В. Жуковский, С.Т. Винтер, В.А. Иванов и др. // Тр. ЦКТИ. — 1990. — № 261. — С. 46-51.

10. Кириллов И.И. Теория турбомашин. — Л.: Машиностроение, 1972. — 536 с.

11. Кириллов И.И. Влияние шага осесимметричных сопел на эффективность соплового аппарата и турбинной ступени / И.И. Кириллов, К.Г. Родин, В.Н. Бусурин, Г.Л. Раков и др. // Изв. вузов. Авиационная техника. — 1985. — № 5. — С. 28-32.

12. Кирюхин В.И., Тараненко И.М., Огурцова Е.П. Паровые турбины малой мощности КТЗ. — М.: Энергоиздат, 1987. — 216 с.

13. Лапшин К.Л. Оптимизация проточных частей многоступенчатых турбин. — СПб.: Изд-во С.-Петербургского ун-та, 1992. — 196 с.

14. Лапшин К.Л., Рисс В. К расчету осевых тепловых турбин на переменных режимах // Теплоэнергетика. — 1992. — № 5. — С. 64-66.

15. Митюшкин Ю.И., Петров Н.А. Коэффициент полезного действия и реактивность турбинной ступени заданной геометрии // Проблемы повышения эффективности судовых энергетических установок. — Горький: Изд-во ГПИ, 1988. — С. 31-38.

16. Мухтаров М.Х., Кричакин В.И. Методика оценки потерь в проточной части осевых турбин при расчете их характеристик // Теплоэнергетика. — 1969. — № 7. — С. 76-79.

17. Овсянников Б.В., Уваров С.Е., Худенко Б.Г. Особенности расчета КПД активной парциальной газовой турбины при изменении противодавлений в широком диапазоне // Изв. вузов. Авиационная техника. — 1990. — № 1. — С. 66-70.

18. Пряхин В.В., Павловский А.З. Влияние парциального подвода пара на характеристики ступени скорости // Теплоэнергетика. — 1969. — № 2. — С. 18-22.

19. Расчеты проточных частей судовых турбин при заданной геометрии с дозвуковыми и сверхзвуковыми скоростями течения: учеб. пособие / А.М. Топунов, Ю.М. Погодин, В.Д. Пшеничный, В.В. Розенталь. — Л.: Изд-во ЛКИ, 1979. — 65 с.

20. Речкоблит А.Я. Исследование переменных режимов работы двухвенечной ступени судовой паровой турбины при сверхкритических теплоперепадах // Судостроение. — 1959. — С. 20-24.

21. Речкоблит А.Я. Степень реакции на переменных режимах работы турбинной ступени при сверхкритических теплоперепадах // Уч. зап. ЛВИМУ. — 1958. — № 12. — С. 69-76.

22. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
23. Самойлович Г.С., Трояновский Б.М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. – М.: Энергоиздат, 1982. – 496 с.
24. Сироткин Я.А. Поверочный расчет многоступенчатых паровых турбин // Теплоэнергетика. – 1982. – № 12. – С. 21-24.
25. Сироткин Я.А. Одномерный проверочный аэродинамический расчет охлаждаемых газовых турбин // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1980. – № 1. – С. 137-148.
26. Субботович В.П. Об оптимизации группы турбинных ступеней и решении прямой задачи расчета течения по среднему диаметру по единой вычислительной схеме // Энергетическое машиностроение. – 1990. – № 49. – С. 28-31.
27. Топунов А.М. Теория судовых турбин. – Л.: Судостроение, 1985. – 472 с.
28. Тунаков А.П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1979. – 184 с.
29. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
30. Щегляев А.В. Паровые турбины: Теория теплового процесса и конструкция турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – С. 152-155.

Сведения об авторах: Симашов Рафаиль Равильевич, кандидат технических наук, доцент, e-mail: forsिमашов@yandex.ru;

Куликов Юрий Львович, старший преподаватель, e-mail: kulikov-uryi@yandex.ru.

УДК 629.562 : 621.83.061.1

Ю.А. Корнейчук

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В КНР

Основная часть промыслового флота России ремонтируется в КНР и Южной Корее. Судоремонтные заводы Дальнего Востока России теряют производственные мощности и опытных специалистов. Приведены технологии ремонта судового дизеля Sulzer ZL40/48 на верфи КНР. Основное внимание отводится оборудованию.

Ключевые слова: технологии ремонта судовых дизелей, станок протачивания шатунной шейки, машинка протачивания седел клапанов, нутромер, раскеномер, цуп.

Yu.A. Korneychuk

MARINE DIESEL ENGINE REPAIR TECHNOLOGIES IN THE PEOPLES REPUBLIC OF CHINA

The basic part of fishing fleet of Russia is under repair in the Peoples Republic of China and South Korea. Ship-repair factories of the Far East of Russia lose capacities and skilled experts. Some technologies of Sulzer ZL40/48 marine engine repair on the shipyard of the Peoples Republic of China are resulted in the article. The basic attention is taken away to the equipment.

Key words: marine diesel engine repair technologies, crank pin grinding machine, Valve Seat Grinder, inside micrometer, crankshaft gauge, feeler.

Суда промыслового флота все чаще ремонтируются в Республике Корея и КНР. Этому способствует решимость властей и бизнес-элиты этих стран постоянно наращивать объемы судостроения и судоремонта. Рассмотрим возможности судоремонта на примере Korea Trading and Industries Co., Ltd. (КТИ) – одной из лидирующих компаний на рынке судоремонта и судового снабжения на Дальнем Востоке России и в Юго-Восточной Азии.

