

УДК 621.43

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-106459>

Оригинальное исследование



О выборе конструктивных параметров коренных и шатунных подшипников двигателей легковых автомобилей

М.А. Зленко, А.С. Теренченко, И.С. Шibaев

Государственный научный центр «НАМИ», Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Создание нового ДВС начинается с эскизного проекта, в ходе которого рождается архитектурный замысел двигателя, определяются основные черты его базовых компонентов. Подшипники (в данном случае скольжения) – это краеугольные камни конструкции, которые создают фундамент и формируют основу силовой схемы будущего двигателя. В связи с чем точный выбор этих ключевых компонентов двигателя – непреходящая актуальная задача.

Цель исследований – разработать и предложить инженерный метод выбора параметров подшипников на базе статистического анализа реализованных на практике наиболее удачных конструкций автомобильных двигателей.

Методология и методы. В работе использован метод сравнительного анализа относительных нагрузок, позволяющий проводить оценку условий нагруженности и несущей способности коренных и шатунных подшипников с использованием привычных для двигателистов относительных величин, таких как отношение диаметров шатунной и коренной шеек к диаметру цилиндра (d/D_c , d_1/D_c), отношение длины шеек к их диаметрам (L_{cp}/d , L_{mp}/d) или к диаметру цилиндра (L_{cp}/D_c , L_{mp}/D_c) и т. д.

Результаты и научная новизна. Получены простые, но физически понятные величины, характеризующие условия работы подшипника, с помощью которых, используя имеющиеся каталоги фирм-производителей, конструктор имеет возможность подобрать наиболее близкие своим требованиям вкладыши подшипников – т. е. выбрать тип, размер вкладышей и потенциального поставщика.

Практическая значимость. Предлагаемый метод выбора конструктивных параметров подшипниковых узлов автомобильных двигателей позволяет существенно сократить объем расчетных работ на стадии эскизного проектирования силового механизма (коленчатый вал – блок цилиндров – шатунно-поршневая группа). Приведенные в работе данные могут быть также полезны для обновления давно устаревших данных, изложенных в учебной литературе 70–90-х годов.

Ключевые слова: подшипник скольжения; площадь проекции вкладыша подшипника; площадь поршня; условное среднее давление в подшипнике скольжения; относительный диаметр; относительная длина подшипника.

Для цитирования:

Зленко М.А., Теренченко А.С., Шibaев И.С. О выборе конструктивных параметров коренных и шатунных подшипников двигателей легковых автомобилей // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 1. С. 5–12. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-106459>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-106459>

Original study article

The choice of design parameters of main and conrod bearings for passenger car engines

Mikhail A. Zlenko, Alexey S. Terenchenko, Ivan S. Shibaev

Central Scientific Research Automobile and Automotive Engines Institute "NAMI", Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: The creation of a new internal combustion engine begins with a preliminary design, during which the architectural design of the engine is born, the main features of its basic components are determined. Bearings (in this case, sliding bearings) are the cornerstones of the design, which create the foundation and form the basis – the skeleton of the power train mechanism and, as a result, the image of the future engine. Therefore, the exact selection of these key engine components is an ongoing challenge.

AIMS: To develop and propose an engineering method for selecting bearing parameters based on a statistical analysis of the most successful car engine designs implemented in practice.

METHODS: The method of comparative analysis of relative loads was used in the work, which allows to evaluate the loading conditions and the bearing capacity of main and conrod bearings using relative values familiar to engine engineers, such as the ratio of the diameters of the conrod and main journals to the cylinder diameter (d/D_c , d_1/D_c), the ratio of the length of the journal to their diameters (L_{cp}/d , L_{mp}/d) or to the diameter of the cylinder (L_{cp}/D_c , L_{mp}/D_c), etc.

RESULTS: Simple but physically understandable values have been obtained that characterize the operating conditions of the bearing, with the help of which, using the available catalogs of manufacturers, the designer has the opportunity to select the bearing shells closest to his, the designer's, requirements – i.e., choose the type, size of the bearings and potential supplier.

CONCLUSIONS: The proposed method for selecting the design parameters of automobile engines bearings can significantly reduce the amount of computational work at the stage of preliminary design of the power mechanism (crankshaft-cylinder block-rod-piston group). The data presented in the work can also be useful for updating the long-outdated data presented in the educational literature of the 70s–90s.

Key words: sliding bearing; bearing shell projection area; piston area; conditional average pressure in the bearing; relative diameter; relative length of the bearing.

