

(19)



**Евразийское
патентное
ведомство**

(11) **025961**

(13) **B1**

(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОМУ ПАТЕНТУ**

(45) Дата публикации и выдачи патента
2017.02.28

(51) Int. Cl. **F02B 61/04** (2006.01)
B60K 25/00 (2006.01)

(21) Номер заявки
201600173

(22) Дата подачи заявки
2016.01.28

(54) **УСТРОЙСТВО ОТБОРА МОЩНОСТИ ОТ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

(43) **2017.02.28**

(56) EP-A1-2924262
US-A-2451374
RU-C2-2500907
RU-C2-2220303

(96) **2016/EA/0006 (BY) 2016.01.28**

(71)(72)(73) Заявитель, изобретатель и патентовладелец:
ШАПЛЫКО ПАВЕЛ ВАЛЕРЬЕВИЧ
(BY)

(74) Представитель:
Беляева Е.Н. (BY)

(57) Настоящее изобретение относится к устройствам отбора мощности от двигателей внутреннего сгорания и может быть использовано, в частности, в различных транспортных средствах для отбора мощности от поршневых двигателей внутреннего сгорания с обеспечением одновременного индивидуального привода как собственно транспортного средства, так и различных приводных технологических устройств без использования дополнительных передаточных механизмов (ременных, цепных и т.п.). Предложено устройство отбора мощности от двигателя внутреннего сгорания, включающее по меньшей мере две пары связанных с поршнями двигателя передаточных механизмов, выполненных с возможностью преобразования возвратно-поступательного движения соответствующего поршня во вращательное движение соответствующего вала отбора мощности. Каждый передаточный механизм содержит установленное на связанной с поршнем оси средство задания вращения, включающее передаточный элемент, задающий по меньшей мере один непрерывный, волнообразный в вертикальном направлении направляющий путь в виде направляющей контактной полосы, и перемещающийся по контактной полосе бегунок, имеющий неизменное вертикальное положение. Все смежные передаточные механизмы попарно связаны между собой посредством средства согласования движения по горизонтали. Заявляемое устройство, кроме прочего, обеспечивает возможность увеличения КПД ДВС до 50%, а также снижения числа оборотов при аналогичных выходных мощностях по сравнению с традиционно используемыми для отбора мощности КШМ.

B1

025961

025961
B1

Настоящее изобретение относится к двигателестроению, в частности устройствам отбора мощности от двигателей внутреннего сгорания, и может быть использовано, в частности, в различных транспортных средствах для отбора мощности от поршневых двигателей внутреннего сгорания с обеспечением одновременного индивидуального привода как собственно транспортного средства, так и различных приводных технологических устройств без использования дополнительных передаточных механизмов (ременных, цепных и т.п.).

Двигатель является на автомобиле основным источником механической энергии и используется в качестве силовой установки, приводящей машину в движение. На автотранспортные средства устанавливаются двигатели различных конструкций, среди которых большее распространение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Гораздо в меньшей степени используются роторные двигатели внутреннего сгорания (двигатели Ванкеля), и всё большее число производителей склоняется к применению комбинированных (гибридных) установок, объединяющих в себе поршневой ДВС и электродвигатель. Однако для всех известных типов двигателей остаётся нерешённым вопрос существенного повышения КПД при одновременном упрощении конструкции как самих ДВС, так и устройств отбора мощности от них.

Современные двигатели внутреннего сгорания еще много десятилетий назад - с появлением непосредственного впрыска и систем турбонаддува поступающего в цилиндры воздуха, достигли сегодняшних значений КПД и топливной эффективности. Поэтому на сегодняшний день существенные затраты (финансовые, временные и т.д.) на совершенствование ДВС приводят в основном к значительному усложнению конструкции ДВС при повышении их КПД всего на 2-3%. При всех этих усложнениях общий КПД лучших бензиновых двигателей (с искровым принудительным зажиганием) не превышает 25-30%, а КПД лучших дизельных моторов в их самых экономичных крупногабаритных вариантах (у которых множество сложных дополнительных устройств) никак не может превысить 40-45% [1]. Усовершенствование ДВС на современном этапе связано также с использованием достижений высоких технологий в различных отраслях, связанных с двигателестроением (электронное управление, мехатроника, триботехника, химмотология, материаловедение, технология обработки и др.) и не связаны с принципиальными изменениями традиционных кинематических схем.

Специалистам в данной области техники известно, что КПД ДВС имеет несколько составляющих, в том числе, механическое КПД, которое показывает, какая часть активной работы двигателя бесполезно тратится на преодоление различных механических сопротивлений и привод дополнительных деталей и узлов и в самом двигателе, и в связанном с ним механически устройстве отбора мощности. Низкое значение механического КПД современных ДВС определяют, в том числе, заметные потери мощности на преодоление сил трения, сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, а также потери на привод вспомогательных механизмов. Однако по мнению автора настоящего изобретения, кроме этих, объективно трудно устранимых/неустранимых затрат, наибольший "вклад" в потери мощности при передаче энергии расширяющейся топливной смеси на вал отбора мощности вносят конструктивные особенности/дефекты, механически связанного с ДВС устройства отбора мощности, традиционно выполняемого в виде кривошипно-шатунного механизма, которые не позволяют передать создаваемое двигающимся поршнем усилие в полном объёме на вал отбора мощности (из-за "маленького угла" отклонения шатуна от вертикали, в момент поджига топливной смеси, основное усилие передается "в упор" - на коленвал, существенно уменьшая полезную работу). Исключив за счёт принципиального изменения конструкции устройства отбора мощности неэффективные затраты на преодоление "упора" в коленвал можно существенно увеличить отбираемую мощность даже при сохранении или незначительном уменьшении упомянутых выше потерь передаваемой энергии, определяемых специалистами как механические потери. При этом специалистам известно, что механические потери зависят, в том числе, от кинематической схемы двигателя. Кроме того, кинематическая схема и конструктивное её исполнение так же влияют на другой важнейший показатель работы ДВС - режим и величина крутящего момента. В стандартном поршневом двигателе реакция шатуна КШМ (поперечная составляющая этой реакции относительно оси цилиндра) на давление рабочих газов все время прижимает поршень то к одной стороне цилиндра, то к другой. Эта система работы двигателя требует постоянной смазки сильно трущихся поверхностей и затрат на преодоление этих сил трения. Кроме того, при вращении кривошипа КШМ проекция плеча, создающего крутящий момент, к вектору движения поршня всё время меняется циклически от "ноля" до "максимума" и обратно каждый рабочий ход. И только на высоких оборотах поршневых двигателей из-за большого количества циклов сила крутящего момента заметно увеличивается. Но, высокие обороты (порядка 3-4 (до 5,5) тыс. об/мин) не нужны большинству потребителей [1]. По мнению автора настоящего изобретения, обороты можно "сбросить" до требуемых более низких значений, если сделать "путь" между циклами короче (для заявляемой в рамках настоящего изобретения конструкции возможно обеспечить сокращение в 1,5-2 раза), а при более коротком "пути" и сохранении высоких оборотов можно обеспечить увеличение мощности в той же кратности.

