

УДК 621.436

## Динамическая модель комбинированного дизеля

**А.Г. Кузнецов**

*Предложена методика составления математической модели комбинированного дизеля, описывающей динамические режимы работы и обеспечивающей полунатурное моделирование переходных процессов в реальном времени.*

**Ключевые слова:** дизель, модель, динамика, система управления, полунатурное моделирование.

*A method of developing a mathematical model of a combined diesel engine is introduced. The model describes the dynamic modes of operation and provides scaled-down modeling of transient processes in real time.*

**Keywords:** diesel, model, dynamics, control system, simulated modeling.

При создании систем управления дизелей целесообразно применение полунатурного моделирования, при котором такие элементы системы, как микропроцессорный контроллер, некоторые датчики и исполнительные устройства составляют натурную часть установки, а комбинированный дизель представлен в виде математической (компьютерной) модели, включающей следующие элементы (рис. 1): поршневую часть (ПЧ), топливную аппаратуру (ТА), турбокомпрессор (ТКР), впускной трубопровод (Вп Т), выпускной трубопровод (Вып Т). Выходными параметрами элементов дизеля являются: угловые скорости вала дизеля  $\omega_d$  и ротора турбокомпрессора  $\omega_r$ , давления воздуха  $p_k$  во впускном трубопроводе и газов  $p_r$  в выпускном трубопроводе, цикловая подача топлива  $g_{ц}$ . Входные воздействия — положение органа воздействия на топливоподачу  $h$  и момент сопротивления нагрузки  $M_n$ .

При полунатурном моделировании периодичность обмена информацией между натурной и модельной частями системы происходит в реальном времени и составляет, обычно, интервал порядка миллисекунд. В связи с этим для имитации работы дизеля в переходных процессах необходима «быстрая» динамическая модель, структура которой представлена на рис. 2. Параметры рабочего процесса дизеля разделены на три группы. Первую составляют исходные данные:  $\omega_{d0}$ ,  $\omega_{r0}$ ,  $p_{k0}$ ,  $p_{r0}$ ,  $T_0$ ,  $h_0$ , где  $T_0$  — температура окружающей среды. Среди остальных параметров выделены такие (вторая группа), которые для достижения высокой скорости расчета определены заранее в виде функциональных зависимостей от других (первичных) параметров. В эту группу включены коэффициенты, характеризующие отличие реальных рабочих процессов от теоретических, и параметры рабочего процесса, определение которых требует значительного времени при



**КУЗНЕЦОВ**

**Александр Гаврилович**  
доктор технических наук,  
профессор кафедры  
«Теплофизика»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

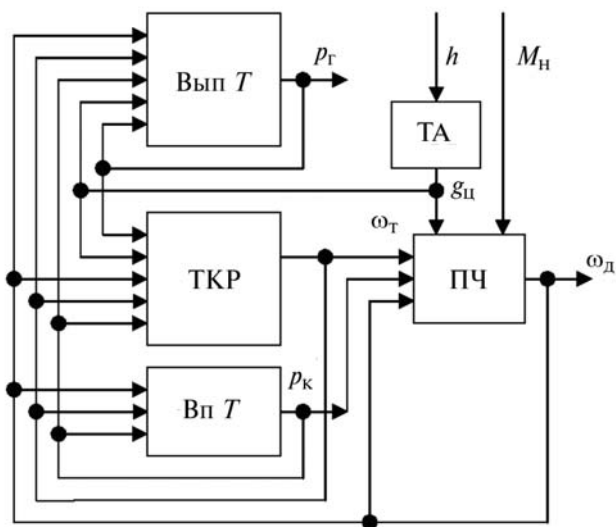


Рис. 1. Функциональная схема комбинированного дизеля



Рис. 2. Структура динамической модели комбинированного дизеля

расчетах: индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) дизеля  $\eta_i$ , коэффициент наполнения  $\eta_v$ , адиабатический КПД компрессора  $\eta_{кад}$ , эффективный КПД турбины  $\eta_t$ , цикловая подача топлива  $g_{ц}$ , температура газов в выпускном трубопроводе  $T_g$ , момент внутренних потерь в дизеле  $M_c$ , момент сопротивления нагрузки  $M_n$ , расход воздуха через компрессор  $G_k$ , расход газов через турбину  $G_t$ . В третью группу вошли параметры, значения которых определяют по формулам рабочего процесса: плотность надувочного воздуха  $\rho$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , расход воздуха через двигатель  $G_d$ , расход топлива  $G_{топл}$ , индикаторный момент дизеля  $M_i$ , момент компрессора  $M_k$ , момент турбины  $M_t$ .