Компания КТИ создала международную корпоративную сеть, объединяющую опыт судоремонта России, передовые технологии Кореи, богатые трудовые ресурсы и оперативность судовой верфи Китая. За годы своей работы КТИ организовала ремонт сотен судов и завоевала известность и признание у судовладельцев Приморского и Хабаровского краев, Камчатки и Сахалина, Магаданской области и Курил. Залогом успеха КТИ являются ответственность, оперативность и разумное ценообразование.

Представительства КТИ работают на каждой судоремонтной верфи, с которой сотрудничает КТИ. Квалифицированная и опытная команда менеджеров контролирует весь цикл проведения ремонтных работ судна с момента размещения заявки на судовой верфи и до момента приемки судна после окончания ремонта, осуществляя постоянный надзор за качеством проводимых работ и обеспечивая взаимодействие судовладельца и верфи для выполнения всех требований и пожеланий клиентов. Этим обеспечивается контроль и гарантия качества.

КТИ предлагает комплексный сервис, включающий услуги судоремонта, судового снабжения и агентирования, предоставляя судовладельцам новые дополнительные возможности. Все подразделения корпоративной сети КТИ связаны общей информационной инфраструктурой и обладают отлаженной системой взаимодействия, позволяющей оперативно удовлетворять пожелания клиентов.

КТІ объединяет мощные современные судоремонтные верфи в Китае и Республике Корея, предоставляющие возможность выполнения любых видов ремонта, а также модернизации и переоборудования различных типов судов добывающего и торгового флота.

Приведем опыт ремонта на верфи КНР главного дизеля фирмы Sulzer ZL40/48 большого морозильного рыболовного траулера (БМРТ) проекта В407 польской постройки.

В случае значительных повреждений коленчатого вала и фундаментной рамы среднеоборотного дизеля (СОД) их приходится демонтировать прямо в машинном отделении. Остов подвешивают на тросах. Фундаментную раму поднимают на палубу (рис. 1) и транспортируют в цех судоремонтного завода. Операция опасная и трудоемкая.

Если есть возможность восстановить коленчатый вал на месте, то используются различные устройства и технологии. В судоремонте все шире применяется обработка абразивными кругами и брусками. На рис. 2 показана работа по протачиванию шатунных шеек в картере дизеля.

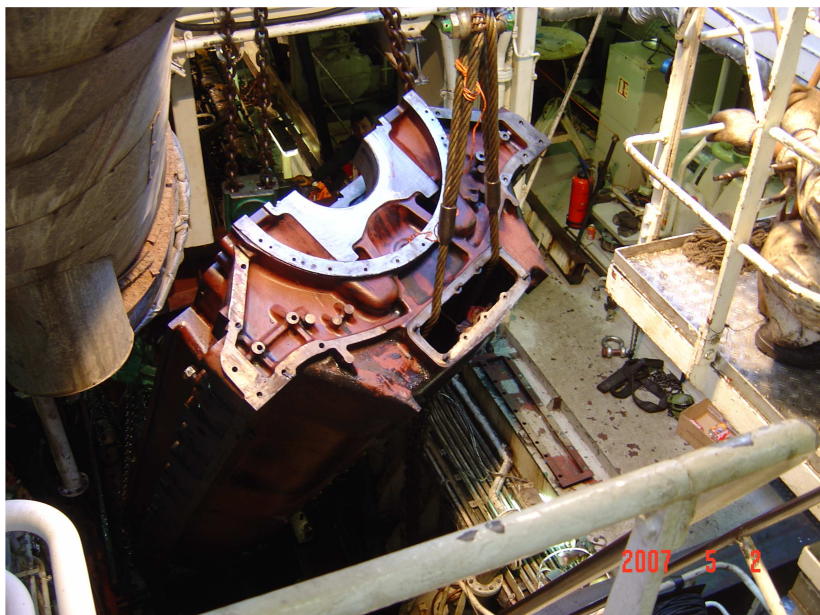


Рис. 1. Демонтаж
фундаментной рамы дизеля
Fig. 1. Dismantle of a diesel
engine base frame



Рис. 2. Станок
для протачивания
шатунной шейки
Fig. 2. A crank pin grinding
machine

Струбцина устройства скользит по направляющим, роль которых играют галтели шатунной шейки. Очень важно, чтобы они не были повреждены, иначе применить данную технологию невозможно. На струбцине размещен абразивный круг, плоскость вращения которого совпадает с образующей шатунной шейки. Возвратно-поступательное перемещение струбцины в пределах сектора окружности шейки осуществляется двумя роликовыми цепями. Ведомые звездочки закреплены на струбцине. На рис. 2 можно различить контур вращающегося абразивного круга и искры от него. Для снижения разлета абразивных частиц рабочее место ограждено гофрированным картоном и ветошью.

Затем следует процесс шлифования шатунной шейки (рис. 3).

В гнезда крышки впрессованы седла двух впускных и двух выпускных клапанов. Центральное отверстие предусмотрено под форсунку, левое – для пускового и правое – для предохранительного клапанов. Если в результате дефектоскопии и визуального контроля установлено повреждение седла в виде микротрещин и ямок, его меняют на новое. Применяют два способа его выпрессовки из гнезда. Нагрев седла до малинового цвета в двух противоположных точках. После снижения температуры на 50 °С его выбивают небольшим усилием. Второй способ состоит в изготовлении оправки из старого проточенного клапана. Его прихватывают сваркой к седлу и наносят удар по штоку клапана.

Цветная дефектоскопия позволяет выявить трещины на поверхности цилиндровой крышки (рис. 4).