Cite as:

Zlenko MA, Terenchenko AS, Shibaev IS. The choice of design parameters of main and conrod bearings for passenger car engines. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2022;16(1):5–12. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-106459>

Received: 01.04.2022

Accepted: 10.04.2022

Published: 15.04.2022

ВВЕДЕНИЕ

Созданию нового двигателя как правило предшествует так называемый бенчмаркинг – изучение аналогов, конструктивный, технологический анализ параметров отдельных компонентов. В первую очередь это относится к деталям, определяющим архитектуру двигателя – цилиндро-поршневой группе и кривошипно-шатунному механизму.

Здесь приведены некоторые конструктивные параметры современных автомобильных ДВС, поставленных на производство после 2000 г. Имеются в виду двигатели легковых автомобилей как дизели, так и искровые, с числом цилиндров от 2-х до 12-ти и рабочим объемом одного цилиндра от 165 см³ до 844 см³.

Подшипники скольжения относятся к критическим компонентам – их конструкция в значительной степени определяет степень форсирования мотора, его ресурс, надежность и безотказность. Поэтому конструктор одной из первых решает задачу выбора технических решений по дизайну коренных и шатунных подшипников, определения требований к материалам вкладышей, системе смазки, технологии изготовления коленчатого вала, блока цилиндров и т. д.

Несмотря на многообразие конструктивных схем двигателей, существуют определенные закономерности в геометрических параметрах подшипниковых узлов. Они отражены в учебниках по ДВС и учебных пособиях профильных кафедр университетов в виде рекомендаций конструкторам и студентам. Интересно сравнить эти рекомендации с некоторыми выводами упомянутого выше бенчмаркинга.

В работе использованы следующие обозначения и сокращения:

D_c – диаметр цилиндра;

S_p – ход поршня;

r – радиус кривошипа;

L_c – длина шатуна;

λ – отношение r/L_c ;

d – диаметр шатунной шейки;

$d1$ – диаметр коренной шейки;

L_{cp} – длина шатунной шейки;

L_{mp} – длина коренной шейки;

L_{cb} – ширина шатунного подшипника;

L_{mb} – ширина коренного подшипника;

F_e – условная сила, действующая вдоль шатуна;

A_p – площадь поршня;

A_{cb} – площадь проекции шатунного подшипника;

A_{mb} – площадь проекции коренного подшипника;

P_e – среднее эффективное давление двигателя;

p_{cb} – условное среднее давление в шатунном подшипнике.

При оценке технического уровня двигателей часто используют относительные величины, например, S/D_c – отношение хода поршня к диаметру цилиндра; $\lambda = r/L_c$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, литровую мощность и т. д. (с результатами исследований других удельных показателей современных автомобильных ДВС можно ознакомиться в работе [1]). Для коренных и шатунных подшипников используют параметры d/D_c , $d1/D_c$ – диаметр шатунной и коренной шеек, отнесенный к диаметру цилиндра D_c , а также относительную длину шейки – L_{cp}/d , $L_{mp}/d1$ или L_{cp}/D_c , L_{mp}/D_c (длина шатунной и коренной шейки, отнесенная к диаметру соответствующей шейки или к диаметру цилиндра D_c).

В учебной литературе [2–5] приведены рекомендации по выбору этих параметров, см. табл. 1. Однако эти данные полезны для проектирования элементов коленчатого вала – шатунных и коренных шеек, но не достаточны для конструирования собственно подшипниковых узлов, в частности, шатунного подшипника, поскольку ширина его рабочей поверхности существенно меньше длины шатунной шейки – на величину галтелей, которые обычно выполняют радиусом 2–3 мм (итого, для рядного двигателя эта величина составляет 4–6 мм, см. рис. 1). Проведенные исследования восполняют этот недостаток и дают представление не только об упомянутых выше отношениях, но и величинах L_{cb}/d , $L_{mb}/d1$ в современных ДВС. В ряде случаев полезно знать также величину L_{cb}/D_c , L_{mb}/D_c – ширину подшипника относительно диаметра цилиндра D_c .