Ниже для элементов комбинированного дизеля приведены математические соотношения, вошедшие в состав «быстрой» динамической модели. Задание зависимостей между параметрами проводилось по результатам анализа рабочих процессов комбинированного дизеля [1, 2].

### Поршневая часть дизеля с топливной аппаратурой

Динамический баланс механических энергий дизеля и потребителя энергии описывается уравнением вращения вала дизеля

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{1}{I_d} (M_i - M_c - M_n),$$

где  $I_d$  — момент инерции вала дизеля и потребителя энергии.

Основным показателем эффективности сгорания топлива в цилиндрах дизеля является индикаторный КПД  $\eta_i$ , величина которого зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , степени повышения давления газов при сгорании  $\lambda$ , степени неравномерности распределения топлива по объему камеры сгорания, скоростного режима  $\omega_d$  и плотности  $\rho$  воздуха, поступающего в цилиндры. Собственно влияние плотности на индикаторный КПД незначительно и проявляется через изменение  $\alpha$  и  $\lambda$ . Степень повышения давления газов при сгорании  $\lambda$  является одним из основных показателей динамики цикла и непосредственно зависит от части тепла, выделившегося за первые два периода сгорания, которое определяется порцией топлива, поданной в камеру сгорания за период запаздывания воспламенения. Закон подачи топлива задается топливной аппаратурой и при известном положении рейки топливного насоса  $h$  достаточно полно определяется скоростным режимом двигателя  $\omega_d$ . Влияние степени неравномерности распределения топлива на индикаторный КПД  $\eta_i$  при выбранном способе смесеобразования сказывается через параметры  $\omega_d$  и  $\alpha$ . Проведенный анализ зависимости индикаторного КПД дизеля от других параметров рабочего процесса показывает, что на величину  $\eta_i$  наибольшее влияние

оказывают коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  и угловая скорость вала  $\omega_d$ . Поэтому в расчетах индикаторный КПД задавался зависимостью  $\eta_i(\alpha, \omega_d)$ .

Значительное влияние на коэффициент наполнения  $\eta_v$ , характеризующий отличие количества воздуха, поступающего в двигатель, от того, которое может заполнить цилиндры при параметрах  $p_k$  и  $T_k$  перед впускными органами, оказывают потери во впускном и выпускном трубопроводах и подогрев поступающего заряда от нагретых поверхностей цилиндра. С повышением угловой скорости вала двигателя увеличиваются скорости движения заряда при впуске газов и при выпуске. Это приводит к росту потерь и снижению  $\eta_v$ . При увеличении давления наддува  $p_k$  уменьшаются относительные потери давления на впуске, коэффициент наполнения возрастает. Влияние подогрева заряда на различных режимах можно также характеризовать значениями  $\omega_d$  и  $p_k$ . Таким образом, для описания коэффициента наполнения может быть задана зависимость  $\eta_v(\omega_d, p_k)$ .

В модели принято допущение о незначительном влиянии динамических свойств топливной аппаратуры дизеля на процесс топливоподачи. Поэтому цикловая подача топлива задана в виде алгебраической функциональной зависимости от положения рейки  $h$  и угловой скорости вала  $\omega_d$ :  $g_{\text{ц}}(h, \omega_d)$ .

