

ДИЗЕЛЬНЫЙ РОТОРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ТОРОИДАЛЬНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ КОРПУСА

*Р.А. Григорьянц, к.т.н., кафедра «Тракторы, автомобили и теплотехника»;
Волгоградская Государственная Сельскохозяйственная Академия*

Работоспособность роторных двигателей в целом определяется надежностью и работоспособностью уплотнений между ротором и неподвижным корпусом.

Разработанная и защищенная патентом конструктивная схема дизельного роторного двигателя имеет принципиально новый механизм реализации энергии газов, позволяющий осуществлять подвод теплоты по изохоре при высоких степенях сжатия, а также обеспечивает высокую равномерность вращения вала ротора при высоком крутящем моменте двигателя.

Сравнительная оценка удельных массогабаритных параметров роторных двигателей и двигателей лучших иностранных фирм показывает, что роторные двигатели превосходят по этим параметрам иностранные поршневые двигатели, а значит являются конкурентоспособными.

Создание работоспособных и экономичных роторных двигателей задерживается из-за трудностей, связанных с обеспечением герметичности рабочего пространства, образуемого ротором и корпусом при приемлемом эффективном КПД двигателя.

Эта проблема связана с подвижностью рабочей камеры и изменением ее рабочего объема при вращении ротора от минимума до максимума, от максимума до минимума.

Существуют более 32 тысяч различных схем роторных двигателей, но ни одна из них не доведена до промышленного образца, кроме роторного двигателя Ф. Ванкеля. Роторный двигатель Ф. Ванкеля обладает рядом принципиальных недостатков, не позволяющих ему быть конкурентоспособным по сравнению с поршневыми двигателями. Единственное его достоинство — это малая весовая мощность и высокая компактность [1, 7, 8].

Известны схемы двигателей с заслонками, скользящими в пазах ротора [6, 8] а также двигатели с уплотняющими лопатками [8].

Общими недостатками этих двигателей являются:

- большой периметр и недостаточная надежность уплотнений, вызывающие потери на трение, перетекание отработавших газов в свежую смесь и утечку заряда;

- значительные знакопеременные инерционные нагрузки от масс уплотняющих элементов, вызывающие износы, наклепы поверхностей корпуса, усиленную вибрацию двигателя; низкие допустимые окружные скорости ротора и низкую долговечность уплотнительных элементов и корпуса;

- невозможность создать надежные торцевые уплотнения при приемлемом механическом КПД двигателя.

Известный роторный двигатель внутреннего сгорания [6] содержит неподвижный корпус и вращающийся цилиндрический ротор с выполненной в нем рабочей камерой. В пазах ротора перемещаются лопасти, снабженные роликами, обкатывающимися по профилированной одно-сторонней направляющей, эквидистантной поверхности рабочей камеры, и радиальными уплотнительными элементами. Лопасти связаны с рычажной системой. Корпус двигателя имеет цилиндрическую рабочую поверхность, выполненную по эллиптической контуре. Образующие цилиндрической поверхности параллельны оси вала ротора.

При вращении вала с ротором в рабочей камере образуются полости всасывания, сжатия, расширения и выхлопа, в которых протекают термодинамические процессы, необходимые для получения на вал полезной механической мощности.

Низкая надежность и сложность уплотнения торцов планок радиальных уплотнений связана с необходимостью свободного перемещения планок относительно лопастей для надежного прилегания их к рабочей поверхности корпуса в радиальном направлении и одновременно необходимостью быть поджатыми с торцов уплотняющей поверхностью, препятствующей их свободному перемещению. Эта особенность значительно влияет на качество уплотнения как поверхности корпуса, так и торцов радиальных уплотнений.

Необходимость уплотнения боковой наружной поверхностью по контуру прилегания с корпусом, ротором и лопастями увеличивает периметр торцового уплотнения — периметр невозвратимых утечек заряда, что значительно снижает удельные показатели двигателя.

При движении радиального уплотнения по эллиптическому контуру рабочей поверхности корпуса возникают нормальные к контуру силы инерции, создающие огромные контактные напряжения, приводящие к износам уплотнения и поверхности корпуса, т. е. существенно сокращают моторесурс роторного двигателя.