Анализ показал, что рекомендации [2–5], касающиеся d/D_c и $d1/D_c$, опубликованные 40–60 лет назад,

Таблица 1. Рекомендации по выбору конструктивных соотношений [2–5]

Table 1. Recommendations for the choice of design constructive ratios [2–5]

	d/D_c	$d1/D_c$	L_{cp}/d	$L_{mp}/d1$	L_{cb}/D_c	L_{mb}/D_c
Дизели	0,60-0,85 [2]	0,70-1,0 [2]	-	-	-	-
	0,64-0,75 [3]	0,72-0,90 [2]	0,50-0,65 [3]	0,45-0,60 [3]	-	-
	0,56-0,72 [4]	0,70-0,80 [4]	0,50-0,65 [4]	0,40-0,60 [4]	-	-
	0,64-0,75 [5]	0,70-0,90 [5]	-	-	0,70-1,0 [5]	0,45-0,60 [5]
Искровые	0,50-0,65 [2]	0,6-0,75 [2]	-	-	-	-
	0,60-0,70 [3]	0,65-0,80 [3]	0,45-0,65 [3]	0,50-0,60 [3]	-	-
	0,55-0,68 [4]	0,60-0,70 [4]	0,45-0,62 [4]	0,45-0,60 [4]	-	-
	0,60-0,70 [5]	0,60-0,80 [5]	0,45-0,95 [5]	-	0,45-0,65 [5]	0,45-0,60 [5]

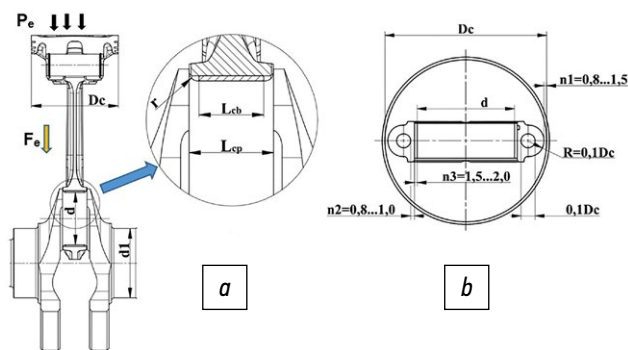


Рис. 1. Узел шатунного подшипника.
Fig. 1. Connecting rod bearing assembly.

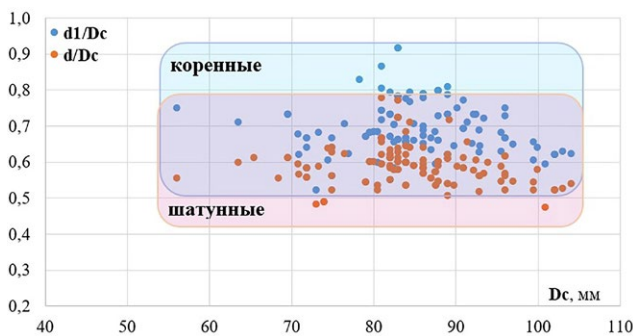


Рис. 2. Относительный диаметр шатунной и коренной шеек.
Fig. 2. Relative diameter of connecting rod and main journals.

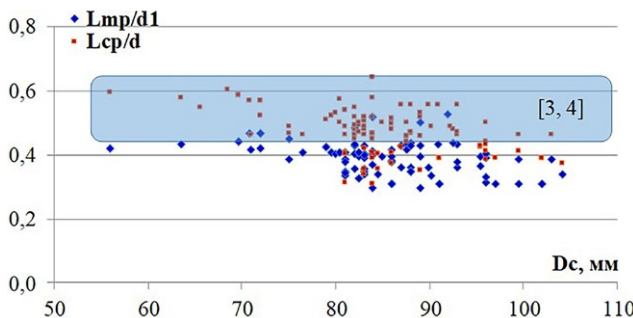


Рис. 3. Относительная длина коренной ($L_{mp}/d1$) и шатунной (L_{cp}/d) шеек.
Fig. 3. Relative length of main ($L_{mp}/d1$) and connecting rod (L_{cp}/d) journals.

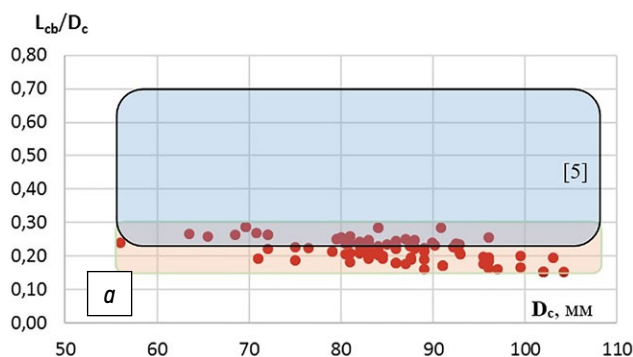


Рис. 4. Относительная длина шатунного подшипника: *a* – L_{cb}/D_c ; *b* – L_{cb}/d .
Fig. 4. Relative length of connecting rod bearing: *a* – L_{cb}/D_c ; *b* – L_{cb}/d .