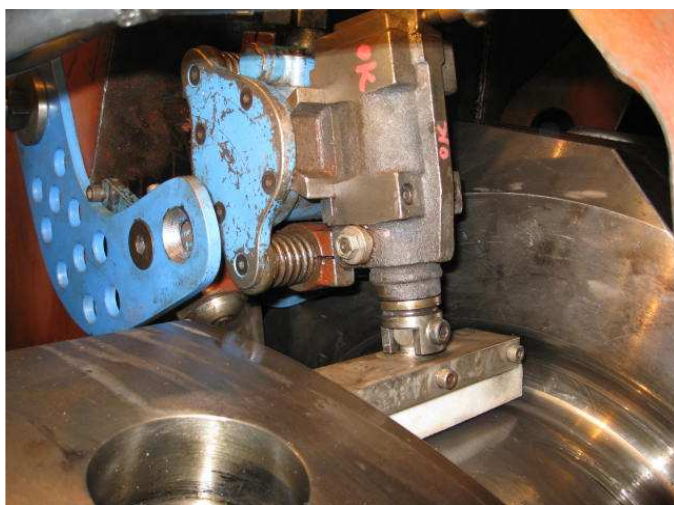


Рис. 3. Станок для шлифования шатунной шейки

Fig. 3. A crank pin grinding machine

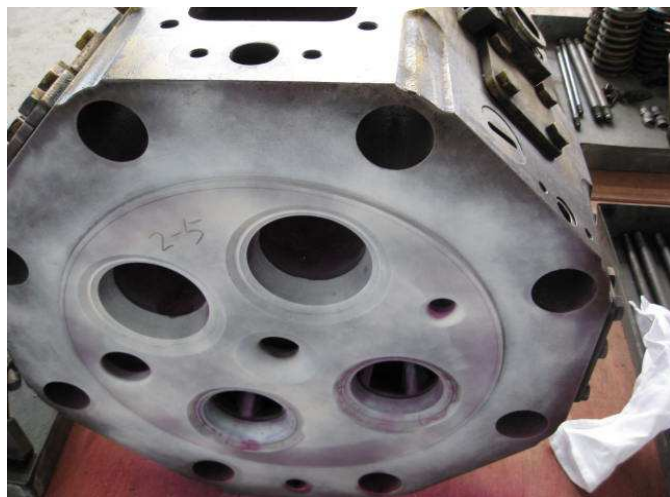


Рис. 4. Цилиндровая крышка дизеля Sulzer ZL40/48

Fig. 4. Sulzer ZL40/48 diesel engine cylinder cover

Выпускные клапаны. Поврежденные участки тарелок шпинделей выпускных клапанов и их гнезд подготавливаются для наплавки путем ручной шлифовки и дефектуются методом проникающего красителя. Обычные клапаны из нержавеющей стали восстанавливаются наплавкой аналогичного материала, а клапаны из нимоника наплавляются никелевыми сплавами. Изношенный слой стеллита удаляется токарной обработкой до полного исчезновения трещин, после чего опять проводится цветная дефектоскопия. Новое углубление для стеллита наплавляется нержавеющей сталью и механически обрабатывается для автоматизированной плазменной наплавки [1]. После этого опять производится цветная дефектоскопия. После наплавки стеллита следует окончательная механическая обработка и шлифовка уплотнительных поверхностей до стандартных требований фирмы-изготовителя.

Стеллит как дорогостоящий сплав обеспечивает необходимые свойства рабочих поверхностей выпускных клапанов, повышая сопротивляемость износу, тепловым нагрузкам и коррозии. Однако эти свойства снижаются, если происходит разбавление в стеллите некоторого количества основного металла. Поэтому крайне важно наплавлять стеллит в строго контролируемых условиях. Во избежание ошибок, связанных с человеческой реакцией, контроль за процессом наплавки должен выполняться автоматически и не зависеть только от умения оператора [1].

Плазменная наплавка применима к сплавам с температурой плавления от 1000-1900 °С. Имеется возможность ее автоматизации, однако капитальные вложения для ее внедрения велики. Плазменная дуга устанавливается между катодом и наплавляемой деталью. Плазменным газом являются обычно чистый аргон, а высокотемпературный осаждаемый слой поддерживается с помощью смеси аргона и водорода. Запуск и остановка осуществляются электронными средствами. Ими же осуществляется регулирование подачи порошка, давление газов, силы тока и скорости вращения [1].

Преимущества газопламенного напыления – гладкий осаждаемый слой без признаков окисления и пористости включений применимы также и к плазменной наплавке. Однако в последнем случае нет необходимости в процессе оплавления. Количество потребляемого материала меньше, поскольку меньше избыточное распыление. Величина разбавления очень мала, плотность наплавки велика, а осаждаемый слой полностью однороден. Объем подводимого к основному материалу тепла минимален.

Абразивная обработка рабочей поверхностей тарелки клапана (рис. 5) и седла (рис. 6) способствует созданию микрорельефа пористой структуры для облегчения создания местного наклепа во время притирки клапана.

Посадочную поверхность клапана можно обработать на станке (рис. 5).

На рис. 6 показан шведский станок Valve Seat Grinder с пневмоприводом для обработки седел клапанов в гнездах цилиндрической крышки абразивным камнем специальной формы. Перед обтачиванием станок следует центрировать с гнездом клапана.

Окончательная притирка впускных и выпускных клапанов производится с помощью простого распределения (рис. 7).

Основные дефекты цилиндрического блока — трещины в верхнем посадочном поясе и коррозионные разрушения во всех посадочных поясах.

Наличие трещин в верхнем посадочном поясе выявляют цветной дефектоскопией. Трещины и коррозию посадочного пояса устраняют тремя способами:

- наплавкой и расточкой на первоначальный размер (рис. 8);
- расточкой пояса, изготовлением стального кольца и запрессовкой его в блок на эпоксидном компаунде без наполнителя;
- восстановлением всех поясов с применением эпоксидных смол [2].

