

ОЦЕНКА МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ СОВРЕМЕННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

С.В. Путинцев, д.т.н, проф., А.С. Кулешов, д.т.н., доц, А.Г. Агеев, магистр, МГТУ им. Н.Э. Баумана

Представлено обоснование необходимости и разработана уточненная модель для расчета механических потерь в современных форсированных двигателях с учетом нагрузки, упругости поршневых колец и вязкости моторного масла. Даны рекомендации по рациональному выбору неизвестных исходных данных для обеспечения адекватности разработанной модели при расчете эффективных показателей рабочего процесса ДВС.

При расчете основных эффективных показателей рабочего процесса ДВС, таких как среднее эффективное давление p_e , эффективная мощность P_e , эффективный КПД η_e и удельный эффективный расход топлива g_e , требуется значение показателя механических потерь двигателя (как правило, среднего давления механических потерь p_m либо производных от него величин), входящих в общеизвестные формулы:

$$p_e = p_i + p_{н.х} - p_m;$$

$$P_e = P_i - P_m;$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m;$$

$$g_e = G_T / (N_i - N_m),$$

где p_i , N_i , η_i — среднее индикаторное давление, индикаторная мощность и индикаторный КПД соответственно; $p_{н.х}$ — среднее давление насосных ходов; N_m , η_m — мощность механических потерь и механический КПД соответственно; G_T — часовой расход топлива.

Как видно из вышеприведенных формул, среднее давление насосных ходов отделено от механических потерь. Это обусловлено тем, что, во-первых, $p_{н.х}$ может быть легко и с высокой точностью определено с помощью широко распространенных программных средств термодинамического расчета ДВС; во-вторых, в современных двигателях эта величина меняется в широких пределах. Так, в зависимости от схемы наддува, параметров окружающей среды и давления наддува значение $p_{н.х}$ может быть как отрицательным, так и положительным, а в двухтактных двигателях вообще равным нулю.

Таким образом, говоря о p_m в его современном понимании, мы связываем с этим показателем только преодоление трения во всех подвижных сопряжениях двигателя и его вспомогательных агрегатов. Эта концепция, предусматривающая отделение насосных потерь от потерь на трение, соответствует новым, изменившимся условиям, в которых осуществляются расчет и оптимизация рабочих процессов ДВС в лабораториях и конструкторских службах ведущих мировых производителей.

К сожалению, именно показатели механических потерь, обусловленные процессами трения в многочисленных подвижных смазываемых сопряжениях и механизмах, трудно поддаются точному аналитическому описанию, особенно для условий работы ДВС.

В одной из ранних работ [1] была предпринята попытка приближенной оценки давления механических потерь ДВС на основе суммирования пяти составляющих сил трения: поршня, поршневых колец, подшипников коленчатого вала, насосов и зубчатых передач. Следование этому подходу сразу наталкивается на проблему задания значений слишком большого (более 21) количества переменных, часть которых (например, производительность насосов) требует выполнения дополнительных расчетов. Кроме того, в формулах работы [1] присутствует целый ряд эмпирических поправочных коэффициентов, значения которых не имеют обобщающего характера.

При разработке модели, описывающей механические потери, наиболее распространен метод аппроксимации экспериментальных данных различными полиномами, коэффициенты которых определяются на основе обработки результатов измерения показателей механических потерь двигателей. Как правило, целевой функцией выбирают давление механических потерь, а в качестве независимых переменных используют показатель скоростного режима и (реже) нагрузки [2–4 и др.].

Преимущественный выбор давления механических потерь в качестве целевой функции обусловлен, главным образом, тем, что по многочисленным результатам экспериментов зависимость именно этого показателя от скоростного режима близка к линейной, что позволяет использовать

простые линейные модели с легко определяемыми коэффициентами:

$$p_m = a + b \cdot n,$$

где a и b — эмпирические коэффициенты; n — показатель скоростного режима (частота вращения коленчатого вала или средняя скорость поршня).