в целом сохраняют актуальность. Мы можем лишь уточнить диапазоны, характерные для современных ДВС рабочим объемом цилиндра до 1,0 л: $d/D_c=0,52-0,78$ и $d1/D_c=0,52-0,92$ с наиболее плотным распределением вокруг значений 0,65 и 0,70 соответственно (рис. 2). Взаимосвязь d и D_c очевидна (рис. 1, *b*) – конструктор весьма ограничен в выборе отношения d/D_c . С одной стороны, увеличение d и, как следствие, увеличение перекрытия шеек полезно для повышения жесткости и прочности коленчатого вала. С другой стороны, увеличение d ведет к возрастанию потерь на трение в подшипниковом узле из-за увеличения скорости скольжения. Но здесь нельзя произвольно варьировать d , поскольку необходимо обеспечить технологическое требование свободного прохода шатуна через цилиндр в процессе сборки (и ремонта) двигателя. Технологический зазор $n1$ должен быть не менее 0,8 мм, см. рис. 1, *b*.

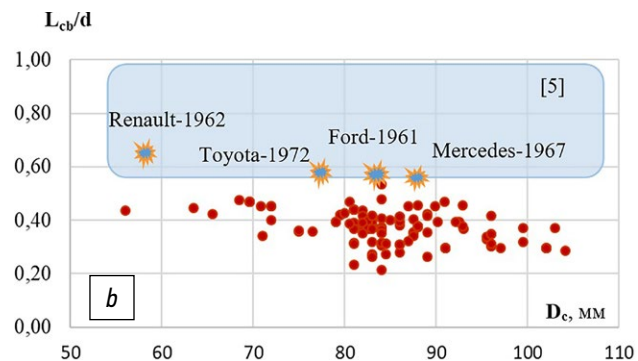
Для двигателей с рабочим объемом цилиндра 400–700 см³ можно использовать эмпирическую зависимость:

$$d = 0,7 \cdot D_c - 2(n1+n2+n3) = 0,7 \cdot D_c - (6,2-8,4) \text{ мм},$$

где $n1$ – («сборочный») зазор между крышкой шатуна и стенкой цилиндра – 0,8–1,0 мм; $n2$ – минимальная толщина крышки шатуна в зоне отверстия под шатунный болт – 0,8–1,2 мм; $n3$ – толщина шатунного вкладыша – 1,5–2,0 мм.

Однако для отношений L_{cp}/d и $L_{mp}/d1$ ситуация иная – рекомендации работ [3, 4] (выделено голубым на рис. 3) охватывают менее половины реально существующего диапазона $L_{cp}/d=0,3-0,6$.

Для анализа конструктивных соотношений деталей силового механизма использование L_{cp} не всегда удобно, поскольку у V-образных двигателей с рядом сидящими шатунами формальная величина L_{cp}/D_c , естественно, будет отличаться примерно вдвое. К тому же L_{cp} включает в себя и нерабочую часть шатунной шейки – галтели. Поэтому для проектирования кривошипной головки шатуна и определения параметров шатунного подшипника важным является не столько L_{cp}/D_c сколько L_{cb}/D_c , где L_{cb} – ширина вкладыша шатунного



подшипника. Но в отечественной учебной литературе таких данных практически нет, за исключением [5]. Далее приведены иллюстрации и комментарии, в основном касающиеся шатунных подшипников, которые, как правило, являются наиболее нагруженными. Однако все сказанное можно отнести и к коренным подшипникам.

На рис. 4 приведены результаты обработки данных 120 двигателей – дизельных и искровых и их модификаций. Видим, что L_{cb}/D_c (рис. 4, а) практически полностью укладывается в диапазон 0,15–0,3 независимо от D_c и типа двигателя. Те же данные по размерам шатунных подшипников, но представленные относительно диаметра шатунной шейки d , показаны на рис. 4, б. Рекомендации [5] лишь слегка захватывают верхнюю часть диапазона изменения L_{cb}/D_c и L_{cb}/d , характерного для современных автомобильных двигателей. Но это не ошибка авторов [2–5]. Таковы были двигатели в период написания учебников.

На рис. 4, б специальными метками показаны значения L_{cb}/d некоторых двигателей 60–70-х годов. Этот рисунок наглядно иллюстрирует результат эволюции автомобильных двигателей за последние 60 лет.