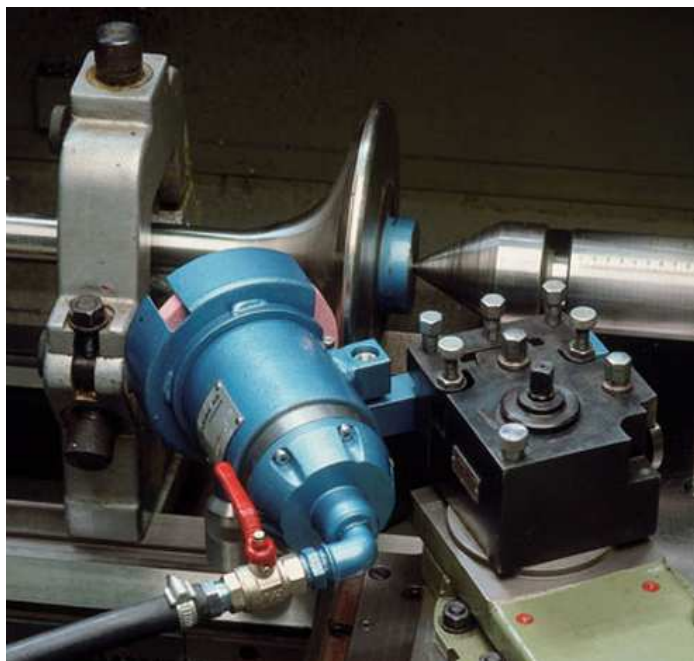


Рис. 5. Протачивание клапана
Fig. 5. Valve grinding



Рис. 6. Машинка для протачивания
сидел клапанов
Fig. 6. Valve Seat Grinder



Рис. 7. Приспособление для притирки
клапана двигателя
Fig. 7. The adaptation for grinding in of the
valve of the engine

Наиболее характерными дефектами цилиндрических втулок являются износ, коррозия рабочей поверхности, риски и задиры на ней; износ и коррозия посадочных поясков. В цилиндрических втулках часто наблюдается эрозия поверхности, омываемой водой (рис. 9).

Износ втулок по длине и диаметру неодинаков. Максимальный износ наблюдается в месте прилегания верхнего компрессионного кольца при положении поршня в верхней мертвой точке. Форма изношенной втулки по высоте приближается к неправильному конусу, а по диаметру – к овалу. Величину износа втулки измеряют индикатором-нутромером (рис. 10).



Рис. 8. Проточка верхнего посадочного пояса цилиндрического блока дизеля Sulzer ZL40/48

Fig. 8. Sulzer ZL40/48 diesel engine cylinder block top landing belt grinding

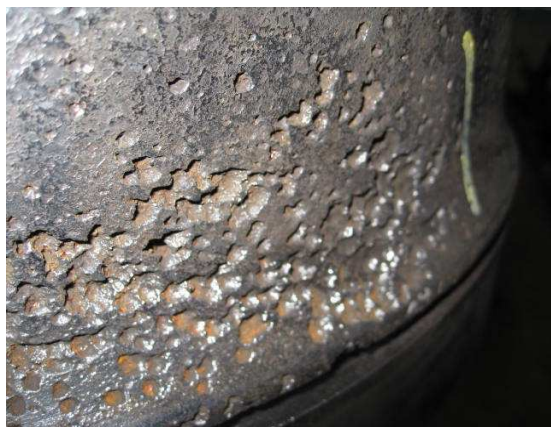


Рис. 9. Эрозионное разрушение поверхности втулки в местах водяного охлаждения
Fig. 9. Cylinder liner surface erosive destruction from water side



Рис. 10. Измерение нутромером изнашивания втулки по внутреннему диаметру
Fig. 10. Cylinder liner wear measurement with inside micrometer

Расточку втулок производят на стационарном вертикально-расточном станке, переносном расточном станке или токарном станке со специальным приспособлением. Если у дизелей предусмотрены ремонтные размеры поршней, расточку производят до ближайшего ремонтного размера, оставив припуск на хонингование 0,1-0,2 мм.

Хонингование втулок производят на вертикальных хонинговальных станках, а если их нет – на вертикально-сверлильных станках, у которых возвратно-поступательное движение осуществляется вручную. Абразивные бруски закрепляют в специальной хонинговальной головке. Головка шарнирно соединяется со шпинделем станка и получает от него вращательное и возвратно-поступательное движение (рис. 11).

Зернистость абразивных брусков при предварительном хонинговании 120-280, а при окончательном – 300-400. Твердость брусков выбирают в зависимости от твердости обрабатываемой втулки. Центрирование втулки осуществляется непосредственно самой хонинговальной головкой. Риски располагаются под углом 60° (рис. 12).



Рис. 11. Устройство хонингования
цилиндрической втулки
Fig. 11. The cylinder bore honing machine



Рис. 12. Цилиндрическая втулка
после хонингования
Fig. 12. The cylinder bore honed

Хонингование ведут при непрерывной и обильной подаче внутрь цилиндров охлаждающей жидкости, которая охлаждает деталь и смывает стружку. При износе и недопустимой коррозии посадочных поясков втулки шлифуют под ремонтный размер, наращивают слой металла железнением или хромированием, а затем шлифуют под номинальный размер. При восстановлении втулок, идущих в запас, наружный диаметр всех посадочных поясков наращивают на 1,5-2 мм с тем, чтобы после выпрессовки старой втулки и исправления посадочных отверстий в блоке окончательно обработать пояски с учетом нужного зазора.

Ремонт составных поршней СОД. Большинство конструктивных решений СОД включает алюминиевые поршни с литыми чугунными или из другого материала вставками типа «ALFIN» под одно или два верхних кольца (тандемные вставки) или составные поршни со стальными головками и алюминиевыми юбками. Восстановление стальных головок

поршней СОД и вставок типа «ALFIN» путем хромирования верхних и нижних торцев в основном аналогично восстановлению головок поршней МОД. В случаях когда конструкцией поршня хромовые покрытия уже предусмотрены в соответствии с начальными техническими условиями, например, дизели «Зульцер» типа Z40, при восстановлении эти покрытия снимаются шлифовкой и наносятся заново по технологии фирмы DMI.