Приведенный ниже анализ показывает, что использование в качестве целевой функции мощности механических потерь (вместо давления механических потерь) приводит к существенной ее нелинейности по отношению к показателю скоростного режима.

Пусть мощность механических потерь (мощность трения) определяется произведением некоей обобщенной силы трения F смазываемой пары, совершающей относительно прямолинейное движение со средней скоростью c :

$$N_m = F \cdot c.$$

Представим обобщенную силу трения как сумму двух составляющих: в гидродинамическом F_h и граничном F_b режимах трения:

$$F = \alpha \cdot F_h + (1 - \alpha) \cdot F_b.$$

Здесь α — коэффициент режима трения, принимающий три значения, соответственно доминирующему режиму, а именно: 1 — гидродинамическое трение, 0 — граничное трение и 0,5 — смешанное трение. Выбор значения α осуществляется на основе сопоставления значений минимальной толщины слоя смазочного материала с шероховатостью поверхностей трущихся смазываемых деталей [5].

Раскроем содержание составляющих F_h и F_b исходя из зависимостей Ньютона—Петрова и Амонтона соответственно и полагая, для определенности, что гидродинамический режим трения осуществляется преимущественно в подшипниках коленчатого вала, а граничный — в сопряжении поршня с цилиндром:

$$F_h = \mu \cdot c \cdot A / h;$$

$$F_b = f \cdot N,$$

где μ — динамическая вязкость смазочного материала; c — линейная скорость вращения коленчатого вала; A — площадь смоченной поверхности; h — толщина слоя смазочного материала; f — коэффициент граничного трения; N — нормальная нагрузка (боковая сила поршня).

Влияние скоростного режима на силу гидродинамического трения присутствует в явном виде, из которого следует прямая пропорциональность этой силы скорости:

$$F_h \sim c.$$

Выясним роль скоростного режима в составляющей F_b . Из динамики поршневого ДВС из-

вестно, что боковая сила поршня N пропорциональна сумме газовой и инерционной сил, первая из которых практически не зависит от скоростного режима, а вторая, наоборот, существенно (пропорционально квадрату) определяется значением связанного с этим режимом параметра ω :

$$P_j \approx -m_j \cdot \omega^2 \cdot r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где m_j — масса поступательно движущихся деталей поршневой группы; r — радиус кривошипа коленчатого вала; φ — угол поворота коленчатого вала; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Принимая во внимание известные соотношения между угловой скоростью и частотой вращения коленчатого вала и переходя от частоты вращения коленчатого вала к средней линейной скорости, получим, что составляющая граничного трения пропорциональна квадрату скорости:

$$F_b \sim c^2.$$

Таким образом, обе составляющие обобщенной силы трения, доля влияния каждой из которых колеблется от 0 до 1, изменяют пропорциональность обобщенной силы трения скорости движения от линейной до квадратичной:

$$F \sim c \dots c^2.$$

При переходе к мощности механических потерь дополнительное умножение обобщенной силы трения на скорость дает пропорциональность следующего вида:

$$N_m \sim c^2 \dots c^3. \quad (1)$$

Из выражения (1) следует, что использование мощности механических потерь в качестве целевой функции, зависящей от показателя скоростного режима, должно базироваться на применении существенно нелинейных моделей типа степенного полинома с показателями степени больше единицы.

Заметим, что это не только усложняет процесс построения полинома, но и согласно теории погрешностей менее предпочтительно с точки зрения точности расчетов, поскольку относительная погрешность косвенного определения величины в этом случае пропорциональна показателю степени независимой переменной.

Другой недостаток использования мощности механических потерь в качестве целевой функции заключается в чрезмерно большом влиянии на значение последней произведения iV_h (литрового объема двигателя), от чего совершенно свободен удельный показатель — давление механических потерь p_m .