Рычажная система совместно с беговой дорожкой управляет лопастями при вращении ротора, т. е. возвратно-поступательно перемещает их относительно ротора и обеспечивает копирование вершинами лопастей эллиптической рабочей поверхности корпуса двигателя.

Данная система имеет следующие существенные недостатки:

- большой периметр торцового уплотнения — периметр невозвратимых утечек заряда;
- низкий механический КПД из-за повышенного момента трения торцовых уплотнений;
- весьма низкая надежность и долговечность торцовых уплотнений;
- громоздкая рычажная система, не позволяющая управлять лопастями при 6, 8, 10 и 12 и более камер в одной секции и снижающая механический КПД двигателя.

Необходимо отметить особенности, имеющиеся при конструктивном решении торцового уплотнения у всех без исключения роторных двигателей с заслонками, скользящими в пазах ротора и по цилиндрической рабочей поверхности корпуса, образующие которой параллельны оси вала ротора:

- подвижность лопастей относительно боковых уплотняющих плоскостей;
- подвижность лопастей относительно стенок пазов в роторе;
- целостность подвижных боковых уплотняющих плоскостей;
- параллельное перемещение уплотняющей плоскости как к самой себе, так и к плоскости вращения ротора — необходимое условие надежности торцовых уплотнений;
- наличие нескольких участков с различными давлениями газов, действующих одновременно на боковую уплотняющую поверхность и вызывающие ее перекос относительно плоскости вращения ротора;
- определенная геометрия уплотняющего контура: снаружи — рабочий контур корпуса, а изнутри — торцовый контур ротора;
- форма радиального уплотнительного элемента — прямоугольная планка;

➤ свойство уплотнительного элемента — отсутствие у жесткой цельной планки способности уплотнять одновременно слева, справа и в радиальном направлении;

➤ условие работы уплотнительного элемента — свободное перемещение в радиальном и осевом направлениях.

Эти особенности усложняют конструктивное решение торцового уплотнения и вызывают появление существенных недостатков.

Из-за целостности боковой уплотняющей поверхности (иначе нельзя) и наличия нескольких участков с различными давлениями газов, действующими одновременно, возникает перекос этой поверхности. Для устранения перекоса, вызывающего утечку заряда, увеличивают усилие поджима на участке с большим давлением газов. При параллельном перемещении этой поверхности существенно повышается давление прижима на участке с небольшими давлениями газов, что приводит к существенному снижению механического КПД двигателя. При уменьшении нагрузки на двигатель существенно повышаются также потери на трение торцового уплотнения, и еще более существенно снижается механический КПД двигателя, что в свою очередь приводит к ухудшению удельных массогабаритных, мощностных и экономических показателей двигателя.

Разработанный автором статьи дизельный роторный двигатель внутреннего сгорания с торoidalно-цилиндрической рабочей поверхностью (рис. 1–6) содержит корпус 1. В корпусе 1 на вале 2 находится ротор 3 с лопастями 4. Лопастей ротора имеют ролики 5, находящиеся в двухсторонней беговой дорожке.

Лопастей соединены шарнирами 7 с поршнями 8, имеющими направляющие крылья 9 и днище 10 по ширине ротора. В канавке поршня установлены радиальные уплотнительные элементы 11. Ротор 3 с обеих сторон поджимается торцовыми уплотнениями 2 с помощью пружин 13.

Внутренняя поверхность корпуса 1 состоит из секторов всасывания 14, сжатия–сгорания 15, расширения 16 и выхлопа 17. Воздух поступает через всасывающий коллектор 18, а удаление отработавших газов происходит через выпускной коллектор 19. В корпусе 1 двигателя установлена форсунка 20, в корпусе 21 которой выполнены распылитель 22 и осевой канал 23, проходящий через корпус 21 форсунки 20 от ее резьбового конца 24 до сопловой полости 25 распылителя 22, из которого выходит плоский веерный факел 26 топлива и в виде тонкой пленки 27 ложится на поверхность ротора 3.