В общем случае, конструкция КШМ (кроме упомянутого выше негативного влияния на механическое КПД ДВС) сама по себе сложна и обеспечивает недостаточную надёжность, принимая во внимание большое количество движений сложных траекторий, совершаемых конструктивными элементами (при

вращении кривошипа шатун совершает сложное плоскопараллельное движение), и большое количество разнонаправленных действующих на конструктивные элементы КШМ сил. Кроме того, конструкция КШМ требует обязательной подачи масла под давлением во вкладыши коленчатого вала и конструктивно не позволяет использовать значительно более надежные подшипники качения, которые работают с меньшими потерями энергии на преодоление сил трения, чем подшипники скольжения.

В 1958 году появился перспективный роторно-поршневой двигатель Ванкеля [2], конструкция которого позволяет устранить некоторые из указанных выше недостатков. Рабочая камера такого двигателя имеет вытянутую овальную форму, а ротор-поршень изготовлен в виде треугольника с выпуклыми гранями. Ротор, вращаясь в рабочей камере на эксцентрикe, передает крутящий момент валу двигателя. Для обеспечения балансировки (особенно на холостых оборотах) нужно минимум два ротора. Главное отличие и положительный момент роторного двигателя Ванкеля - это отсутствие масс с возвратно-поступательными движениями. Все движущиеся механизмы, а главное и сам ротор-поршень, двигаются по кругу без резких остановок. Роторный двигатель Ванкеля имеет простую и компактную конструкцию. Как утверждают аналитики, общий КПД роторного двигателя Ванкеля (термический и механический КПД) составляет около 40-45% (по сравнению с 25% КПД обычных поршневых ДВС и до 40% современных турбодизелей). В то же время роторно-поршневые двигатели имеют ряд существенных недостатков, которые препятствуют широкому их внедрению в машиностроении. Среди основных недостатков следует отметить следующие: технологическая сложность изготовления, небольшой ресурс двигателя, необходимость частой смены масла, сильное нагревание и быстрый выход из строя свечей зажигания, плохая геометрия камеры сгорания (как следствие, плохое сгорание топливно-воздушной смеси), склонность к перегреву, высокие требования к уплотнителям камер, сложность смазки всех трущихся поверхностей ротора и корпуса двигателя, большой расход топлива, недостаточно высокие мощностные характеристики.

При этом известные из уровня техники усовершенствования двигателя Ванкеля направлены на устранение только отдельных недостатков базовой конструкции, например повышение мощности [3], и не обеспечивают комплексное решение проблем.

Различными конструкторами предпринимаются попытки не только модернизировать двигатели существующих типов с повышением эффективности их работы, но и разработать двигатели принципиально новых конструкций. Так, известный российский конструктор А.С. Абрамов среди ряда прочих нестандартных конструкций двигателей предложил конструкцию кулачково-поршневого двигателя [4]. От классического этот двигатель отличается тем, что цилиндры (три цилиндра) у него есть, а вот кривошипно-шатунного механизма нет. Возвратно-поступательное движение поршней в нём преобразуется во вращательное движение выходного вала именно с помощью роликов и кулачковых втулок. Ролики расположены на перекаладинах Т-образных поршневых штоков. Концы перекаладин входят в вертикальные пазы в стенках картера, которые служат направляющими для штоков и не дают поршням проворачиваться в цилиндрах. "Скатываясь" по профилированным кулачкам, ролики заставляют их вращаться вокруг своих осей (если цилиндрическую поверхность кулачка развернуть на плоскости, то профиль его предстанет как синусоида). Так, вращая каждый свою втулку с шестерней, поршни проворачивают и выходной вал. Описанная конструкция, проиллюстрированная рисунками модели, на первый взгляд, проста и эффективна и обеспечивает повышение КПД двигателя за счёт уменьшения потерь на трение в цилиндрах и в подшипниках. Однако более подробный анализ предложенной конструкции показывает её абсолютную неработоспособность.

Так, перемещение штоков цилиндров по горизонтальной траектории, задаваемой кулачками, а также отсутствие средств согласования вертикального перемещения между поршневыми штоками может привести к перемещению поршней в диапазонах, выходящих за пределы заданных циклов, а также к отклонению траектории возвратно-поступательного перемещения цилиндров от вертикали. Перемещение перекаладин Т-образных поршневых штоков в вертикальных пазах в стенках картера однозначно приведёт к быстрому перекосу этих перекаладин в пазах и их заклиниванию. Но самое главное заключается в том, что в основу этой конструкции положен заранее проигрышный принцип передачи мощности от расширяющихся газов - "упор в корпус - исполнительный механизм", в то время как работоспособную и эффективную конструкцию с высоким КПД можно получить только, если она построена по принципу "упор в горящую смесь - исполнительный механизм".

Таким образом, анализ уровня техники показал, что на данный момент не известны конструкции ДВС, в которых бы были устранены упомянутые выше недостатки при одновременном существенном увеличении КПД. Прототип для заявляемого устройства отбора мощности от ДВС в уровне техники не выявлен.

Задачей изобретения является разработка устройства отбора мощности от ДВС, которое имела бы простую, технологичную и высоконадёжную конструкцию, обеспечивающую существенное (до 40-50%) повышение КПД (с исходным заданием значения КПД за счёт различных форм выполнения конструктивных элементов). При этом конструкция должна обеспечивать снижение количества оборотов до 1,5 раз для сравнимых значений мощности и иметь более высокую ремонтпригодность и рабочий ресурс как устройства отбора мощности, так и ДВС в целом.