Интересно рассмотреть эти данные с другой стороны, представив их в зависимости от величины среднего эффективного давления P_e (рис. 5). Мы видим, что при относительно небольшой степени форсировки по наддуву – в пределах $P_e=16–22$ бар, существует множество двигателей с самыми различными значениями L_{cb}/D_c в упомянутом диапазоне 0,15–0,30. Однако для двигателей с высокой степенью наддува, имеющих $P_e=25$ бар и выше, пределы вариации L_{cb}/D_c заметно сужаются, приближаясь к среднему значению 0,22–0,23. Интересно также отметить, что наддувный дизель OM 617 производства 1979 года имел $P_e=9,64$ бар при относительной ширине шатунной шейки $L_{cb}/D_c=0,308$, а у современного оппозитного искрового двигателя Porsche 3,8L при $P_e=24,8$ бар величина L_{cb}/D_c составляет лишь 0,154. Там же для справки отмечен звездочкой новый отечественный двигатель 4,4 л-V8×90° ЧН8,8×9 4123.

Вывод: современные подшипники имеют значительно более высокую несущую способность и, как следствие, стали значительно уже по размеру (или при сохранении размеров способны воспринимать большие нагрузки). Это и привело к существенному снижению параметра L_{cb}/D_c .

При проектировании подшипниковых узлов конструктор решает двуединую задачу выбора геометрических соотношений конструктивных элементов и типа вкладышей. При этом исходной величиной является нагрузка, но как ее определять и оценивать, остается вопросом. Существуют несколько методов, описанных в учебной литературе по ДВС и специальных изданиях, посвященных индустриальным подшипникам скольжения вообще [6] и двигательным в частности [3]. Простейшими являются

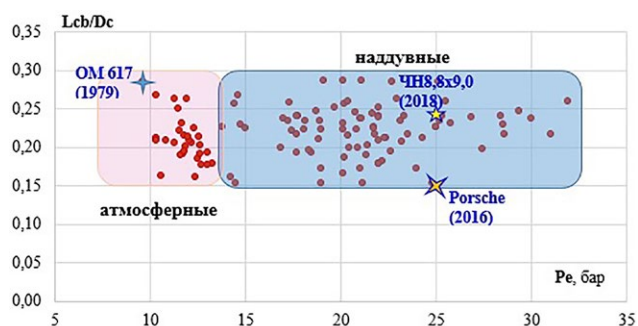


Рис. 5. Параметр L_{cb}/D_c в зависимости от среднего эффективного давления.

Fig. 5. Parameter L_{cb}/D_c depending on the mean effective pressure.

расчеты по допустимому давлению в подшипнике p , которое определяют как суммарную силу F , отнесенную к площади проекции вкладыша, и по комплексу $[rv]$, где v – скорость скольжения [6, 7]. Допускаемые величины p и $[rv]$ определяются экспериментально и приведены в справочниках фирм-производителей вкладышей, например [8–10]. Но в настоящее время большинство конструкторов ориентируется на максимально допустимое давление в подшипнике, исходя из максимальной действующей суммарной (газовой P_z + инерционной P_j) силы. Различные типы подшипников имеют разный допустимый предел.

Однако может быть применен и другой метод, метод «обратного инжиниринга» – оценка и прогнозирование работоспособности подшипникового узла на основе статистического анализа параметров существующих двигателей-аналогов, т. е. бенчмаркинга.

Возьмем за основу среднее эффективное давление P_e – для анализируемых двигателей оно известно, поскольку известны рабочий объем и крутящий момент. Само по себе P_e – это условная, физически не существующая величина, и может быть интерпретирована так же, как и среднее индикаторное давление P_i – некое среднее давление, постоянно действующее на протяжении рабочего хода поршня от ВМТ к НМТ. В этом смысле и P_i и P_e логически связаны и отражают силовую нагрузку на поршень. Будучи умноженным на площадь поршня A_p , оно преобразуется в некую условную силу F_e , действующую через поршневой палец на шатун:

$$F_e = P_e \cdot A_p = P_e \cdot \pi D_c^2 / 4 \quad (\text{рис. 1, а}).$$

Если разделить эту силу на площадь проекции шатунного подшипника, получим условное среднее давление в подшипнике:

$$p_{cb} = P_e \cdot (A_p / A_{cb}) = (P_e \cdot \pi D_c^2 / 4) / L_{cb} \cdot d$$

или

$$p_{ecb} = P_e \cdot (\pi / 4) / (L_{cb} / D_c \cdot d / D_c), \quad (1)$$

где в знаменателе присутствуют уже знакомые нам относительные размеры подшипника L_{cb}/D_c и d/D_c .