Температура отработавших газов  $T_r$  зависит от многих факторов, основными из которых являются индикаторный КПД  $\eta_i$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , параметры поступающего в двигатель воздуха  $p_k$  и  $T_k$ , скоростной режим  $\omega_d$  и суммарный коэффициент потерь тепла за цикл. При увеличении коэффициента избытка воздуха уменьшается средняя температура газов за процессы расширения и выпуска и увеличивается индикаторный КПД. Понижение температуры газа снижает теплоотдачу за процесс расширения. В свою очередь, увеличение индикаторного КПД приводит к уменьшению температуры газов, покидающих цилиндр, и, как следствие, — к снижению теплоотдачи в период выпуска. Совместное действие этих факторов

приводит к заметному изменению суммарных потерь за цикл. С ростом угловой скорости вала двигателя температура отработавших газов увеличивается вследствие изменения теплоотдачи в цилиндре и уменьшения теплоотдачи за процесс выпуска. С увеличением температуры наддувочного воздуха, зависящей от сочетания  $p_k$  и  $\alpha$ , возрастает количество тепла, вносимого воздухом в цилиндры двигателя. В результате происходит повышение температуры газов и суммарных потерь тепла за цикл. С учетом возможного уменьшения числа параметров рабочего процесса, влияющих на величину температуры отработавших газов, для  $T_r$  принята функциональная зависимость вида  $T_r(\omega_d, \alpha, p_k)$ .

Внутренние потери механической энергии в двигателе складываются из потерь на трение и энергию, расходуемую на очистку и наполнение цилиндров и привод агрегатов топливоподачи, смазки и охлаждения двигателя. Потери на трение увеличиваются с ростом скоростного режима. Работа трения возрастает также при повышении наддува вследствие увеличения давления на движущиеся детали. Затраты энергии на организацию процессов газообмена зависят от соотношения давлений на впуске  $p_k$  и выпуске  $p_r$ . Анализ характеристик двигателей показывает, что существует связь между значениями  $p_k$  и  $p_r$ . Поэтому для определения момента внутренних потерь можно использовать зависимость  $M_{\text{п}}(\omega_d, p_k)$ .

Остальные параметры, необходимые для расчета правой части дифференциального уравнения дизеля (третья группа параметров на рис. 2), определяют по формулам теории рабочих процессов дизеля с использованием заданных выше функциональных зависимостей (вторая группа на рис. 2). Плотность воздуха, поступающего в цилиндры,  $\rho = p_k / (R_k T_k)$ , где  $R_k$  — газовая постоянная воздуха. Расход воздуха через дизель  $G_d = \rho i V (n_d / 120) \eta_v$ , где  $i$  — число цилиндров,  $V$  — рабочий объем цилиндра,  $n_d / 120$  — число циклов в 1 с при частоте вращения вала дизеля  $n_d$ . Расход топлива  $G_{\text{топл}} = i g_{\text{ц}} n_d / 120$ . Коэффициент избытка воздуха  $\alpha = G_d / (14,3 G_{\text{топл}})$ . Индикаторный момент дизе-

ля  $M_i = H_u G_{\text{топл}} \eta_i / \omega_d$ , где  $H_u$  — низшая теплота сгорания дизельного топлива.

## Турбокомпрессор

Динамический баланс механических энергий турбины и компрессора описывается уравнением вращения ротора турбокомпрессора  $\frac{d\omega_T}{dt} = \frac{1}{I_T} (M_T - M_K)$ , где  $I_T$  — момент инерции ротора турбокомпрессора.

Отношение работы, затрачиваемой на привод компрессора с учетом потерь, обусловленных гидравлическим сопротивлением проточной части и теплообменом, к адиабатической работе процесса сжатия задается адиабатическим КПД компрессора  $\eta_{к.ад}$ . Параметры, определяющие режим работы компрессора, взаимосвязаны. При определенной частоте вращения ротора  $\omega_T$  влияние дизеля на компрессор проявляется через величину давления воздуха во впускном трубопроводе  $p_k$ . Остальные параметры рабочего процесса компрессора, такие, как  $G_k$  и  $T_k$ , определяются сочетанием  $\omega_T$  и  $p_k$ . Поэтому в данной модели для компрессора задаются функциональные зависимости  $\eta_{к.ад}(\omega_T, p_k)$  и  $G_k(\omega_T, p_k)$ , где  $\pi_k = p_k/p_0$  — степень повышения давления воздуха в компрессоре.