Обычно общий износ канавок головок поршней СОД составляет менее 0,8 мм. При этом восстановление производится путем нанесения слоя хрома на верхние и нижние поверхности с последующим финишным шлифованием.

После приемки и осмотра алюминиевые поршни подвергаются цветной дефектоскопии. Отверстия под поршневой палец обмеряются и дефектуются. Зона канавок подвергается предварительной механической обработке, а затем восстановлению наплавкой в среде инертного газа автоматизированным сварочным процессом MIG. Трещины на внешних поверхностях поршня зашлифовываются с использованием ручных инструментов, завариваются и вновь зашлифовываются.

На рис. 13-15 показаны операции восстановления головки поршня: наплавка, протачивание, защита поверхности и гальваническая обработка головки поршня.



Рис. 13. Наплавка головки поршня
Fig. 13. Piston crown building-up



Рис. 14. Протачивание головки поршня
Fig. 14. Turning down of a piston crown



Рис. 15. Гальваническая обработка
головки поршня
Fig. 15. Piston crown electroplating

Для проверки герметичности прилегания головки поршня к юбке поршень опускают в контейнер с дизельным топливом и в полость охлаждения подают сжатый воздух (рис. 16). Отсутствие пузырьков свидетельствует о герметичности соединения.

Статическая балансировка дисков и роторов. Статическая балансировка – процесс совмещения центра тяжести детали с ее геометрической осью вращения. Определяется и уменьшается главный вектор дисбалансов ротора, характеризующий его статическую неуравновешенность. Дисбаланс – векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы на ее эксцентриситет. Дисбаланс полностью определяется значением и углом. Устройство для статической балансировки турбины показано на рис. 17.



Рис. 16. Испытание герметичности поршня
Fig. 16. Piston tightness test



Рис. 17. Статическая балансировка турбины
Fig. 17. Static balancing of the turbine

Динамическая балансировка – это балансировка, при которой определяются и уменьшаются дисбалансы ротора, характеризующие его динамическую неуравновешенность.

При динамической балансировке все массы ротора приводятся к двум массам, лежащим в одной диаметральной плоскости, но по разные стороны от оси вращения. Динамическую неуравновешенность можно определить только по центробежным силам, возникающим при вращении детали с достаточной скоростью. Качество динамической балансировки оценивается величиной амплитуды колебаний ротора при критической частоте его вращения. Балансировка производится на специальном стенде в заводских условиях. Стенд имеет опоры маятникового или качающегося типа (рис. 18).



Рис. 18. Динамическая балансировка деталей вращения газотурбонагнетателя
Fig. 18. Dynamic balancing of turbocharger rotating parts

Выводы

Техническое вооружение китайских и корейских судоремонтных заводов постоянно совершенствуется и обновляется образцами лучших фирм-производителей. Устройства измерения оснащаются микропроцессорными аналогово-цифровыми преобразователями. Для измерения раскепа применяют электронный индикатор. То же относится к штангенциркулям, нутромерам и индикаторам часового типа с погрешностью измерений 1-5 мкм.

Технологии восстановления деталей при ремонте должны обеспечивать их низкую стоимость при повышенных показателях надежности.

Список литературы

1. Кривошеков В.Е. Восстановление изношенных деталей судовых дизелей. Обзор зарубежного опыта фирмы DMI / В.Е. Кривошеков, В.И. Фадеев. – М.: Транспорт, 1994. – 33 с.
2. Маницын В.В. Технология ремонта судов рыбопромыслового флота. – М.: Колос, 2009. – 536 с.
3. Маницын В.В., Чайка. В.Д. Техническое обслуживание и устранение дефектов дизелей судовым экипажем: справ. пособие. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 1999. – 321 с.

Сведения об авторе: Юрий Алексеевич Корнейчук, кандидат технических наук, доцент, e-mail: korneych@mail.ru.

УДК 621.431.74.016

Б.И. Руднев, О.В. Повалякина

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

РАДИАЦИОННЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Проанализированы особенности процесса радиационного теплообмена в камере сгорания дизельного двигателя и предложены зависимости для определения его энергетических характеристик на стадии проектирования.

Ключевые слова: дизельный двигатель, камера сгорания, температура пламени, степень черноты пламени.

B.I. Rudnev, O.V. Povalikhina

RADIATIVE HEAT TRANSFER IN DIESEL ENGINE COMBUSTION CHAMBER AND DEFINITION OF THE ENERGY PARAMETERS

Radiative heat transfer in diesel engine combustion chamber analyzed and formulaes when designing of period are given.

Key words: diesel engine, combustion chamber, temperature of flame, degree of flame blackness.

Исследования радиационного теплообмена в настоящее время характеризуются использованием совершенных математических моделей [1, 2, 3] и сложной измерительной аппаратуры [4, 5]. В основе математических моделей лежит зональный метод расчета радиационного теплообмена в различных энергетических установках и его модификации применительно к камере сгорания дизелей. В отношении условий применения зонального метода для расчета локальных радиационных тепловых потоков в камере сгорания дизелей считаем необходимым отметить следующее. Известно, что процесс сгорания в цилиндре дизеля носит турбулентный характер, т.е. рабочее тело участвует в течении с наличием химических реакций (в данном случае экзотермических). Д.Б. Сполдинг [6] отмечает, что в этом случае возникают дополнительные сложности: если требуется предсказать поведение пламени (а иначе едва ли можно рассчитывать интенсивность теплообмена), необходимо решать дифференциальные уравнения, по крайней мере, для некоторых конкретных компонентов.