Сопло выполнено в виде плоской щели с сечением в плоскости ее расположения в виде

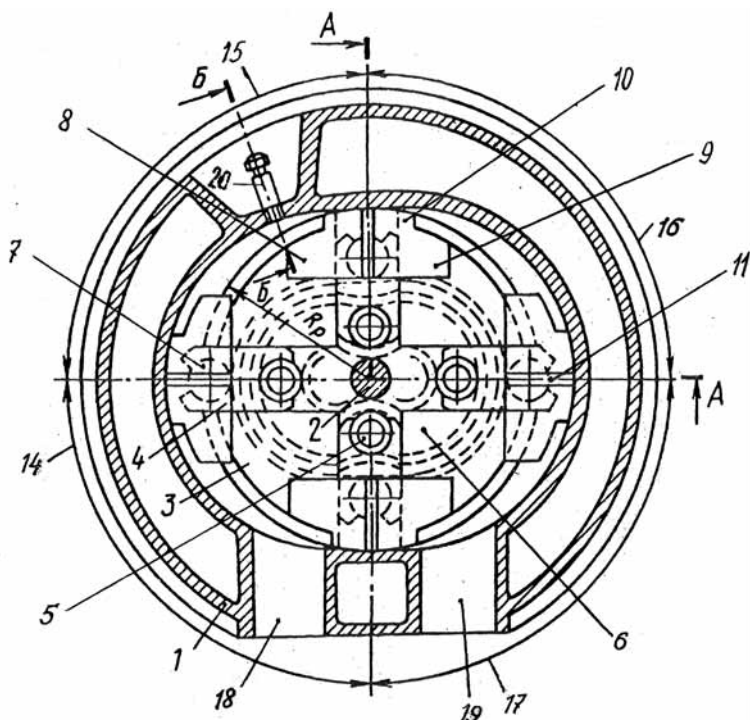


Рис. 1. Конструкция дизельного роторного двигателя внутреннего сгорания с тороидально-цилиндрической рабочей поверхностью корпуса