Используя данные, отображенные на рис. 2, 4, определим:

$$p_{cb_min} = P_e \cdot 0,7854 \cdot (1/(0,3-0,8)) = 3,3P_e,$$

$$p_{cb_max} = P_e \cdot 0,7854 \cdot (1/(0,15-0,45)) = 11,6P_e.$$

Т. е. условное среднее давление в шатунном подшипнике будет лежать в пределах $p_{cb} = (3,3-11,6)P_e$, для атмосферных двигателей – меньшее значение, для наддувных – большее. Для всех исследуемых двигателей и был проведен такой несложный расчет.

Каковы предельные значения p_{cb} в абсолютном выражении, видно из рис. 6, на котором представлены расчетные значения p_{cb} в зависимости от P_e у исследованных двигателей. Для двигателей с $P_e=10-15$ бар условное давление в подшипнике лежит преимущественно в диапазоне $p_{cb}=50-100$ бар; для двигателей с $P_e=15-20$ бар – пределах 80–125 бар; при $P_e=20-25$ бар и более – преимущественно в зоне $p_{cb} = 120-250$ бар.

Как эти данные могут помочь конструктору? В ходе бенчмаркинга был изучен вопрос о том, какие подшипники применены на тех или иных двигателях – дизелях, искровых, атмосферных, наддувных. Результат этого изучения также представлен на рис. 6.

Для лучшего понимания рис. 6 необходимо сделать некоторые комментарии. Все многообразие подшипников можно классифицировать (весьма условно) следующим образом:

- монометаллические (используются главным образом в виде бронзовых втулок, здесь не рассматриваются);
- биметаллические (*Bimetal*) – стальная основа («спинка») с нанесенным на нее тем или иным способом антифрикционным слоем (алюминиевый сплав или бронза);
- триметаллические (*Trimetal*) – более сложные композиции, предполагающие использование специальных технологий формирования несущего и вспомогательных слоев.

В свою очередь триметаллические подшипники также подразделяются по способу формирования

несущего слоя: с полимерным покрытием с твердой смазкой, баббитовым слоем, антифрикционным сплавом на основе серебра и др. Одной из разновидностей триметаллических подшипников являются вкладыши с *PVD*-покрытием. Такие подшипники иначе называются *Sputter* – напыление [11–12].

Для биметаллических подшипников максимальная нагрузка составляет 30–50 МПа. Триметаллические подшипники в зависимости от применяемой технологии формирования несущего слоя выдерживают нагрузку до 65–70 МПа [13] – традиционные подшипники и до 120 МПа – подшипники с *PVD*-слоем или серебро-содержащим сплавом [10, 14]. Нюансы конструкции триметаллических подшипников изложены в работе [10].

Наибольшей несущей способностью обладают триметаллические подшипники с *PVD*-покрытием (*AlSn20Cu*), но эти подшипники обладают также и наибольшим ресурсом. Технология *PVD*-покрытия применительно к подшипникам ДВС разработана в конце 80-х годов [15] и уже к середине 90-х была внедрена в серийное производство – сначала для двигателей *VW* и *Daimler*, затем и для многих других компаний [13].

При всех очевидных преимуществах подшипников *Sputter* эти подшипники значительно более чувствительны к качеству фильтрации масла и технологическим допускам на точность и чистоту обработки шеек коленчатого вала. Тем не менее, к настоящему времени, как показывает бенчмаркинг, практически все современные дизельные двигатели имеют по меньшей мере верхний шатунный вкладыш типа *Sputter*.

Возвратимся к рис. 6. Здесь черным цветом отмечены двигатели с биметаллическими вкладышами, зеленым – обычными триметаллическими, красным – вкладышами типа *Sputter*. Мы видим, что в атмосферных двигателях применяют, как правило, традиционные, хорошо себя зарекомендовавшие биметаллические подшипники. И нагрузка p_{cb} , рассчитанная по формуле (1), для них лежит в пределах до 50–100 бар, в редких случаях – до 150 бар. Практически во всех наддувных двигателях, а это двигатели с P_e выше 12–13 бар – и дизели, и искровые – применяются триметаллические подшипники. Можно увидеть также, что у всех обследованных двигателей, у которых расчетное давление p_{cb} в подшипнике превышает 150 бар, по меньшей мере шатунные подшипники выполнены по технологии *Sputter*. Например, конструктор проектирует двигатель, у которого по техническому заданию $D_c=90$ мм и P_e должно быть на уровне 25 бар. В ходе эскизной компоновки силового механизма получены желательные размеры шатунного подшипника $\varnothing 53 \times 17$ мм. Конструктор делает несложный расчет, определяя условную силу $F_e: F_e=250 \text{ Н/см}^2 \times 63,62 \text{ см}^2=15905 \text{ Н}$ и затем условное давление $p_{cb}; p_{cb}=15905/(5,3 \times 1,7)=1765,3 \text{ Н/см}^2=176,53 \text{ бар}$.