Существует один случай, когда можно получить вполне удовлетворительные результаты, решая всего одно дополнительное уравнение для концентрации какого-либо химически нейтрального компонента (например, азота) или для массовой доли какого-либо химического элемента (независимо от того, в каких соединениях он связан), топлива (независимо от того, прореагировало оно или нет). В этом случае топливо вводится отдельным от окислителя потоком; реагирующая способность топлива такова, что оно сгорает сразу же, как приходит в контакт с окислителем; течение является полностью турбулентным. Такой случай обычно реализуется в топках и другом нагревательном оборудовании, и он сравнительно легко поддается расчету, поскольку имеется всего одно дополнительное дифференциальное уравнение, которое к тому же не имеет источникового члена. Однако большинство химических реакций протекает в виде последовательности промежуточных стадий, поэтому полное описание может включать расчет концентраций нескольких десятков ком-

понентов [7]. Хотя, как указывает Д.Б. Сполдинг [6], данные о константах скоростей реакций, в которых участвуют эти компоненты, никогда не бывают настолько точными или полными, как хотелось бы, в последние годы в химической кинетике был достигнут столь значительный прогресс, что неполнота информации о константах редко является главной причиной неудовлетворительных результатов расчетов [7].

В случае когда течение является ламинарным, имеющиеся численные методы позволяют описывать поведение пламени, хотя часто ценой значительных затрат (требуется решать много уравнений, а для узких зон реакций использовать малый шаг разбиения). Для турбулентного течения, поскольку объединение теорий химической кинетики и турбулентности вызывает ряд затруднений, в настоящее время нет достаточно общих методов описания таких процессов [8].

Помимо рассмотренных выше положений необходимо также учитывать, что в процессе сгорания топлива в цилиндре дизеля образуется светящееся сажистое пламя. Основную роль в передаче теплоты от пламени играет излучение. Поэтому, следуя Д.Б. Сполдингу [6], кратко рассмотрим вопрос о том, какие имеются возможности для включения учета излучения в методы численного решения задачи о локальном радиационно-конвективном теплообмене в камере сгорания дизеля.

В принципе, конечно, возможно применение зонального метода, однако на практике, когда приходится иметь дело с сильными неоднородностями распределений температуры и концентрации, характерными для камеры сгорания, применение этого метода оказывается чрезвычайно дорогостоящим. Поэтому данный метод совместно с решением уравнений гидродинамики используется редко. Хотя в последнее время отечественными исследователями в этой области предложен ряд оригинальных расчетных методик [9]. К сожалению, они разработаны применительно к топкам паровых котлов и металлургическим печам, и применение их для расчетов процессов теплообмена в камере сгорания дизелей из-за резкого отличия в условиях горения топлива вызывает большие трудности.

Следует также обратить внимание еще на одно обстоятельство, связанное с численной реализацией на ЭВМ математических моделей, в которых учитываются течения рабочего тела и излучение пламени. Оно, по мнению Д.Б. Сполдинга [6], состоит в следующем.

В то время как конечно-разностные уравнения для температуры, концентрации и скорости находятся в полном соответствии (при достаточно малом шаге разбиения) с исходными дифференциальными уравнениями, для излучения же этого нельзя добиться никаким выбором шага. Дело в том, что во всех имеющихся вариантах метода потоков идеализируется угловое распределение излучения. Считается, что излучение имеет характер пучков лучей, перпендикулярных поверхностям ячеек. Такое представление, существенное для возможности численного решения, игнорирует важное свойство реального излучения, а именно: излучение распространяется под различными углами к поверхности ячеек. До сих пор еще не найдено надежного способа разрешения этой трудности, достаточно простого для практического использования. С этой точки зрения задачу о переносе излучения можно решить лишь приближенно.

Следует, однако, отметить, что указанное математическое затруднение является не единственным препятствием для точного расчета излучения пламени (особенно в камере сгорания дизеля), поскольку требует знания его локальных радиационных характеристик. Надо указать также, что часто основную роль в теплообмене играет излучение присутствующих в пламени частиц сажи, а кинетика сажеобразования является одной из наименее изученных областей химической кинетики [7].

В общем случае, как указывает Труелав [6], потоки, которые входят в уравнение теплового баланса, вычисляются по расходу через границы зоны и по удельной энтальпии ра-

бочего тела при температуре в зоне. Расход рабочего тела и модель горения должны быть определены заранее. Этого можно добиться одним из трех способов: с помощью физических представлений, простых математических моделей для описания турбулентного пламени или подробных математических моделей на основе уравнений сохранения энергии, массы, импульса и баланса частиц. Дальнейшее развитие зонального метода как весьма полезного инструмента для расчета потока во многом зависит от прогресса в определении структуры потока и пламени в топках и камерах сгорания по их производительности и расчетным параметрам.

Помимо этого при расчете теплообмена в камере сгорания дизеля с помощью зонального метода следует учитывать и ряд других важных особенностей. В частности, высокотемпературные зоны пламени (или очагов сгорания топлива) имеют относительно малый объем и, следовательно, представляют собой не очень эффективный излучатель, а также окружены продуктами сгорания со значительно более низкой температурой. Поэтому, чтобы правильно учесть в зональном методе локальное излучение от сажи в пламени, ее локальная концентрация и радиационные свойства должны быть известны.

В научно-технической литературе опубликован ряд экспериментальных и расчетных данных по температуре пламени и концентрации частиц сажи в камере сгорания дизельного двигателя, анализ этих работ приведен в [3]. В то же время на стадии проектирования новых дизельных двигателей с повышенными параметрами рабочего процесса определение упомянутых выше величин, относящихся к энергетическим характеристикам процесса излучения, вызывает значительные трудности.