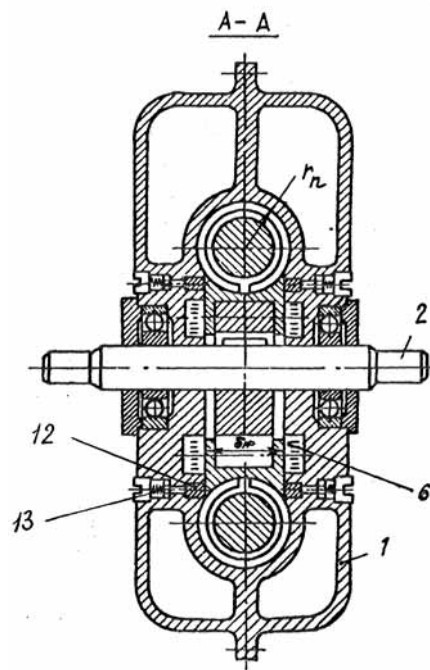


Рис. 2. Поперечный разрез А-А на рис. 1

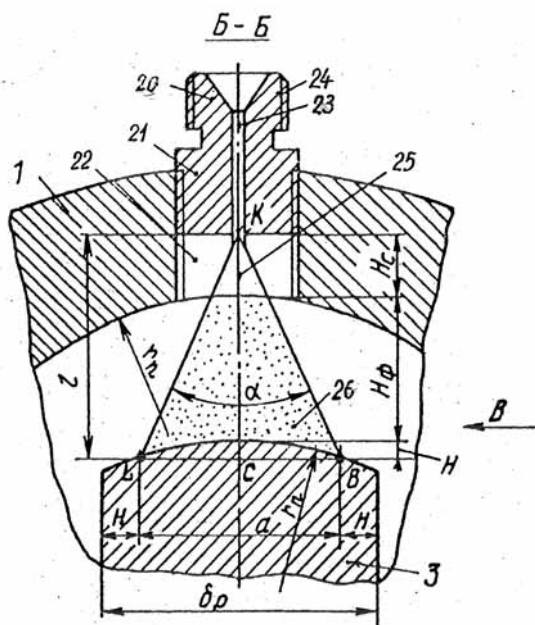


Рис. 3. Разрез Б-Б на рис. 1

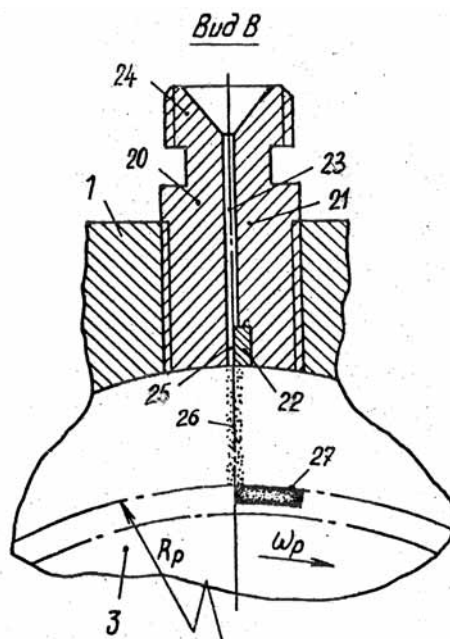


Рис. 4. Вид В на рис. 3

равнобедренного треугольника (рис. 3), причем форсунка расположена в корпусе так, что отношение расстояния a между точками пересечения продления боковых дорожек треугольного сечения к ширине δ_p ротора составляет $0,75-0,88$, причем $a = \delta_p - 2H$, где H — ширина защитной зоны, предохраняющей стекание топлива за плоскость ротора с обеих сторон в мертвую зону, в которой невозможно полностью сжечь топливо. Форсунка [4] защищена патентом РФ.

В дизельном роторном двигателе рабочая поверхность корпуса имеет тороидально-цилиндрическую форму (рис. 5, 6), что позволяет значительно сократить как общий суммарный периметр уплотнения, так и периметр невозвратимых утечек заряда (торцовые уплотнения), повысить механический КПД двигателя за счет значительного снижения момента трения торцового уплотнения, а также выполнить простую и надежную конструкцию торцового уплотнения [5].

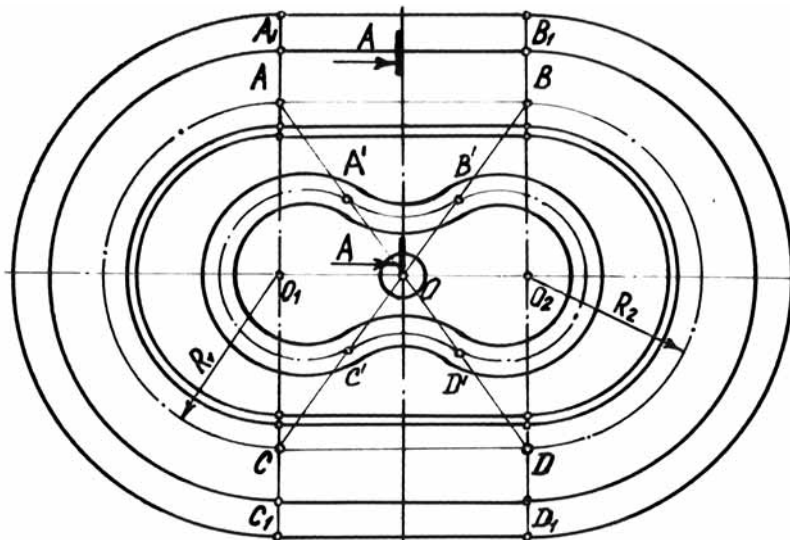


Рис. 5. Геометрия тороидально-цилиндрической рабочей поверхности корпуса, беговой дорожки и канавки под торцовые уплотнения

Геометрия рабочей поверхности корпуса (рис. 5) двигателя представляет собой следующее: центр O ротора находится в середине горизонтального отрезка $O_1 O_2$ между центрами O_1 и O_2 соответствующих полуокружностей CA и BD , которые соединены двумя касательными отрезками AB и CD , параллельными и равными горизонтальному отрезку $O_1 O_2$.