Роль нагрузки в формировании уровня и характера изменения общих механических потерь в ДВС неоднозначна. Анализ публикаций показывает, что пик интереса к этому вопросу имел

место в 50–70 гг. прошлого века [6–8 и др.], когда уровень форсирования ДВС по среднему индикаторному давлению был мал по сравнению с ныне существующим. В указанных работах авторы сходились во мнении, что влияние нагрузки на механические потери настолько незначительно, что в большинстве случаев при разработке моделей процесса трения фактором нагрузки можно было пренебречь. Объяснение этому предлагалось следующее. Рост нагрузки (сил и моментов, приложенных к парам трения) сопровождается повышением температуры смазочного материала, что приводит к снижению вязкости последнего и, соответственно, вызывает подавление сил трения на перемещение смазываемых деталей. Надо признать, что такая трактовка, характеризующая известное явление авторегулирования в смазываемых парах [9], допустима лишь для условий гидродинамического режима трения. В современных ДВС уровень форсирования по нагрузке таков, что доля гидродинамического трения даже в «благоприятных» сопряжениях типа цилиндрических подшипников коленчатого вала меньше 100 % [10], а в режимах смешанного и, тем более, граничного трения, характерных для деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), нагрузка имеет определяющее значение в формировании сил трения (см., например, вышеприведенную зависимость для F_b). Собственно нагрузка не исчерпывается только величиной, связанной с давлением газов в цилиндре p_i . Дело в том, что в ЦПГ нормальная нагрузка определяется не только силами давления газов, но и силами, от этого давления не зависящими, а именно силами упругости поршневых колец. Вклад этих сил в механические потери растет по мере удаления кольца от днища поршня: в этом направлении влияние заколочного давления газов на силу прижатия кольца к цилиндру резко падает, достигая нуля для маслосъемного кольца, а влияние сил упругости, наоборот, возрастает, доходя в относительном выражении до 100 % для того же маслосъемного кольца.

Снижение механических потерь в смазываемых сопряжениях современных двигателей достигается благодаря успехам в профилировании поверхностей трения и применению смазочных материалов с улучшенными реологическими свойствами, среди которых наиболее важным является зависимость вязкости от температуры. В связи с этим учет температуры и вязкости моторного масла должен присутствовать в модели формирования механических потерь.

Как указывалось выше, включение большого количества переменных в число аргументов целевой функции затрудняет процесс задания входных данных, особенно если это сопряжено

с выполнением дополнительных расчетов. Желательно, чтобы количество аргументов было минимально достаточным, а сами они должны быть независимыми, определяемыми и существенно влияющими на целевую функцию.

Высказанные соображения позволяют сделать ряд обобщений-рекомендаций для выбора модели, описывающей механические потери в ДВС:

- в современных условиях высокого форсирования ДВС по скоростному и нагрузочному режимам общие механические потери существенно зависят от обоих из названных факторов, поэтому при математическом описании (построении моделей) механических потерь их надо подробно и адекватно отражать;

- в качестве целевой функции, описывающей механические потери, рациональнее выбирать давление, а не мощность механических потерь;

- учет реологических свойств смазочного материала требует включения объемной температуры и вязкости моторного масла в число аргументов целевой функции;

- число аргументов функции механических потерь должно быть минимально достаточным, а сами аргументы — независимыми и существенно влияющими на эту функцию;

- получение реальных, отвечающих практике, численных значений аргументов как входных данных при моделировании должно быть осуществимо.

Исходя из этих рекомендаций модель для механических потерь искали в виде функции

$$p_m = f(c_m, p_i, k, t_M, v_{100}), \quad (2)$$

где c_m — средняя скорость поршня; k — средняя сила упругости комплекта поршневых колец; t_M — температура моторного масла; v_{100} — кинематическая вязкость моторного масла при 100 °С.

Кратко комментируя аргументы функции (2), следует сказать, что они в достаточной мере отвечают указанным выше требованиям и отражают новые, изменившиеся условия, в которых происходит формирование механических потерь современных ДВС.