Поскольку, как уже было отмечено выше, дальнейшее повышение КПД поршневых ДВС традиционной конструкции практически невозможно без существенного усложнения конструкции, что обычно влечёт за собой дополнительные недостатки, связанные со снижением технологичности, надёжности, ремонтпригодности и т.п., в основу заявляемого технического решения автором была положена принципиально новая схема отбора мощности, исключающая необходимость использования КШМ и связанные с этим недостатки. В данной схеме сложное движение конструктивных элементов КШМ, в частности связанных с поршнями ДВС шатунов, было заменено на два вида простых движений - вертикальное возвратно-поступательное (совершаемое каждым поршнем и связанным с ним передаточным элементом соответствующего передаточного механизма) и вращательное движение (бегунка передаточного механизма, связанного с соответствующим валом отбора мощности), причём оба этих вида движений были "разделены" между отдельными конструктивными элементами. Далее, движения, задаваемые каждым из поршней ДВС, были, по сути, "разделены", и крутящий момент в конструкции передаётся отдельными передаточными механизмами простейшей конструкции на отдельные выходные валы отбора мощности, но при сохранении между передаточными механизмами связей, обеспечивающих принудительную синхронизацию их работы.

Таким образом, поставленная задача решается заявляемым устройством отбора мощности двигателя внутреннего сгорания, включающим по меньшей мере две пары связанных с поршнями двигателя передаточных механизмов. Количество передаточных механизмов соответствует количеству поршней. Каждый из передаточных механизмов выполнен с возможностью преобразования возвратно-поступательного движения соответствующего поршня во вращательное движение соответствующего вала отбора мощности и содержит установленное на связанной с поршнем оси с возможностью согласованного с поршнем возвратно-поступательного вертикального перемещения средство задания вращения. Средство задания вращения содержит передаточный элемент, со стороны нижней торцевой поверхности которого сформирован по меньшей мере один непрерывный, волнообразный в вертикальном направлении направляющий путь в виде направляющей контактной полосы с симметрично расположенными двумя вершинами и двумя впадинами, в плане имеющей форму кольца. Средство задания вращения содержит также по меньшей мере один бегунок, имеющий неизменное вертикальное положение и выполненный с возможностью перемещения по соответствующей направляющей контактной полосе по круговой в горизонтальной проекции траектории в процессе возвратно-поступательного вертикального перемещения передаточного элемента с передачей вращения на соответствующий вал отбора мощности. Бегунок содержит пару подшипников, симметрично установленных на жёстко связанной с валом отбора мощности горизонтальной оси. Количество бегунков соответствует количеству направляющих контактных полос. Все смежные передаточные механизмы попарно связаны между собой посредством средства согласования движения по горизонтали, выполненного в виде множества зубчатых колёс, каждое из которых жёстко установлено на соответствующем валу отбора мощности, причём все зубчатые колёса лежат в одной плоскости и последовательно связаны между собой зубчатым зацеплением с образованием замкнутой конструкции. Все смежные передаточные механизмы попарно связаны между собой также посредством средства согласования движения по вертикали, выполненного с возможностью задания согласованного возвратно-поступательного вертикального перемещения передаточных элементов в каждой паре смежных элементов передаточных механизмов в противофазе.

В заявляемом устройстве отбора мощности описанной выше конструкции оптимальным образом учтены все упомянутые выше принципы распределения движений между конструктивными элементами и передачи крутящих моментов на отдельные валы отбора мощности.

В предпочтительных формах реализации заявляемого устройства отбора мощности средство согласования движения по вертикали может быть выполнено в виде шарнирно-рычажного механизма с центральным коромыслом и двумя симметрично расположенными шатунами одинаковой длины, шарнирно связанными с соответствующим средством задания вращения. Такая форма реализации является наиболее простой и эффективной, с точки зрения согласования движений, но не исключает возможности использования и других форм реализации средства согласования специалистам.

Также предпочтительными являются формы реализации заявляемого устройства отбора мощности, в которых со стороны нижней торцевой поверхности каждого передаточного элемента сформирована пара направляющих контактных полос, которые выполнены с возможностью одновременного согласованного перемещения по ним в противоположных направлениях двух бегунков, каждый из которых связан с отдельным валом отбора мощности, на котором жёстко установлено зубчатое колесо с зацеплением с зубчатыми колёсами соседних валов отбора мощности.

В различных предпочтительных формах реализации заявляемого устройства отбора мощности форма волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос, включая, по меньшей мере, расстояние между впадиной и вершиной, радиусы скруглений впадины и вершины, угол наклона касательной, могут быть выбраны в соответствии с заданным(и) рабочим(и) параметром(ами) двигателя, выбранными из группы, включающей, по меньшей мере, рабочий ход поршней, выходную мощность, КПД. Таким образом, по сути, рабочие параметры ДВС могут устанавливаться только за счёт изменения формы волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос.

Упомянутые выше и другие достоинства и преимущества заявляемого устройства отбора мощности для ДВС будут далее рассмотрены более подробно на некоторых возможных предпочтительных, но не ограничивающих формах реализации со ссылками на позиции фигур чертежей, на которых схематично представлены:

фиг. 1 - общий вид заявляемого устройства отбора мощности от ДВС в одной из возможных форм реализации;

фиг. 2 - вид сверху устройства по фиг. 1;

фиг. 3 - вид спереди устройства по фиг. 1;

фиг. 4 - разрез А-А по фиг. 3;

фиг. 5 - разрез С-С по фиг. 2;

фиг. 6 - вид спереди бегунка с зубчатым колесом в одной из возможных форм реализации;

фиг. 7 - вид сбоку передаточного элемента в одной из возможных форм реализации;

фиг. 8 - вид спереди передаточного элемента по фиг. 7;

фиг. 9 - вид спереди устройства по фиг. 1 (передаточный механизм в нижней мёртвой точке);

фиг. 10 - вид спереди устройства по фиг. 1 (передаточный механизм в среднем положении);

фиг. 11 - вид спереди устройства по фиг. 1 (передаточный механизм в верхней мёртвой точке);

фиг. 12, 13 - кривые траектории перемещения бегунков при различных формах волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос);

фиг. 14, 15 - схема расчёта полезной работы $F_{P\Sigma}$ на различных стадиях рабочего хода поршня;

фиг. 16-18 - схема расчёта полезной работы F_P кривошипно-шатунного механизма на аналогичных фиг. 14, 15 стадиях рабочего хода поршня.

На фиг. 1 схематично представлен общий вид, на фиг. 2 - вид сверху, а на фиг. 3 - вид спереди заявляемого устройства отбора мощности от ДВС в одной из возможных форм реализации. Устройство изображено без картера для наглядности и для демонстрации отсутствия каких-либо "привязок" конструктивных элементов устройства к картеру. Кроме того, для "разгрузки" чертежей, на них позициями будут обозначены конструктивные элементы, связанные только с одним поршнем, при этом для остальных поршней приведенные ссылки будут оставаться справедливыми.