Контур $ABDCA$ является направляющим контуром центра движущегося круга с диаметром $D_{\pi} = 2r_{\pi}$, образующим цилиндрические и тороидальные рабочие поверхности корпуса. На прямых участках плоскость движущегося круга перпендикулярна касательным прямым AB и CD и образует своим контуром цилиндрические поверхности, а на полуокружностях с радиусами R_1 и R_2 образует полутороидальные поверхности, состыкованные с цилиндрическими.

Выполнение направляющего контура из двух касательных AB и CD обеспечивает прямолинейное поступательное движение поршня и радиального уплотнительного элемента, что приводит к полному устранению нормальных к рабочей поверхности корпуса сил инерции поршня и радиального уплотнительного элемента.

В корпусе выполнены замкнутые по контуру прямоугольные канавки, зеркально расположенные относительно ротора и эквидистантно сопряженные с тороидально-цилиндрической рабочей поверхностью (рис. 5), образуя кромку L и канавку E (рис. 6).

В эти канавки устанавливаются торцовые многослойные составные по контуру уплотнения $I2$, состоящие из соприкасающихся слоев — прямолинейных планок, состыкованных с концентрическими соприкасающимися слоями. Контур торцового уплотнения замкнутый непрерывный, контакт — плоскостной. Поджим тор-

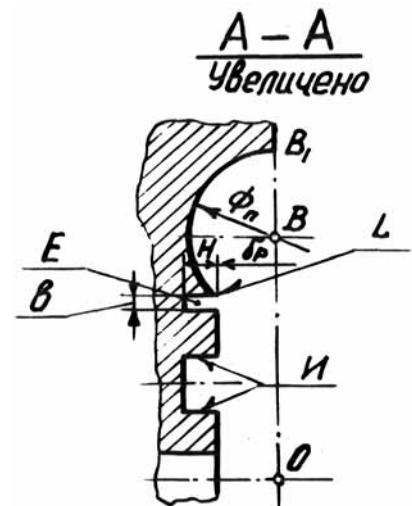


Рис. 6. Поперечный разрез А-А на рис. 5

цовых уплотнений осуществляется пружинами $I3$ (рис. 2).

Простое и надежное торцовое уплотнение обеспечивает сохранение заряда в рабочих камерах дизельного роторного двигателя, повышая механический КПД.

Для повышения качества уплотнений независимо от их износов и нарушения первоначального плоскостного контакта в одну канавку устанавливают несколько уплотнений с суммарной толщиной, равной ширине канавки цельного уплотнительного элемента; их суммарная масса их практически равна массе цельного уплотнительного элемента. Такая многослойность придает уплотнениям компенсаторные свойства, стабилизирующие надежность и их долговечность.

В пазах ротора перемещаются лопасти, с обеих сторон которых установлены ролики, перекатывающиеся в двухсторонних беговых дорожках 6 (рис. 6, позиция I), выполненных в корпусе двигателя слева и справа относительно ротора (рис. 2, 5, 6). Геометрия беговых дорожек состоит из 4-х конхоид: 2-х конхоид прямых линий и 2-х конхоид полуокружностей с центрами $O_1 O_2$ с радиусами R_1 и R_2 .

Ролики, взаимодействуя с двухсторонней беговой дорожкой, перемещают лопасти относительно ротора как к центру его, так и от него.

На прямолинейных участках рабочего контура геометрия контура беговых дорожек представляет эквидистантные между собой цилиндрические поверхности (рис. 5, 6), образованные цилиндром при движении его центра по двум конхоидам $A'B'$ и $C'D'$ соответствующих прямых линий AB и CD .

На криволинейных участках рабочего контура геометрия контура беговых дорожек представ-

ляет собой цилиндрические эквидистантные между собой поверхности, образованные цилиндром при движении его центра по двум конхоидам $B'D'$ и $C'A'$ соответствующих полуокружностей BD и CA . Сопряжение конхонид в точках A' , B' , D' и C' создает непрерывную образующую двухсторонней беговой дорожки (рис. 5).