Далее в работе ставились и решались три задачи:

- получение регрессионной зависимости, описывающей целевую функцию (2) с заданной точностью;

- оценка сопоставимости результатов расчета, выполненных на основе полученной зависимости, с экспериментальными данными;

- обсуждение входных данных и выработка рекомендаций по их рациональному назначению.

1. Особенность постановки задачи при определении вида целевой функции $p_m = f(c_m, p_i, k, t_M, v_{100})$ заключалась в предъявлении повышенного

**Входные экспериментальные данные
для построения модели**

№ п/п	p_m , кВт (функция)	Переменные (аргументы)					Обозначение двигателя
		c_m , м/с	p_i , бар (кг/см ²)	k , Н	t_M , °С	v_{100} , сСт	
1	2,688	9,6	11	24	85	12	1Ч80/85
2	2,477	8,8	9	27	85	11	2Ч105/120
3	2,038	9,2	12	29	80	10	4Ч110/120
4	2,759	7,5	11	30	80	10	4ЧН120/140
5	1,761	10,7	10	33	80	10	8Ч110/115
6	2,065	10,9	13	34	90	13	12ЧН150/160

требования к расхождению или погрешности расчетных значений по сравнению с имеющимися у авторов экспериментальными данными (табл. 1), а именно не более 0,5 %. Применительно к описанию такого сложного процесса, как трение в поршневом двигателе, указанный уровень точности прежде не задавали.

Имеющаяся в работах [2–4, 6–8 и др.] информация дала основание принять, что независимые аргументы c_m , p_i , k , t_M и v_{100} влияют на функцию p_m линейно (c_m , p_i , k , v_{100}) либо слабонелинейно (t_M). Поэтому, согласно рекомендациям работ [11, 12], в качестве первого приближения для описания процесса формирования механических потерь была выбрана линейная регрессионная модель вида

$$p_m = f(c_m, p_i, k, t_M, v_{100}) = \beta_0 + \beta_1 c_m + \beta_2 p_i + \beta_3 k + \beta_4 t_M + \beta_5 v_{100},$$

где β_0 – β_5 — коэффициенты регрессии.

Для повышения точности определения значений указанных коэффициентов обычно используют известный метод наименьших квадратов (МНК). Опуская промежуточные выкладки, приведем окончательный вид искомого выражения, полученного в результате применения МНК:

$$p_m = f(c_m, p_i, k, t_M, v_{100}) = 6,679 - 0,315c_m - 0,082p_i + 0,01k - 0,086t_M + 0,549v_{100}. \quad (3)$$

Из представленных в табл. 2 данных следует, что максимальная погрешность между экспериментом и расчетом в определении давления механических потерь по формуле (3) равна 0,409 %, что указывает на обеспечение заданной точности при формировании регрессионной зависимости (3).

2. Для проверки «надежности» выполнения расчетов по зависимости (3) была использована информация о четырех современных двигателях, в отношении которых применительно к номинальному режиму работы имелись экспериментальные данные, как по целевой функции, так

**Проверка точности моделирования
на основе оценки погрешности**

№ п/п	Обозначение двигателя	Давление механических потерь p_m , бар		Погреш- ность, %
		Эксперимент	Расчет по (3)	
1	1Ч80/85	2,688	2,695	0,246
2	2Ч105/120	2,477	2,484	0,275
3	4Ч110/120	2,038	2,045	0,353
4	4ЧН120/140	2,759	2,766	0,254
5	8Ч110/115	1,761	1,768	0,409
6	12ЧН150/160	2,065	2,072	0,358

и по ее аргументам (табл. 3).

Из табл. 4, где дано сравнение экспериментальных и прогнозируемых по зависимости (3) значений давления механических потерь, видно, что относительное расхождение между расчетом и экспериментом не превысило 5 %, т. е. была обеспечена приемлемая для научно-исследовательских расчетов показателей рабочего процесса точность оценки давления механических потерь.