Судя по рис. 6, для принятого давления $P_e=25$ бар величина p_{cb} находится в розовой зоне (см. точку,

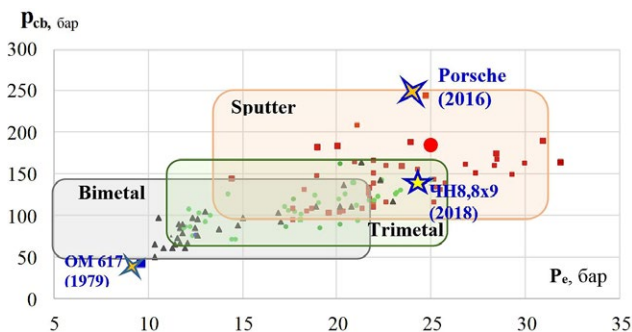


Рис. 6. Диапазоны применения подшипников различных типов: биметаллические; триметаллические; *Sputter*.

Fig. 6. Ranges of application of bearings of various types: bimetallitic; trimetallic; *Sputter*.

отмеченную красным кружком), и конструктор должен решать: либо применить вкладыши типа *Sputter*, либо изыскивать пути уменьшения нагрузки на шатунный подшипник, увеличивая диаметр шейки и/или ширины вкладыша.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенный в настоящей работе метод обратного инжиниринга при проектировании подшипниковых узлов с использованием расчетной величины среднего давления p_{cb} в подшипнике, определяемой через среднее эффективное давление P_e двигателя по формуле (1), является удобным инструментом для выбора типа подшипника скольжения.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи). Вклад авторов в написании статьи распределен

следующим образом: *И.С. Шибеев* – сбор и подготовка информации, создание изображений, написание и редактирование текста статьи; *М.А. Зленко* – обзор литературы, подготовка и написание текста статьи; *А.С. Теренченко* – экспертная оценка, утверждение финальной версии.

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Не указан.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. *I.S. Shibaev* – search for publications, creating images, writing and editing the text of the manuscript; *M.A. Zlenko* – references review, preparation and writing of the text of the manuscript; *A.S. Terenchenko* – expert opinion, approval of the final version. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. Not specified.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гайсин С.В., Зленко М.А., Нагайцев М.В. Технический уровень современных V-образных бензиновых двигателей // Труды МАМИ. 2015. № 260. С. 6–40.
2. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. Москва. Машиностроение, 1984.
3. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / под ред. Н.Д. Чайнова. Москва: Машиностроение, 2008.
4. Автомобильные двигатели / под ред. М.С. Ховаха. Москва. Машиностроение, 1977.
5. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебное пособие для ВУЗов. 4-е изд., стереотип. Москва. Высшая школа, 2008.
6. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. Москва. МАШГИЗ, 1963.
7. Черногорев Е. Подшипники скольжения. Челябинск, 2013.
8. ms-motorservice.com [интернет]. Motorservice – организация по сбыту продукции концерна Rheinmetall [дата обращения 11.06.2022]. Доступ по ссылке: <https://www.ms-motorservice.com>
9. drivparts.com [Internet]. DRiV serves customers in the automotive aftermarket. Available from:

<https://www.drivparts.com/en-eu/about-us.html> Accessed: Jun 11, 2022.

10. Kopeliovich D. Engine Bearing materials [Internet]. Available from: <https://www.kingbearings.com/wp-content/uploads/2014/10/Engine-Bearing-materials.pdf> Accessed: Jun 11, 2022.

11. Kopeliovich D. Sputtering [Internet]. Available from: <http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=sputtering> Accessed: Jun 11, 2022.

12. Wood D. What are 'Sputtered' Bearings? [Internet] Available from: www.highpowermedia.com/blog/3445/what-are-sputtered-bearings Accessed: Jun 11, 2022.