Цилиндрическая поверхность беговой дорожки, находящаяся за пределами образующего контура, является наружной, а находящаяся внутри — внутренней.

На прямолинейных участках рабочего контура силы инерции ползуна-поршня воспринимает внутренняя цилиндрическая поверхность, а на криволинейных — наружная.

Таким образом, для управления лопастями необходимо иметь двухстороннюю беговую дорожку, которая позволяет управлять лопастями 4, 6, 8, 10, 12 и более камер в одной секции двигателя. Это позволяет повысить механический КПД, снизить износы поршня и рабочей поверхности корпуса, т. е. иметь дизельный роторный двигатель с высокими удельными массогабаритными, мощностными и экономическими показателями и также высоким моторесурсом.

Дизельный роторный двигатель работает следующим образом: при вращении ротора 3 по часовой стрелке, в секторе всасывания 14 происходит разрежение и воздух через всасывающий коллектор 18 поступает в сектор всасывания 14. Затем происходит впрыск топлива форсункой 20 и дальнейшее сжатие рабочей смеси и воспламенение топлива от температуры сжатого рабочего заряда в секторе сжатия-воспламенения 15. При вращении ротора 3 рабочая камера перемещается в сектор расширения 16. При сгорании рабочей смеси (в результате испарения тонкой пленки 27 топлива и перемешивания его с воздухом) давление газов мгновенно растет и равномерно распространяется по всему объему рабочей камеры в секторе расширения 16.

Вследствие того, что лопасть 4 слева сектора расширения максимально утоплена в пазе ротора 3, а лопасть 4 справа максимально выдвинута, образуется избыточная поверхность относительно оси вала 2 двигателя.

В результате давления газов на избыточную поверхность лопасти 4 образуется крутящий момент, вращающий ротор по часовой стрелке. Отработавшие газы поступают в сектор выхлопа 17, откуда удаляются под собственным избыточным давлением, а затем в результате их вытеснения при уменьшении рабочего объема в сек-

торе выхлопа в выпускной коллектор 19. И так, процессы всасывания, сжатия, рабочий ход и выпуск повторяются.

Рабочий цикл совершается за 360° поворота ротора во всех 4 камерах секции двигателя. Каждый процесс (такт) совершается за 90° поворота ротора. Секция двигателя может содержать от 4 до 24 и более рабочих камер. В этом двигателе 4 рабочие камеры и при номинальной частоте вращения ротора 3000 об/мин количество впрысков за одну минуту составляет $4 \times 3000 = 12000$ впрысков/мин = 200 впрысков/с.

Отсюда ясно, что ни одна закрытая форсунка не может обеспечить нормальный по фазе впрыск топлива.

По совершению рабочих циклов за один оборот ротора двигатель двухтактный, а по наличию четырех тактов (всасывание, сжатие-сгорание, расширение и выпуск) через 90° поворота ротора — двигатель с четырехтактным газообменом. Дизельный роторный двигатель защищен патентом РФ [2, 3].

Результаты проведенных автором расчетов основных параметров данного семейства роторных двигателей и иностранных дизельных автотракторных поршневых двигателей, приведены в таблице.

Выводы

1. Представленная конструктивная схема дизельного роторного двигателя имеет принципиально новый механизм реализации энергии газов, позволяющий осуществлять подвод теплоты по изохоре при высоких степенях сжатия, а также обеспечивает высокую равномерность вращения вала ротора при высоком крутящем моменте двигателя.

2. Сравнительная оценка удельных массогабаритных параметров роторных двигателей и двигателей лучших иностранных фирм показывает, что роторные двигатели превосходят по этим параметрам иностранные поршневые двигатели, а значит являются конкурентоспособными.