Поэтому возникла необходимость иметь зависимость, с помощью которой можно было бы определить интегральную степень черноты пламени, исходя лишь из параметров рабочего процесса. Последние могут быть найдены по расчетной индикаторной диаграмме.

Для интегральной степени черноты

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\tau). \quad (1)$$

В выражении (1) величина τ имеет смысл интегральной оптической толщины пламени. Так как ε определена по [3], то из (1) имеем

$$\tau = -\ln(1 - \varepsilon). \quad (2)$$

График функции $\tau = f(\varphi)$ для режима $P_{me} = 0,61$ МПа и $n = 1700$ мин⁻¹ представлен на рис. 1. Проведенный расчетный анализ изменения по углу поворота коленчатого вала давления рабочего тела в камере сгорания, его температуры, найденной из индикаторной диаграммы, эффективной длины пути луча, температуры пламени и концентрации частиц сажи во всем диапазоне изменения нагрузок позволил установить, что функция $\tau = f(\varphi)$ с достаточной точностью (8÷10 %) аппроксимируется выражением

$$\tau = \psi P_{\infty} T_{\infty} L, \quad (3)$$

где ψ – эмпирический коэффициент.

В результате обработки экспериментальных данных по испытаниям дизеля 8ЧН 13/14 установлено, что значение ψ составляет $1,24 \cdot 10^{-4}$. Функция $\tau = \psi P_{\infty} T_{\infty} L$ показана в срав-

нении с $\tau = -\ln(1-\varepsilon)$ на рис. 1, а соответствующее ей значение ε – на рис. 2. Таким образом, для оценки потерь теплоты рабочего цикла интегральная степень черноты пламени может быть определена по зависимости

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\psi P_{\infty} T_{\infty} L). \quad (4)$$

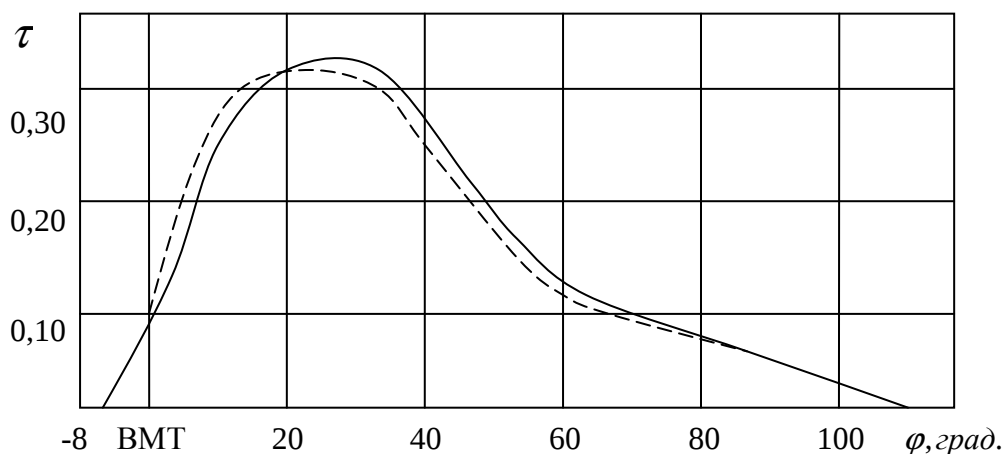


Рис. 1. Изменение оптической толщины пламени, дизель 8 ЧН 13/14:

$P_{me} = 0,61$ МПа; $n = 1700$ мин⁻¹: 1 – $\tau = -\ln(1 - \varepsilon)$; 2 – $\tau = \psi P_{\infty} T_{\infty} L$

Fig. 1. Variation opticianal of thick of flame, diesel 8 ChN 13/14:

$P_{me} = 0,61$ МПа; $n = 1700$ мин⁻¹: 1 – $\tau = -\ln(1 - \varepsilon)$; 2 – $\tau = \psi P_{\infty} T_{\infty} L$

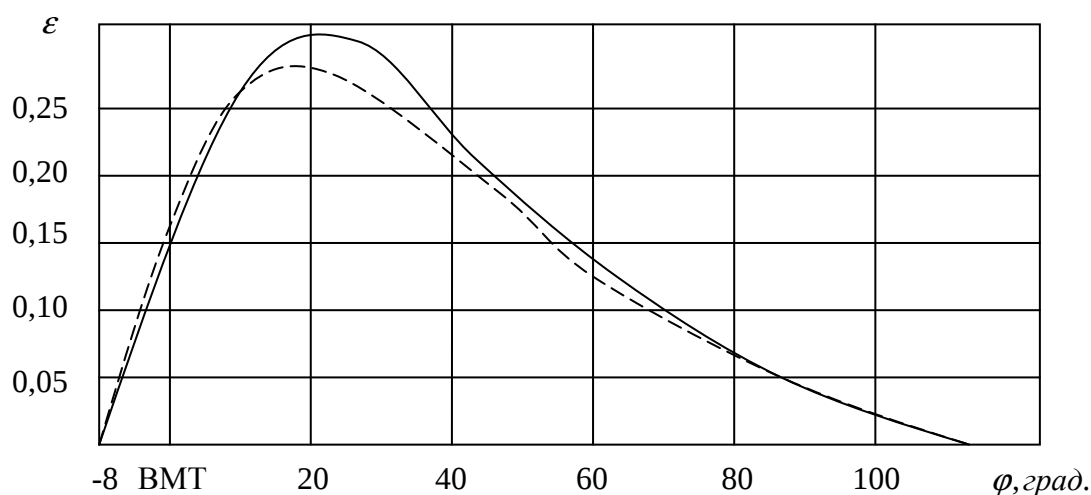


Рис. 2. Сравнение значений интегральной степени черноты пламени для дизеля 8 ЧН 13/14:

---- $\varepsilon = 1 - \exp(-\psi P_{\infty} T_{\infty} L)$

Fig. 2. Comparison data integral degree of blackness of flame for diesel 8 ChN 13/14:

---- $\varepsilon = 1 - \exp(-\psi P_{\infty} T_{\infty} L)$

Для определения температуры пламени на стадии проектирования двигателей можно воспользоваться зависимостью, предложенной в [10].

$$F = T_n / T_\infty = B + A \exp \left(- \left[\frac{2,4}{\varphi_n} (\varphi_i - \varphi_n) \right]^2 \right), \quad (5)$$

где $A = 2(P_{mi}/P_{mim})^{0,5} \cdot (C_m/C_{mn})^{0,5}$ – коэффициент, зависящий от типа двигателя и режима работы; T_n и T_∞ – температура пламени в камере сгорания и температура рабочего тела, найденная по индикаторной диаграмме; $\varphi_n = 5,5\varphi_{2\max}(b_e/b_{em})^{0,333}$ – функция, определяющая продолжительность процесса активного сгорания; $\varphi_{2\max}$ – угол поворота коленчатого вала двигателя от начала «видимого» сгорания до момента достижения второго максимума скорости тепловыделения $(dx/d\varphi)_{\max_2}$; φ_i – текущий угол поворота коленчатого вала, отсчитываемый от начала «видимого» сгорания; P_{mi}, b_e, C_m – соответственно среднее индикаторное давление, цикловая подача топлива, средняя скорость поршня; P_{mim}, b_{em} – то же самое для режима максимального крутящего момента; C_m – средняя скорость поршня для режима номинальной мощности; $B = 1,2\alpha^{0,3}$ – коэффициент, учитывающий величину начального превышения температуры пламени над температурой рабочего тела; α – суммарный коэффициент избытка воздуха.

Заметим, что значения коэффициента B можно определить и расчетным путем, воспользовавшись рекомендациями работы [10].

Учитывая значения параметров, входящих в (5), окончательное выражение для температуры пламени можно записать в следующем виде:

$$F = 1,2\alpha^{0,3} + 2(P_{mi}/P_{mim})^{0,5} \cdot (C_m/C_{mn})^{0,5} \times \\ \times \exp \left(- \left[\frac{2,4[\varphi_i - 5,5\varphi_{2\max}(b_e/b_{em})^{0,333}]}{5,5\varphi_{2\max}(b_e/b_{em})^{0,333}} \right]^2 \right). \quad (6)$$

Отметим, что зависимости (4) и (6) могут быть использованы для оценки энергетических характеристик радиационного теплообмена в камере сгорания дизельных двигателей на стадии проектирования.

Проведенный краткий анализ расчетных и экспериментальных исследований локального радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания дизелей позволил сделать следующие основные выводы:

1. Несмотря на многочисленность работ по исследованию различных аспектов процесса теплообмена в дизелях, процесс локального радиационно-конвективного теплообмена между рабочим телом и стенками камеры сгорания по-прежнему остается наименее изученным и разработанным в теории двигателей внутреннего сгорания. Это объясняется прежде всего исключительной сложностью самого процесса, обусловленной рядом специфических особенностей, которые имеют место в камере сгорания дизельных двигателей, и большими трудностями его экспериментального и расчетного исследования.

2. Современные экспериментальные и расчетные исследования показывают значительную роль радиационного теплообмена в дизелях. В то же время достаточно хорошо развитый в теплофизике зональный метод расчета локальных потоков излучения еще не нашел должного распространения в практике исследований этого вида переноса теплоты в дизельных двигателях. Требуется провести ряд уточнений в зональном методе расчета локальных потоков излучения, учитывающих специфику процессов сгорания и теплообмена в дизелях.

3. Предложенный авторами метод расчета интегральной степени черноты дизельного пламени позволяет уже на стадии проектирования новых двигателей оценить энергетические характеристики излучения при использовании зонального метода.

Список литературы

1. Зарубин В.С. Математические модели механики и электродинамики сплошной среды / В.С. Зарубин, Г.Н. Кувыркин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 512 с.
2. Modest, M.F. Radiative Heat Transfer / M.F. Modest. – New York: Academic Press, 2003. – 822 p.
3. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей / Б.И. Руднев. – Владивосток: Дальнаука, 2000. – 221с.
4. Kawamura K. Measurement of flame temperature distribution in engines by using a two-color high speed shutter: TV camera system / K. Kawamura, A. Saito, T. Vaegashi [et al] // SAE Preprints. – 1989. – № 890320. – 8 p.
5. Митяков В.Ю. Градиентные датчики теплового потока в теплотехническом эксперименте / В.Ю. Митяков, А.В. Митяков, С.З. Сапожников. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. – 203 с.
6. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / пер. с англ.; под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с.
7. Химия горения / пер. с англ.; под ред. У. Гардинера (мл.). – М.: Мир, 1988. – 464с.
8. Ши Д. Численные методы в задачах теплообмена / Д. Ши. – М.: Мир, 1988. – 544с.
9. Блох А.Г. Теплообмен излучением: справ. / А.Г. Блох, Ю.А. Журавлев, Л.Н. Рыжков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
10. Дьяченко Н.Х. Исследование температуры и излучательной способности турбулентного сажистого пламени в циклических процессах сгорания / Н.Х. Дьяченко, С.А. Батулин, В.Н. Ложкин. – Тр. ЛПИ. – 1977. – № 358. – С. 96-100.

Сведения об авторах: Руднев Борис Иванович, доктор технических наук, профессор;
Повалихина Ольга Владимировна, доцент, e-mail: povalichina@mail.ru.