Устройство отбора мощности в рассматриваемой в качестве примера форме реализации включает две пары связанных с поршнями 1 двигателя передаточных механизмов 2 (т.е. четыре передаточных механизма по числу четырёх поршней ДВС). Каждый из передаточных механизмов 2 выполнен с возможностью преобразования возвратно-поступательного движения соответствующего поршня 1 во вращательное движение соответствующего вала 3 отбора мощности. Каждый передаточный механизм 2 содержит установленное на связанной с поршнем оси 4 средство задания вращения, содержащее передаточный элемент 5 и, для рассматриваемой формы реализации, два бегунка 6, имеющих неизменное вертикальное положение. Каждый бегунок 6 (см. фиг. 6) содержит пару подшипников 7, симметрично установленных на жёстко связанной с валом 3 отбора мощности горизонтальной оси 8. Со стороны нижней торцевой поверхности каждого передаточного элемента 5 сформировано (см. фиг. 7, 8), для рассматриваемой формы реализации, два непрерывных, волнообразных в вертикальном направлении направляющих пути в виде направляющих контактных полос 9 с симметрично расположенными двумя вершинами и двумя впадинами, в плане имеющей форму кольца. Бегунки 6 выполнены с возможностью одновременного согласованного перемещения в противоположных направлениях по соответствующим направляющим контактным полосам 9 по круговой в горизонтальной проекции траектории в процессе возвратно-поступательного вертикального перемещения передаточного элемента 5 с передачей вращения на соответствующий вал 3 отбора мощности. В общем случае, количество бегунков 6 соответствует количеству направляющих контактных полос 9. Все смежные передаточные механизмы 2 попарно связаны между собой посредством средства согласования движения по горизонтали, выполненного в виде множества зубчатых колёс 10, каждое из которых жёстко установлено на соответствующем валу 3 отбора мощности. Все зубчатые колёса 10 лежат в одной плоскости 11 и последовательно связаны между собой зубчатым зацеплением с образованием замкнутой конструкции. Все смежные передаточные механизмы 2 попарно связаны между собой также посредством средства согласования движения по вертикали, выполненного с возможностью задания согласованного возвратно-поступательного вертикального перемещения передаточных элементов 5 в каждой паре смежных элементов передаточных механизмов 2 в противофазе. В рассматриваемой форме реализации средство согласования движения по вертикали выполнено в виде шарнирно-рычажного механизма 12 с центральным коромыслом 13 и двумя симметрично расположенными шатунами 14 одинаковой длины, шарнирно связанными с соответствующим передаточным механизмом. Центральное коромысло 13 закреплено на опоре 15 с возможностью совершения качательного движения в вертикальной плоскости.

На фиг. 4 схематично представлен разрез А-А по фиг. 3, на котором более наглядно изображено средство согласования движения передаточных механизмов по горизонтали, которое выполнено в виде множества зубчатых колёс 10, каждое из которых жёстко установлено на соответствующем валу 3 отбора мощности, лежащих в одной плоскости 11 и последовательно связанных между собой зубчатым зацеплением с образованием замкнутой конструкции.

На фиг. 5 схематично представлен разрез С-С по фиг. 2, на котором более детально представлены все конструктивные элементы во взаимодействии.

На фиг. 6 схематично представлен вид спереди бегунка 6 с зубчатым колесом 10 в одной из возможных форм реализации. Бегунок 6 содержит пару подшипников 7, симметрично установленных на жёстко связанной с валом 3 отбора мощности горизонтальной оси 8.

На фиг. 7 схематично представлен вид сбоку, а на фиг. 8 - вид спереди передаточного элемента в одной из возможных форм реализации. Со стороны нижней торцевой поверхности передаточного элемента 5 сформировано два непрерывных, волнообразных в вертикальном направлении направляющих пути в виде направляющих контактных полос 9 с симметрично расположенными двумя вершинами 16 и двумя впадинами 17, в плане имеющей форму кольца.

На фиг. 9-11 схематично представлен вид спереди устройства в рассматриваемой форме реализации в различных положениях передаточного механизма - в нижней мёртвой точке (НМТ), в среднем положении, в верхней мёртвой точке (ВМТ).

Форма волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос 9 (расстояние H между впадиной 17 и вершиной 16, радиусы скруглений r впадины 17 и R вершины 16, угол α наклона касательной и т.д.) соответствует заданным рабочим параметрами двигателя (рабочий ход поршня 1, выходная мощность, КПД и т.д.).

На фиг. 12, 13 схематично представлены кривые траектории перемещения бегунков 6 при различных формах волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос 9. Окружностями схематично обозначено последовательное перемещение подшипника 7 бегунка 6 по направляющей контактной полосе 9.

На фиг. 14, 15 представлена схема расчёта полезной работы $F_{рз}$ на различных стадиях рабочего хода поршня 1 ($S_p=12$ мм и $S_p=7$ мм) для заявляемого устройства отбора мощности.

Фиг. 16-18 - схема расчёта полезной работы F_p кривошипно-шатунного механизма на аналогичных фиг. 14, 15 стадиях ($S_p=12$ мм и $S_p=7$ мм) рабочего хода поршня.

Заявляемое устройство отбора мощности от ДВС работает следующим образом.

4-цилиндровый двухрядный двигатель снабжён заявляемым устройством отбора мощности. При воспламенении топливной смеси в рабочем объёме (высота около 2 мм) одного из цилиндров ДВС происходит её расширение (примерно в 6 раз), что задаёт движение вниз (из ВМТ к НМТ) соответствующего поршня 1. Поршень 1 каждого из цилиндров связан с соответствующим передаточным механизмом 2, причём смежные передаточные механизмы 2 попарно связаны между собой таким образом, что поршни перемещаются в противофазе. Для каждого цилиндра (поршня 1) посредством передаточного механизма 2 осуществляется следующая последовательность движений (аналогичные процессы происходят параллельно в третьем из четырёх цилиндре):

поршень 1 под действие расширяющейся топливной смеси толкает вертикально вниз связанную с ним ось 4, на конце которой расположен передаточный элемент 5, со стороны нижней торцевой поверхности которого сформировано, для рассматриваемой формы реализации, два непрерывных, волнообразных в вертикальном направлении направляющих пути в виде направляющей контактной полосы 9 с симметрично расположенными двумя вершинами 16 и двумя впадинами 17, в плане имеющей форму кольца; передаточный механизм 2, перемещаясь вертикально вниз, при контакте каждой из двух направляющих контактных полос 9 с соответствующим бегунком 6 обеспечивает его перемещение по непрерывному, волнообразному в вертикальном направлении направляющему пути из положения ВМТ через центральное положение в положение НМТ, но так как бегунок 6 имеет неизменное вертикальное положение, его подшипники 7, установленные на горизонтальной оси 8, жёстко связанной с валом 3 отбора мощности, в процессе движения просто "описывают" окружность в одной горизонтальной плоскости. Причём движение бегунков 6 осуществляется в одной фазе, но в противоположных направлениях;