Литература

1. Бениович В. С., Апазиди Г. Д., Бойко А. М. Ротопоршневые двигатели. — М.: Машиностроение, 1968. — 151 с.
2. Пат. 1237780 РФ, МПК4 F02 B55/00, 1984.
3. Пат. 2052142 РФ, МПК6 F02 B53/00, 1986.
4. Пат. 2059100 РФ, МПК6 F02 M61/04, 1992.
5. Пат. 2062895 РФ, МПК6 F02 B55/00, 1992.
6. Пат. 3614277 США, МПК F01 C1/00, 1971.
7. Судовые роторные двигатели / Е. И. Акатов, В. С. Бологов и др. — Л.: Судостроение, 1967. — 358 с.
8. Ханин Н. С., Чистозвонов С. Б. Автомобильные роторно-поршневые двигатели. — М.: Машгиз, 1964. — 184 с.

**Параметры дизельных роторных двигателей семейства RAG
и иностранных дизельных автотракторных поршневых двигателей**

Параметры	Роторные двигатели									
	Россия									
	RAG-18	RAG-28	RAG-43	RAG-85	RAG-89	RAG-110	RAG-152	RAG-184	RAG-248	RAG-284
Мощность, P_e , л.с.	18	28	43	85	89	110	152	184	248	284
Крутящий момент, $M_{кр}$, кгс·м	3,2	6,7	13,4	30,5	40	56	108	132	222	291
Диаметр ротора, $D_p=2R_p$, мм	150	200	250	300	350	400	500	540	640	700
Диаметр поршня, $D_{п}=2r_{п}$, мм	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
Диаметр шарнира, $D_{ш}$, мм	28	37	48	45	55	60	70	80	85	85
Толщина ротора, d_p , мм	40	45	50	65	70	80	90	90	100	110
Смещение полупоршней $e_1=e_2$, мм	15	25	35	40	45	50	60	70	80	85
Рабочий объем камеры, V , см ³	37	58	112	260	320	460	832	1030	1638	2062
Число камер, i_k	6	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Частота вращения ротора, n_p , об/мин	4300	3200	2550	2150	1830	1600	1210	1180	1000	910
Габариты, см	23×26 ×15	28×33 ×15	33×40 ×18	38×46 ×20	43×52 ×22	48×58 ×23	58×70 ×25	62×76 ×26	72×88 ×27	78×95 ×28
Литровая мощность $P_l=11-18$ л. с./л	81	60	43	41	35	30	23	19,5	18,9	17
Весовая мощность $P_G=4-10$ кг/л. с.	1,01	1,39	1,39	1,30	1,86	2,09	2,00	1,78	2,10	2,36
Объемная мощность $P_v=86-1000$ л. с./см ³	1667	1643	1458	1429	1490	1438	1225	1317	1187	1362
Поршневая мощность $P_{п}=10000$ л. с./м ²	25000	20444	20342	26923	23175	23000	23148	25714	25375	24914
Удельный эффект. расход топлива, $b_e=171$ г/л. с.·ч	138	137	135	136	135	133	134	132	130	130
Стоимость 1 л. с., доллар	2,2	2,3	2,35	2,4	2,38	2,45	2,5	2,48	2,49	2,5

Параметры	Поршневые двигатели											
	США					Англия		ФРГ		Италия		
	301-BD Кейс	256-DF Форд	2800 Аллис-Чалмерс	2802 Форд	NH-220С Камминс	V8,540 Перкинс	HRW-56 Листер	SDM110-w8Плоттер	F6L-413 Дейтц	F6M716 Дейтц	1154/2.Ломбард жини	OMCD/08 Фиат
Литровая мощность $P_l=11-18$ л. с./л	14,6	17,9	15,1	18,8	11,5	18,8	16,3	17,4	18,6	12,5	17,7	16,6
Весовая мощность $P_G=4-10$ кг/л. с.	7,10	4,9	6,43	4,5	5,8	4,58	6,2	5,6	3,77	6,0	5,4	5,6
Поршневая мощность $P_{п}=10000$ л. с./м ²	7500	7813	7708	13504	8284	13932	8718	13750	10972	9555	6769	6777
Удельный эффект. расход топлива, $b_e=171$ г/л. с.·ч	170	168	170	171	172	170	171	170	172	172	173	173
Стоимость 1 л. с., доллар	57,1	74,1	58,2	76,3	55,3	74,4	56,3	73,8	75,6	54,6	73,2	54,3