13. Deicke K., Schubert W. PVD-coated high-performance bearings // *ATZautotechnology*. 2002. Vol. 2, N 5. P. 72–74. doi: 10.1007/bf03246732

14. Kopeliovich D. Bearing Materials For Race Engines [Internet]. Available from: http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=bearing_materials_for_race_engines Accessed: Jun 11, 2022.

15. Bergmann E., Braus J., inventors. Composite material having a slide layer applied by cathode sputtering. United States patent US 4889772A. 1989 Dec 26.

REFERENCES

1. Gysin SV, Zlenko MA, Nagaitsev MV. Technical level of modern V-shaped gasoline engine. *Trudy NAMI*. 2015;(260):6–40. (In Russ).
2. Orlin AS, Kruglov MG, editors. *Konstruirovaniye i raschet na prochnost' porshnevnykh i kombinirovannykh dvigatelei*. Moscow: Mashinostroeniye; 1984. (In Russ).

3. Chainov ND, editor. *Konstruirovaniye dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. Moscow: Mashinostroeniye; 2008. (In Russ).

4. Khovakh MS, editor. *Avtomobil'nye dvigateli*. Moscow: Mashinostroeniye; 1977. (In Russ).

5. Kolchin AI, Demidov VP. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei*. *Uchebnoye posobie dlya VUZov*.

- 4-е изд., стереотип. Moscow: Vysshaya shkola; 2008. (In Russ).
6. Chernavskiy SA. *Podshipniki skol'zheniya*. Moscow: MASHGIZ; 1963. (In Russ).
7. Chernogorov E. *Podshipniki skol'zheniya*. Chelyabinsk; 2013. (In Russ).
8. ms-motorservice.com [Internet]. The Motorservice is the sales organisation for the global aftermarket activities of Rheinmetall. Available from: <https://www.ms-motorservice.com> Accessed: Jun 11, 2022.
9. drivparts.com [Internet]. DRiV serves customers in the automotive aftermarket. Available from: <https://www.drivparts.com/en-eu/about-us.html> Accessed: Jun 11, 2022.
10. Kopeliovich D. Engine Bearing materials [Internet]. Available from: <https://www.kingbearings.com/wp-content/uploads/2014/10/Engine-Bearing-materials.pdf> Accessed: Jun 11, 2022.
11. Kopeliovich D. Sputtering [Internet]. Available from: <http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=sputtering> Accessed: Jun 11, 2022.
12. Wood D. What are 'Sputtered' Bearings? [Internet] Available from: www.highpowermedia.com/blog/3445/what-are-sputtered-bearings Accessed: Jun 11, 2022.
13. Deicke K, Schubert W. PVD-coated high-performance bearings. *ATZautotechnology*. 2002;2(5):72–74. doi: 10.1007/bf03246732
14. Kopeliovich D. Bearing Materials For Race Engines [Internet]. Available from: http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=bearing_materials_for_race_engines Accessed: Jun 11, 2022.
15. Bergmann E, Braus J, inventors. Composite material having a slide layer applied by cathode sputtering. United States patent US 4889772A. Dec 26, 1989.

ОБ АВТОРАХ

*Шибяев Иван Сергеевич,

начальник Управления «Двигатели внутреннего сгорания»;
адрес: 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8851-959X>;
eLibrary SPIN: 7724-9391;
e-mail: ivan.shibaev@nami.ru

Зленко Михаил Александрович,

д-р техн. наук,
главный научный сотрудник Управления «Двигатели внутреннего сгорания»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5351-3622>;
eLibrary SPIN: 1606-9237;
e-mail: mikhail.zlenko@nami.ru

Теренченко Алексей Станиславович,

канд. техн. наук, доцент,
директор Центра «Энергоустановки»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1371-3179>;
eLibrary SPIN: 8166-4320;
e-mail: terenchenko@nami.ru

*Автор для переписки

AUTHORS INFO

*Ivan S. Shibaev,

Head of the Department of Internal Combustion Engines;
address: 2, Avtomotornaya street, Moscow, 125438, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8851-959X>;
eLibrary SPIN: 7724-9391;
e-mail: ivan.shibaev@nami.ru

Mikhail A. Zlenko,

Dr. Sci. (Engin.),
Chief Research Associate of the Department of Internal Combustion Engines;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5351-3622>;
eLibrary SPIN: 1606-9237;
e-mail: mikhail.zlenko@nami.ru

Alexey S. Terenchenko,

Cand. Sci. (Engin.),
Director of the Powerplants Center;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1371-3179>;
eLibrary SPIN: 8166-4320;
e-mail: terenchenko@nami.ru

*Corresponding author