Температура воздуха на выходе компрессора  $T_k = T_0 [1 + (\pi_k^{k-1} - 1) / \eta_{к.ад}]$ , где  $k$  — показатель адиабаты для воздуха. Адиабатическая работа сжатия 1 кг воздуха в компрессоре  $L_{к.ад} = \frac{k}{k-1} R_b \times T_0 (\pi_k^{k-1} - 1)$ . С учетом потерь на гидравлическое сопротивление и теплообмен действительная работа сжатия  $L_k = L_{к.ад} / \eta_{к.ад}$ . Мощность, затрачиваемая на привод компрессора (при отношении механических потерь к турбине)  $N_k = G_k L_{к.ад} / \eta_{к.ад}$ . Момент, необходимый для привода компрессора,  $M_k = N_k / \omega_T$ .

Для учета эффективности преобразования в газовой турбине располагаемого теплоперепада в механическую энергию необходимо задать зависимость эффективного КПД турбины  $\eta_T$  от режима работы. Параметры режима ра-

боты турбины:  $\omega_T, \pi_T, T_T, G_T$ , где  $\pi_T = p_T/p_{T0}$  — степень понижения давления газов в турбине от  $p_T$  до давления на выходе турбины  $p_{T0}$ . С учетом закономерностей теории подобия режим работы турбины можно задать сочетанием степени понижения давления  $\pi_T$  и приведенной угловой скорости ротора  $\omega_{\text{пр}} = \omega_T / \sqrt{T_T}$ . По этим первичным параметрам задают зависимости  $\eta_T(\omega_{\text{пр}}, \pi_T)$  и  $G_{\text{пр}}(\omega_{\text{пр}}, \pi_T)$ , где  $G_{\text{пр}} = G_T \sqrt{T_T/p_T}$  — приведенный расход газов через турбину. Остальные параметры определяют по формулам рабочего процесса турбины.

Адиабатическая работа 1 кг газа в турбине  $L_{\text{т.ад}} = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T \left( 1 - \pi_T^{k_T} \right)$ , где  $k_T$  и  $R_T$  — показатель адиабаты и газовая постоянная отработавших газов. Преобразованная в механическую работа газов с учетом потерь движения потока в турбине и на трение в турбокомпрессоре  $L_T = L_{\text{т.ад}} \eta_T$ . Мощность, снимаемая с ротора турбины,  $N_T = G_T L_T$ . Момент, развиваемый турбиной,  $M_T = N_T / \omega_T$ .

## Впускной трубопровод дизеля

Уравнение изменения давления воздуха во впускном трубопроводе  $\frac{dp_k}{dt} = \frac{R_b T_k}{V_{\text{вп}}} (G_k - G_d)$ , где  $V_{\text{вп}}$  — объем впускного трубопровода.

## Выпускной трубопровод дизеля

Уравнение изменения давления газов в выпускном трубопроводе  $\frac{dp_T}{dt} = \frac{R_T T_T}{V_{\text{вып}}} (G_d + G_{\text{топл}} - G_T)$ , где  $V_{\text{вып}}$  — объем выпускного трубопровода.

Используемые в «быстрой» динамической модели зависимости между параметрами рабочего процесса удобно задать в виде полиномов, коэффициенты которых определяют методом наименьших квадратов. Исходная информация для расчета числовых значений коэффициентов полиномов может быть получена в результате предварительных экспериментальных исследований элементов комбинированного ди-

зеля либо путем расчета соответствующих характеристик по компьютерным программам. Подбор вида полиномов должен проводиться из условия соответствия описываемых ими зависимостей закономерностям рабочего процесса дизеля. Использование в «быстрой» динамической модели зависимостей между параметрами в виде полиномов дает возможность моделировать динамические режимы переходных процессов как в заданной области исходных режимов (интерполяция), так и за ее пределами (экстраполяция).

Предложенная методика была использована при создании «быстрой» динамической модели комбинированного дизеля энергетической установки тепловоза [3]. При полунатурном мо-

делировании переходных процессов системы автоматического управления тепловозом получены результаты, подтверждающие возможность использования предложенной методики при разработке моделей, имитирующих динамические режимы энергетических установок в реальном времени.

## Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984. 372 с.
2. *Портнов Д.А.* Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. М.: Машгиз, 1963. 639 с.
3. *Кузнецов А.Г.* Результаты полунатурного моделирования динамических режимов энергетической установки тепловоза. Вестник МГТУ. Машиностроение. 2011. № 3. С. 64–69.

Статья поступила в редакцию 10.11.2011 г.