3. Среди аргументов регрессионной зависимости (3) — входных данных при моделировании — по признаку трудоемкости определения их реальных значений можно выделить две группы — легко и трудно назначаемые.

К числу легко назначаемых аргументов относятся c_m , v_{100} и, в определенной мере, t_M .

Таблица 3

**Входные данные для проверки
адекватности модели (3)**

№ п/п	p_m , бар (функция)	Переменные (аргументы)					Обозначение двигателя
		c_m , м/с	p_i , бар	k , Н	t_M , °С	v_{100} , сСт	
1	2,010	8,8	24,88	80	75	10	6ЧН460/580
2	1,897	8,7	17,90	62	85	11	16ЧН260/260
3	1,967	9,3	20,06	53	80	11	8ЧН220/280
4	1,546	10,0	11,34	41	87	11	12ЧН180/200

Таблица 4

**Проверка адекватности моделирования на основе
оценки относительной погрешности расчетов
давления механических потерь по (3)**

№ п/п	Обозначение двигателя	Давление механических потерь p_m , бар		Относительная погрешность, %
		Эксперимент	Расчет по (3)	
1	6ЧН460/580	2,688	2,695	0,246
2	16ЧН260/260	2,477	2,484	0,275
3	8ЧН220/280	2,038	2,045	0,353
4	12ЧН180/200	2,759	2,766	0,254

Средняя скорость поршня c_m легко определяется из широко известной зависимости кинематики традиционного КШМ при заданных значениях радиуса кривошипа и частоты вращения коленчатого вала.

Значение кинематической вязкости моторного масла при $100\text{ }^\circ\text{C}$ — ν_{100} обязательно присутствует в сертификате промышленно выпускаемого смазочного материала либо может быть просто определено стандартным экспериментальным путем.

Температура моторного масла в главной масляной магистрали t_M для заданного режима работы обычно хорошо известна производителям и испытателям ДВС из типовых характеристик, в ходе снятия которых она, как показатель теплового состояния двигателя, обязательно подлежит измерению.

К трудно назначаемым аргументам можно причислить p_i и k .

Как известно, экспериментальным путем p_i определяется в результате индицирования двигателя— процедуры, несмотря на прогресс в развитии методов и оборудования измерений в ДВС, до сих пор трудоемкой и далеко не свободной от различного рода погрешностей. Альтернативой индицированию может быть расчетное нахождение p_i , например, с помощью широко апробированного в России и за рубежом программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, позволяющего получать достаточно точные расчетные оценки практически всех важнейших параметров двигателей [13–16].

Определенную трудность может представлять назначение аргумента k — среднего арифметического сил упругости (чаще всего тангенциальных T) всех колец на поршне:

$$k = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^{j=m} T_j,$$

где j — номер поршневого кольца; m — общее число поршневых колец на поршне.

Простое решение, состоящее в использовании для определения значения k конструкторской документации на поршневые кольца, в технических требованиях которой величина тангенциальной силы упругости кольца T обязательно присутствует, осложнено, а подчас и невозможно в связи с усилившейся в последние годы охраной коммерческих секретов фирмами-производителями наукоемкой продукции. Рабочие и сборочные (в случае маслосъемных колец) чертежи поршневых колец тоже попали в этот список.

Расчетным путем тангенциальное усилие упругости поршневых колец может быть оценено по известным зависимостям, учитывающим основные размеры кольца и значение модуля упру-

гости его материала [17]. При наличии самих колец имеется возможность экспериментального измерения тангенциального усилия упругости достаточно простым методом обжатия кольца в гибкой ленте [18].

И наконец, при невозможности или нежелании использовать ни один из вышеприведенных способов назначения параметра k для прикидочной оценки величины тангенциального усилия упругости поршневого кольца T (в размерности Н) можно рекомендовать простое соотношение, полученное нами в результате обработки представительной выборки чертежей поршневых чугунных колец автотракторных ДВС:

$$T \approx \varepsilon \cdot D,$$

где ε — размерный множитель (Н/мм), принимающий значение 0,25 для компрессионных и 0,45 для маслосъемных (в сборе с расширителем) чугунных поршневых колец; D — диаметр цилиндра в мм.