поскольку горизонтальная ось 8 для каждого бегунка 6 жёстко связана с соответствующим валом 3 отбора мощности, при совершении бегунками 6 кругового движения каждый вал 3 отбора мощности приводится во вращение, одновременно вращая жёстко установленные на них соответствующие зубчатые колеса 10 в противоположных направлениях;

каждое зубчатое колесо 10 из пары колёс одного передаточного механизма, вращаясь, посредством зубчатого зацепления приводит во вращение зубчатое колесо 10 парного (смежного) передаточного механизма 2, которое, в свою очередь, вращает соответствующий ему первый вал 3 отбора мощности;

первый вал 3 отбора мощности, вращаясь, приводит во вращение жёстко связанную с ним горизонтальную ось 8, а также посредством зубчатого зацепления второй вал 3 отбора мощности данного передаточного механизма 2, который, в свою очередь, приводит во вращение в противоположном направлении жёстко связанную с ним горизонтальную ось 8;

горизонтальные оси 8, вращаясь (в противоположных направлениях), перемещают по круговой траектории установленные на них подшипники 7 бегунков 6, которые имеет неизменное вертикальное положение и в процессе движения просто "описывают" одинаковые окружности в одной горизонтальной плоскости, а при контакте с соответствующими направляющими контактными полосами 9 соответ-

вующих передаточных элементов 5 (передаточные элементы 5 находятся в положении противофазы по отношению к передаточным элементам 5 парного передаточного механизма 2), перемещаясь по задаваемым контактными полосами 9 непрерывным, волнообразным в вертикальном направлении направляющим путям, приводят к "выталкиванию" вверх передаточного элемента 5, перемещая тем самым передаточный механизм 2 вертикально вверх из положения НМТ через центральное положение в положение ВМТ.

Для каждой пары смежных цилиндров, а следовательно, смежных передаточных механизмов 2, процесс повторяется в соответствии с приведенным выше описанием.

В заявляемом устройстве отбора мощности каждый элемент выполняет движение только одного типа - вертикальное возвратно-поступательное, круговое или вращательное, в связи с чем отсутствуют "паразитные" сдвиговые силы, возникающие, например, при движении шатуна в КШМ. Возникновение поперечных "сдвигов" в процессе работы исключено также благодаря наличию средства согласования движения передаточных механизмов 2, как по горизонтали, так и по вертикали. Кроме того, указанные средства согласования обеспечивают не только заданное (по траектории, диапазону и т.п.) перемещение каждого конструктивного элемента, но и синхронизирует одновременное принудительное перемещение всех конструктивных элементов, как в паре, так и в рамках заявляемого устройства в целом, что обеспечивает бесперебойную работу и исключает возникновение нештатных аварийных ситуаций (например, заклинивание и т.п.)

Так, все смежные передаточные механизмы 2 попарно связаны между собой средством согласования движения по горизонтали - множеством зубчатых колёс 10, каждое из которых жёстко установлено на соответствующем валу 3 отбора мощности. Все зубчатые колёса 10 лежат в одной плоскости 11 и последовательно связаны между собой зубчатым зацеплением с образованием замкнутой конструкции. Это одновременно обеспечивает синхронизацию вращения всех валов 3 отбора мощности и вертикальную "устойчивость" конструкции заявляемого устройства отбора мощности в совокупности в ДВС.

Все смежные передаточные механизмы 2 попарно связаны между собой средством согласования движения по вертикали - шарнирно-рычажными механизмами 12, каждый из которых содержит центральное коромысло 13 и два симметрично расположенных на концах коромысла 13 шатуна 14 одинаковой длины, шарнирно связанных с соответствующим передаточным элементом 5 и соответствующим концом центрального коромысла 13. Центральное коромысло 13 закреплено на опоре 15 с возможностью совершения качательного движения в вертикальной плоскости.

При перемещении в противофазе смежных передаточных механизмов 2 шарнирно связанные с соответствующими передаточными элементами 5 шатуны 14 поворачиваются и изменяют вертикальное положение концов центрального коромысла 13 (благодаря шарнирному соединению с этими концами). При этом в процессе работы ДВС центральное коромысло 13 совершает качательное движение в вертикальной плоскости, причём верхнее и нижнее положение концов центрального коромысла 13 определены в соответствии с положениями ВМТ и НМТ передаточных механизмов 2 (горизонтальное положение центрального коромысла 13 соответствует среднему положению передаточных механизмов 2).

Для передаточных механизмов 2 положение ВМТ и НМТ строго определены геометрией направляющей контактной полосы 9 (одинаковой для всех передаточных механизмов 2).

Кроме того, через форму волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос 9 (расстояние H между впадиной 17 и вершиной 16, радиусы скруглений r впадины 17 и R вершины 16, угол α наклона касательной и т.д.) можно задавать рабочие параметры ДВС (рабочий ход поршня 1 (через положение ВМТ и НМТ), выходная мощность, КПД (через угол α) и т.д.).

Отбор мощности с валов 3 отбора мощности может осуществляться по любой подходящей схеме - как одновременно для различных потребителей (для каждого потребителя с индивидуального вала), так и с "объединением" мощностей с нескольких валов 3 отбора мощности для передачи одному потребителю.

Возможность заявленного выше существенного повышения КПД (до 40-50%) проиллюстрирована графически на фиг. 14, 15 (схема расчёта полезной работы F_{PZ} заявляемого устройства отбора мощности на различных стадиях рабочего хода поршня 1) в сравнении с полезной работой F_P кривошипно-шатунного механизма на аналогичных стадиях ($S_p=12$ мм и $S_p=7$ мм) рабочего хода поршня (фиг. 16-18). Так, полезная работа совершается поршнем на первых его, примерно, 12 мм хода из ВМТ к НМТ (высота рабочего объёма цилиндра около 2 мм при расширении топливной смеси примерно в 6 раз), причём максимальная полезная работа совершается на первых миллиметрах пути поршня 1. Расчёты показывают, что полезная работа F_{PZ} заявляемого устройства отбора мощности на первых 7 мм пути поршня 1 составляет 95% от силы F , приложенной к поршню 1 от расширения топливной смеси, а на 12 мм - 90% от F . При этом при сравнимых условиях полезная работа КШМ составляет 77% и 62%, соответственно, от F . Поскольку значение полезной работы является определяющим для расчёта КПД ДВС, чем выше её значение, тем выше (пропорционально) значение КПД. Таким образом, при полученном увеличении полезной работы в 1,4-1,5 раз, можно говорить о соответствующем увеличении КПД.

Приведенные выше расчёты были осуществлены для представленной на фиг. 14, 15 формы реализации геометрической формы волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос 9 (расстояние $H=64$ мм, $r=12$ мм, $R=52$ мм, $\alpha=36^\circ$ на 7 мм и $\alpha=55^\circ$ на 12 мм). Проведенные испы-

тания показали, что путём варьирования указанных параметров, определяющих геометрическую форму волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос 9 в технически целесообразных диапазонах можно достигнуть увеличение КПД до 2 раз (по сравнению с КПД ДВС с традиционными устройствами отбора мощности - КШМ).

Таким образом, заявляемое устройство отбора мощности имеет простую, технологичную и высоконадёжную конструкцию, в которой обеспечены эффективные взаимные связи и синхронизация работы всех конструктивных элементов. Устройство обеспечивает возможность повышения КПД до 40-50% и может быть использовано в составе поршневых ДВС различных транспортных средств с обеспечением одновременного отбора мощности несколькими потребителями.

Источники информации.

1. Интернет-ресурс "Роторные двигатели". Тема КПД и топливной эффективности. [Электронный ресурс] - 20 июля 2015 г. - Режим доступа: <http://www.rotor-motor.ru/page08.htm>.

2. Интернет-ресурс "Полный газ!" Роторно-поршневой двигатель. Принцип работы. [Электронный ресурс] - 18 января 2016 г. - Режим доступа: <http://avto-mpl.com/index.php/article/item/28-rotorniy-dvigatel-princip-raboty>.

3. Патент RU № 2464432 С2, опубл. 27.07.2010.

4. Интернет-ресурс "Моделист-конструктор". Двигатели на ладони, опубл. 31 марта 2014 г. [Электронный ресурс] - 18 января 2016 г. - Режим доступа: <http://modelist-konstruktor.com/razrabotki/dvigateli-na-ladoni>.

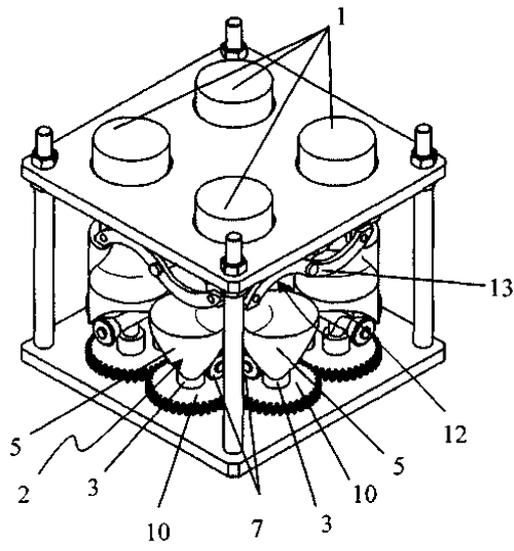
ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Устройство отбора мощности от двигателя внутреннего сгорания, включающее по меньшей мере две пары связанных с поршнями (1) двигателя передаточных механизмов (2), причём количество передаточных механизмов (2) соответствует количеству поршней (1), где каждый из передаточных механизмов (2) выполнен с возможностью преобразования возвратно-поступательного движения соответствующего поршня (1) во вращательное движение соответствующего вала (3) отбора мощности и содержит установленное на связанной с поршнем (1) оси (4) с возможностью согласованного с поршнем возвратно-поступательного вертикального перемещения средство задания вращения, содержащее передаточный элемент (5), со стороны нижней торцевой поверхности которого сформирован по меньшей мере один непрерывный, волнообразный в вертикальном направлении направляющий путь в виде направляющей контактной полосы (9) с симметрично расположенными двумя вершинами (16) и двумя впадинами (17), в плане имеющей форму кольца, и по меньшей мере один бегунок (6), имеющий неизменное вертикальное положение, при этом бегунок (6), содержащий пару подшипников (7), симметрично установленных на жёстко связанной с валом (3) отбора мощности горизонтальной оси (8) бегунка (6), выполнен с возможностью перемещения посредством подшипников (7) по соответствующей направляющей контактной полосе (9) по круговой в горизонтальной проекции траектории в процессе возвратно-поступательного вертикального перемещения передаточного элемента (5) с передачей вращения на соответствующий вал (3) отбора мощности, причём количество бегунков (6) соответствует количеству направляющих контактных полос (9), при этом все смежные передаточные механизмы (2) попарно связаны между собой посредством средства согласования движения по горизонтали, выполненного в виде множества зубчатых колёс (10), каждое из которых жёстко установлено на соответствующем валу (3) отбора мощности, при этом все зубчатые колёса лежат в одной плоскости и последовательно связаны между собой зубчатым зацеплением с образованием замкнутой конструкции и посредством средства согласования движения по вертикали, выполненного с возможностью задания согласованного возвратно-поступательного вертикального перемещения передаточных элементов (5) в каждой паре смежных элементов передаточных механизмов (2) в противофазе.

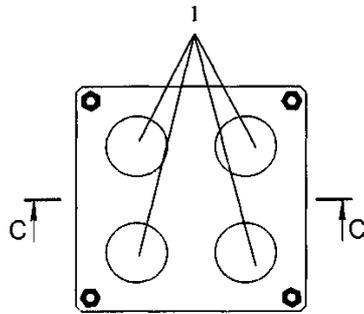
2. Устройство по п.1, отличающееся тем, что средство согласования движения по вертикали выполнено в виде шарнирно-рычажного механизма (12) с центральным коромыслом (13) и двумя симметрично расположенными шатунами (14) одинаковой длины, шарнирно связанными с соответствующим средством задания вращения.

3. Устройство по любому из пп.1 или 2, отличающееся тем, что со стороны нижней торцевой поверхности каждого передаточного элемента (5) сформирована пара направляющих контактных полос (9), которые выполнены с возможностью одновременного согласованного перемещения по ним в противоположных направлениях двух бегунков (6), каждый из которых связан с отдельным валом (3) отбора мощности, на котором жёстко установлено зубчатое колесо (10) с зацеплением с зубчатыми колёсами (10) соседних валов (3) отбора мощности.

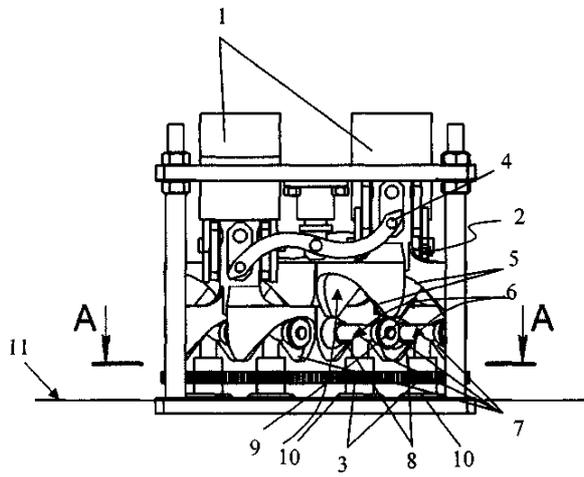
4. Устройство по п.3, отличающееся тем, что форма волнообразных в вертикальном направлении направляющих контактных полос (9), включая, по меньшей мере, расстояние между впадиной (17) и вершиной (16), радиусы скруглений впадины и вершины, угол наклона касательной, соответствует заданным рабочим параметрам двигателя, выбранным из группы, включающей, по меньшей мере, рабочий ход поршней, выходную мощность, КПД.



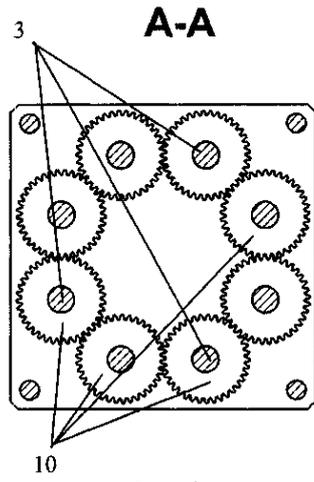
Фиг. 1



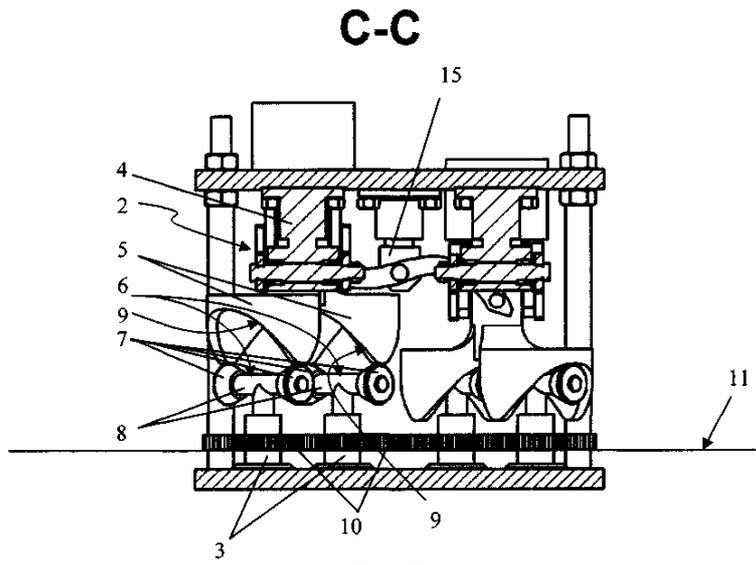
Фиг. 2



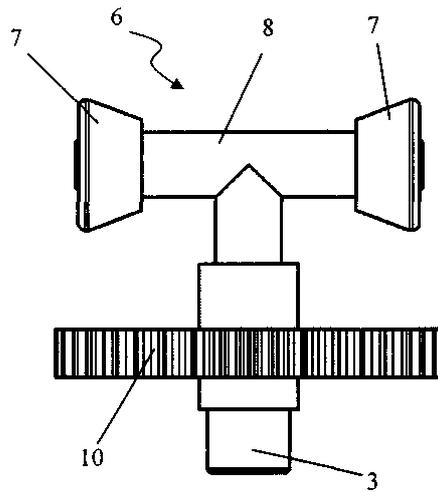
Фиг. 3



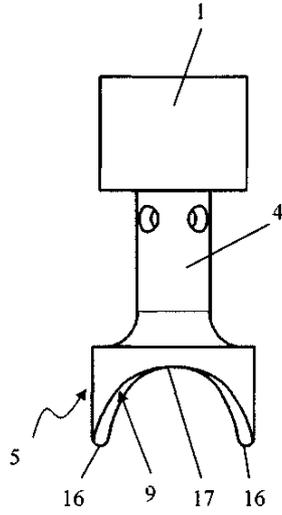
Фиг. 4



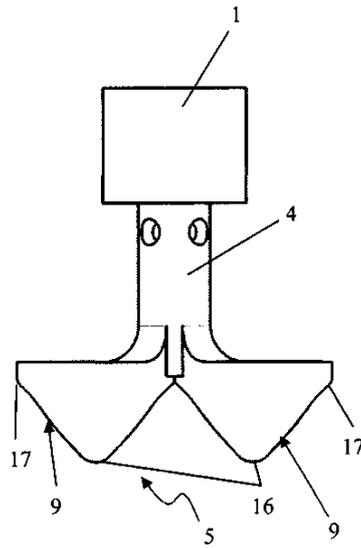
Фиг. 5



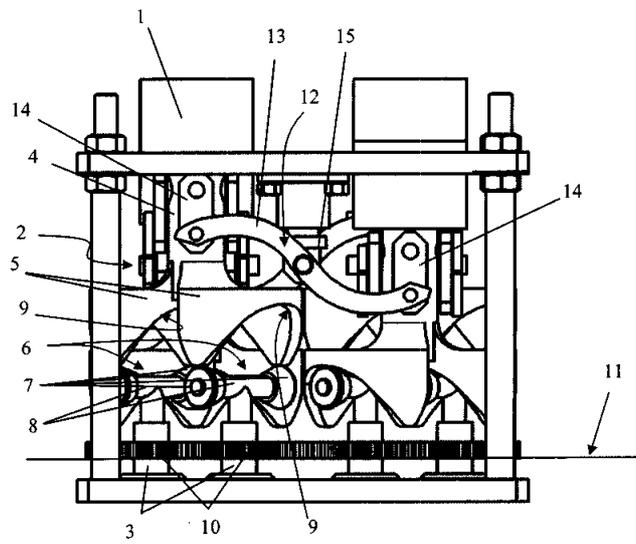
Фиг. 6



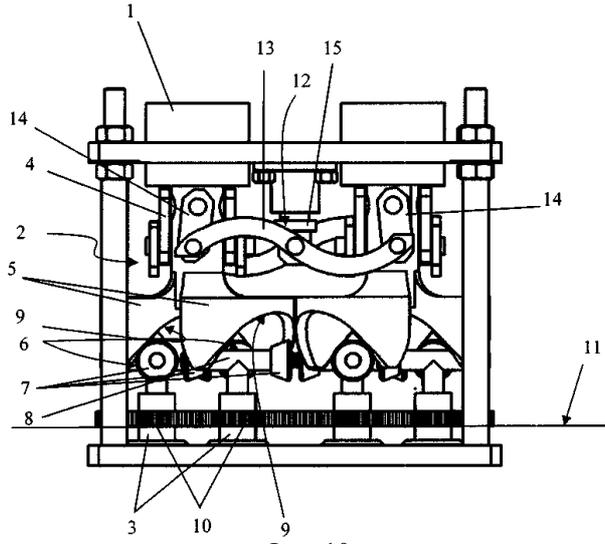
Фиг. 7



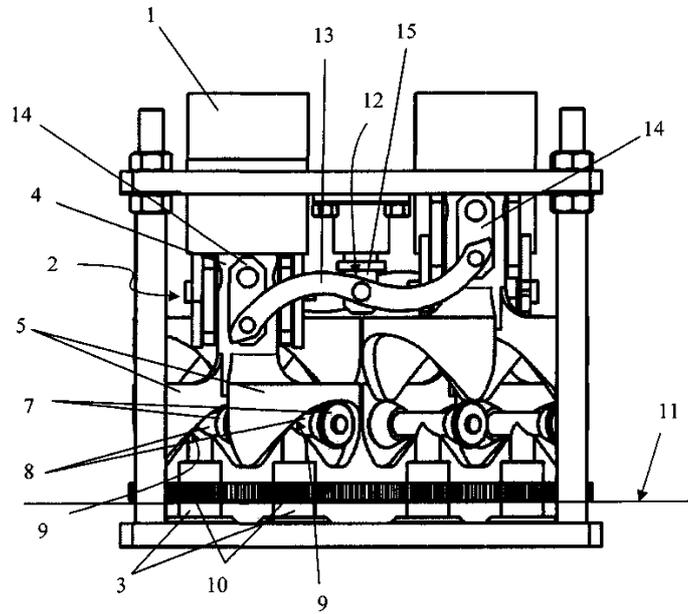
Фиг. 8



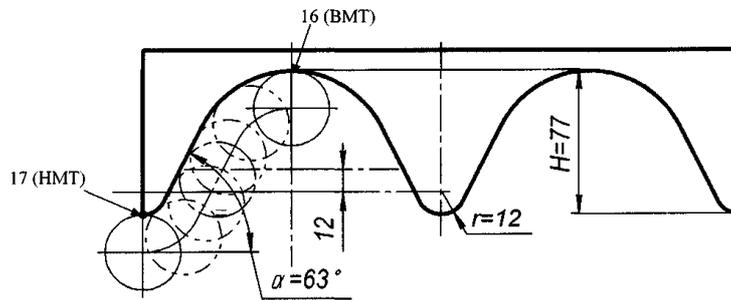
Фиг. 9



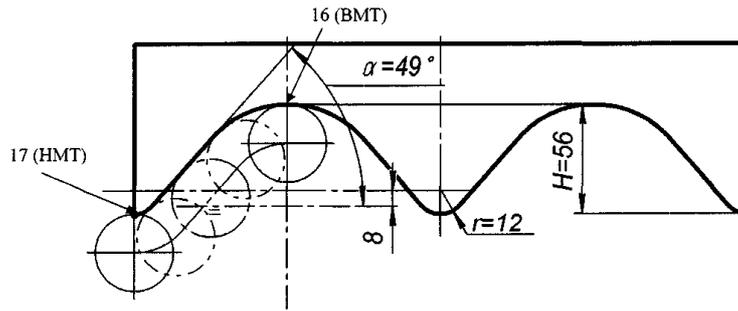
Фиг. 10



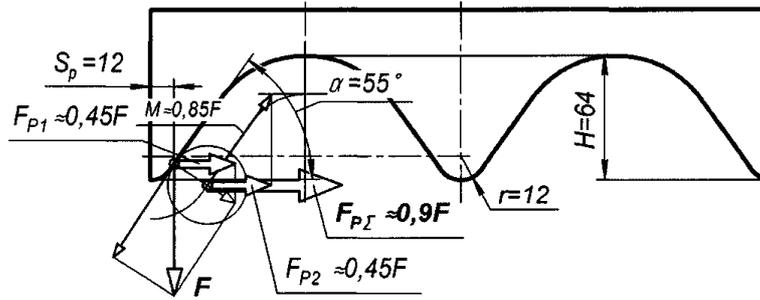
Фиг. 11



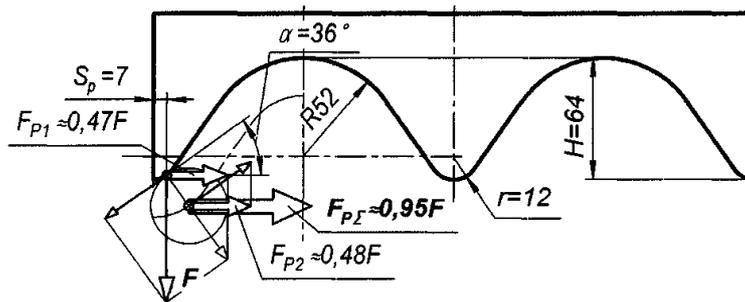
Фиг. 12



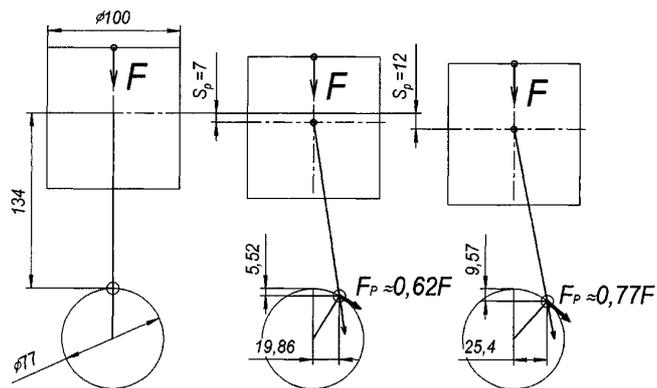
Фиг. 13



Фиг. 14



Фиг. 15



Фиг. 16

Фиг. 17

Фиг. 18