Выводы

1. Изменившаяся ситуация, связанная с форсированием поршневых двигателей по нагрузочному и скоростному режимам, повышением тепловой напряженности, возросшим влиянием свойств смазочного материала требует уточнения зависимостей для расчетного определения механических потерь на основе учета традиционных и новых факторов, определяющих технический уровень современных ДВС.

2. Полученная для номинальных режимов работы зависимость давления механических потерь от показателей нагрузки и скорости, упругости поршневых колец, температуры и вязкости моторного масла обеспечила выполнение расчетов с погрешностью не более 5 %.

3. Даны рекомендации по рациональному назначению входных данных для расчета механических потерь по предложенной зависимости.

Литература

1. Васильев-Южин Р.М., Глаголев А.Ф. Приближенные аналитические зависимости потерь на трение дизеля // Двигателестроение. — 1980. — № 6. — С. 28–30.
2. Автомобильные двигатели/В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.; под общ. ред. М.С. Ховаха. — М.: Машиностроение, 1977. — 591 с.
3. Тракторные дизели: справочник/Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; под общ. ред. Б.А. Взорова. — М.: Машиностроение, 1981. — 535 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебн. для вузов по спец. Двигатели внутреннего сгорания/Д.Н. Вырубов, Н.А. Ивашенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с.

5. Путинцев С.В., Сун Лисинь, Аникин С.А. Выбор зависимостей для расчета сил трения в основных сопряжениях двигателя внутреннего сгорания // Известия вузов. Машиностроение. — 2002. — № 4. — С. 50–55.

6. Васильев Б.Н. Механические потери двигателя автомобиля «Москвич» // Автомобильная и тракторная промышленность. — 1954. — № 2. — С. 14–21.

7. Рикардо Г. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания: пер. с англ. под. общ. ред. М.Г. Круглова. — М.: ГНТИ, 1960. — 406 с.

8. Шабшаевич Б.Э., Адамович А.В. Исследование потерь на трение в поршневой группе дизеля Д-50 // Тракторы и сельхозмашины. — 1970. — № 8. — С. 13–15.

9. Чихос Х. Системный анализ в трибонике/Пер. с англ. С.Х. Харламова. — М.: Мир, 1982. — 351 с.

10. Путинцев С.В., Аникин С.А., Сун Лисинь. Моделирование и расчет затрат мощности на преодоление трения в подшипниках коленчатого вала поршневого двигателя // Известия вузов. Машиностроение. — 2004. — № 3 — С. 23–31.

11. Маркелов Г.Е. Линейные регрессионные модели. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 28 с.

12. Себер Дж. Линейный регрессионный анализ: Пер. с англ. — М.: Мир, 1980. — 456 с.

13. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 1. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. — 2007. — Спец. вып. Двигатели внутреннего сгорания. — С. 18–31.

14. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 2. Расчет скорости тепловыделения при многоразовом впрыске // Вестник МГТУ. Машиностроение. — 2007. — Спец. вып. Двигатели внутреннего сгорания. — С. 32–45.

15. Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level // SAE Tech. Pap. Ser. — 2009. — № 2009-01-1956. — P. 1–21.

16. DIESEL-RK is an engine simulation tool: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru> (дата обращения 08.02.2013).

17. Энглиш К. Поршневые кольца: пер. с нем. под ред. В.К. Житомирского. — М.: Машгиз, 1962. — Т. 1. Теория, изготовление, конструкция и расчет. — 583 с.

18. Энглиш К. Поршневые кольца: пер. с нем. под ред. В.К. Житомирского. — М.: Машгиз, 1963. — Т. 2. Эксплуатация и испытание. — 362 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, с обязательным приложением электронной версии в формате Microsoft Word 2000/2003. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов,

ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисуночными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисуночных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала