

А. М. ИЕРУСАЛИМСКИЙ

**С О В Р Е М Е Н Н Ы Е
М О Т О Ц И К Л Ы**

СИСТЕМАТИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО

ПЯТОЕ ИЗДАНИЕ

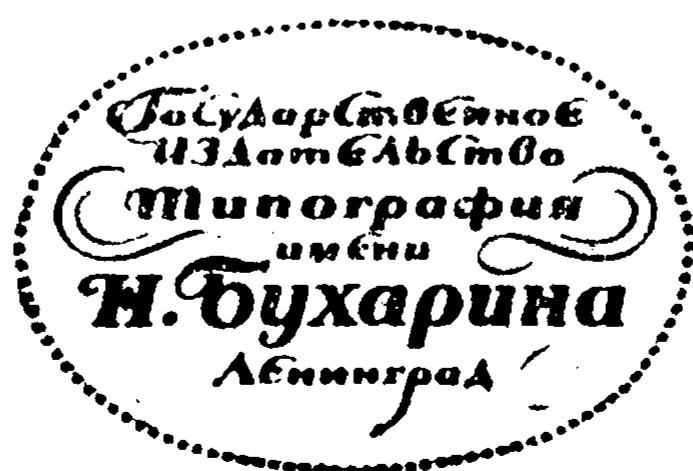


ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА

1931

ЛЕНИНГРАД



Заказ № 791.

62 × 94 — 22 л Н. 61 Гиз. № 40757 Л.
Ленинградский Областлит № 72003.
Тираж 14000.

ПРЕДИСЛОВИЕ К 4-му ИЗДАНИЮ.

Четвертое издание книги „Современные мотоциклы“ выпускается по инициативе мотоциклетной секции Автодора

Считаясь с пожеланиями и указаниями, высказанными секцией, а также и с тем, что со времени выхода в свет предыдущего издания, выпущенного по распоряжению ГВИУ, прошло восемь лет, в течение которых мотоциклетная техника ушла далеко вперед, — пришлось не просто дополнить и переработать старое издание, но фактически написать книгу почти заново, сохранив только прежнюю схему расположения материала.

Характер изложения в новом издании определяется назначением книги — служить основным руководством при занятиях в кружках, школах и курсах, в которых изучается мотоциклетное дело. Поэтому, в основу переработки были положены следующие идеи.

1. Руководство должно содержать не описание отдельных систем и марок машин, которое практически не может быть выполнено с достаточной полнотой, а излагать общие принципы различных механизмов, иллюстрируя их конкретными примерами наиболее характерных конструкций.

2. Учащийся, в результате проработки учебника, должен уметь ответить не только на вопрос, как устроен тот или иной механизм, но и почему он именно так устроен, а следовательно, быть в состоянии оценить целесообразность той или иной конструкции. Это требование обязало автора выдвинуть на первый план сравнение и критику различных конструкций, а также привело к необходимости ввести некоторые математические обоснования, не выходящие, впрочем, за пределы элементарной математики.

Эти основные положения отразились, конечно, на самом

характере изложения; кроме того в 4-е издание внесены следующие изменения и дополнения:

а) иллюстрационный материал обновлен почти целиком: около 150 чертежей и рисунков заменены новыми, более современными;

б) в старом издании примеры конструкций заимствовались исключительно из английской и американской практики; в новом издании пришлось учесть также выросшую за последние годы германскую мотоциклетную промышленность;

с) уделено больше места и внимания двухтактным двигателям и особенностям их конструкции, а также электрооборудованию мотоциклов;

д) добавлен ряд глав, совершенно отсутствовавших в предыдущих изданиях.

Согласно выраженному секцией Автодора пожеланию, в настоящем издании, как и в предыдущем, сохранены два шрифта, при чем мелким шрифтом выделены параграфы, рассчитанные на более подготовленного читателя или имеющие узкоприкладной характер и не представляющие общего теоретического интереса.

Автор.

Август 1928 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ К 5-му ИЗДАНИЮ.

Для 5-го издания весь текст книги заново пересмотрен с целью, во-первых, внести в нее некоторые дополнения или уточнить изложение отдельных вопросов, и, во-вторых, учесть новости мотоциклетной техники за последние два года. Иллюстрационный материал также подвергся частичному обновлению. Ценную помощь в этой работе оказали мне члены мото-секции Ленинградского Автодора П. П. Воротилкин и Г. К. Скробанский, которым считаю долгом выразить свою благодарность.

Автор.

Май 1930 г.

О Г Л А В Л Е Н И Е.

	Стр.
Предисловие	5
Часть I. Двигатель.	
глава I. Двигатель внутреннего сгорания	11
§ 1. Общие понятия. § 2. Четырехтактные и двухтактные двигатели. § 3. Четырехтактный двигатель. § 4. Двухтактный двигатель. § 5. Двигатели с несколькими цилиндрами. § 6. Мощность двигателя. § 7. Классификация мотоциклов.	
глава II. Основные детали двигателя	48
§ 8. Цилиндр. § 9. Износ цилиндра. § 10. Уход за цилиндром. § 11. Клапаны. § 12. Расположение клапанов и конструкция цилиндровой головки. § 13. Бесклапанные двигатели. § 14. Уход за клапанами. § 15. Поршень. § 16. Уход за поршнем. § 17. Шатун. § 18. Коленчатый вал и маховики. § 19. Картер. § 20. Глушитель.	
глава III. Уравновешивание двигателя	102
§ 21. Вращающиеся и возвратно-движущиеся части кривошипного механизма. § 22. Уравновешивание вращающихся частей. § 23. Уравновешивание возвратно-движущихся частей. § 24. Практические приемы уравновешивания двигателя.	
глава IV. Распределение	111
§ 25. Устройство распределительного механизма. § 26. Распределительный механизм двухцилиндрового мотора. § 27. Моменты открытия и закрытия клапанов. § 28. Профили кулачков. § 29. Установка распределительных шестерен. § 30. Распределение в двухтактных двигателях.	
глава V. Карбюрация и карбюраторы	129
§ 31. Топливо. § 32. Подача топлива в карбюратор § 33. Общие принципы карбюрации и устройство карбюратора. § 34. Карбюраторы с регулировкой воздухом. § 35. Карбюраторы с торможением струи бензина. § 36. Карбюраторы со смешанной регулировкой. § 37. Воздухоочистители. § 38. Рычажки и тяги для управления карбюрацией. § 39. Регулировка карбюраторов. § 40. Важнейшие неисправности карбюратора.	

О Г Л А В Л Е Н И Е

8

Стр

ГЛАВА VI. Зажигание 168

§ 41. Свечи. § 42. Источники электрического тока § 43. Устройство магнето. § 44. Действие магнето. § 45. Скорость вращения магнето. § 46. Распределение тока между несколькими цилиндрами. § 47. Магнето с неподвижным якорем. § 48. Приведение магнето в действие. § 49. Опережение зажигания. § 50. Установка момента зажигания. § 51. Уход за магнето и его неисправности. § 52. Динамомашины. § 53. Аккумуляторы. § 54. Соединение динамо с аккумуляторами и установка динамо на мотоцикле. § 55. Приборы, служащие одновременно для зажигания и освещения.

ГЛАВА VII. Смазка двигателя 213

§ 56. Значение смазки. § 57. Смазочное масло. § 58. Системы смазки. § 59. Масляные насосы. § 60. Практика смазки.

ГЛАВА VIII. Охлаждение 230

§ 61. Воздушное охлаждение. § 62. Масляное и водяное охлаждение.

Часть II. Передача.

ГЛАВА IX. Способы передачи силы двигателя колесам мотоцикла 236

§ 63. Ременная передача. § 64. Цепная передача. § 65. Условия правильной работы цепей. § 66. Уход за цепной передачей. § 67. Передача карданным валом. § 68. Комбинированные передачи.

ГЛАВА X. Перемена передач (скоростей) 250

§ 69. Значение перемены передач. § 70. Типичные конструкции коробок скоростей. § 71. Особые конструкции переменной передачи § 72. Крепление коробки скоростей. § 73. Механизмы для переключения передач. § 74. Определение и выбор величины передачи. § 75. Теоретические основания для выбора передачи. § 76. Смазка коробки скоростей.

ГЛАВА XI. Сцепление 275

§ 77. Необходимость сцепления. § 78. Устройство дискового сцепления. § 79. Применение сцепления при перемене передач.

ГЛАВА XII. Пусковые механизмы 282

§ 80. Стартер. Декомпрессоры.

Часть III. Шасси мотоцикла.

ГЛАВА XIII. Рама 285

§ 81. Трубчатые рамы. § 82. Штампованные рамы из листового материала. § 83. Рессорные рамы.

ГЛАВА XIV. Передние вилки 295

§ 84. Конструкция передних вилок. § 85. Фрикционные амортизаторы.

	Стр.
глава xv. Рулевое управление и посадка	304
§ 86. Рули, седла, подножки.	
глава xvi. Колеса и шины	310
§ 87. Конструкция колес. § 88. Шины.	
глава xvii. Тормоза	319
§ 89. Конструкция тормозов. § 90. Торможение на переднее колесо. § 91. Способы торможения. § 92. Стандартное расположение органов управления.	
глава xviii. Прицепные тележки	328
§ 93. Прицепные тележки пассажирского и грузового типа.	
Часть IV. Сведения по уходу за мотоциклом и ремонту.	
Испытание мощности мотоцикла.	
глава xix. Уход за мотоциклом и текущий ремонт	334
§ 94. Уход за мотоциклом. § 95. Приемы разборки, сборки и текущего ремонта.	
глава xx. Испытание мотоцикла	347
§ 96. Лабораторные установки для определения мощности мотоцикла.	

ЧАСТЬ I. Д В И Г А Т Е Л Ь.

Г Л А В А I.

Д В И Г А Т Е Л Ь В Н У Т Р Е Н Н Е Г О С Г О Р А Н И Я.

§ 1. Общие понятия.

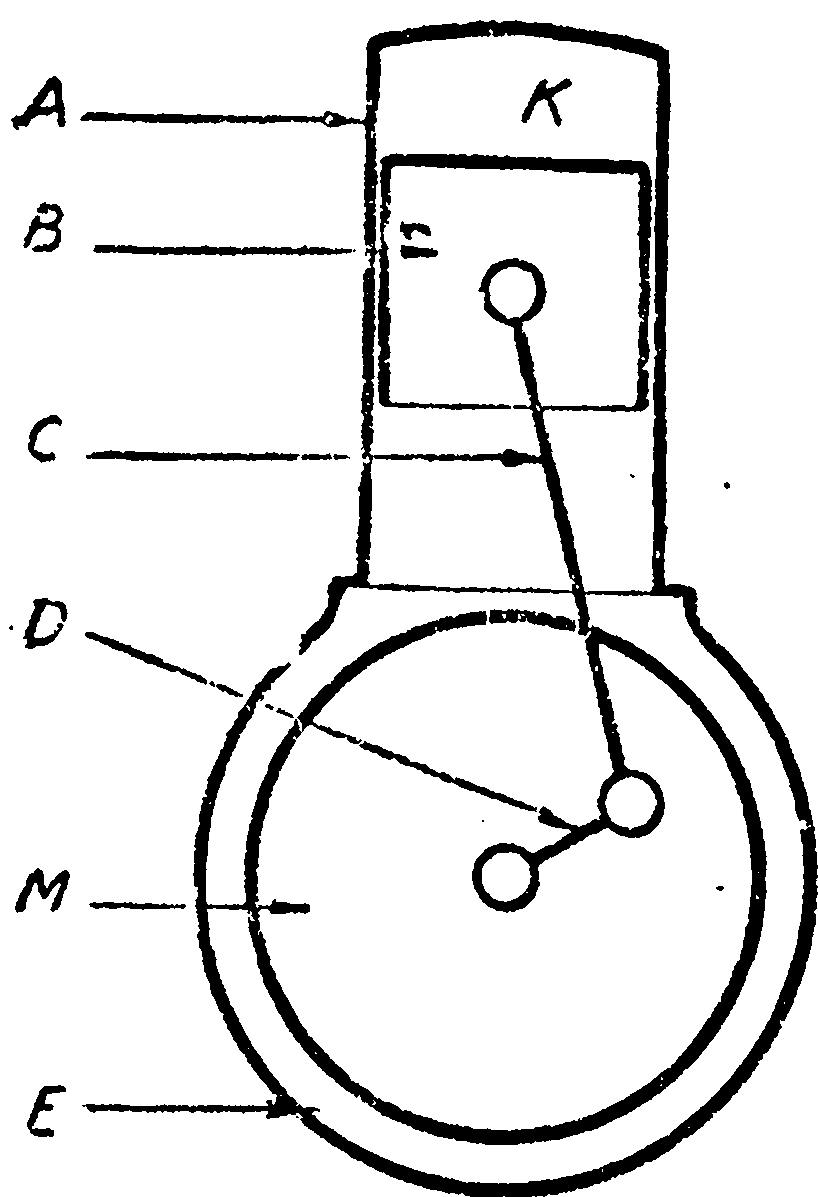
Мотоциклетный двигатель принадлежит к категории двигателей внутреннего сгорания, т. е. таких, у которых сжигание топлива производится внутри самого цилиндра, а не в отдельной топке, как, например, у паровых машин.

Основным топливом для него является бензин, почему и сам двигатель нередко называется „бензиновым“, в отличие от нефтяных, керосиновых и газовых двигателей внутреннего сгорания.

Топливо вводится в верхнюю часть цилиндра (в так называемую „камеру сгорания“) в мелко распыленном виде и хорошо перемешанное с воздухом, необходимым для всякого горения. Эта рабочая смесь, состоящая частью из паров бензина, частью из мельчайших жидких частичек его, частью из воздуха, воспламеняется в цилиндре с помощью электрического запала и сгорает почти мгновенно. Такой процесс сгорания называется „быстрым“ сгоранием, а сами двигатели подобного рода — „двигателями быстрого сгорания“ или „взрывными“ моторами в отличие от двигателей „постепенного сгорания“ (дизелей), у которых процесс сгорания совершается сравнительно медленно, по мере перемещения поршня в цилиндре.

Механическая часть всякого двигателя внутреннего сгорания состоит из следующих основных элементов, которые имеются, конечно, и у двигателя мотоцикла (см. фиг. 1): цилиндра *A*, поршня *B*, шатуна *C*, который связывает поршень с коленчатым валом *D*. На валу на-

сажено тяжелое колесо *М* — маховик. Основанием для цилиндра служит коробка *Е*, называемая картером, в стенках которой укреплены также и подшипники коленчатого вала. Совокупность поршня, шатуна и коленчатого вала образует так называемый кривошипный механизм, применяемый в машиностроении всегда, когда требуется прямолинейное движение преобразовать во вращательное или наоборот.



Фиг. 1. Схема двигателя.

В данном случае это преобразование совершается следующим образом.

Представим себе, что камера сгорания *К* заполнена горючей смесью паров бензина и воздуха, при чем поршень находится в крайнем верхнем положении, как показано на фиг. 1. После воспламенения и сгорания топлива температура в камере *К* резко повысится (приблизительно до 1600°).¹ Вследствие этого наполняющие ее газы, стремясь расшириться, начнут с большой силой давить на поршень и погонят его вниз. Поршень станет опускаться. Вместе с ним будет опускаться и шатун, нижняя головка которого шарнирно соединена с коленчатым валом. Давление газов на поршень передастся, таким образом, через шатун кривошину вала и заставит последний повернуться. Дойдя до крайнего нижнего положения, поршень должен был бы остановиться, но при наличии маховика такой остановки не произойдет. Во время движения поршня вниз маховик приобретает разгон, который заставляет его вращаться и после того, как поршень дошел до крайнего нижнего положения. Силой этого разгона (инерции) маховика поршень и будет принужден снова подняться вверх.

Если допустить, что нам удастся заряжать верхнюю часть цилиндра рабочей смесью и производить сжигание ее каждый раз, когда поршень приходит в свое верхнее положение, то легко понять, что двигатель будет работать непрерывно. Каким образом практически разрешается эта

¹ Здесь и в дальнейшем температура указана в градусах Цельсия

задача в современных конструкциях, — мы рассмотрим дальше, пока же продолжим общую характеристику мотоциклетного двигателя.

Одним из существенных признаков, которым характеризуются разные типы двигателей внутреннего сгорания, является число оборотов, совершаемое валом или маховиком в единицу времени, обычно в 1 минуту.

В этом отношении двигатели внутреннего сгорания представляют чрезвычайное разнообразие, работая с числом оборотов от 100 — 150 и до нескольких тысяч в минуту.

Мотоциклетные двигатели в этом ряду занимают одно из самых крайних мест, т. е. относятся к типу наиболее „быстроходных“. Уже в 1915 — 1916 гг. мотоциклетные двигатели способны были развивать до 2500 — 3000 оборотов в минуту. Послевоенный прогресс техники повысил это число почти вдвое, и таким образом современный мотоциклетный двигатель нормального типа (т. е. предназначенный для обычного пользования) может работать со скоростью 4500 — 5000 *об/мин.*, в исключительных же случаях, например, в двигателях, предназначенных для спортивных целей, это число может быть повышено до 6000 — 7000 *об/мин.*

При таком громадном числе оборотов размеры двигателя, а следовательно и его вес могут быть сведены к очень небольшим величинам и, действительно, мотоциклетные моторы принадлежат к числу самых маленьких и легких.

В целях удобства сравнения, их классифицируют обычно по объему цилиндра. Наименьший объем одного цилиндра у мотоциклетных двигателей составляет около 150 *см³*, наибольший — около 600 *см³*.¹ Свыше 600 — 650 *см³* в одном цилиндре двигатели для мотоциклов не строятся. При желании получить больший объем берут вместо одного цилиндра два или четыре, но и в этом случае общий объем всех цилиндров не превышает обычно 1000 *см³*. Говоря об „объеме цилиндра“, имеют в виду, собственно, не весь его объем, а лишь ту часть, в которой движется поршень (так называемый „рабочий объем цилиндра“ или „объем, описываемый поршнем“), так как именно от этой ве-

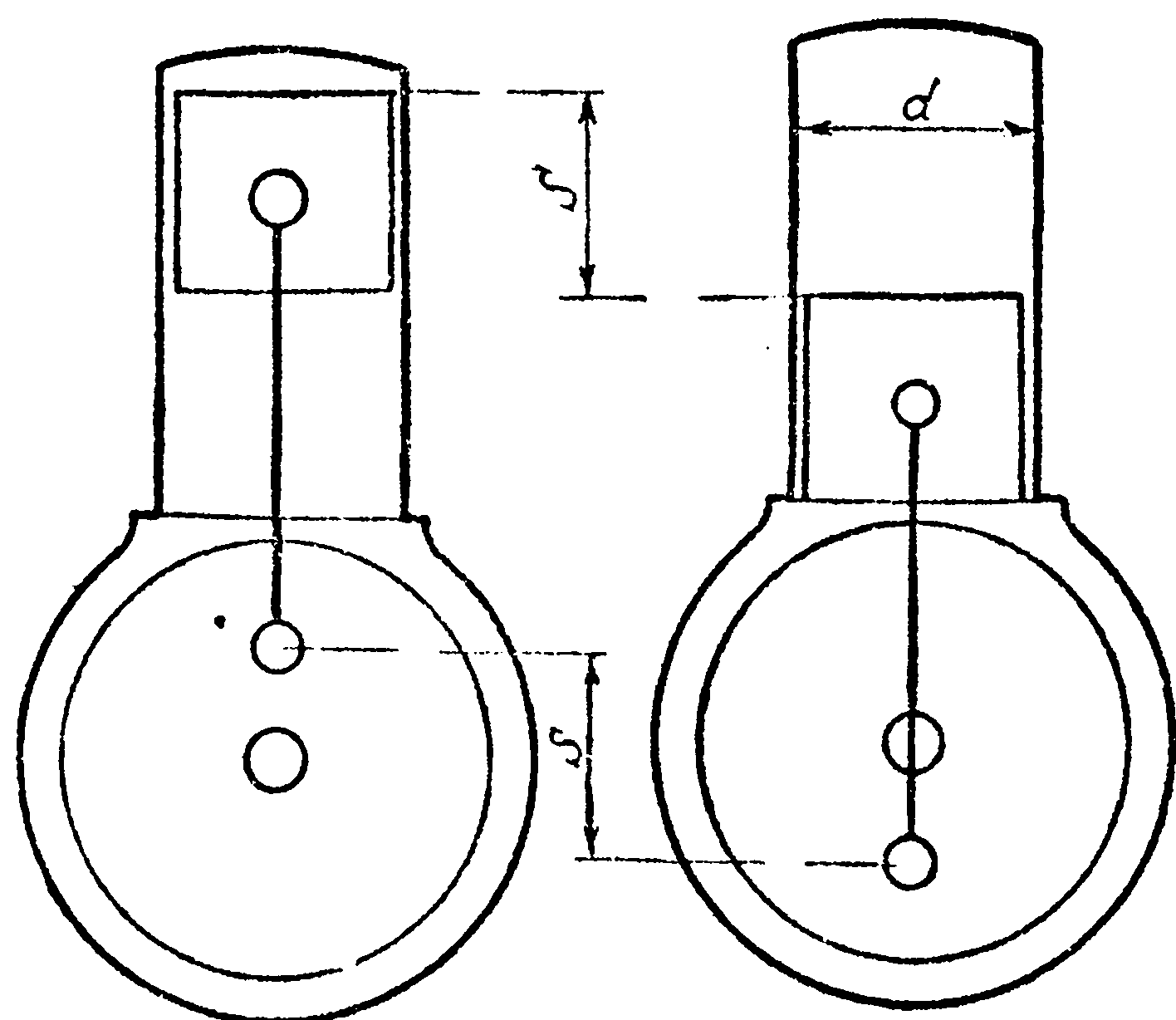
¹ *см³* сокращенно обозначает куб. сантиметры; подобно этому квадратные сантиметры будем обозначать через *см²*.

личины зависит количество рабочей смеси, которое может быть введено в цилиндр.

Рабочий объем цилиндра в свою очередь определяется двумя размерами: диаметром цилиндра и ходом поршня.

Первое из этих понятий едва ли нуждается в разъяснении: диаметром цилиндра называется внутренний диаметр его расточки. У мотоциклетных двигателей он бывает в пределах от 50 до 87 мм. Ходом поршня называется путь, проходимый поршнем от крайнего верхнего

до крайнего нижнего положения (эти положения поршня называются обыкновенно верхней и нижней „мертвыми точками“), т. е. расстояние s на фиг. 2. Это расстояние, очевидно, равно двойному радиусу кривошипа (т. е. диаметру круга, по которому движется кривошип), как это видно из той же фиг. 2.



Фиг. 2. d — диаметр; s — ход поршня.

Величина хода поршня у мотоциклетных двига-

телей заключается обычно в пределах от 60 до 105 мм, но в исключительных „длинноходных“ конструкциях доходит даже до 120 мм.

Зная диаметр цилиндра и ход поршня, нетрудно вычислить рабочий объем цилиндра по известной из геометрии формуле:

$$V = \frac{\pi d^2 s}{4} \text{ или } 0,785 d^2 s.$$

Пример: $d = 74$ мм или 7,4 см; $s = 81$ мм или 8,1 см. Объем, описываемый поршнем,

$$V = 0,785 \cdot 7,4^2 \cdot 8,1 \approx 348 \text{ см}^3.$$

Понятно, что тот же объем цилиндра может быть получен и при других величинах диаметра и хода. Например, при $d = 70$ мм и $s = 90$ мм объем цилиндра также будет равен

$$V = 0,785 \cdot 7^2 \cdot 9 \approx 348 \text{ см}^3. ^1$$

¹ У американцев принято обозначать диаметр и ход в дюймах; в таком случае и объем цилиндра получится в куб. дюймах.

Что касается веса мотоциклетных двигателей, то он зависит не только от размеров цилиндра, но и от общей конструкции двигателя. В среднем, однако, его можно считать в $6\frac{1}{2}$ кг на каждые 100 см^3 объема цилиндра для одноцилиндровых двигателей и в $4\frac{1}{2}$ кг для двухцилиндровых. От этой средней нормы могут быть отклонения до 15% в ту и другую сторону в зависимости от устройства двигателя.

В нижеследующей таблице приведены наиболее употребительные в мотоциклетных двигателях объемы цилиндров, соответствующие им величины диаметра и хода и вес двигателей по данным выполненных конструкций:

Объем цилиндра в см^3	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Вес двигателя в кг
Около 150	1 цилиндр.	50—55	9—10
„ 175		55—60	12—20
„ 250		60—65	15—25
„ 350		70—75	22—26
„ 500		75—85	32—40
„ 550—600		85—87	
„ 750	2 цилиндр.	70—75	40—45
„ 1000		75—85	

§ 2. Четырехтактные и двухтактные двигатели.

Уже из предыдущего общего описания двигателя внутреннего сгорания понятно, что для того, чтобы он мог работать непрерывно, необходимо разрешить следующие задачи: 1) наполнить в нужный момент камеру сгорания цилиндра рабочей смесью; 2) своевременно произвести воспламенение и вызвать сгорание этой смеси; 3) очистить цилиндр от продуктов сгорания и таким путем подготовить его для нового цикла работы.

В зависимости от того, сколько ходов делает поршень, пока совершаются вышеуказанные процессы, различают четырехтактные и двухтактные двигатели.

В четырехтактных двигателях полный цикл работы, т. е. наполнение цилиндра топливом, сгорание его и очистка цилиндра, происходит в течение четырех ходов поршня (два вниз и два вверх), или двух оборотов вала.

В двухтактных двигателях полный цикл работы совершается за два хода поршня (вверх и вниз), т. е. в течение одного оборота вала.

Для мотоциклов применяются как двухтактные, так и четырехтактные двигатели.

§ 3. Четырехтактный двигатель.

Схема устройства четырехтактного двигателя, довольно близкая к действительному виду, представлена на фиг. 3. Мы видим из этой схемы, что цилиндр двигателя снабжен двумя отверстиями, запираемыми клапанами 1 и 2. Первый из этих клапанов называется „впускным“, или „всасывающим“, второй — „выпускным“.

Через всасывающий клапан цилиндр сообщается с особым прибором — „карбюратором“ — 3, в котором жидкий бензин превращается в рабочую смесь, т. е. распыляется, испаряется и смешивается с воздухом.

Через выпускной клапан цилиндр сообщается с выпускной трубой 4, по которой продукты сгорания могут быть удаляемы наружу. В верхнюю часть цилиндра ввинчен зажигательный патрон — „свеча“ — 5, служащая для воспламенения топлива. Электрический ток к ней подводится по изолированному проводу от особой магнито-электрической машины — „магнето“ — 6. Ток этот обладает весьма высоким напряжением (12 — 15 000 вольт), поэтому, проскакивая через искровой промежуток между полюсами свечи, он образует искру, которая и воспламеняет рабочую смесь.

Клапаны открываются в строго-определенные моменты при помощи шестеренок 7 и 8, снабженных „кулачками“, и закрываются пружинами, закрепленными на стержнях клапанов.

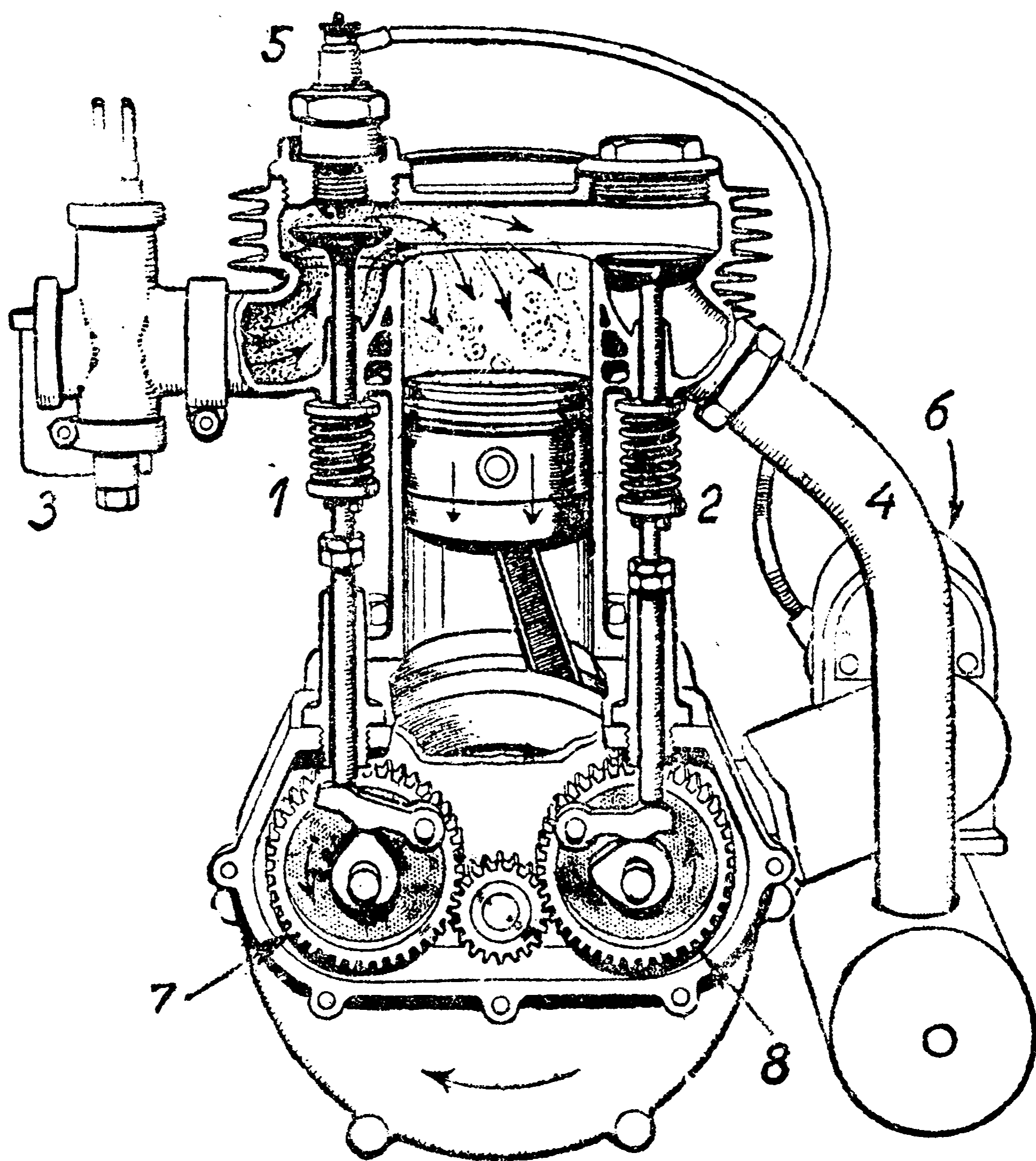
Работа двигателя происходит следующим образом.

Представим себе, что всасывающий клапан открыт, выпускной закрыт, а поршень мы заставим опускаться вниз, поворачивая, например, коленчатый вал прямо рукою. Такое именно положение изображено на фиг. 3.

Ясно, что при этом в верхней части цилиндра образуется разреженное пространство с давлением ниже атмосферного (около 0,8 — 0,9 атм.). Поэтому рабочая смесь из карбюра-

тора устремляется в цилиндр и заполняет его по мере опускания поршня.

К тому моменту, когда поршень дойдет до нижнего своего положения, всё пространство над ним будет заполнено рабочей смесью. Таким образом, в течение этого периода двигатель работает как обыкновенный насос, всасы-



Фиг. 3. Всасывание. Всасывающий клапан открыт. Выпускной клапан закрыт. Поршень идет вниз.

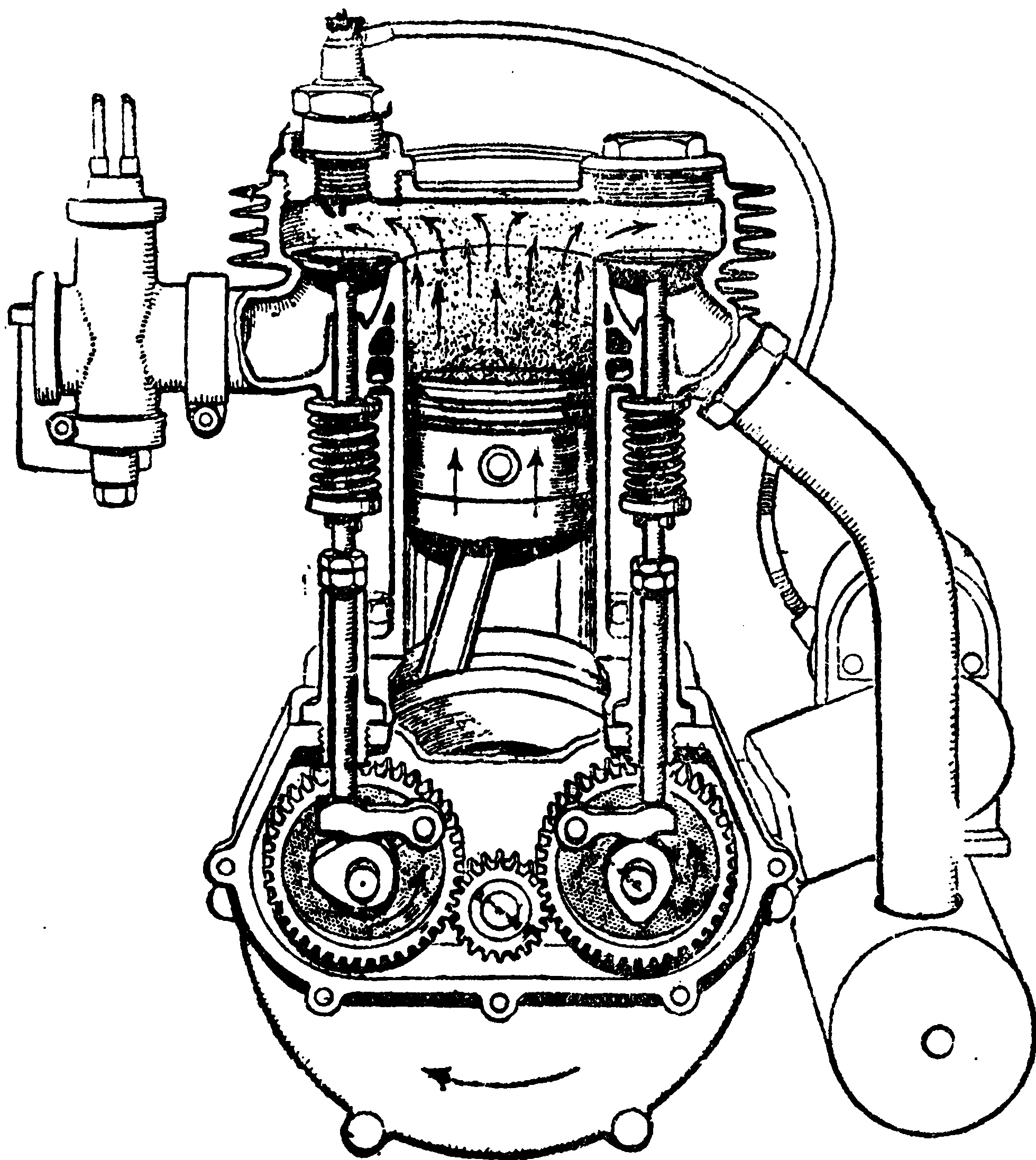
вающий в себя топливо, и самый процесс его наполнения называется поэтому ходом всасывания.

Состояние рабочей смеси к концу хода всасывания будет таково: упругость ее, а следовательно и давление ее на стенки цилиндра и поршень будет немного ниже атмосферного, а именно 0,8 — 0,9 атм.; температура ее при пуске в ход холодного двигателя будет, конечно, равна температуре наружного воздуха, но у нормально работающего нагретого двигателя засасываемая смесь подогревается, во-первых, горячими стенками цилиндра, во-вторых, остатками продуктов сгорания от предыдущего цикла работы, которые не могут быть полностью удалены из цилиндра. Вследствие этого температура рабочей смеси к концу хода

всасывания у нормально работающего двигателя выше наружной минимум на 60° , обычно же заключается в пределах от 100 до 120° .

Итак, первая из указанных выше задач — наполнение цилиндра рабочей смесью — выполнена.

Но очевидно, момент для воспламенения топлива сейчас не подходящий, так как поршень находится внизу и, следовательно, давление на него не может быть использовано.



Фиг. 4. Сжатие. Оба клапана закрыты. Поршень идет вверх.

Необходимо, значит, прежде, чем воспламенить топливо, привести поршень снова к верхней мертвой точке. Будем продолжать поворачивать коленчатый вал рукою и заставим, таким образом, поршень подняться кверху. При этом оба клапана должны быть, конечно, закрыты, чтобы поршень не вытолкнул смесь из цилиндра. Такое положение представлено на фиг. 4. Поднимаясь вверх, поршень будет сжимать рабочую смесь в головке цилиндра, почему этот ход и называют ходом сжатия.

К моменту прихода поршня в верхнюю мертвую точку

ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

это сжатие достигнет наибольшей величины. Очевидно, величина эта будет тем больше, чем меньше объем камеры сгорания по сравнению с рабочим объемом цилиндра.

Если обозначить объем камеры сгорания через v , объем, описываемый поршнем, — через V , то очевидно первоначальный объем, занимаемый смесью до сжатия, будет равен $V + v$, а конечный, при полном сжатии, v . Отношение этих двух объемов называется степенью сжатия, которую обозначим буквой E :

Следовательно:

$$E = \frac{V + v}{v}.$$

Например, если рабочий объем цилиндра равен 500 см^3 , объем камеры сгорания — 100 см^3 , то степень сжатия будет:

$$E = \frac{500 + 100}{100} = 6 \text{ или } 6:1 \text{ („шесть к одному“)}.$$

Если бы температура сжимаемой смеси не изменялась, то давление смеси увеличилось бы ровно во столько же раз, во сколько уменьшился ее объем (закон Бойля-Мариотта). Например, при степени сжатия $6:1$ давление рабочей смеси возросло бы в шесть раз, т. е. дошло бы к концу сжатия приблизительно до 6 атм.

Вообще, если обозначить начальное давление смеси, до сжатия, через p_1 , а конечное — через p_2 , то, по закону Бойля-Мариотта, будем иметь

$$p_2 = p_1 E.$$

На самом деле, в двигателях внутреннего сгорания процесс этот совершается несколько иначе. Температура сжимаемой смеси, как и всякого газа, подвергаемого сжатию, не остается постоянной, а, напротив, повышается по мере сжатия и к концу хода поршня достигает приблизительно 350° . Поэтому, давление смеси увеличивается одновременно от двух причин: от уменьшения объема и от повышения температуры и в общем возрастает быстрее и в большей степени, чем следовало бы по закону Бойля-Мариотта. Это возрастание давления сжимаемой смеси совершается приблизительно по закону, выражаемому формулой.

$$p_2 = p_1 E^{1,35}$$

По этой формуле можно вычислить конечное давление сжатия p_2 , зная степень сжатия E и начальное давление p_1 , которое можно считать равным 1 атмосфере (точнее $0,8 - 0,9$ атм.).

Результаты этих вычислений для разных степеней сжатия наглядно представлены графиком на фиг. 5, который показывает, например, что при степени сжатия $4:1$ давление в конце сжатия равно 7 атм. (а не 4 атм., как следовало бы по закону Мариотта), при степени сжатия $5:1$ оно возрастает до 9 атм., при сжатии $6:1$ — до 11,5 атм. и т. д.¹

¹ Всюду имеются в виду абсолютные давления, т. е. измеряемые от нуля.

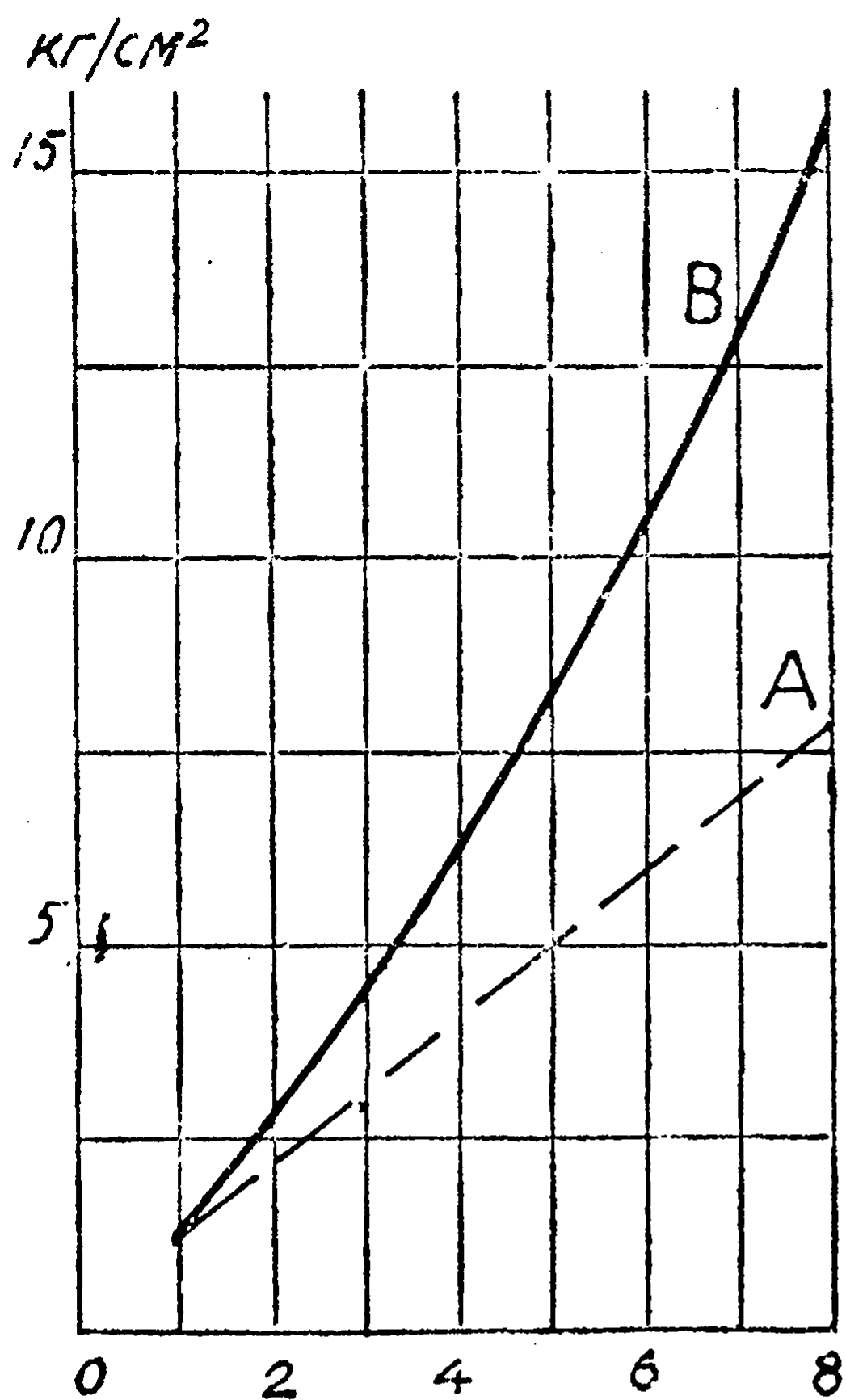
Высокая степень предварительного сжатия имеет большое значение для совершенства работы двигателя. Сжатая в небольшом пространстве смесь сгорает быстрее; тепло, выделяющееся при сгорании, в меньшей степени поглощается стенками цилиндра, так как последние соприкасаются с горящими газами сравнительно небольшой частью своей поверхности; наконец, давление расширяющихся газов на поршень тоже увеличивается вместе с повышением степени сжатия, как это видно из следующей таблицы:

Степень сжатия	Давление на поршень в момент сгорания в кг на 1 см ²
3:1	12
3,5:1	15
4:1	18
4,5:1	21
5:1	24
5,5:1	27
6:1	30

Таким образом, чем выше степень предварительного сжатия, тем лучше используется тепло, получаемое от сгорания топлива.

Однако, лет 10—15 назад считалось невозможным применять в мотоциклетных двигателях степени сжатия выше 3,5—4 и, таким образом, использовать преимущества высокого сжатия.

И только за последние годы, отмеченные огромными достижениями в области мотостроения, удалось настолько усовершенствовать конструкцию двигателей, что стало возможным значительно повысить степень сжатия. Какими именно конструктивными усовершенствованиями разрешена эта задача, мы рассмотрим в своем месте, пока же ука-



Фиг. 5. Повышение давления в цилиндре при сжатии. А — по закону Мариотта (при постоянной температуре). В — в действительности (при повышающейся температуре).

жем только, что нормальной степенью сжатия в современных мотоциклетных двигателях можно считать от 5 до 5,5:1, для специальных же целей, например, для гонок на короткие дистанции, ее доводят даже до 8,5:1.¹

Итак, мы рассмотрели два подготовительных хода поршня — всасывание и сжатие. К концу второго из них поршень находится в верхней мертвой точке, оба клапана закрыты и рабочая смесь сжата в камере сгорания. Наступает, таким образом, благоприятный момент для воспламенения топлива. Действительно, если зажечь в этот момент рабочую смесь, то давление в цилиндре резко возрастает до величины около 30 кг на каждый квадрат. сантиметр поверхности поршня (или до 30 атм.). Если предположить, что площадь поршня равна 40 — 50 см², то сила давления расширяющихся газов на поршень выразится весьма значительной цифрой 1200 — 1500 кг. Эта сила заставит поршень опускаться вниз.

Такое именно положение изображено на фиг. 6.

С этого момента нет больше надобности вращать вал двигателя рукою: мотор начнет работать далее автоматически.

Под давлением расширяющихся продуктов сгорания поршень совершает свой третий или рабочий ход. По мере его продвижения к нижней мертвой точке напляющие цилиндр газы расширяются, и давление их постепенно падает до величины около 3 кг/см²; вместе с тем падает и их температура.

При подходе поршня к нижней мертвой точке открывается выпускной клапан и начинается четвертый и последний ход поршня, во время которого происходит удаление из цилиндра продуктов сгорания.

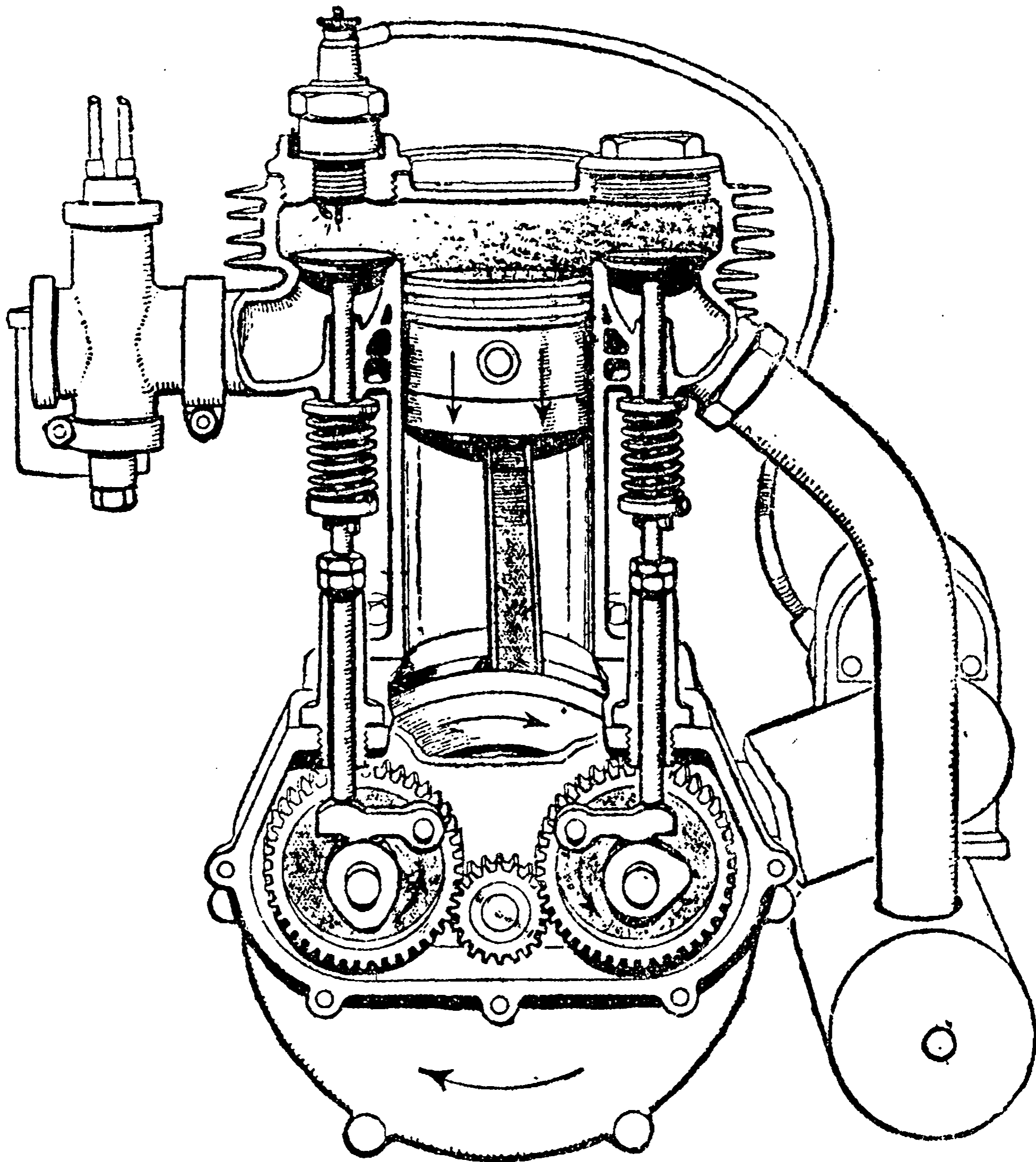
Этот процесс, называемый выпуском, изображен на фиг. 7.

Инерция маховика, приобретенная им во время предыдущего хода, заставляет поршень подниматься вверх.

¹) Примером того, до каких величин может доходить степень сжатия у мотоциклетных двигателей, могут служить гоночные мотоциклы „Матчлес“ 1928 г. со степенью сжатия 9,7 и 11,5:1. Величины, близкие к сжатию у дизелей.

Сила этой инерции настолько велика, что под действием ее поршень может несколько раз совершить свой путь без всякой посторонней помощи.

Посторонняя помощь необходима двигателю только вначале, при пуске его в ход, чтобы заставить его всосать рабочую смесь и сжать ее.



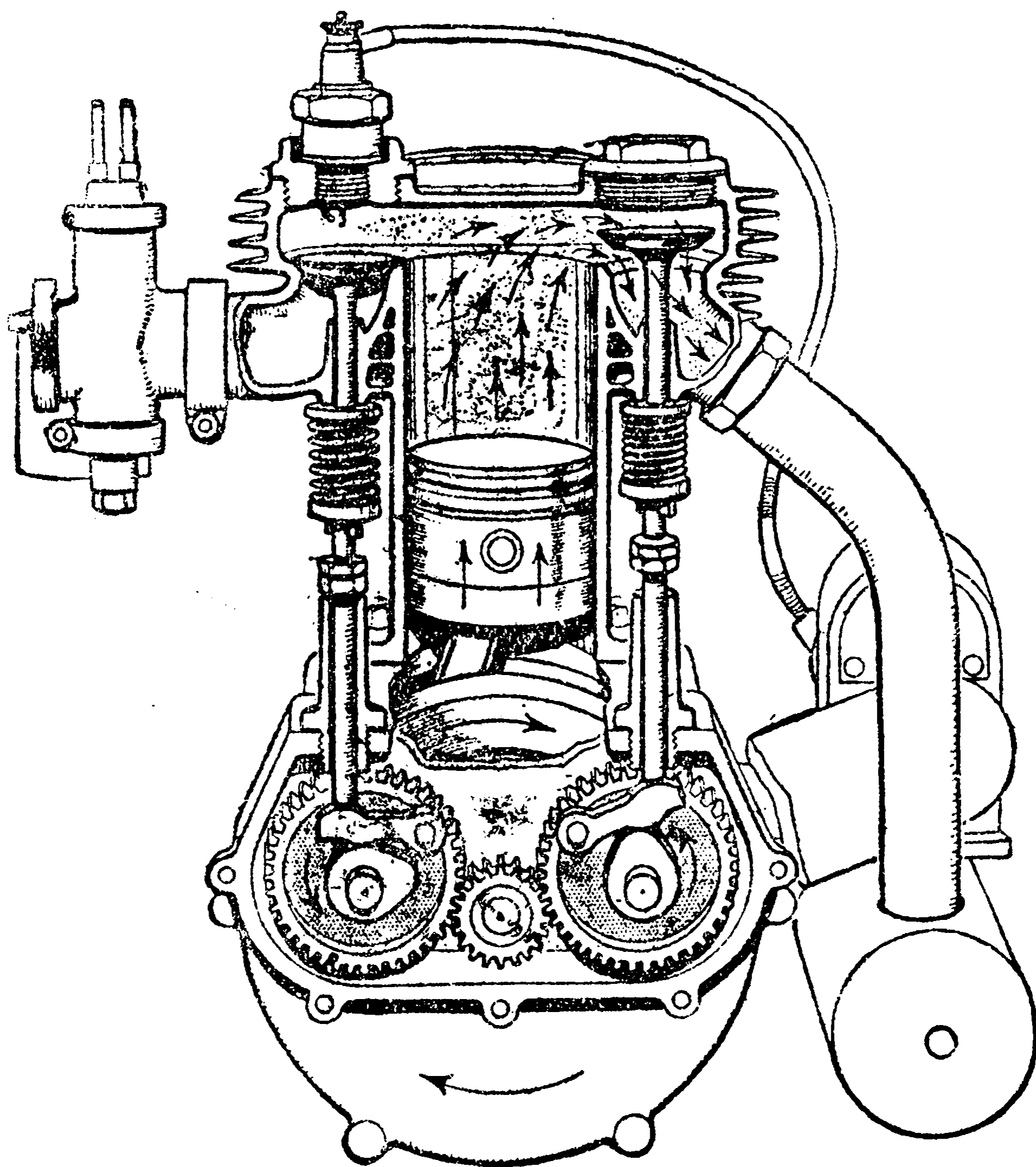
Фиг. 6. Рабочий ход. Топливо воспламенено электрической искрой. Оба клапана закрыты. Поршень идет вниз.

Поднимаясь кверху, поршень выталкивает наружу отработавшие газы через открытый выпускной клапан. Некоторая часть их все же остается в камере сгорания и смешивается впоследствии со свежим зарядом.

Мы рассмотрели, таким образом, четыре последовательных хода поршня, в течение которых совершается полный цикл работы двигателя.

В дальнейшем процесс будет повторяться в том же порядке: 1) под влиянием инерции маховика поршень пойдет вниз и всосет свежую порцию бензиновой смеси; 2) под

влиянием той же инерции маховика он поднимется затем вверх и сожмет смесь под крышкой цилиндра; 3) в этот момент произойдет воспламенение топлива и под давлением расширяющихся газов поршень опустится, заставляя вращаться коленчатый вал и маховик; 4) приобретенная маховиком инерция заставит поршень подняться и вытолкнуть



Фиг. 7. В ы п у с к. Выпускной клапан открыт. Всасывающий клапан закрыт. Поршень идет вверх.

сгоревшие газы, после чего он снова повторит все вышеописанные действия.

Итак, мотоциклетный двигатель рассмотренного типа работает в четыре „хода“ или „такта“, чем и объясняется его название — четырехтактный мотор.

Нетрудно заметить далее, что из всех этих четырех ходов поршня только один третий ход идет на вращение коленчатого вала и является, таким образом, истинным рабочим ходом, остальные же три служат только для всасывания, сжатия и выпуска газов.

Из рассмотрения чертежей можно, кроме того, убедиться,

что каждый ход поршня соответствует одному полуобороту вала. Таким образом, во время полного оборота вала поршень успевает совершить два хода — вверх и вниз. Отсюда же следует, что пока поршень сделает все свои четыре хода, коленчатый вал повернется два раза:

$$\begin{array}{l} 1\text{-й оборот вала} \left\{ \begin{array}{l} \text{ход всасывания} \\ \text{ход сжатия} \end{array} \right. \\ 2\text{-й оборот вала} \left\{ \begin{array}{l} \text{рабочий ход} \\ \text{ход выпуска} \end{array} \right. \end{array}$$

Наконец, последнее замечание, на которое следует обратить внимание, касается моментов открытия и закрытия клапанов: впускной клапан открывается только один раз в течение всех четырех ходов поршня, а именно во время 1-го хода, т. е. всасывания; выпускной клапан открывается также один только раз — во время 4-го хода, т. е. выпуска; все остальное время клапаны закрыты.

Подводя итог всему сказанному, мы можем составить следующую таблицу.

Ход поршня	Направление движения поршня	Процесс в цилиндре	Всасывающий клапан	Выпускной клапан	Обороты коленчатого вала и маховика
1-й	вниз	всасывание	открыт	закрыт	} 1-й оборот
2-й	вверх	сжатие	закрыт	»	
3-й	вниз	сгорание		»	} 2-й оборот
4-й	вверх	выпуск		открыт	

§ 4. Двухтактный двигатель.

В четырехтактном моторе, как мы только что видели, один рабочий ход приходится на два оборота коленчатого вала. Из четырех ходов поршня — целых три уходят на обслуживание самого мотора, и лишь один совершает полезную работу, заставляющую вращаться вал двигателя.

Однако, такой порядок работы вовсе не является единственно возможным для двигателя внутреннего сгорания. И, как мы сейчас увидим, нет ничего проще устройства

двухтактного мотора, в котором один рабочий ход приходится на каждый оборот вала.

Такой именно двигатель изображен на фиг. 8—11, показывающих его устройство и действие.

Как и всякий двигатель внутреннего сгорания, он состоит из цилиндра, укрепленного на картере, внутри которых помещается кривошипный механизм, т. е. поршень, шатун и коленчатый вал. Для всасывания рабочей смеси в боковой стенке цилиндра прорезано отверстие 1, обычно имеющее форму четырехугольного окна и сообщающееся с карбюратором.

Выпуск отработавших газов совершается через выпускное окно 2, расположенное несколько выше первого и соединенное с выпускной трубой.

Кроме этих двух окон, с противоположной стороны цилиндра, т. е. против выпускного окна, прорезано еще одно прямоугольное отверстие 3, сообщающееся с картером посредством так называемого „продувочного“ или „перепускного“ канала.

Характерной особенностью двухтактного мотора является полное отсутствие клапанов: роль их выполняет здесь сам поршень.

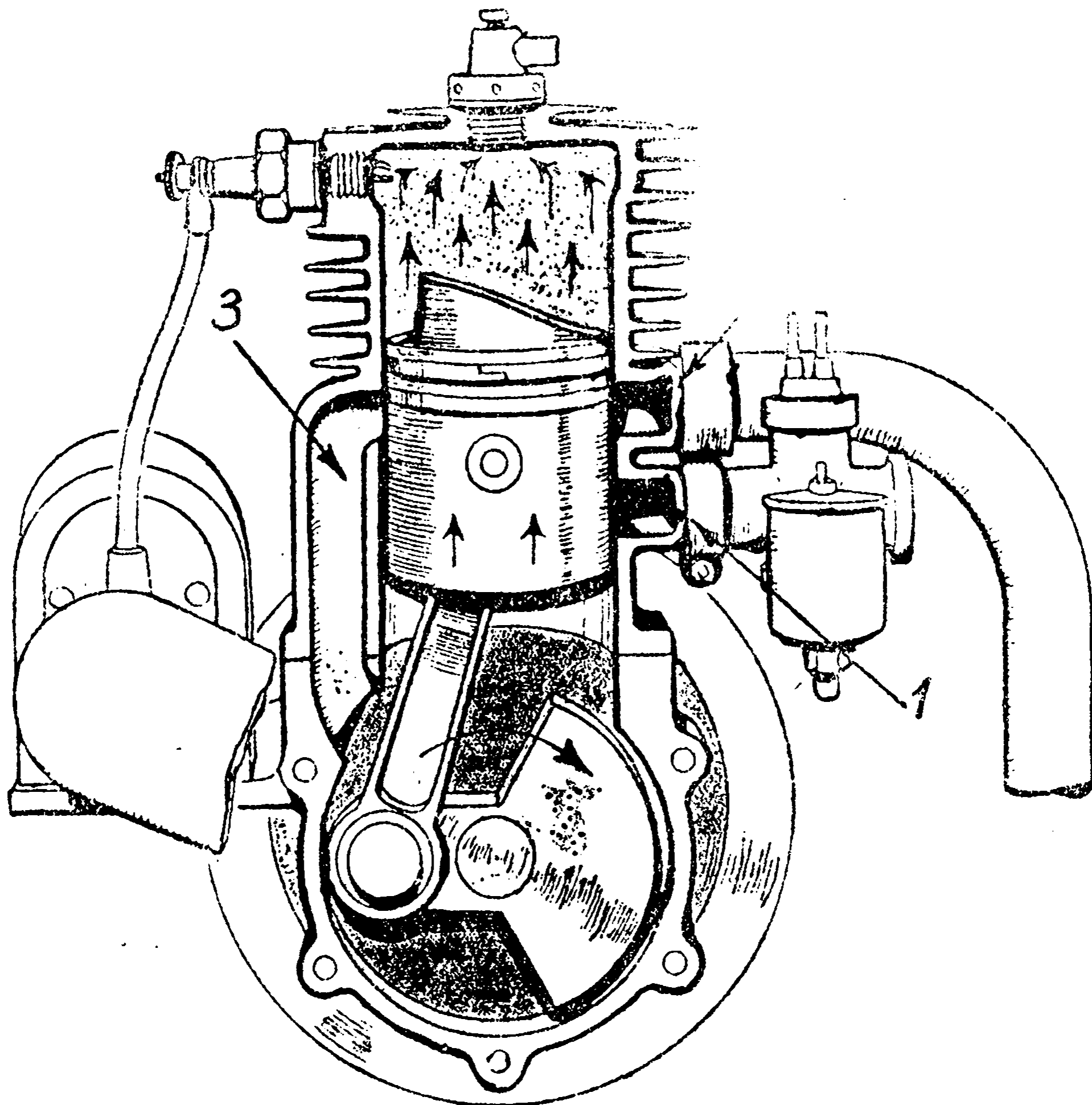
Например, в том положении, какое изображено на фиг. 8 и 10, поршень закрывает своими боковыми стенками все три окна. Если поднять его выше, как на фиг. 9, то выпускные и продувочные окна будут закрыты, а всасывающее окно 1—открыто. Если же опустить поршень вниз, как показано на фиг. 11, то, наоборот, будут открыты выпускное и продувочное окна, а всасывающее окно — закрыто.

Проследим теперь по чертежам, что происходит в цилиндре при различных положениях поршня.

Для начала положим, что поршень движется вверх (фиг. 8). Если допустить, что цилиндр был уже раньше наполнен рабочей смесью, то, поднимаясь вверх, поршень будет, очевидно, производить сжатие этой смеси. Одновременно по другую сторону поршня в картере будет образовываться разреженное пространство, и давление в нем упадет ниже атмосферного (до 0,5 атм.).

Когда поршень приблизится к концу своего хода, к верхней мертвой точке (фиг. 9), всасывающее окно от-

кроется, и картер окажется в сообщении с карбюратором. Вследствие разности давлений снаружи и внутри картера рабочая смесь устремится из карбюратора и заполнит картер. Таким образом, всасывание топлива происходит в двухтактном моторе не в камеру сгорания, а в картер. Что касается камеры сгорания цилиндра, то она в этом положении будет заполнена сжатой рабочей смесью, готовой для воспламенения.



Фиг. 8. Начало 1-го хода. Поршень идет вверх. Все окна закрыты. Над поршнем — сжатие, в картере — разрежение.

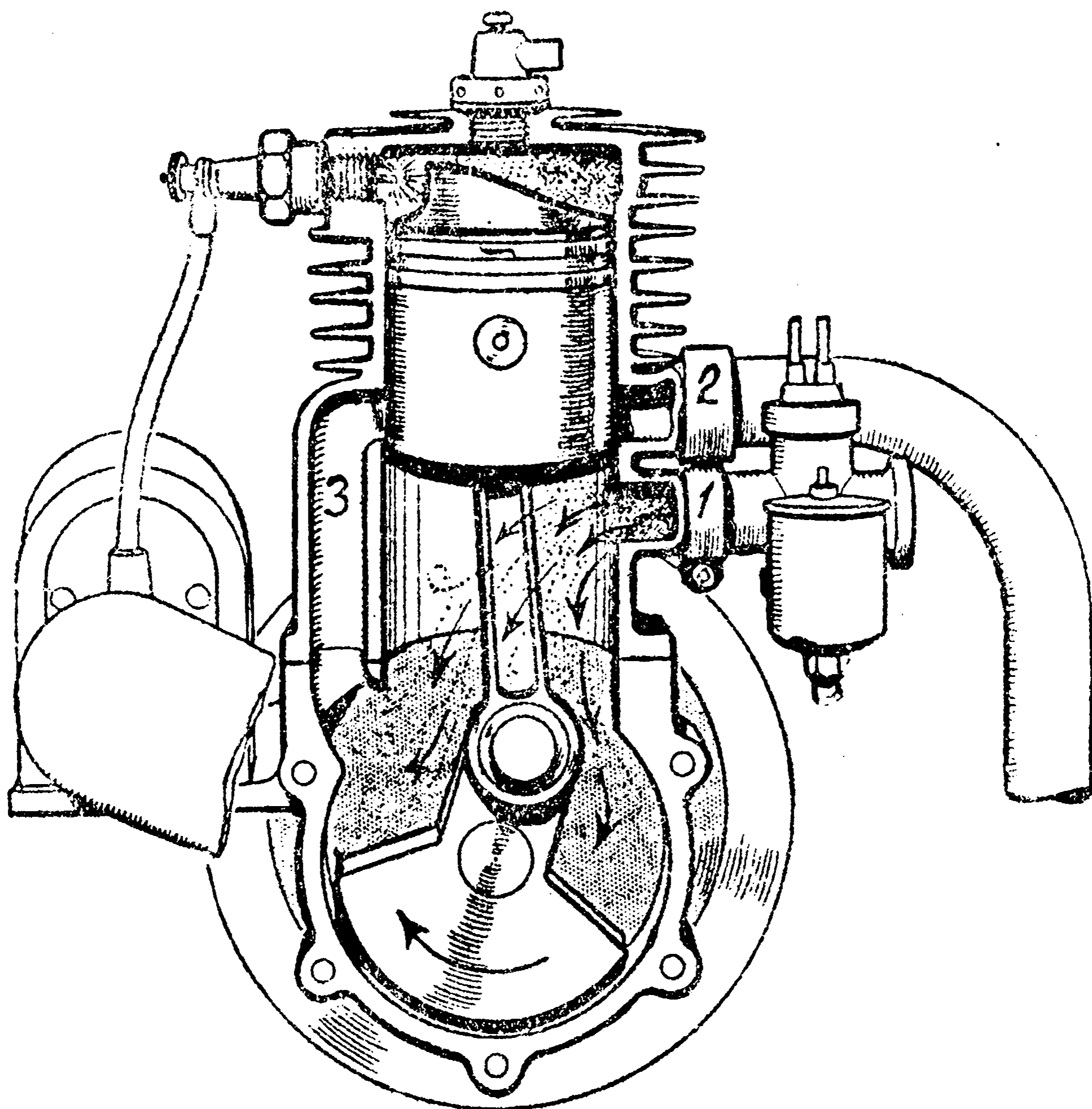
Итак, во время восходящего хода поршня происходит одновременно сжатие бензиновой смеси в цилиндре и всасывание ее в картер.

Предположим теперь, что в этот момент в цилиндре произойдет воспламенение смеси, и, следовательно, поршень под давлением расширяющихся газов начнет свой рабочий ход вниз, как это показано на фиг. 10 и 11.

Опускаясь вниз, поршень прежде всего закроет всасывающее окно, и поступление смеси в картер поэтому прекратится. При дальнейшем продвижении поршень будет очевидно сжимать бензиновую смесь, находящуюся в картере. Вели-

чина получающегося давления к концу хода достигает приблизительно $1,5 \text{ кг/см}^2$.

При подходе поршня к нижнему положению, он открывает сначала выпускное окно (высота которого немного больше, чем продувочного), вследствие чего отработавшие газы устремляются в выпускную трубу, так как давление их в конце хода все еще значительно выше атмосферного (ок. 2 кг/см^2).



Фиг. 9. Конец 1-го хода. Поршень в верхней мертвой точке.
Камера сгорания заполнена сжатой бензиновой смесью.
В картере — всасывание.

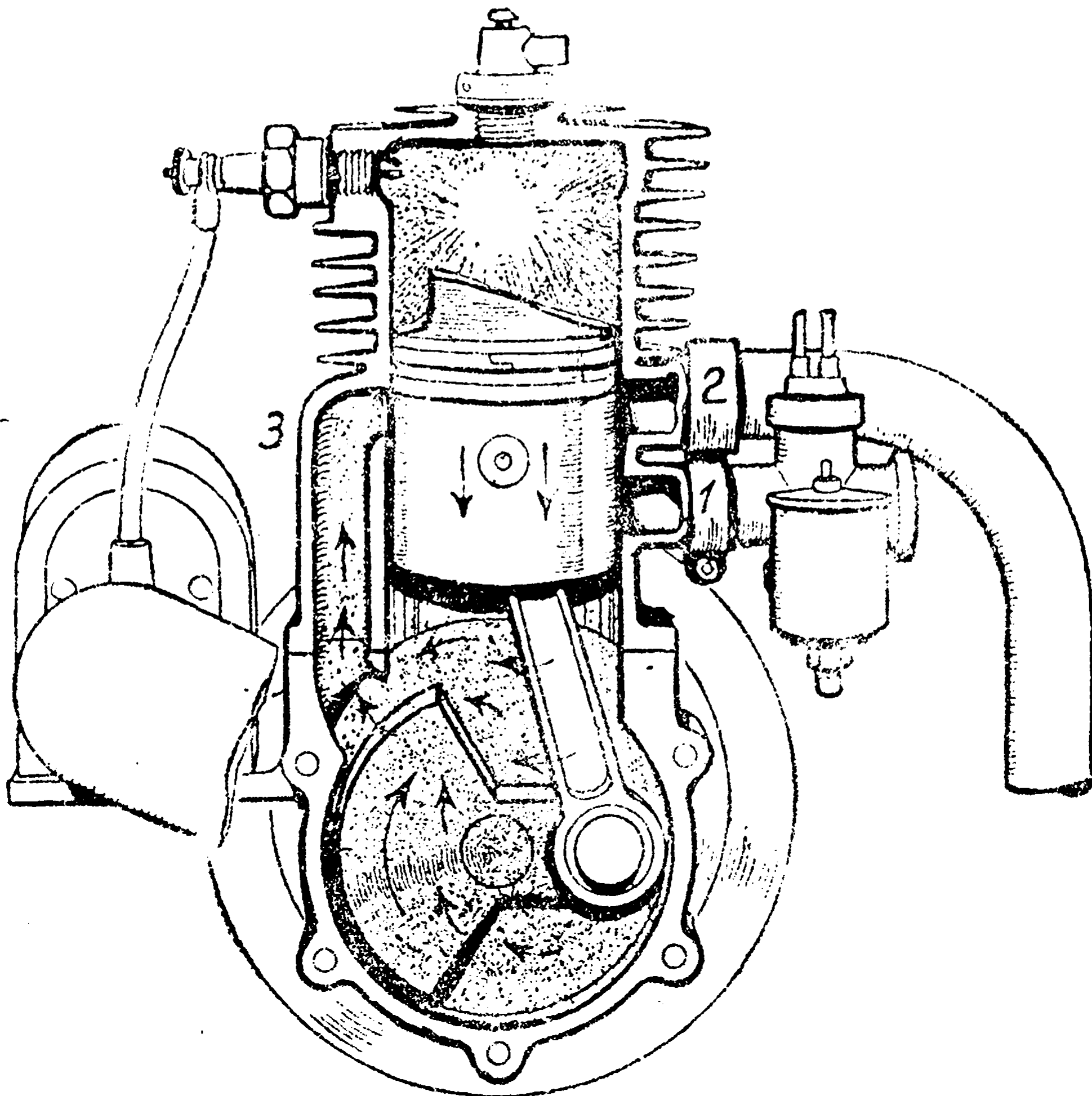
В следующий затем момент открывается и продувочное окно, сообщаемое с картером (см. фиг. 11).

С этого момента начинается продувка, т. е. переход сжатой в картере смеси в цилиндр. Врываясь в него, свежая смесь вытесняет силой своего напора остатки отработавших газов и заполняет собой пространство над поршнем. Итак, во время рабочего хода поршня вниз происходит сжатие бензиновой смеси в картере, переход ее из картера в цилиндр и выпуск отработавших газов.

Затем действие повторяется в том же порядке.

Форма поршня у двухтактного двигателя несколько иная, чем у четырехтактного, как это видно на фиг. 8 — 11.

На днище поршня находится особый гребень — „дефлектор“, назначение которого состоит в том, чтобы направлять должным образом струи отходящих и входящих газов и



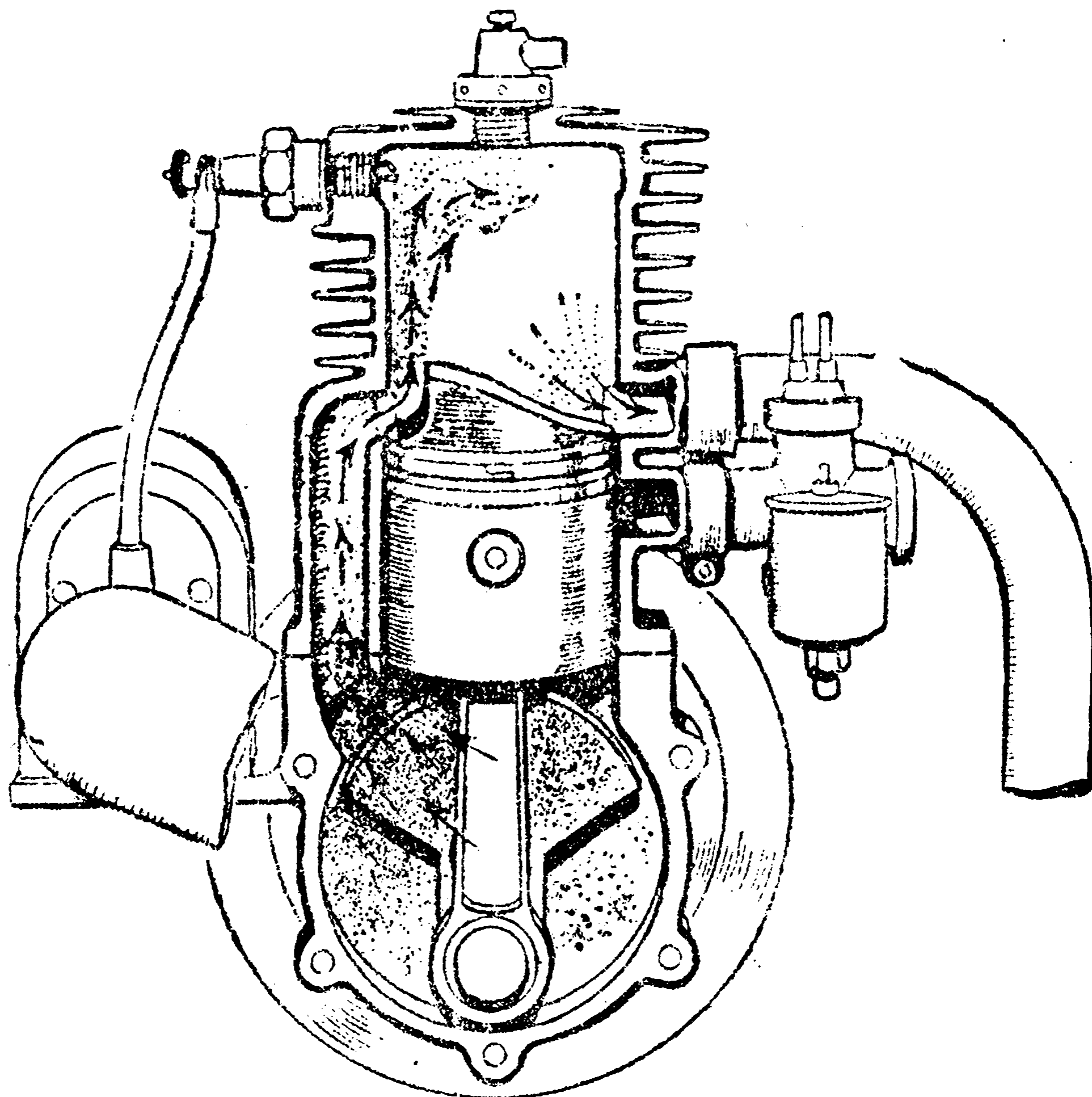
Фиг. 10. 2-й ход поршня — вниз. Все окна закрыты. В цилиндре — сгорание и расширение газов, в картере — сжатие смеси.

препятствовать их смешиванию, а также непосредственному прорыву свежей смеси по прямому направлению из продувочного канала в выпускное окно.

Все же, так как выпускное окно 2 и продувочный канал 3 открываются почти одновременно, то некоторая часть свежей смеси успевает вырваться наружу, вместе с отработавшими газами и, таким образом, теряется напрасно. Поэтому двухтактный двигатель расходует в среднем больше топлива, нежели четырехтактный.

Наполнение цилиндра свежей смесью и очищение его от сгоревших газов тоже идет здесь хуже, чем у четырехтактных двигателей. У последних всасывание и выпуск

длится в течение целого хода поршня, при чем отработавшие газы выталкиваются из цилиндра самим поршнем. У двухтактных же и на всасывание и на выпуск приходится очень краткие промежутки времени, значительно меньшие одного хода поршня, при чем выпуск отработавших газов совершается частью в результате их собственного расширения, частью же под напором свежей смеси, предварительно сжатой



Фиг. 11. Конец 2-го хода. Выпуск отработавших газов и продувка.

в картере. Это, конечно, менее совершенный способ очищения цилиндра.

Температурные условия в двухтактных двигателях значительно отличаются от четырехтактных, так как сгорание топлива происходит при каждом обороте вала, а не через каждые два оборота, как у последних. Таким образом, например, при 2000 оборотах в минуту в двухтактном двигателе происходит 2000 сгораний, а в четырехтактном — только 1000. Такой громадный поток тепла создает специальные трудности для надежного охлаждения цилиндра двухтактных моторов и сохранения некоторых внутренних органов двигателя от выгорания. Эти трудности возрастают

увеличением диаметра цилиндра, что и является одной из причин, побуждающих конструкторов ограничивать размеры двухтактных мотоциклетных двигателей. В настоящее время такие двигатели редко строятся с объемом цилиндра, превышающим 250 см^3 .

По той же причине степень сжатия в двухтактных двигателях ниже, чем в четырехтактных.

Если считать степень сжатия по отношению ко всему объему, описываемому поршнем, то в современных двухтактных моторах она не превышает обычно $5:1$ (и только в специальных конструкциях доходит до $6:1$). Правильнее, однако, принять во внимание, что сжатие у двухтактных двигателей начинается только тогда, когда поршень пройдет за верхний край выпускных окон, следовательно, для сжатия используется не весь ход поршня, а приблизительно лишь 70% его. Если учесть это обстоятельство, то действительная степень сжатия в двухтактных двигателях окажется еще ниже, а именно около $4,5:1$.

Соответственно меньшей степени сжатия будет ниже, как это видно из таблицы, приведенной выше на стр. 20, и начальное давление расширяющихся газов на поршень во время рабочего хода.

Отсюда, в свою очередь, следует, что число оборотов, которое могут развивать двухтактные двигатели, должно быть ниже, чем у четырехтактных.

И действительно, 4000 об/мин. являются для них уже сравнительно редким и исключительным достижением, обычно же число оборотов современного двухтактного двигателя не превышает $2800 - 3000$ в минуту.

Что касается положительных качеств двухтактных двигателей, то к числу их прежде всего следует отнести простоту их конструкции и отсутствие целого ряда деталей, которые необходимы для четырехтактного двигателя: здесь нет клапанов и довольно сложного механизма, управляющего их открытием.

В двухтактном двигателе в конечном итоге остаются только три движущиеся части: поршень, шатун и коленчатый вал. Это влечет за собой, с одной стороны, удешевление производства, а с другой — упрощение ухода за двигателем и обращения с ним. Это обстоятельство — чрезвы

чайно важно в мотоциклетном деле, так как здесь жизнеспособность той или иной конструкции зависит не столько от ее технического совершенства, сколько от ее простоты. И это понятно: в отличие от автомобиля, уход за которым обычно поручается специалисту-шоферу, мотоцикл предназначается для широкого круга потребителей. Владелец машины в громадном большинстве случаев не является техником или специалистом. Он пользуется мотоциклом для своих повседневных, деловых разъездов и часто не располагает даже временем для того, чтобы почистить или внимательно осмотреть машину. При таких условиях простота и нетребовательность двигателя имеют решающее значение, и действительно, на протяжении последнего десятилетия можно было наблюдать, как целый ряд превосходных в техническом отношении и остроумных конструкций совершенно исчез с рынка только потому, что они оказались слишком сложны для массового потребителя. Этого обстоятельства никогда не следует упускать из виду при оценке мотоциклетных конструкций.

Вторым важным преимуществом двухтактного двигателя является большая равномерность его вращающего момента, по сравнению с четырехтактным, которая особенно сказывается в случае малого числа оборотов. Действительно, здесь мы имеем один рабочий ход на каждый оборот вала, в то время как в четырехтактном двигателе — на каждые два оборота. Работа двигателя протекает, следовательно, в первом случае более плавно и равномерно.

Наконец, вес двухтактного мотоциклетного двигателя примерно на 15% меньше четырехтактного, при одинаковом объеме цилиндра.

Все эти качества обеспечивают двухтактному двигателю столь же широкое применение на мотоциклах, как и четырехтактному, по крайней мере на легких мотоциклах, не предназначенных для больших скоростей, для дальних пробегов или для спортивных целей.

§ 5. Двигатели с несколькими цилиндрами.

Мы видели выше, что предельный объем цилиндра четырехтактного мотоциклетного двигателя составляет около 600 см^3 при диаметре не свыше 85 — 87 мм.

Для двухтактных двигателей эти практические нормы примерно вдвое меньше.

Причин, заставляющих конструкторов ограничивать размеры цилиндра, имеется несколько:

Одна из них заключается в трудности охлаждения как самого цилиндра, так и в особенности поршня при увеличении их диаметра. Действительно, наиболее горячей частью двигателя является днище поршня, постоянно находящееся в соприкосновении с раскаленными газами. Получаемое им тепло может быть удаляемо единственным путем — отводом его от центра днища к стенкам цилиндра и через них наружу. При большом диаметре путь этот очевидно удлиняется, и поршень в течение процесса работы не успевает в достаточной мере охлаждаться.

Таким образом, если требуется построить двигатель большего объема, чем указано выше, — берут несколько цилиндров вместо одного.

Другим основанием для постройки многоцилиндровых двигателей является неравномерность вращающего момента одноцилиндрового мотора. В четырехтактном двигателе только один из каждых четырех ходов поршня является рабочим. Значит, работа мотора совершается как бы отдельными толчками, следующими друг за другом через известные промежутки времени.

В двухтактных мотоциклах эти толчки чаще следуют друг за другом, в четырехтактных реже.

Чтобы сделать работу двигателя более равномерной и по возможности смягчить влияние изменений вращающего момента, есть только два пути: или увеличение веса маховиков в соответствии с увеличением размеров цилиндра, или применение нескольких цилиндров, работающих поочередно.

Второй путь очевидно выгоднее.

Наконец, есть и еще одно соображение в пользу многоцилиндровых двигателей. Дело в том, что части кривошипного механизма мотоциклетного мотора движутся с чрезвычайной скоростью, например, при большом числе оборотов поршень совершает до 120 — 150 ходов в 1 секунду, меняя каждый раз направление своего движения на обратное. При движении всякого тела возникает, как известно, сила

инерции, которая тем больше, чем больше вес движущегося тела и его скорость. Под влиянием инерции тело стремится сохранять скорость и направление своего движения; поэтому, например, так трудно сразу остановить разбежавшего человека или затормозить мчащийся поезд.

Та же трудность возникает, очевидно, и при перемене поршнем направления своего движения: при подходе к мертвой точке он должен затормозить свой бег, на мгновение приостановиться и затем начать движение в обратную сторону, постепенно увеличивая скорость.

Отсюда понятно, какое значение имеет для быстрого мотоциклетного двигателя вес частей кривошипного механизма, т. е. главным образом поршня и шатуна. Вес этот должен быть по возможности меньше. Следовательно, и в этом отношении мы имеем в многоцилиндровом двигателе более благоприятные условия, чем в одноцилиндровом двигателе, так как размеры движущихся частей, а значит и веса их, в первом относительно меньше. Кроме того, как мы увидим в дальнейшем, при нескольких цилиндрах силы инерции одного поршня отчасти уравновешиваются инерцией другого поршня, движущегося в обратном направлении.

Для мотоциклетных двигателей применяют обыкновенно не больше двух цилиндров с общим объемом до 1000 см^3 (в исключительных случаях — до 1300 см^3).

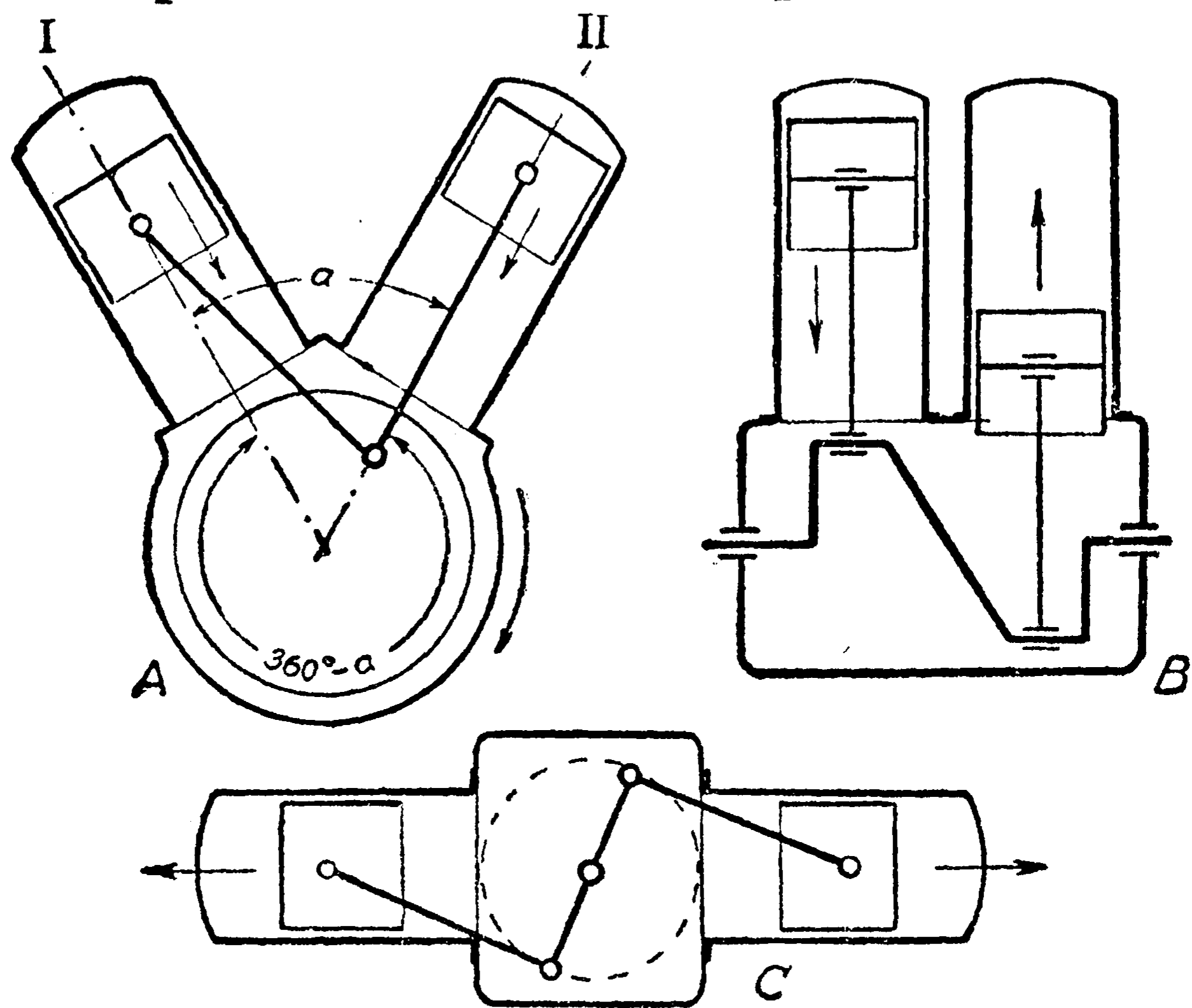
Четырехцилиндровые двигатели строятся сравнительно редко, и мотоциклы с такими двигателями составляют лишь 2% по отношению к другим типам.¹

Употребительные способы расположения цилиндров на двухцилиндровых мотоциклетных двигателях показаны схематически на фиг. 12.

Из них наиболее распространено расположение цилиндров по типу А, при котором цилиндры помещаются на общем картере наклонно, под углом один к другому, в виде

¹ В 20-х гг. немецкая фирма „Мегила“ выпустила мотоциклы с пятью цилиндрами, расположенными звездообразно. Двигатель помещался на втулке переднего колеса и работал по принципу ротативных авиационных моторов. Несмотря на показанные хорошие технические и дорожные качества, мотоциклы этого типа не получили распространения, и производство их было прекращено.

буквы V. Шатуны в этом случае надеты своими нижними головками на общую цапфу кривошипа. Благодаря такому устройству поршни переходят через мертвые точки не одновременно: например, левый поршень на схеме успел уже опуститься немного вниз, а правый еще только начинает свой нисходящий ход. Тем не менее, большую часть хода поршни идут в одном направлении, при чем один поршень лишь немного отстает от другого. Эта разница в положении поршней относительно мертвых точек тем больше,



Фиг. 12. Способы расположения цилиндров.

чем больше угол между осями цилиндров: при угле в 45° она составляет 18% хода; при 60° равна 30% , при 90° достигает половины хода.

Угол между цилиндрами в существующих конструкциях заключается в пределах от 42° до 60° и сравнительно редко его доводят до 90° (так как при такой величине угла усложняется размещение двигателя в раме).

По отношению к вертикальной линии цилиндры располагаются по большей части симметрично.

Само собою разумеется, что рабочие такты в обоих цилиндрах должны происходить не одновременно, а чередоваться таким образом, чтобы на каждый оборот вала приходился один рабочий ход. Поэтому устанавливают моменты открытия клапанов, например, так, что когда в первом цилиндре происходит сгорание, во втором — всасывание.

ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Однако, при V-образном расположении цилиндров некоторая неравномерность чередования рабочих тактов все же неизбежна; а именно: они следуют один за другим не через каждый полный оборот коленчатого вала (360°).

Если обозначить угол между цилиндрами через α и предположить, что в положении, изображенном на схеме фиг. 12, сгорание происходит в цилиндре II, то легко видеть из чертежа, что другой поршень в цилиндре I придет в верхнюю точку тогда, когда вал повернется на угол

$$360^\circ - \alpha,$$

т. е. меньше, чем на 360° .

Наоборот, если допустить, что рабочий ход происходит в цилиндре I, а в цилиндре II начинается всасывание, то к моменту воспламенения смеси в цилиндре II вал должен повернуться на угол

$$360^\circ + \alpha,$$

считая от оси первого цилиндра.

Отсюда следует, что чем меньше угол между осями цилиндра, тем равномернее становятся промежутки между рабочими тактами.

Например, при угле в 45° сгорания будут чередоваться через

$$\begin{aligned} 360^\circ + 45^\circ &= 405^\circ \\ \text{и } 360^\circ - 45^\circ &= 315^\circ \end{aligned}$$

поворота коленчатого вала.

При угле в 60° разница между ними будет больше:

$$\begin{aligned} 360^\circ + 60^\circ &= 420^\circ \\ \text{и } 360^\circ - 60^\circ &= 300^\circ. \end{aligned}$$

Все же мы имеем здесь значительное преимущество перед одноцилиндровым двигателем, у которого в промежутках между последовательными сгораниями вал поворачивается на $360^\circ \times 2 = 720^\circ$.

Для двухтактных двигателей V-образное расположение цилиндров хотя и возможно (и можно указать даже выполненные конструкции этого рода), но распространения не получило, так как никаких особых преимуществ оно не представляет.

Другой тип двухцилиндрового двигателя представлен на фиг. 12 В. Здесь цилиндры расположены вертикально, параллельно один другому.

При таком расположении цилиндров коленчатый вал имеет два кривошипа, разведенных на 180° , а поршни движутся в противоположные стороны: когда один опускается, другой поднимается.

Следовательно, движущиеся массы до некоторой степени уравнивают друг друга.

Но цилиндры в этом случае работают следующим образом:

1 - й цилиндр.	2 - й цилиндр.
Всасывание ↓	Сжатие ↑
Сжатие ↑	Работа ↓
Работа ↓	Выпуск ↑
Выпуск ↑	Всасывание ↓

Неудобство такого расположения цилиндров заключается в том, что сгорания в общих цилиндрах следуют непосредственно друг за другом, как это видно из вышеприведенной таблицы. Таким образом, на один оборот вала приходится два рабочих такта, а на другой — ни одного.

Поэтому подобное расположение цилиндров применяется обыкновенно лишь для двухтактных моторов.

Наконец, третий тип расположения цилиндров показан на фиг. 12 С. Здесь цилиндры помещены горизонтально и обращены головками в разные стороны. Шатуны, как и в предыдущем случае, соединены с двумя разными кривошипами, разведенными на 180° , а поршни, как это видно из чертежа, движутся либо навстречу друг другу, либо по направлению к головкам цилиндра, т. е. оба „вниз“ или оба „вверх“.

Поэтому можно заставить их работать следующим образом:

1 - й цилиндр.	2 - й цилиндр.
Всасывание ↓	Работа ↓
Сжатие ↑	Выпуск ↑
Работа ↓	Всасывание ↓
Выпуск ↑	Сжатие ↑

Таким образом рабочие такты в каждом цилиндре здесь удалены друг от друга на целых два хода поршня и по-

тому чередуются равномерно через каждый полный оборот вала (360°).

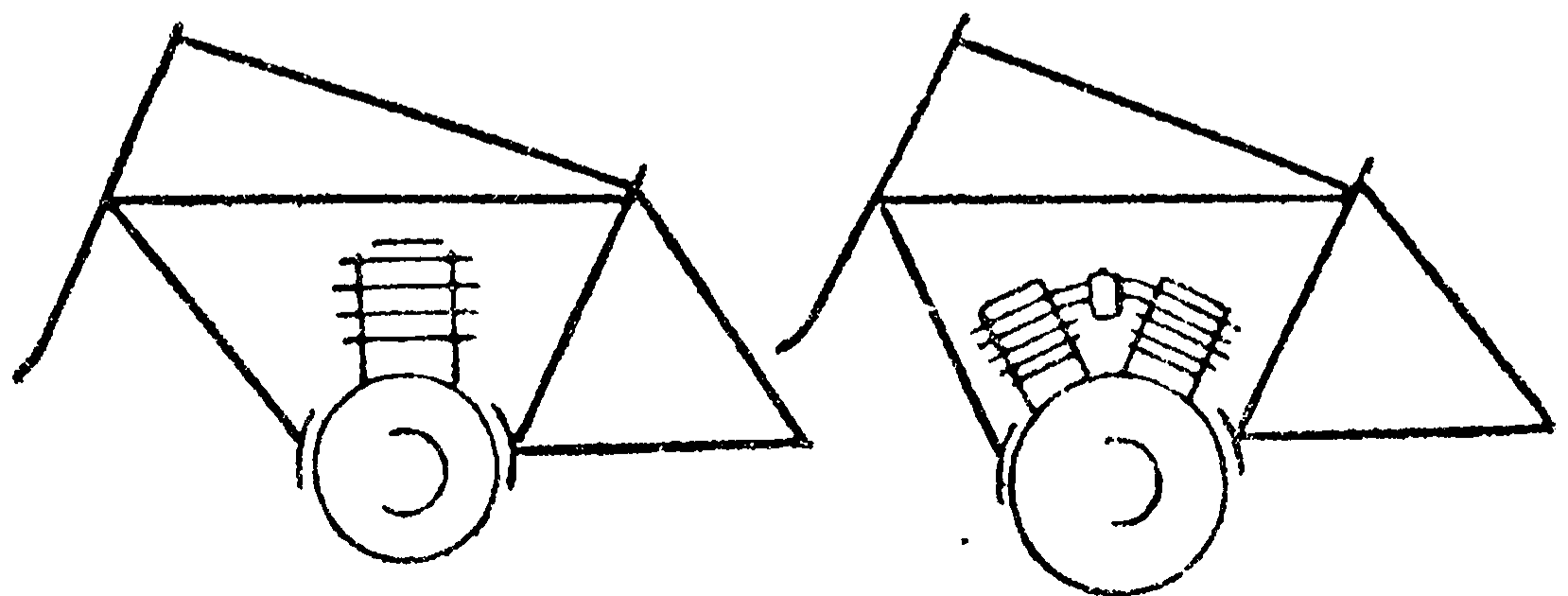
Следовательно, при таком расположении цилиндров достигается наибольшая равномерность работы двигателя. Уравновешивание сил инерции здесь также наилучшее, так как движущиеся массы постоянно направлены в разные стороны.

Подобные двигатели довольно часто применяются для четырехтактных мотоциклов.

Все же господствующим типом двухцилиндрового двигателя остается V-образный.

Это объясняется конструктивными и производственными преимуществами, присущими данному типу.

Прежде всего такой двигатель при угле между цилиндрами до 60° весьма удобно крепится на раму мотоцикла, так же, как и одноцилиндровый (см. фиг. 13), что дает возможность многим заводам использовать одну и ту же форму рамы для обоих типов.



Фиг. 13. Расположение двигателя на раме.

Между тем, например, горизонтальный двигатель требует специальной конструкции рамы.

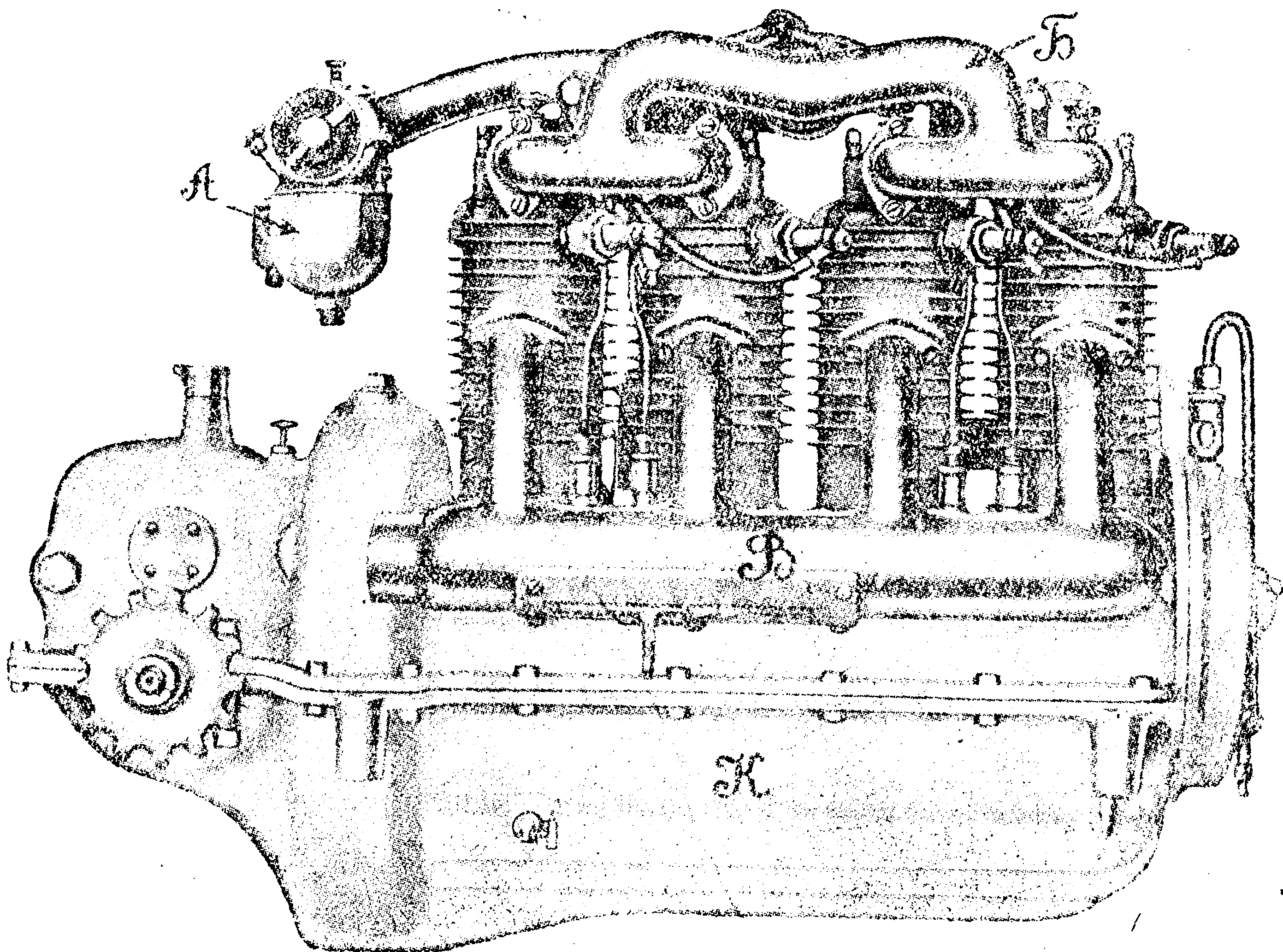
При одновременном производстве одноцилиндровых и V-образных двигателей, вообще, может быть использован целый ряд однородных деталей и полуфабрикатов: цилиндры, поршни, маховики, отливки картеров и проч.

Внутри угла, образуемого цилиндрами, весьма удобно и целесообразно помещается карбюратор, расположение которого на горизонтальном двигателе всегда более или менее затруднительно и требует применения длинных всасывающих труб.

Этими соображениями, повидимому, и обусловлено преобладающее значение V-образного типа мотоциклетного двигателя. По крайней мере $\frac{3}{4}$ двухцилиндровых мотоциклов снабжаются двигателями этого рода.

Общий вид четырехцилиндрового двигателя представлен на фиг. 14.

Цилиндры расположены в один ряд — вертикально. Об устройстве кривошипного механизма такого двигателя дает представление фиг. 48, помещенная дальше (см. стр. 89). Из нее видно, что два крайних и два средних поршня движутся всегда в одном направлении. Если перенумеровать поршни цифрами 1, 2, 3 и 4, то легко видеть, что рабочие такты в



Фиг. 14. Четырехцилиндровый двигатель мотоцикла „Гендерсон“. А — карбюратор. Б — всасывающая труба. В — выпускная труба. К — картер.

цилиндрах могут следовать один за другим только в следующем порядке:

1 — 2 — 4 — 3

или

1 — 3 — 4 — 2.

Во всяком случае, на каждые по оборота коленчатого вала приходится один рабочий ход.

Поэтому в отношении равномерности вращающего момента и уравновешенности движущихся масс четырехцилиндровый двигатель совершеннее двухцилиндрового. Но

вообще говоря, он слишком сложен для мотоциклетного дела, требующего прежде всего простоты и надежности конструкции при минимуме необходимого внимания к нему со стороны ездока.

§ 6. Мощность двигателя.

Мощностью двигателя называется работа, которую он производит в 1 секунду.

Для измерения работы в механике принята особая единица — килограммометр (сокращенно *кг-м*), под которой понимается работа, совершаемая при поднятии груза в 1 *кг* на высоту 1 *м*.

Таким образом, если, например, груз в 15 *кг* поднять на 4 *м*, то произведенная работа равна

$$15 \times 4 = 60 \text{ кг-м.}$$

Когда какая-нибудь сила преодолевает те или иные препятствия, она совершает работу. Чтобы вычислить эту работу, надо умножить величину силы (выраженную в *кг*) на длину пути (в метрах), на котором она действовала.

Например, если трактор тянет за собою плуг с силою 350 *кг* и пропахивает борозду длиною в 100 *м*, то произведенная им работа равна

$$350 \times 100 = 35\,000 \text{ кг-м.}$$

Допустим, что эта работа произведена им в течение 70 секунд.

В таком случае мощность трактора, т. е. работа, выполняемая им в 1 секунду, будет равна:

$$35\,000 : 70 = 500 \text{ кг-м в секунду.}$$

В технике для измерения мощности двигателей принята более крупная единица, равная 75 *кг-м* в секунду, которая называется лошадиной силой (сокращенно *ЛС*).¹

$$1 \text{ ЛС} = 75 \text{ кг-м в секунду.}$$

Таким образом, если бы мы захотели выразить найден-

¹ В английских и американских каталогах лошадиная сила обозначается буквами HP, в немецких PS, во французских CV.

ную выше мощность трактора в лошадиных силах, надо было бы разделить 500 кг-м на 75:

$$500 : 75 = 6,7 \text{ ЛС.}$$

После этих предварительных замечаний, обратимся к тому, что происходит в цилиндре двигателя во время рабочего хода.

Действующей силой является здесь давление газов на поршень.

Величина этого давления, однако, не постоянна: как мы видели выше, в начале хода она может достигать 25 — 30 кг-см², а к концу его падает до 2-3 кг-см².

Необходимо кроме того принять во внимание, что не вся эта сила может быть использована для получения полезной работы на валу двигателя, так как, во-первых, поршень испытывает давление не только сверху от сгоревших газов, но и снизу от заключенного в картере воздуха; величину этого последнего давления можно считать равной атмосферному, т. е. 1 кг-см²; во-вторых, некоторая часть давления газов расходуется на преодоление трения в разных частях самого двигателя (поршень, кривошип, подшипники клапана и пр.)

Поэтому, при вычислении мощности, которую дает двигатель на своем валу, принимают за действующую силу некоторое среднее, так называемое **эфф е к т и в н о е** давление (P_e), которое считают постоянным на протяжении всего хода поршня.

Величина этого среднего эффективного давления у современных мотоциклетных двигателей нормального дорожного типа составляет:

$$\begin{aligned} \text{у четырехтактных} & \dots P_e = 5 - 6 \text{ кг-см}^2 \\ \text{„ двухтактных} & \dots P_e = 3,5 - 4 \text{ кг-см}^2 \end{aligned} \quad ^1$$

Зная среднее эффективное давление, диаметр цилиндра и ход поршня, нетрудно вычислить мощность двигателя при том или ином числе оборотов.

Возьмем, например, четырехтактный двигатель, с диаметром цилиндра равным 80 мм и ходом поршня в 90 мм и вычислим его мощность при 4000 об/мин., принимая $P_e = 5,5 \text{ кг-см}^2$.

¹ Максимальные значения P_e для специально форсированных, гоночных двигателей бывают и выше указанных цифр и доходят иногда до 9 кг-см².

Площадь поршня равна $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times 8^2}{4} = 50 \text{ см}^2$.

Давление газов на всю площадь поршня равняется

$$P_0 \times 50 = 5,5 \times 50 = 275 \text{ кг.}$$

Эта сила действует на длине хода поршня, равной $90 \text{ мм} = 0,09 \text{ м}$. Следовательно, работа, производимая ею в течение одного рабочего хода поршня, равна:

$$275 \times 0,09 = 24,75 \text{ кг-м.}$$

При 4000 оборотах в минуту мы имеем в четырехтактном двигателе вдвое меньше рабочих ходов, т. е. 2000.

Следовательно, работа, произведенная двигателем в 1 минуту, равна:

$$24,75 \times 2000 = 49\,500 \text{ кг-м.}$$

Работа, произведенная в 1 сек. будет в 60 раз меньше, т. е.:

$$49\,500 : 60 = 825 \text{ кг-м в секунду.}$$

Это и есть мощность двигателя в килограммометрах. Чтобы выразить ее в лошадиных силах, надо разделить полученное число на 75:

$$825 : 75 = 11 \text{ ЛС.}$$

Итак, мощность нашего двигателя при 4000 об/мин равна 11 ЛС. При другом числе оборотов, например, при 2000 или 3000, эта мощность, конечно, будет меньше. Обычно, когда указывают мощность двигателя, имеют в виду максимальную мощность, которую способен дать данный двигатель.

При вычислении мощности двухтактного двигателя ход рассуждения остается тот же, но необходимо принять во внимание, что число рабочих тактов в этом случае равно числу оборотов и, например, при 3000 оборотах двигателя в минуту число рабочих тактов будет также 3000.

Для двигателей с несколькими цилиндрами найденную мощность надо умножить еще на число цилиндров. Так, если бы в предыдущем примере мы взяли двухцилиндровый двигатель, то мощность его равнялась бы:

$$11 \times 2 = 22 \text{ ЛС.}$$

Приведенное выше вычисление можно произвести и в общем виде, вводя вместо цифр буквенные обозначения.

Обозначим через: P_e — среднее эффективное давление; d — диаметр цилиндра в см; S — ход поршня в м; n — число оборотов в минуту; i — число цилиндров.

Тогда, применяя те же рассуждения, получим

$$\text{площадь поршня} \dots \frac{\pi d^2}{4} \text{ см}^2;$$

$$\text{давление на поршень} \dots \frac{\pi d^2 \cdot P_e}{4} \text{ кг};$$

$$\text{работа за один ход поршня} \dots \frac{\pi d^2 \cdot P_e \cdot S}{4} \text{ кг-м};$$

$$\text{число рабочих тактов (в четырехтактном двигателе)} \frac{n}{2};$$

$$\text{работа в 1 минуту} \dots \frac{\pi d^2 \cdot S \cdot P_e \cdot n}{2 \cdot 4} \text{ кг-м};$$

$$\text{работа в 1 секунду, т. е. мощность} \dots \frac{\pi d^2 \cdot S \cdot P_e \cdot n}{2 \cdot 4 \cdot 60} \text{ кг-м};$$

мощность в лошадиных силах (N_e)

$$N_e = \frac{\pi d^2 \cdot S \cdot P_e \cdot n}{2 \cdot 4 \cdot 60 \cdot 75} \text{ ЛС.}$$

Так как выражение $\frac{\pi d^2 S}{4}$ представляет собой рабочий объем цилиндра V (при условии, что S выражено в сантиметрах), то можно написать ту же формулу и иначе:

$$N_e = \frac{P_e \cdot n \cdot V}{900},$$

что удобнее для вычисления, если известен объем цилиндра V .

Для двухтактного двигателя число рабочих тактов равно n , следовательно в вышеприведенной формуле знаменатель будет вдвое меньше. Для многоцилиндрового двигателя результат умножается на число цилиндров i .

Исследуя полученную формулу, мы видим, что для данного определенного двигателя все величины, входящие в числитель, постоянны, кроме числа оборотов n .

Следовательно, мощность двигателя изменяется пропорционально числу оборотов.

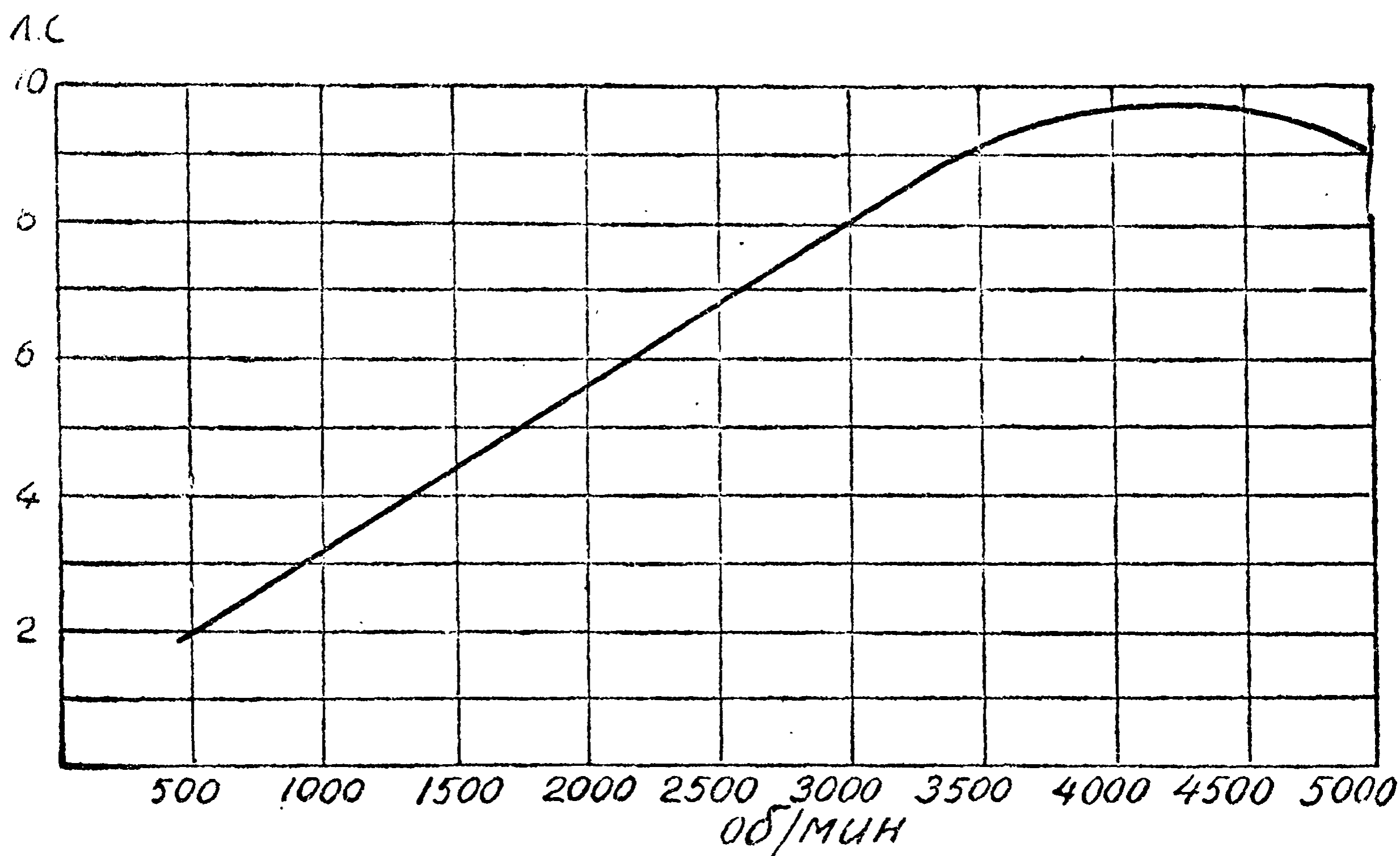
Это изменение наглядно изображено на фиг. 15. На горизонтальной оси этого графика отложены числа оборотов двигателя, на вертикальной — соответствующие мощности в лощ. силах.

Начерченная здесь кривая мощности характеризует мощность современного нормального двигателя с объемом цилиндра около 500 см³ и показывает, что мощность возрастает с увеличением числа оборотов; она

достигает своего максимума при числе оборотов около 4000 в мин., затем начинает падать, хотя двигатель все еще продолжает увеличивать число своих оборотов.

Это падение мощности после известного предельного числа оборотов вызывается несколькими причинами: ухудшением наполнения цилиндра смесью при очень большом числе оборотов, уменьшением вследствие этого среднего эффективного давления и возрастанием сил инерции поршня, противодействующих давлению рабочих газов, а также увеличением механических потерь.

Вычисленная таким образом мощность двигателя называется „эффективной“, или мощностью „на валу двигателя“, или, наконец, „тормозной“ мощностью (так как при лабора-



Фиг. 15. Кривая мощности двигателя.

торном испытании двигателей она измеряется торможением вала двигателя с помощью специальных приборов).

При передаче этой мощности на заднее колесо мотоцикла около 25—30% ее (в среднем) теряется в передаточных механизмах, в подшипниках, расходуется на смятие шин, и, таким образом, мощность на заднем колесе мотоцикла составляет лишь около 70—75% эффективной мощности его двигателя.

От эффективной мощности следует отличать так называемую номинальную мощность двигателя, которая обозначается обыкновенно в каталогах мотоциклетных фирм. Это — совершенно условное число, которым можно, конечно, пользоваться для сравнения между собой различных типов машин, но которое ничего не говорит об их действительной

мощности. При определении такой номинальной мощности условились считать, что 1 ЛС соответствует 100 см³ объема цилиндра. Таким образом, мощность двигателя с объемом цилиндра, например, 349 см³ условно принимается в 3,49 ЛС; при объеме цилиндров в 986 см³ считают нормальную мощность двигателя в 9,86 ЛС и т. п. Между тем современный мотоциклетный двигатель в 349 см³, в зависимости от его конструкции и регулировки, способен развивать и 7 и 12 и даже до 17 ЛС.

При обложении мотоциклов налогом, определяют еще так называемую налоговую мощность двигателя, которая также является условным числом.

Налоговая мощность вычисляется в СССР по формуле:

$$N = 0,3 d^2 \cdot S \cdot i,$$

где N — мощность в ЛС, d — диаметр цилиндра в сантиметрах, S — ход поршня в метрах, i — число цилиндров. При вычислении по этой формуле дробные части силы больше 0,5 считаются за целую единицу, а дроби меньше 0,5 отбрасываются.

Пример. Определить налоговую мощность 2-цилиндрового мотоцикла, у которого диаметр цилиндра равен 75 мм и ход поршня — 94 мм.

Имеем: $i = 2$; $d = 7,5$ см; $S = 0,094$ м.

$$N = 0,3 \cdot 7,5^2 \cdot 0,094 \cdot 2 = 3,17 \text{ ЛС.}$$

Так как дробь 0,17 отбрасывается, то налоговая мощность данного мотоцикла равняется 3 ЛС.

§ 7. Классификация мотоциклов.

В основу классификации современных мотоциклов могут быть положены разные признаки.

Прежде всего мы можем разделить существующие типы машин на две большие группы по роду двигателя: на четырехтактные и двухтактные.

Предельным объемом одного цилиндра для первой группы можно считать 650 см³, а пределом общего объема всех цилиндров — 1300 см³. Для второй группы предельным объемом одного цилиндра можно считать 300 см³ (двухтактные двига-

тели с большим объемом цилиндра, до 500 см^3 , являются редким исключением), а при двух цилиндрах—около 500 см^3 .

В пределах до 300 см^3 объема цилиндра двухтактные мотоциклы распространены не менее четырехтактных.

Далее мы можем разделить мотоциклы по их назначению на три группы: 1) нормальный или дорожный тип машины, предназначенный для общего пользования; 2) спортивный тип, предназначенный для дальнего туризма, пробегов или состязаний на большие дистанции и 3) специально-гоночный тип, предназначенный для максимальных скоростей на коротких дистанциях. Наибольшее практическое значение из них имеет, конечно, первый тип, который мы называем „нормальным“ или „дорожным“.

Современные двигатели этого рода характеризуются меньшей, чем у других типов, степенью сжатия, около $5:1$ и развивают около 2 ЛС на 100 см^3 рабочего объема цилиндра (20 ЛС на 1 литр) при $3500\text{—}4000 \text{ об/мин}$.

Мотоциклы второго типа, „спортивного“, снабжаются двигателями с повышенным сжатием, около $6\text{—}6,5:1$, и показывают мощность до $3\frac{1}{2} \text{ ЛС}$ на 100 см^3 объема цилиндра (до 35 ЛС на 1 литр), при числе оборотов 5000 в мин.

Наконец третья группа машин, „гоночных“, имеет еще, более высокое сжатие, от $7:1$ до $8:1$, и достигает в настоящее время свыше 4 ЛС на 100 см^3 рабочего объема цилиндра (свыше 40 ЛС на 1 литр) при числе оборотов около 6000 в мин.¹

Последние две группы снабжаются почти исключительно четырехтактными двигателями. Столь различные качества двигателей упомянутых групп обусловлены весьма значительными различиями в их конструкции, и никакой регулировкой нельзя превратить один тип двигателя в другой.

Далее весьма характерным признаком для классификации мотоциклов является число цилиндров. По этому признаку их можно разделить на одноцилиндровые, двухцилиндровые и четырехцилиндровые.

Преобладающим типом, с этой точки зрения, являются одноцилиндровые двигатели, которыми снабжаются около 72% мотоциклов; около 26% приходится на двухцилиндро-

¹ Рекордные достижения в 1930 г. для отдельных экспериментальных машин еще выше. Максимальное число оборотов удавалось доводить до 11.000 оборотов, а литровую мощность до 60 ЛС .

вые двигатели (из коих 20% с V-образным расположением цилиндров и 6% с горизонтально-противоположными цилиндрами) и только 2% составляют четырехцилиндровые мотоциклы.¹

Наконец, можно классифицировать мотоциклы по рабочему объему цилиндров и по весу всей машины, в значительной мере зависящему от первого.

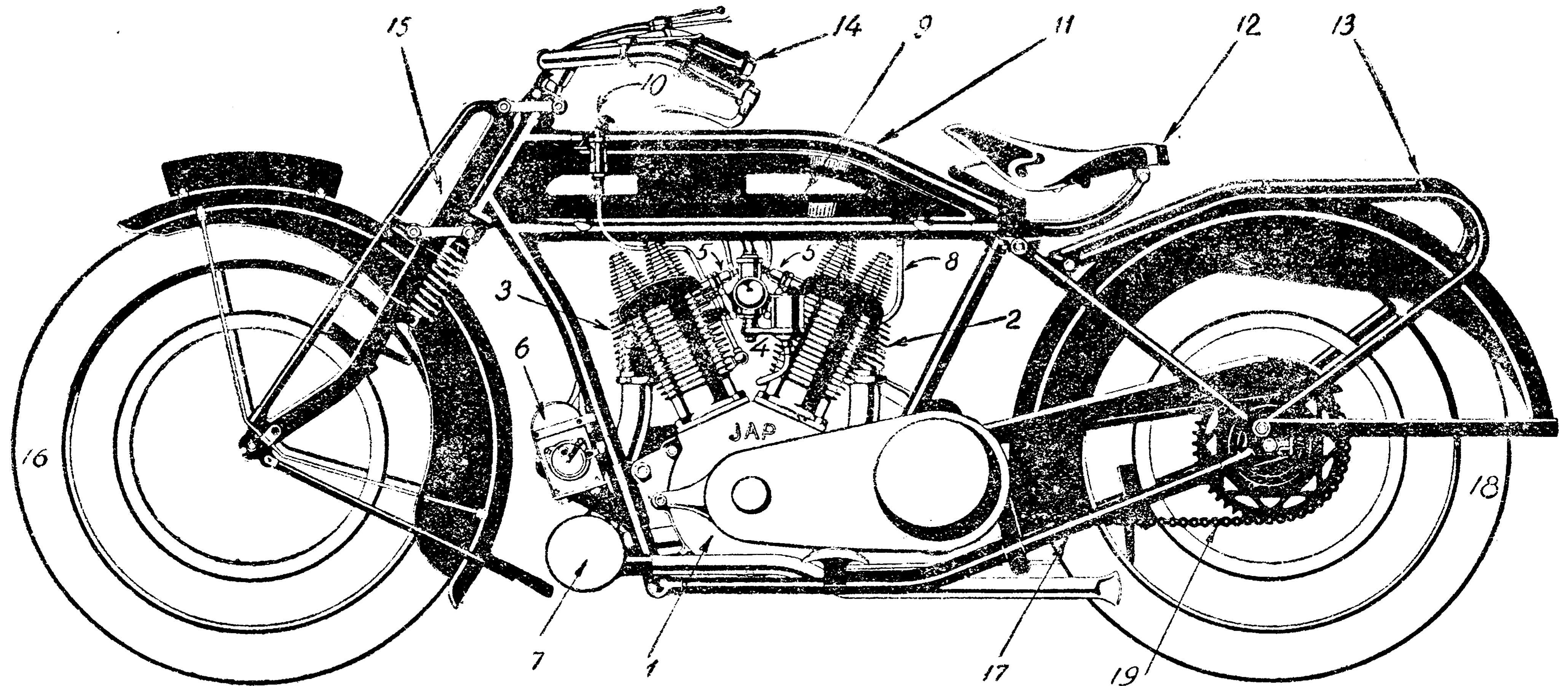
С этой точки зрения мотоциклы подразделяются на три группы:

Легкий тип.	{	Объем цилиндра — до 300 см ³ .
		Вес машины — в средн. 70 кг (от 40 до 90 кг).
		Число цилиндров — 1.
		Двигатель 2- или 4-тактный.
Сред- ний тип.	{	Объем цилиндров — от 350 до 500 см ³ , иногда до 650 см ³ .
		Вес машины — в средн. 100 кг (от 80 до 120 кг).
		Число цилиндров — обычно 1, реже — 2.
		Двигатель — обычно 4-тактный, иногда 2-тактный.
Тяже- лый тип.	{	Объем цилиндров — от 750 до 1000 см ³ (иногда до 1300 см ³).
		Вес машины — в средн. 150 кг (от 130 до 190 кг). ²
		Число цилиндров — 2, изредка — 4.
		Двигатель — 4-тактный.

На фиг. 16 изображен нормальный современный мотоцикл тяжелого типа, снабженный двухцилиндровым двигателем.

¹ В 1929 г. замечается увеличение интереса к четырехцилиндровым мотоциклам и появляется ряд новых моделей этого типа, при чем нередко цилиндры отливаются в одном блоке и снабжаются водяным охлаждением по образцу автомобильных двигателей.

² Веса выведены по данным английских, американских и французских фирм. Немецкие машины в среднем на 15 — 20% тяжелее (в 1928 г.).



Фиг. 16. 1 — картер двигателя; 2 — задний цилиндр; 3 — передний цилиндр; 4 — карбюратор; 5 — свечи; 6 — магнето; 7 — глушитель; 8 — трубка подачи бензина из бака в карбюратор; 9 — бензиновый бак; 10 — масленка; 11 — рама; 12 — седло; 13 — багажник; 14 — руль; 15 — передняя вилка; 16 — переднее колесо; 17 — задняя вилка; 18 — заднее колесо; 19 — цепь на заднее колесо.

ГЛАВА II.

ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДВИГАТЕЛЯ.

§ 8. Цилиндр.

Уже из предыдущего общего описания устройства и работы двигателя понятно, что назначение цилиндра двоякое с одной стороны, он является той камерой, в которой происходит сгорание топлива, с другой — он служит направляющей втулкой для поршня.

Материалом для отливки цилиндра почти исключительно служит серый мелкозернистый чугун, примерно, следующего состава:

железа	93,5 %	фосфора	0,75 %
углерода	3,25 „	марганца	0,5 „
кремния	2,0 „	серы	< 0,1 „

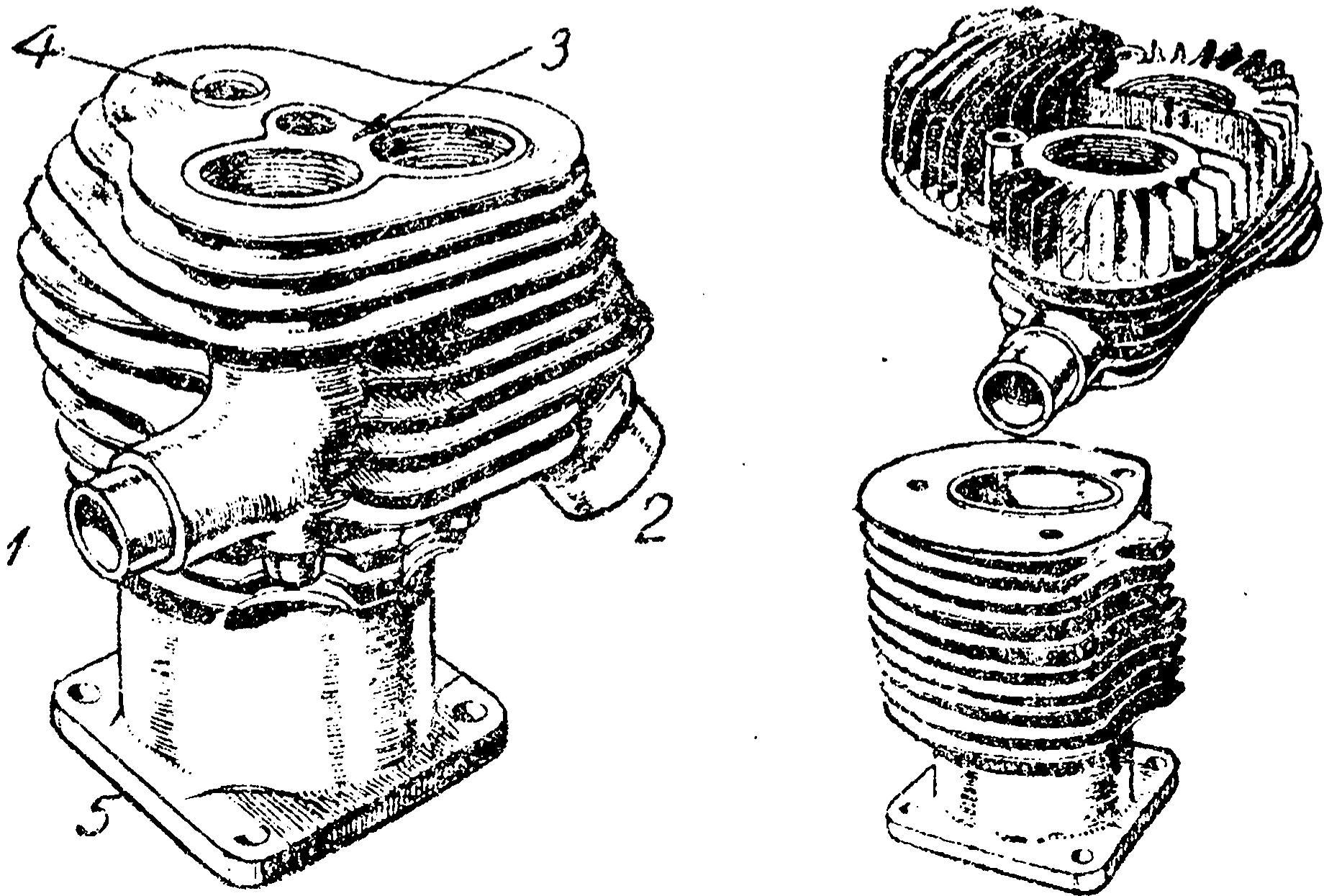
Хорошей присадкой к такому чугуну является металл ванадий, добавляемый некоторыми заводами в количестве от 0,1 до 0,2%. Прибавление его обеспечивает чистоту отливки и увеличивает способность чугуна противостоят высокому нагреву. Такой чугун обладает мелкозернистым, плотным строением, хорошо обрабатывается и после шлифовки приобретает зеркально-гладкую поверхность. Его сопротивление на разрыв 1600—1700 кг/см².

Стальные точеные цилиндры или алюминиевые со вставными направляющими втулками из чугуна или стали, применяемые для автомобильных и авиационных моторов, — на мотоциклах не получили распространения ввиду сложности и дороговизны их изготовления и ремонта, хотя можно указать несколько выполненных французских конструкций этого рода.

Иногда отливают из алюминия только камеру сгорания или „головку“ цилиндра, которая затем скрепляется болтами

с чугунной направляющей частью. Основанием для такой конструкции является хорошая теплопроводность алюминия (в 3 раза выше чугуна) и, следовательно, лучшее охлаждение наиболее горячей части цилиндра. Но, в общем, она применяется сравнительно редко, и основным материалом для мотоциклетных цилиндров остается чугун.

Внутренняя поверхность направляющей части цилиндра растачивается после отливки и тщательно шлифуется, а снаружи отливка подвергается только очистке в струе песка без дополнительной обработки, что не только дешевле, но



Фиг. 17. Типы цилиндров.

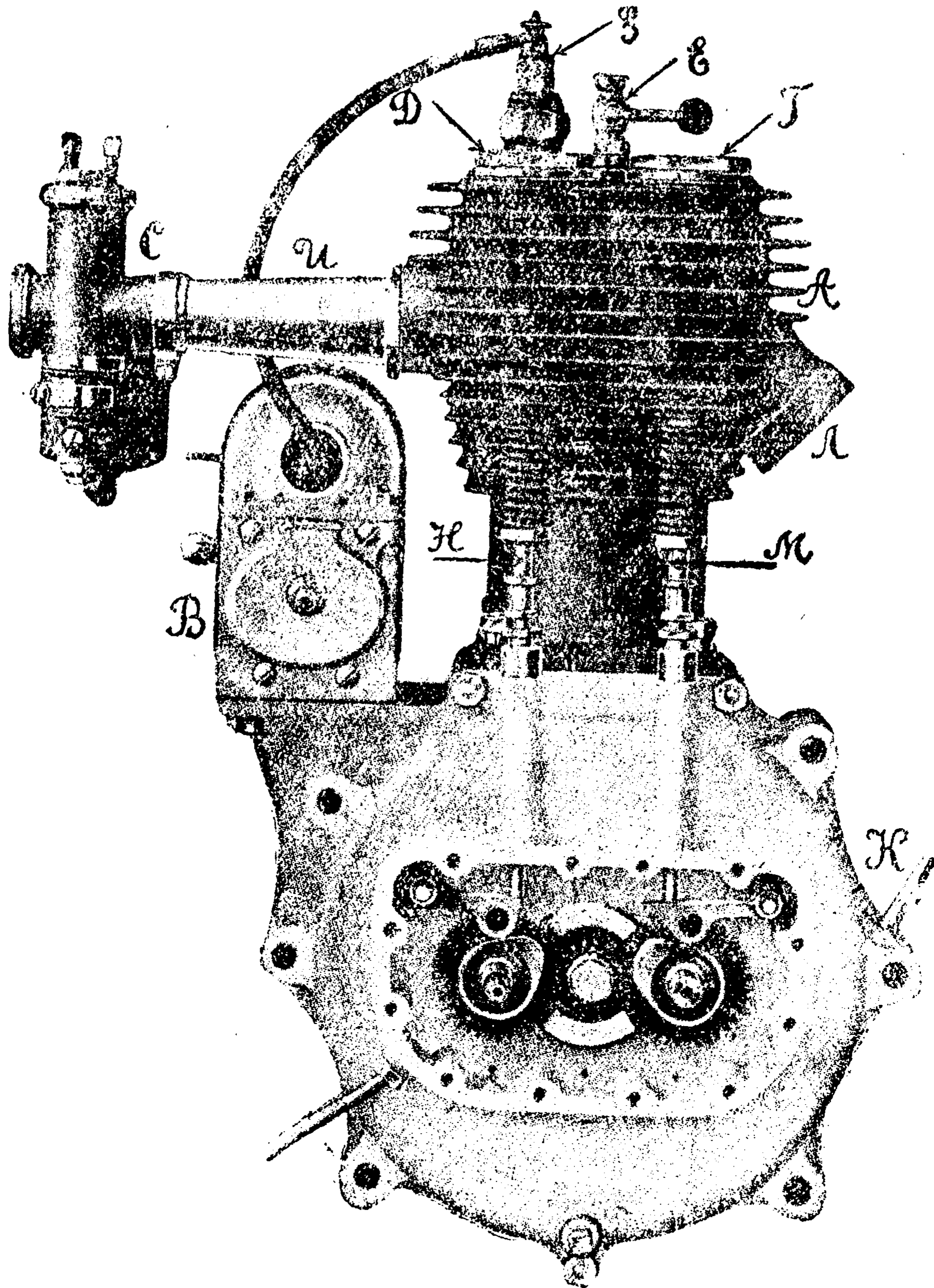
и целесообразнее, так как некоторая шероховатость поверхности способствует рассеянию тепла и охлаждению цилиндра.

О внешнем виде цилиндра дает понятие фиг. 17 (слева). В данном случае он представляет собою одну цельную отливку. Патрубок — 1 соединяется со всасывающей трубой карбюратора; патрубок — 2 с выпускной трубой. На головке цилиндра имеется два люка — 3, через которые вставляются и вынимаются клапаны. Люки закрываются бронзовыми пробками на резьбе. В отверстие 4 ввинчивается так называемый „компрессионный краник“, которым пользуются обычно при пуске двигателя в ход, чтобы впустить в цилиндр несколько капель бензина. Прямоугольный фланец — 5 с четырьмя дырами служит для прикрепления цилиндра к картеру.

На фиг. 18, изображающей одноцилиндровый двигатель

в сборе, видно, каким образом цилиндр помещается на картере и соединяется с другими частями двигателя.

Как можно видеть из приведенных здесь рисунков, наружная поверхность цилиндра покрыта тонкими ребрами.



Фиг. 18. А — цилиндр; С — карбюратор; В — магнето; К — картер; И — впускная труба; Л — выпускная труба; Д и Г — пробки цилиндра; З — свеча; Е — компрессионный краник; М и Н — концы клапанов с пружинами.

В своем месте мы рассмотрим их форму, расположение и размеры более подробно, пока же заметим только, что назначение их состоит в увеличении поверхности цилиндра, соприкасающейся с наружным воздухом, и, следовательно, в отводе и рассеянии избытка тепла изнутри цилиндра.

Это — так называемое „воздушное охлаждение“, которое почти исключительно и применяется в мотоциклетных дви-

гателях в отличие от автомобильных, охлаждаемых по большей части водой.

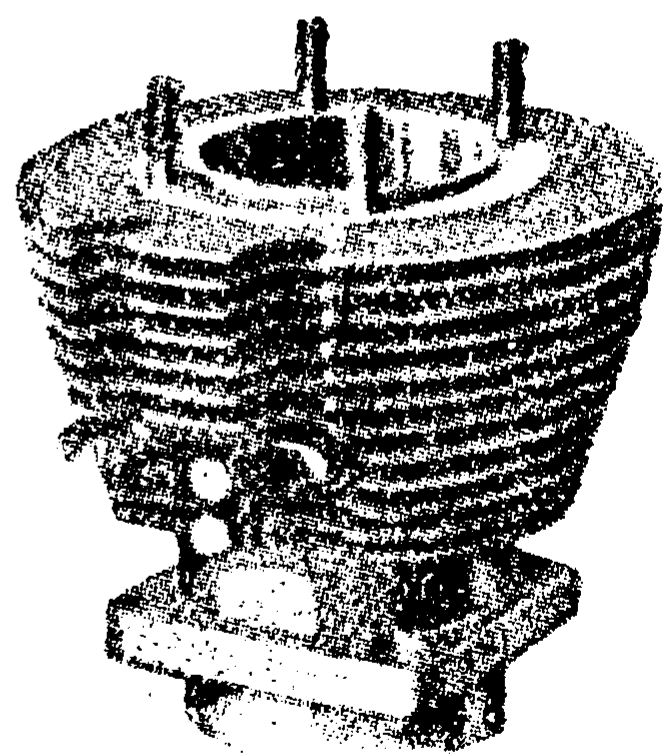
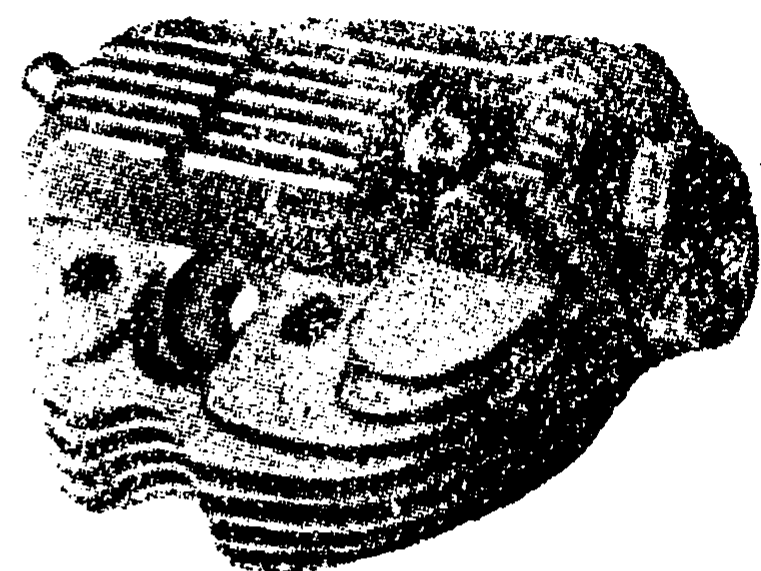
Лет 10 — 15 тому назад конструкция цилиндра, показанная на фиг. 17 и 18, была преобладающей.

В настоящее время предпочитают делать цилиндры со „съемной головкой“, т. е. отливать камеру сгорания и направляющую часть отдельно, как показано на фиг. 17 справа и фиг. 19.

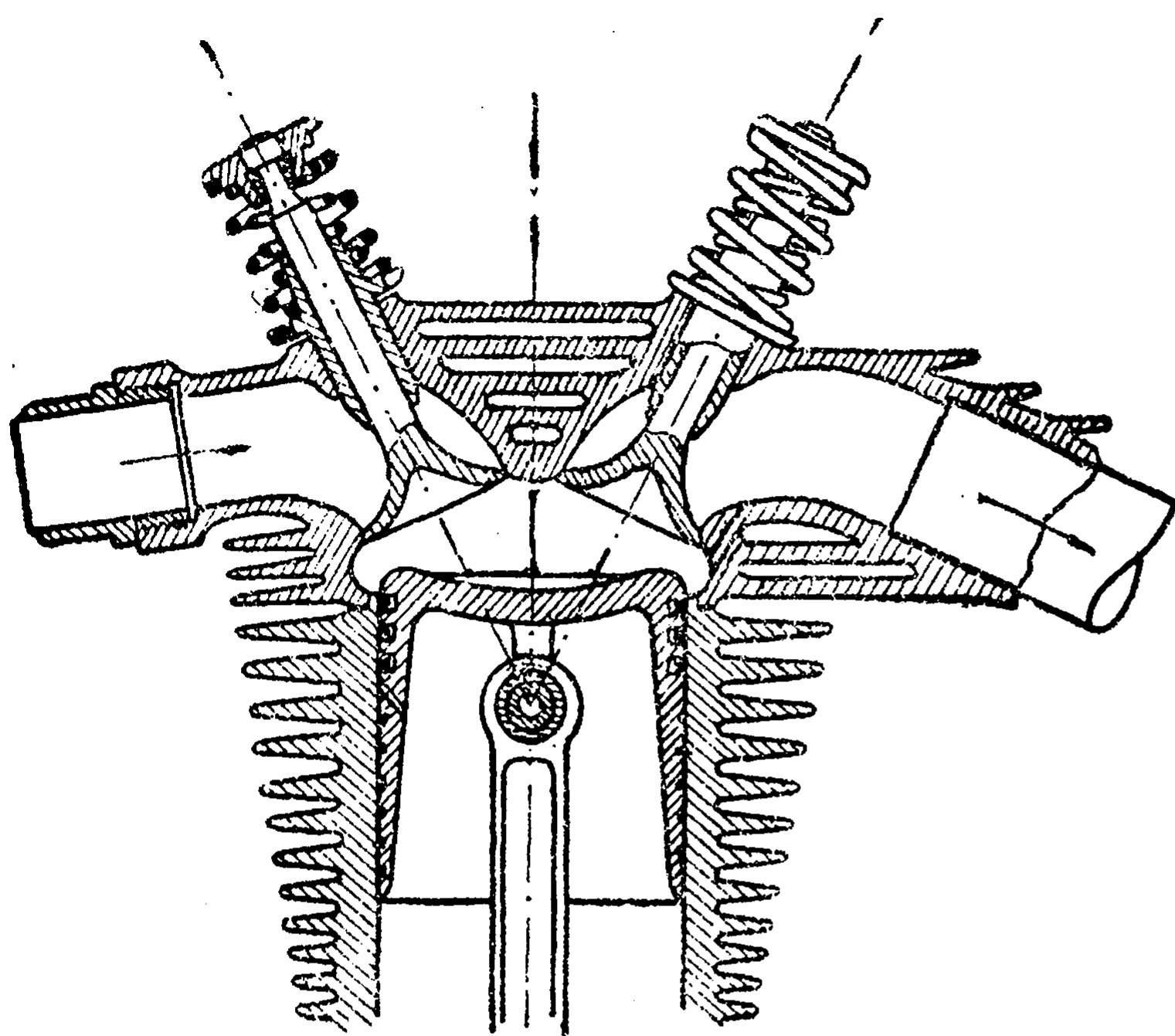
Такая конструкция цилиндра является особенно удобной в случае применения так называемых „висячих“ или „подвесных“ клапанов, располагаемых не сбоку, а сверху цилиндра, согласно фиг. 20, т. е. головками вниз.

При съемной головке не приходится применять для таких клапанов сложных конструкций в виде вставных клапанных гнезд, позволяющих вынимать и вставлять клапаны, не снимая всего цилиндра (ср. фиг. 27, стр. 63).

Кроме того, цилиндры со съемной головкой обладают и другими существенными преимуществами перед цельными



Фиг. 19. Цилиндр со съемной головкой.



Фиг. 20. Разрез цилиндра со съемной головкой и верхним расположением клапанов.

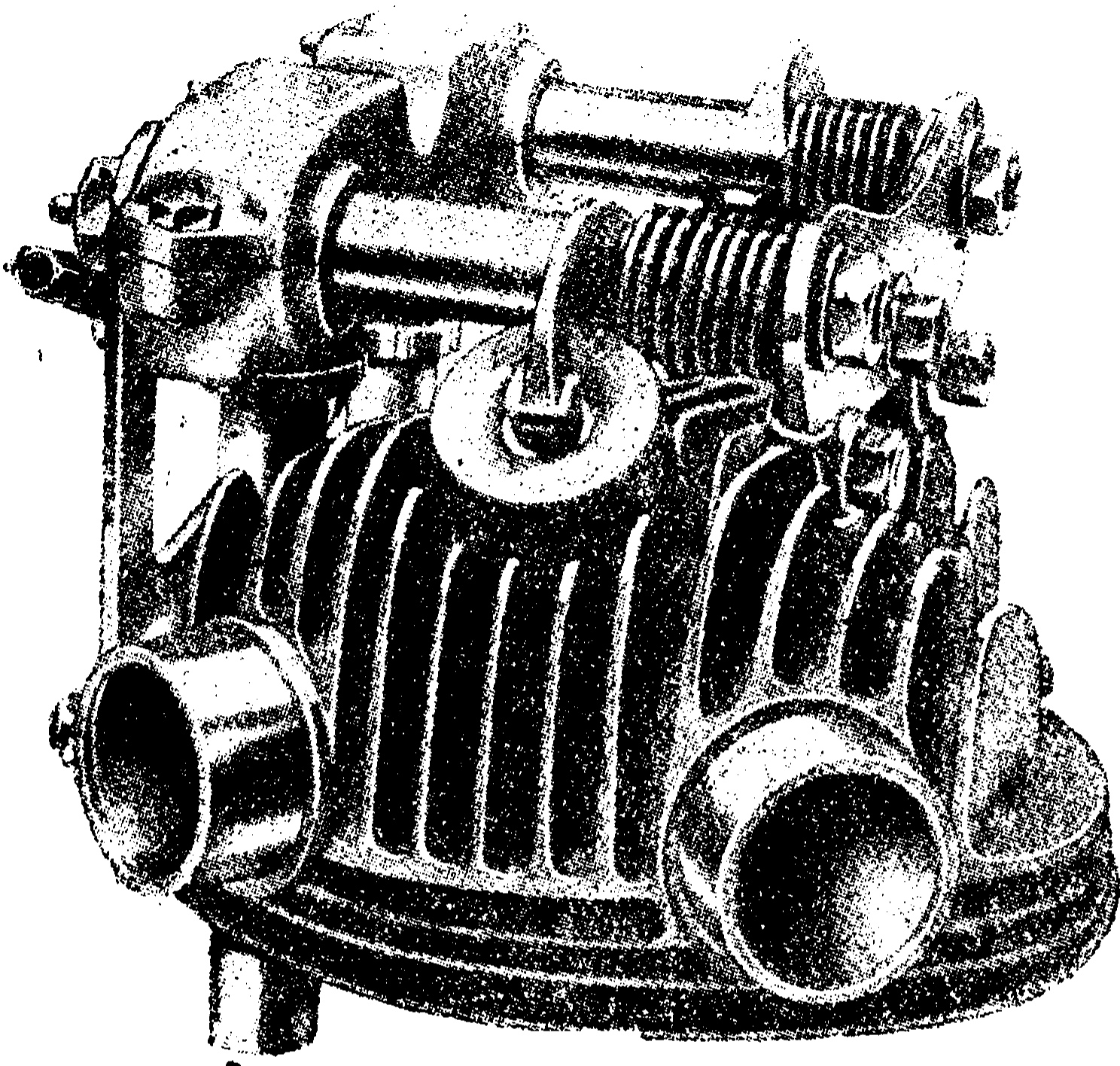
цилиндрами. Во-первых, для чистки не приходится в этом случае снимать весь цилиндр; так как нагаром покрываются с течением времени только днище поршня и камера сгорания, то, удалив головку цилиндра, мы получаем доступ именно к тем местам, которые подлежат чистке. Во-вторых, когда является необходимость притереть клапаны (см.

§ 14), эта операция гораздо проще и удобнее производится при съемной головке, которую легко закрепить должным обра-

зом на верстаке или на столе. Далее внутренняя поверхность камеры сгорания, в случае съемной головки, может быть чисто обработана и все шероховатости чугуновой отливки уничтожены, что практически невозможно в цельном цилиндре. Между тем, чистота обработки камеры сгорания для мотоциклетных двигателей, сильнее нагреваемых, чем моторы с водяным охлаждением, имеет большое значение, так как шероховатости способствуют скоплению нагара, перегреванию цилиндра и вызывают иногда даже самовоспламенение смеси. Наконец, съемная головка представляет еще специальные выгоды с производственной стороны, допуская более простую и удобную обработку цилиндра на применяемых для этой цели станках.

По этим причинам съемные головки применяются в настоящее время не только при верхнем расположении клапанов, но и при боковых клапанах (например, у мотоциклов „Индиан“) и даже в двухтактных двигателях, не имеющих вовсе клапанов (см. фиг. 17 справа и фиг. 22 А).

На фиг. 21 изображена отдельно съемная головка в сборе, вместе с клапанами и открывающими их рычажками. На



Фиг. 21. Съемная головка с двумя выпускными трубами.

рисунке виден выпускной клапан и отходящие от него два выпускных патрубка. Такая конструкция встречается довольно часто и имеет целью дать возможность сгоревшим газам сразу же по прохождении через клапан быстро расширяться, вследствие чего температура их значительно падает и выпускной клапан до некоторой степени охлаждается. Кроме того,

удаление газов по двум трубам происходит, конечно, с меньшим сопротивлением, чем при одной трубе.

Крепление цилиндра к картеру производится обыкновенно четырьмя штифтовыми болтами („шпильками“), которые ввинчиваются в картер; верхние концы их пропускаются через дыры цилиндрического фланца, который затем притягивается четырьмя гайками.

Для правильной установки оси цилиндра фланец его снабжается с нижней стороны центрирующим кольцевым выступом, который входит в соответствующую выточку в картере. Этот центрирующий выступ хорошо виден на фиг. 19.

В целях уплотнения между картером и фланцем цилиндра помещают обыкновенно бумажную прокладку.

Некоторые заводы помещают здесь же одну или две медных прокладки, выбрасывая которые, можно несколько опустить цилиндр вниз и, следовательно, увеличивать степень сжатия.

Так, например, известный английский завод мотоциклетных двигателей J. A. P. помещает на некоторых своих моделях под цилиндром две прокладки, которые дают возможность регулировать степень сжатия в довольно широких пределах (с двумя прокладками — $6\frac{1}{4}:1$; с одной — $7:1$; без прокладки — $8:1$).

Таким же образом, регулируется степень сжатия на популярных у нас мотоциклах Харлей-Давидсон, V. S. A. и др.

Надо заметить, что описанный способ обладает следующим недостатком: при выбрасывании прокладок цилиндр опускается ниже и поршень верхним своим краем попадает в неприработанную и менее изношенную часть цилиндра, следствием чего нередко является поломка верхнего поршневого кольца.

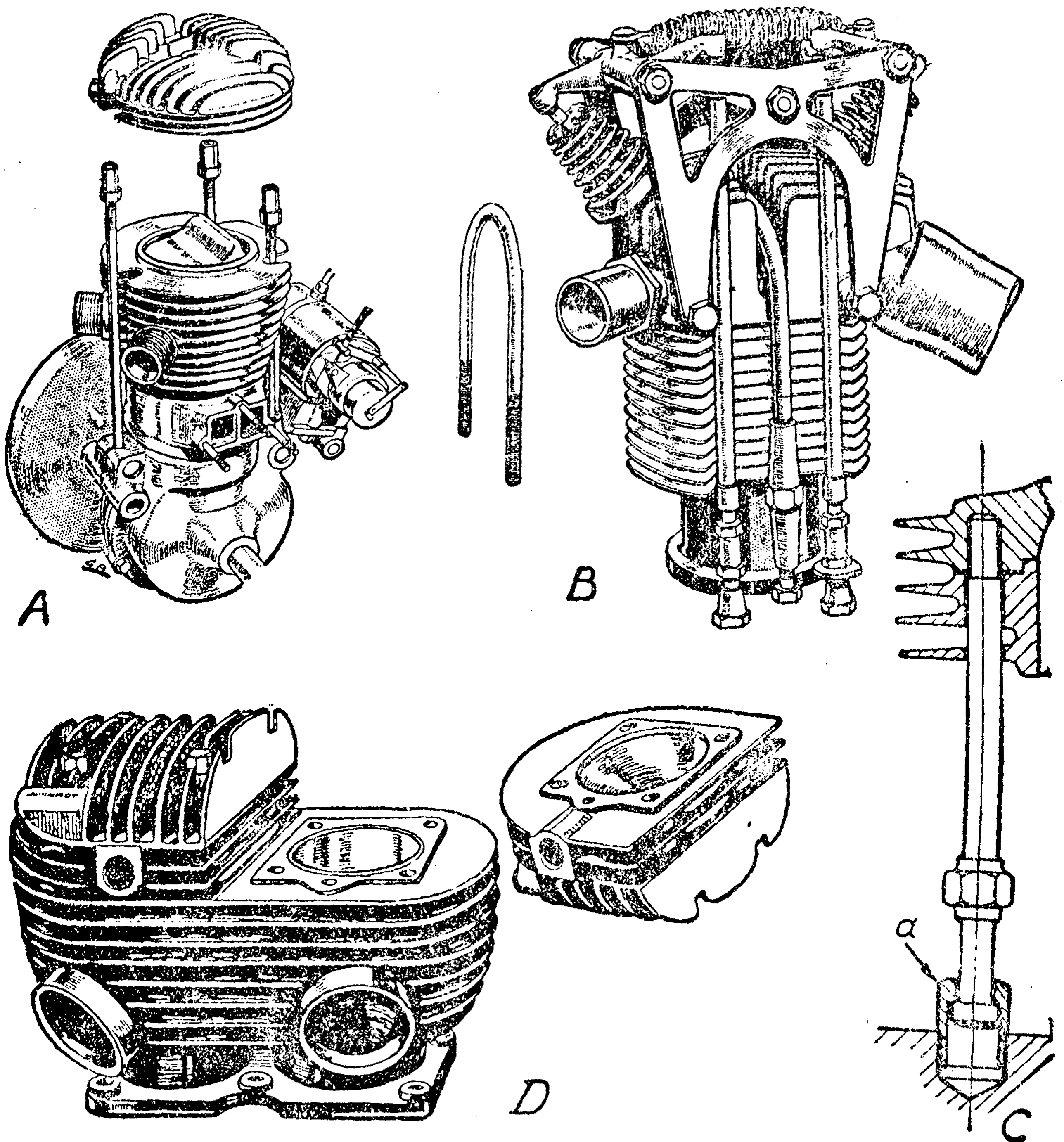
Правильнее поэтому другой метод изменения степени сжатия применением поршней с более высоким выпуклым днищем (см. ниже, фиг. 41, на стр. 80).

Съемные головки крепятся к цилиндру разными способами, чаще всего тоже 3—4 короткими шпильками, как на фиг. 19.

Другой довольно распространенный способ состоит в применении длинных штифтов, которыми одновременно притягивается к картеру и весь цилиндр (см. фиг. 22 А и С).

Особого внимания заслуживает конструкция С, применяемая заводом J. A. P. для некоторых типов его двигате-

лей. Нижний конец штифта снабжен заплечиком, помещающимся внутри втулки *a*, ввинченной в картер. Верхний конец ввинчивается в головку. В средней части штифта сделано шестигранное утолщение для ключа. При враще-



Фиг. 22. Способы крепления съемных головок.

нии штифта заплечик его свободно вращается внутри втулки *a*. Таким образом, предохраняется от срабатывания сравнительно слабая резьба в алюминиевом картере.

Наконец на фиг. 22 *B* показан еще один простой, хотя и малонадежный, способ одновременного крепления головки к цилиндру и цилиндра к картеру. Через головку перекинута скоба из круглой стали, концы которой притягиваются двумя

стяжными гайками с правой и левой нарезкой к двум штифтам, ввинченным в картер.

Конструкции цилиндров двухтактных двигателей отличаются от вышеописанных только расположением и формой впускных и выпускных окон, которые прорезаны здесь в боковых стенках и имеют обычно вид прямоугольных окон.

О расположении их дают понятие хотя бы помещенные выше фиг. 8—11. Кроме того, значительное упрощение формы головки двухтактного двигателя получается вследствие отсутствия клапанов.

Для четырехтактных двигателей с несколькими цилиндрами каждый из них отливается отдельно как при V-образном, так и при горизонтально-противоположном их расположении.

Но для двухтактных двигателей, для которых возможно применение двух вертикальных, рядом стоящих цилиндров, нередко оба цилиндра отливают в одном блоке, оставляя между соединяющими их ребрами просвет для протекания воздуха.

Пример такой конструкции представлен на фиг. 22, D, изображающей двухцилиндровый блок немецкого двухтактного мотоцикла D. K. W. со съемными алюминиевыми головками.

Впрочем, в 1930 г. известный англ. завод Матчлес доказал возможность отливки двухцилиндрового блока и для четырехтактного мотоцикла с V-образным расположением цилиндров (угол между цилиндрами 26° , диаметр цил. 54, ход поршня 86 мм).

Размеры цилиндра зависят от рабочего объема, которым задается конструктор. Считаясь с правилами, по которым классифицируются мотоциклы при различных испытаниях, объем, описываемый поршнем, выбирают по большей части около 250 см^3 , 350 см^3 или 500 см^3 .

Объем камеры сгорания определяется желательной степенью сжатия и вычисляется по формуле, которая была уже приведена выше (стр. 19):

$$E = \frac{V + v}{v}$$

где E — степень сжатия, V — рабочий объем цилиндра и v — объем камеры сгорания. Практически объем камеры сгорания можно проверить, наполнив ее мыльной водой из какой-либо градуированной мензурки, при чем поршень должен, конечно, находиться в верхней мертвой точке. Один и тот же рабочий объем цилиндра может быть получен при различном соотношении между размерами диаметра и хода поршня: ход может быть больше диаметра, равен ему или даже меньше диаметра. На практике встречаются все три комбинации, хотя значительно преобладает первая.

О распространенности каждой из них на современных мотоциклах дают представление следующие цифры:

	У 4-такт- ных дви- гателей.	У 2-такт- ных дви- гателей.	Всего.
ход $>$ диаметра	55 ⁰ / ₀	23 ⁰ / ₀	78 ⁰ / ₀
ход $=$ диаметру	4 ⁰ / ₀	7 ⁰ / ₀	11 ⁰ / ₀
ход $<$ диаметра	8 ⁰ / ₀	3 ⁰ / ₀	11 ⁰ / ₀
			<hr/> 100 ⁰ / ₀

В свое время было не мало споров о том, какую из указанных комбинаций следует считать наиболее целесообразной и правильной. Но, повидимому, теоретически этот вопрос не поддается разрешению, так как и „за“ и „против“ каждой из них можно привести одинаково веские аргументы.

Однако, в связи с современными течениями в области постройки мотоциклетных двигателей (высокое сжатие, большое число оборотов и верхнее расположение клапанов) „длинноходные“ двигатели приобрели на практике преобладающее распространение, как это видно из выше-приведенных цифр.

Действительно, при большом числе оборотов огромное значение имеют веса движущихся частей. Чем меньше диаметр цилиндра, тем меньше могут быть размеры этих частей (главным образом поршня), а следовательно, и вес их.

Охлаждение поршня тоже становится затруднительнее по мере увеличения диаметра, о чем мы уже говорили.

Для получения высокого сжатия при большом диаметре и коротком ходе поршень должен очень близко подходить к крышке цилиндра; пространство сгорания получается, таким образом, плоское, вследствие чего ухудшаются условия быстрого сгорания топлива и возникает опасность удара головок клапанов о поршень. Наконец, чем меньше диаметр цилиндра, тем меньше и площадь днища поршня, а, следовательно, тем меньше и общая сила давления газов на поршень. Так как эта сила передается подшипникам, то, значит, последние работают с меньшей нагрузкой при малом диаметре поршня и меньше изнашиваются.

По всем этим соображениям, подкрепляемым и данными практики, следует считать для многооборотных двигателей современного типа более целесообразной „длинноходную“ конструкцию с отношением диаметра ходу поршня около 1:1,2.

Что касается толщины стенок цилиндра, то она также находится в зависимости от диаметра цилиндра (считая, что при обычных степенях сжатия давление газов не превышает 30 кг-см^2).

При указанных выше качествах чугуна (временное сопротивление на разрыв 1600 — 1700 кг/см^2) и при пятикратном запасе прочности — допустимой нагрузкой можно считать 300 кг-см^2 .

При этих данных толщина стенок (e) может быть взята в $\frac{1}{20}$ диаметра цилиндра:

$$e = \frac{1}{20} d$$

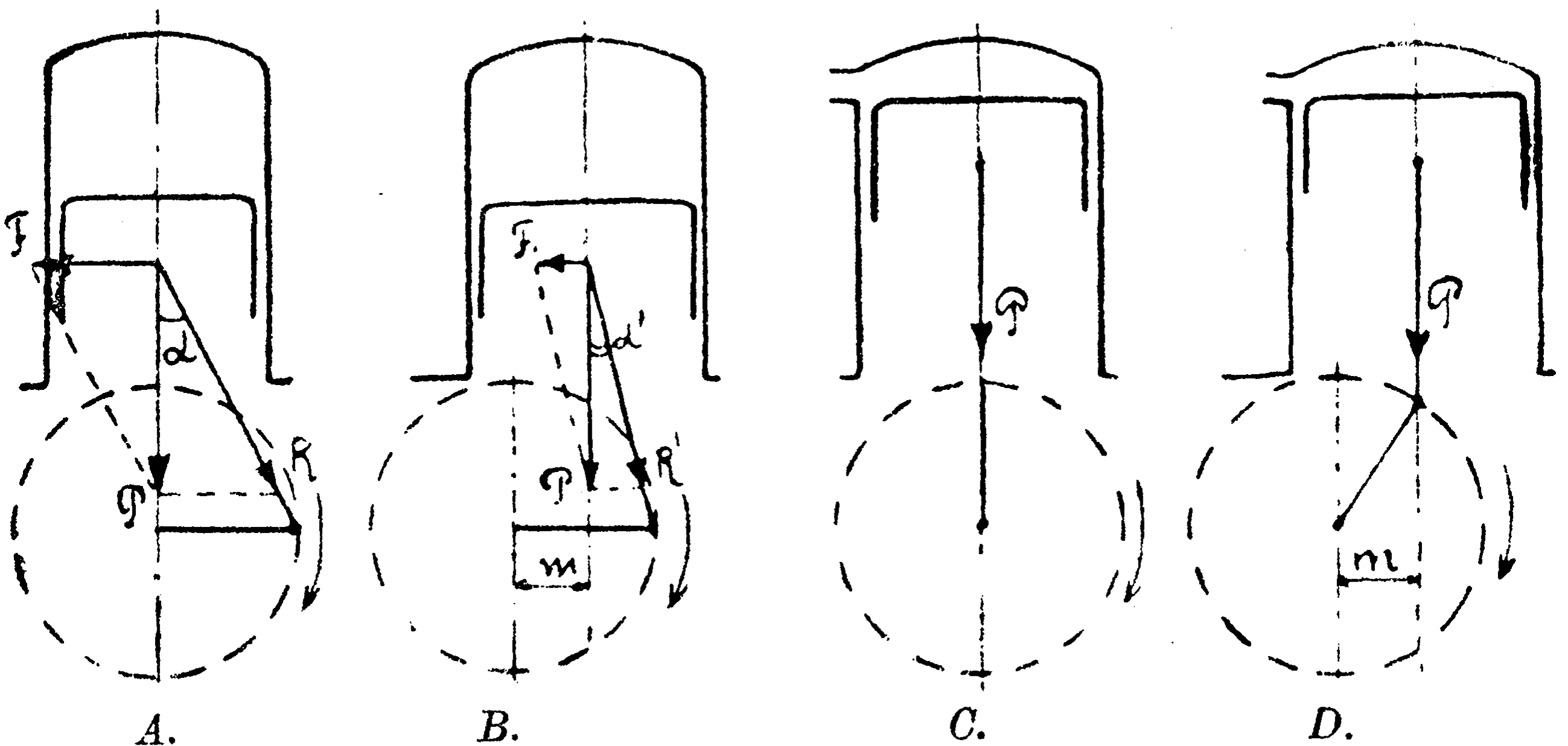
Формула эта может быть оправдана и теоретическим расчетом и подтверждается данными практики. Для применяемых обычно диаметров цилиндров она дает толщину стенок от $3\frac{1}{2}$ до $4\frac{1}{2}$ мм. Это минимальный размер, удовлетворяющий требованиям прочности. В действительности, по условиям литья, стенки могут быть и толще. О формах и размерах охлаждающих ребер будет сказано дальше в главе об охлаждении (§ 61, стр. 230).

Конструкция же камеры сгорания рассматривается в § 12 в связи с расположением клапанов.

§ 9. Износ цилиндра.

От постоянного трения поршня о стенки цилиндра внутренняя поверхность последнего с течением времени срабатывается. Срабатывание это происходит неравномерно: в средней части цилиндра, где скорость поршня наибольшая, оно проявляется сильнее, чем вверху и внизу.

Кроме того, как видно из прилагаемой схемы сил, действующих на поршень, он оказывает неизбежное во всяком кривошипном механизме боковое давление на стенки цилиндра (фиг. 23). Это боковое давле-



Фиг. 23. P — сила взрыва; F — боковое давление; R — сила, направленная по оси шатуна.

ние F , понятно, имеет наибольшую величину во время рабочего хода. Поэтому, одна сторона цилиндра изнашивается сильнее, чем другая, и с течением времени направляющая его часть теряет свою цилиндрическую форму и становится в сечении овальной. Чтобы уменьшить боковое давление и вызываемую им неравномерность износа стенок, некоторые конструкторы смещают цилиндр в сторону вращения так, чтобы центры поршня и вала не лежали на одной вертикальной линии. Из чертежа видно, что F_1 меньше F , т. е. боковое давление во втором случае меньше.¹ Относительно наивыгоднейшей величины смещения— m , нет твердо установившихся воззрений, и она колеблется от 15 до 25%

¹ Из треугольников находим: $F_1 = P \operatorname{tg} \alpha'$ и $F = P \operatorname{tg} \alpha$. Так как $\angle \alpha' < \angle \alpha$, то $F_1 < F$.

хода поршня. Другое преимущество смещения цилиндра представлено на фиг. 23С и D. Они показывают, что при положении поршня в верхней мертвой точке шатуна и кривошипа, в случае смещенного цилиндра, образуют некоторый угол, а не располагаются по одной вертикальной линии, как на фиг. С. Следовательно, сила взрыва P , в одном случае, обрушивается отвесно на подшипники шатуна и вала, а в другом — воспринимается ими под углом, т. е. значительно слабее. Это облегчает смазку и способствует лучшему сохранению подшипников.

При смещении цилиндра, кроме того, немного увеличивается длина хода поршня, что, однако, практического значения не имеет.

В настоящее время смещение цилиндров у четырехтактных двигателей применяется очень редко, так как преимущества его при большом числе оборотов сомнительны.

Вследствие овализации цилиндра, между стенками его и поршнем образуется неплотность. Устранение ее может быть произведено только в мастерской путем расточки цилиндра на токарном станке и последующей шлифовкой. Операция эта становится необходимой, если овализация цилиндра превышает 0,2 мм.

Помимо такого естественного износа цилиндра, иногда случается наблюдать образование в нем трещин, причиной которых являются либо дефекты заводской отливки, либо недостаточная смазка и вызываемый ею перегрев. Треснувший цилиндр иногда удается удовлетворительно исправить посредством автогенной сварки.

§ 10. Уход за цилиндром.

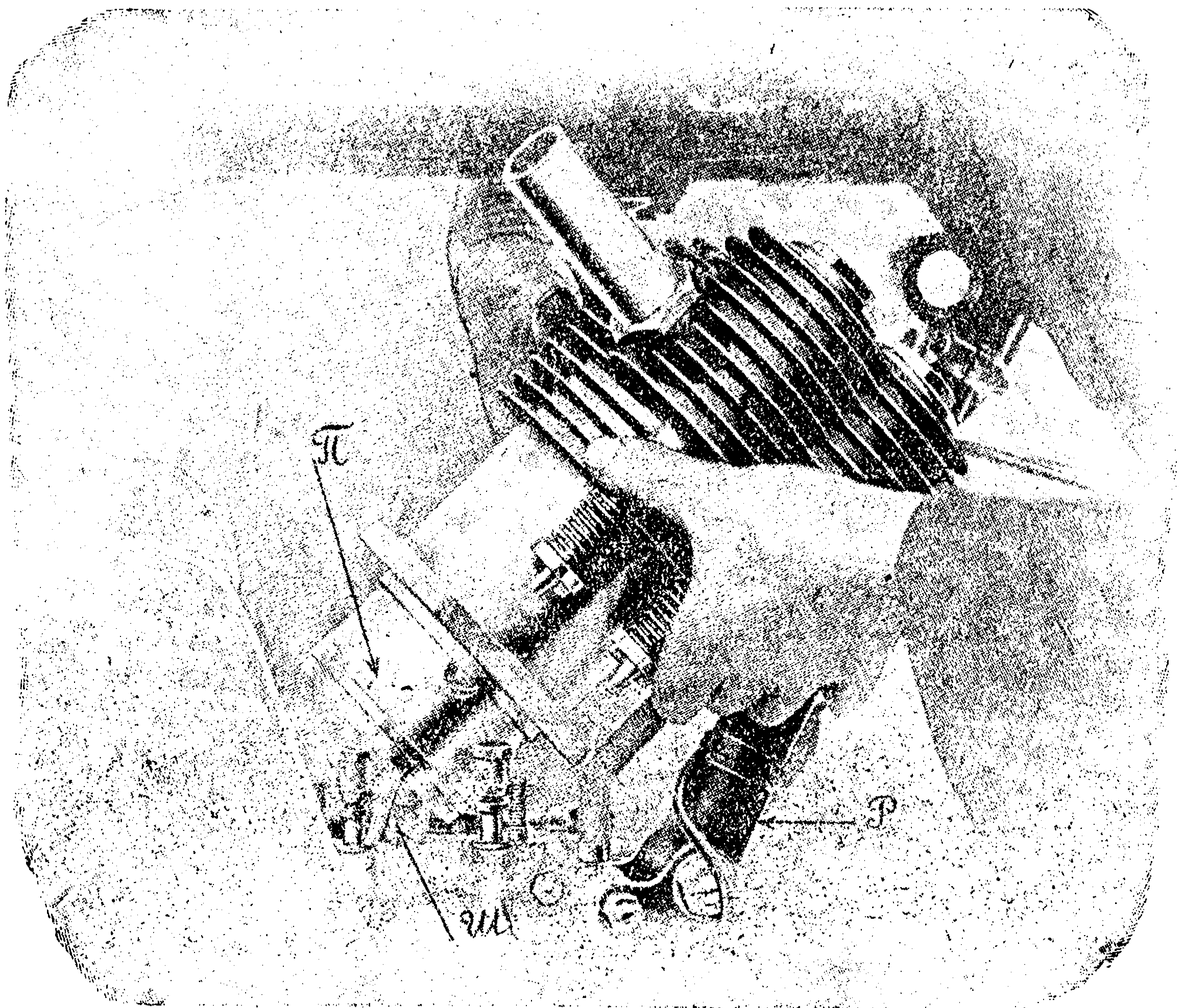
Для исправной работы двигателя необходимо, чтобы цилиндр был непроницаем для наружного воздуха. Иначе, во-первых, нельзя было бы достигнуть достаточной степени сжатия смеси, а, во-вторых, всасываемый через неплотности в цилиндре воздух изменял бы самый состав смеси.

Нетрудно представить себе, в каких именно местах цилиндра можно опасаться образования неплотностей. Очевидно, эти неплотности могут быть: в пробках цилиндра, в свече, в компрессионном кранике и в соединениях цилиндра с впускной и выпускной трубами (о неплотностях в поршне и в клапанах см. дальше). За непроницаемостью этих соединений и за исправным состоянием имеющих в них асбестовых прокладок надо постоянно следить. Само собою разумеется, что это требование относится и к месту соединения цилиндра с картером: гайки, которыми удерживается цилиндр, должны всегда быть плотно завинчены, а прокладка под ним — не иметь разрывов и складок.

Вторым условием, обеспечивающим исправную работу мотора и требующим к себе некоторого внимания, является охлаждение цилиндра. Охлаждающие ребра должны быть свободны от пыли, грязи масла, пристающих к ним во время езды, иначе они не в состоянии будут выполнять предназначенную им роль. Следовательно, надо заботиться о содержании их в надлежащей чистоте. Прилипшая к ребрам пыль вместе с маслом образует иногда такую плотную корку, что удалить ее соскабливанием или вытиранием становится невозможно. В таком

случае следует прокипятить цилиндр или его головку в насыщенном растворе соды в течение $\frac{1}{2}$ часа, после чего обмыть под краном и вновь прокипятить в чистой воде.

Наконец, третье обстоятельство, с которым приходится считаться, это — образование нагара в камере сжатия. Присутствие его сказывается в чрезмерном перегревании цилиндра и в характерных металлических стуках в цилиндре, так как во время работы мотора нагар раскаляется и является причиной несвоевременных вспышек. Для удаления нагара цилиндр или его головка снимается с мотоцикла, нагар предварительно отмачивается керосином и, затем выскребывается каким-нибудь скребком, например, длинной отверткой. Не следует выжигать нагар ацетиленовой горелкой, особенно при алюминиевых поршнях и головках



Фиг. 24. Снимание цилиндра.

При съемной головке для чистки достаточно снять только головку. В случае цельного цилиндра приходится, конечно, снимать его для чистки с мотоцикла.

Съемка цилиндра, вообще говоря, не представляет больших затруднений, но все же требует некоторого навыка, так как присутствие рамы и бака создают известные неудобства. Чтобы обойти их, надо соблюдать следующий порядок при съемке цилиндра. Во-первых, надо, конечно, удалить карбюратор и выпускную трубу. Затем следует отвинтить свечу и компрессионный краник, которые увеличивают высоту цилиндра. Далее, необходимо удалить гайки, которыми цилиндр прикрепляется к картеру. Наконец, надо привести поршень в самое ниж-

нее положение, а шатун отодвинуть как можно больше назад от ближайшей к нему трубы рамы и удерживать его в таком положении. После этого, взявшись руками за цилиндр и наклонив его, как показано на фиг. 24, можно снять его с мотоцикла, осторожно поворачивая из стороны в сторону.

§ 11. Клапаны.

О форме и устройстве клапанов дают достаточно ясное представление помещенные выше рисунки, например, фиг. 3 — 7, а также фиг. 20. Из них видно, что клапан состоит из грибовидной головки, боковая поверхность которой обточена на конус под углом обычно в 45° , и из более или менее длинного стержня круглого сечения.

Своей головкой клапан запирает впускное или выпускное отверстие; при этом коническая боковая поверхность головки входит в соответствующее коническое углубление, называемое „седлом“ клапана. Стержень клапана пропускается через направляющую втулку, вставленную или ввинченную в цилиндр, и выводится наружу.

Направляющая втулка изготавливается из мягкого чугуна и, в случае износа ее и образования неплотности между ней и стержнем клапана, может быть заменена новой.

На выходящий наружу конец стержня клапана надевается сильная пружина (одна или две). Одним своим концом пружина упирается в заплечик направляющей втулки, а другим — в упорную шайбу, надетую на стержень и закрепленную на нем при помощи шпонки. Таким образом, пружина удерживает клапан в закрытом положении, плотно прижимая его головку к седлу.

Открытие клапана производится специальными „толкателями“, т. е. стержнями, которые в случае боковых стоячих клапанов нажимают непосредственно на концы клапанных стержней, как это можно видеть на фиг. 3 — 7 и 18, а при подвесных клапанах действуют через двуплечие качающиеся рычажки, расположенные на головке цилиндра (см. фиг. 22, 28 и 29).

Движением толкателей управляет особый „распределительный“ механизм, общий вид которого показан на фиг. 3 — 7 и 18, а подробное устройство будет описано ниже.

В целях уменьшения веса клапана головка его нередко высверливается в виде воронки, как это видно на фиг. 20.

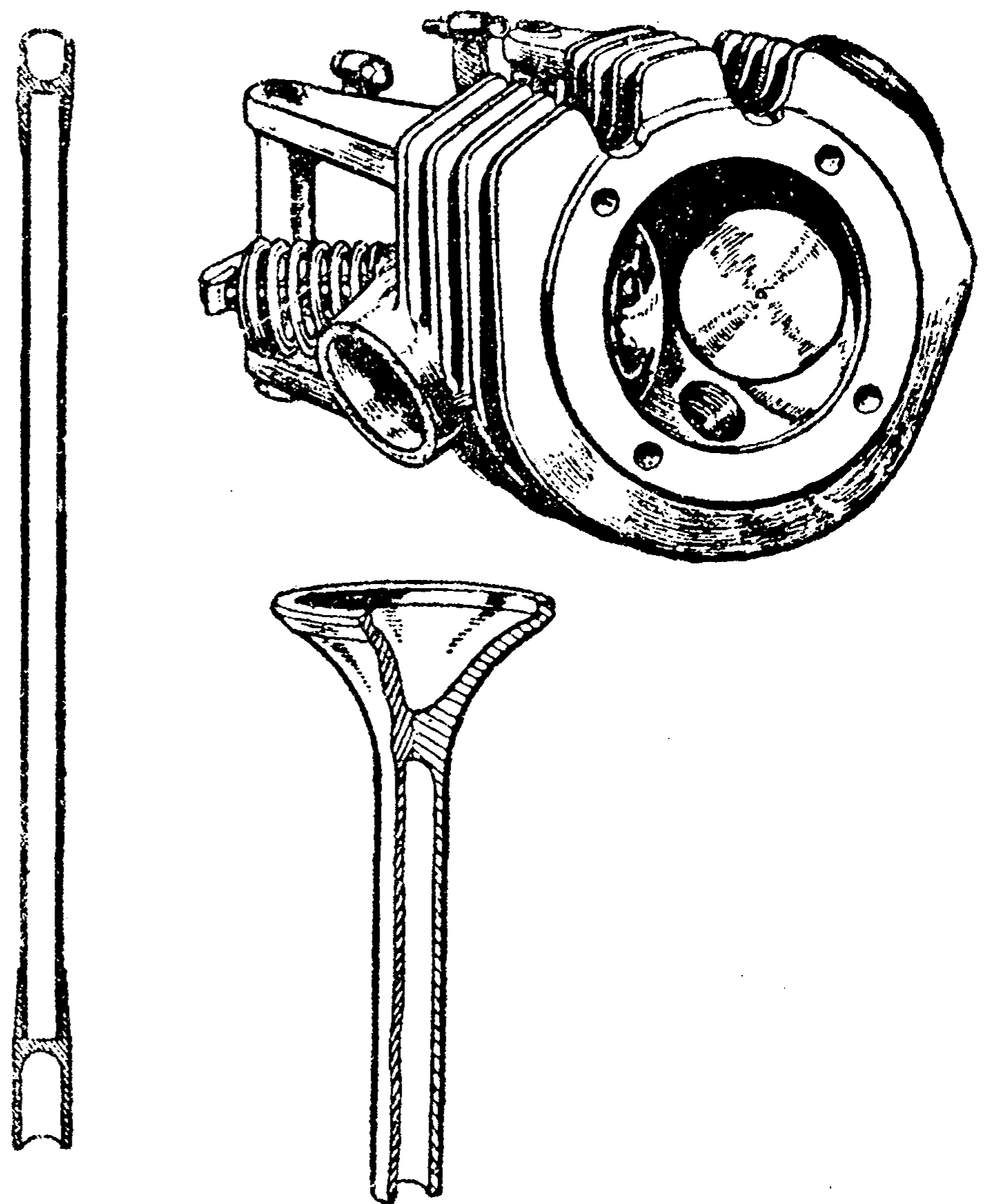
Таким образом под головкой клапана получаются плавные, хорошо обтекаемые газом закругления. Для выпускного клапана такая форма головки едва ли улучшает обтекаемость, так как воронка обращена в этом случае навстречу движению газов. Следовательно, для выпускного клапана более подходящей формой была бы слегка выпуклая или плоская головка. Однако, в целях взаимозаменяемости клапанов их делают по большей части одинаковыми. Впрочем, можно указать все же и такие конструкции, где всасывающий и выпускной клапаны имеют разные формы. Так, например, на фиг. 25 показана головка двигателя, у которого всасывающий клапан имеет воронкообразную форму, а выпускной — плоскую.

Для уменьшения веса высверливают не только головку клапана, но часто и его стержень; толкатели же, особенно длинные для подвесных клапанов, изготавливают из стальной трубки с напаянными кончиками (см. ту же фиг. 25).

Закрепление упорной шайбы на стержне в прежнее время производилось по большей части поперечной шпонкой, как показано на фиг. 26, справа.

В настоящее время предпочитают другой способ, менее ослабляющий стержень клапана (см. ту же фиг. 26, слева). Он состоит в том, что у конца клапана вытачивают небольшой заплечик, на который опирается кольцевая коническая шпонка, разрезанная пополам. Сверху на нее надевается шайба, отверстие которой также расточено на конус.

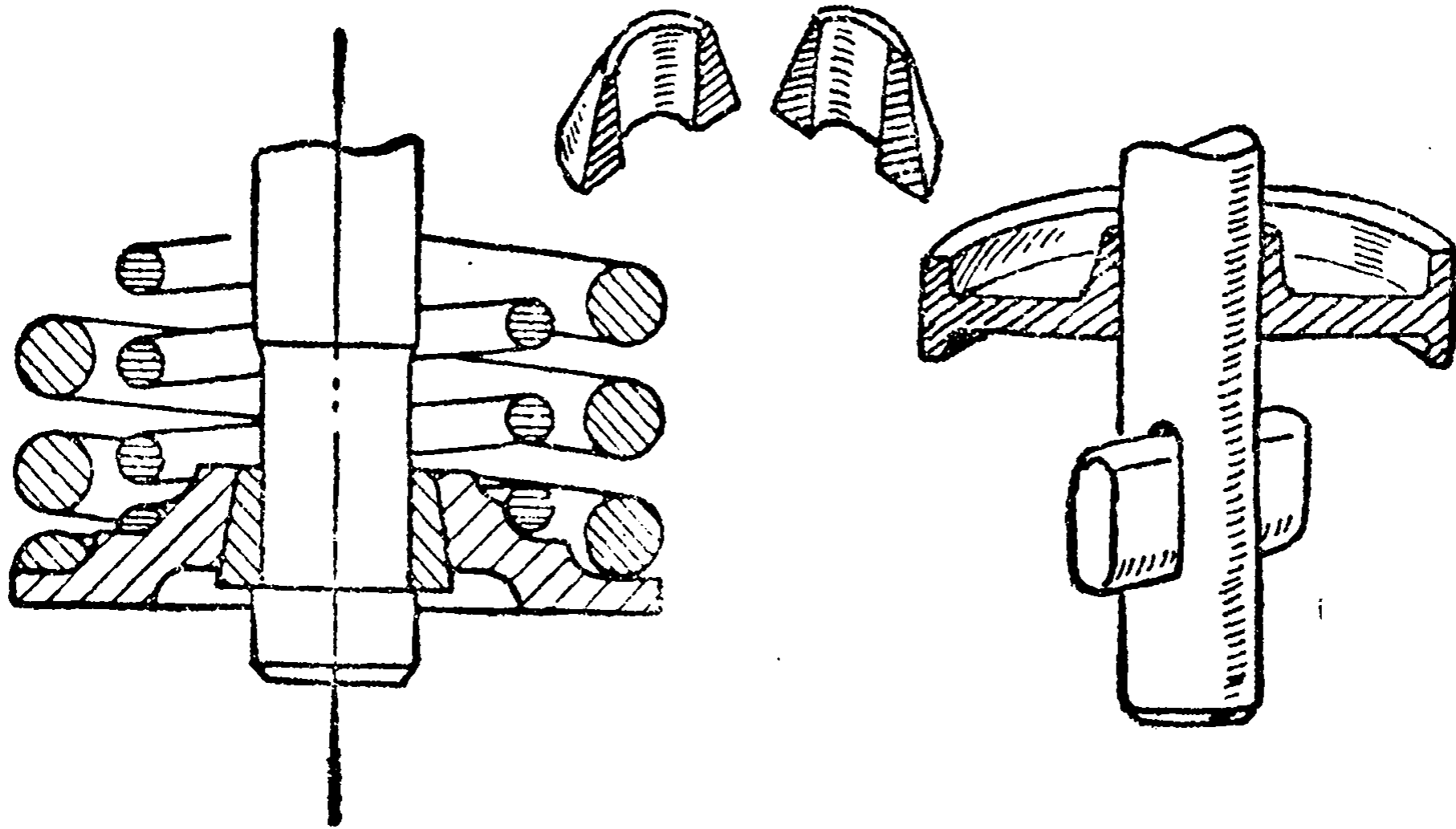
Из чертежа понятно, что для разборки достаточно приподнять кверху шайбу, сжав пружину: после этого обе половины шпонки снимаются свободно.



Фиг. 25. Облегченные клапаны и толкатели.

Противоположный конец пружины, прилегающий к цилиндру, должен быть по возможности предохранен от нагрева; с этой целью между шайбой, в которую упирается конец пружины, и цилиндром помещают прокладку из асбеста, клингерита и т. п.

При том громадном числе оборотов, который делают мотоциклетные двигатели, работа, выполняемая клапанными пружинами, весьма тяжела. Простым арифметическим подсчетом можно убедиться, что, например, при 4000 об/мин.



Фиг. 26. Закрепление упорной шайбы на клапане.

весь ход поршня совершается меньше чем в одну сотую долю секунды. В течение такого чрезвычайно малого промежутка времени клапан должен успеть открыться и захлопнуться.

Как ни малы в настоящее время веса клапанов и толкателей, все же движение их совершается с такой скоростью, при которой возникают очень большие силы инерции. Вследствие этого при открытии клапана его толкатель, увлекаемый инерцией, стремится оторваться от контура кулачка, а при захлопывании клапана возникает опасность подпрыгивания его над седлом. Чтобы преодолеть эти силы инерции, заставить толкатель все время следовать за профилем кулачка и предотвратить подпрыгивание клапанов, нужны очень сильные пружины, особенно при верхних клапанах, так как в этом случае движущиеся части клапанного механизма значительно тяжелее (длинные толкатели, качающиеся рычажки).

Поэтому, сила клапанных пружин должна быть у быстроходных двигателей очень велика, от 60 до 80 кг, а иногда

даже до 90 кг в сжатом состоянии при полном подъеме клапана.

Однако, пружина такой силы была бы слишком громоздка и тяжела, что нежелательно, так как и сама пружина является движущейся частью, увеличивающей инерционные силы, приблизительно половиною своего веса.

Исходя из этих соображений, распределяют работу на несколько пружин: прежде всего на самом стержне клапана помещают вместо одной две пружины, одну внутри другой (см. фиг. 20 и 26), при чем виткам их дают уклон в разные стороны, чтобы давление их возможно точнее совпадало с осью клапана; во-вторых, снабжают вспомогательными пружинами толкатели клапанов или качающиеся рычажки подвесных клапанов, как это можно видеть на фиг. 21, 22, 28 и 29.

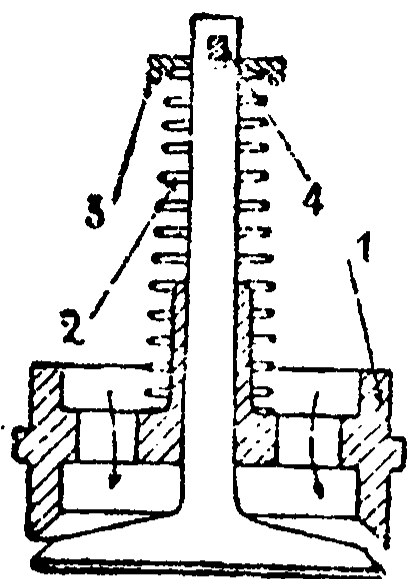
Совокупным действием всех этих пружин все части клапанного механизма возвращаются на свои места после открытия клапана.

Для боковых стоячих клапанов седло вытачивается в самом металле цилиндра (см. фиг. 3).

В случае съемной головки такая конструкция возможна и для подвесных клапанов, как это видно из фиг. 20 и 25.

Но если цилиндр представляет собою цельную отливку, применение подвесных клапанов усложняется: чтобы иметь возможность вставить или вынуть клапан, не снимая цилиндра, приходится помещать в головке последнего вставные седла, которые одновременно служат и направляющей втулкой для стержня клапана, как показано на фиг. 27.

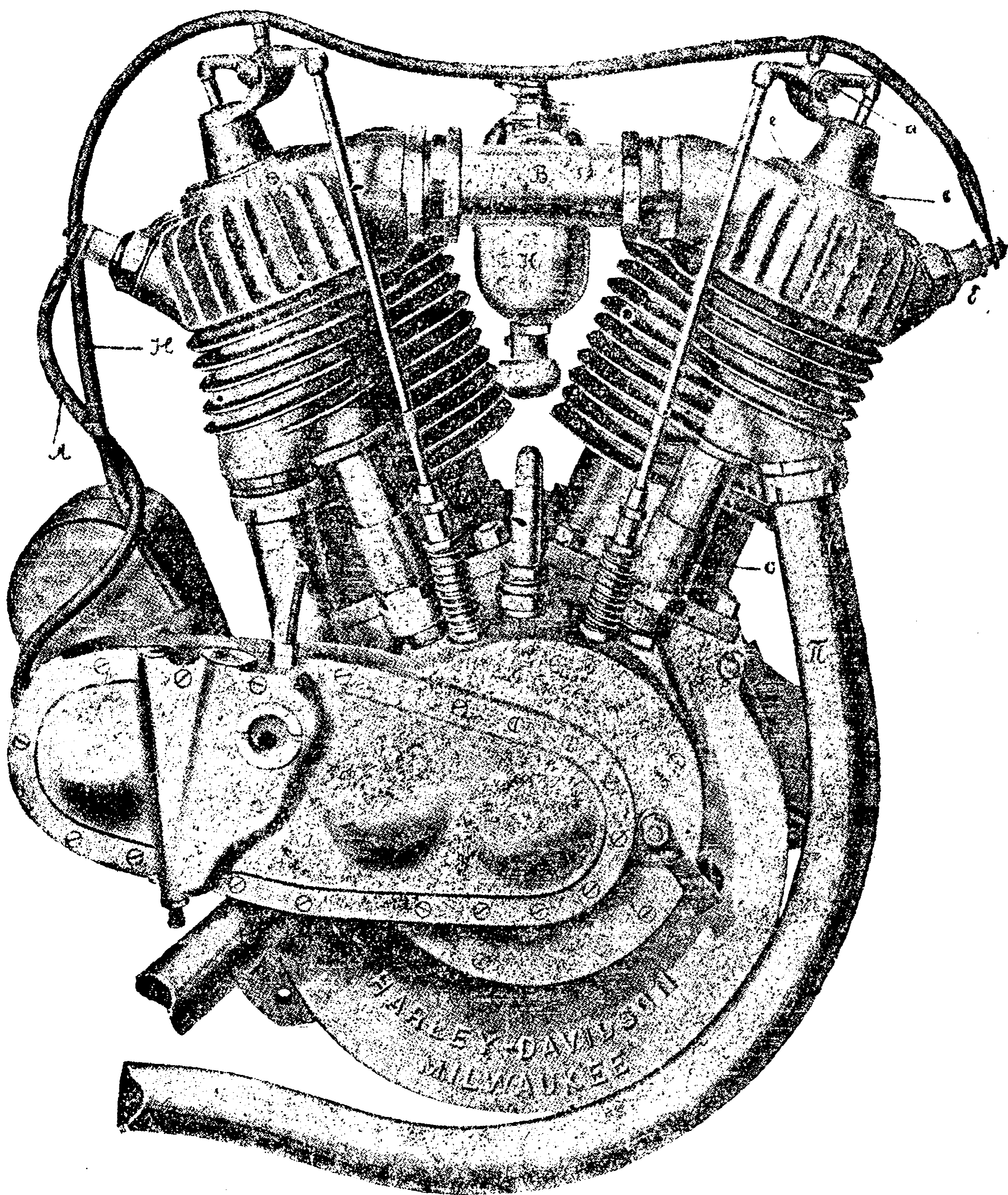
Такое седло вставляется в головку цилиндра вместе со всем комплектом клапана, закрепляется в ней тем или другим способом и накрывается сверху колпаком, на котором может быть расположен качающийся рычажок для открывания клапана. Подобная конструкция, все более выходящая из употребления, показана, например, на фиг. 28 (здесь клапаны расположены один над другим, сверху всасывающий, внизу — выпускной).



Фиг. 27. 1 — седло клапана; 2 — пружина; 3 — упорная шайба; 4 — поперечная шпонка.

Большое внимание было уделено за последнее время кон-

струкции качающихся рычажков для подвесных клапанов. Простейшая форма таких рычажков видна на фиг. 28: 1-двуплечий рычажок просто надег на небольшой болтик, на котором и повертывается как на оси.



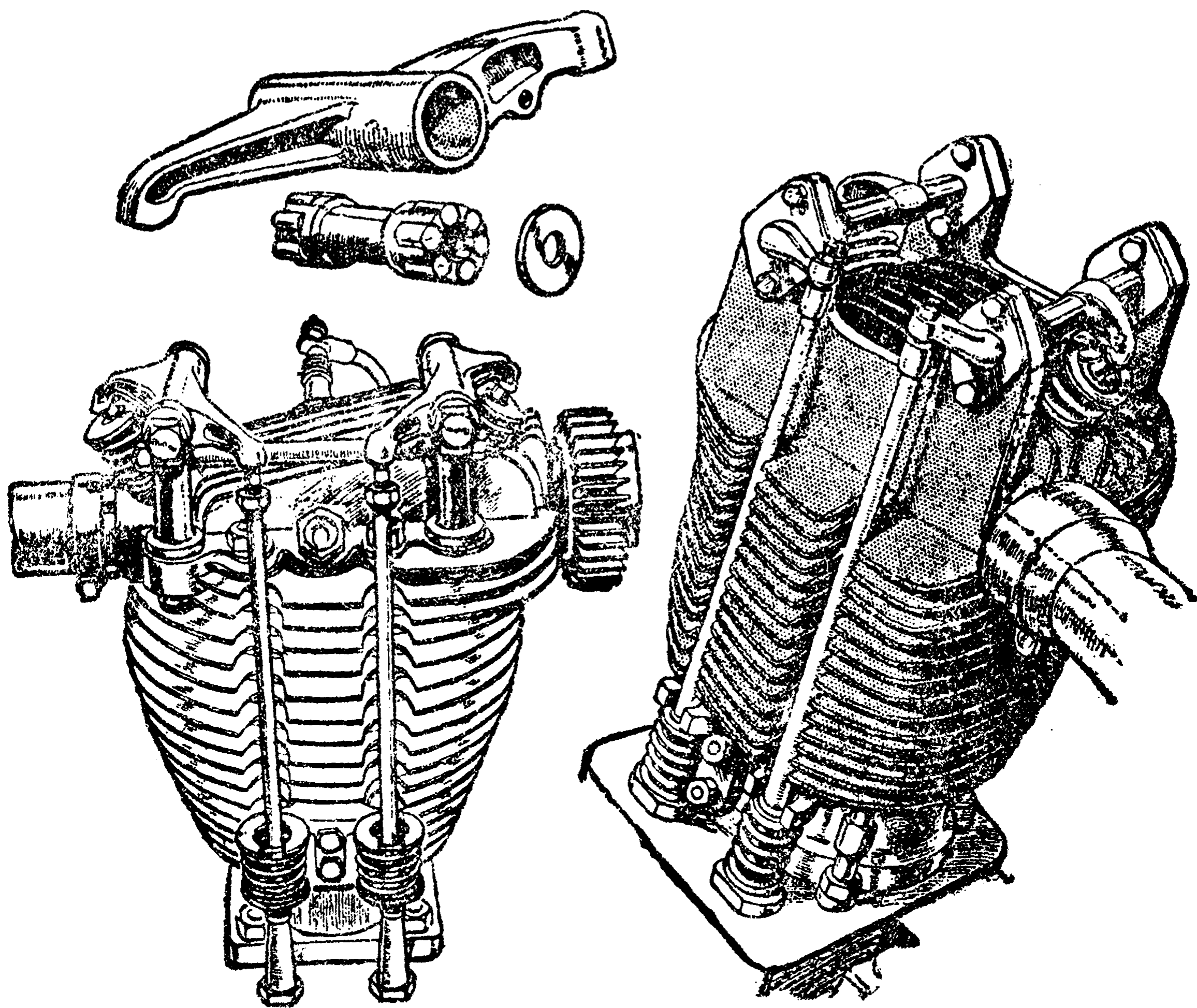
Фиг. 28. Расположение клапанов друг над другом (двиг. Харлей-Давидсон 1915/16 г.).

Такое несложное устройство допустимо и действует достаточно удовлетворительно только для двигателей, работающих при сравнительно небольшом числе оборотов.

¹ Изображенный на фиг. 28 двигатель Харлей-Давидсон относится к 1915/16 г. Однако, показанное здесь расположение клапанов сохранилось до 1929 г. и только в 1930 г. завод отказался от него.

Для двигателей же многооборотных с высоким сжатием, клапаны которых нагружены очень сильными пружинами, нужна более солидная конструкция, обеспечивающая подшипник рычажка от быстрого износа и предусматривающая надежную смазку. Различные формы качающихся рычажков можно видеть на фиг. 21, 22 и 29.

Если рычажок монтируется на гладком подшипнике, последнему должна быть дана достаточно большая опорная



Фиг. 29. Цилиндры с подвесными клапанами.

поверхность. Вполне целесообразно применение здесь роликовых и шариковых подшипников. На фиг. 29, слева, изображен клапанный механизм, смонтированный на роликах, и показаны детали его устройства. На той же фигуре, справа, оси качающихся рычажков поддерживаются шариковыми подшипниками, помещенными в закрытых коробках на головке цилиндра.

Так как концы рычажков движутся по дуге, то плечо, действующее на клапан, должно быть по возможности длиннее (в среднем, не менее 35 мм), во избежание чрезмерного скольжения его по концу клапанного стержня и вызы-

ваемого этим бокового давления на стержень и на направляющую его втулку. Встречающиеся иногда рычажки с коротким плечом, действующим на клапан, представляют собою конструктивную ошибку.

В целях предохранения клапанного механизма от пыли и облегчения смазки, качающиеся рычажки нередко помещают в закрытых коробках, а толкатели — в длинных трубчатых кожухах, как это видно на фиг. 30. На рисунке видно также, какие гладкие и изящные формы получает при этом общий вид двигателя.

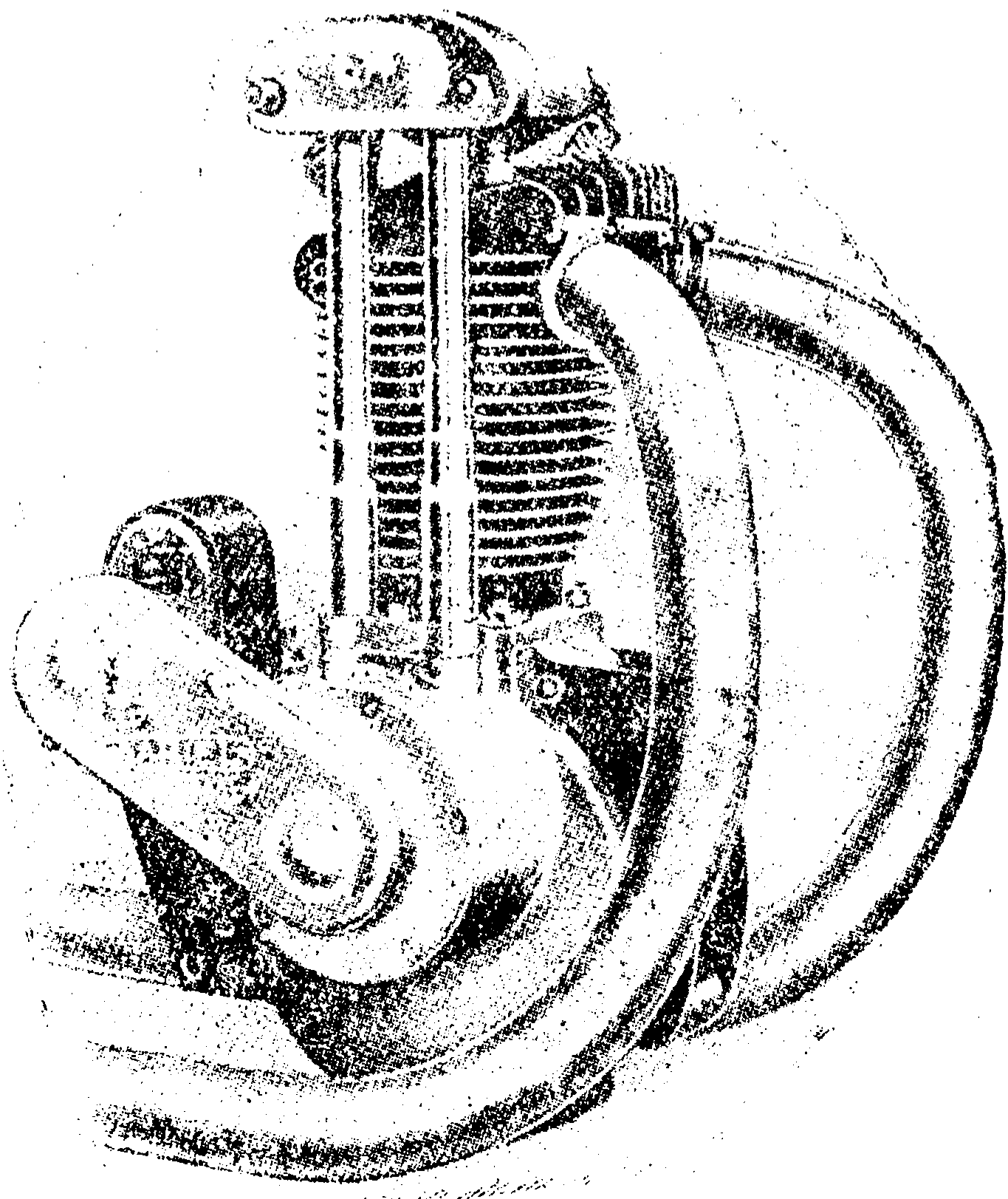
Таковыми же трубчатыми телескопическими кожухами часто закрывают пружины и стоячих клапанов (см. фиг. 28). Для получения доступа к концу клапана — трубки поднимают кверху, надвигая их одну на другую.

Материал для клапанов. Лет 10 — 15 назад вполне подходящим материалом для клапанов считалась никкелевая сталь с 3 — 4% содержанием никкеля.

Современным требованиям этот материал уже не удовлетворяет, в особенности — для выпускного клапана.

Мы видели уже, что высокое число оборотов двигателя заставляет снабжать клапаны очень сильными пружинами, давление которых стремится разорвать клапан, при чем эта нагрузка действует несколько тысяч раз в минуту.

С другой стороны, температурные условия, в которых работают клапаны, чрезвычайно тяжелы. Если всасывающий клапан еще охлаждается свежей смесью, то выпускной не имеет и этого преимущества. Напротив, он постоянно омывается горячими газами, вследствие чего и его собственная температура весьма высока. Если снять выпускную трубу



Фиг. 30. Закрытый клапанный механизм.

двигателя с верхними клапанами, то через отверстие можно увидеть выпускной клапан и убедиться, что во время работы двигателя он находится в состоянии красного каления, т. е. нагрев его достигает $500—600^{\circ}$. Между тем, при температурах около 500° крепость обычных сталей резко уменьшается, и, следовательно, опасность разрыва клапана увеличивается. Не трудно себе представить, к каким последствиям это привело бы, особенно при подвесных клапанах, когда оторвавшаяся головка должна упасть прямо на поршень.

Итак, сталь для клапанов должна обладать большим сопротивлением разрыву при высокой температуре. Это — первое требование. Второе — заключается в том, чтобы она не коробилась (не „деформировалась“) и не обгорала при сильном нагреве.

Чтобы удовлетворить этим требованиям, теперь применяют для изготовления клапанов высоко-процентные никелевые стали (32 — 35%) с добавлением к ним хрома, кобальта и ванадия.

В последние годы изготавливаются иногда клапаны еще из вольфрамовой стали, которая для нашего времени является наиболее прочным и стойким материалом (с сопротивлением на разрыв в $14\,000\text{ кг-см}^2$ и выше), но конечно, — и самым дорогим и к тому же трудно поддающимся обработке; поэтому для серийных машин нормального типа его обычно не употребляют.

Всасывающий клапан, как понятно из предыдущего, менее требователен к материалу, но, чтобы возможно было заменять один клапан другим, по большей части делают оба клапана из одного и того же материала.

При изготовлении клапанов их сначала отковывают или штампуют из цельного куска стали, затем, обтачивают на токарном станке. Коническая поверхность головки тщательно шлифуются („притирается“) к седлу. Каким-либо раковины, заусеницы, царапины здесь совершенно недопустимы, так как прорывающиеся через них с огромной скоростью горячие газы в короткое время приводят клапаны в полную негодность.

Размеры клапанов. При теоретическом определении размеров клапанов исходят обычно из соображений о ско-

рости протекания газов через клапан, которая не должна превышать в среднем 60 м/сек., чтобы тормозящее действие клапана не слишком ухудшало наполнение и очищение цилиндра.

Зная рабочий объем цилиндра, число оборотов и, следовательно, общий объем газа, который должен быть пропущен через клапан в 1 минуту, не трудно вычислить, какую площадь должно иметь отверстие при открытом клапане, чтобы скорость газа не превышала указанного предела.

На практике приходится, однако, считаться совсем с другими обстоятельствами.

Прежде всего надо заметить, что размеры всасывающих труб карбюраторов в настоящее время всюду нормализованы.

В Англии, например, крупнейшие заводы мотоциклетных карбюраторов объединились в один трест, который выпускает карбюраторы только со следующими диаметрами всасывающих труб:

для мотоциклов с объемом 1 цил.	175 см ³	до 250 см ³	до 350 см ³	до 500 см ³
диаметры труб	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"
	(22 мм)	(25 мм)	(29 мм)	(32 мм)

Этим одним уже значительно ограничиваются и диаметры клапанов, так как нет смысла увеличивать их настолько, чтобы площадь открытого сечения клапана на много превышала площадь сечения всасывающей трубы.

Далее, подъем клапана над седлом практически ограничен довольно узкими пределами, не более 8 мм, чтобы не вызывать при движении клапана действия слишком больших инерционных сил. Кроме того, при подвесных клапанах и высоком сжатии головка клапана может ударяться о поршень.

Наконец, вес клапана имеет, как мы видели, огромное значение при больших числах оборотов, чем опять-таки ограничиваются его размеры.

На практике диаметр клапана увеличивают приблизительно на 40% по сравнению с диаметром всасывающей трубы, что дает следующие размеры:

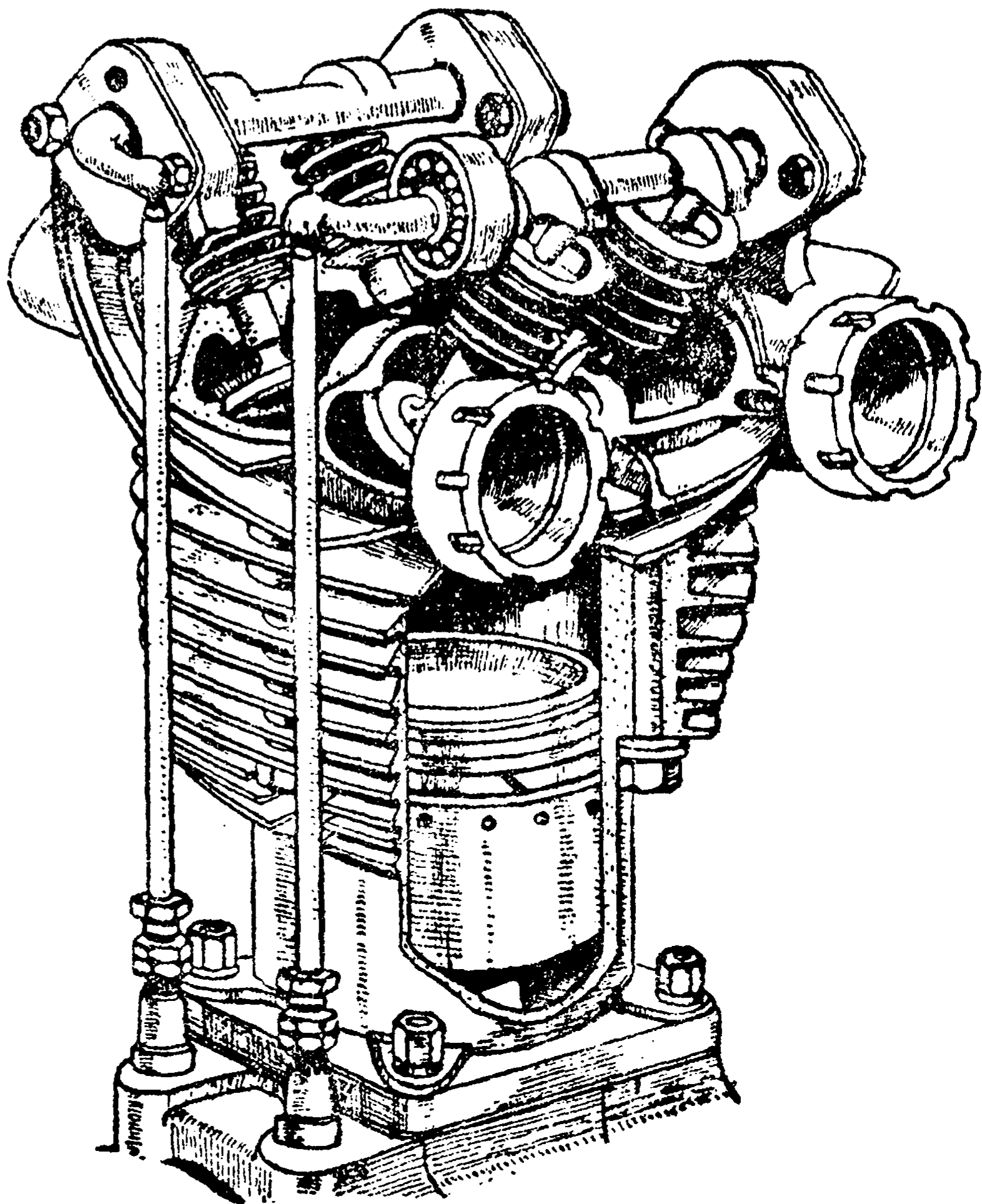
для мотоциклов с объемом 1 цил.	до 250 см ³	до 350 см ³	до 500 см ³
диаметры клапанов	35—38 мм	38—40 мм	40—45 мм.

Высота подъема всасывающего клапана заключается в пределах 6 — 7 мм, выпускного клапана — 7 — 8 мм.

При указанных величинах подъема и диаметра клапана площадь его открытого сечения, приблизительно, равна площади сечения всасывающей трубы, а скорость газа нормально не превышает 60 м/сек., но при очень больших числах оборотов она может доходить до 80 — 90 м/сек.

Размеры выпускного клапана теоретически должны быть больше, чем всасывающего, так как горячие отходящие газы занимают больший объем, но на практике их делают почти всегда одинаковыми (в целях взаимозаменяемости) и лишь немного увеличивают высоту подъема выпускного клапана.

Стремление возможно более увеличить площади впускных и выпускных отверстий, не увеличивая в то же время веса и размера клапанов, приводит к чрезвычайно сложным конструкциям, в роде изображенной на фиг. 31.



Фиг. 31. Двигатель с двумя всасывающими и двумя выпускными клапанами.

Здесь мы видим два всасывающих и два выпускных клапана, при чем каждая пара открывается одновременно одним общим качающимся рычагом. Вряд ли можно согласиться с подобной конструкцией, хотя такая первоклассная фирма, как „Рудж-Витворт“, ввела ее в 1928 г. в качестве стандартной для своих нормальных машин.

Ширина конической обточки головки клапана, а равно и его седла, должна быть возможно меньше, так как точное прилегание больших поверхностей трудно достижимо, но с другой стороны необходимо учесть, что седло клапана — почти единственный путь для отвода тепла от головки и, следовательно, ее охлаждения. Смотря по тому, какое из

этих двух противоречащих друг другу соображений берет верх, — ширину седла берут в пределах от 1 до $2\frac{1}{2}$ мм.

Наконец, для диаметра стержня клапана достаточным размером является $\frac{1}{5}$ диаметра его головки.

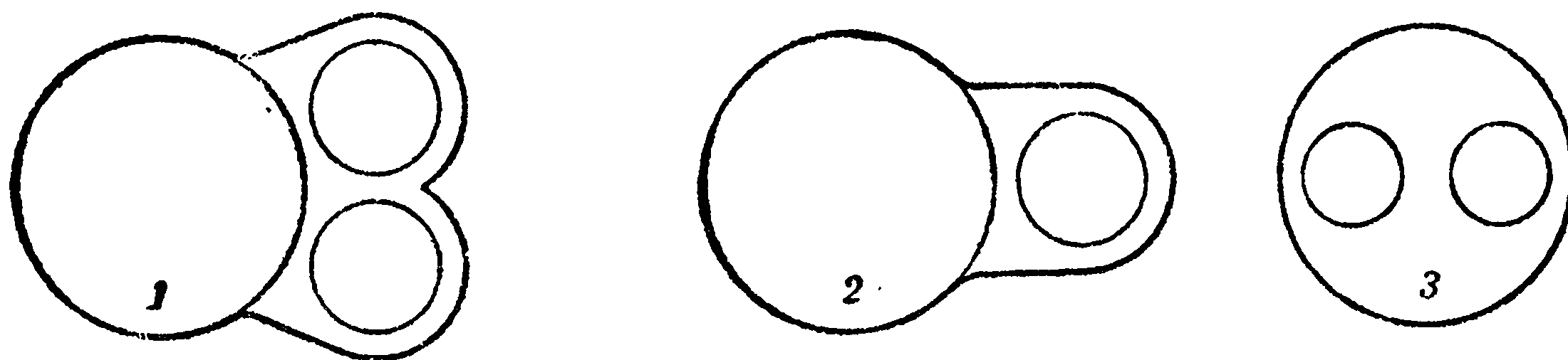
§ 12. Расположение клапанов и конструкция цилиндровой головки.

Мы видели выше, что для мотоциклетных двигателей применяются, главным образом, два типа расположения клапанов: сбоку цилиндра („бокoвые“ или „стоячие“ клапаны) по фиг. 18, и вверху, в головке цилиндра („подвесные“ клапаны) по фиг. 20, т. е. под углом от 55° до 70° друг к другу.

Промежуточным, ныне исчезающим, типом между этими двумя основными является тип с расположением клапанов друг над другом по фиг. 28, при чем выпускной клапан помещается внизу и делается стоячим, а всасывающий — подвесным.

В зависимости от того или другого способа расположения клапанов совершенно меняется не только устройство клапанного механизма, но и конструкция камеры сгорания цилиндра, а вместе с нею и вся характеристика двигателя.

Обратим прежде всего внимание на самую форму камеры сгорания. Очертания ее в плане схематически представлены на фиг. 32.



Фиг. 32. 1 — оба клапана сбоку, 2 — клапаны один над другим, 3 — оба клапана висят.

Из этой схемы ясно, что только при подвесных клапанах форма камеры сгорания может быть приближена к теоретически наилучшей, т. е. полусферической форме, которая при данном объеме имеет наименьшую поверхность, во всех же остальных случаях камера сгорания получается плоская, вытянутая в сторону, с большой поверхностью и несимметричная. Так как мотоциклетный двигатель — тепловой, то наилучшее использование в нем тепла, полученного от сгорания топлива, имеет первостепенное значение. Однако, процент использования этого тепла в современных двигателях сравнительно не велик: в среднем лишь около 30% всего тепла, доставляемого топливом, превращается в механическую работу поршня, остальная, большая часть теряется через стенки цилиндра и уносится отходящими газами. Отсюда понятно, насколько важно по возможности уменьшить поверхность камеры сгорания и тем сократить потери тепла на ее нагревание. Таким обра-

зом, использование тепла или, как говорят, „термический коэффициент полезного действия“ должен быть выше при подвесных клапанах.

Полусферическая или близкая к ней форма камеры сгорания улучшает также самый процесс сгорания, делая его более быстрым и полным.

Чрезвычайно важное значение при поступлении свежей смеси в цилиндр имеет „вихревой“ характер ее движения, способствующий тесному перемешиванию частичек бензина и воздуха и, следовательно, однородности состава смеси. Как показывают схемы на фиг. 33, это „завихрение“ всасываемой смеси должно значительно лучше происходить при верхнем расположении клапанов, нежели при боковом.

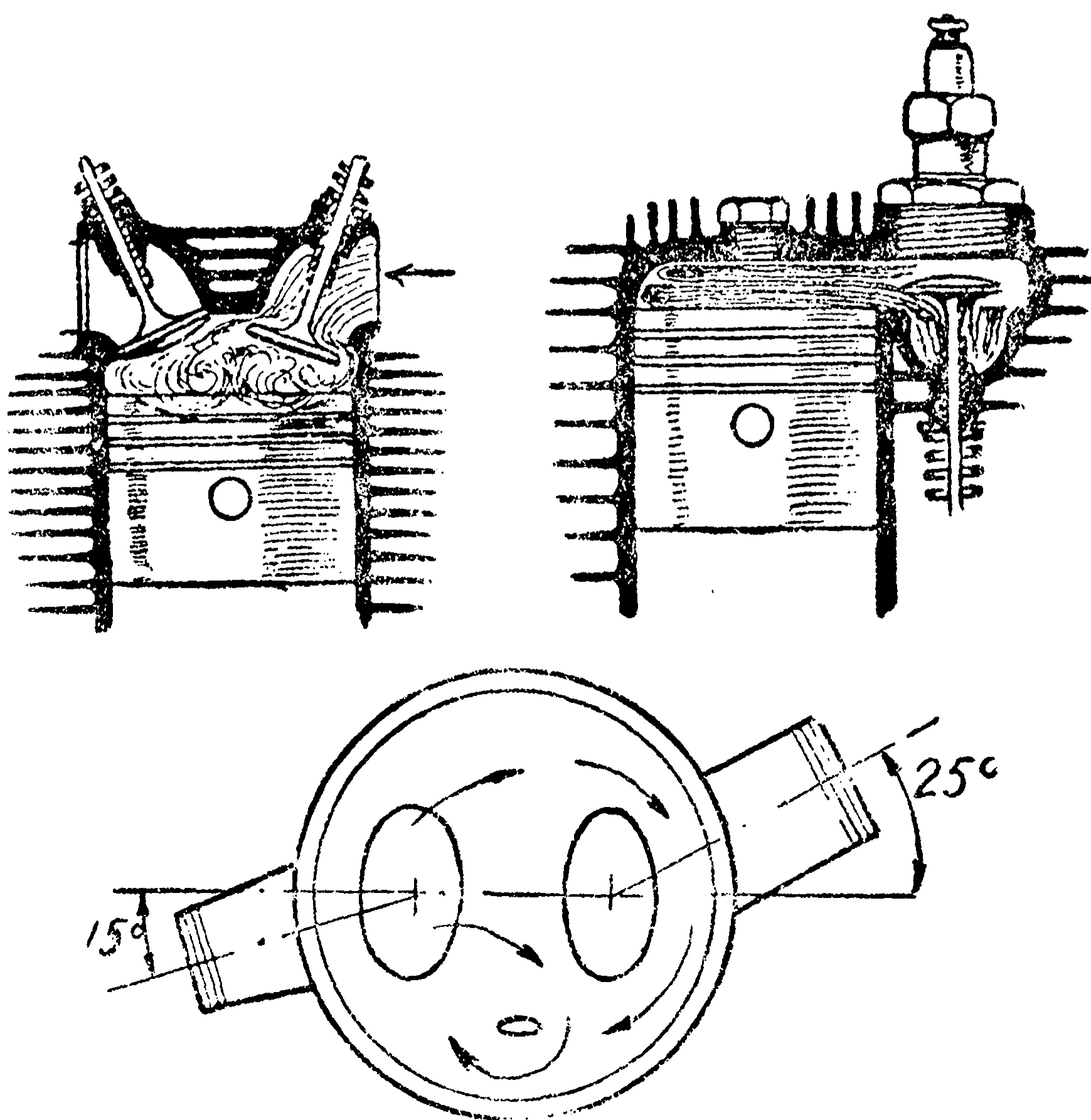
Завихрению поступающей в цилиндр смеси должно способствовать и общепринятое в настоящее время смещение всасывающей и выпускной труб, показанное на фиг. 33, внизу. Собственно говоря, такое смещение вызывается конструктивной необходимостью, т. е. удобством расположения карбюратора и выпускной трубы относительно рамы мотоцикла, но оно несомненно способствует также и образованию вихрей в камере сгорания.

Правильная симметричная форма камеры сгорания и отсутствие в ней мертвых пространств имеет особо важное значение при высоких степенях сжатия для избежания самовоспламенения смеси.

По той же причине полезна механическая обработка поверхности камеры сгорания, так как шероховатости отливки вызывают отложения на них нагара, частички которого раскаляются и могут быть причиной самопроизвольных вспышек. Само собою понятно, что такая обработка может быть выполнена только при симметричной и простой форме, какая получается при верхнем расположении клапанов.

Другим важным фактором, непосредственно отражающимся на мощности двигателя, является наполнение цилиндра. Ясно, что чем больше мы введем в цилиндр рабочей смеси, тем большее количество тепла получится при ее сгорании, и тем сильнее будет, следовательно, давление расширяющихся газов на поршень.

Однако, рабочий объем цилиндра никогда не может быть использован полностью (вследствие разреженности пространства при всасыва-

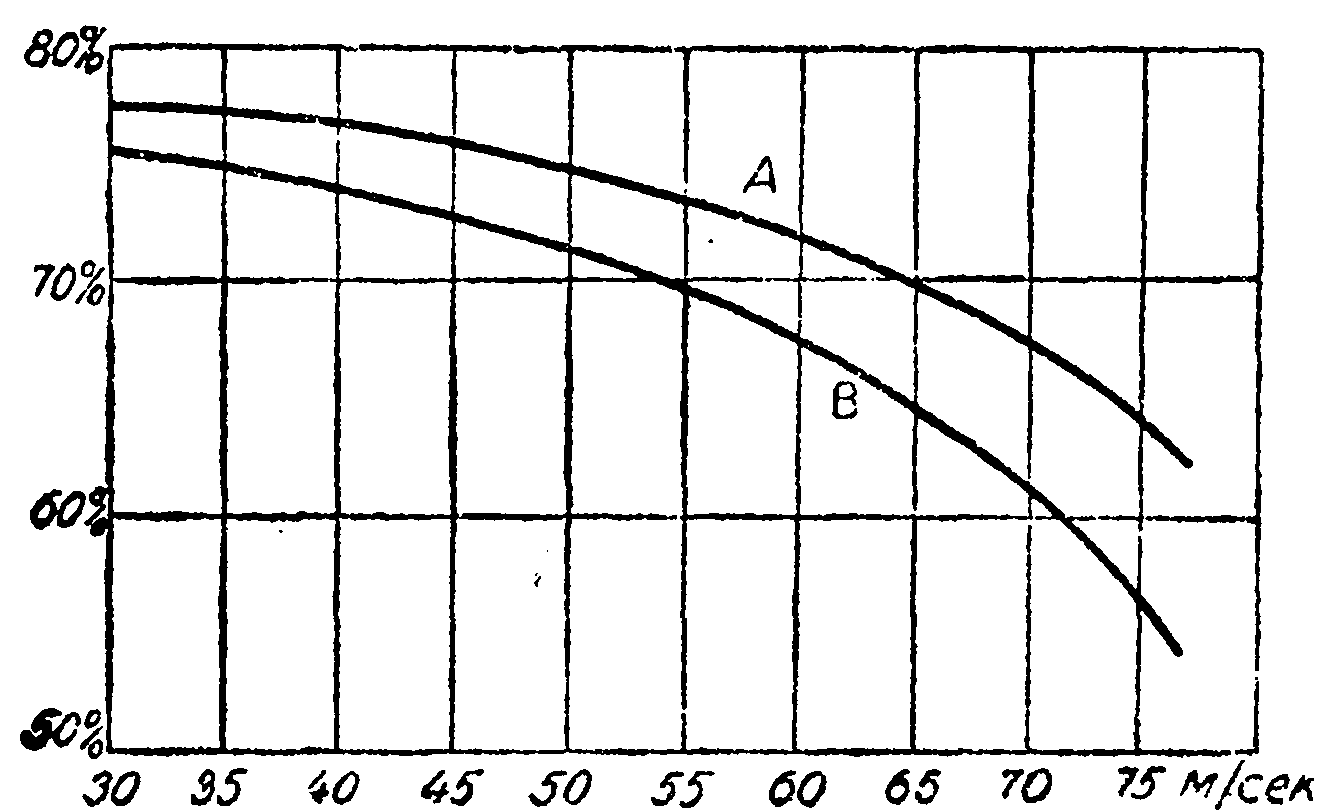


Фиг. 33. Схемы всасывания смеси.

нии и подогревания поступающей смеси). При самых благоприятных условиях цилиндр заполняется лишь на 75—78% объема, описываемого поршнем. Это число называется „объемным коэффициентом полезного действия“. По мере увеличения числа оборотов двигателя, а, следовательно, и скорости движения всасываемой смеси, — объемный коэффициент полезного действия постепенно падает, так как увеличивается торможение газа в клапанах.

Не трудно себе представить, хотя бы на основании фиг. 33, что при боковых клапанах это торможение должно быть больше: во-первых, при боковом клапане газ поступает, главным образом, одной стороной отверстия, ближайшей к цилиндру, во-вторых, газовая струя несколько раз

должна менять свое направление.



Фиг. 34. Падение объемного коэффициента полезного действия при возрастании скорости всасывания. *A* — подвесные клапаны; *B* — боковые клапаны.

Эти соображения действительно и подтверждаются лабораторными испытаниями. О том, насколько уменьшается объемный коэффициент полезного действия с увеличением скорости всасывания при верхних и при боковых клапанах дает наглядное представление фиг. 34.

Верхняя кривая относится к подвесным клапанам, нижняя к стоячим. Сравнение их показывает, что в первом случае цилиндр заполняется значительно лучше: например, при скорости газа 60 м/сек., объемный коэффициент полезного действия в случае подвесных клапанов составляет 72%, а при боковых клапанах — 67%.

Итак, и с теоретической и с технической стороны конструкцию цилиндрической головки с верхним расположением клапанов приходится считать наиболее совершенной.

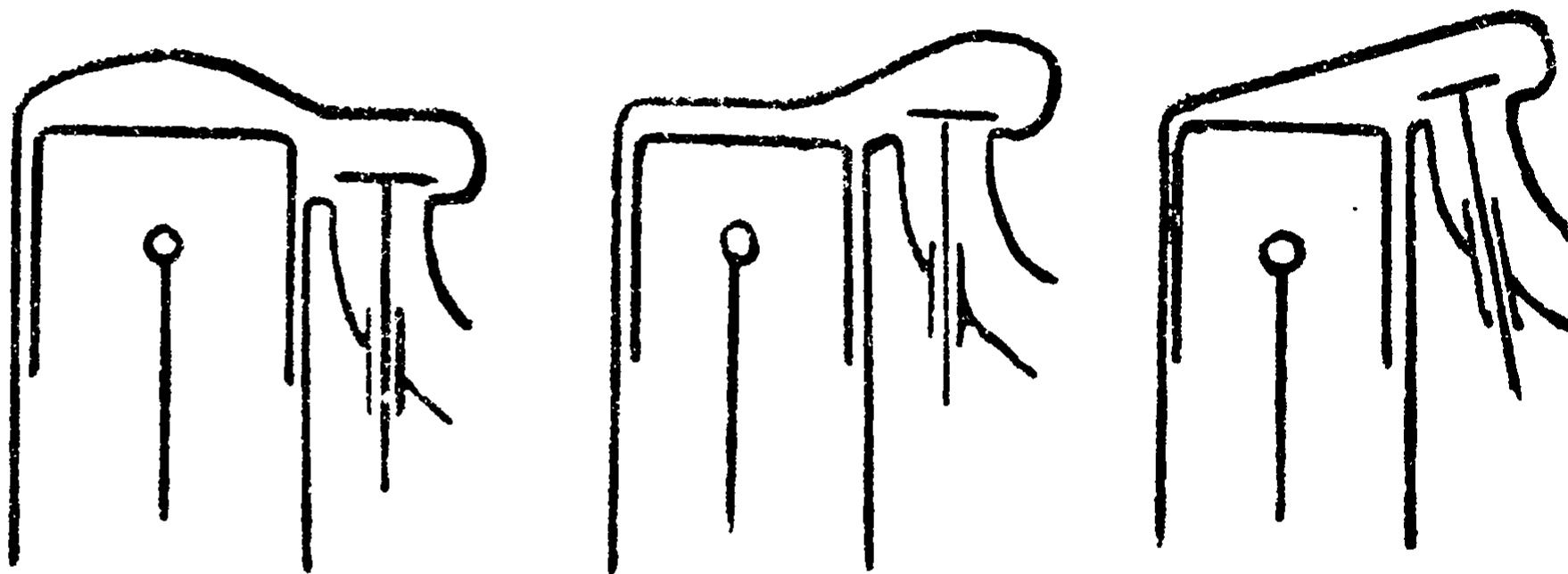
Но есть еще одна сторона дела, на важность которой в мотоциклетном деле мы уже указывали: это — простота конструкции. С этой точки зрения несомненное преимущество надо отдать боковым клапанам: механизм, управляющий клапанами, здесь наиболее прост и надежен; отсутствует целый ряд частей, требующих тщательной регулировки и постоянною внимания к смазке; доступность клапанов не оставляет желать ничего лучшего: достаточно вывернуть пробку над клапаном, он может быть осмотрен или извлечен наружу. Между тем, при подвесных клапанах для этого приходится снимать всю головку цилиндра, что не так уже просто (надо удалять карбюратор, выпускную трубу отвинчивать ряд гаек и пр.).

Поэтому, для машин нормального типа, предназначенных для широкого пользования, боковое расположение клапанов гораздо целесообразнее. Подвесные клапаны оправдывают себя лишь в том случае, если задачей ставится достижение больших скоростей, а, следовательно, и максимальной мощности при наивысшем числе оборотов, что, конечно,

имеет значение, например, при спортивных состязаниях, но для повседневной эксплуатации машины особой роли не играет.

К тому же надо заметить, что конструкция цилиндровой головки для боковых клапанов за последние годы тоже не осталась без изменений и в нее внесено много усовершенствований, допускающих и применение высокого сжатия, и хорошее „завихрение“ всасываемой смеси и вполне удовлетворительное сгорание.

На фиг. 35, слева, схематически изображена головка старого типа. Мы видим из этой схемы, что при подходе поршня к верхней мертвой точке камера сгорания оказывалась как бы



Фиг. 35. Схемы цилиндрических головок.

разделенною на две изолированные одна от другой части. Разумеется, высокое сжатие при таком устройстве не могло быть достигнуто, а сгорание происходило весьма невыгодным образом. Две другие схемы на фиг. 35 показывают, как устраняются эти недостатки в современных конструкциях. Поршень может при этом подходить к крышке цилиндра на расстояние меньше 1 мм.

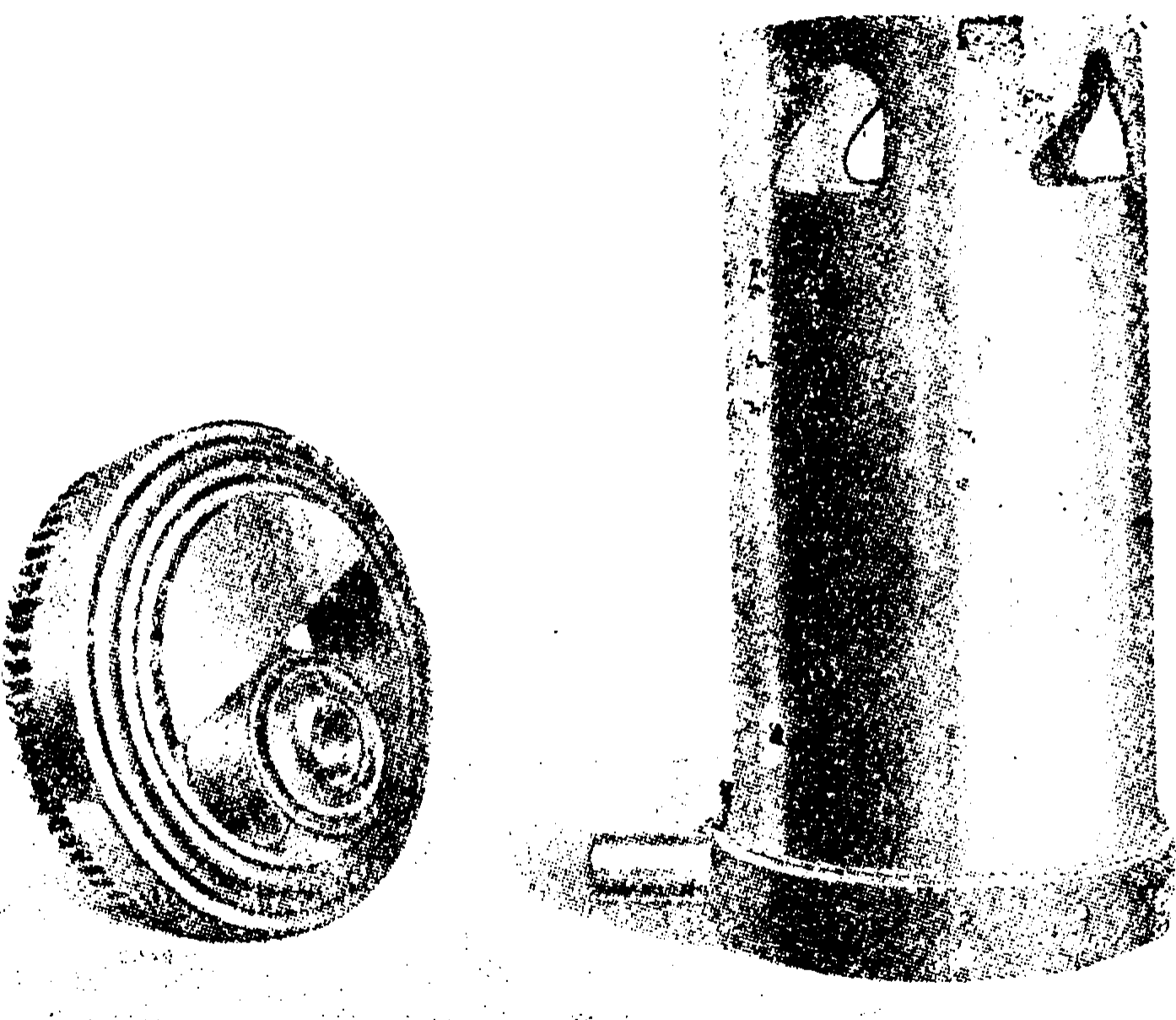
§ 13. Бесклапанные двигатели.

По установившемуся у нас обычаю „бесклапанными“ двигателями называют не двухтактные моторы, в которых действительно нет никаких клапанов, а такие двигатели, у которых перекрытие впускных и выпускных окон производится золотниками, движущимися внутри цилиндра. Такая конструкция давно уже находит себе применение в автомобильных и авиационных двигателях. В 20-х годах была сделана попытка применить ее и для мотоциклов. Принцип действия этой системы сводится к следующему. Внутри цилиндра вставлена тонкостенная чугунная гильза, показанная на фиг. 36. Поршень в свою очередь помещается внутри этой гильзы и отделен ею от стенок цилиндра.

В верхней части гильзы прорезан ряд окон. В стенках цилиндра также прорезано несколько окон подобной же формы, из которых одни сообщаются со всасывающей трубой, а другие — с выпускной. В нижней части золотниковая гильза снабжена цапфой, которая свободно вставлена в шаровой шарнир, помещенный эксцентрично внутри

шестерни (см. фиг. 36). Шестерня эта расположена в картере двигателя и вращается вдвое медленнее коленчатого вала.

Вращение шестерни, очевидно, вызывает двойное движение золотника: во-первых, он поднимается и опускается

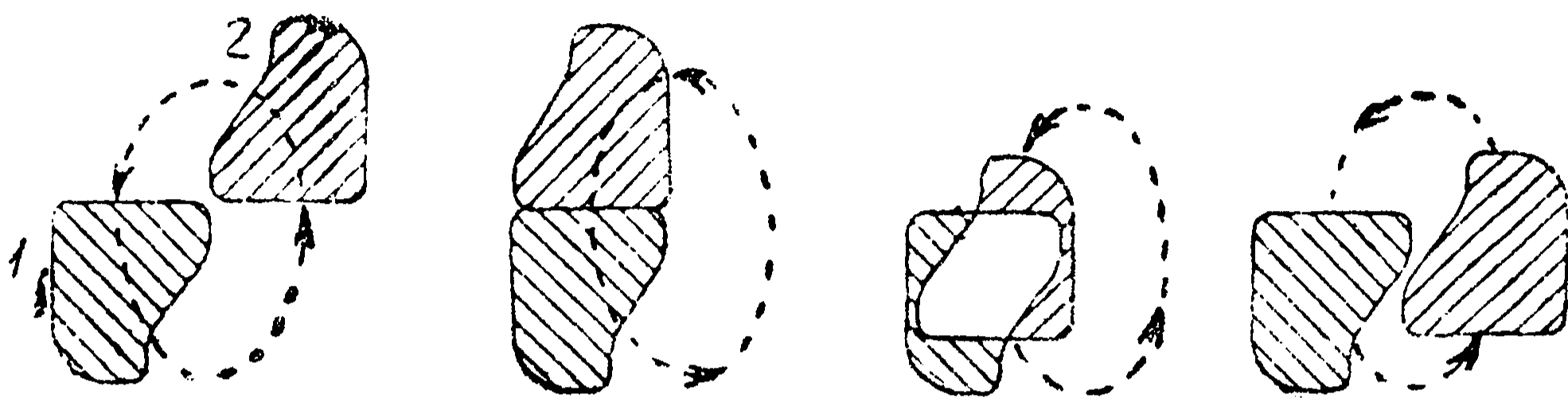


Фиг. 36. Детали золотникового газораспределения Barr & Straud.

вдоль оси цилиндра, во-вторых, он принужден поворачиваться на некоторый угол вокруг этой оси. В результате каждая его точка описывает небольшой эллипс. Схема на фиг. 37 показывает, каким образом происходит при этом перекрытие окон. На схеме цифрой—1 помечено окно, прорезанное в цилиндре (допустим впускное). Это окно неподвижно. Напротив,

окно 2, прорезанное в золотнике, движется по эллипсу, как показано стрелками. Очевидно, среди тех последовательных положений, которые занимает окно 2, будет и такое, когда оно совпадет с окном 1 (третье положение на схеме). Следовательно, начнется всасывание.

Это совпадение будет происходить один раз в течение двух оборотов вала, как и полагается при четырехтактном процессе.



Фиг. 37.

Совершенно таким же образом обслуживаются и другие окна как всасывающие, так и выпускные, при чем, конечно, первые открываются лишь после того, как закрылись вторые.

Двигатели такого рода (одноцилиндровые в 350 см³ и 500 см³ и двухцилиндровый в 1000 см³) были выпущены в 1921/22 г. английским заводом точной механики Бар и Страуд

(Barr & Straud). Двигатель в 350 см³ развивает 8 ЛС при 4000 об/мин. Достоинствами описанной конструкции считаются: бесшумность работы, большая площадь впускных и выпускных отверстий и, следовательно, хорошее наполнение и очищение цилиндра, точность и надежность действия золотникового механизма, независящего от упругости пружин, а также отсутствие необходимости регулировки клапанов и ухода за ними. Внешние формы двигателя тоже получаются очень простыми и гладкими. Но затруднительность достаточного охлаждения и смазки золотниковой гильзы приводит к довольно быстрому ее износу, в особенности при низких сортах масла и топлива, какими нам обычно приходится пользоваться, ремонт же золотника совсем невозможен.

Повидимому, даже в английских условиях бесклапанные двигатели зарекомендовали себя с этой стороны не совсем хорошо: в первые годы после их появления можно было насчитать около десятка мотоциклетных заводов, которые начали снабжать такими двигателями свои машины; затем, увлечение этой новинкой быстро пошло на убыль, и в настоящее время о них почти ничего не слышно.

§ 14. Уход за клапанами.

Для исправной работы клапана необходимо:

1) чтобы пружина обладала достаточной упругостью; ослабевшая пружина должна заменяться новой;

2) чтобы клапан свободно двигался в направляющей втулке и не „заедал“ в ней; „заедающий“ клапан надо вынуть, вымыть в керосине и смазать его стержень — лучше всего графитом; с другой стороны, между втулкой и стержнем клапана не должно быть излишней „игры“, особенно во всасывающем клапане, так как через втулку будет засасываться избыточный воздух; разработавшуюся втулку надо заменить новой;

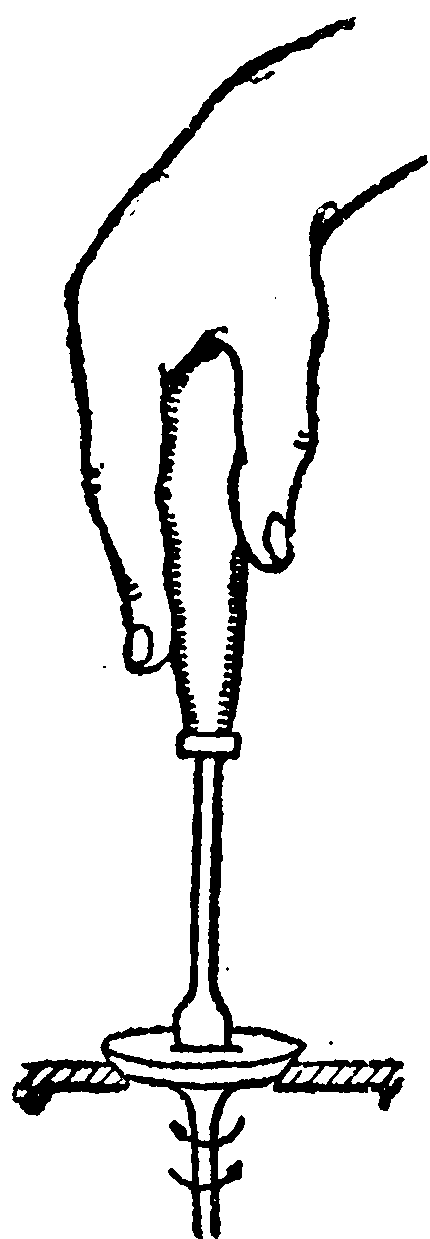
3) чтобы качающиеся рычажки верхних клапанов были всегда хорошо смазаны;

4) чтобы головка клапана плотно прилегала к седлу; так как с течением времени поверхности их срабатываются, то необходимо раз или два в год производить „притирку“ клапанов.

Для притирки клапан вынимают, намазывают рабочую поверхность маслом и посыпают наждаком; затем, клапан вставляют обратно в цилиндр и вращают его в седле из стороны в сторону с помощью отвертки (см. фиг. 38)

После каждого полуоборота надо слегка приподнять клапан; удобнее даже надеть на стержень клапана какую-нибудь пружину, кото-

рая сама будет его приподнимать. Работа облегчается, если вместо отвертки пользоваться коловоротом. Притирку надо продолжать до тех пор, пока конус клапана и седло не станут абсолютно гладкими, ровного серого цвета и без черных пятен.



Чтобы убедиться в том, что притирку можно считать оконченной, клапан и гнездо промывают бензином; затем, на конической поверхности головки наносят ряд вертикальных черточек цветным карандашом и, вставив клапан на место, поворачивают его несколько раз вправо и влево. Если клапан достаточно притерт и равномерно прилегает к седлу всеми своими точками, то все черточки будут стерты. По окончании этой операции надо тщательно удалить остатки наждака из всех тех мест, куда он мог попасть; лучше даже предварительно заложить тряпки во все такие места. Не следует без надобности злоупотреблять притиркой клапанов, так как после ряда притирок клапан оседает глубже в свое гнездо; вследствие этого щель, открывающаяся для прохождения газа при подъеме клапана, становится все уже и уже; происходит, следовательно, торможение газа в клапане (О регулировке толкателей см. дальше).

Фиг. 38.
Притирка
клапана.

§ 15. Поршень.

Конструкция поршня должна удовлетворять целому ряду требований, соответственно его назначению и условиям его работы: во-первых, он должен, конечно, плотно запирать цилиндр, не допуская прорыва газов из цилиндра в картер; во-вторых, вес его должен быть возможно меньше; в-третьих, тепло, воспринимаемое его днищем, должно быть отводимо достаточно быстро, чтобы днище не раскалялось, и, в-четвертых, при движении своем поршень должен равномерно распределять масло по стенкам цилиндра, но в то же время не допускать избыточного проникновения масла в цилиндр.

Посмотрим, как все эти задачи разрешаются на практике.

Само собою разумеется, что необходимое уплотнение поршня не может быть получено точной пригонкой его по диаметру цилиндра, без всякого зазора, так как поршень при работе двигателя нагревается, а следовательно, и расширяется в большей степени, чем цилиндр. Поэтому диаметр поршня делается немного меньше диаметра цилиндра. Необходимая величина зазора неодинакова в верхней и в нижней части поршня, так как днище его нагревается гораздо

сильнее, чем нижний край его стенок. Поэтому сверху диаметр поршня уменьшают в среднем на 0,4%, а внизу на 0,2%, например, при диаметре цилиндра 80 мм уменьшают диаметр поршня сверху на 0,32 мм, а внизу на 0,16 мм ¹⁾. Таким образом, форма поршня получается слегка конической, и между ним и цилиндром получается некоторый зазор, уплотнение же достигается при помощи надетых на поршень упругих колец, выточенных из мягкого чугуна и разрезанных в одном месте. Для помещения колец в стенках поршня проточены кольцевые канавки, как это видно на фиг. 39, изображающей простейшую форму чугунного поршня с двумя кольцами. В свободном состоянии кольцо имеет несколько больший диаметр, чем цилиндр, и потому, будучи вставлено в цилиндр, сжимается и плотно прилегает к его стенкам. Чтобы обеспечить кольцу возможность расширяться и пружинить, концы его в разрезе (в „замке“) не должны, понятно, упираться один в другой, когда кольцо вставлено в цилиндр, но с другой стороны и большой промежуток здесь нежелателен, во избежание прорыва через него газов. Вполне достаточной величиной этого промежутка является $1/10$ мм и, во всяком случае, она не должна превосходить 0,35 мм, составляя в среднем около $1/4$ мм.

Число колец обычно бывает 2, реже — 3. Давление их, достаточное для необходимого уплотнения, составляет 0,5—0,6 кг-см². Кольца надевают на поршень так, чтобы замки их не располагались друг под другом; с целью затруднить прорыв газа, их разводят в разные стороны. У двухтактных двигателей принимают еще одну предосторожность: так как поршень проходит мимо окон, прорезанных в стенках цилиндра, то необходимо, чтобы замки колец не могли зацепить за края окон; следовательно, замки не должны приходиться на линии окон. Поэтому, в канавках поршней двухтактных двигателей помещают небольшие штифты, ко-

¹⁾ Эти цифры относятся к чугунным поршням. При алюминиевых — зазоры должны быть несколько больше, так как коэффициент расширения алюминия вдвое больше, чем чугуна. Для алюминиевых поршней уменьшают диаметр поршня сверху на 0,75%, а внизу на 0,3%. Надо заметить, что точное соблюдение этих зазоров весьма трудно при обточке поршня, так как в виду мягкости алюминия поршень легко проходит через калибры при допусках в 0,05 мм.

торые удерживают кольца от смещения, а также предупреждают возможность неправильной сборки.

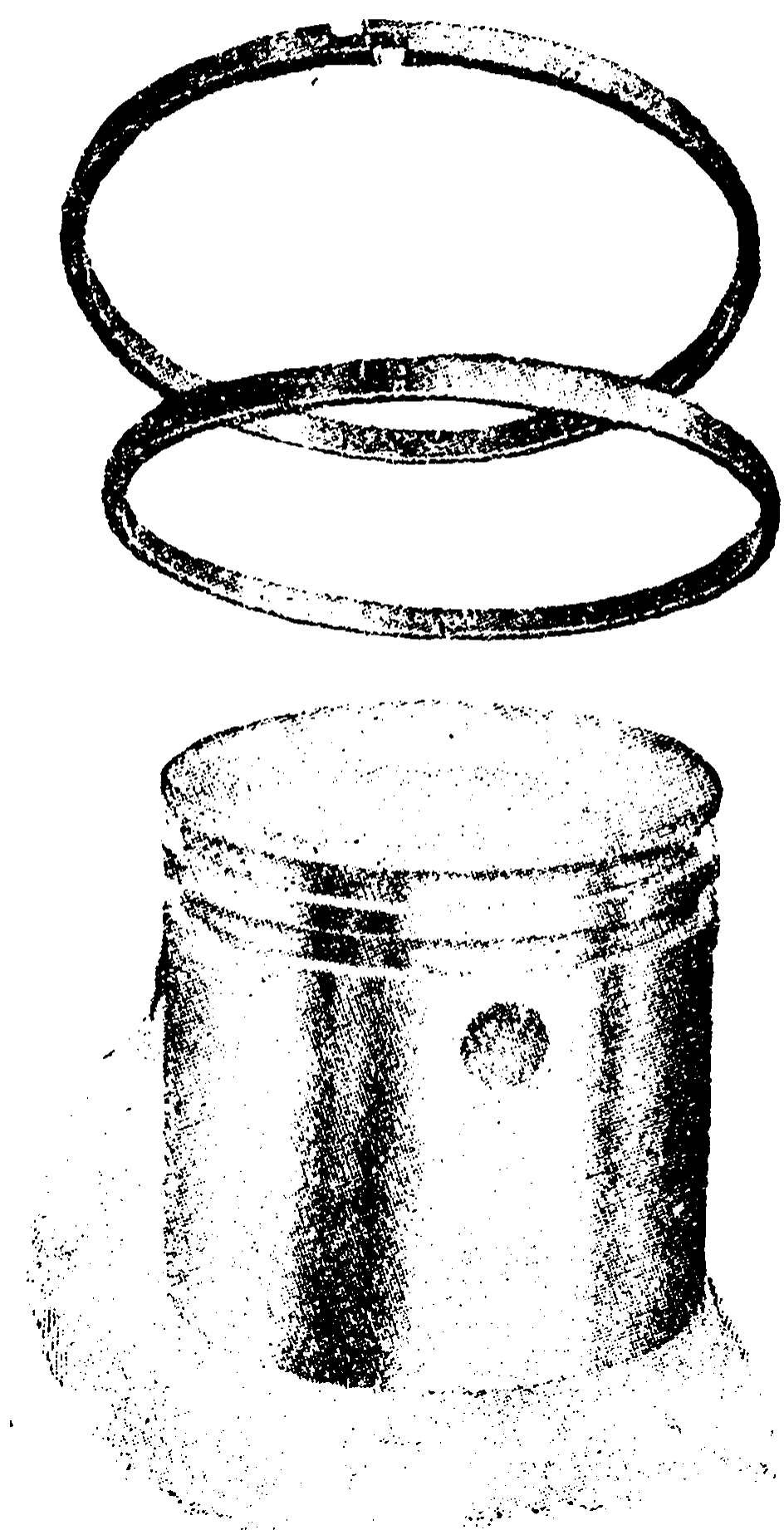
Во избежание быстрого выгорания первого поршневого кольца оно должно отстоять от верхнего края поршня не меньше чем на 8—10 мм.

Вторая задача — уменьшение веса — достигается разными способами.

Прежде всего уменьшают высоту поршня, которую в настоящее время делают даже меньше его диаметра, доводя его до $0,9 d$ (нормальная высота $1,25 d$). Далее, убирают все те части поршня, которые не являются безусловно необходимыми, а в стенках его просверливают дыры.

Подобного рода конструкции представлены на фиг. 40.

Мы видим здесь, что в боковых стенках поршня сделаны большие вырезы. Выше, в § 9, было уже объяснено, что поршень при своем движении прижимается к стенкам цилиндра главным образом двумя



Фиг. 39. Поршень и кольца.

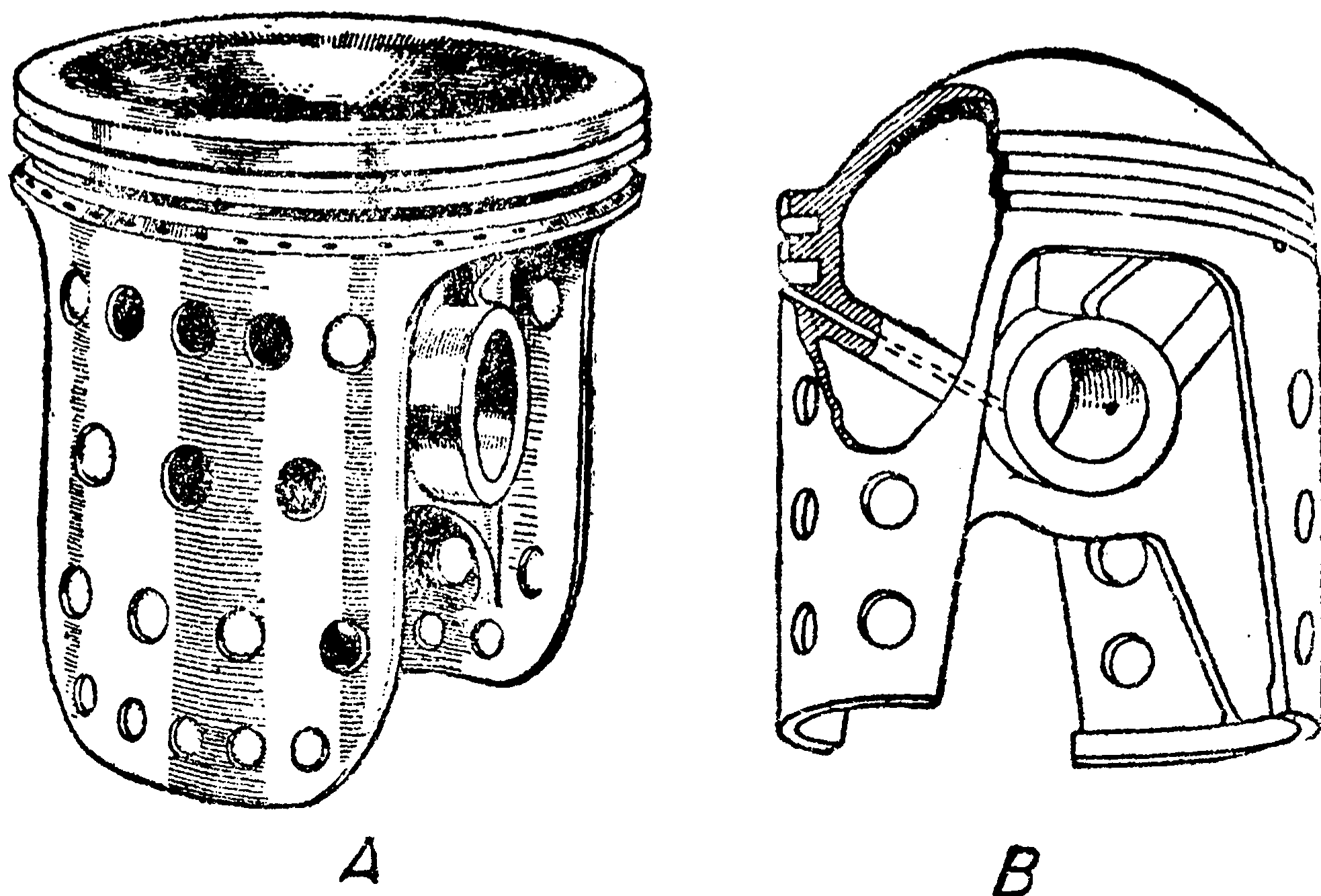
своими сторонами, параллельными оси коленчатого вала. Следовательно, стенки на двух других сторонах могут быть без всякого ущерба для работы поршня удалены.

Наконец, для уменьшения веса поршня применяют вместо чугуна легкие металлы, главным образом алюминий и магний. И тот и другой применяются в сплавах с медью и другими примесями. Один из магниевых сплавов, известный под названием „электрон“, получил за последние годы широкое распространение в Германии.

Удельный вес „электрона“ 1,8; алюминиевых сплавов — около 3; чугуна — 7,8; т. е. первые два металла в несколько раз легче чугуна. Правда, при изготовлении из них поршней приходится делать стенки и днище толще, но все же выигрыш в весе получается весьма значительным, как показывает следующая таблица, в которой даны средние веса поршней для разных диаметров и разных материалов:

	Диам. в мм	58	64	78	90
Вес поршней из „электрона“ в граммах		135	210	330	590
„ „ „ алюминия „ „		175	310	550	880
„ „ „ чугуна „ „		240	380	700	1630

Весы в этой таблице даны средние. Они могут быть в действительности значительно ниже. Вес алюминиевого поршня у лучших английских заводов не превышает в настоящее время 160 г для двигателей в 250 см³ и 260 г для двигателей в 350 см³.



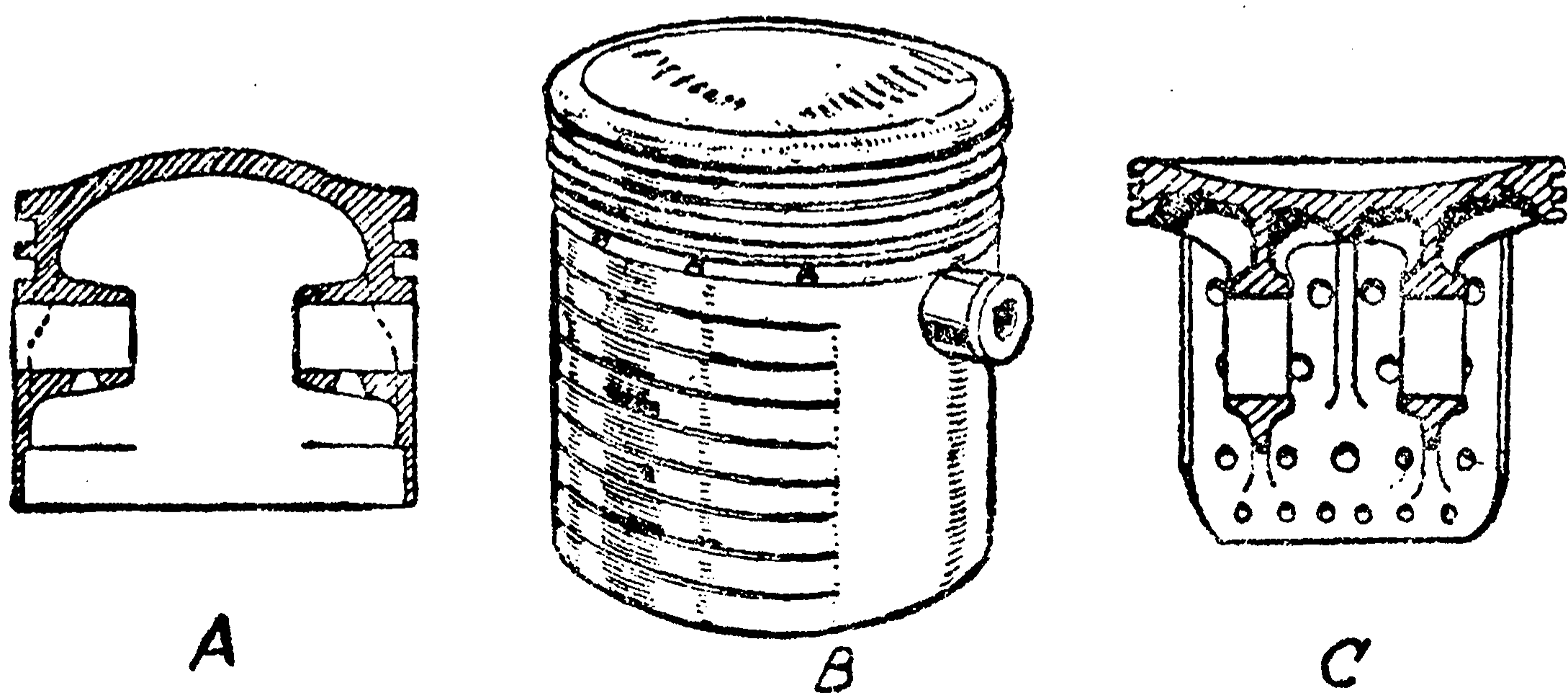
Фиг. 40. А — поршень Рикардо. В — поршень мотоц. „Дуглас“.

Третья из указанных выше задач — отвод тепла от днища поршня — также разрешается применением алюминиевых сплавов. Теплопроводность алюминия и электрона значительно выше, чем чугуна, поэтому тепло в этом случае быстрее распространяется и переходит на стенки цилиндра. Таким образом, алюминиевый поршень не так сильно нагревается, как чугунный, что позволяет применять более высокие степени сжатия.

Для увеличения отвода и рассеяния тепла — на внутренней поверхности днища часто делают несколько ребер, которые одновременно усиливают и его прочность.

Переходя к последней из указанных выше задач — к смазке стенок цилиндра, надо заметить, что распределение масла по стенкам цилиндра, равномерной пленкой достигается легко при всякой конструкции поршня. Самы

поршневые кольца хорошо выполняют эту функцию. Если проточить еще на поверхности поршня несколько неглубоких канавок, как, напр., на фиг. 41 В, то задача равномерного распределения масла разрешается вполне. Гораздо большего внимания требует вопрос удаления избытка масла, который здесь крайне нежелателен: попадая в большом количестве в цилиндр, масло образует нагар, забрасывает свечи, нарушая их работу, наконец, пригорая и становясь вязким, оно увеличивает трение поршня и затрудняет его движение. Для удаления избытка масла под последним



Фиг. 41. А — поршень J. A. P. В — поршень В. S. А.
С — поршень Рикардо.

поршневым кольцом просверливают обыкновенно ряд небольших отверстий, которые видны, например, на фиг. 40 и 41 В. При нисходящем ходе поршня кольцо собирает избыток масла и проталкивает его через эти отверстия внутрь поршня и затем в картер. Таким образом, позади опускающегося поршня, на стенках цилиндра, остается лишь минимум масла.

Иногда такое собирание избытка масла возлагается на специальное кольцо, располагаемое в нижней части поршня, что, пожалуй, не совсем правильно, так как, если масло не нужно в цилиндре, выше поршня, то между стенками самого поршня и цилиндра оно необходимо в достаточном количестве.

Форма днища поршня, как это можно видеть из помещенных рисунков, бывает различная: вогнутая, плоская и выпуклая. Последняя применяется обыкновенно при высоких степенях сжатия и верхнем расположении клапанов

В этом случае нередко приходится делать на головке поршня специальные срезы во избежание удара о поршень клапанов.

Как мы знаем, поршень соединяется с верхней головкой шатуна. Это соединение производится с помощью стального валика, так называемого „поршневого пальца“, пропущенного через отверстия, высверленные в боковых стенках поршня, и через головку шатуна. Чтобы создать для него в стенках поршня достаточные опорные поверхности, с внутренней стороны стенок прилиты две втулки, как это можно видеть из разреза на фиг. 41 А. Фиг. 41 С изображает разрез поршня Рикардо, показанного на фиг. 40 А. Здесь втулки для поршневого пальца поддерживаются двумя специальными ребрами.

Поршневой палец изготавливается из хромо-никкелевой стали и после обработки нередко подвергается цементации (т. е. поверхностный слой его обогащается углеродом при высокой температуре и приобретает таким образом большую твердость, а середина остается сравнительно мягкой и не хрупкой).

Для уменьшения веса палец внутри высверливается.

Достаточная крепость пальца, чтобы выдержать максимальное давление газов, достигается уже при диаметре его, равном 0,2 диаметра цилиндра (что, напр., при $d = 80$ мм дает для диаметра пальца $80 \times 0,2 = 16$ мм или $5/8''$). Но изнашиваемость его зависит главным образом от того, какое удельное давление (на 1 см^2) приходится испытывать подшипнику верхней головки шатуна. Считается, что это давление не должно превышать 150 кг/см^2 . Оно будет тем меньше, чем больше площадь пальца, находящаяся в подшипнике шатуна.

Это требование не всегда может быть соблюдено при диаметре пальца равном $0,2 d$.

Возьмем пример. Пусть $d = 80$ мм, следовательно площадь поршня равняется 50 см^2 . Давление газов примем в 20 кг/см^2 . Значит общее давление на поршень, воспринимаемое пальцем, составит 1000 кг .

Возьмем диаметр пальца равным 16 мм. Длина его, занятая подшипником, обычно $0,4 d$, т. е. 32 мм.

Площадь подшипника $1,6 \times 3,2 = 5,12 \text{ см}^2$.

Удельное давление $1000 : 5,12 = 195 \text{ кг/см}^2$, т. е. значительно больше, чем полагается.

Приходится, следовательно, или мириться с повышенным удельным давлением до $190 - 195 \text{ кг/см}^2$, полагаясь на высокие качества материала (это в действительности и имеет место во многих английских конструкциях, при чем палец выдерживает пробег до $30\,000$ км без заметного износа), или увеличивать диаметр пальца больше, чем это тре-

Судется по соображениям прочности, как и поступают некоторые заводы. Примеры: „Индиан-Скаут“, $d = 73$ мм, диам. пальца $3/4''$ (19 мм); „Ариель“, $d = 82$ мм, диам. пальца $1''$ (25 мм); „Гендерсон“, $d = 68$ мм, диам. пальца $5/8''$ (16 мм).

В прежнее время считалось обязательным закреплять поршневой палец или во втулках поршня или в головке шатуна. Это закрепление производилось и производится либо шплинтами, пропускаемыми через втулку поршня и через палец, либо стопорными болтиками, либо, наконец, поршневым кольцом, надетым в средней части поршня так, чтобы в него упирались концы пальца.

Теперь, однако, предпочитают вовсе не закреплять пальца, предоставляя ему свободно поворачиваться как во втулках поршня, так и в головке шатуна. Так как при этом он может воспринимать максимальное давление поршня разными своими сторонами, то предполагается, что износ его должен быть равномернее и меньше. Выскочить вбок палец не может, так как этому препятствуют стенки цилиндра, а для того, чтобы палец не поцарапал их, в концы его вставляются медные или алюминиевые шляпки, слегка закругленные по форме цилиндра и хорошо отшлифованные.

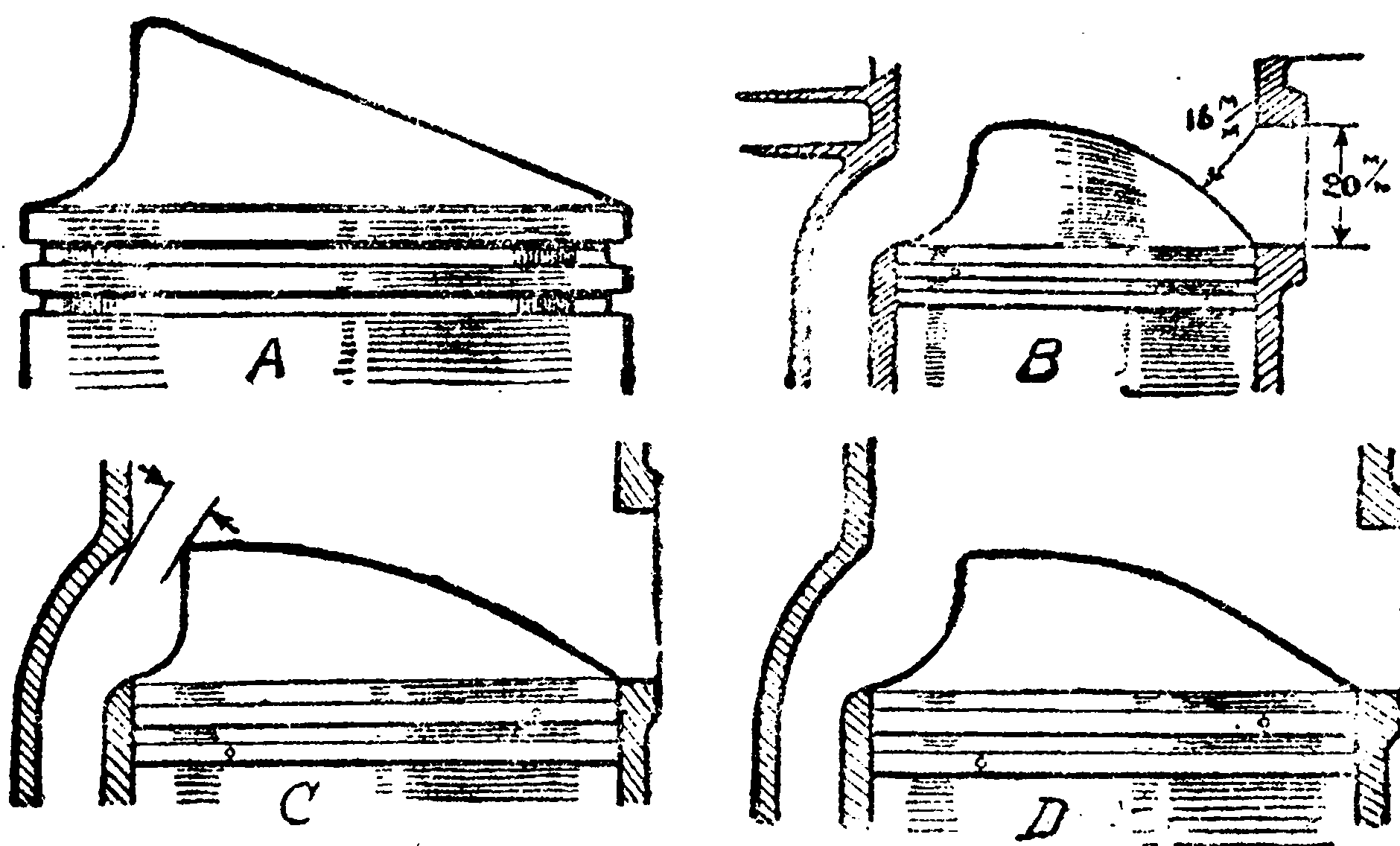
Поршни двухтактных двигателей, как уже известно из предыдущего, отличаются особой формой днища, образующей так называемый „дефлектор“ для предотвращения смешения поступающих в цилиндр и отходящих газов (см. фиг. 8 — 11, стр. 26 — 29).

В прежние времена этот дефлектор делали в виде прямой перегородки, возвышавшейся на плоской головке поршня. Такое устройство было неудовлетворительно, во-первых, потому, что подобная перегородка быстро перегревалась, во-вторых, так как она не давала должного направления входящей и отходящей струям газов, вследствие чего происходило не вытеснение отработавших газов свежими, а перемешивание тех и других.

В современных конструкциях для образования дефлектора все днище поршня приподнято и отливается так, чтобы получались плавные, хорошо обтекаемые линии.

На фиг. 42 представлены различные формы дефлекторов. Со стороны, обращенной к продувочному окну, форма дефлектора должна быть такова, чтобы направлять струю

газов вверх, к головке цилиндра. Однако, при этом не должно получаться сужения для прохода газов, как это имеет место на фиг. 42 С. На фиг. 42 В и D линия не так круто поднимается вверх и сужения не происходит.

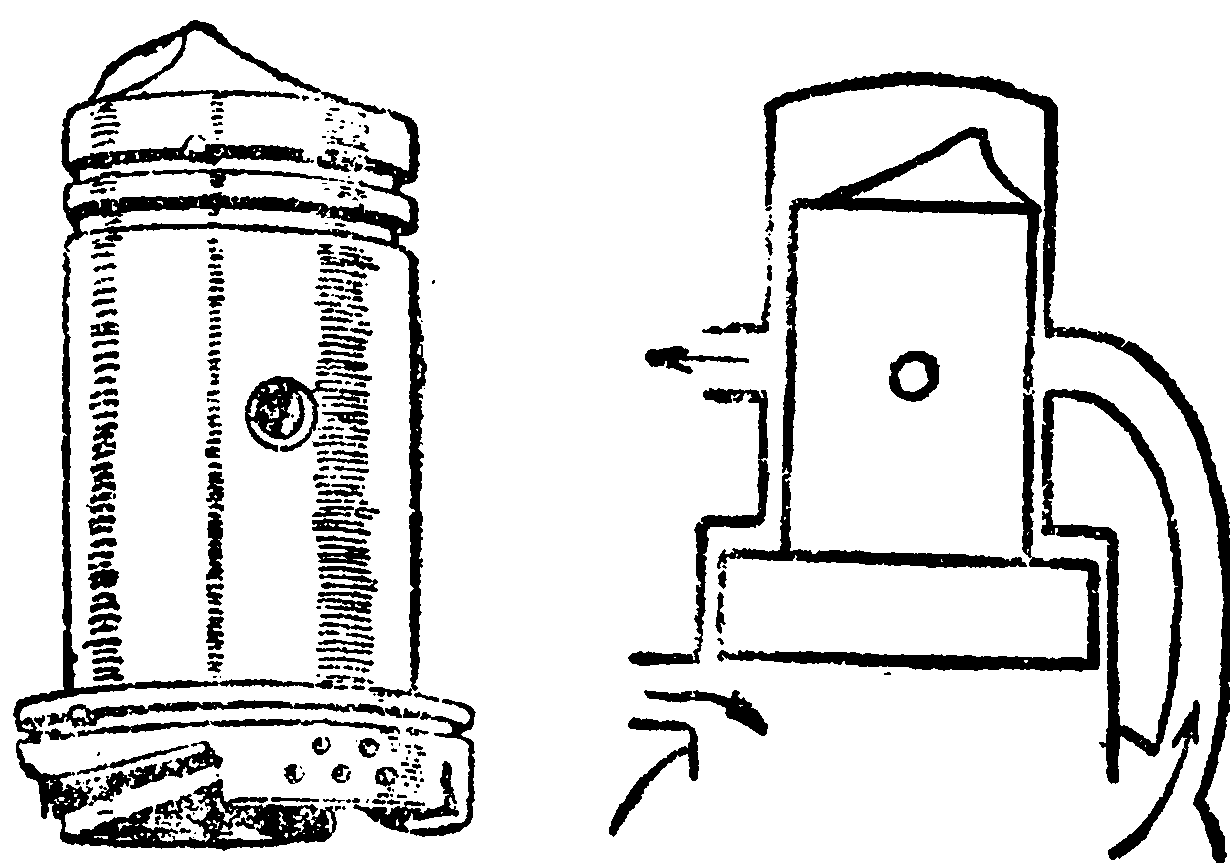


Фиг. 42. Формы дефлекторов.

Противоположная поверхность, обращенная к выпускному окну, может быть плоской, выпуклой или вогнутой. Плоская поверхность наиболее проста для обработки. При выпуклой головке легко может получиться сужение прохода для отходящих газов, как показывает фиг. 42, В. Наиболее целесообразный и распространенный тип представлен на фиг. 42, D. Здесь в нижней своей части линия профиля дефлектора переходит в прямую или в слегка вогнутую кривую.

Совершенно своеобразная форма поршня двухтактного двигателя изображена на фиг. 43.

Конструкция эта представляет принципиальный интерес и потому должна быть отмечена. Как видно из рисунка, поршень здесь двухступенчатый наподобие применяемого в двухступенчатых компрессорах. Диаметр нижней части значи-



Фиг. 43. Поршень двигателя Дунельт (Dunelt).

тельно больше диаметра верхней, а потому и объем, описываемый ею, примерно, на 50% больше объема, описываемого верхней частью, которая собственно и является ра-

бочим поршнем. Нижняя расширенная часть используется только для всасывания и сжатия смеси в картере. Как показывает помещенная рядом схема, цилиндр также имеет два разных диаметра, соответственно диаметрам нижней и верхней частей поршня.

Благодаря такой конструкции, при продувке поступает из картера в цилиндр значительно больший объем смеси, чем обычно, и, таким образом, улучшается наполнение цилиндра, а вместе с ним повышается на 10—15% и мощность двигателя. Двигатель этого типа в 250 см³, развивает до 9½ ЛС при числе оборотов около 4000 в минуту.

§ 16. Уход за поршнем.

Одновременно с очисткой камеры сгорания и притиркой клапанов, следует очищать от нагара и днище поршня. С чугуниного поршня нагар проще всего соскоблить перочинным ножом, после чего протереть днище тряпкой, смоченной керосином. При алюминиевом поршне рекомендуется пользоваться скребками с большой осторожностью, чтобы не поцарапать полированной поверхности днища. Лучше для этой цели пользоваться костяным ножом. После удаления нагара зашлифовать днище суконкой с крокусом или венской известью. Нагар отлагается не только на верхней поверхности, но и под кольцами, внутри канавок. Последние, равно как и внутренняя поверхность самих колец, должны быть также очищены каким-нибудь острым скребком.

Наконец, подобным же образом должна быть выскоблена и вычищена и внутренняя открытая сторона поршня. После чистки поршень и кольца надо вымыть керосином или бензином и смазать.

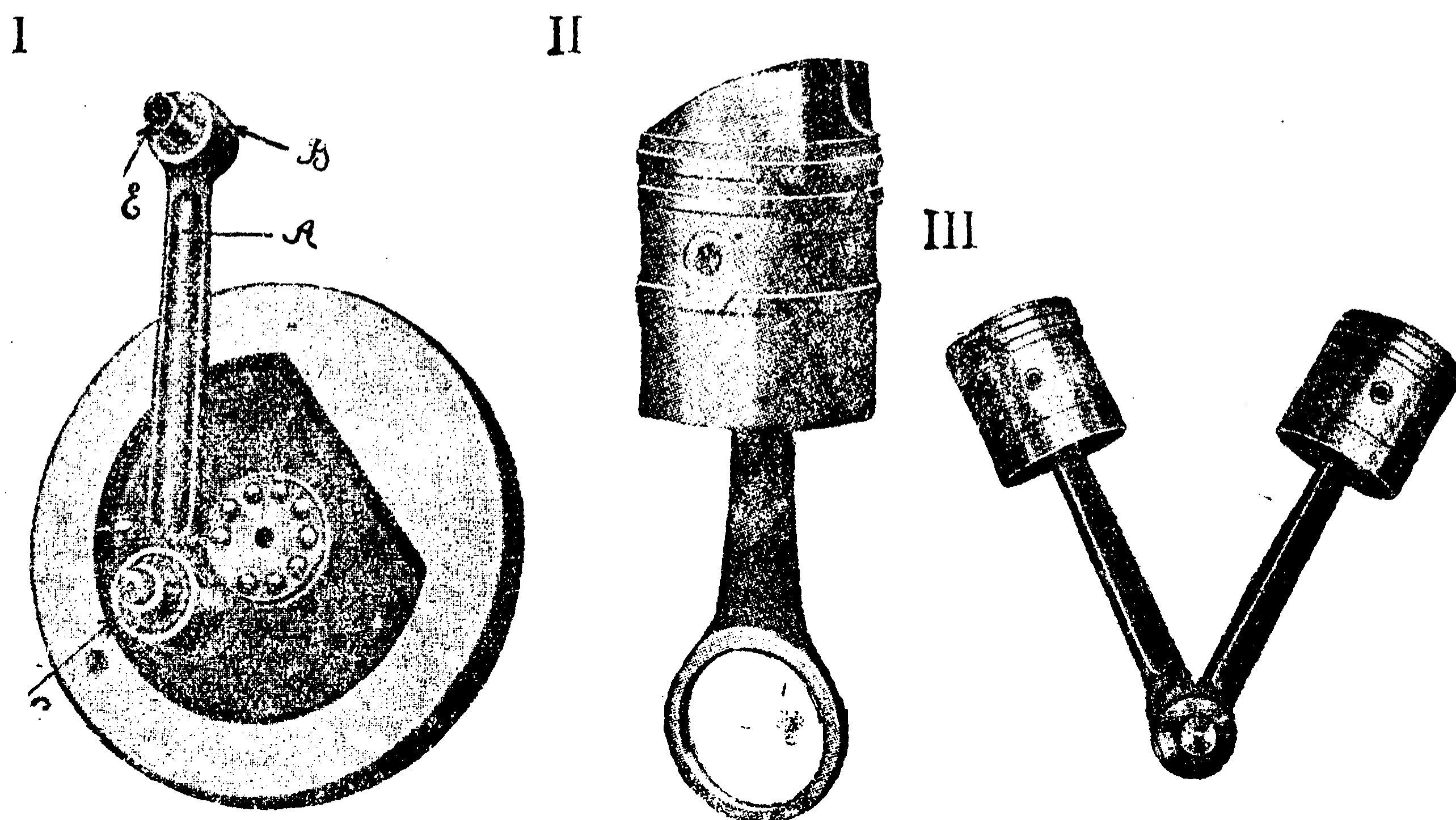
Если на боковой поверхности поршня заметны черные полосы, идущие параллельно его высоте, то это указывает на прорыв газов мимо колец и, следовательно, на недостаточную упругость последних. Изношенные, потерявшие упругость кольца надо заменять новыми. При постановке новых колец надо следить за тем, чтобы они не имели излишней игры в канавках, но в то же время легко двигались бы в них: высота кольца должна быть почти равна высоте канавки. Зазор в замке вставленного в цилиндр кольца, как сказано выше, должен быть от 0,1 до 0,35 мм.

§ 17. Шатун.

Шатун представляет собой стальной штампованный стержень, двутаврового, иногда — круглого, сечения с двумя головками на концах, которыми он соединяется с поршневым пальцем и цапфой кривошипа (см. фиг. 44). Материалом для изготовления шатунов служит средняя углероди-

стая сталь (содерж. углерода 0,4 — 0,6%, сопротивление на разрыв 5500 — 7500 кг/см²), в особых случаях — хромоникелевая сталь, и, наконец, за последнее время еще дуралюминий. Последний представляет сплав алюминия с медью, магнием и марганцем.¹ Удельный вес его такой же приблизительно, как и алюминия, т. е. около 2,8, а по крепости он не уступает стали. Дуралюминий хорошо куется, штампуется и закаливается.

Все эти свойства делают его весьма подходящим материалом для шатунов. Единственное опасение вызывала



Фиг. 44. I. А — стержень шатуна; В — верхняя головка; С — нижняя головка; Е — поршневой палец. II. Шатун и поршень двухтактного двигателя „Скотт“. III. Шатуны V-образного двигателя.

первоначально верхняя головка шатуна, так как при нагреве в 150 — 180° крепость дуралюминия сильно падает. Однако, практика последних лет, особенно в связи с применением хорошо охлаждаемых алюминиевых поршней, доказала неосновательность этого опасения и в настоящее время имеется целый ряд мотоциклетных двигателей с шатунами из дуралюминия, которые работают вполне исправно.

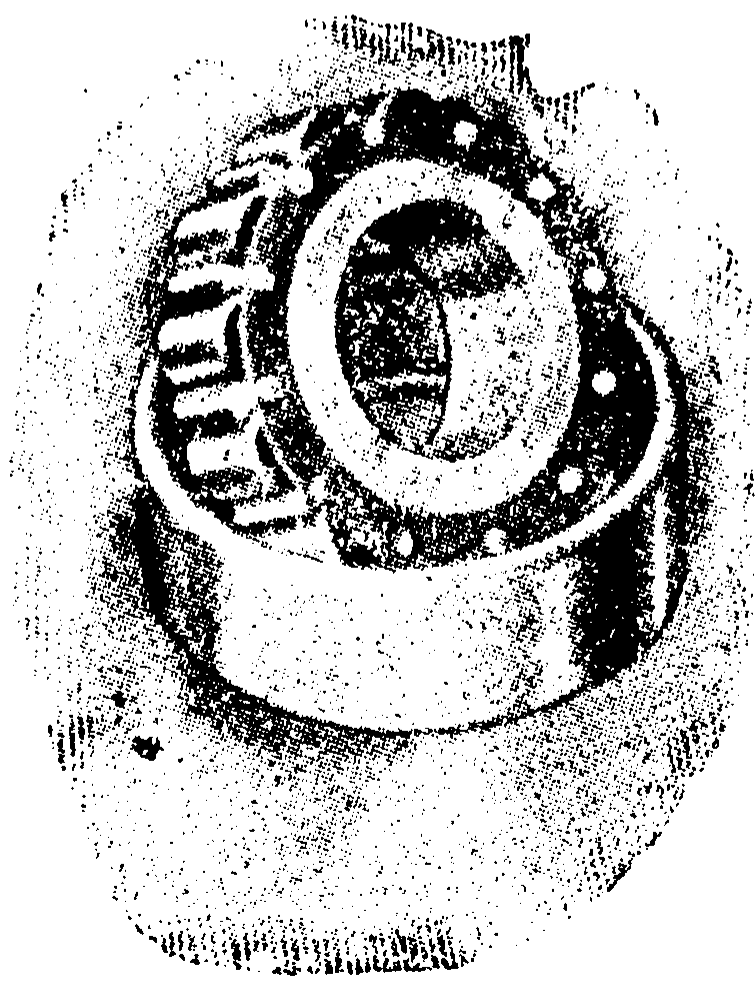
Обе головки шатуна снабжаются подшипниками.

Для верхней головки вполне удовлетворительным типом подшипника является гладкая бронзовая втулка, плотно вставленная в отверстие головки. По внутренней ее поверх-

¹ Алюминия 93,1 — 95,9%; меди 3,5 — 5,5%; магния 0,2 — 0,6%; марганца 0,4 — 0,8%.

ности прорезают небольшие канавки для равномерного распределения масла по поршневому пальцу, а наверху головки высверливают одно или два отверстия, в которые и попадает стекающее с поршня масло. Такая конструкция и является общепринятой. При дуралюминиевом шатуне можно обходиться и без всякой втулки, но при этом палец должен быть обязательно цементирован и тщательно отшлифован.

Для нижней головки в прежнее время тоже нередко применяли гладкие подшипники из фосфористой бронзы. Однако, в современных конструкциях нижние головки шатунов монтируются почти исключительно на роликовых подшипниках.



Фиг. 45. Роликовый подшипник.

Общий вид роликового подшипника представлен на фиг. 45.

Из рисунка видно, что такой подшипник представляет собой два стальных кольца, между которыми помещается ряд стальных роликов. Ролики схвачены медной или стальной обоймой, в которой каждый ролик помещается в отдельном гнезде.

Внутреннее кольцо туго надевается на цапфу кривошипа, наружное вставляется в головку шатуна. При вращении шатуна вращаются в своих гнездах и ролики и, таким образом, трение скольжения заменяется трением катания, которое, как известно, гораздо меньше.

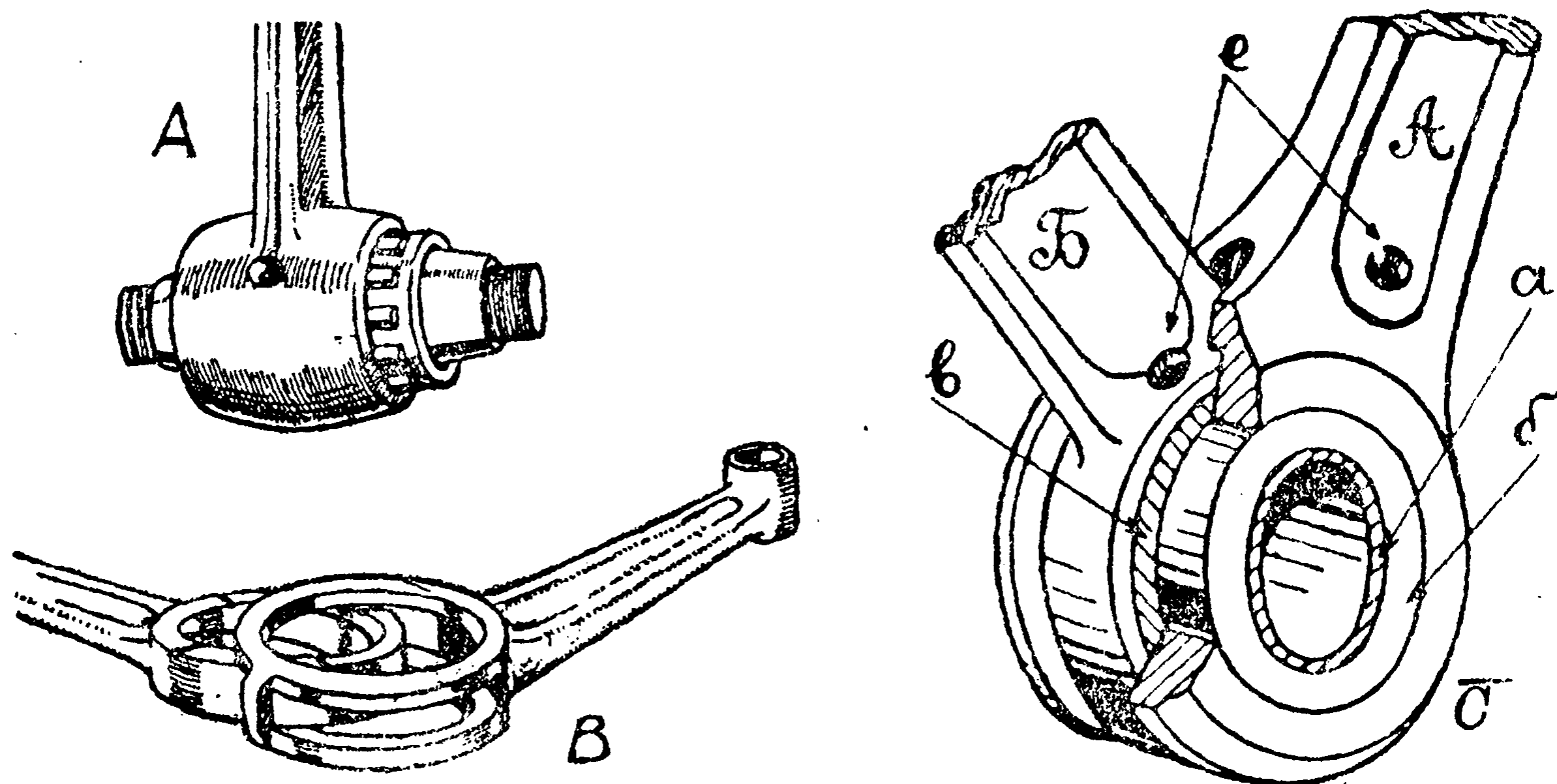
Нередко внутреннее кольцо совсем выбрасывают и обойму с роликами надевают прямо на цапфу кривошипа. Наконец, иногда выбрасывают и наружное кольцо, поручая его работу самой головке шатуна (фиг. 46 А). В последнем случае, она должна быть, конечно, цементирована и отшлифована внутри, что усложняет ее обработку. Ролики располагаются в один или два ряда, разделенных стальными шайбами. Такими же шайбами они предохраняются и от выпадения вбок. Длинные ролики нежелательны, так как обнаруживают тенденцию к скручиванию.

Для верхних головок шатунов роликовые подшипники, как правило, не применяются. Как на исключение можно указать на мотоциклы „Рудж“ (довоенного выпуска), у ко-

торых и верхняя головка монтировалась на длинных тонких роликах (см. фиг. 44 А).

Шариковые подшипники для шатунов вовсе не применяются, так как условия для их работы здесь неблагоприятны (ударная, быстро меняющаяся по величине и направлению нагрузка).

Выгода применения роликовых подшипников заключается не только в уменьшении трения, но и в том, что они менее требовательны к смазке, чем гладкие подшипники, а также занимают меньше места. Длина гладкого подшипника должна



Фиг. 46. Нижние головки шатунов.

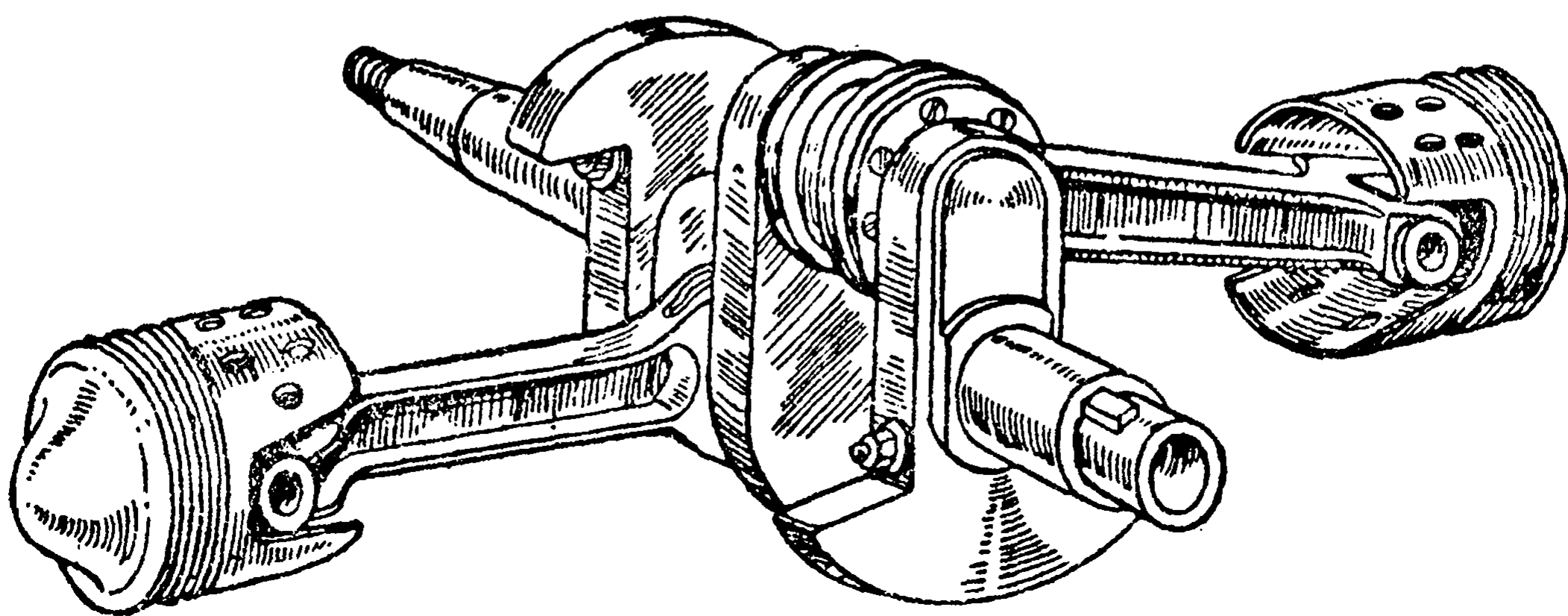
быть минимум в 1,5 раза больше его диаметра, что приводило раньше к весьма массивным формам нижней головки. Между тем, при роликах ширина подшипника может составлять только $\frac{1}{2}$ и даже $\frac{1}{5}$ диаметра цапфы.

Примером того, насколько тонкой и легкой может быть сделана нижняя головка шатуна на роликах, является фиг. 44 В, изображающая шатун мотоцикла „Скотт“.

Применение роликовых подшипников весьма облегчает также конструкцию шатунов для V-образных двухцилиндровых двигателей. Здесь, чтобы расположить шатуны в одной плоскости, головку одного из шатунов делают вильчатой, как показывает фиг. 46 В. В прежнее время для соединения таких шатунов на общей цапфе применялся следующий способ (см. фиг. 46 С): в головку среднего шатуна вставлялась бронзовая втулка *в*; затем через обе головки пропускалась стальная закаленная втулка *б*; внутрь этой

последней всаживалась вторая бронзовая втулка *a* и, наконец, все это надевалось на цапфу кривошипа. Конструкция получалась вполне надежная, но крайне тяжелая. Вместо этого теперь помещают два ряда роликов в головке среднего шатуна и по одному ряду с каждой стороны вильчатого. Каждый ряд роликов отделяется от соседнего тонкой стальной шайбой.

В рассмотренных до сих пор конструкциях нижняя головка шатуна, как и верхняя, — цельная. Чтобы надеть такую головку на цапфу кривошипа, надо, чтобы коленчатый вал разбирался на части, как это обыкновенно и бывает у мото-



Фиг. 47. Кривошипный механизм мотоц. „Дуглас“.

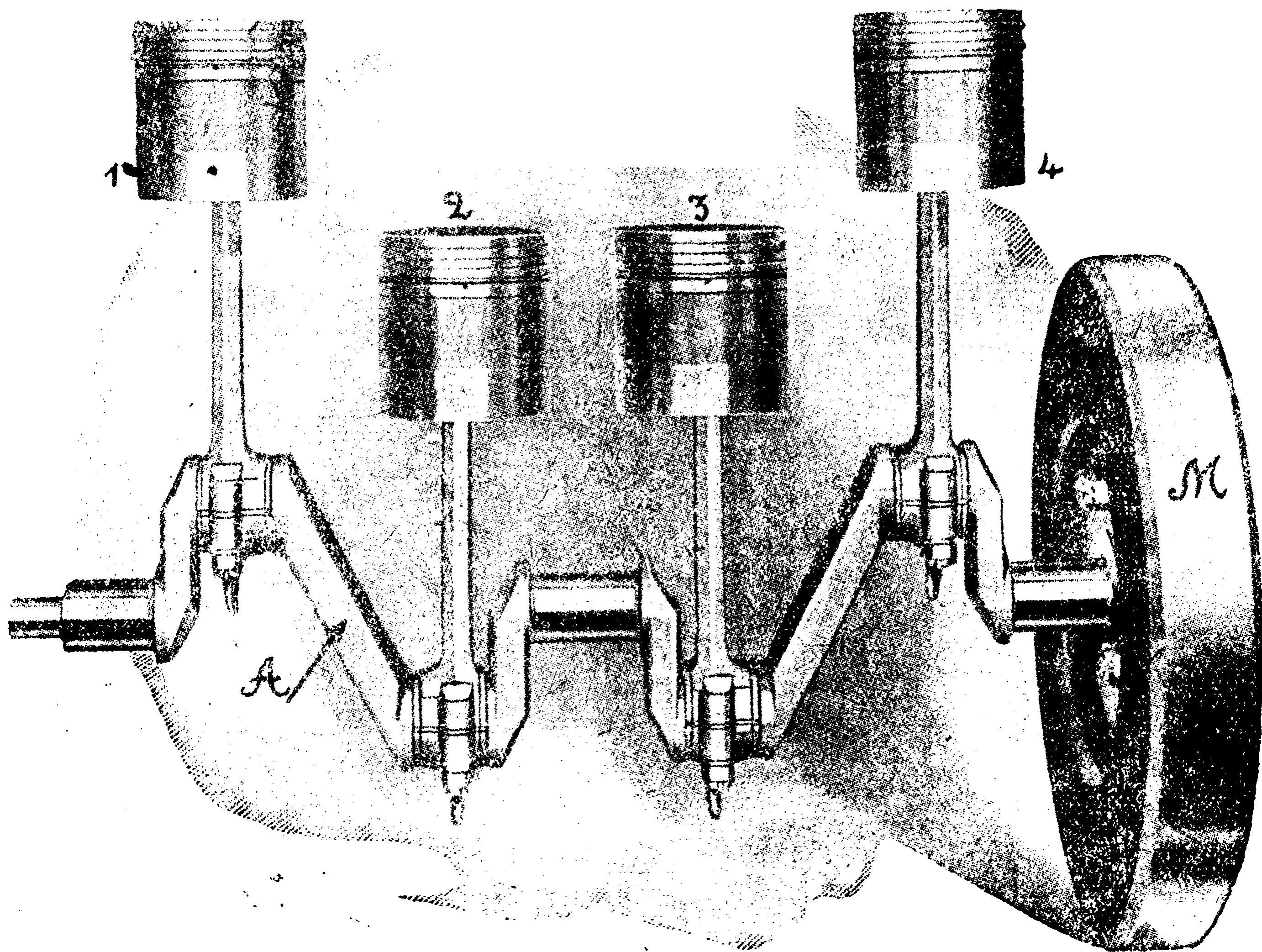
циклетных двигателей. Если, напротив, коленчатый вал изготовлен из одного куска, то приходится делать разборную нижнюю головку, т. е. снабжать ее съемной крышкой, на болтах, как это видно на фиг. 48, изображающей коленчатый вал четырехцилиндрового мотоцикла „Гендерсон“. Внутри головки и крышки вставляются также разрезанные пополам бронзовые вкладыши, залитые мягким, легкоплавким сплавом „баббитом“ (сплав олова, меди и сурьмы).

Впрочем, ценою некоторого усложнения конструкции можно применять цельную головку на роликовых подшипниках и при неразборном коленчатом вале, как показывает фиг. 47, на которой представлен кривошипный механизм мотоцикла „Дуглас“ с горизонтальными цилиндрами (тип O.H.V.). Противовесы коленчатого вала прикреплены здесь на болтах и могут быть сняты, головки же шатунов сделаны настолько большого диаметра, что их можно провести через колено вала, вынув предварительно ролики.

Интересно отметить в этой конструкции необычную виль-

чатую форму верхней головки шатуна, необходимость которой вызывается здесь особым устройством поршня (см. также фиг. 40 В, стр. 79).

Общая длина шатуна (между центрами головок) в мотоциклетных моторах относительно меньше, чем это принято в практике постройки двигателей.



Фиг. 48. Кривошипный механизм 4-цилиндрового двигателя.

Отношение ее к радиусу кривошипа у двухтактных двигателей составляет 4:1, у четырехтактных — 4,5:1 с небольшими отклонениями в ту и другую сторону.

При более длинном шатуне двигатель получается выше, что затрудняет помещение его на раме, кроме того возникает опасность удара стержня шатуна о нижний край цилиндра при среднем положении поршня. Чтобы оставить здесь достаточный зазор для прохода шатуна, приходится укорачивать длину последнего.

У двухтактных двигателей длина шатуна ограничивается кроме того необходимостью получения в картере достаточного сжатия.

§ 18. Коленчатый вал и маховики.

Коленчатый вал есть именно тот орган мотора, посредством которого прямолинейное движение поршня преобразуется во вращательное. Этим назначением и определяется его форма, которая всегда, каковы бы ни были ее подробности, обязательно образует изогнутое колено — „кривошип“. Разумеется, это колено может быть устроено различными способами: суть дела от этого не меняется.

У мотоциклов преобладают две конструкции коленчатого вала. В первом случае вал целиком отковывается из одного куска стали и имеет вид, представленный на фиг. 47 и 48, из которых одна изображает вал двухцилиндрового горизонтального двигателя, а другая — четырехцилиндрового. Понятно, что число кривошипов соответствует числу цилиндров. Маховик при таком устройстве насаживается на один из концов вала и выносится наружу картера.

Такая же конструкция вала может быть применена и для одноцилиндровых двигателей и, действительно, она по большей части применяется для двухтактных двигателей, как это можно видеть на фиг. 8 — 11, стр. 26—29. Так как картер этих двигателей предназначается для всасывания и сжатия смеси, то объем его весьма ограничен (см. § 19), и в нем обычно не удастся поместить маховика требуемых размеров. Приходится выносить последний наружу, и в таком случае коленчатый вал делается цельным. Но для четырехтактных одноцилиндровых и расположенных V-образно двигателей вынесенный маховик применяется редко.

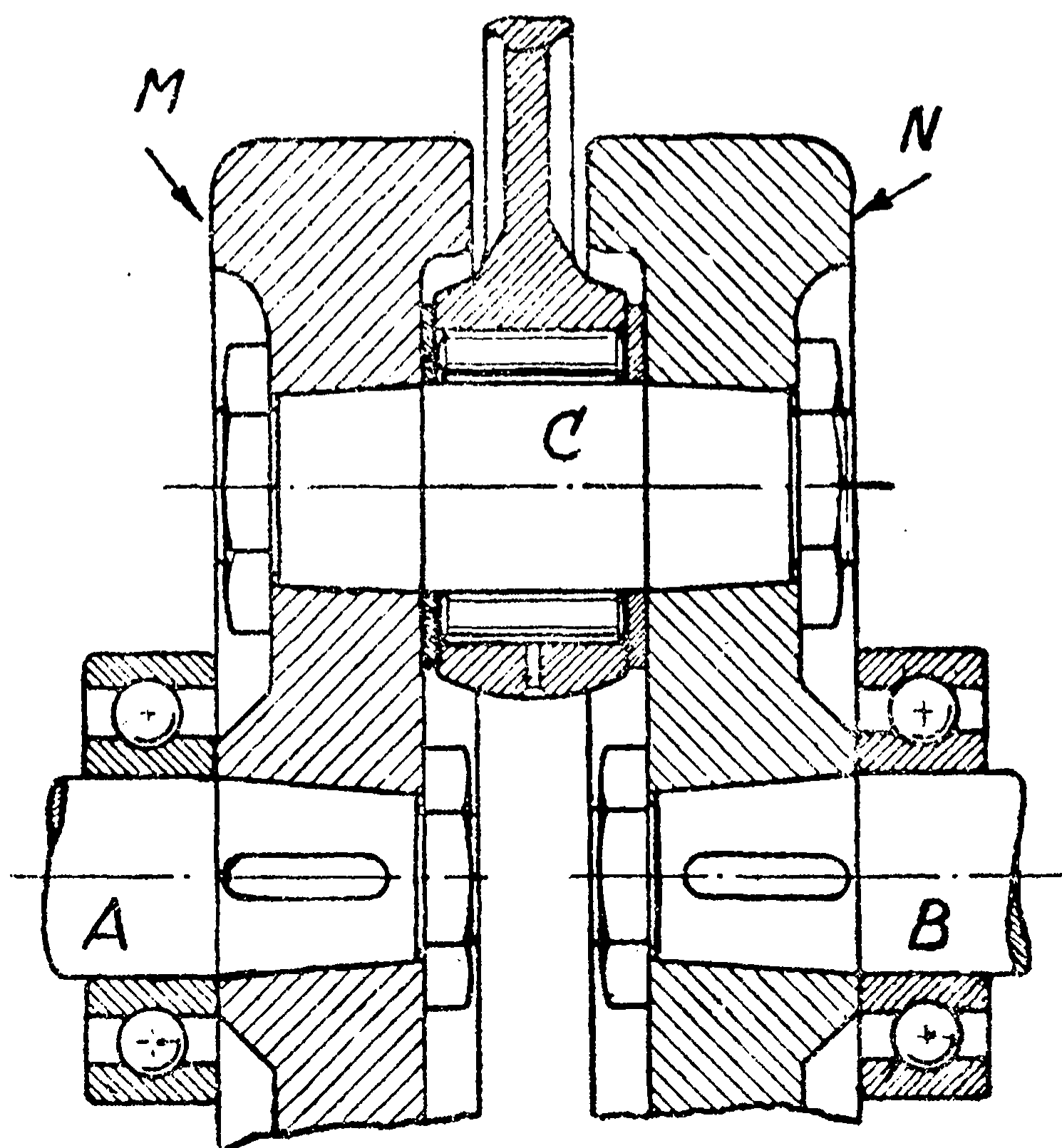
Обычной же для них конструкцией коленчатого вала является следующая: вместо одного маховика берут два, помещают их оба внутри картера и заставляют нести одновременно и обязанности кривошипа, соединяя их между собой цапфой, на которую надевается нижняя головка шатуна.

Такое устройство коленчатого вала изображено на фиг. 49.

Как видно из чертежа, маховики здесь являются составной частью коленчатого вала, который образуется, таким образом, из следующих частей: из двух полуосей *A* и *B*, двух маховиков *M* и *N* и соединяющей их цапфы *C*, на которую надевается шатун. Принцип действия его остается, однако, все тем же.

Полуоси опираются на два шариковых подшипника, вставленных в стенки камеры. Нередко применяют здесь также роликовые подшипники или просто бронзовые втулки. Концы полуосей и цапфы сточены на конус, как это видно на фиг. 49, и плотно пригоняются к соответствующим, тоже коническим, отверстиям в маховиках и затем затягиваются гайками. Последние предохраняются от возможности самоотвертывания надежными стопорными приспособлениями. Полуоси кроме того закрепляются еще и шпонками (см. фиг. 49), цапфа же держится обыкновенно только трением.¹

О другом способе закрепления полуосей дает понятие помещенная выше фигура 44 А. При этом способе полуось снабжается фланцем, наглухо приклепываемым к маховику. Сомнительно, чтобы такой способ давал более прочное соединение, неудобство же его при разборке всего вала очевидно.



Фиг. 49. Составной коленчатый вал.

Преимущества составного вала: разборка его проста, нижняя головка шатуна может быть цельная, замена изношенных частей не сопряжена с большими расходами, наконец, снаружи двигателя не остается такого неудобного предмета, как быстро вращающийся маховик. Но правильная сборка составного вала уже гораздо труднее, не по силам обыкновенному любителю и не всегда хорошо выполняется даже заурядной ремонтной мастерской. Из других недостатков его следует отметить, во-первых, возможность смещения маховиков и образования перекоса осей при резком увеличении числа оборотов или неосторожном торможении, что иногда и наблю-

¹ В последнее время некоторые заводы совсем не закрепляют цапфу гайками, а применяют здесь просто тугую прессовую посадку, при чем отпадает надобность и в конической обточке концов цапфы.

дается на практике, и, во-вторых, — большой вес: в картере нет места для помещения маховиков большого диаметра, поэтому приходится делать их очень тяжелыми (практически вес двух маховиков составляет 10—16 кг, т. е. почти половину веса всего двигателя); напротив диаметр вынесенного маховика может быть значительно больше, а потому вес его, при одной и той же живой силе, получается значительно меньшим (примерно вдвое).

Несмотря на указанные недостатки составного коленчатого вала, эта конструкция является, так сказать, классической для четырехтактных мотоциклов и применяется в громадном большинстве случаев.

Лучшим материалом для полуосей, как и для цельных валов, является хромо-никкелевая сталь, для маховиков — стальное литье.

При вращении цапфы вала и нижней головки шатуна развивается центробежная сила инерции. Чтобы уравновесить ее действие и устранить вызываемые ею сотрясения, на маховиках или на самом валу помещают дополнительные грузы — „противовесы“, располагая их диаметрально-противоположно цапфе кривошипа (см. фиг. 44 А и 48). Эти противовесы могут составлять одно целое с маховиком или валом (как на фиг. 44 А), или привинчиваются к валу (как на фиг. 48). Ими уравновешиваются не только центробежная сила цапфы и нижней головки шатуна, но отчасти и силы инерции, вызываемые возвратно-поступательным движением поршня и стержня шатуна и направленные вдоль оси цилиндра. (Подробнее об этом см. в следующей главе об уравновешивании двигателя.)

§ 19. Картер.

Картер представляет собой закрытую коробку той или иной формы, внутри которой заключены вращающиеся части мотора. О внешнем виде его дает достаточно ясное представление, например, фиг. 18 (стр. 50).

Он разрезан, обыкновенно, по вертикальной плоскости и состоит из двух разъемных половин, складывающихся краями и скрепленных болтами. Между ними помещается прокладка из промасленной бумаги для обеспечения непроницаемости картера.

Для правильной сборки половин картера одна из них снабжается центрирующим буртиком, а другая соответствующей выточкой.

Особая форма картера для четырехцилиндрового двигателя изображена на фиг. 14 (стр. 38). Здесь он разрезан в горизонтальной плоскости. Верхняя половина служит фундаментом для цилиндров и коленчатого вала, а нижняя — резервуаром для масла.

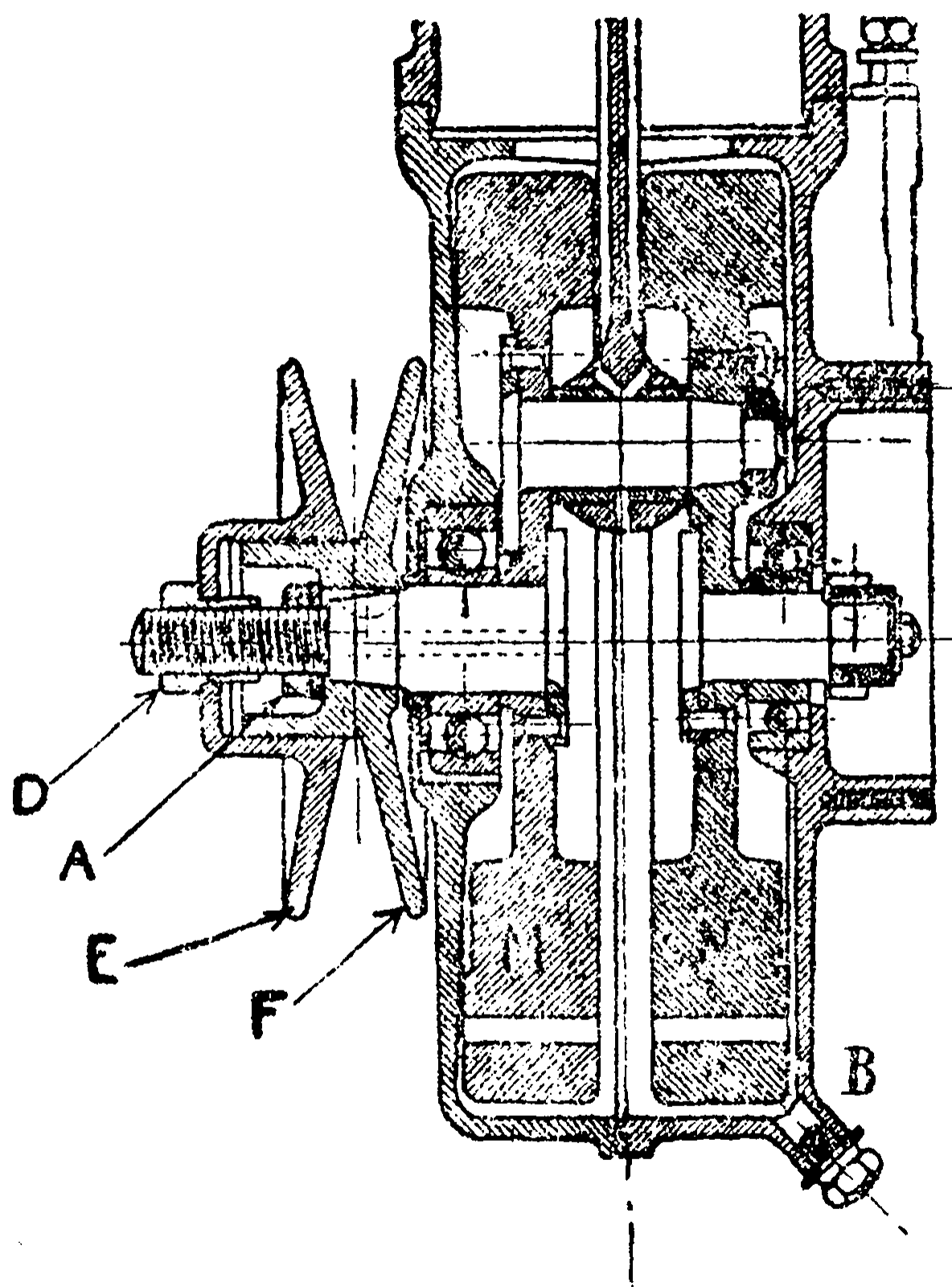
Хотя картер и не принимает непосредственного участия в работе двигателя, тем не менее роль его весьма значительна: во-первых, как мы уже знаем, он служит опорой для цилиндров и для коленчатого вала; иногда на нем же укрепляется магнето (см. фиг. 18, стр. 50); во-вторых, картер снабжен особыми ушками, которыми весь двигатель прикрепляется к раме; в-третьих, наконец, он служит местом для масла, смазывающего все движущиеся части мотора.

В двухтактных моторах в картере, кроме того, происходит еще и предварительное сжатие рабочей смеси.

Разрез картера, собранного вместе с коленчатым валом, маховиками и нижней головкой шатуна, представлен на фиг. 50. Мы видим из чертежа, что внизу картера помещается спускная пробка *B* для удаления испорченного масла; в боковых стенках его, с внутренней стороны, сделаны гнезда для помещения шариковых или роликовых подшипников, поддерживающих полуоси коленчатого вала. На правой половине картера, снаружи имеется коробка, в которой помещаются шестерни распределительного механизма, управляющего клапанами (см. также фиг. 18). Концы полуосей вала пропущены наружу картера, при чем на правой полуоси закрепляется небольшая шестеренка, приводящая в движение распределительный механизм, а на левой — цепная шестерня для передачи силы двигателя на заднее колесо мотоцикла, или ременный шкив *EF*, как изображено на фиг. 50. Между стенками картера и маховиками оставляют лишь небольшой зазор, достаточный для того, чтобы маховики не цепляли за картер.

Для уменьшения веса картер выделяется обыкновенно из сплава алюминия с медью, которая прибавляется для увеличения вязкости металла.

При опускании поршня вниз, воздух, находящийся в картере, сжимается. Легко понять невыгодные последствия такого сжатия: во-первых, оно должно уменьшать полезную работу поршня, препятствуя его нисходящему движению, во-вторых, оно может выжимать масло из картера наружу через все недостаточно плотные соединения, например, через подшипники коленчатого вала. Во избежание этих недочетов, устраивают сообщение картера с наружным воздухом посредством какого-нибудь отверстия, снабженного обратным клапаном. Такой клапан изображен, например, на фиг. 51.



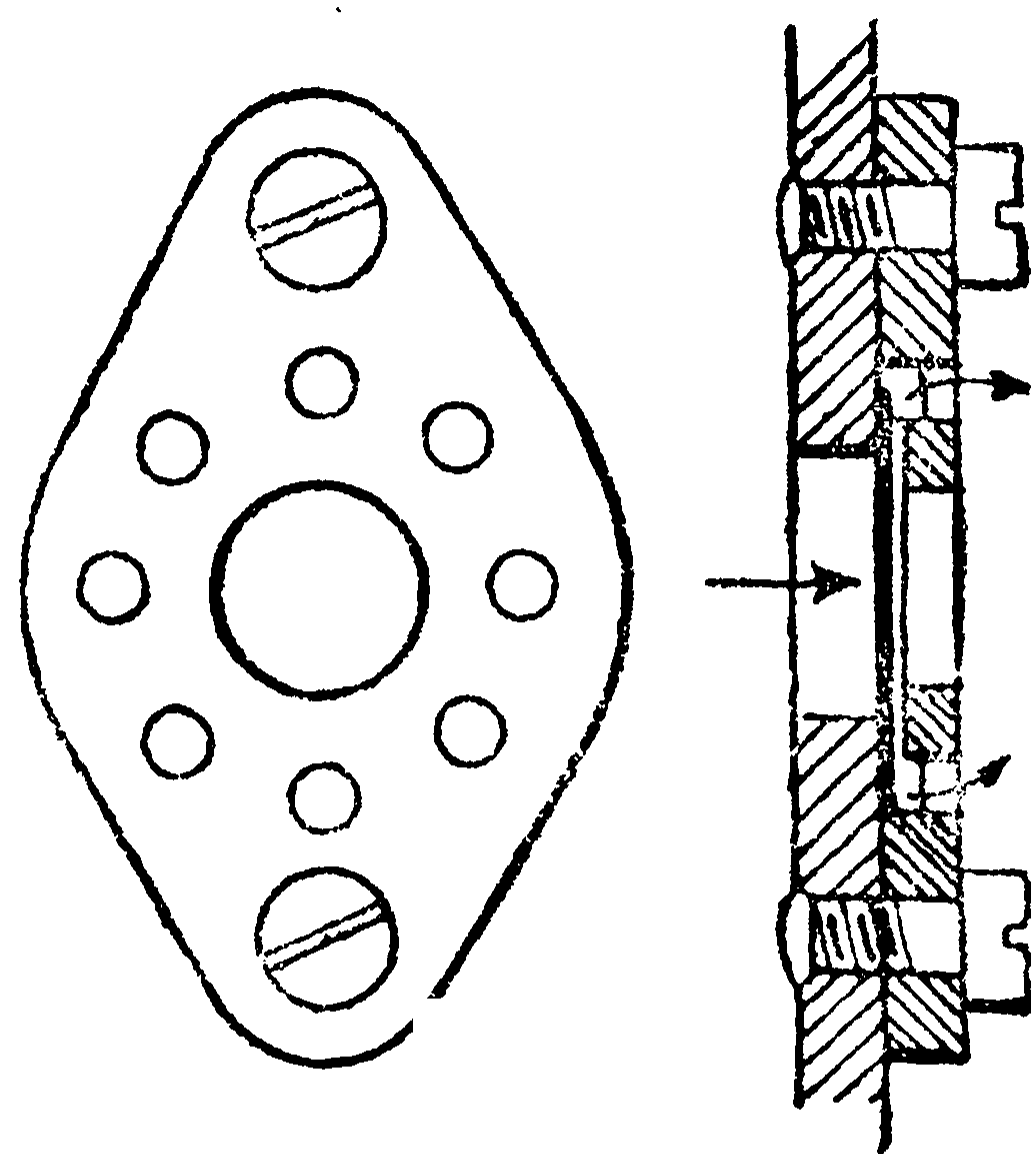
Фиг. 50. Разрез картера.

Отверстие в стенке картера прикрывается снаружи тонким стальным диском, который удерживается наложенной сверху и привинченной пластинкой с дырками, между которой и диском остается небольшой зазор. Сжатый в картере воздух своим напором приподнимает диск и уходит наружу через дырки.

Употребительна и другая конструкция этого клапана, получившего у нас довольно меткое название „дыхательного“ (см. фиг. 52).

В стенку картера вставлена втулка *A*, вращаемая со скоростью коленчатого вала при помощи шестеренки. Во втулке сделана прямоугольная прорезь, которая при начале нисходящего хода поршня совпадает с вертикальным каналом, ведущим в камеру *B*.

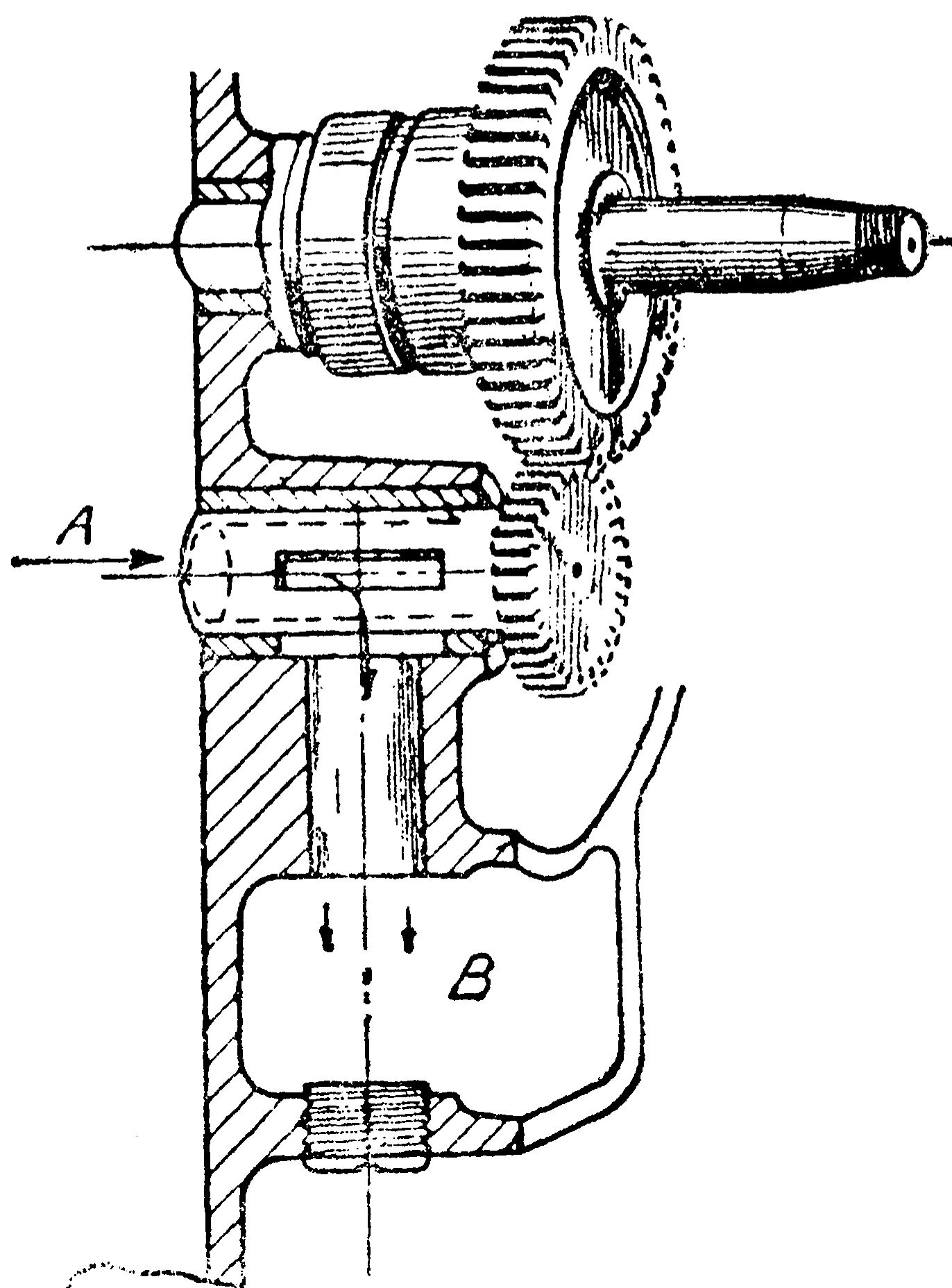
Таким образом, сжимаемый поршнем воздух выходит из



Фиг. 51. Дисковый клапан.

картера, в направлении, показанном стрелками. Понятно, что при сборке такой „дыхательный клапан“ нельзя ставить, как попало, а непременно таким образом, чтобы прорезь его совпадала с вертикальным каналом в начале нисходящего хода поршня. Конструкция этого типа применяется, например, на мотоциклах „Харлей Давидсон“ и на некоторых моделях двигателей „J.A.P.“.

Так как, благодаря присутствию клапана, воздух из картера может только уходить, обратный же доступ ему прегражден, то в картере во время работы мотора образуется некоторое разрежение. Это разрежение, как мы увидим впоследствии, может быть использовано для разных целей, в частности, например, для подачи масла из бака в картер. Оно же препятствует просачиванию масла наружу через разные неплотности, присасывая его обратно в картер.



Фиг. 52. Вращающийся „дыхательный“ клапан.

Картер двухтактного двигателя обладает некоторыми особенностями, вытекающими из его назначения — служить продувочным насосом.

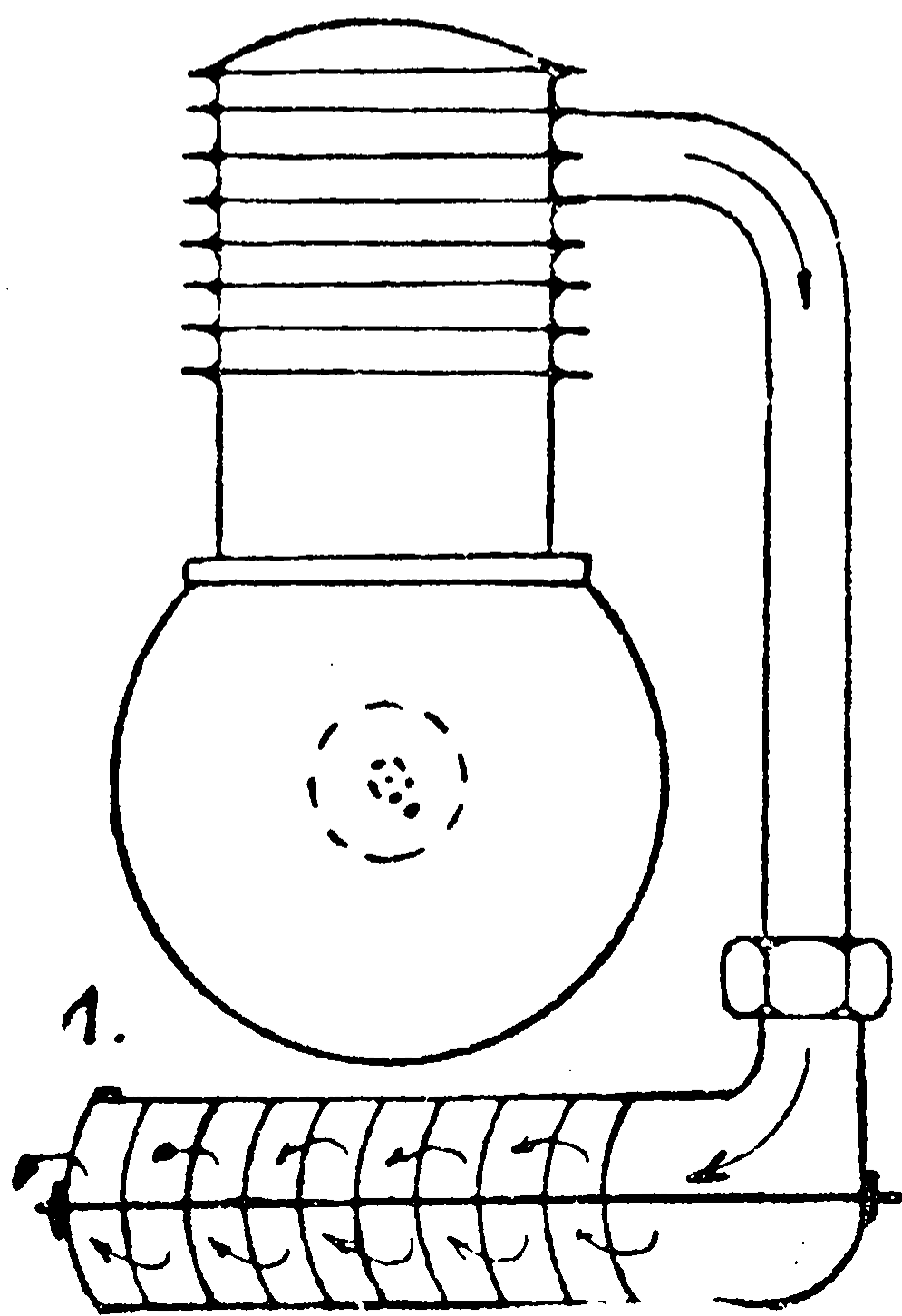
Первое необходимое условие нормальной работы картера, как насоса, есть непроницаемость его для наружного воздуха. Как при всасывании, так и при сжатии, воздух, очевидно, может просачиваться через подшипники коленчатого вала. Поэтому, во-первых, для полуосей коленчатого вала двухтактных двигателей применяют по большей части гладкие подшипники; во-вторых, длину их делают по возможности большей, чтобы затруднить прорыв воздуха и кроме того уменьшить износ подшипника; в-третьих, некоторые заводы снабжают подшипники еще уплотняющими прокладками из кожи или сукна.

Заметим, что надлежащим устройством таких уплотняю-

гателем и отводили в нее сгоревшие газы до выпуска их в атмосферу. Иногда внутри такого глушителя помещали еще ряд перегородок с отверстиями, которые разбивали отходящие газы на несколько отдельных струек, как это схематически представлено на фиг. 54. Шум, конечно, несколько уменьшался, хотя и далеко не в достаточной мере.

Однако, в двадцатых годах, когда число мотоциклистов в Англии дошло почти до полмиллиона, при чем это количество было сосредоточено на территории величиной с нашу

Московскую или Тульскую губернию, вопрос о заглушении шума от мотоциклов стал чрезвычайно остро и вырос в настоящую „социальную проблему“. В него вмешалась даже ежедневная печать, и под давлением общественного мнения техники принуждены были вновь заняться глушителями. Работа в этом направлении особенно усилилась после того, как администрация знаменитого Бруклэндского автодрома, на котором происходит в Англии большинство всех состязаний и испытаний машин, воспретила допускать на автодром мотоциклы,



Фиг. 54. Схема глушителя.

глушители которых не удовлетворяют определенным техническим требованиям.

Эти требования, послужившие толчком к большой конструкторской работе, сводились в главных чертах к следующему:

а) объем камеры глушителя должен быть не меньше 6-кратного объема, описываемого поршнем одного цилиндра;

б) труба, подводящая газы к глушителю, должна входить внутрь глушителя на 2'' (50,8 мм) и не больше;

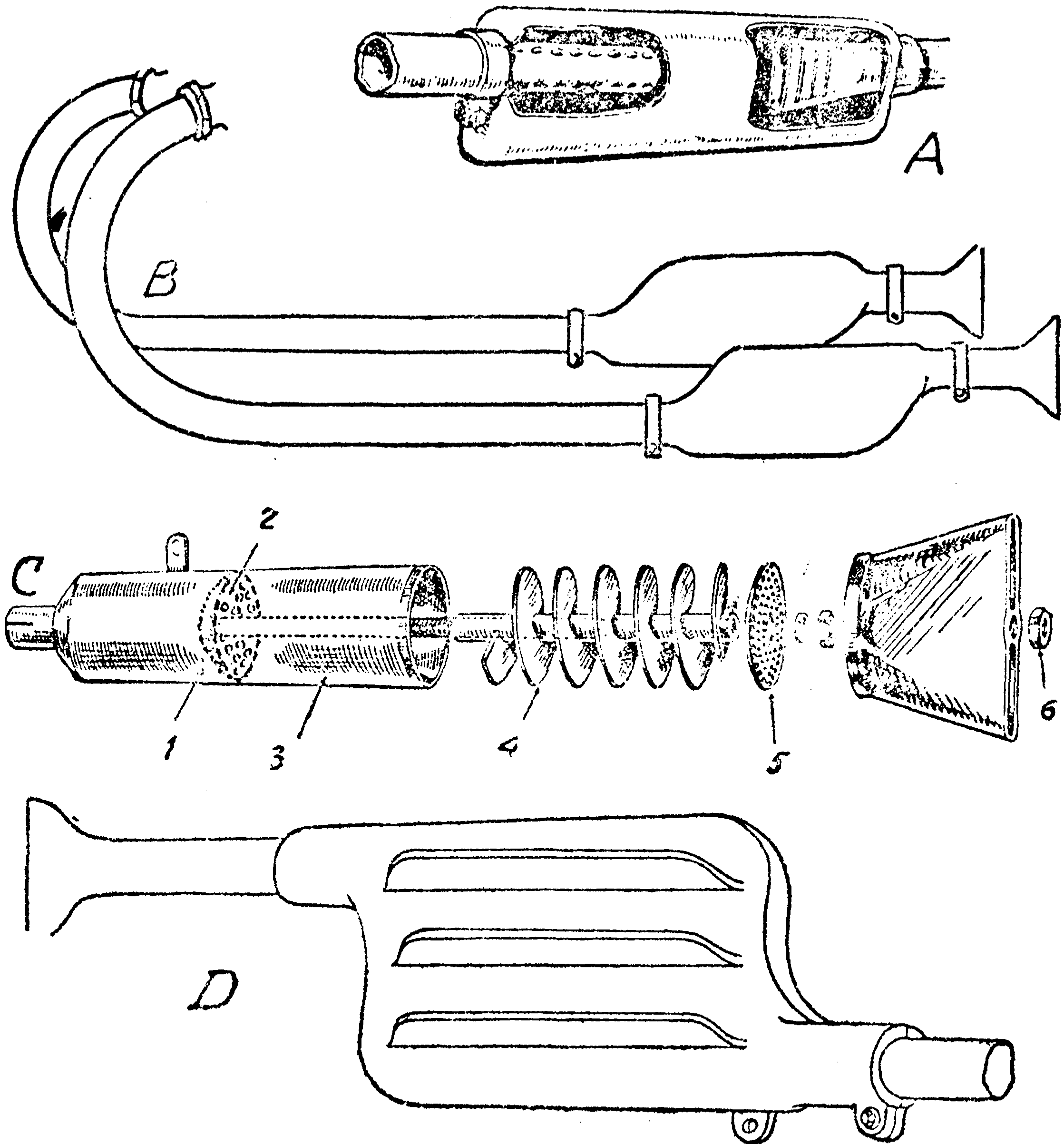
в) труба, отводящая газы из глушителя, должна доходить до задней оси; она должна входить внутрь глушителя на 2'', и никакая ее часть не должна иметь большее поперечное сечение, чем минимальная площадь выпускного отверстия в цилиндре;

г) отверстия подводящей и отводящей труб в глушителе не должны быть расположены одно против другого по прямой линии; смещение их должно быть 1½'' (38 мм), считая от окружностей, а не от центров;

е) внутри глушителя недопустимы никакие приспособления для образования прямой струи газов между подводящей и отводящей трубами;

f) отводящая труба должна быть снабжена наконечником в виде „рыбьего хвоста“; отверстие этого „хвоста“ должно быть прямоугольное, шириной не больше $1/4''$ ($6\frac{1}{2}$ мм) и длиной не меньше $6''$ (152 мм); поверхность „хвоста“ должна быть возможно плоская и суживаться конусом от трубы к концу;

g) боковые стенки „хвоста“ в части, ближайшей к его концу, могут быть просверлены дырами не больше $3/32''$ ($2,4$ мм) в диаметре; число дыр неограничено.



Фиг. 55. Типы глушителей.

Этими техническими требованиями в значительной мере и определились современные конструкции мотоциклетных глушителей не только в Англии, но и в других странах.

Несколько типов современных глушителей изображено на фиг. 55:

Простейшим из них является глушитель, помеченный буквой А. В коробке глушителя нет никаких поперечных перегородок. Подводящая труба сплюснута и имеет по нескольку боковых прорезей. Задняя, отводящая труба

заглушена с конца, а в боковых стенках ее просверлено несколько рядов дыр.

Под буквой С показан разборный глушитель довольно сложного устройства. Коробка его разделена на две части: первая половина — 1 не имеет никаких перегородок и является просто расширительной камерой; отсюда газы, через полусферическую дырчатую перегородку — 2 попадают во вторую половину — 3, внутри которой помещается спираль — 4, сообщающая газовой струе вихревое движение; далее газы проходят через дырчатую шайбу — 5 и затем уже выходят наружу через наконечник в виде „рыбьего хвоста“. Все части скрепляются одной гайкой — 6, и, таким образом, глушитель весьма просто разбирается для чистки.

Внизу под буквой С изображен глушитель, представляющий собой алюминиевую отливку, снабженную охлаждающими ребрами.

Выполняя свою прямую задачу — уменьшение шума, глушитель не должен вместе с тем тормозить отходящих газов, так как это создавало бы сопротивление выталкивающему их поршню и уменьшало бы его полезную работу.

Двухтактные двигатели особенно чувствительны к такому торможению отходящих газов, так как удаление сгоревших газов из цилиндра происходит здесь не выталкиванием их поршнем, а напором свежей смеси во время продувки. Однако, полностью избежать торможения отходящих газов в трубах и в глушителе нельзя, особенно при большом числе оборотов. Скорость движения газов при больших оборотах настолько велика (от 60 м/сек. и до 90 м/сек, т. е. 200 — 300 км в час), что даже открытая труба диаметром в 42 мм без глушителя представляет значительное сопротивление и создает обратное давление отходящих газов на поршень, как это установлено тщательными лабораторными исследованиями. Поэтому при максимальных числах оборотов (свыше 4000 в минут) двигатель может терять в глушителе от 8% до 16% своей мощности. Однако, при числе оборотов до 2000—2500 в минуту обратное давление газов на поршень, вызываемое торможением их в глушителе, совершенно ничтожно: оно составляет всего 0,02—0,04 кг-см².

Таким образом, можно считать, что при нормальной езде потери мощности в глушителе практически не происходит.

Стремление облегчить выпуск отходящих газов у быстходных мотоциклетных двигателей приводит нередко к такой системе выпуска, какая изображена на фиг. 55 В. Здесь выпуск происходит по двум отдельным трубам, из которых каждая снабжена своим глушителем. Общий объем всей такой системы доходит иногда до 16-кратного объема, описываемого поршнем, и отходящие газы расширяются в ней настолько полно, что выходят наружу совершенно холодными.

Чистка глушителя и выхлопных труб. Раз в сезон (т. е. после пробега около 5000 км) глушитель и выпускные трубы надо очищать от нагара. Очистка разборного глушителя не представляет затруднений; его надо разобрать, соскоблить нагар и вымыть все части керосином. Неразборный глушитель и выхлопные трубы очищать подобным образом, конечно, весьма затруднительно. В таком случае для удаления нагара можно рекомендовать следующий способ: наполнить глушитель или выпускную трубу горячим раствором каустической соды (мыльный камень) и оставить в таком состоянии на несколько часов. Затем тщательно прополоскать несколько раз водой и высушить. Операцию надо производить с осторожностью, оберегая руки.

Г Л А В А Ш

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ.

§ 21. Вращающиеся и возвратно-движущиеся части кривошипного механизма.

Характер движения различных частей кривошипного механизма, как это понятно без всяких объяснений, — не одинаков: одни из них вращаются постоянно в одном направлении, другие движутся прямолинейно, меняя свое направление и скорость. Поршень, например, движется прямолинейно, дважды в течение одного оборота вала меняя свое направление, скорость же его изменяется непрерывно на протяжении каждого хода: в мертвой точке она равна нулю, в начале хода поршень постепенно ускоряет свое движение, в средней части хода его скорость максимальная, затем он начинает замедлять свое движение, и к моменту прихода поршня в другую мертвую точку скорость его снова падает до нуля. Такое же „возвратно поступательное“ движение совершает поршневой палец и верхняя головка шатуна.

Цапфа кривошипа, нижняя головка шатуна и маховики движутся иначе: они вращаются по кругу все время в одну сторону, скорость их при данном числе оборотов тоже можно считать постоянной. Несколько труднее определить характер движения стержня шатуна, различные точки которого описывают эллипсы разной величины и формы. Поэтому для приближенных технических расчетов делят стержень шатуна на две неравные части и считают, что нижняя треть шатуна относится к вращающимся частям двигателя, а верхние две трети — к движущимся возвратно-поступательно.

Итак, части вращающиеся: цапфа кривошипа, нижняя головка шатуна, треть его стержня и маховики; части,

движущиеся возвратно-поступательно: поршень (с кольцами и пальцем), верхняя головка шатуна и две трети его стержня.

При движении всех этих масс возникают различные силы инерции, которые передаются раме мотоцикла и его рессорам и вызывают сотрясения всей машины. Эти сотрясения легко наблюдать на мотоцикле, работающем на месте, „на холостом ходу“. Они бывают иногда настолько значительны, что вся машина буквально „дрожит, как в лихорадке“.

Поэтому при постройке двигателя уравнивание сил инерции кривошипного механизма является одной из очень важных задач для получения спокойной и плавной работы двигателя, отчего в значительной мере зависит и его долговечность.

Современные двигатели уравниваются теперь очень хорошо на самом заводе. Но старые машины и машины, собранные из разных частей или подвергшиеся разным любительским переделкам, безусловно нуждаются в проверке их уравновешенности. Достаточно заменить чугунный поршень алюминиевым или высверлить в стержне шатуна несколько дырок для уменьшения его веса, чтобы нарушить первоначальную уравновешенность двигателя и вызвать в машине сильные вибрации (колебания).

Поэтому, вопросы, которые рассматриваются в этой главе, представляют не только теоретический интерес, но имеют и непосредственное практическое значение.

§ 22. Уравнивание вращающихся частей.

При движении всякого тела по кругу возникает, как известно, центробежная сила, направленная по радиусу от центра круга.

Если, например, привязать к веревке какой-нибудь груз и вращать его, то возникает сила, которая натягивает веревку и стремится ее разорвать. Это и есть центробежная сила.

Такая же сила возникает и при движении вращающихся частей двигателя.

Однако, уравнивание ее не представляет никаких затруднений. Действительно, маховик, как всякий правиль-

ный диск, сам себя уравнивает и не требует никаких дополнительных мер.

Неуравновешенными вращающимися частями являются только цапфа кривошипа и одна треть шатуна. Они создают центробежную силу, величина которой при данном числе оборотов постоянна.

Следовательно, достаточно поместить на таком же расстоянии от центра, но с противоположной стороны, груз — „противовес“, — такого же веса, как сами вращающиеся части, чтобы получить требуемый результат: противовес будет создавать другую центробежную силу, противоположную первой, и обе силы будут взаимно уничтожать друг друга. Мы видели выше (§ 18), что такие противовесы действительно и устраиваются на коленчатом валу или на маховиках.

Вес противовеса не обязательно равняется весу вращающихся неуравновешенных частей. Он может быть и иным, но в таком случае для получения равновесия его придется поместить на таком расстоянии от центра, чтобы удовлетворено было равенство:

$$p \cdot r = p' \cdot r'$$

где p — вес цапфы и одной трети шатуна; r — радиус кривошипа; p' — вес противовеса и r' — расстояние его центра тяжести от центра вала.

§ 23. Уравнивание возвратно движущихся частей.

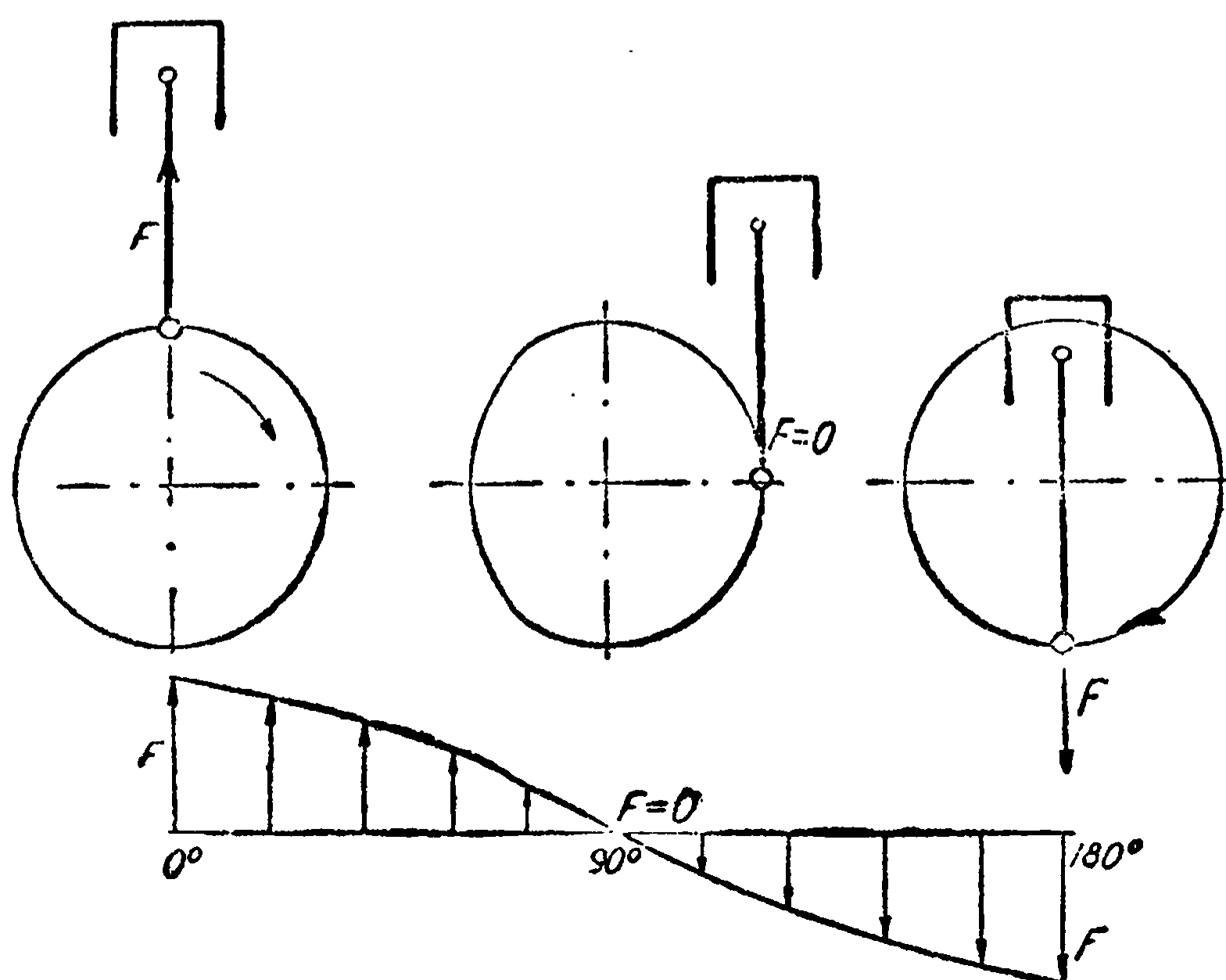
Значительно большую трудность представляет уравнивание сил инерции, вызываемых возвратно движущимися частями, так как эти силы непостоянные; они непрерывно изменяют свою величину, между тем, всякий противовес создает постоянную центробежную силу. Следовательно, если в некоторые моменты он и будет уравнивать силы инерции возвратно движущихся частей, то в другие моменты он сам будет создавать неуравновешенную центробежную силу.

Отсюда следует, что полное уравнивание сил инерции путем вращающегося противовеса, вообще, невозможно. Этим путем возможно получить только частичное уравнивание, с чем, однако, и приходится мириться в одноцилиндровых и двухцилиндровых двигателях. Рассмотрим

по фиг. 56, как изменяются силы инерции возвратно-движущихся частей на протяжении одного хода.

Так как поршень то ускоряет, то замедляет свое движение, а связанный с ним кривошип движется равномерно, то, очевидно, поршень будет в некоторые моменты своего хода тормозить движение кривошипа, в другие — подталкивать его и, наконец, в третьи, когда скорости их будут совпадать, не будет ни подталкивания, ни торможения.

Положим сначала, что поршень находится в верхней мертвой точке. Скорость его в этот момент равна нулю. Из этого состояния покоя кривошип должен привести поршень сразу в движение, сообщив ему громадное ускорение. Понятно, что в этот момент сила инерции поршня F будет наибольшая. Она будет оказывать сопротивление кривошипу и тормозить его движение, следовательно, будет направлена вверх.



Фиг. 56.

При рабочем ходе сила F будет также уменьшаться и давление газов на поршень, так как она действует им навстречу.

По мере опускания поршня движение его хотя и ускоряется, но уже не в такой степени, как вначале, и потому тормозящее действие инерции поршня постепенно ослабевает. В середине хода $F = 0$, так как поршень и кривошип движутся в этот момент с одинаковой скоростью.

Во второй половине хода поршня происходит обратное явление. Кривошип должен замедлить движение поршня и к концу хода совсем остановить его. Инерция разогнавшегося поршня противится этому замедлению. Поршень как бы „насекает“ на кривошип и подталкивает его. Это подталкивающее действие инерции поршня сначала невелико, затем оно увеличивается и, наконец, в последний момент, когда поршень должен быть совершенно остановлен, оно

сказывается сильнее всего. Сила F снова достигает своего максимума.

При обратном ходе действие повторяется в том же порядке: сначала кривошип подталкивает поршень, а инерция последнего оказывает тормозящее действие, затем, в середине хода $F = 0$, далее кривошип тормозит движение поршня, а последний все с большей силой увлекает его за собою.

Это изменение инерционных сил возвратно-движущихся масс в течение одного хода наглядно изображено графиком в нижней части фиг. 56.

В вышеприведенных рассуждениях предполагается для простоты, что длина шатуна бесконечна. В действительности длина шатуна ограничена, и потому сила инерции неодинакова для верхней и для нижней мертвых точек. Абсолютная величина ее зависит: от числа оборотов (n), от веса возвратно движущихся частей (P), от радиуса кривошипа (r) и от отношения радиуса кривошипа к длине шатуна (λ).

Для верхней мертвой точки:

$$F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 Pr (1 + \lambda).$$

Для нижней:

$$F_1 = \left(\frac{n}{30}\right)^2 Pr (1 - \lambda).$$

Зная вес возвратно-движущихся частей, который определяется простым взвешиванием (см. дальше), можно по этим формулам вычислить величину инерции для крайних положений поршня при любом числе оборотов.

Вот примерный подсчет сил F и F_1 для мотоциклетного двигателя в 500 см^3 (диаметр цилиндра 85 мм ; ход — 88 мм) с чугунным поршнем. Вес поршня (с кольцами и пальцем) и $\frac{2}{3}$ шатуна $P = 1,060 \text{ кг}$.

$$r = 44 \text{ мм} = 0,044 \text{ м}.$$

$$\lambda = 1 : 4,5.$$

При числе оборотов 2000 в минуту:

$$F = \left(\frac{2000}{30}\right)^2 \cdot 1,06 \cdot 0,044 \left(1 + \frac{1}{4,5}\right) = 252 \text{ кг}.$$

$$F_1 = \left(\frac{2000}{30}\right)^2 \cdot 1,06 \cdot 0,044 \left(1 - \frac{1}{4,5}\right) = 162 \text{ кг}.$$

При 4000 об/мин . эти силы возросли бы, как легко убедиться подобным же подсчетом, в четыре раза, т. е. до $F = 1008 \text{ кг}$ и $F_1 = 648 \text{ кг}$.

Отсюда видно, каких огромных величин могут достигать силы инерции при большом числе оборотов. В верхней мертвой точке эти силы

действуют навстречу давлению рабочих газов и, следовательно, уменьшают эффективное давление на поршень. Из этого расчета понятно также, насколько важно уменьшение веса поршня для многооборотных двигателей.

Посмотрим, возможно ли, если не уничтожить совсем, то по крайней мере уменьшить рассмотренные силы инерции с помощью вращающегося противовеса.

Возьмем сначала одноцилиндровый двигатель и допустим, что с противоположной от цапфы кривошипа стороны мы поместим еще один дополнительный противовес, равный весу возвратно движущихся масс.

Этот противовес создаст центробежную силу, равную F .

Следовательно, как показывает фиг. 57, при положении поршня в верхней (а также в нижней) мертвой точке, мы получим две направленных в противоположные стороны одинаковых силы, которые уничтожают друг друга.

Но при среднем положении поршня, как это видно из той же фигуры, центробежная сила противовеса останется попрежнему F ,

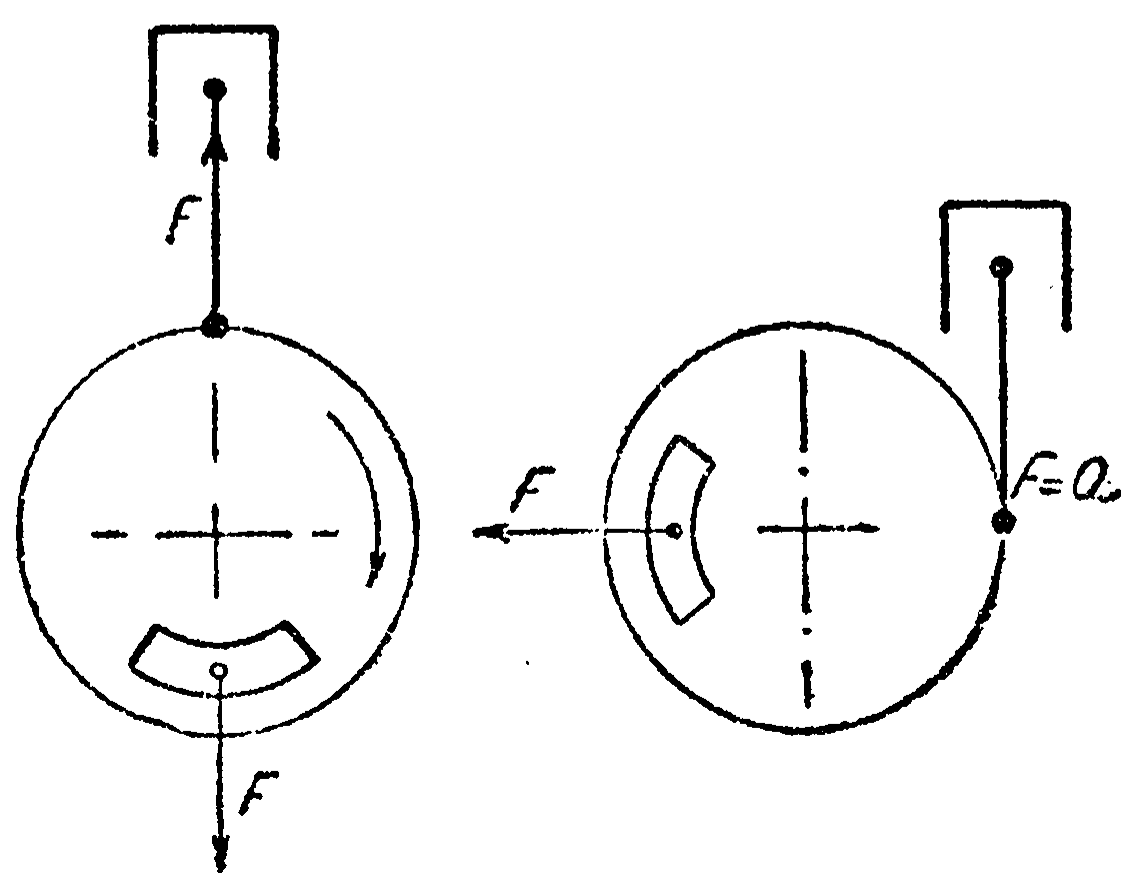
а сила, вызываемая инерцией поршня, равна нулю. Следовательно, мы ничего не выиграли: вместо вертикальной неуравновешенной силы мы имеем теперь горизонтальную. Только и всего.

Попробуем теперь уменьшить вес противовеса вдвое, т. е. сделать его равным половине веса возвратно-движущихся масс.

Фиг. 58 показывает, что при этом произойдет. Центробежная сила противовеса будет теперь равна $\frac{F}{2}$. Значит, по вертикальной оси останется неуравновешенной половина силы инерции поршня, но зато и по горизонтальной оси мы будем иметь неуравновешенную силу только $\frac{F}{2}$.

Итак, в обоих направлениях силы инерции удалось уменьшить на половину.

Это все, что можно получить при одноцилиндровом двигателе.

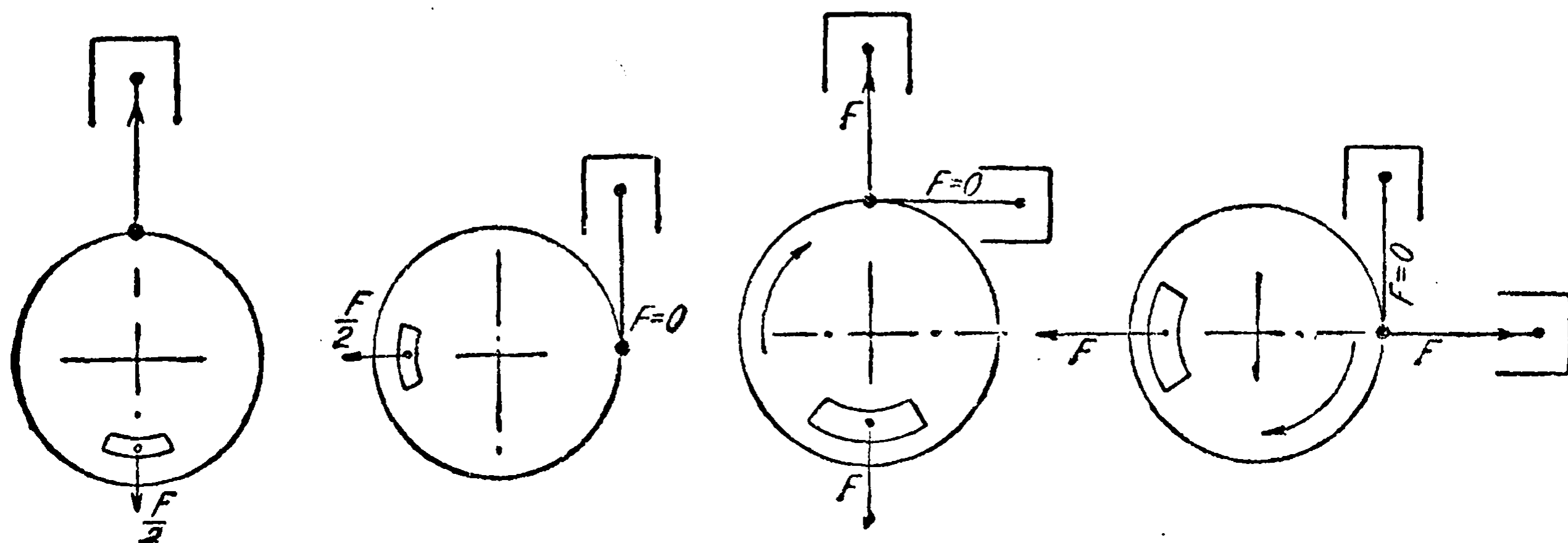


Фиг. 57.

Рассмотрим теперь V-образный двухцилиндровый двигатель с углом между цилиндрами в 90° и применим тот же способ уравнивания, т. е. сделаем вес противовеса равным половине веса всех возвратно-движущихся масс (иначе говоря, равным весу одного поршня и $\frac{2}{3}$ одного шатуна).

Фиг. 59 показывает, что при этом получается отличный результат: двигатель по обеим осям хорошо уравнивается.

Действительно, когда инерция одного поршня равна F , инерция другого поршня равна нулю, так как он находится



Фиг. 58.

Фиг. 59.

в середине своего хода. Центробежная сила противовеса также равна F и, следовательно, в обоих положениях, показанных на фиг. 59, мы получаем взаимное уравнивание сил.

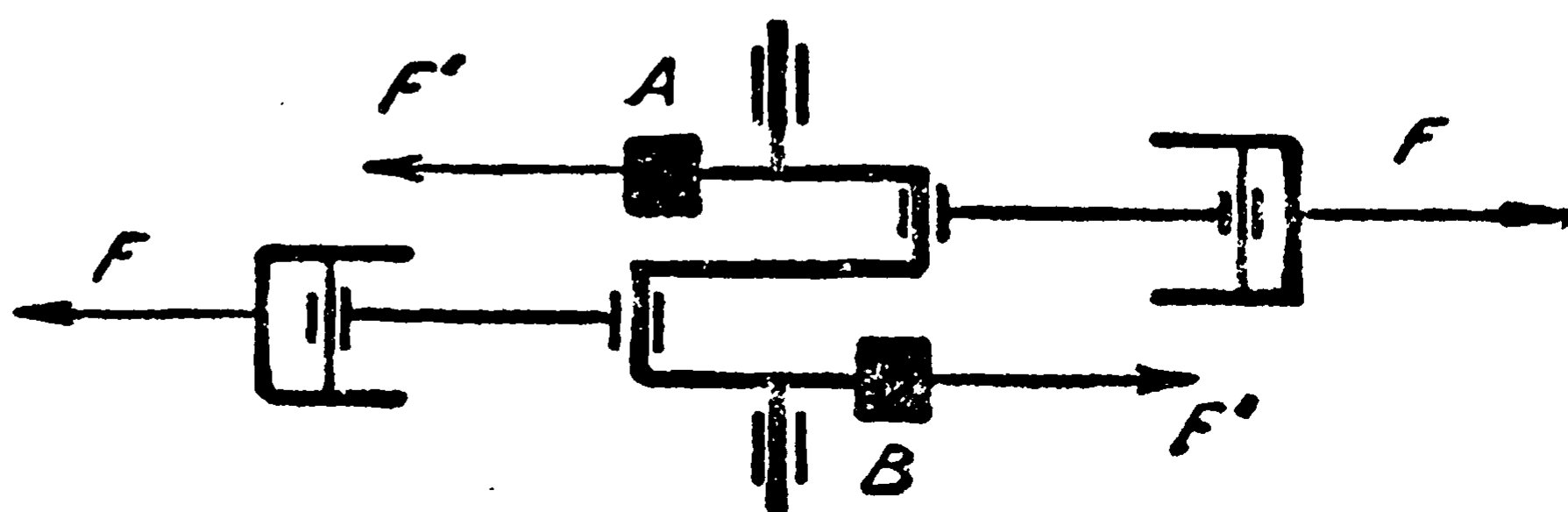
Поэтому V-образные двигатели с углом между цилиндрами в 90° могут быть уравновешены наилучшим образом, по сравнению со всеми другими типами двухцилиндровых двигателей.

При уменьшении угла между цилиндрами уравновешенность двигателя ухудшается, и он все больше приближается в этом отношении к одноцилиндровому, но способ уравнивания может быть, очевидно, только прежний, т. е. применение противовеса, равного весу половины движущихся масс.

При горизонтальном расположении цилиндров поршни движутся навстречу друг другу или в разные стороны, следовательно, силы инерции их F сами уравнивают друг друга (см. фиг. 60). Но так как оси цилин-

дров смещены, то эти силы действуют не по одной линии, а создают „пару сил“, которая стремится, например, в положении, показанном на фиг. 60, вращать весь двигатель по направлению движения часовой стрелки. Чтобы уничтожить действие этой пары, на валу помещают противовесы A и B , которые создают другую пару $F'F'$, противоположную первой. Однако, так как первая пара имеет изменяющуюся величину, а вторая постоянную, то полного уравновешивания здесь быть не может. Все же надо считать, что для практических целей уравновешивание горизонтальных двигателей достаточно хорошо, и работают они очень плавно.

Вибраций машины при работе двигателя, вызываемые неуравновешенными силами инерции, зависят также и от способа крепле-



Фиг. 60.

ния двигателя на раме, формы этой рамы и устройства передней вилки мотоцикла, почему указанный способ уравновешивания половины веса возвратно-движущихся масс не всегда может дать наилучшие результаты. Иногда может оказаться выгоднее в большей степени погасить вертикальные колебательные силы, увеличивая за их счет горизонтальные, иногда — наоборот. Вопрос этот не поддается точному теоретическому расчету и может быть решен только путем проб и опытов. На практике уравновешивают от 0,5 до 0,65 веса возвратно-движущихся масс.

§ 24. Практические приемы уравновешивания двигателя.

Чтобы выверить уравновешенность двигателя, надо прежде всего определить вес возвратно-движущихся масс (т. е. одного комплекта поршня и $\frac{2}{3}$ шатуна).

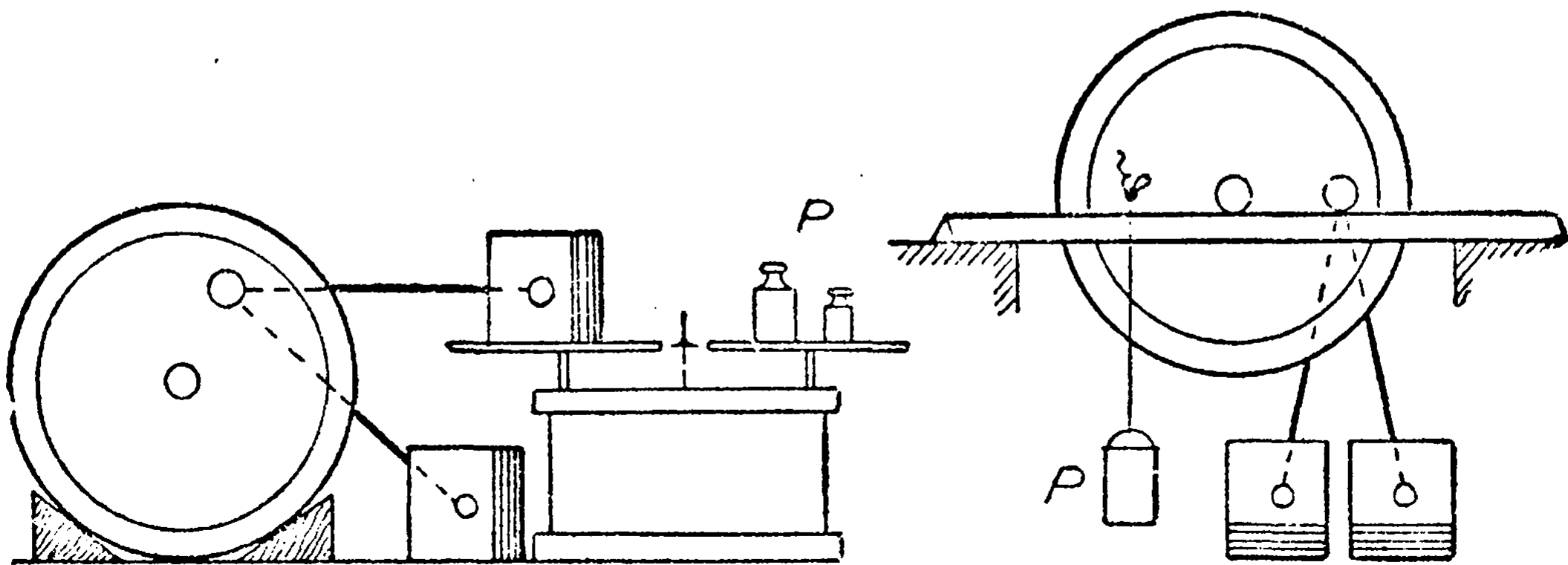
С достаточной для практических целей точностью это может быть выполнено согласно схеме, показанной на фиг. 61 слева.

Для этого весь комплект кривошипного механизма кладут на стол и помещают один из поршней на чашку обык-

новенных весов так, чтобы стержень шатуна расположился горизонтально.

Вес гирь на другой чашке P непосредственно дает вес поршня и приблизительно $\frac{2}{3}$ шатуна. (Для взвешивания можно воспользоваться, конечно, и достаточно чувствительными пружинными весами.)

Затем берут два куска уголкового железа, длиной около 40 см, зачищают их ребра напильником и кладут их параллельно между двумя скамейками, или какими-нибудь другими опорами, а на них помещают весь кривошипный



Фиг. 61.

механизм, как показано на фиг. 61 справа. Он будет качаться на своих полуосях. Для получения равновесия необходимо подвесить к одному из маховиков, с противоположной от цапфы стороны, груз, равный P , в случае двухцилиндрового мотора, и $\frac{P}{2}$ — в случае одноцилиндрового.

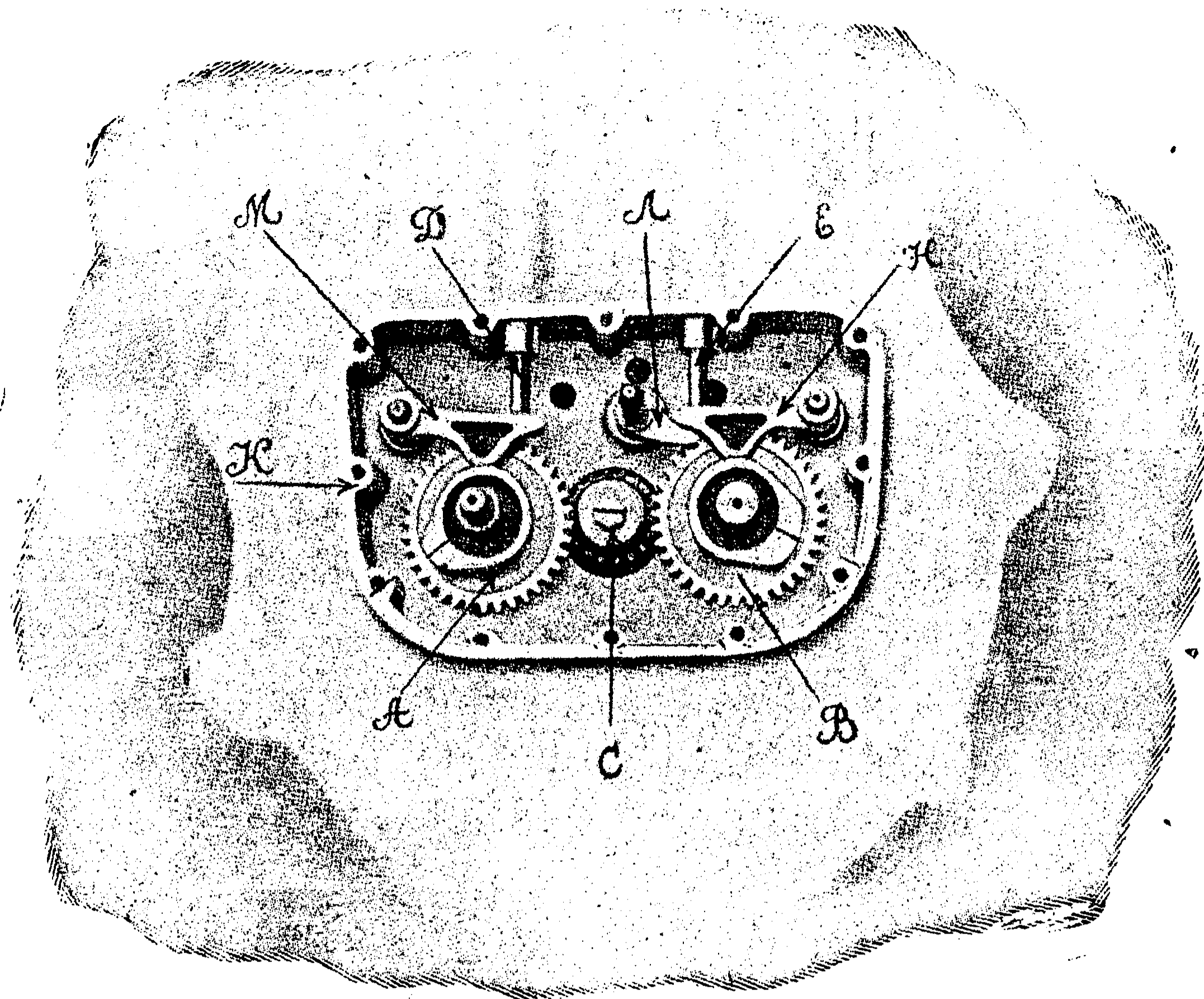
Это производится так: на расстоянии, равном радиусу кривошипа, диаметрально противоположно цапфе, высверливают тонким сверлом небольшое углубление, в которое заколачивают штифтик из проволоки или гвоздик. На этот гвоздик и привешивают на шпагате нужный груз. В качестве груза удобно пользоваться мешечком с песком, или с дробью, отвесив их предварительно в должном количестве. При таком расположении вся система должна оказаться в равновесии. Если какая-нибудь сторона оказывается тяжелее и перевешивает, то ее облегчают высверливанием в маховиках дырок, пока не получится полное уравнивание.

ГЛАВА IV.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ.

§ 25. Устройство распределительного механизма.

Распределительный механизм управляет открытием клапанов. Он помещается в особой коробке, прилитой снаружи к правой половине картера. О внешнем его виде и расположении его на двигателе можно было составить себе представление уже и на основании ранее помещенных рисунков, например, фиг. 3 или 18.



Фиг. 62. Распределительный механизм.

Остановимся теперь подробнее на его устройстве и действии. Простейший тип распределительного механизма изображен на фиг. 62.

Средняя шестерня *C* закреплена шпонкой на конце правой полуоси коленчатого вала и вращается вместе с ним.

Она приводит в движение две другие шестерни *A* и *B*, которые вращаются в подшипниках, укрепленных в стенке картера и в крышке коробки.

Шестерни эти снабжены кулачными шайбами („кулачками“), которые либо вырезаны вместе с шестерней из одного куска, либо наглухо насажены на один общий с нею валик. По поверхности кулачков, во время вращения их, скользят рычажки *M* и *N*, свободно качающиеся на своих осях. Над этими промежуточными рычажками, опираясь на них концами *D* и *E*, находятся толкатели, скользящие в особых направляющих втулках, вставленных в картер. Верхние концы толкателей снабжены головками, выходящими наружу и упирающимися в стержни клапанов (см. фиг. 18).

Вращаясь, кулачки приподнимают своими выступами промежуточные рычажки; те, в свою очередь, заставляют подниматься кверху толкатели; и, наконец, толкатели нажимают на клапаны и заставляют их открываться.

Промежуточные рычажки *M* и *N* не являются обязательной частью распределительного механизма. Имеются и такие конструкции, в которых толкатели опираются прямо на кулачок.

В этом случае нижний конец толкателя снабжается роликом или тарельчатой пятой.

Так как каждый клапан должен открываться лишь один раз в течение двух оборотов вала, то, очевидно, необходимо, чтобы распределительные шестерни вращались вдвое медленнее, нежели средняя шестерня *C*, насаженная на валу. Это и достигается увеличением числа их зубцов вдвое против числа зубцов средней шестерни. Например, если шестерня *C* имеет 18 зубцов, то распределительные шестерни *A* и *B* имеют по 36.

Полезно заметить направление вращения шестерни распределительного механизма: шестеренка *C* всегда вращается по часовой стрелке; поэтому распределительные шестерни *A* и *B* всегда вращаются в обратном направлении.

Возможна и такая конструкция распределения, при которой толкатели обслуживаются одной общей шестерней, снабженной двумя кулачками, один позади другого (фиг. 63). Первый рычажок, посредством соответствующего рычажка, приподнимает толкатель выпускного клапана *б*, а второй

управляет таким же способом толкателем всасывающего всячего клапана 6.

Такое устройство применялось, например, в свое время на мотоциклах „Рудж“.

Наконец, возможно еще более упростить конструкцию распределительного механизма и обслужить оба клапана одним и тем же кулачком, как показывает схема, представленная на фиг. 64.

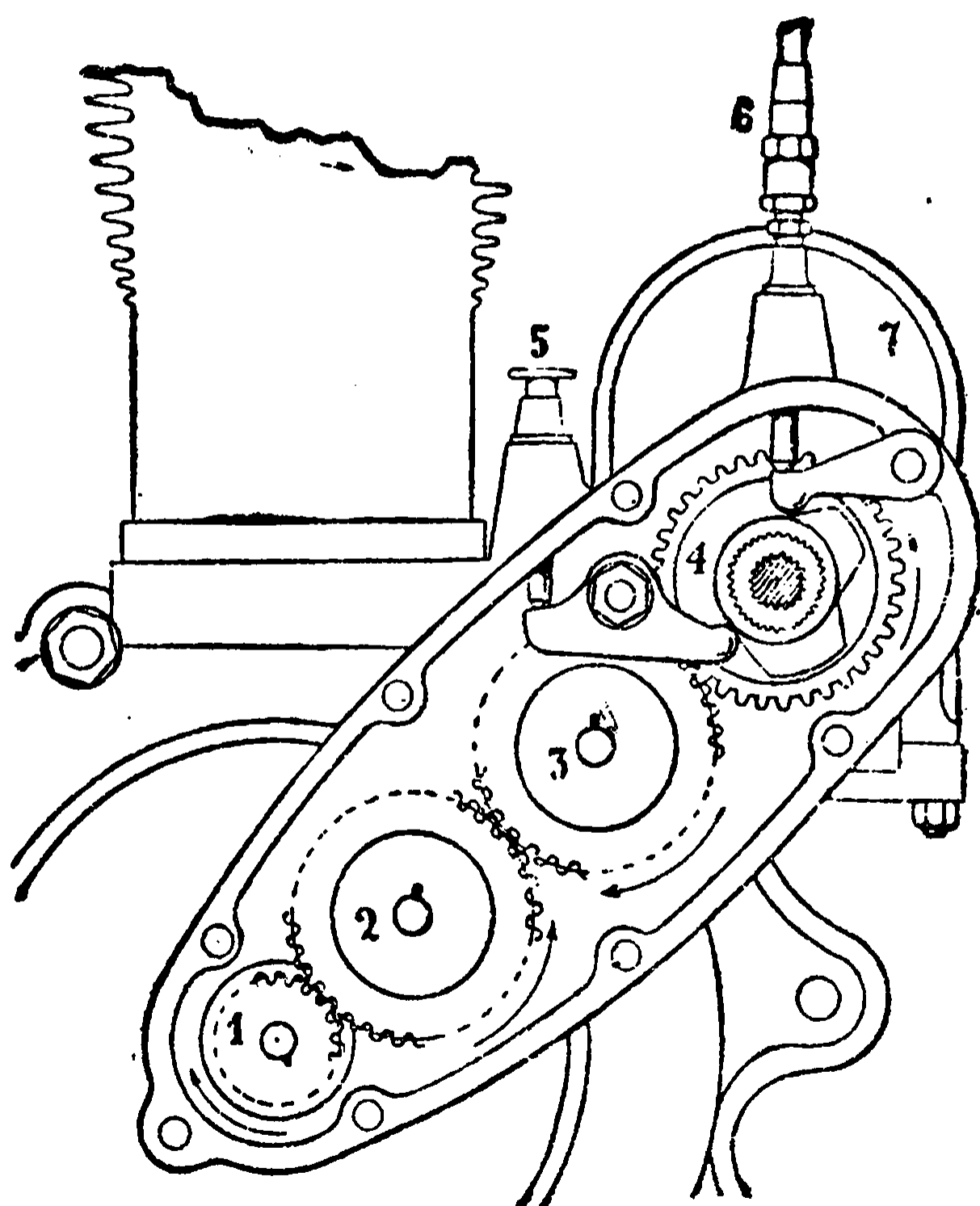
В положении, изображенном на схеме, кулачок начинает нажимать в точке *a* на промежуточный рычажок *A* всасывающего клапана, и, следовательно, начинается открытие этого клапана. Когда кулачок повернется в положение, обозначенное пунктиром, т. е. когда точка *a* переместится в *a*₁, начнется открытие выпускного клапана рычажком *B*.

Интересно отметить, что продолжительность открытия каждого из клапанов может быть при этом сделана различной, несмотря на то, что профиль кулачка остается все время один и тот же. Как мы увидим впоследствии, выпускной клапан должен быть открыт несколько дольше, чем всасывающий.

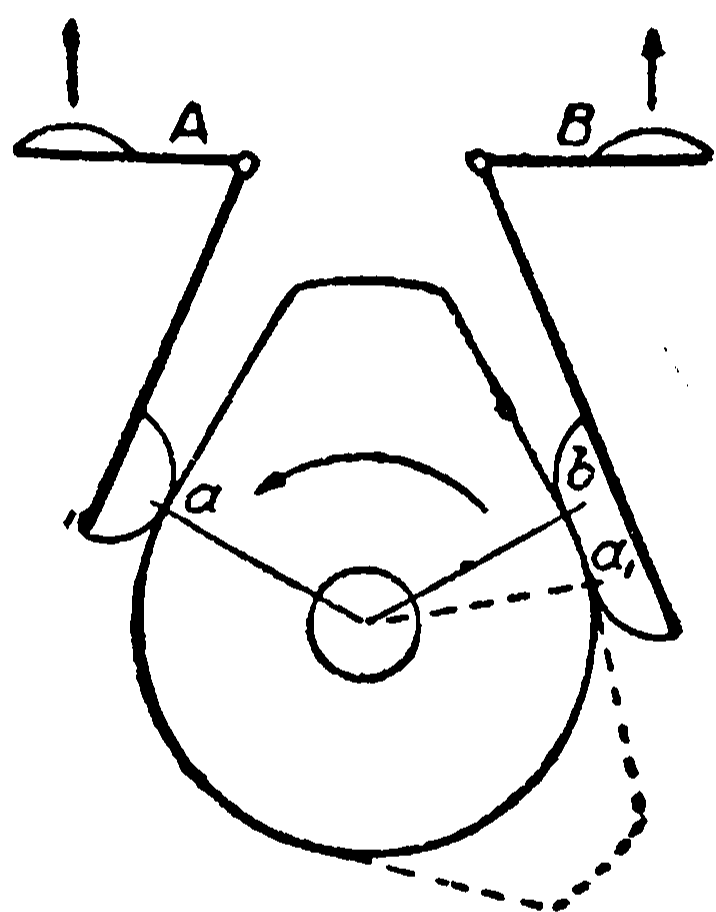
При описываемой системе это достигается тем, что пятке рычажка *B* придают особую удлиненную форму: закругленные части ее профиля соединены прямой частью *a*₁*b*. Поэтому, рычажок *B* остается приподнятым дольше, чем рычажок *A*.

Такая система распределения применяется, например, на мотоциклах Райлей (Raleigh), Блэкбэрн (Blackburn), Индиан-Скаут и др.

Наконец, за последние годы получила распространение еще одна система — с верхним распределительным валиком, помещаемым над головкой цилиндра.



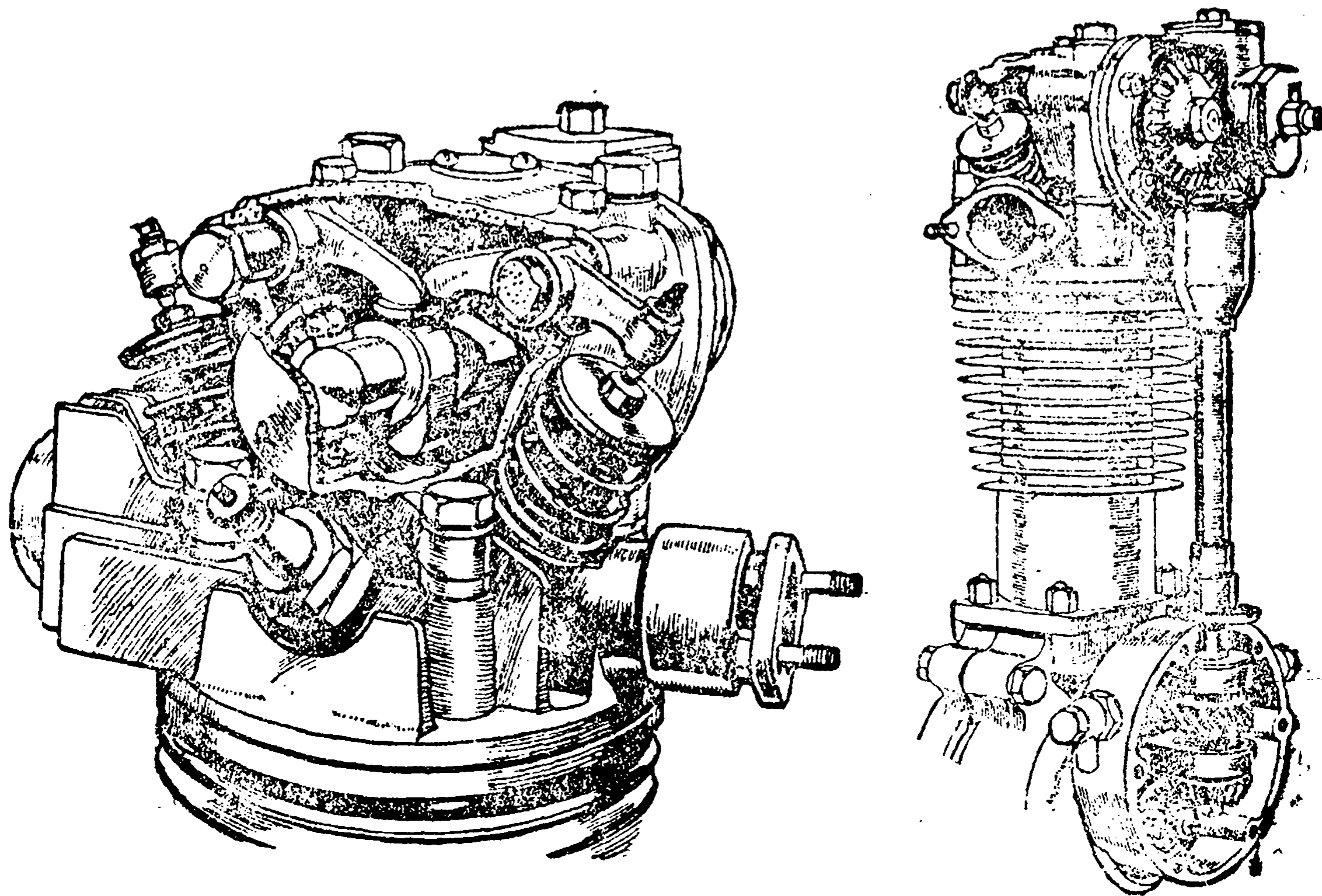
Фиг. 63.



Фиг. 64.

Такой распределительный механизм представлен на фиг. 65.

Мы видим здесь, что к головке цилиндра привинчена закрытая алюминиевая коробка, внутри которой на шариковых подшипниках помещается распределительный валик с двумя кулачками; кулачки непосредственно действуют на двуплечие качающиеся рычажки, открывающие клапаны.



Фиг. 65. Распределение верхним кулачковым валиком.

Привод к кулачковому валику от мотора осуществляется или двумя парами конических шестерен и вертикальным валом, как показано на фиг. 65, справа, или цепной передачей. Последнее, конечно, дешевле и проще, но менее надежно.

Некоторым упрощением той же системы является конструкция, изображенная на фиг. 66.

В ней кулачковый валик расположен вертикально, являясь продолжением приводного вала, с которым он соединяется продольными шпонками. Таким образом отпадает верхняя пара конических шестерен. Кулачки имеют вид плоских дисков, на поверхности которых вырезаны выступы, действующие на концы качающихся рычажков так же, как и кулачки обыкновенного типа.

Из помещенных здесь рисунков легко видеть, что при распределении с верхним валиком устраняется целый ряд

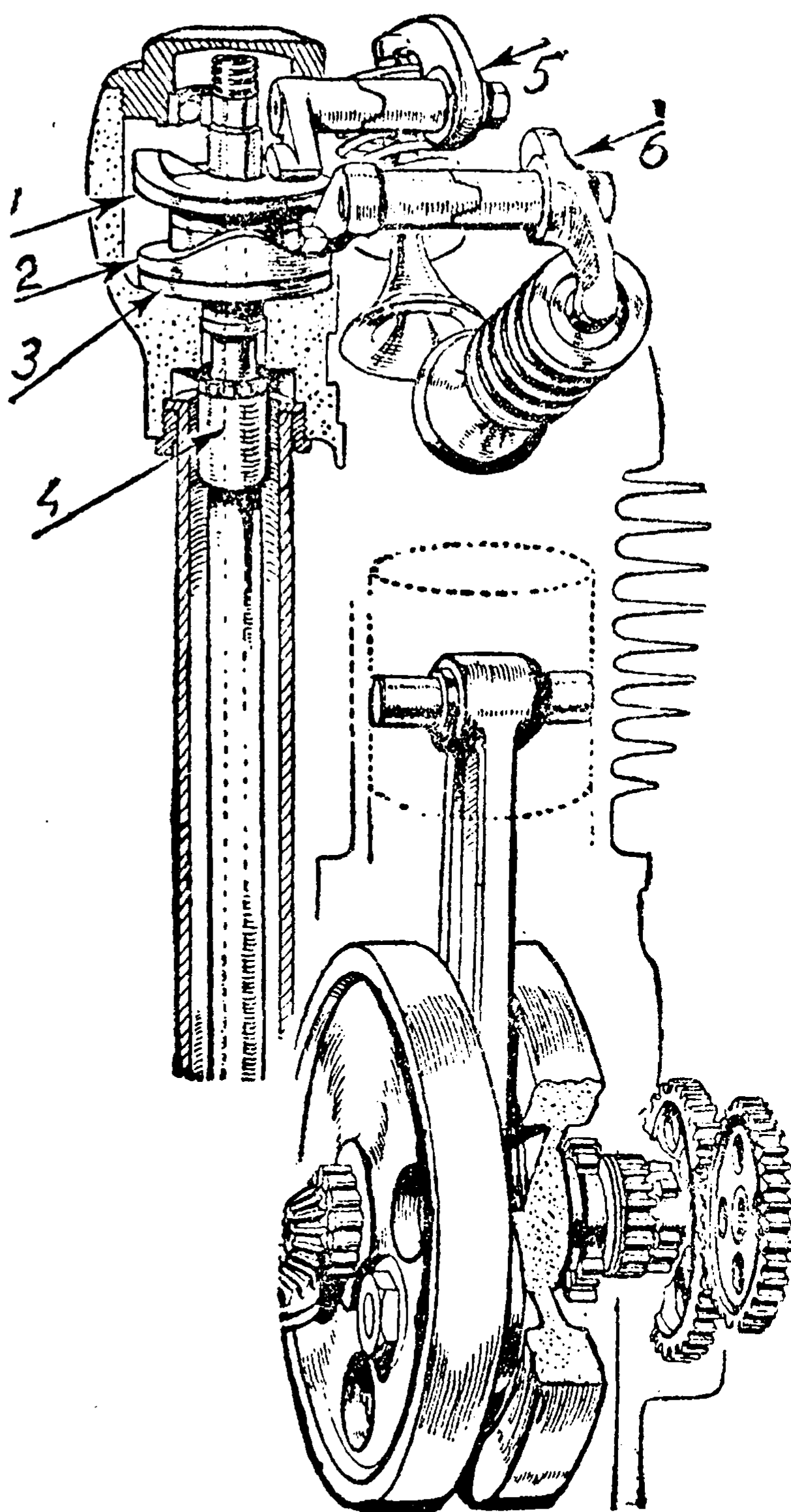
передаточных частей клапанного механизма и движущимися частями остаются только сам клапан и качающийся рычаг. В этом и состоит главное преимущество этой системы при верхнем расположении клапанов.

В § 11 мы уже видели, насколько сложным становится клапанный механизм при подвесных клапанах. Вместе с тем увеличивается и вес движущихся его частей: если при боковых клапанах он составляет в среднем около 190 г, то при верхних клапанах он возрастает почти вдвое и составляет около 325 г (включая сюда длинные толкатели, промежуточные рычажки, половину веса всех пружин и пр.). При больших числах оборотов значительный вес этих частей вызывает нежелательное возникновение больших сил инерции. При верхнем кулачковом валике эти инерционные силы, очевидно, сводятся к минимуму.

Другим положительным качеством этой системы является хорошая смазка всех частей, помещающихся, так сказать, в закрытой масляной ванне.

Рассмотрим в заключение еще один вопрос, имеющий большое значение для правильности работы распределительного механизма.

Вследствие нагрева клапана во время работы двигателя длина его стержня несколько увеличивается. Поэтому между концом клапана и толкателем всегда оставляют небольшой зазор. Если бы этот зазор отсутствовал, то при работе двигателя, когда клапан удлинится от нагрева, толка-



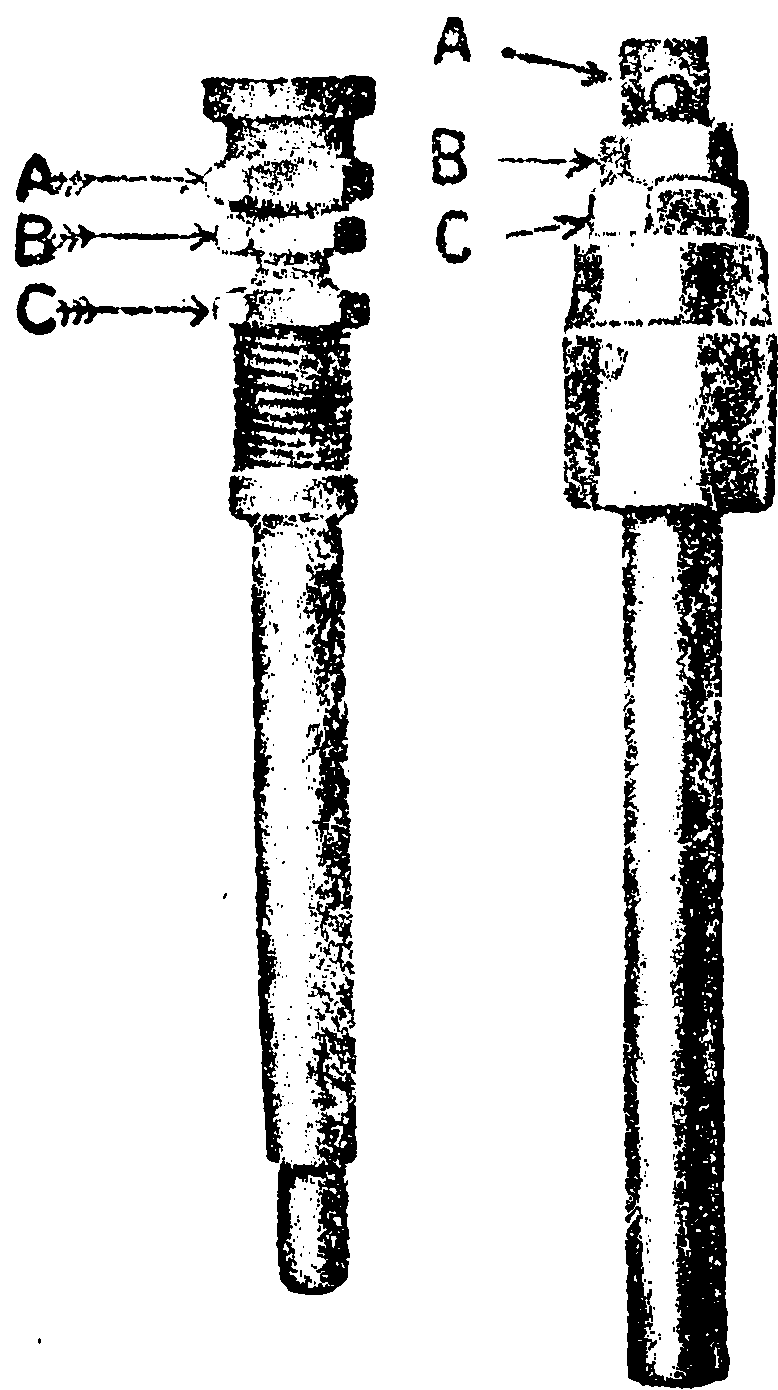
Фиг. 66. Распределительный механизм мотоцикла „Чатер-Ли“ (Chater-Lea). 1 и 2 — кулачные шайбы; 3 — упорный шариковый подшипник; 4 — приводный вал; 5 — рычажок всасывающего клапана; 6 — рычажок выпускного клапана.

тель мешал бы ему вполне осесть на свое седло и плотно закрыть отверстие.

Величина зазора в прежнее время указывалась обычно разными неопределенными выражениями — „около $1/2$ мм“, толщина „визитной карточки“ и т. п. Для современных машин такие определения совершенно недопустимы. Распределительный механизм при большом числе оборотов двигателя должен работать с величайшей точностью, и потому зазор между клапаном и толкателем должен быть отрегулирован точно.

При нагретом двигателе он должен составлять 0,1 мм для всасывающего клапана и 0,15 мм для выпускного, который сильнее нагревается и удлиняется в большей мере. Для гоночных машин некоторые заводы рекомендуют вдвое меньшие величины.

Для измерения величины зазора нельзя применять „визитных карточек“ и т. п. приспособлений, а необходимо пользоваться стальными калиброванными пластинками, которые нередко прилагаются к набору инструментов.



Фиг 67. Толкатель и. А — навинченная головка; В — контргайка; С — шестигранное утолщение для ключа.

Если зазор между толкателем и клапаном слишком велик, то клапан будет открываться с опозданием и на меньшую высоту, что неизбежно отразится на мощности двигателя. Кроме того, клапаны будут работать шумно, с резкими ударами, что не только неприятно, но и разрушительно отзывается на металле.

Для регулировки зазора толкатели (или верхние качающиеся рычажки) всегда снабжаются приспособлениями, позволяющими изменять их длину, как это понятно из фиг. 67.

Подобные же приспособления для длинных толкателей висячих клапанов видны также на фиг. 29 (слева — на верхних концах толкателей, справа — на концах качающихся рычажков, см. стр. 65).

§ 26 Распределительный механизм двухцилиндрового мотора.

Если снабдить двигатель двумя распределительными шестернями такого типа, как показано на фиг. 63, т. е. с двумя кулачками, то, очевидно, задача устройства распределительного механизма для двухцилиндрового двигателя будет решена: каждый цилиндр будет обслуживать одна шестерня, и каждый из четырех клапанов — особый кулачок.

Однако, такая конструкция в настоящее время почти никогда не применяется, так как она работает довольно шумно.

Кроме того, очевидно, незачем иметь две распределительные шестерни и четыре кулачка, если возможно обойтись одной шестерней с двумя кулачками, заставив ее обслуживать оба цилиндра.

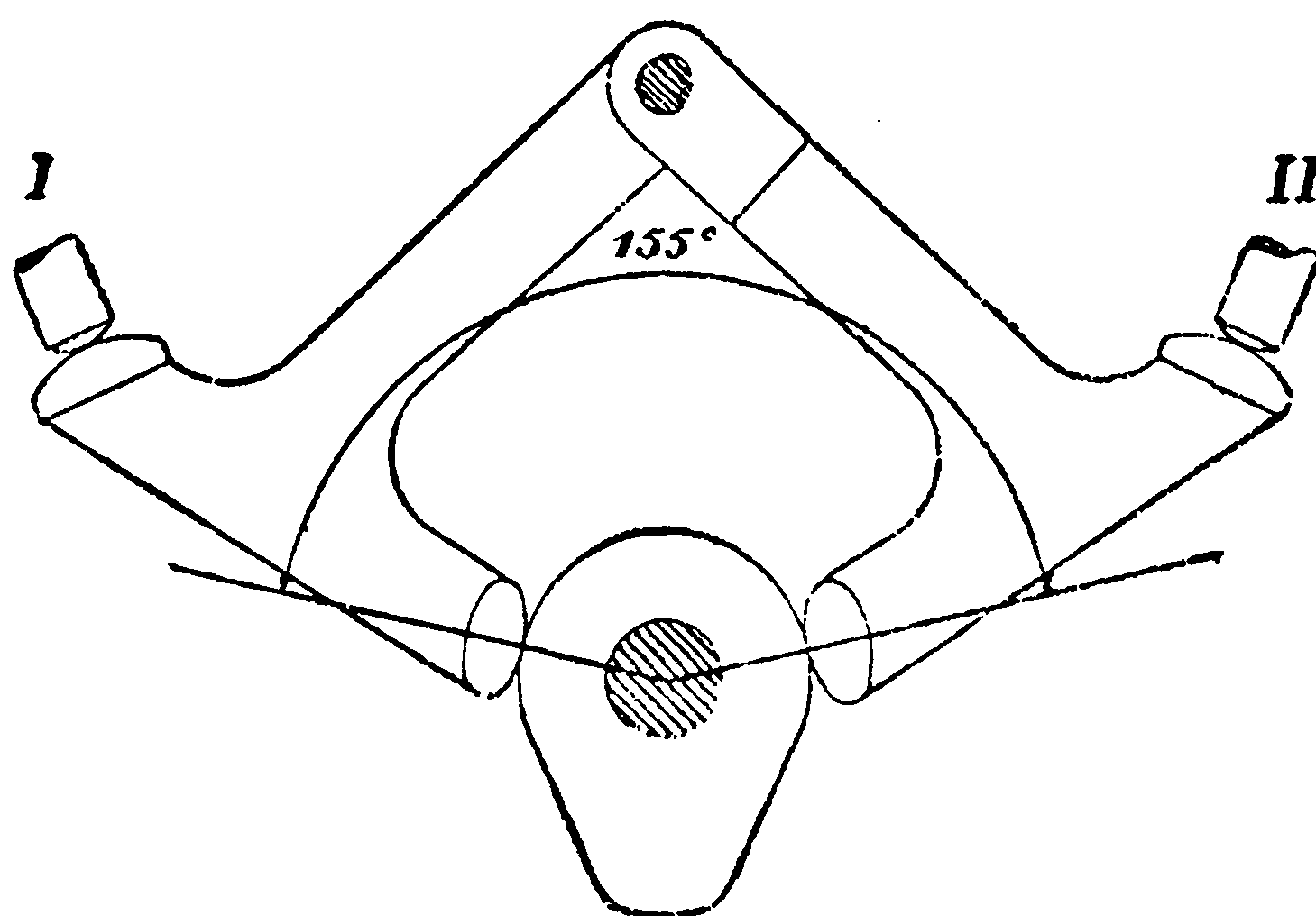
Возможность такого устройства поясняется схемой фиг. 68.

Предположим, что на схеме изображены подъемные рычажки V-образного двигателя с углом между цилиндрами в 50° , скользящие по поверхности

одного и того же кулачка. На рычажки опираются концы толкателей I и II, допустим, выпускных клапанов первого и второго цилиндров.

Из § 5 мы знаем, что рабочие такты, а следовательно и все другие, т. е. всасывающие и выпускные ходы, в таком двигателе чередуются в цилиндрах через $360^\circ + 50^\circ = 410^\circ$ и $360^\circ - 50^\circ = 310^\circ$ поворота коленчатого вала. Следовательно, если открылся выпускной клапан, например, в цилиндре № 1, то вслед за этим в цилиндре № 2 выпускной клапан должен открыться после того, как коленчатый вал повернется на 410° .

Так как кулачок вращается вдвое медленнее, чем коленчатый вал, то соответственные углы поворота будут



Фиг 68.

205° и 155°. Значит, если расположить рычажки так, как показано на схеме, т. е. чтобы между точками касания их к профилю кулачка заключалась дуга в 155°, то получится как раз то, что нам нужно: выпускные клапаны обоих цилиндров будут открываться одним и тем же кулачком с промежутками в 310° и 410° поворота коленчатого вала.

Для всасывающих клапанов нужен второй кулачок, который можно поместить на одной оси с первым, и другая пара промежуточных рычажков.

Таким образом, весь распределительный механизм будет состоять из одной шестерни с двумя кулачками, смещенными на соответствующий угол, и двух пар промежуточных рычажков. Один кулачок обслуживает оба всасывающих клапана, другой — оба выпускных.

Это — наиболее распространенная в настоящее время конструкция.

§ 27. Моменты открытия и закрытия клапанов.

Теоретически моменты открытия и закрытия клапанов, как мы видели еще в § 3, совпадают с мертвыми точками поршня. Так, всасывающий клапан должен бы начинать свой подъем в верхней мертвой точке (сокращ. в.м.т.) и садиться на свое седло при достижении поршнем нижней мертвой точки (сокращ. н.м.т.); выпускной клапан — наоборот.

На практике приходится, однако, считаться с тем, что открытие и закрытие клапанов не может производиться мгновенно. Напротив, чтобы избежать отрывания толкателя от кулачка и подскакивания клапана, необходимо в первый момент производить подъем клапана возможно более плавно, и только затем уже, когда он сдвинется с места и приобретет некоторую инерцию движения, можно ускорять открытие более резко.

Точно также и заключительный момент посадки клапана должен быть выполняем мягко, без удара.

Все это достигается соответствующим профилем кулачка и приводит к тому, что на практике приходится начинать открытие клапана несколько раньше, чем следует по теории, и заканчивать несколько позже.

Величины этих опережений и запаздываний зависят от конструкции двигателя и от нормального числа оборотов, при котором данный двигатель работает. В общем, чем больше число оборотов, тем больше должны быть и отступления моментов открытия и закрытия клапанов от мертвых точек.

Рассмотрим величины этих отступлений для каждого клапана в отдельности.

Всасывающий клапан. Всасывание начинается, как известно, при движении поршня вниз от верхней мертвой точки. Раз мы хотим, чтобы к этому моменту всасывающий клапан был уже открыт, если и не полностью, то хотя бы на некоторую ощутимую величину, то, очевидно, надо начать его подъем заранее, еще до прихода поршня в верхнюю мертвую точку.

У современных мотоциклетных двигателей его начинают открывать, когда кривошип не дошел еще до своего верхнего положения, в среднем, на 15° , считая по кругу; поршень в это время не доходит еще до в.м.т. на величину около 2% своего хода.

Например, если ход поршня равен 90 мм , то поршень в момент открытия всасывающего клапана будет находиться на $1,8\text{ мм}$ (2% от 90 мм) до в.м.т.

Впрочем, нередко начинают открывать всасывающий клапан и без указанного предварения, а как раз в верхней мертвой точке, исходя из того соображения, что в начале нисходящего хода поршня всасывание совершенно ничтожно; оно достигает ощутимой величины лишь тогда только, когда поршень уже пройдет часть своего пути, а к тому времени клапан будет открыт в достаточной мере даже при условии, если начать его подъем в верхней мертвой точке.

Закрывается всасывающий клапан не в нижней мертвой точке, а позже, когда кривошип пройдет свое нижнее положение, в среднем на 50° , а поршень поднимается уже вверх на 14% своего хода по прохождении нижней мертвой точки (при ходе поршня, например, в 90 мм это составляет $12,6\text{ мм}$).

Спросят, пожалуй, почему же, однако, смесь будет продолжать поступать в цилиндр, раз поршень уже не только не

присасывает ее, но даже движется ей навстречу? Явление это объясняется той инерцией, которую приобретает всасываемый газ во время нисходящего хода поршня. Благодаря этой инерции, газ и будет врываться в цилиндр, хотя всасывание уже прекратилось. То обстоятельство, что поршень начал при этом подниматься вверх, не имеет существенного значения, так как скорость движения поршня вблизи мертвых точек ничтожна.

Таким образом, всасывание длится более одного хода поршня, и продолжительность его может быть доведена до величины, значительно превышающей теоретическую, как это видно из диаграммы на фиг. 69 (вместо 180° поворота кривошипа — 245°). Наполнение цилиндра свежей смесью вследствие этого увеличивается.

Выпускной клапан. Если бы открытие выпускного клапана начиналось в нижней мертвой точке, то, вследствие плавности подъема клапана, сгоревшие газы не имели бы вначале достаточно свободного выхода из цилиндра, и поршень, поднимаясь кверху, должен был бы преодолевать их встречное давление (около 3 кг-см^2). Чтобы избежать этого обратного давления отходящих газов на поршень и связанной с ним большой потери мощности, выпускной клапан открывают всегда заранее, до прихода поршня в нижнюю мертвую точку. Кривошип в это время, как показывает фиг. 69, составляет с вертикальной линией угол около 60° , а поршень не доходит до нижней мертвой точки около 20% своего хода (т. е., например, при ходе в 90 мм — на 18 мм).

Что касается закрытия выпускного клапана, то его производят позже, чем следует по теории, т. е. держат клапан открытым еще и тогда, когда поршень миновал уже верхнюю мертвую точку и начался ход всасывания. Конечно, поршень при этом уже не выталкивает сгоревших газов, но они все же будут выходить через клапан, в силу приобретенной раньше инерции.

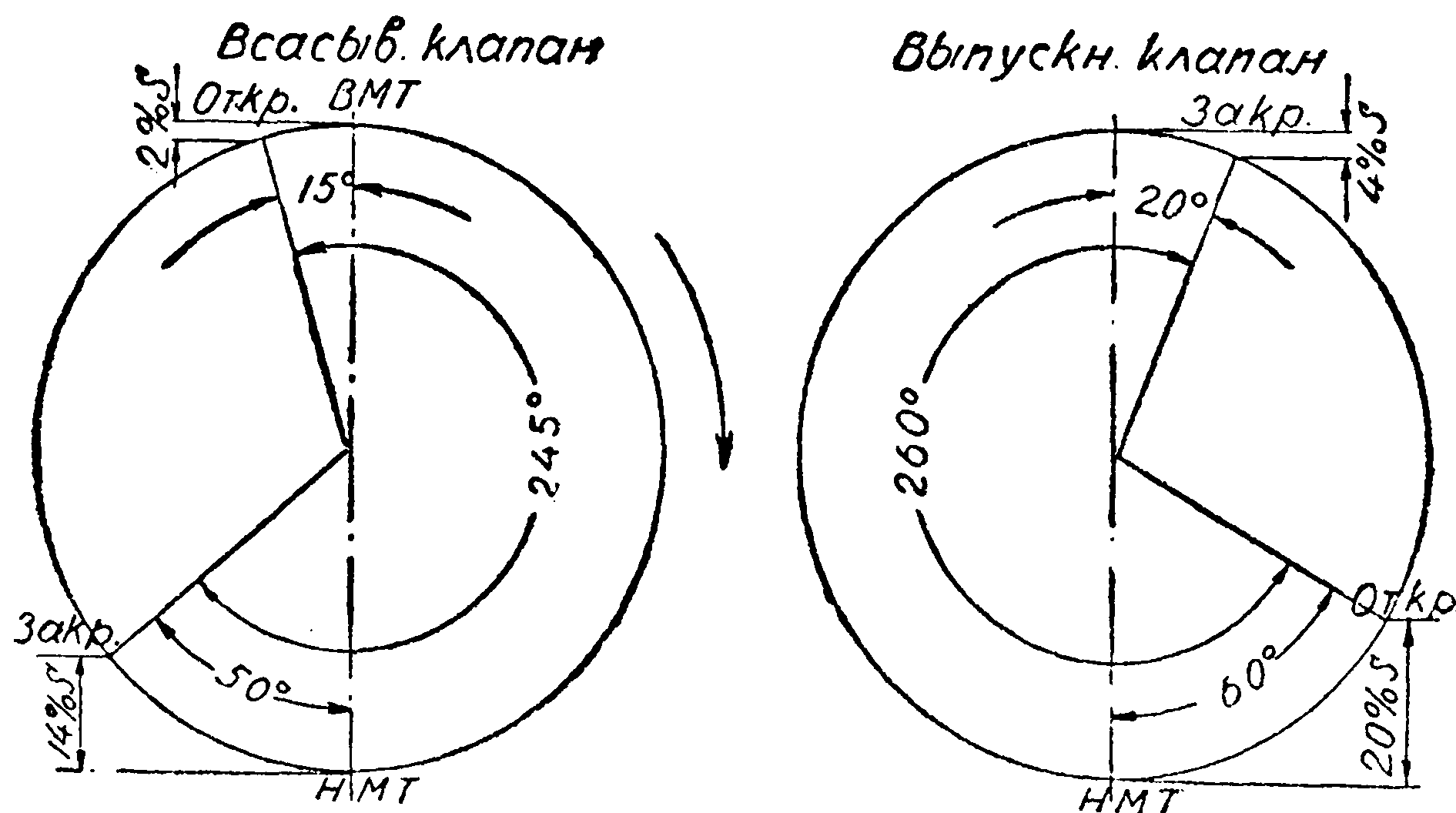
Величина запаздывания конца выпуска составляет в среднем около 20° , считая по окружности кривошипа, или около 4% хода поршня (см. фиг. 69).

Таким образом, общая продолжительность выпуска увеличивается до 260° (вместо 180°).

Из рассмотрения фиг. 69 видно, что в течение некото

рого периода, возле верхней мертвой точки оба клапана открыты одновременно, т. е. всасывающий уже начал открываться, а выпускной еще не закрылся. Это явление называется „перекрытием клапанов“.

Указанные выше нормы открытия и закрытия клапанов являются средними; в действительности от них могут быть некоторые отклонения в ту или другую сторону, как показываемая приводимая на следующей странице таблица, в которой дано несколько примеров распределительных харак-



Фиг. 69. Средняя распределительная характеристика современного мотоцикла.

теристик современных двигателей. Величины предварения и запаздывания клапанов даны в этой таблице как в градусах поворота кривошипа, так и в миллиметрах расстояния поршня от мертвых точек.

§ 28. Профили кулачков.

Для того, чтобы клапаны открывались и закрывались в назначенные моменты и на определенную высоту, необходимо, чтобы профиль кулачка был выполнен надлежащим образом.

На фиг. 70 изображен профиль кулачка всасывающего клапана одного из мотоциклетных двигателей. Продолжительность всасывания у этого двигателя 220°, считая по окружности кривошипа, что соответствует 110° поворота кулачка. Высота подъема клапана 6,75 мм.

Профиль кулачка образован двумя касательными к его основному кругу, проведенными в точках *a* и *b*, и дугой 19 R, ограничивающей высоту подъема клапана. Острые углы контура закруглены радиусами 5 мм для получения плавных переходов. Таким образом, подъем толкателя, следующего за профилем кулачка, начнется в точке *a* и закончится в точке *b*, отстоящих друг от друга на 133°, и, следовательно, будет продолжаться в течение 266° поворота кривошипа. Однако, кла-

ПРИМЕРЫ ОТКРЫТИЯ И ЗАКРЫТИЯ КЛАПАНОВ У МОТОЦИКЛОВ.

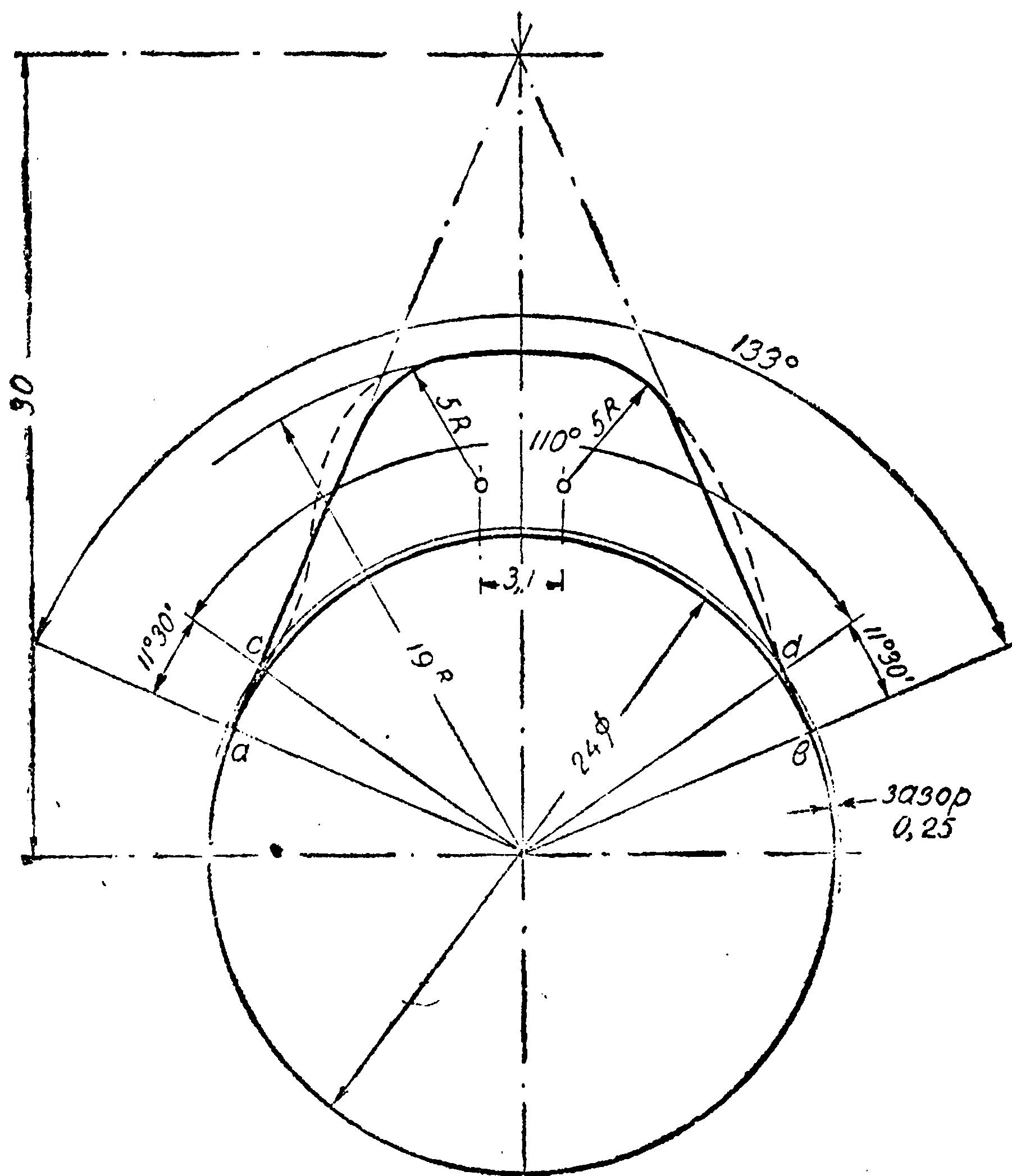
МОТОЦИКЛ	Всасывающий клапан				Выпускной клапан			
	Открытие до ВМТ		Закрытие после НМТ		Открытие до НМТ		Закрытие после ВМТ	
	град.	мм	град.	мм	град.	мм	град.	мм
Ариэль 500 см ³ (25 г.)	16	3	50	10	59	17	10	2
Гончн. (28 г.)	22	4,8	70	25	70	25	25	6
V.S.A. 1000 см ³ (25 г.) .	2	—	56	18	57	18,5	27	6,5
Джемс 350 см ³ (24 — 25 г.)	14	1,5	50	12,5	56	16	20	4
Дуглас 600 см ³ (28 г.)	15	2	55	14	51	12	15	2
Нортон (с 1924 г.): норм. 500 см ³ (боков. клап.)	22 ^{1/2}	4,5	57	16	62	22	24	5
спорт. 500 см ³ верхн. клап.	25	5,5	62	22	73	30	22	4
Санбим (23 — 25 г.) норм. 350 см ³	0	0	45	10,5	50	12,5	15	2
спорт » »	0	0	60	17,5	60	17,5	17	2,5
Харлей-Давидсон 1000 см ³ (17—26 г.) .	15	2,5	54	15	60	18	16	2,5
Двигатели J.A.P. (28 г.): норм. 350 см ³	8	0,8	52	14	60	18	20	3
спорт. 350 см ³ верхн. клап.	15	1,5	55	14	65	19	25	4,5
норм. 1000 см ³	10	0,8	50	12,5	60	18	20	3
спорт. 1000 см ³ верхн. клап.	15	2,5	60	17,5	62 ^{1/2}	19	22 ^{1/2}	5
Двигатели Блэк-бэрн (28 г.)	16	2 ^{1/2} ‰	50	14 ^{1/2} ‰	54	16‰	24	5‰

пан не будет открыт в продолжение всего этого процесса, так как между его стержнем и толкателем имеется зазор в 0,25 мм. Пока толкатель не поднимется на высоту этого зазора, клапан не сдвинется с места. Части касательных ac и bd , таким образом, не влияют на подъем клапана и служат только для подъема и опускания толкателя на величину зазора. Фактический подъем клапана начинается в точке c и заканчивается в точке d , т. е. длится в течение 110° поворота кулачка. Высота подъема толкателя 7 мм, клапана $7 - 0,25 = 6,75$ мм.

Кулачок с таким профилем называется „тангентным“, и в прежнее время он представлял собою наиболее распространенный тип, как наиболее простой для производства.

Однако, для современных многооборотных двигателей он является уже неудовлетворительным: он слишком резко, с большим ускорением, поднимает клапан вначале, и также резко отпускает его в последний момент, между тем, полного своего открытия клапан достигает недостаточно быстро. Поэтому в настоящее время профиль кулачка очерчивается более сложной кривой, примерно так, как показано на чертеже пунктиром.

Кривая такого профиля идет вначале ниже касательной, образуя впадину, и, следовательно, поднимает клапан в первый момент более



Фиг. 70. Профиль кулачка.

плавно, чем тангентный кулачок, но затем она ускоряет его движение более энергично, и клапан достигает полного открытия скорее.

То же явление происходит и при закрытии клапана.

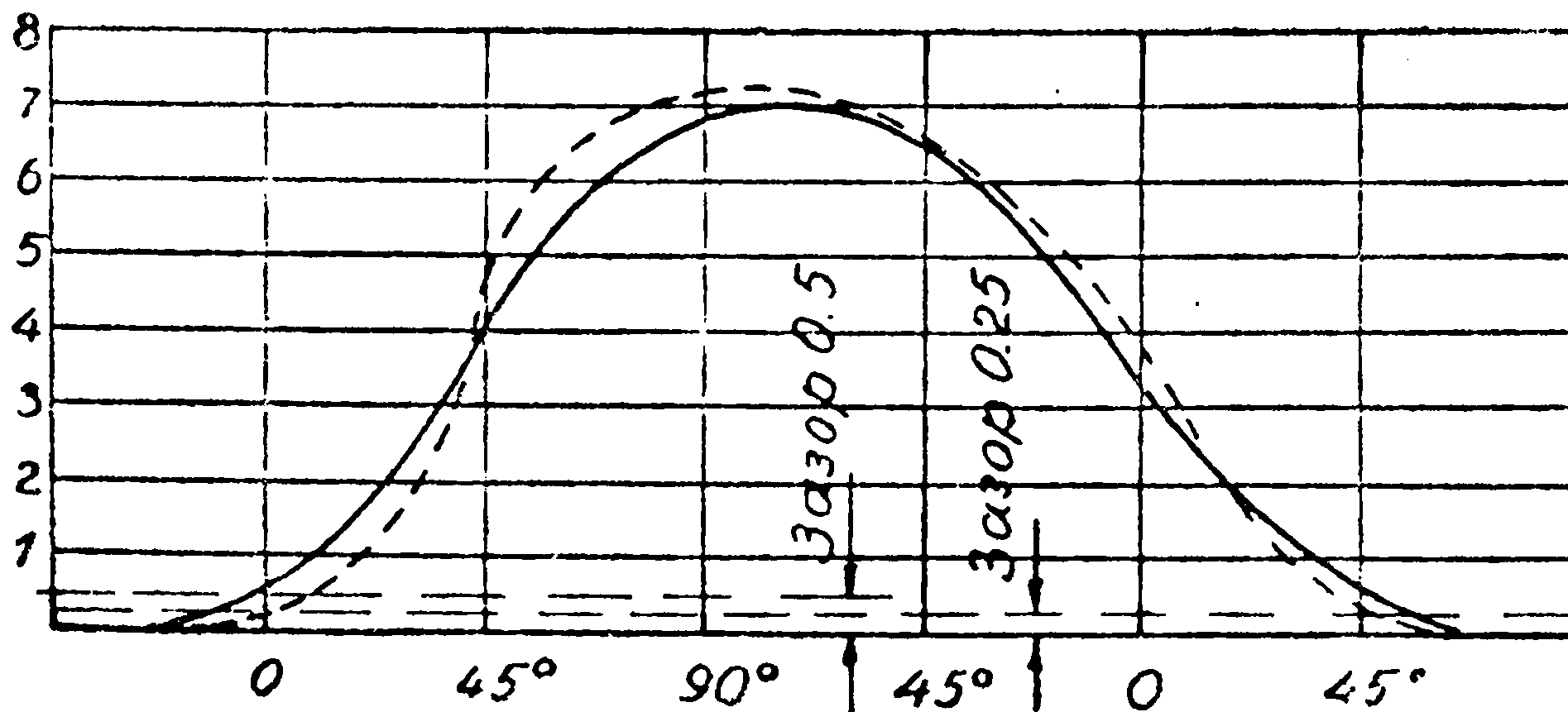
Если изобразить подъем клапана графически, отложив на горизонтальной оси повороты коленчатого вала, а на вертикальной оси — соответствующие величины подъема клапана, как это сделано на фиг. 71, то полученные кривые наглядно представят разницу в характере движения клапана и в продолжительности его полного открытия для кулачков обоих типов.

Сплошная кривая относится к тангентному кулачку, пунктирная — к кулачку с криволинейным профилем.

Отсюда видно, между прочим, какое важное значение имеет правильная регулировка зазора между толкателем и клапаном. Если зазор

будет ненормально велик, то наиболее плавная начальная и конечная часть профиля пойдет на подъем только одного толкателя до высоты зазора, а соприкосновение толкателя с концом клапана произойдет именно тогда, когда кривая профиля кулачка начнет уже круто подниматься вверх и, следовательно, клапан получит резкий удар. То же будет и в конце, при посадке клапана. В результате — подсакивание клапана и быстрый износ всех частей клапанного механизма.

Так как обыкновенно между кулачком и толкателем помещаются еще промежуточные рычажки, предохраняющие толкатель от бокового давления при набегании на него кулачка, то высота подъема клапана не всегда равна высоте кулачка. Эти высоты будут равны только при



Фиг. 71. Кривая подъема клапана.

равноплечих рычажках, что далеко не всегда имеет место. Например, на фиг. 62 концы рычажков M и N будут, конечно, подниматься на большую высоту, чем средние точки их, скользящие по поверхности кулачка. Если обозначить здесь плечи рычажков через a_1 (короткое) и через a_2 (длинное), высоту кулачка через h , то высота подъема клапана (точнее — толкателя) будет:

$$x = h \cdot \frac{a_2}{a_1}$$

При висячем клапане в расчет должны быть приняты еще плечи верхнего качающегося рычажка a_3 и a_4 .

В этом случае окончательная высота подъема клапана будет:

$$x = h \cdot \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{a_4}{a_3}$$

§ 29. Установка распределительных шестерен.

Из всего сказанного следует, что если для чего-либо понадобилось разобрать распределительный механизм, то обратная постановка распределительных шестерен должна быть произведена не как-нибудь, а в строго определенном порядке.

Обыкновенно правильное положение шестерен определяется различными заводскими метками. Такие метки видны, например, на фиг. 62

на кулачках и на стенках распределительной коробки. В других случаях они делаются на самых зубцах шестерней в виде черточек, точек и т. п.

При наличии таких меток, сборка распределительного механизма, конечно, затруднений не представляет.

При отсутствии меток приходится сообразовать положение кулачков с положением поршня. Если при этом точная распределительная характеристика машины неизвестна, то можно руководствоваться средней характеристикой, представленной на фиг. 69 (конечно, для современных машин, построенных не ранее 24 — 25 г.).

Далее, если распределительный механизм состоит из двух кулачковых шестерен, как например, на фиг. 62 (стр. 111), то каждую из них приходится устанавливать отдельно, если же имеется только одна шестерня (или валик) с двумя кулачками, то достаточно установить правильно только один кулачок для какого-нибудь клапана и все остальные будут при этом также верно установлены.

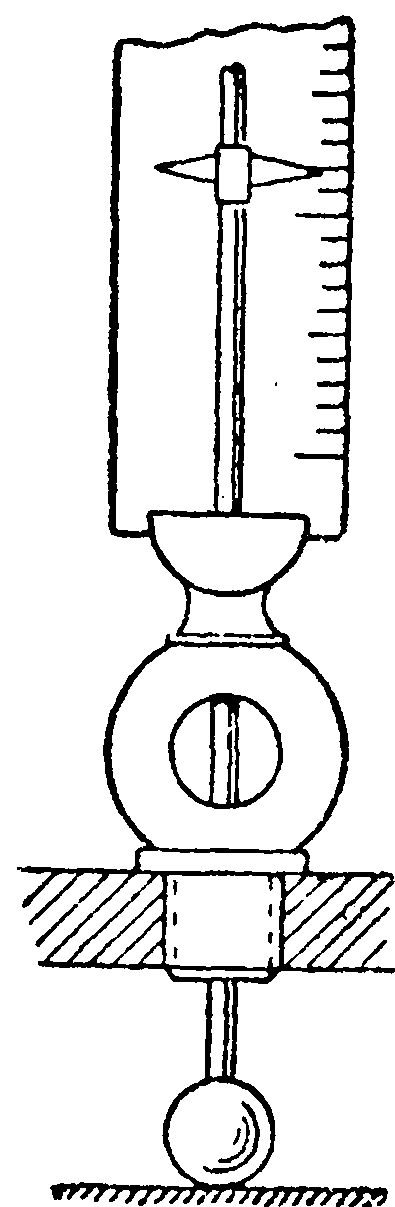
Возьмем наиболее сложный случай — с двумя отдельными шестернями — и начнем с установки хотя бы всасывающего клапана. Кулачок всасывающего клапана следует устанавливать по моменту открытия клапана.

Допустим, известно, что всасывающий клапан открывается за 2,5 мм до прихода поршня в мертвую верхнюю точку (если это неизвестно, то согласно фиг. 69 надо взять 20% от хода поршня).

Чтобы установить поршень в этом положении с ошибкой не более $\frac{1}{2}$ мм, необходимо приспособление в роде изображенного на фиг. 72. Этот самодельный прибор устраивается из старого компрессионного краника, из которого выброшен сердечник. Через отверстие его пропускают кусок велосипедной спицы с грузиком на конце. На верхнем конце спицы припаивается или туго закрепляется остроконечная пластинка из жести, которая служит указателем. На верхнем краю краника пропиливают ножовкой прорезь, в которую вставляется вертикально небольшая металлическая линейка, разделенная на миллиметры. Весь прибор завинчивается в головку цилиндра вместо компрессионного краника. (Для мотоциклов с верхними клапанами такой способ неприменим, так как в центре головки цилиндра нет отверстия для компрессионного краника. В этом случае надо снять всю головку и измерение положений поршня вести от края цилиндра с помощью миллиметровой линейки.)

С помощью этого приспособления легко привести поршень в верхнюю мертвую точку. Заметив положение указателя, надо затем слегка повернуть вал двигателя в обратном направлении (против его нормального вращения) настолько, чтобы указатель опустился на 2,5 мм. Остается установить кулачок так, чтобы он начал приподнимать толкатель клапана, а при дальнейшем своем вращении (против часовой стрелки) поднял бы его вполне.

О моменте закрытия клапана нечего беспокоиться, так как он определится сам собою в зависимости от формы кулачка.



Фиг. 72.

Кулачок выпускного клапана устанавливается по моменту закрытия клапана.

Положим, что выпускной клапан закрывается по прохождении поршнем верхней мертвой точки на 4 мм (той же самой в.м.т., около которой начинается всасывание).

Следовательно, после установки всасывающего кулачка надо слегка повернуть вал двигателя в направлении его нормального вращения, провести поршень через мертвую точку и опустить его на 4 мм ниже в.м.т.

При этом положении поршня кулачок выпуска должен быть установлен так, чтобы подъем толкателя только что окончился, и при дальнейшем вращении кулачка (против часовой стрелки) клапан оставался бы закрытым.

Момент открытия клапана и в этом случае определится сам собою.

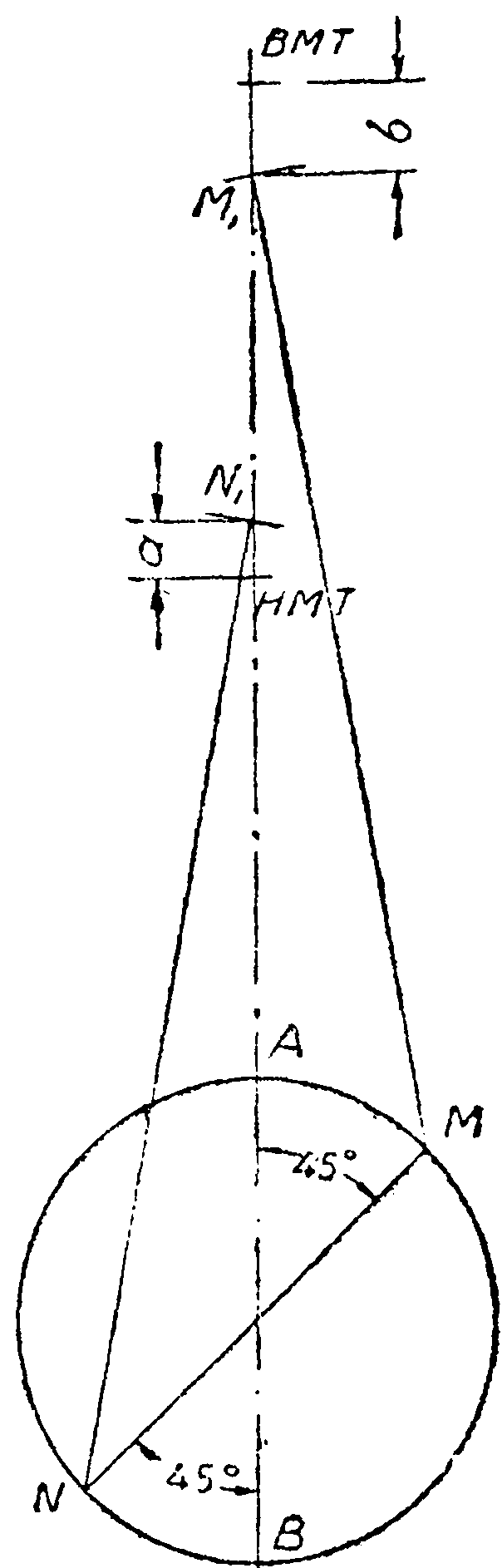
Если клапаны обслуживаются только одной распределительной шестерней, то, как уже было упомянуто, достаточно установить только один кулачок для какого-нибудь одного клапана. Этим самым будет установлено и все распределение.

Величины запаздывания и предварения открытия клапанов нередко указываются, как мы видели, в градусах угла поворота кривошипа. В таком случае нужно предварительно перевести градусы в миллиметры, т. е. найти соответствующее им линейное перемещение поршня.

Проще всего это сделать графическим путем, если острым карандашом точно выполнить в натуральную величину чертеж, представленный на фиг. 73. Начертим окружность радиусом R , равным половине хода поршня, и примем ее за путь, описываемый кривошипом (например, если ход равен 90 мм., то $R = 45$ мм., а диаметр круга равняется 90 мм.). Если отложить по вертикальной линии вверх от точки A длину шатуна, которая обычно составляет $4\frac{1}{2}R$ (т. е. в данном примере — 225 мм.), то наметится в.м.т. Если ту же длину отложить вверх от точки B , то получится положение н.м.т. Расстояние между этими двумя точками равно ходу поршня.

Положим далее, что мы хотим знать, насколько перемещается поршень при повороте кривошипа на 45° от нижней мертвой точки.

С тем оим центральный угол, равный 45° ; принимаем точку N за центр и радиусом, равным длине шатуна, засекаем вертикальную линию в точке N_1 . Остается измерить миллиметровой линейкой расстояние a от н.м.т. до N_1 . (Заметим, что, если то же построение произведем от в.м.т., то расстояние b от в.м.т. до M_1 будет больше при том же самом угле 45°).

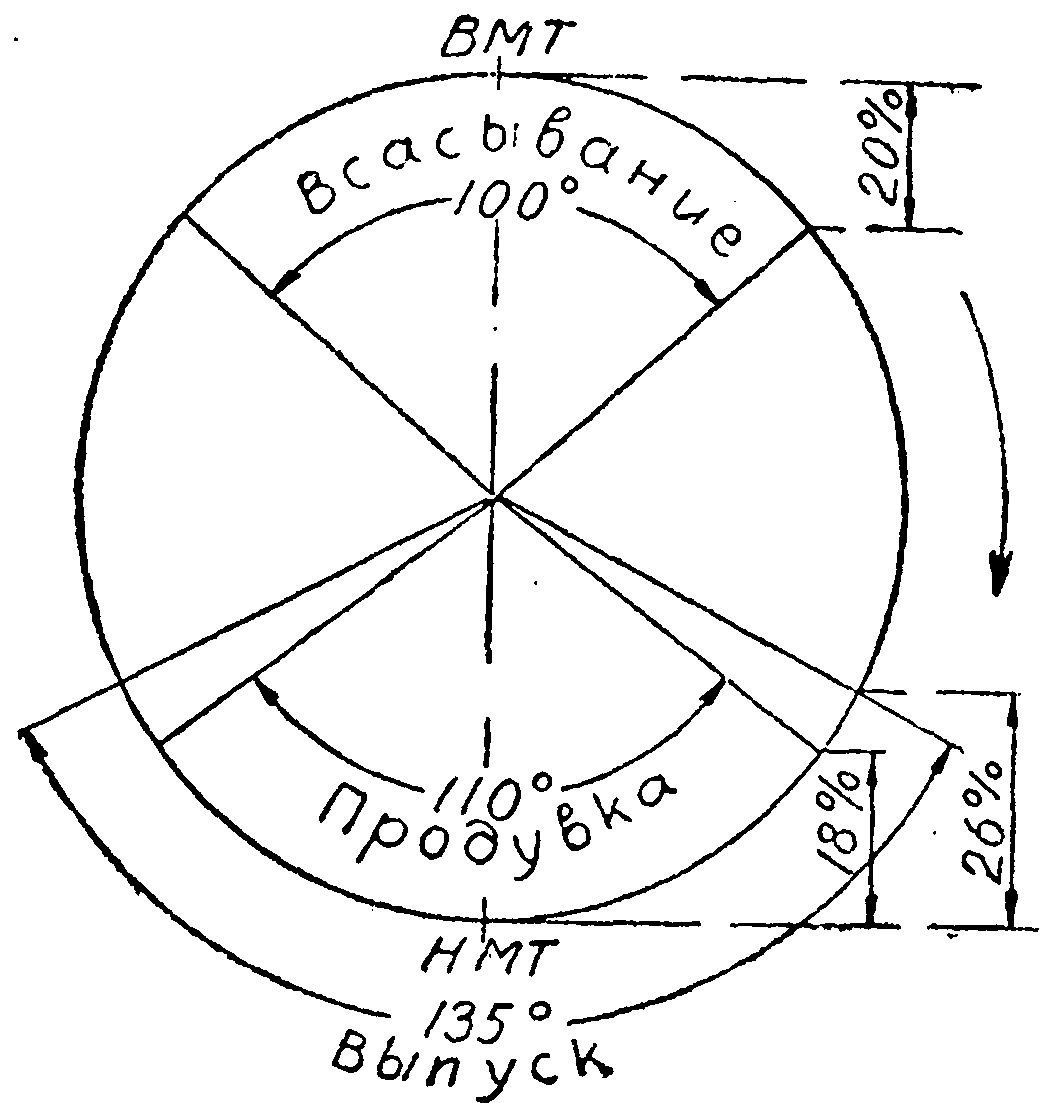


Фиг. 73.

§ 30. Распределение в двухтактных двигателях.

У двухтактных двигателей периоды наполнения и очищения цилиндра значительно короче, чем у четырехтактных и составляют в среднем, по отношению к углам поворота кривошипа: всасывание — 100° , продувка — 110° , выпуск — 135° (см. фиг. 74).

Продолжительность этих периодов зависит, очевидно, от высоты окон. Так как поршень во время каждого из этих периодов проходит через мертвую точку и, следовательно, дважды совершает путь мимо окна, то, разделив указанные углы пополам и определив линейное перемещение поршня (по фиг. 73) для половинных углов в 50° , 55° и $67\frac{1}{2}^\circ$, мы получим средние значения для высоты окон.¹



Фиг. 74. Диаграмма распределения двухтактного двигателя.

Эта высота у современных мотоциклов составляет в среднем: для всасывающих окон 20% хода поршня, для продувочных 18% и для выпускных 26%.

Площадь окон должна быть, конечно, по возможности больше, чтобы избежать торможения всасываемых и отходящих газов, но она обычно ограничивается по конструктивным причинам: при большой ширине окна возможно зацепление поршневых колец за края окон. Считается, что ширина окна не должна превосходить 35° — 45° окружности сечения цилиндра. При необходимости перейти за эти пределы, приходится разделять окно на несколько секций перегородками, т. е. вместо одного окна прорезать несколько.

Площадь окон, по отношению к площади поршня, составляет в среднем: у всасывающих окон 14%, продувочных 12%, выпускных 18%. Конечно, это лишь приблизительные „ориентировочные цифры“ и на практике от них встречаются значительные отклонения, которые совершенно не могут быть обоснованы теоретически, так как

¹ При этом длину шатуна надо брать не более 4 R.

найти наилучшие размеры и размещение окон можно только ощупью, путем многочисленных проб.

В нижеследующей таблице даны размеры окон (высота и ширина в мм) нескольких двигателей, которые подобраны так, чтобы размеры цилиндров у них были одинаковы:

	Всасываю- щие окна.	Продувоч- ные окна.	Выпускные окна.
Левис, 247 см ³ , 67 × 70	16 × 28	14 × 28	16 × 30
Вильерс " "	19 × 95	10 × 51	20 × 51
Триумф " "	13,5 × 34	12 × 32	13,5 × 32
Седос " "	16 × 36	12 × 36	18 × 44
Коннот 345 см ³ , 76 × 76	15 × 51	13 × 38	20 × 33
Алекто " "	15 × 30	12 × 30	17 × 52
Петерс " "	16 × 38	16 × 36,5	20,5 × 41

Из этой таблицы видно, насколько различны могут быть размеры окон при одном и том же диаметре цилиндра и ходе поршня.

Совершенство работы двухтактных двигателей в значительной мере зависит от размеров и расположения окон. Насколько чувствительны двухтактные моторы в этом отношении, показывает уже тот факт, что отложение нагара в выпускном окне, уменьшающее его сечение и одновременно сокращающее продолжительность периода выпуска, весьма ощутительно отзывается на исправности работы двигателя. Ничем иным, как размерами и расположением окон, нельзя объяснить также и чрезвычайное разнообразие норм расхода топлива, которое обнаруживают двухтактные мотоциклы с одинаковым объемом цилиндра.

Разница в расходе топлива у совершенно однотипных двухтактных мотоциклов, при самой тщательной регулировке карбюратора, достигает иногда 70%.

Совершенная симметричность диаграммы распределения двухтактного двигателя, представленная на фиг. 74, показывает, что такой двигатель может работать, вращаясь в любом направлении — как вправо, так и влево. Чтобы этого не случилось при пуске в ход, цилиндры двухтактных двигателей нередко смещают по отношению к оси кривошипа. О других соображениях в пользу такого смещения см. выше, § 9.

ГЛАВА V.

КАРБЮРАЦИЯ И КАРБЮРАТОРЫ.

§ 31. Топливо.

Бензин. Основным топливом для мотоциклов, как и для автомобилей, служит бензин.

Бензин является одним из продуктов перегонки нефти и представляет собою смесь различных углеводородов.¹

Смесь эта не отличается постоянством, и различные сорта бензина значительно разнятся друг от друга и по своему составу и по своим свойствам, что видно хотя бы уже из того, что удельный вес бензина колеблется от 0,680 до 0,750 (при 15° Ц), т. е. 1 литр бензина весит от 680 до 750 граммов. Обыкновенно удельный вес русского бензина 1-го сорта 0,700 — 0,725, 2-го сорта 0,730 — 0,750.

Применение бензина для двигателей внутреннего сгорания основано на свойстве его легко испаряться даже при низких температурах.

Так, лучшие легкие сорта бензина начинают кипеть уже при температуре около 40°, а при постепенном повышении температуры до 100° вполне перегоняются без остатка. Средний продажный бензин кипит в границах от 60° до 120°, а тяжелые сорта бензина — в границах от 80° до 150°.

Следовательно, чем тяжелее бензин, тем труднее он испаряется, хотя полного соответствия между удельными весами и температурой кипения не наблюдается.

Пары бензина, смешанные в известной пропорции с воз-

¹ Преимущественно гексана C_6H_{14} и гептана C_7H_{16} . Общее весовое содержание в бензине углерода (С) составляет около 84%, а водорода (Н), — около 16%: теплотворная способность бензина 10 500 калорий.

духом, образуют горючую смесь, которую мы и вводим внутрь цилиндра и воспламеняем в нем с помощью электрической искры.

Относительные количества воздуха и паров бензина в такой смеси могут быть изменяемы в довольно широких пределах. Теоретически для полного сгорания одного килограмма бензина требуется около 14 килограммов воздуха.

Но на практике оказывается, что наилучшие условия работы мотора получаются при некотором избытке воздуха над теоретическим, а именно: нормальная смесь должна содержать на одну весовую часть бензина около 17 частей воздуха. Необходимость такого избытка воздуха объясняется недостаточно совершенным перемешиванием частичек бензина и воздуха, вследствие чего не весь воздух, попадающий в цилиндр, используется для горения. Смеси, в которых количество воздуха превышает вышеуказанное, называются „бедными смесями“. Наоборот, смеси с малым содержанием воздуха и, следовательно, обильные парами бензина, носят название „богатых смесей“.

Горючие свойства смеси бензина с воздухом надо постоянно иметь в виду при всякого рода починках бензиновых резервуаров горячим способом, например, при запайке бака. После того как бензин из бака вылит, испарившиеся остатки его образуют внутри бака легко воспламеняющуюся смесь с воздухом, которая может сохраняться в нем довольно долгое время. Поэтому, опорожненный и высушенный бак надо тщательно промыть, прежде чем приступить к его починке, иначе, при приближении паяльной лампы может произойти взрыв со всеми его тягостными последствиями.

Температура воспламенения паров бензина составляет около 415° . Этим значительно ограничивается применение бензина при высоких степенях сжатия. Дело в том, что температура газа, подвергаемого сжатию в цилиндре, быстро повышается, и при большой степени сжатия рабочая смесь может воспламениться сама собою, от одного лишь повышения температуры.

При самых благоприятных условиях, т. е. при хорошем охлаждении головки цилиндра и правильной конструкции ее, при наличии алюминиевого поршня,—лучшие сорта

бензина („авиационного“) допускают степень сжатия до 6:1 и $6\frac{1}{4}:1$.

Низкие тяжелые сорта бензина не выдерживают и такого сжатия, так как температура их самовоспламенения — значительно ниже. Поэтому, и теперь еще многие конструкторы, особенно американские, учитывая весьма неудовлетворительное качество топлива, считают нецелесообразным для нормальных дорожных машин применять степени сжатия выше 4:1 (пример — „Харлей-Давидсон“, степень сжатия 3,8:1).

При более же высоких степенях сжатия, выше 6:1, даже и лучшие сорта бензина могут вызывать самопроизвольные вспышки в цилиндре. Поэтому, в таких случаях добавляют к бензину различные, повышающие температуру самовоспламенения примеси, о которых будет сказано ниже.

Примеси к бензину. При недостатке бензина, в качестве временной меры, можно пользоваться смесями керосина с бензином, а в крайнем случае — даже и чистым керосином.

Смесь — $\frac{1}{2}$ авиационного бензина и $\frac{1}{2}$ керосина — является вполне удовлетворительным топливом. Смесь из $\frac{2}{3}$ бензина 1-го сорта и $\frac{1}{3}$ керосина тоже не вызывает особых затруднений ни при пуске двигателя в ход, ни при его работе. Но на смеси $\frac{1}{2}$ бензина 2-го сорта и $\frac{1}{2}$ керосина — двигатель уже не запускается. В таком случае, как и при чистом керосине, двигатель должен быть пущен и разогрет сначала на бензине.

Так как керосин обладает более низкой температурой самовоспламенения, чем бензин (около 380°), то необходимым условием применения керосина и смесей его с бензином является — уменьшение степени сжатия (например, путем помещения прокладок под фланец цилиндра).

Особое внимание должно быть обращено при этом на смазку двигателя: масло в картере надо менять как можно чаще.

В общем, в качестве постоянного топлива керосин рекомендовать, конечно, нельзя.

Совсем другое значение имеют примеси, добавляемые к

бензину для повышения температуры самовоспламенения, что необходимо при очень высоких степенях сжатия.

Таковыми примесями являются бензол и спирт (винный).

Бензол представляет собою продукт перегонки каменного угля, или нефти (нефтяной бензол). Удельный вес его — 0,885; температура кипения 80° — 120° , содержание углерода 92%, водорода — 8%. Теплотворная способность немного ниже бензина (9600 кал.). Наиболее ценным свойством бензола является его способность повышать температуру самовоспламенения бензина, и с этой именно целью он и применяется при степенях сжатия до 7:1.

Его прибавляют к бензину, обыкновенно, в количестве 20—25% (иногда, впрочем, и до 50%). Необходимым условием применения бензола является хорошая очистка его от смолистых веществ. При плохой очистке от смол бензольные смеси образуют чрезвычайно плотный, клейкий нагар, который загромождает трубопроводы, заклеивает поршневые кольца и вообще быстро загрязняет двигатель.

Спирт также обладает способностью повышения температуры воспламенения и может быть прибавляем к бензину или смеси бензина с бензолом для предупреждения самопроизвольных вспышек при сжатии.

Надо заметить, что при очень высоком сжатии, около 8:1, смеси из бензина и бензола оказываются уже недостаточными и в таких случаях применяют специальные составы топлива, в основе которых лежит спирт и другие примеси.¹ Например, ленинградскими мотоциклистами с успехом применялась смесь из 50% спирта (денатурата) и 50% нефтяного бензола 1-го сорта. Надо заметить, что подобные смеси требуют значительного увеличения жиглера (§ 39) и более раннего зажигания (§ 49).

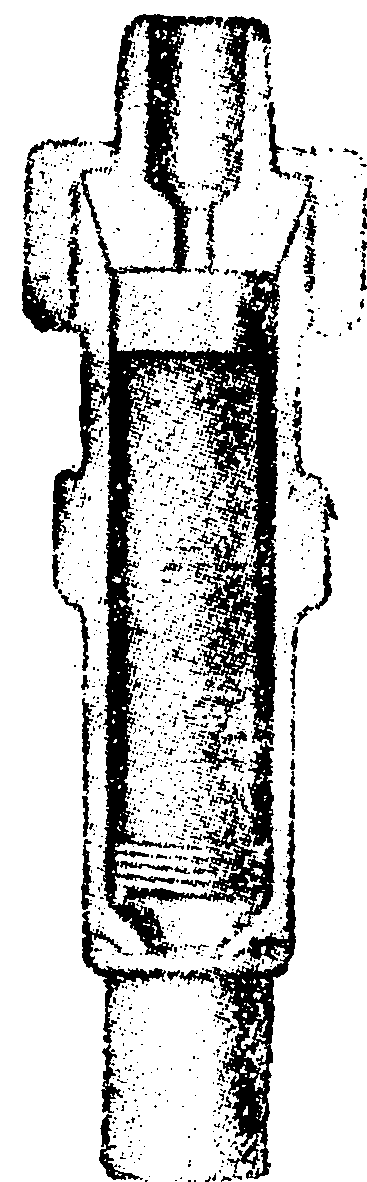
¹ В чистом виде спирт для двигателей не применяется, так как, во-первых, пуск двигателя на нем невозможен и, во-вторых, его теплотворная способность очень низка (5600 кал.). Поэтому к спирту всегда добавляют какие-либо богатые углеродом примеси, главным образом бензол, в размере от 25 до 50%. Так, например, во время войны все германские машины ввиду отсутствия бензина, работали на смеси из $\frac{3}{4}$ спирта и $\frac{1}{4}$ бензола.

Из числа различных веществ, добавляемых для повышения пределов сжатия, можно указать: к с и л и д и н — жидкость, родственная бензолу (прибавление ее в количестве 2% дает возможность повышать сжатие на одну ступень, например, вместо 6:1, повышать его до 7:1); тетра х л о р о э т а н ($C_2H_2Cl_4$) — тяжелая жидкость с удельным весом 1,61 и температурой кипения 135° ; свинцовый тетраэтил — $Pb(C_2H_5)_4$ — жидкость с удельным весом 1,62, кипящая при 200° . У нас применение их известно только по литературе. Постановка опытов в этом направлении была бы желательна.

§ 32. Подача топлива в карбюратор.

Запас топлива, необходимого для двигателя, помещается в баке. Бак представляет собой жестяную коробку, обычно продолговатой формы, подвешенную к верхней трубе рамы мотоцикла, как это можно видеть, например, на фиг. 16. В таком баке может быть помещен запас топлива на 250—300 км пути.

Весьма часто бак состоит из двух отделений, из которых одно предназначается для бензина, а другое, меньшее — для масла. Каждое из этих отделений снабжено наливным отверстием, закрываемым металлической пробкой. Ко дну бака присоединяется медная трубка, по которой топливо идет „самотеком“ вниз, к карбюратору. Бензинопроводная трубка должна быть не менее $\frac{1}{4}$ дюйма в диаметре, во избежание образования в ней пузырьков воздуха, закупоривающих подачу топлива. Один из концов ее нередко снабжается фильтром из густой медной сетки, как показано на фиг. 75.



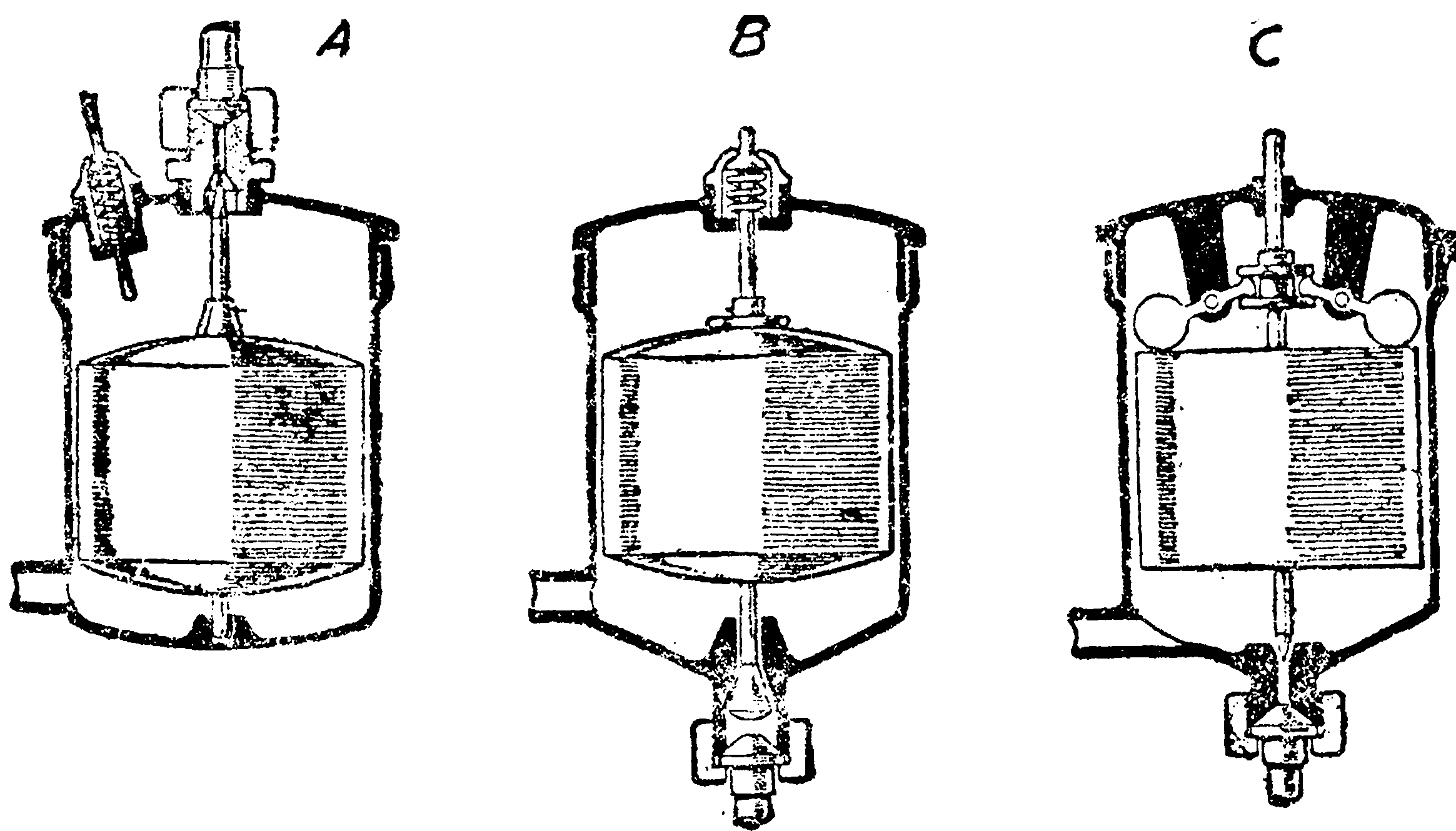
Фиг. 75.
Фильтр.

Такими же фильтрами снабжаются и наливные отверстия бака. Понятно, что сетчатый фильтр может задерживать сравнительно крупные частицы пыли, песка и т. п., но не в состоянии улавливать, например, частиц воды, находящихся иногда в бензине. Поэтому-то и рекомендуется при наливании топлива в бак процеживать его через замшу или хотя бы через плотную полотняную тряпку.

По мере того, как бак опоражнивается, в него должен входить воздух вместо расходуемого топлива, иначе оно перестанет вытекать. С этой целью в пробках бака просверливаются маленькие дырки, через которые бак сообщается

с наружным воздухом. Засорение этих дырок или отсутствие их может повлечь за собою прекращение подачи бензина. Так как карбюратор расположен ниже бака, то понятно, что при подаче бензина „самотеком“, карбюратор очень быстро переполнился бы бензином, который стал бы переливаться через край. Поэтому карбюратор всегда снабжают особой камерой постоянного уровня, или так называемой „поплавковой“ камерой, в которую прежде всего и попадает бензин, стекая из бака.

Как мы увидим дальше, постоянный уровень бензина нужен также и для успешной работы самого карбюратора.



Фиг. 76. Типы поплавковых камер.

Три различных типа поплавковых камер изображены на фиг. 76.

Необходимой принадлежностью их является поплавок из тонкой листовой латуни (иногда из пробки) и игольчатый клапан, запирающий своим концом отверстие бензинопроводной трубки, как только уровень бензина доходит до определенной высоты.

На фиг. 76 А подача бензина производится сверху, через крышку поплавковой камеры, поэтому игольчатый клапан обращен острием вверх. При наполнении камеры, поплавок всплывает, приподнимает иглу, и последняя запирает своим конусом отверстие.

На фиг. 76 В подача происходит через дно камеры, и

игольчатый клапан снабжен на конце обратным конусом, который запирает отверстие снизу.

На фиг. 76 С игольчатый клапан поддерживается двумя рычажками с грузиками на концах, подвешенными на крышке. Всплывая кверху, поплавок приподнимает грузики, а рычажки, поворачиваясь на своих осях, опускают иглу, которая и запирает своим конусом отверстие.

Последняя система в настоящее время выходит из употребления, так как первые две и проще и надежнее.

§ 33. Общие принципы карбюрации и устройство карбюратора.

Если поджечь бензин, налитый в блюдце или в какой-нибудь открытый сосуд, то он станет гореть медленно, как всякое другое топливо. Если влить несколько капель бензина в бутылку, дать ему испариться и затем бросить внутрь зажженную спичку — произойдет взрыв, и бутылка разлетится вдребезги.

Уже этот простой опыт показывает, в каком виде надо вводить топливо в цилиндр, если мы хотим, чтобы сгорание его происходило быстро, наподобие взрыва: топливо, как мы видим, надо предварительно испарить и смешать с воздухом.

Такое превращение жидкого топлива в паробразное состояние и смешение его с воздухом называется карбюрацией.

Воздух необходим для всякого горения. Если воздуха нет или его недостаточно, то горение вообще невозможно. Поэтому такие смеси паров бензина и воздуха, в которых слишком мало воздуха („богатые“ смеси), совсем не воспламеняются или сгорают не полностью. Для воспламенения необходимо, чтобы в смеси было не меньше 7 частей воздуха (по весу) на каждую часть бензина.

Напротив, если воздуха слишком много („бедные“ смеси), то сгорание происходит медленно, как это мы видели на опыте с бензином, зажженным на блюдце.

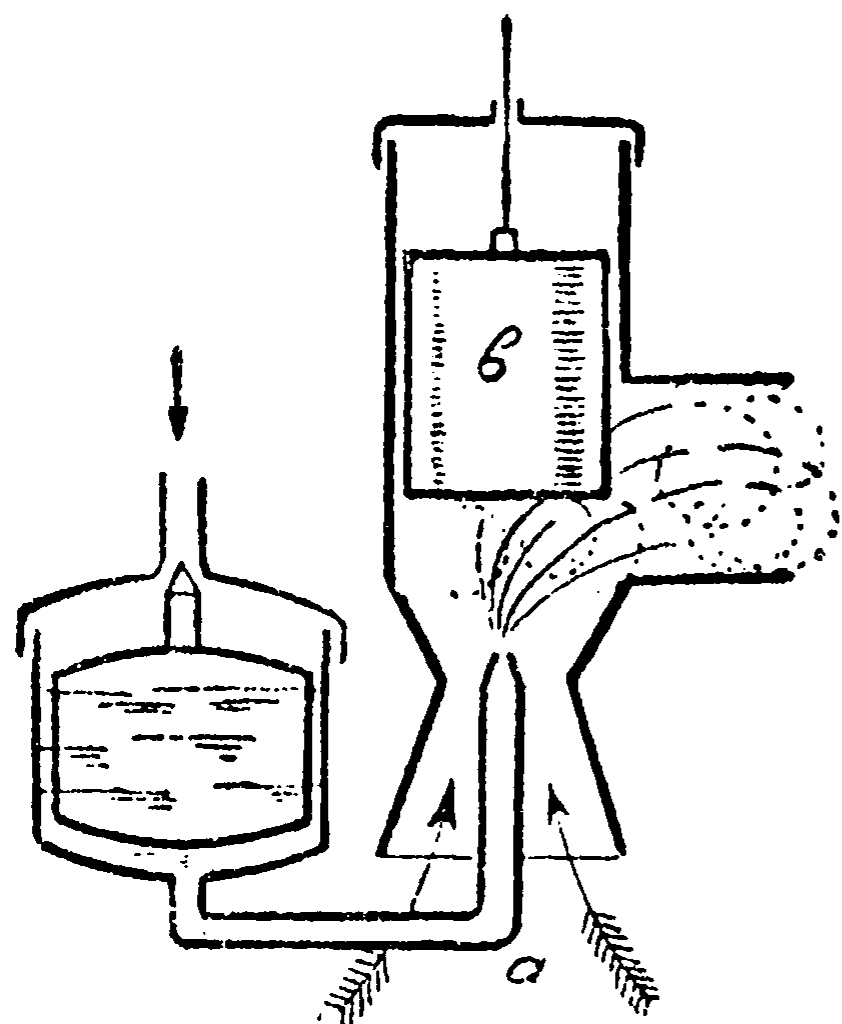
Как было указано выше, для мотоциклетных двигателей выяснено, что наилучшие условия сгорания получаются, если смесь по весу содержит на 1 часть бензина около 17 частей воздуха.

Такая смесь легко воспламеняется, сгорает полно и быстро, что и требуется для нормальной и экономичной работы двигателя. Из всего этого следует, что карбюратор должен выполнять следующие три основные задачи:

- 1) испарять топливо;
- 2) смешивать испаренное топливо с воздухом;
- 3) поддерживать постоянный состав смеси при любом режиме работы двигателя, т. е. вышеуказанный состав смеси не должен нарушаться от изменения числа оборотов мотора.

Первые две задачи разрешаются сравнительно просто и притом во всех современных карбюраторах — однообразно, путем пульверизации бензина через маленькое отверстие. Мельчайшие частички такого распыленного бензина испаряются достаточно быстро, частью в самом карбюраторе, частью по пути к цилиндру, частью внутри самого цилиндра.

Если даже допустить, что некоторое количество их остается в жидком виде, то все же это не может помешать их полному сгоранию при тех температурных условиях, какие мы имеем внутри цилиндра.



Фиг. 77. Схема карбюратора.

Общий принцип такого распыления бензина и его перемешивания с воздухом представлен схематически на фиг. 77.

Из поплавковой камеры бензин поступает в трубочку *a*, снабженную на конце маленьким отверстием (одним или несколькими). Трубочка эта называется „жиглёром“.¹ По принципу сообщающихся сосудов бензин в поплавковой камере и в жиглере устанавливается на одном уровне, обычно на 1-2 мм ниже отверстия жиглера. Жиглер помещается в особой камере карбюратора, называемой „камерой смешения“ или просто „смесительной“ камерой. Последняя сообщается с одной стороны со всасывающей трубой двигателя, а с другой — с наружным воздухом.

¹ От французского слова *gigleur*, т. е. разбрызгиватель. У нас почему-то предпочитают писать и произносить „жиклер“.

Во время всасывающего хода поршня в смесительной камере образуется разреженное пространство, и давление в ней падает ниже, чем в поплавковой камере.

Избыток давления атмосферного воздуха на поверхность бензина в поплавковой камере производит то же действие, какое можно наблюдать в любом пульверизаторе: из отверстия жиглера начинает бить распыленная струя бензина. Одновременно в смесительную камеру устремляется и воздух, как показано на схеме стрелками. Протекая с большой скоростью мимо отверстия жиглера, воздух подхватывает частицы бензина, перемешивается с ними, и полученная смесь засасывается двигателем.

Для увеличения скорости движения воздуха, проход его возле отверстия жиглера суживают вставкой каких-либо трубок, конусов и т. п. приспособлений, называемых „диффузорами“. Таким образом, обе первые задачи карбюратора, указанные выше, разрешаются одновременно.

Чтобы изменять количество смеси, поступающей в двигатель, а, следовательно, и число оборотов последнего, всасывающую трубу карбюратора снабжают специальным клапаном *в*, который называется „дрессельным“. По большей части он имеет вид цилиндрического золотника, как и представлено на фиг. 77, или круглой заслонки, вращающейся на оси.

Действие клапана вполне понятно из схемы: опускаясь вниз, он перекрывает всасывающую трубу и преграждает доступ смеси в цилиндр. Двигатель при этом сбавляет ход и, наконец, совсем останавливается.

Управление дрессельным клапаном производится от руки посредством одного из рычажков, расположенных на руле мотоцикла. С подробностями этого устройства мы познакомимся дальше, пока же достаточно уяснить себе, что действием дрессельного клапана изменяется число оборотов двигателя.

Тут мы вплотную подходим к третьей из указанных выше задач карбюратора — сохранению надлежащего состава смеси при всяком режиме работы двигателя.

Дело в том, что карбюратор, построенный по схеме фиг. 77, мог бы удовлетворительно работать только при, каком-нибудь одном определенном числе оборотов. Очевидно,

При обычных условиях он поднят вверх полностью и следовательно не влияет на работу дросселя.

Но в случае надобности, его можно опустить на ту или другую величину вниз и, таким образом, уменьшить приток воздуха.

Так как диаметр воздушного золотника значительно меньше диаметра всасывающей трубы и диаметра воздушного отверстия, то для воздуха остается еще некоторое место для прохода по сторонам золотника, даже в самом нижнем его положении.

За последние годы завод АМАС в некоторых моделях своих карбюраторов выбрасывает воздушный золотник. Также поступают и некоторые другие заводы, строящие карбюраторы подобного типа, и рекламирующие такие карбюраторы в качестве „автоматических“.

На самом деле они являются автоматическими только в нормальных условиях езды. На продолжительном подъеме, если двигатель начинает сбавлять обороты, смесь неизбежно беднеет, и так как убавить воздух нечем, то мотоциклисту приходится менять передачу, т. е. облегчать нагрузку двигателя. Число оборотов при этом снова возрастает, и смесь делается богаче, но, конечно, „автоматичность“ карбюратора к этому никакого отношения не имеет.

С конструктивной стороны карбюратор АМАС очень прост.

Поплавковая камера скреплена со смесительной одним болтом *E*, который изображен отдельно внизу. Достаточно удалить этот болт, чтобы разобрать карбюратор на части. Вместе с болтом *E* вывинчивается и укрепленный на нем жиглер *B*.

Чтобы вынуть дроссельный и воздушный клапаны, достаточно удалить круглую гайку *L*, прижимающую верхнюю крышку *H*.

Таким образом, доступность всех частей не оставляет желать ничего лучшего.

Совершенно на тех же принципах основан карбюратор *B. & B.* (Браун и Барлоу), чертеж которого дан на фиг. 80.

Он отличается от описанного выше только формой некоторых своих деталей. Так, например, воздушный золотник *A* имеет здесь не цилиндрическую, а призматическую форму

и передвигается в соответствующем вырезе, сделанном в корпусе дроссельного золотника В. Суть дела от этого не меняется: так же, как у АМАС, он служит только для временного обогащения смеси при пуске в ход или на подъеме, а в обычных условиях езды полностью открыт и не оказывает влияния на количество и состав смеси. Жиглер имеет здесь форму удлиненной трубочки.

У основания жиглера в корпусе смесительной камеры просверлено несколько небольших дырочек (не показанных на чертеже), через которые мимо жиглера засасывается некоторое постоянное количество воздуха для распыления бензина, вытекающего из жиглера. Для увеличения скорости протекания этого воздуха кончик жиглера окружен воронкообразным диффузором. Над диффузором расположена мелкая сетка, также предназначенная для распыления бензина.

Главный поток воздуха поступает через широкое отверстие, расположенное против всасывающей трубы и прикрытое колпачком с 10, 11 или 12 дырками. Подбирая размер жиглера при постановке карбюратора на двигатель, подбирают также и колпачок с тем или иным числом дырок.

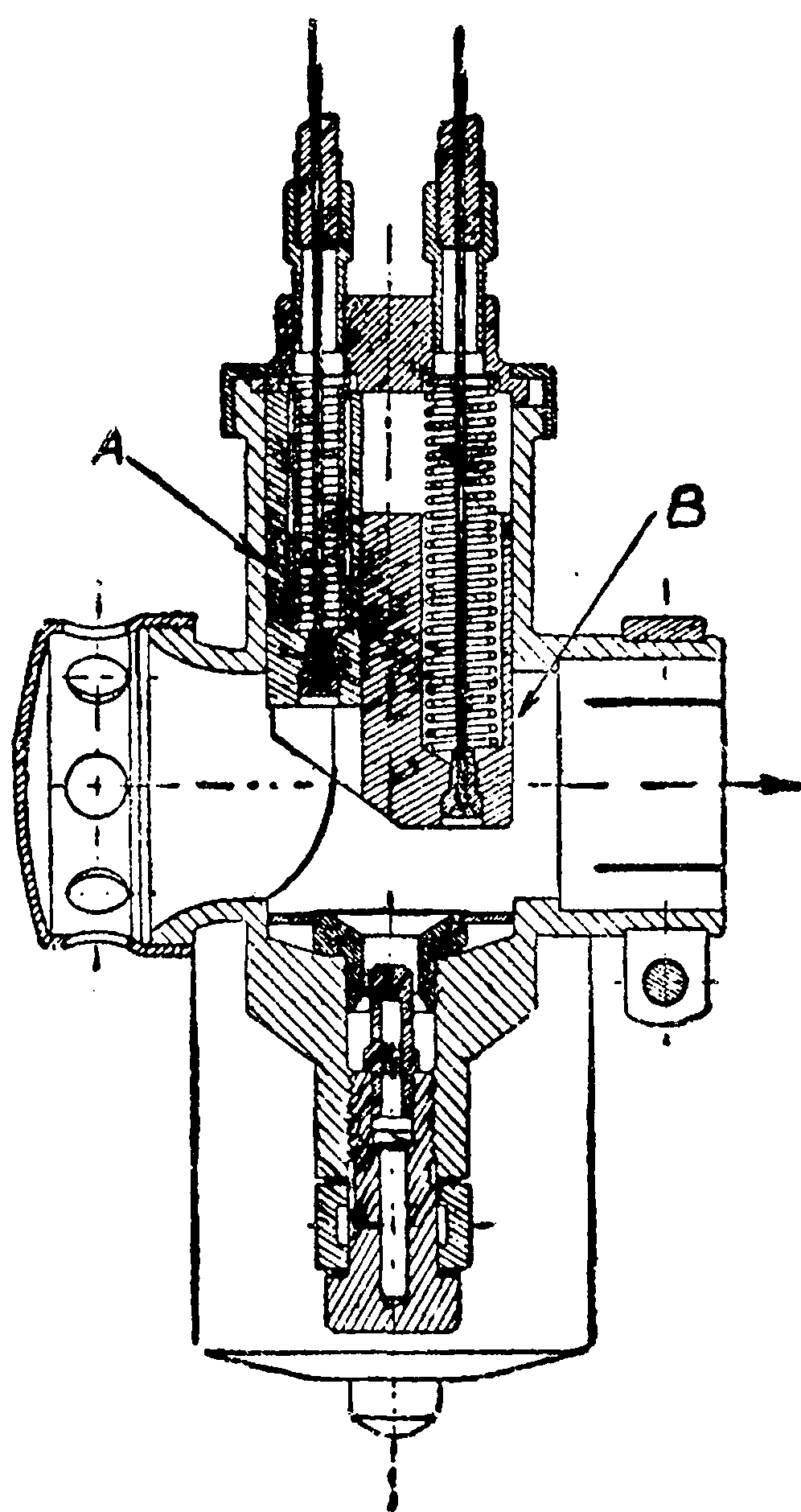
В остальном оба описанные карбюратора совершенно подобны.

Наконец, еще одним примером того же типа может служить карбюратор „Сенспрей“, изображенный на фиг. 81.

По внешним своим формам он значительно отличается от обоих предыдущих, но действие его основано на тех же принципах.

Жиглер этого карбюратора представляет собою длинную трубку 1, кончик которой помещен внутри конусообразного диффузора 2.

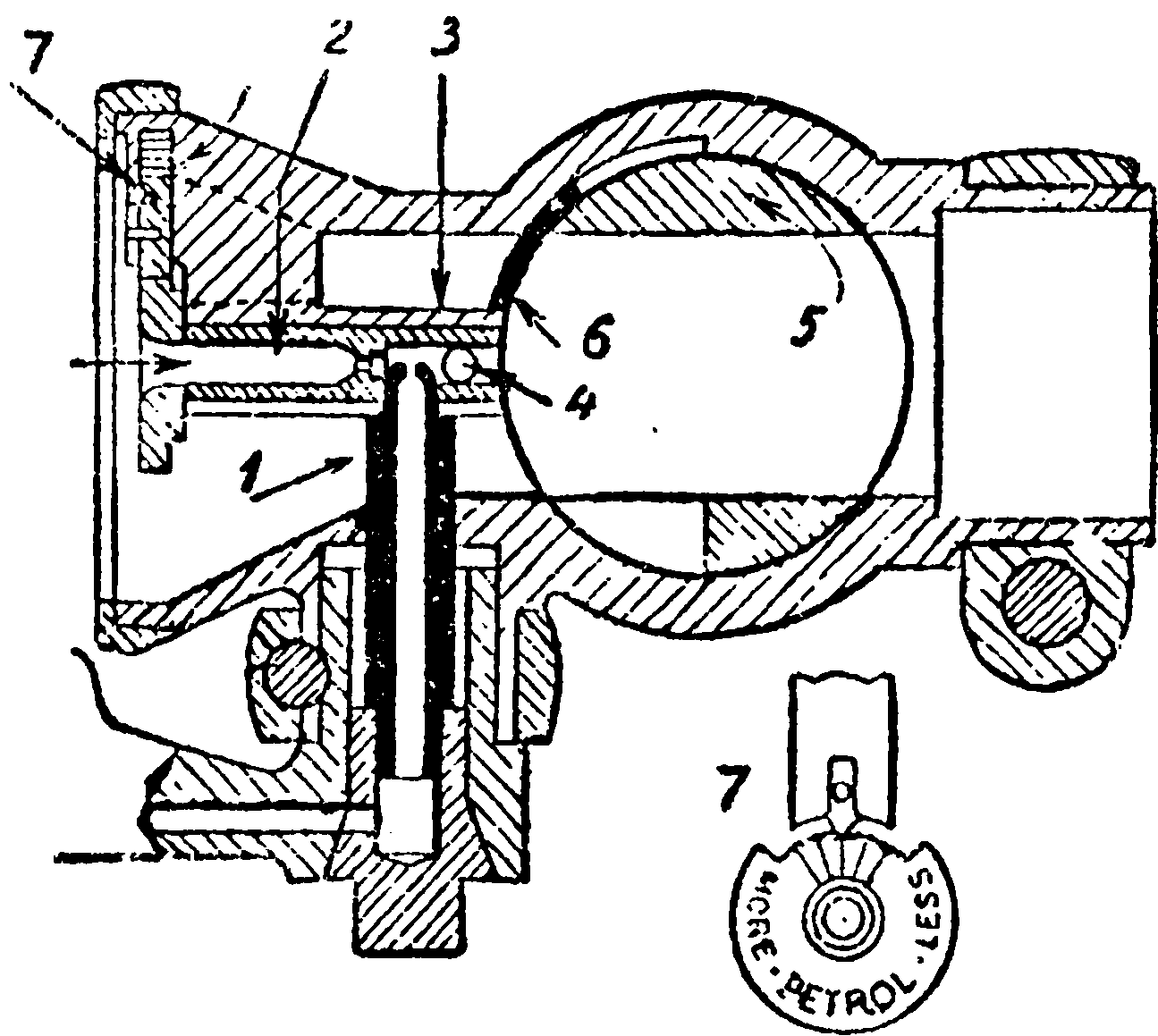
Последний расположен горизонтально, в центре окру-



Фиг. 80. Карбюратор В. & В (№ 122-1, 1928 г.).

жающей его широкой воронки, по которой проходит главный поток воздуха.

Благодаря такому устройству получается чрезвычайно энергичное распыление бензина при любом уровне его в жиглере. Разрежение у конца жиглера можно регулировать следующим образом: в стенке диффузора просверлено

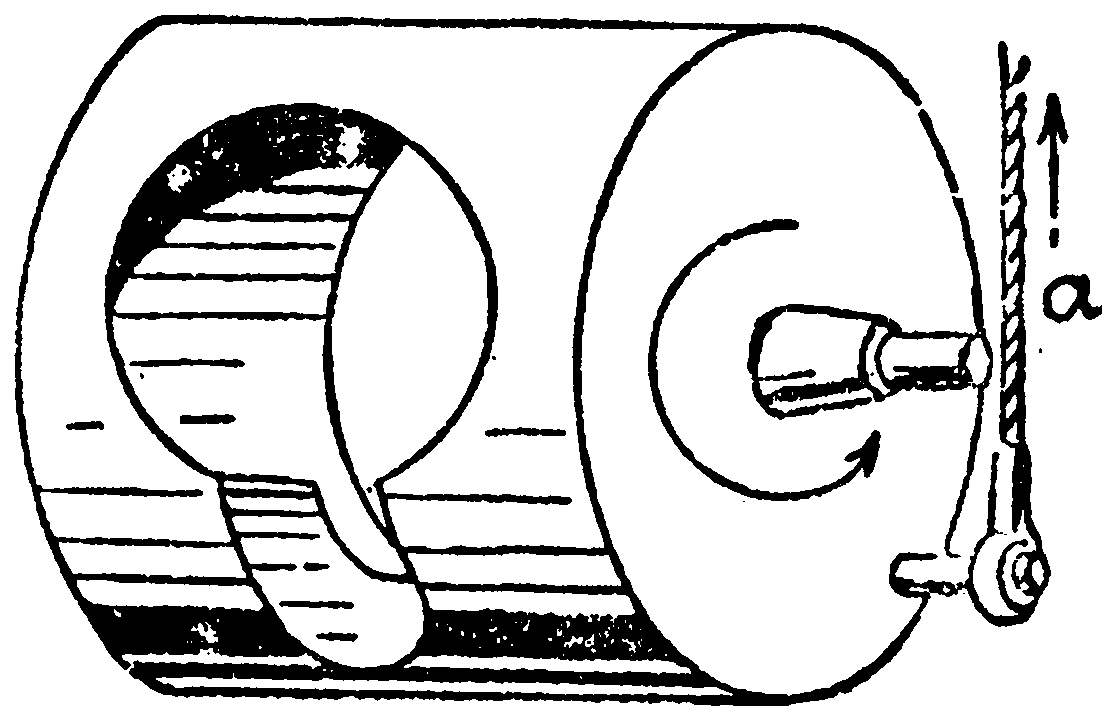


Фиг. 81. Карбюратор „Сенспрей“.

небольшое отверстие 4, совпадающее с таким же отверстием в стенке втулки—3, в которой помещается диффузор. Последний можно поворачивать, вследствие чего отверстия 4 могут в большей или в меньшей степени перекрывать друг друга. Входящий через них наружный воздух уменьшает разрежение в диффузоре, и, следовательно, жиглер будет работать более

или менее энергично в зависимости от взаимного расположения отверстий 4. Положение этих отверстий при поворачивании диффузора фиксируется указателем 7, который изображен внизу отдельно.

Смесительная камера имеет вид горизонтального цилиндра и вся заполнена телом дроссельного клапана 5, который в данном карбюраторе тоже имеет цилиндрическую форму, но не передвигается, а вращается вокруг своей оси. Он изображен отдельно на фиг. 82.



Фиг. 82.

Повертывание клапана производится в одну сторону с помощью троса *a*, а в обратную — спиральной пружиной.

На чертеже 81 представлено такое положение, когда отверстие, прорезанное в дроссель-клапане, совпадает со всасывающей трубой и одновременно с воздушной воронкой и с диффузором.

При этом положении смесь будет поступать в цилиндр.

При поворачивании клапана будут одновременно сокращаться как проход для воздуха, так и свободное сечение всасывающей трубы. Значит, и в этом карбюраторе дроссель-клапан регулирует не только количество поступающей в цилиндр смеси, но вместе с тем поддерживает и постоянство ее состава, уменьшая или увеличивая проход для воздуха.

Так же, как и в предыдущих карбюраторах, здесь имеется кроме того добавочная воздушная заслонка — 6, ею можно перекрывать верхнюю половину воронки и, таким образом, уменьшать в случае надобности количество поступающего воздуха. Она имеет вид выгнутой пластинки прилегающей к цилиндрической поверхности дросселя, и управляется особым троссом.

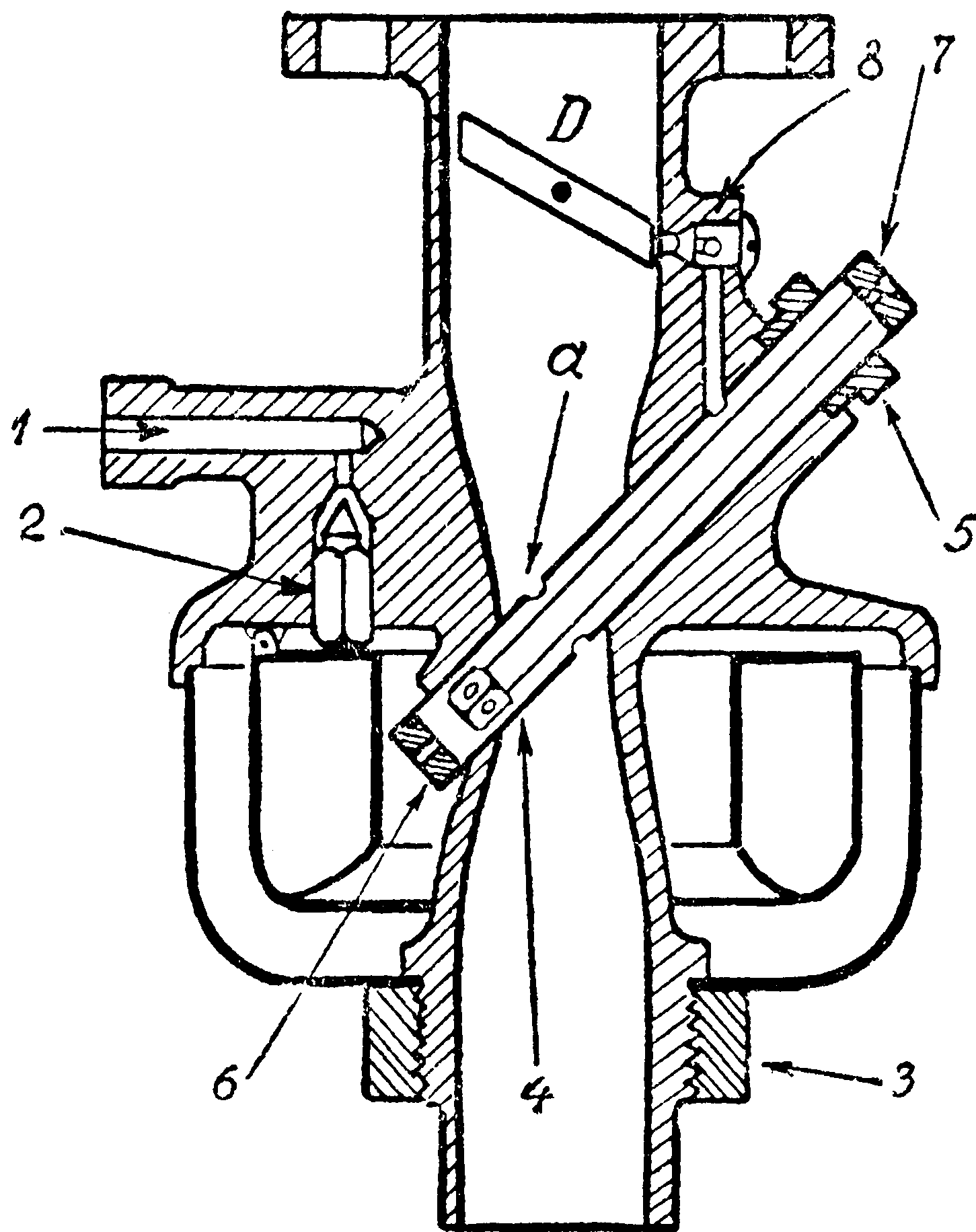
§ 35. Карбюраторы с торможением струи бензина.

В качестве примера этого типа карбюраторов опишем карбюратор Паллас, весьма распространенный на немецких машинах.

Схема его устройства представлена на фиг. 83.

Как видно из приведенной схемы, поплавковая и смесительная камеры расположены здесь концентрично, и соединение обеих камер обеспечивается одной гайкой 3. Поплавок поэтому имеет кольцеобразную форму. Обыкновенно такому расположению камер приписывают следующее преимущество: при любом наклоне машины уровень бензина по отношению к центру смесительной камеры, где расположено отверстие жиглера, остается постоянным.

Преимущество это весьма сомнительное, так как при том разрезении, которое образуется возле отверстия жиг-



Фиг. 83. Карбюратор „Паллас“.

лера у современных карбюраторов, изменение уровня бензина на несколько долей миллиметра не имеет никакого значения. Единственная выгода подобного расположения заключается в том, что карбюратор приобретает при этом очень небольшие размеры и компактную форму, но зато доступ к поплавку здесь более затруднителен, чем при боковой камере, просто закрывающейся крышкой.

Бензин поступает в поплавковую камеру через трубку 1, запираемую игольчатым клапаном 2, который опирается на поплавок. Через обе камеры пропущены наискось две, расположенные одна в другой, трубки 4. Они закрепляются гайкой 5, по удалении которой легко вынимаются кверху.

Конец наружной трубки, который погружен в бензин, находящийся в поплавковой камере, снабжен жиглером 6, представляющим собой просто медную пробку с маленьким калиброванным отверстием. Со смесительной камерой трубка сообщается через два отверстия *a*, расположенные немного выше уровня бензина. Мимо этих отверстий проходит главный поток воздуха, засасываемый снизу.

Внутренняя трубка верхним своим концом сообщается с наружным воздухом через вставленное через нее воздушное сопло 7, отверстие которого подбирается в соответствии с размерами жиглера 6. В нижнем конце этой трубки просверлено несколько отверстий.

При бездействующем двигателе бензин в поплавковой камере и в обеих трубках устанавливается на одном уровне и, следовательно, нижняя часть трубок заполнена бензином. Таким образом, воздух, чтобы попасть через сопло 7 в смесительную камеру должен пройти через слой бензина, образуя в нем пузырьки.

Дроссельный клапан *D* имеет здесь форму круглой заслонки, вращающейся на оси. В положении, изображенном на схеме, дроссельный клапан закрыт. Немного выше его, в стенке карбюратора, просверлен канал 8, сообщаемый с наружной трубкой 4. Сечение канала регулируется винтом 8, который также просверлен. Это — так называемый „пусковой жиглер“, работающий только при пуске в ход и на малых оборотах двигателя.

Таково в общих чертах устройство карбюратора. Рассмотрим теперь его действие.

Положим, что дроссельный клапан закрыт, как это имеет место при пуске мотора в ход. При всасывающем ходе поршня в трубопроводе выше дроссельного клапана образуется разреженное пространство. Заполнение его, при закрытом дросселе, может произойти только одним путем — через канал 8 и отверстия *a*. Протекающий здесь с большой скоростью воздух увлекает за собою частицы бензина, находящегося в трубе 4, и достаточно богатая смесь поступает через пусковой жиглер в цилиндр двигателя.

При открытии дроссельного клапана, главный поток воздуха устремляется мимо него по пути наименьшего сопротивления, и пусковой жиглер 8 сам собою перестает действовать. Через отверстие *a*, через которое раньше поступал воздух, направляясь в канал 8, теперь будет разбрызгиваться бензин, поступающий через жиглер 6 в наружную трубку 4. При возрастании числа оборотов мотора уровень бензина в ней понижается, и трубка все более и более опорожняется. Поэтому, через сопло 7 по внутренней трубке начинает поступать воздух, который сначала должен пробиваться пузырьками через слой бензина, а затем, когда наружная трубка опорожнится, — может проходить через нижние отверстия беспрепятственно.

Воздух этот нельзя считать „дополнительным“ в том смысле, как это понималось в предыдущем параграфе: количество его слишком ничтожно по сравнению с главным воздушным потоком, протекающим через камеру смешения, и повлиять на состав смеси это количество не может.

Назначение этого воздуха иное: он уменьшает разрежение, образующееся в трубке 4 при повышении числа оборотов и, таким образом, тормозит действие жиглера 6, который иначе действовал бы более энергично.

Таким образом, в карбюраторе „Паллас“ ни сечение воздушного отверстия, ни отверстие жиглера не изменяются, и регулирование состава смеси при разных числах оборотов двигателя достигается исключительно торможением струи бензина с помощью воздуха, поступающего через сопло 7.

По такому же принципу работают известные карбюраторы „Зенит“, а также ряд немецких карбюраторов, пред-

ставляющих собою лишь некоторое видоизменение „Палласа“ (например, карбюраторы „Шлее“ и „Гретцин“).

Кроме описанного типа карбюратора, завод „Паллас“, специально для мотоциклов, выпускает еще и другую модель, в которой всасывающая труба расположена горизонтально, а трубки Δ вставлены сквозь нее вертикально. Суть дела от этого, конечно, не меняется.

Другой способ воздействия на струю бензина состоит в применении нескольких жиглеров, работающих попеременно при разных числах оборотов: на малых оборотах — один, на средних — другой, на больших — третий. Здесь мы имеем как бы несколько отдельных карбюраторов, соединенных в одно целое.

По такому принципу работает, например, карбюратор „Бинкс“, рассматриваемый в следующем параграфе (стр. 157 — 158). Мы относим его к карбюраторам со смешанной регулировкой, так как кроме воздействия на струю бензина, в нем применяется одновременно и первый принцип, т. е. изменение сечения воздушного отверстия.

§ 36. Карбюраторы со смешанной регулировкой.

Рассмотрим, наконец, последнюю группу карбюраторов, в которых постоянство состава смеси поддерживается одновременным воздействием и на воздух и на струю бензина. В карбюраторах этого типа, следовательно, может быть изменяемо не только воздушное отверстие, но и сечение жиглера. С возрастанием оборотов двигателя и то и другое обыкновенно увеличивается, но с таким расчетом, чтобы относительное содержание воздуха и бензина оставалось неизменным, а возрастали бы только абсолютные количества их.

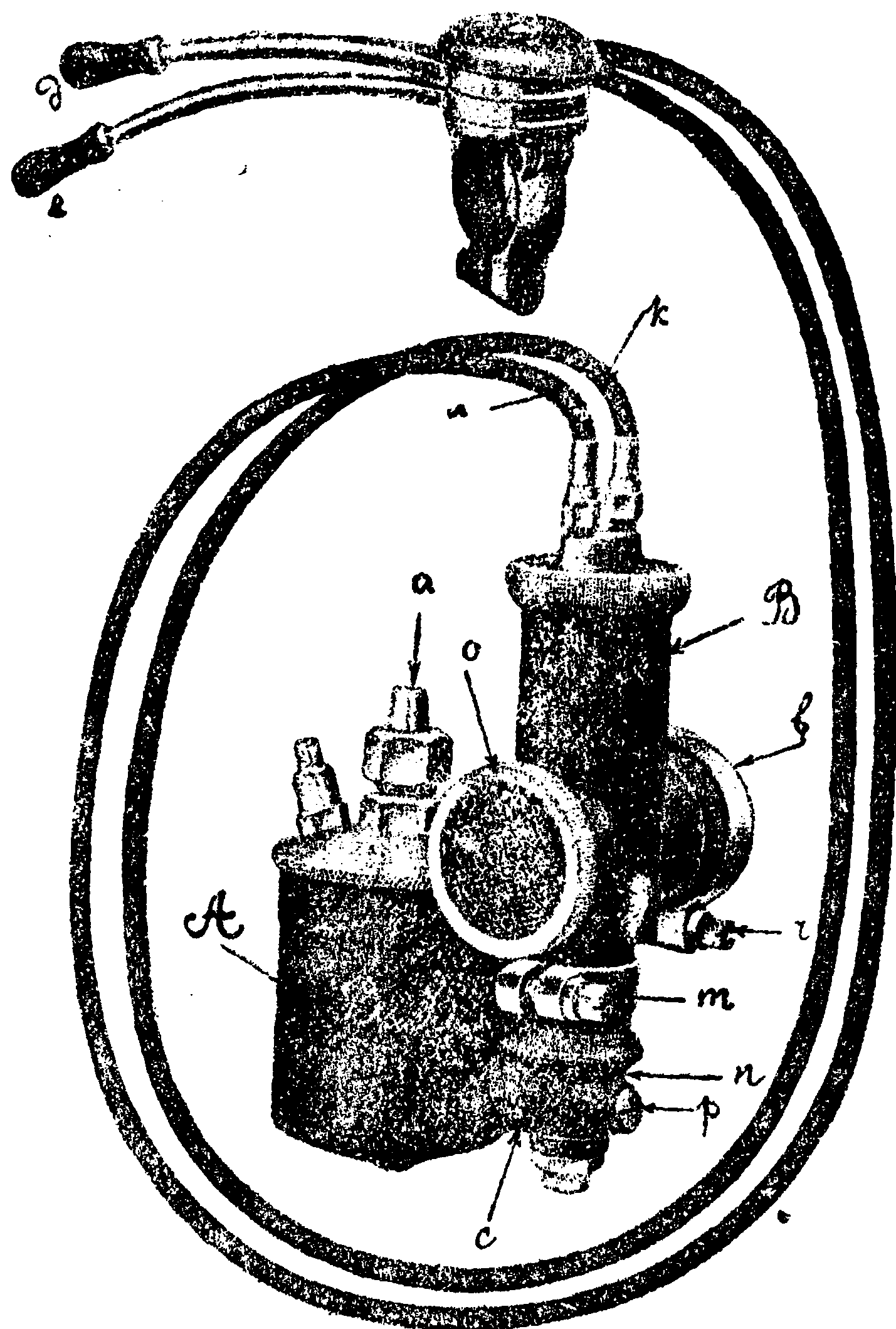
Типичным представителем этой группы является карбюратор „Браун и Барлоу“ (Brown et Barlow), внешний вид которого представлен на фигуре 84.

Бензин из бака поступает через отверстие a в поплавковую камеру A , отсюда по трубке c он поступает в жиглер и всасывается через него в смесительную камеру B . Основной воздух поступает через ряд дырочек n , а дополнительный через отверстие o , прикрытое металлической се-

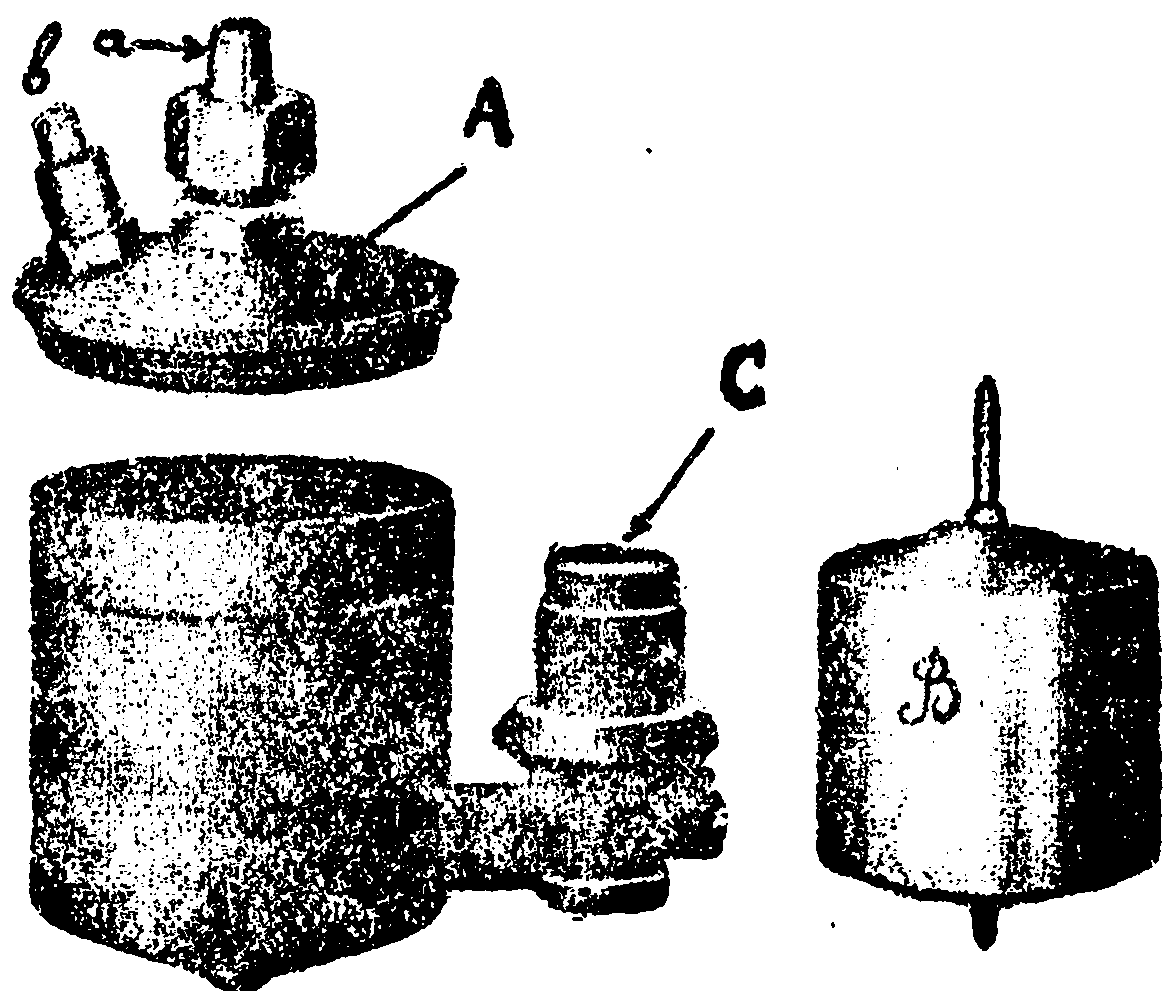
точкой или колпаком для защиты от пыли. Готовая смесь всасывается в цилиндр через отверстие *в*, соединяемое с впускной трубой цилиндра. Дроссельный и воздушный золотники управляются при помощи длинных стальных тросов *ж* и *л*, заключенных в гибкие оболочки (троссы Бодэна).

Концы их проведены к рулю и прикреплены к рычажкам *д* и *е*, при помощи которых мотоциклист управляет карбюрацией, т. е. открывает дроссельный и воздушный золотники. Верхний короткий рычаг обслуживает воздушный золотник, а нижний — дроссельный.

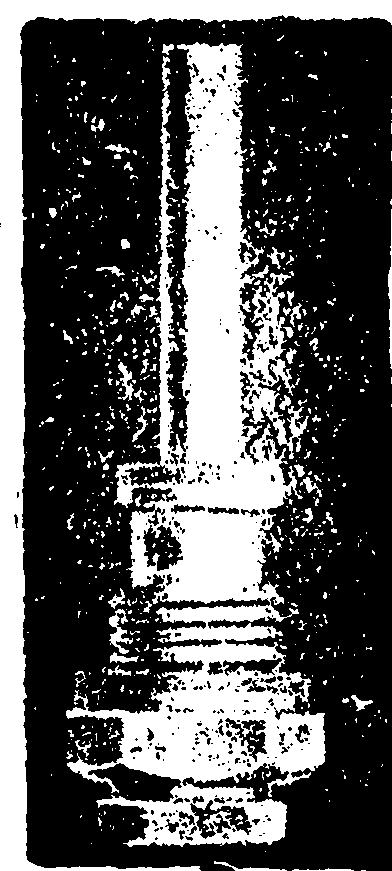
Подобным же образом управляются клапаны и других карбюраторов.



Фиг. 84. Карбюратор В. & В. с переменным жиглером.



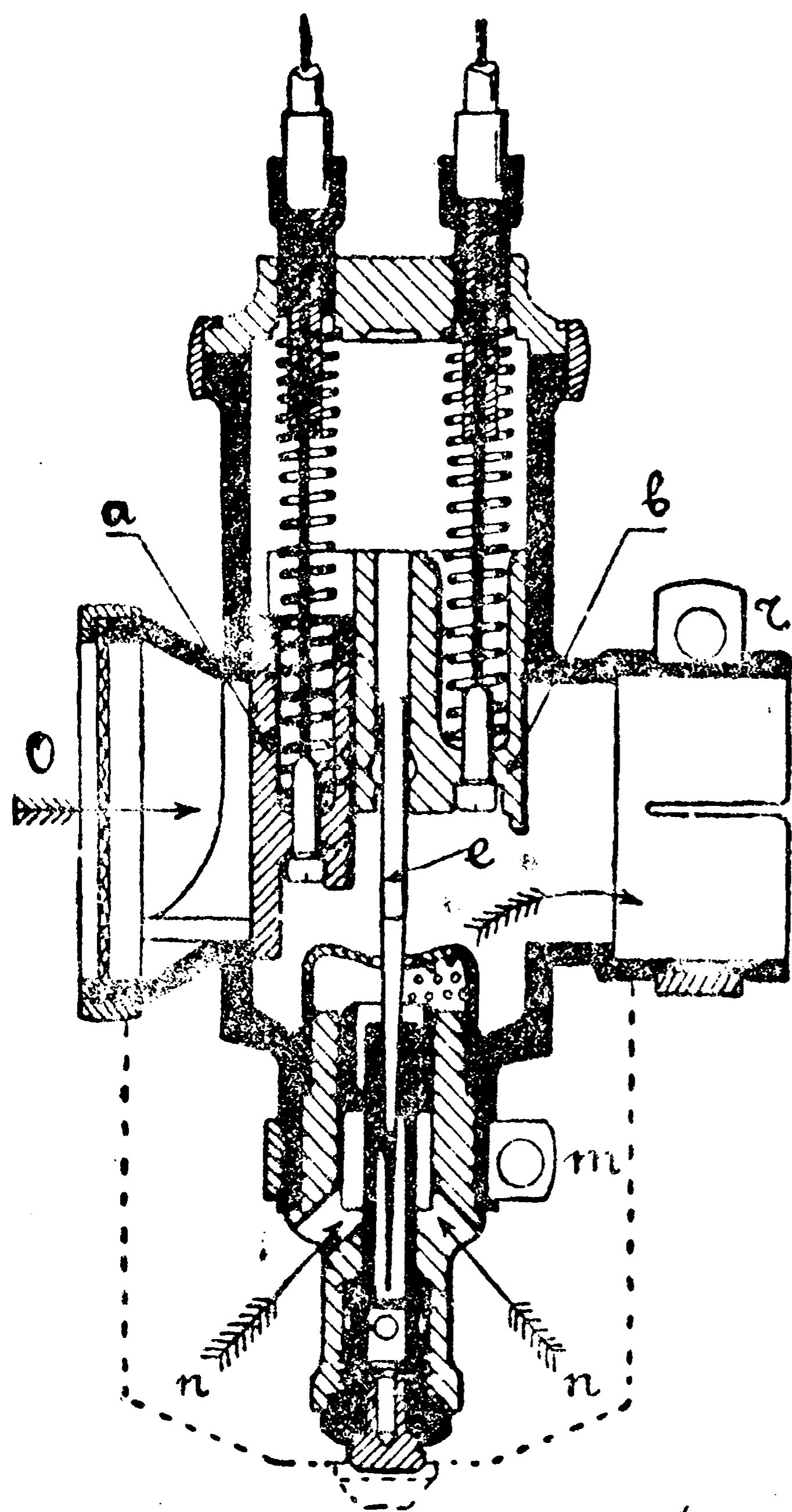
Фиг. 85. Поплавковая камера и поплавок.



Фиг. 86. Жиглер.

Поплавковая камера изображена отдельно на фиг. 85. Она снабжена крышкой *A*, в которой проделано отверстие *a* для подачи бензина. Кроме того, в крышке устроена

пружинная кнопка *в*, нажимая на которую можно потопить поплавок *и*, таким образом, наполнить камеру бензином выше нормального уровня. В этом иногда встречается необходимость, например, при пуске двигателя в ход для получения достаточно богатой смеси. Внутри камеры находится латунный поплавок *В*, поддерживающий иглу для запирания



Фиг. 87. Разрез карбюратора В. & В.

бензина. Жиглер, изображенный отдельно на фиг. 86, помещается в *С*. Он представляет собою трубочку с шестигранной головкой; последняя служит для ввертывания жиглера в корпус карбюратора. Когда жиглер поставлен на место, отверстие его сообщается с каналом *с*, по которому протекает бензин из поплавковой камеры. В случае засорения этого канала его можно прочистить, удалив предварительно пробку *р* (фиг. 84).

О внутреннем устройстве смесительной камеры дает понятие фиг. 87.

Расположение и устройства дроссельного и воздушного золотников *а* и *б* здесь таково же, как и в рассмотренной выше модели, представленной на фиг. 80. Таким же образом расположено здесь и воздушное отверстие *О*, против всасывающей трубы, следовательно, дроссельный клапан регулирует одновременно и количество поступающей в цилиндр смеси и количество воздуха.

Существенным отличием рассматриваемого типа карбюраторов является наличие у них конической иглы, которая верхним своим концом закреплена в корпусе дроссель-кла-

пана, а нижним — входит в канал жиглера. Сечение последнего не остается, таким образом, постоянным, а изменяется при подъеме и опускании дросселя. При его подъеме отверстие жиглера увеличивается, при опускании уменьшается.

Таким образом, при открытии дроссельного золотника происходят одновременно два явления: увеличивается доступ дополнительного воздуха и расширяется сечение жиглера. (Последнее изменяется, впрочем, в очень ничтожных пределах, выражаемых сотыми долями миллиметра, так как конус иглы при ее большой длине имеет очень незначительное сужение.)

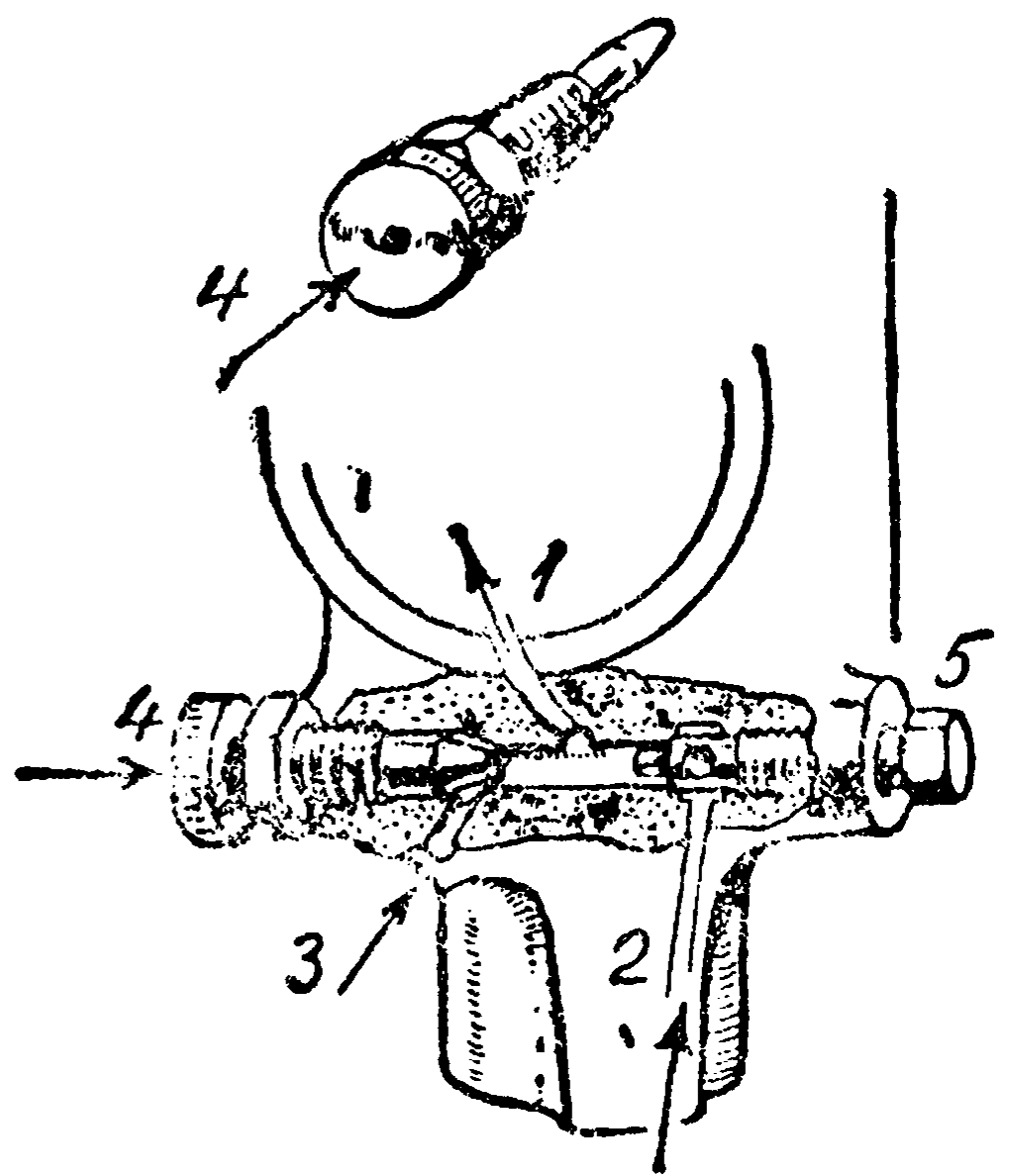
Следовательно, состав смеси в этом карбюраторе поддерживается воздействием не только на дополнительный воздух, но и на струю бензина.

Канал жиглера при этой системе может быть, конечно, гораздо шире, чем при отсутствии иглы. Поэтому, жиглер такого типа не может засориться, тем более что он постоянно прочищается иглой.

Другое преимущество переменного сечения жиглера заключается в том, что карбюратор легко регулируется для любых условий работы двигателя, так как иглу можно переставлять в корпусе дросселя. Таким образом, например, для получения наиболее экономной работы двигателя иглу слегка опускают вниз, уменьшая этим сечение жиглера; для получения же максимальной мощности, которая требует большего расхода топлива, иглу немного приподнимают.

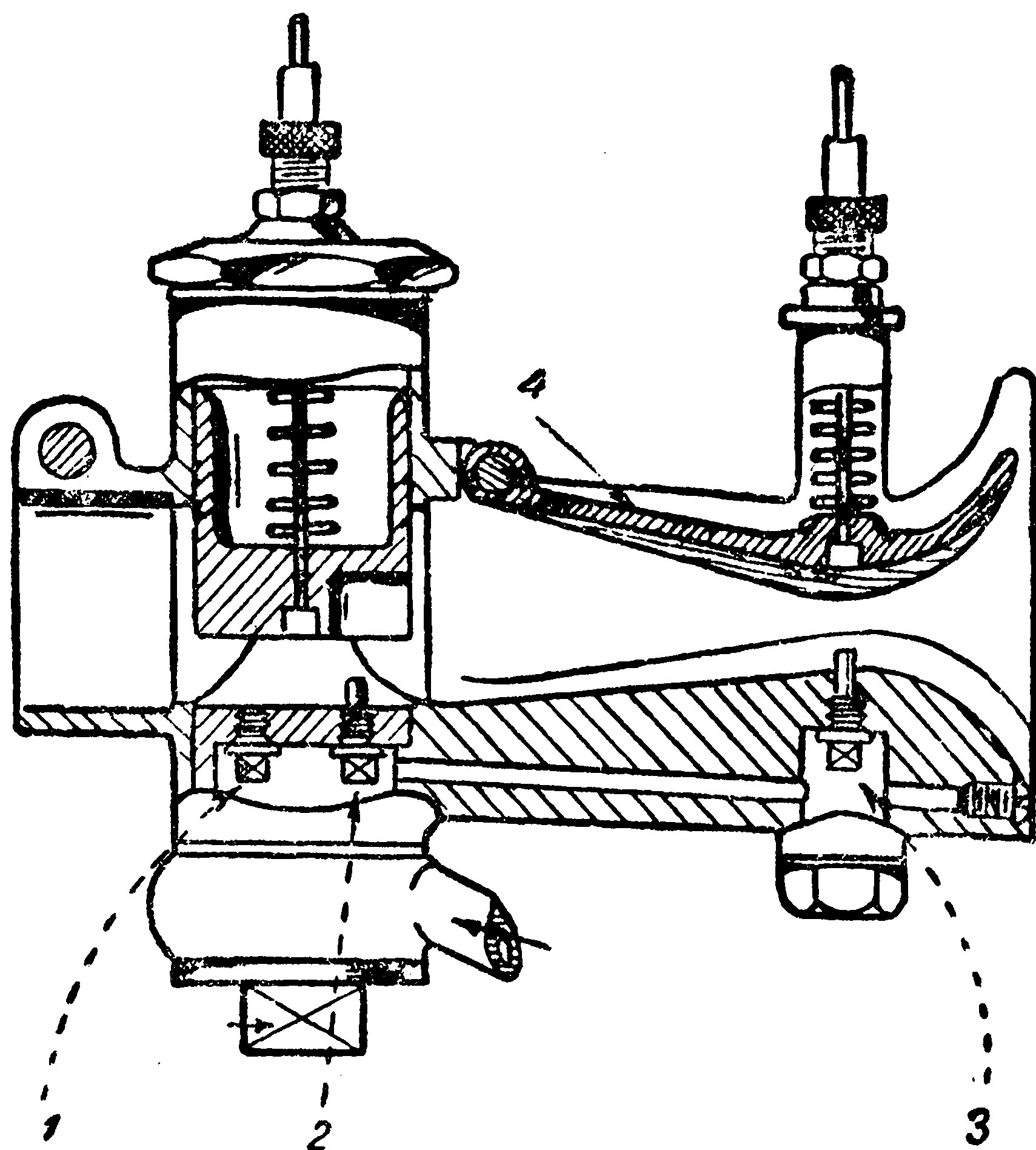
Для облегчения пуска в ход и работы на малых оборотах, некоторые типы карбюраторов *V. & V.* снабжаются пусковыми жиглерами. Устройство такого жиглера, применяемого в карбюраторах последних выпусков, показано на фиг. 88.

Во всасывающей трубе, позади дроссельного клапана, просверлен канал 1, к которому подведены с одной сто-



Фиг. 88. Пусковой жиглер.

Над жиглером 2, в дроссельном клапане сделан вырез, в котором и помещается кончик жиглера при закрытом или слегка приоткрытом дросселе. Если дроссель приподнят лишь на 2-3 мм, то между ним и жиглером 1 образуется узкая щель, через которую всасываемый воздух проходит с большой скоростью. Это вызывает интенсивную работу жиглера 1, который подает достаточное количество бензина для пуска в ход и работы двигателя на малых обо-



Фиг. 95. Карбюратор „Бинкс“.

ротах. Два других жиглера при этом бездействуют, так как скорость воздуха возле них незначительна. При дальнейшем подъеме дросселя достаточно сильное воздушное течение образуется возле жиглера 2, который и вступает в работу. Одновременно действие первого жиглера ослабевает. Второй жиглер, совместно с первым, обслуживает средние обороты двигателя. Наконец, при подъеме дросселя приблизительно до половины его хода скорость воздуха достигает достаточной величины и в начале воздушной трубы, возле жиглера 3; с этого момента он присоединяется к двум первым, работа которых одновременно ослабевает. Над жиглером 3 расположена опускающаяся

при помощи троса заслонка, с помощью которой можно уменьшать или увеличивать сечение воздушного канала возле жиглера, регулировать таким образом скорость воздушного потока и, следовательно, вызывать более или менее энергичную работу жиглера.

§ 37. Воздухоочистители.

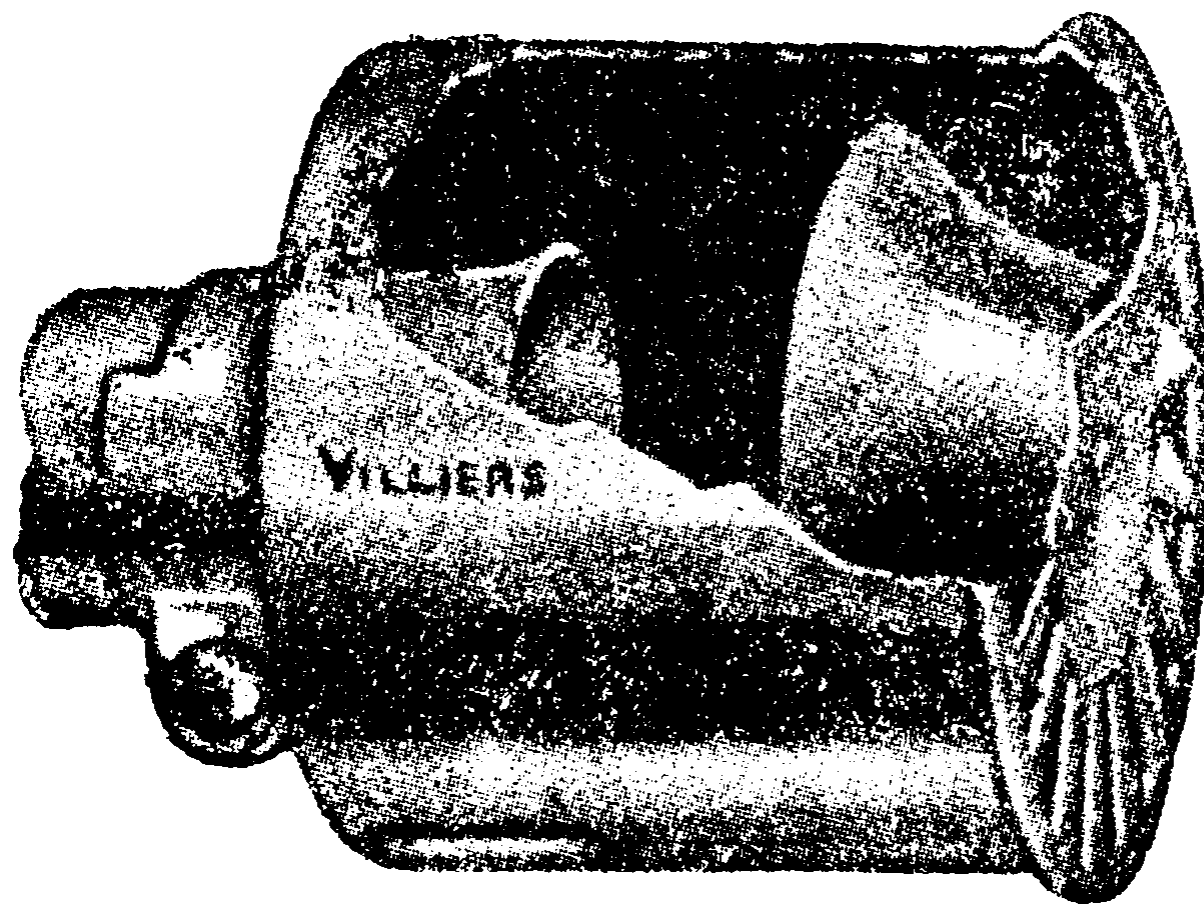
Вместе с воздухом, через всасывающую трубу карбюратора засасывается, конечно, и пыль, которая, попадая в цилиндр, способствует в чрезвычайной мере износу поршневых колец и стенок цилиндра. Для защиты от пыли отверстие всасывающей трубы карбюратора обыкновенно закрывается колпаком с дырками или густой проволочной сеткой. Мера эта однако, далеко не достаточна, так как большая часть пыли все же проникает через такую сетку.

За последние годы, повидимому, под влиянием тракторной техники, на мотоциклах стали применять специальные воздухоочистители.

На тракторах, применяемых во время пахоты в чрезвычайно пыльных условиях работы, были испробованы всевозможные типы воздухоочистителей: засасываемый в карбюратор воздух пропускается там, например, через резервуар с водой или через металлические стружки, пропитанные маслом. Для мотоциклов такие сложные и громоздкие устройства, конечно, не пригодны.

Здесь довольствуются менее совершенными, но более простыми средствами.

Один из наиболее распространенных типов мотоциклетных воздухоочистителей изображен на фиг. 96.



Фиг. 96. Воздухоочиститель.

Он надевается на всасывающую трубу карбюратора и действует как вентилятор с неподвижными лопатками. Проходя мимо лопаток вентилятора, воздух приобретает вихревое, спиральное движение, и твердые частицы пыли отбрасываются центробежной силой к наружным стенкам коробки,

а затем высыпаются через отверстие, прорезанное в нижней ее части.

Завод АМАС выпускает другой тип воздухоочистителей, основанный на фильтровании воздуха через тонкую шелковую ткань.

Внутри жестяной цилиндрической коробки вставлен цилиндрический же шелковый патрон, надетый поверх спиральной пружины большого диаметра, которая служит для него каркасом. Вибрациями пружины пыль, оседающая на поверхности шелковой ткани, стряхивается с нее, чем устраняется быстрое загрязнение фильтра.

Фирма утверждает, что воздухоочиститель такого устройства улавливает свыше 99% пыли.

§ 38. Рычажки и тяги для управления карбюрацией.

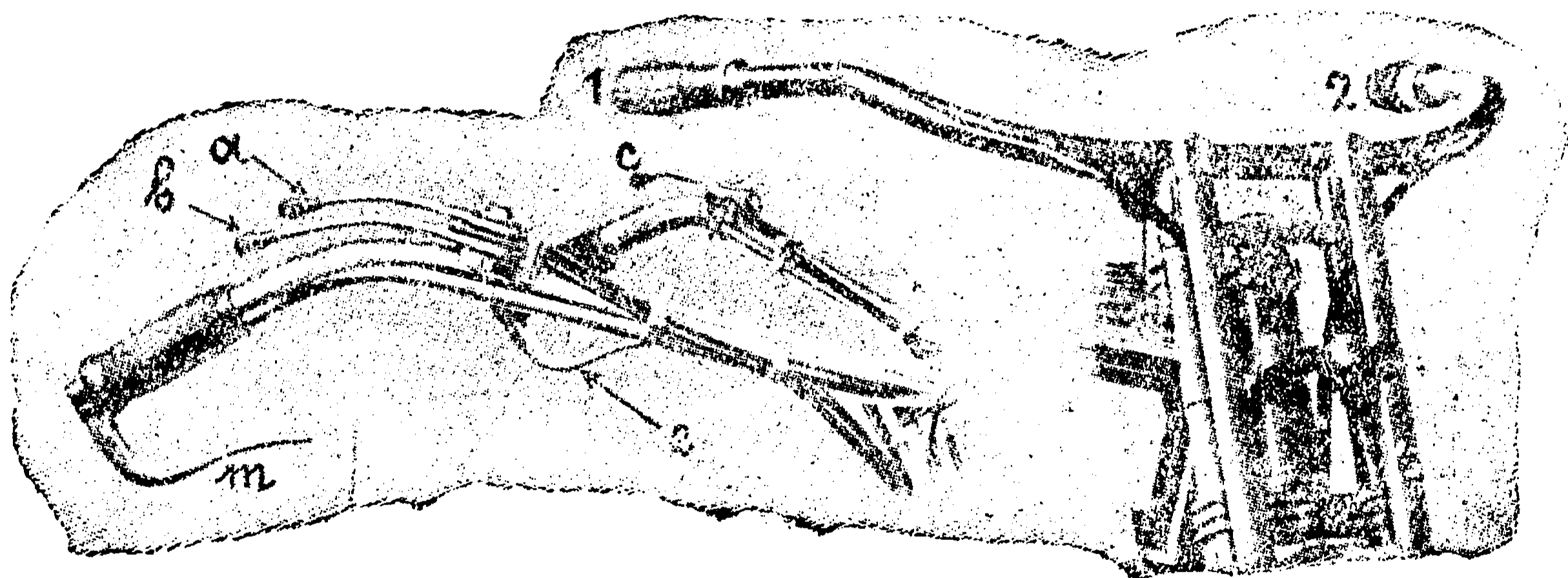
Управление карбюрацией, как мы видели выше, производится путем открытия или закрытия дроссельного, а иногда и воздушного клапанов карбюратора. По мере открытия дроссельного клапана, в цилиндр поступает больше рабочей смеси, и число оборотов двигателя растет, что равносильно увеличению скорости движения мотоцикла.

Подъем клапанов производится обыкновенно с помощью так называемых троссов Боудена. Боуденовский тросс представляет собою стальную проволоку, заключенную в гибкую оболочку, внутри которой тросс может свободно скользить.

Концы наружной оболочки закреплены неподвижно; внутренний же тросс одним концом прикрепляется к той части механизма, которую надо привести в движение, например, к дроссельному клапану, а другим — к какому-либо рычажку, с помощью которого тросс может быть натянут. Наружной оболочке можно придать любой изгиб. При натягивании внутреннего тросса он скользит внутри оболочки, следуя всем ее изгибам. Такого рода гибкие троссы вместе с рычажками хорошо видны на фиг. 84.

Рычажки, поворотом которых производится натягивание тросса и подъем клапанов карбюратора, помещаются, как правило, на правой ручке руля (см. фиг. 97).

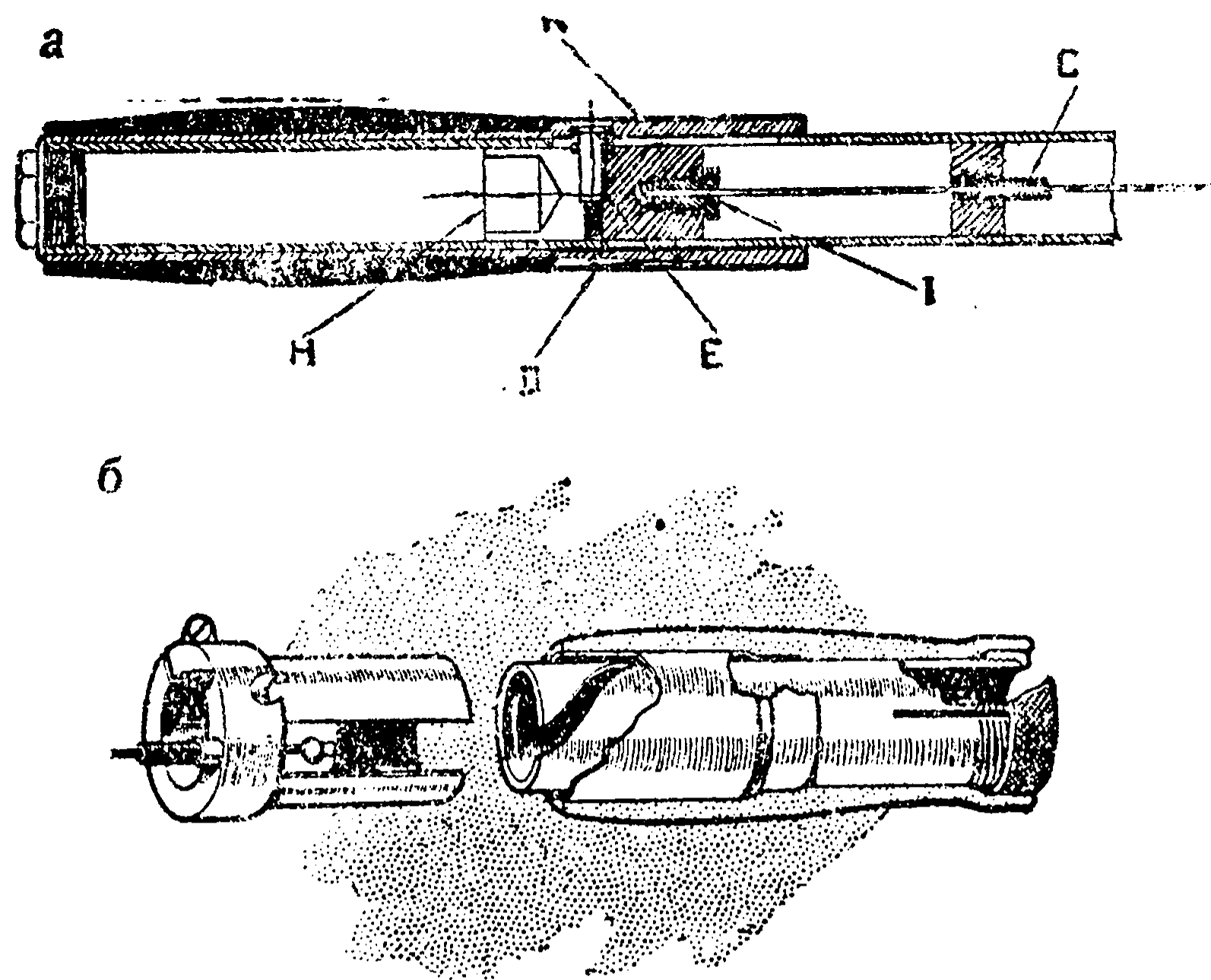
Верхний, более короткий рычаг *a* обслуживает воздушный клапан, нижний *b* — дроссельный клапан. Рычажки удерживаются силой трения в том положении, которое им придано, и, таким образом, фиксируют определенное положение клапанов карбюратора. Поэтому их и называют у нас „фиксаторами“.



Фиг. 97. Расположение фиксаторов.

Кроме фиксаторов рычажного типа для той же цели применяются вращающиеся рукоятки руля, как показано на той же фиг. 97 справа. Принцип действия их поясняется фиг. 98 *a* и *б*.

Конец троса прикреплен к ползуну *l*, который удерживается штифтом *Е*. В трубке руля сделана спиральная прорезь, в которой помещается головка штифта *Е*. При поворачивании рукоятки *К*, головка штифта скользит по спиральной прорези и принуждает ползун перемещаться вдоль трубки. Таким образом, трос натягивается или ослабляется. Возможны и другие варианты того же принципа. Один из них представлен на той же фиг. 98, внизу.



Фиг. 98 *a* и *б*. Вращающаяся рукоятка.

§ 39. Регулировка карбюраторов.

Практические приемы регулировки того или другого карбюратора даются обыкновенно в фабричных наставлениях в форме кратких и не мотивированных указаний: „винт такой-то повернуть на два оборота“, „гайку или головку такую-то отвернуть на пол-оборота“, и т. п.

Не отрицая пользы таких указаний, надо заметить, что они могут дать положительные результаты только при наличии трех условий: 1) если мотоциклист вполне ознакомлен с устройством карбюратора и назначением каждой его части, 2) если он ясно представляет себе основные принципы карбюрации и 3) если он знает, чего он хочет от карбюратора, т. е. с какой целью предпринимаются те или другие манипуляции.

Предполагая, что первые два пункта уже выяснены выше, остановимся теперь на последнем, третьем условии.

Каким требованиям должен удовлетворять хорошо отрегулированный карбюратор? Этих требований несколько:

1) двигатель должен легко запускаться и спокойно работать без нагрузки (на „холостом ходу“) с малым числом оборотов при закрытом или не вполне закрытом дросселе;

2) двигатель должен хорошо „забирать“ под нагрузкой (при езде), т. е. при открытии дросселя немедленно прибавлять число оборотов и ускорять движение машины, без хлопков и выстрелов в карбюратор или глушитель;

3) расход топлива должен быть возможно меньше.

Посмотрим, что может быть сделано для получения этих результатов.

Для облегчения пуска в ход и работы на малых оборотах современные карбюраторы в большинстве случаев снабжаются пусковыми приспособлениями, устроенными, например, так, как показано на фиг. 88.

Достаточно ознакомиться с их устройством, чтобы понять, каким образом надо ими действовать. Практический прием заключается обычно в следующем: винт 4, регулирующий воздух, завинчивают до конца, т. е. уменьшают доступ воздуха до минимума; двигатель запускают при открытом дросселе, затем постепенно прикрывают дроссельный клапан до тех пор, пока двигатель начнет давать перебои; тогда медленно отвинчивают винт 4, пока работа двигателя не сделается устойчивой; далее, снова прикрывают насколько возможно дроссель и снова отвинчивают винт 4 и т. д.

Таким образом продолжают до тех пор, пока не получится желаемое число оборотов.

Если пускового жиглера нет, то малые обороты достигаются только прикрытием воздушного и дроссельного клапана. При этом можно укоротить длину троса настолько, чтобы дроссель никогда не закрывался вполне, а всегда оставлял небольшую щель для прохода некоторого количества смеси.

Для этой же цели служит ограничитель 5 на фиг. 92 или вырез в дроссельной заслонке на фиг. 90. Величина последнего регулируется винтом 7, который затем закрепляется стопорным винтиком 8.

Надо заметить, что на бедной смеси двигатель вообще трудно запускается, поэтому затрудненный пуск в ход и отказ двигателя работать на малых оборотах могут быть вызваны и такими причинами, которые не имеют отношения к карбюратору, например, если в цилиндр попадает посторонний воздух через какие-либо неплотности. Понятно, надо иметь уверенность, что такие причины отсутствуют, иначе всякая регулировка карбюратора будет бесполезна.

Второе требование из указанных выше равносильно тому, что карбюратор должен давать нормальный состав смеси при любом режиме работы двигателя. Это достигается правильным выбором размеров жиглера. Малый жиглер на средних и больших оборотах под нагрузкой будет давать бедную смесь; слишком большой жиглер — богатую смесь. Отсюда следует, что прежде всего надо уметь различать признаки бедной и богатой смеси.

Бедная смесь, как мы знаем, сгорает сравнительно медленно; сгорание не успевает закончиться к концу рабочего хода, а продолжается и во время выпуска; но в конце выпуска открывается всасывающий клапан и в цилиндр начинает поступать свежая смесь; последняя поджигается отходящими газами, и вспышка распространяется по всасывающей трубе до карбюратора. Внешне это выражается хлопками или „выстрелами“ в карбюраторе. Это наиболее характерный признак бедной смеси. Кроме того, в виду медленного горения смеси стенки цилиндра более продолжительное время находятся в соприкосновении с горящими газами, что вызывает перегревание цилиндра.

Богатая смесь не сгорает полностью в цилиндре и выбрасывается в глушитель. Там она нередко воспламеняется горячими стенками выпускной трубы и глушителя, вследствие чего получаются „выстрелы“ в глушителе. Кроме того, богатая смесь характеризуется темным цветом отходящих газов, которые нормально бесцветны или имеют слегка голубоватый оттенок. Вывинченные из цилиндра свечи оказываются мокрыми, с черным налетом. Расход горючего ненормально велик. В сравнительно короткое время камера сгорания и днище поршня покрываются нагаром, который тоже вызывает явления перегрева.

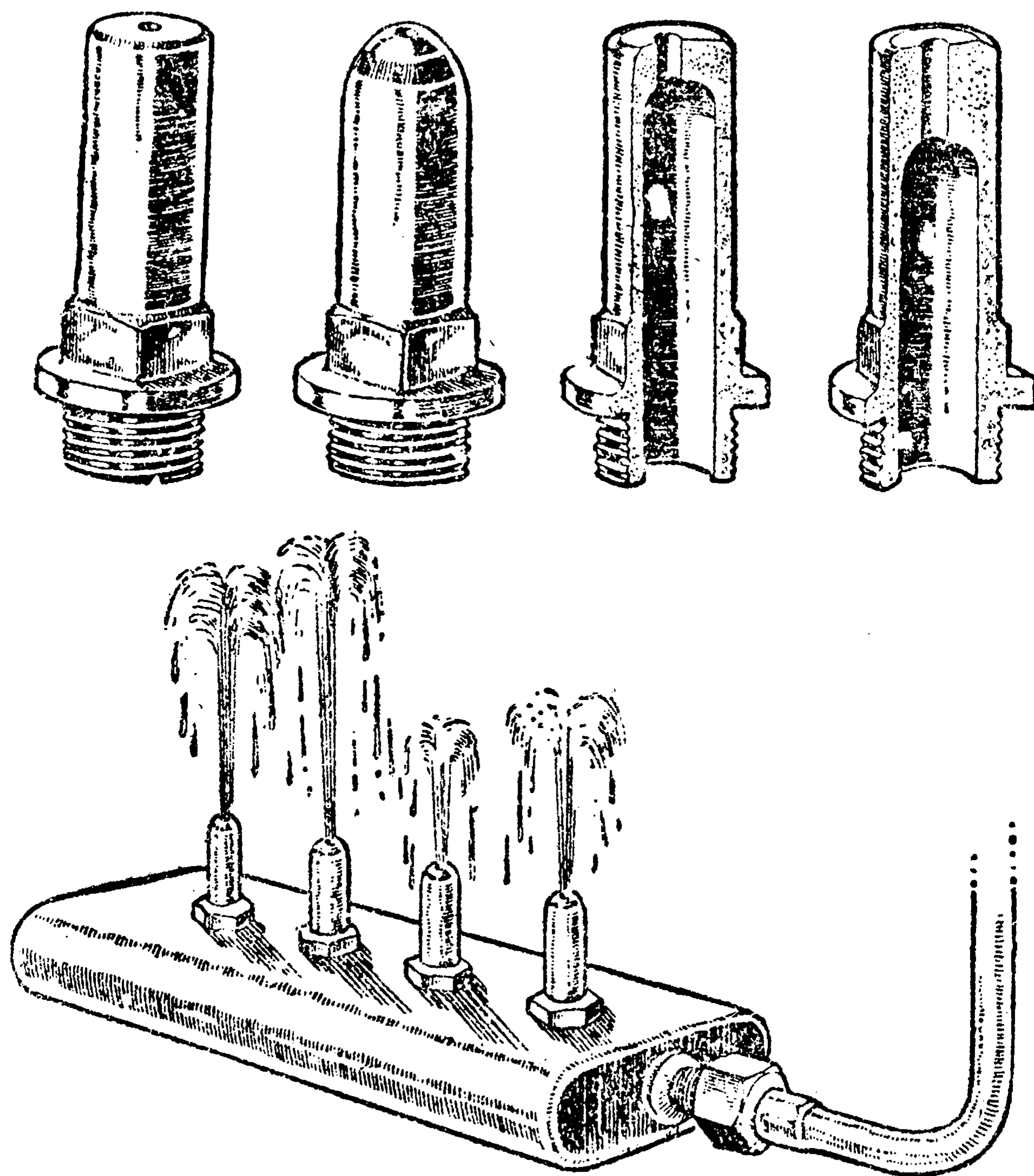
Итак, если при попытке открыть воздушный клапан или при широком открытии дроссельного клапана начинаются хлопки в карбюраторе, при чем машина плохо „тянет“ и быстро перегревается, — это указывает на то, что жиглер мал.

Если двигатель охотно принимает воздух, но при широком открытии дроссельного клапана начинает, как говорят, „захлебываться“, т. е. вяло прибавляет обороты, дает перебой и „стреляет“ в глушитель, это — признак того, что жиглер велик.

Все эти явления надо наблюдать непременно под нагрузкой, т. е. во время езды. Регулировать карбюратор на холостом ходу можно только для пуска в ход и на малые обороты.

Вот основные положения, которыми надо руководствоваться при регулировке карбюратора. Отсюда не трудно уже сделать и практические выводы.

Если карбюратор снабжен жиглером с постоянным сечением, которое не регулируется, то приходится менять весь жиглер, заменяя его меньшим или большим, смотря по обстоятельствам. У некоторых карбюраторов, как мы видели, воздушное отверстие закрыто колпаком с несколькими отверстиями (см. фиг. 80). Число и размеры этих отверстий сообразуются с размерами жиглера. Поэтому, меняя жиглер, приходится заменять, обыкновенно, и воздушный колпак.



Фиг. 99. Истечение бензина из жиглеров разной формы.

Это относится также к воздушному соплу 5 карбюратора „Паллас“ (фиг. 83).

Здесь необходимо коснуться вопроса о том, как в настоящее время определяются размеры жиглеров и как они обозначаются. Это необходимо, между прочим, и потому, что в наших условиях не всегда возможно иметь комплект жиглеров разных сечений, и потому нередко малый жиглер рассверливают тонкой разверткой, а большой — сначала зацаивают, а затем также рассверливают, производя эти операции, так сказать, „на глаз“.

В прежнее время полагали, что действие жиглера вполне характе-

ризуется диаметром его отверстия. Поэтому, например, по английской системе жиглеры обозначались номерами, которые указывали число тысячных долей дюйма в диаметре отверстия жиглера. Например, жиглер № 32 имел диаметр отверстия в 0,032 дюйма.

На самом деле количество бензина, разбрызгиваемое жиглером, зависит не только от диаметра отверстия, но и от формы кончика жиглера, а также от длины и формы его канала.

Это очень легко показать следующим образом. Если взять несколько трубочек с отверстиями одного и того же диаметра, но разной формы, как показано на фиг. 99, ввинтить их в какую-нибудь коробку и наполнить последнюю бензином под некоторым напором, то получится картина, изображенная на той же фиг. 99 внизу: количества вытекающего через отдельные трубочки бензина будут различны.

Поэтому в настоящее время жиглеры калибруются не по диаметру отверстия, а по количеству бензина, вытекающего через жиглер в одну минуту при определенном, одинаковом для всех жиглеров напоре. Таким образом, выражение „жиглер 115 см³“ означает, что в одну минуту через данный жиглер протекает 115 см³ бензина.

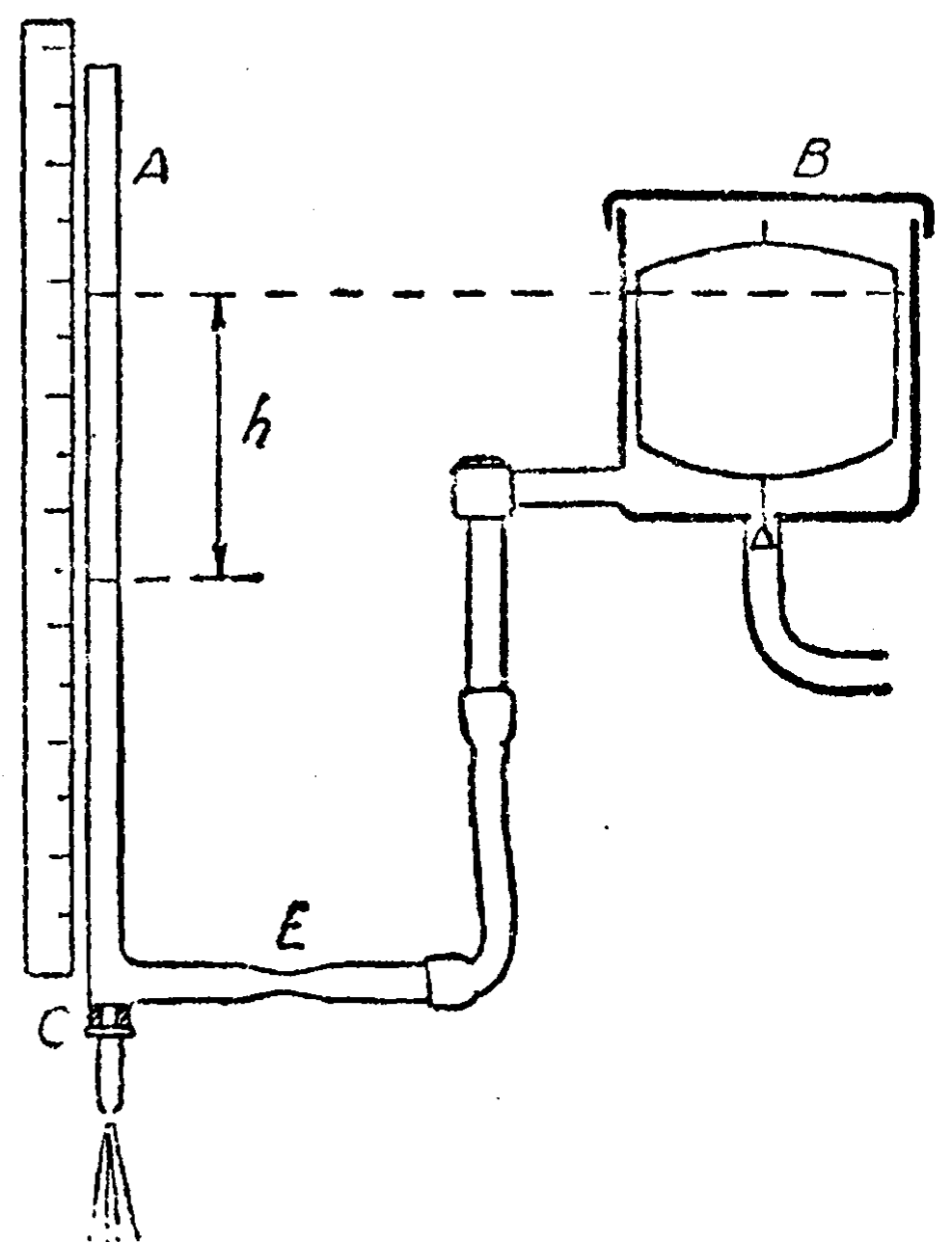
По этому принципу жиглеры калибруются с помощью весьма простого приспособления, которое может быть легко изготовлено как для учебнопоказательных, так и для практических целей.

Устройство его представлено на фиг. 100.

Для образования постоянного напора применяется старая поплавковая камера *B*. Из нее бензин поступает в стеклянную двухколенную трубку *A*. В изгибе *C* помещается пробка, в которую вставляются испытуемые жиглеры. В колене *E* должно быть сделано небольшое сужение. Вначале, пока не началось истечение бензина через жиглер, уровень в трубке *A* и в поплавковой камере устанавливается на одной и той же высоте. Во время истечения, вследствие торможения бензина в месте сужения *E*, уровень в трубке *A* падает на некоторую величину *h*.

Чем большее количество бензина вытекает через жиглер в единицу времени, тем больше и падение *h*. Имея несколько калиброванных жиглеров для сравнения, легко разметить шкалу для отсчетов, поместив ее рядом с трубкой *A*, и таким образом быстро и точно калибровать всякий новый жиглер, изготовленный вновь или подвергнутый рассверливанию.

Для ориентировки в размерах жиглеров, применяемых для мотоциклов в карбюраторах с постоянным жиглером (такого типа, как на фиг. 80), приводим таблицу нормальных размеров, рекомендуемых заводом В. & В.



Фиг. 100. Калибровка жиглеров.

Объем цилиндров.	Жиглер.	Воздушный колпак.
200 — 250 см ³ , 1 цилиндр	70 см ³	12 отверст. 7/32''
200 — 250 см ³ , „ двухтакт.	65 „	10 „ 7/32''
250 — 350 см ³ , 1 цилиндр	75 „	12 „ 7/32''
250 — 350 см ³ , „ двухтактн.	75 „	12 „ 7/32''
500 — 650 см ³ , 1 цилиндр, одиночн.	110 „	12 „ 9/32''
500 — 650 см ³ , „ с прицепкой.	120 „	12 „ 9/32''
500 — 650 см ³ , 2 цилиндра	80 „	12 „ 7/32''
700 — 800 см ³ , „	100 „	11 „ 1/4''
800 — 1100 см ³ , „	120 „	12 „ 9/32''

Конечно, это лишь средние цифры, которые не всегда дают наилучшие результаты.

Если карбюратор снабжен переменным жиглером, сечение которого изменяется иглой, то явления бедной или богатой смеси устраняются без замены жиглера, регулировкой иглы. При этом надо иметь в виду, что опускание иглы или завинчивание ее (как у „Шеблер“) равносильно уменьшению сечения жиглера, следовательно, делает смесь беднее; наоборот, поднимание или отвинчивание иглы обогащает смесь. Изменение положения иглы надо производить крайне медленно, передвигая ее каждый раз не более чем на 1 мм или поворачивая ее головку не больше чем на 1/10 — 1/15 оборота, после чего надо испытать работу машины на ходу.

Перейдем, наконец, к третьему условию — к расходу топлива. Собственно говоря, если первые два требования удовлетворены, то третье также будет выполнено само собою: расход топлива будет нормальным. Нормальным расходом на 100 км пути в обычных дорожных условиях можно считать следующий: ¹

Для машин с объемом цилиндров.	Двухтактн.	Четырехтактные	
		Одиночки.	С прицепкой
250 см ³	2 — 2 ¹ / ₄ кг.	1 ¹ / ₂ — 2 кг.	—
350 см ³	—	2 — 2 ¹ / ₃ „	2 ¹ / ₂ — 3 ¹ / ₄ кг.
500 см ³	—	2 — 2 ¹ / ₂ „	2 ¹ / ₂ — 3 ¹ / ₂ „
600 см ³	—	2 ¹ / ₂ — 3 „	„ „ „
750 см ³	—	2 ³ / ₄ — 3 ¹ / ₄ „	3 — 3 ¹ / ₂ „
1000 см ³	—	3 ¹ / ₄ — 4 ¹ / ₄ „	3 ¹ / ₂ — 5 ¹ / ₂ „

При умелой езде с умеренной скоростью и тщательной регулировкой карбюратора, можно достичь расхода, значительно меньшего этих норм.

Однако надо иметь в виду, что карбюратор, отрегулированный на наименьший расход топлива и снабженный для этого минимальным жиглером, не дает возможности получить от двигателя максимум мощности. Для больших оборотов и больших скоростей такая регулировка не годится, ибо дает слишком бедную смесь при широком открытии

¹ При уд. весе бензина 0,750.

дросселя. Поэтому, если целью регулировки ставится получение максимальной мощности (например, для гонок), то приходится отказаться от экономичности. В особенности, спиртовые смеси требуют значительного увеличения сечения жиглера.

§ 40. Важнейшие неисправности карбюратора.

Если карбюратор правильно отрегулирован, то нарушение его работы могут вызвать только три причины:

1) неисправность в подаче топлива из бака в карбюратор, 2) засорение жиглера и 3) плохой бензин, например, с примесью воды (мы не считаем, конечно, чисто внешних повреждений: оборванный тросс, сломанная трубка и т. п.).

Неисправности в подаче бензина в карбюратор могут быть следующие.

а) Бензин перестает поступать из бака в поплавковую камеру. Причин может быть две: или засорилась бензинопроводная трубка, или нет сообщения бака с наружным воздухом, т. е. засорена дырочка, сделанная для этой цели в крышке наливного отверстия. В этом случае при открытом наливном отверстии поплавковая камера немедленно наполняется.

б) Поплавковая камера переполняется бензином, и он переливается через край.

Причин может быть несколько: отверстие в поплавке, вследствие чего он наполняется бензином, тонет и, значит, не поднимает игольчатого клапана; заедание иглы, которая застревает в своей направляющей и оставляет отверстие бензинопровода открытым; сработавшийся конус иглы, который уже не выполняет своего назначения.

в) Бензин не поступает из поплавковой камеры в жиглер. Причин может быть две: засорен канал, ведущий к жиглеру, или нет сообщения поплавковой камеры с наружным воздухом, т. е. отсутствует или засорена дырочка, сделанная для этой цели в крышке поплавковой камеры. В последнем случае двигатель начинает работать и через некоторое время останавливается, но со снятой крышкой поплавковой камеры работает исправно.

Засорение жиглера может быть полным или частичным. В первом случае двигатель совсем перестает работать, второй сопровождается явлениями, вызываемыми бедной смесью. В обоих случаях надо вынуть жиглер, продуть и проспринцевать его бензином. Не следует прочищать его проволоками, иглками и т. п. Присутствие воды в бензине выражается характерным треском в карбюраторе, напоминающим „чихание“, и перебоем в двигателе. Как устранить этот недостаток, понятно само собой: надо выпустить весь бензин, осушить поплавковую камеру и процедить бензин через замшу.

Г Л А В А VI

З А Ж И Г А Н И Е.

§ 41. С в е ч и.

Как уже известно из предыдущего, воспламенение смеси в цилиндре производится током высокого напряжения, достигающим иногда до 15 000 вольт. От какого бы источника электричества ни был получен этот ток, он вводится в цилиндр всегда одним и тем же способом: с помощью так называемой „свечи“.

Об устройстве свечи дает представление фиг. 101.

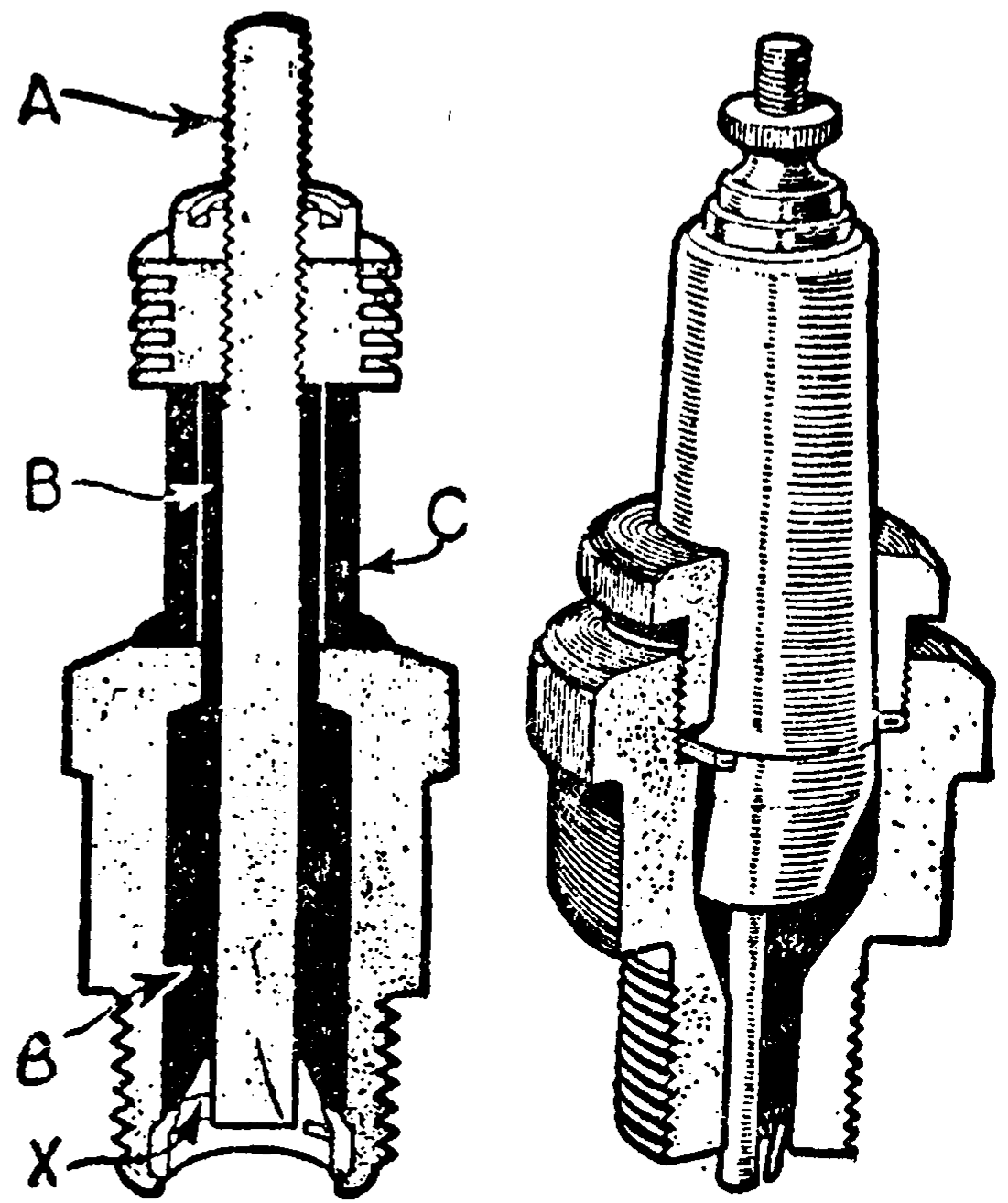
Устройство это чрезвычайно просто.

Железный или медный корпус свечи, снабженный внизу нарезкой (метрич. резьба, диаметр 18 мм, шаг — 1,5 мм), ввинчивается в головку цилиндра. Для наложения ключа в верхней части корпуса сделано шестигранное утолщение в виде гайки (отверстие ключа — 26 мм).

Корпус свечи, ввинченный в цилиндр, „заземлен“ или, как говорят, „соединен с массой“ машины, которая является, конечно, проводником тока. Другим полюсом свечи служит центральный стержень *A*, пропущенный сквозь корпус и изолированный от него фарфором („стеатитом“), или слюдой *B* и *C*, как снаружи, так и внутри. На фиг. 101 слева показана свеча со слюдяной изоляцией, а справа со стеатитовой.

Обе части плотно соединяются между собою, чтобы предотвратить всякую утечку газа из цилиндра во время сжатия и рабочего хода. Нижний конец стержня *A*, подвергаемый сильному нагреву, изготавливается из никкеля или никкелевой стали, остальная часть стержня может быть железная или медная. К верхнему концу стержня *A* присоединяется с помощью круглой гайки или иного зажима, провод, подводящий ток (резьба на конце стержня метрическая 4 мм).

Далее мы видим здесь, что от корпуса свечи отходит отросток (электрод), конец которого подходит к центральному стержню на расстоянии около $1/2$ мм (нормально — 0,4 мм). Таких электродов бывает один или несколько. Нижний конец стержня *A* помещается в камере, высверленной внутри корпуса, и изолирован от ее стенок фарфором или слюдой, как это отчетливо видно на чертеже. Действие свечи вполне понятно из ее описания: ток, подведенный к центральному стержню, доходит до его нижнего конца и здесь, не имея другого пути, проскакивает через искровой промежуток на один из электродов. Так как сопротивление искрового промежутка, особенно в атмосфере сильно сжатого газа, очень велико, то поэтому для зажигания и требуется ток высокого напряжения. Если искровой промежуток отсутствует (например, если конец электрода прижат к центральному стержню), то путь тока будет коротко замкнут, и прохождение тока не будет сопровождаться образованием искр. Если, напротив, искровой промежуток слишком велик, то он может оказаться непосильным препятствием для прохождения тока, и, следовательно, искры в свече тоже не появятся. Ток такого напряжения, какое дает обыкновенное магнето, легко преодолевает на воздухе промежутки в 3 — 4 мм, даже до 8 мм, но в цилиндре искровой промежуток оказывает ему гораздо большее сопротивление. Поэтому, если в свече наблюдается искрение, когда она вывинчена из цилиндра, то это не дает еще гарантии того, что искры будут получаться и внутри цилиндра, наполненного сжатым газом.



Фиг. 101. Свеча.

Несмотря на кажущуюся простоту устройства и действия свечи, правильная и надежная конструкция ее представляется весьма сложной задачей.

Мы встречаемся здесь с двумя противоречащими друг другу требованиями; с одной стороны — полюсы свечи

должны быть настолько горячими, чтобы полностью сжигать неизбежно попадающее на них и во внутреннюю камеру свечи масло; с другой стороны — они не должны раскаляться настолько, чтобы вызывать самопроизвольное воспламенение смеси. При том разнообразии условий сгорания, которые имеются в современных двигателях, удовлетворить оба эти требования одновременно — невозможно и приходится поэтому отказаться от универсального типа свечи, пригодного для всяких машин. Каждый тип двигателя требует и особого типа свечи в зависимости от степени сжатия, и тех температурных условий, какие имеются в цилиндре.

Представим себе, например, эти условия в двигателе нормального дорожного мотоцикла. Сжатие здесь обыкновенно не велико, и температура сгорания относительно низка. Поэтому, чтобы поддержать достаточно высокую температуру полюсов свечи для сжигания масла, их делают сравнительно тонкими, а внутреннюю полость свечи — по возможности больших размеров, чтобы тепло заполняющих ее горячих газов не рассеивалось слишком быстро. (См. фиг. 101, справа).

Если такую свечу поставить на гоночную машину с высоким сжатием и высокой температурой сгорания, то, очевидно, полюсы свечи, не рассчитанные на эти условия, быстро перегреются, металл их начнет разрушаться, а в двигателе будут происходить самопроизвольные вспышки.

Поэтому для двигателей подобного типа свечи конструируются иначе; полюсы их делаются более массивными, а внутренняя камера свечи уменьшается для быстрого отвода тепла наружу. Для той же цели служат ребра, которые видны на верхней гайке, фиг. 101 (слева). Однако, в свою очередь на нормальной дорожной машине такая свеча не может работать удовлетворительно: полюсы ее здесь окажутся слишком холодными, они не будут сжигать попадающее в свечу масло, и фарфор во внутренней, открытой полости свечи быстро покроется масляным нагаром, т. е. проводником тока. Между центральным стержнем и стенками свечи образуется короткое замыкание, и свеча перестанет действовать.

Отсюда видно, насколько важен правильный выбор типа свечи для современного двигателя.

Если это условие соблюдено, то свечи требуют очень небольшого внимания и ухода за собой: от времени до времени надо проверять величину искрового промежутка и очищать изоляцию как снаружи, так и внутри, т. е. во внутренней полости свечи. Последнее — несколько затруднительно. Прополаскивание бензином обычно не достигает цели; надо выскабливать нагар или выжигать его паяльной лампой.

В этом отношении значительное удобство представляют разборные свечи, вроде изображенной на фиг. 102.

§ 42. Источники электрического тока.

Для получения электрического тока высокого напряжения в настоящее время применяются:

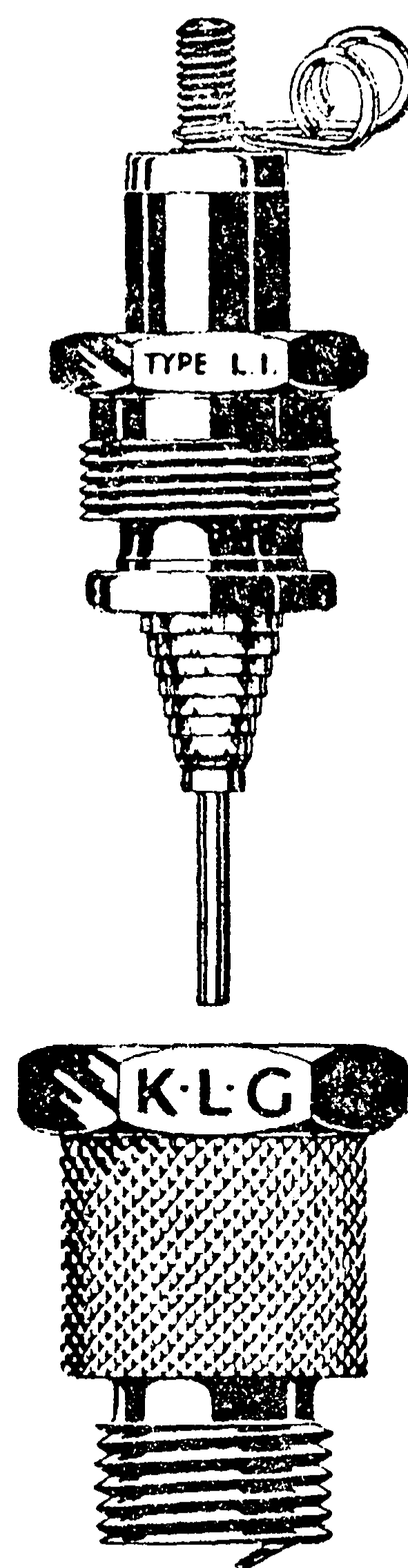
1) магнето высокого напряжения, непосредственно дающее ток необходимого напряжения для получения искры в свече; это наиболее распространенный, можно сказать, основной способ зажигания;

2) динамо или динамомашинны низкого напряжения с отдельными катушками (трансформаторами) для повышения тока до необходимой величины; в этом случае динамо, совместно с батареей аккумуляторов, применяется и для целей освещения, т. е. питает током низкого напряжения фонари машины (а также сигнальный рожок).

Рассмотрим каждую из этих систем в отдельности.

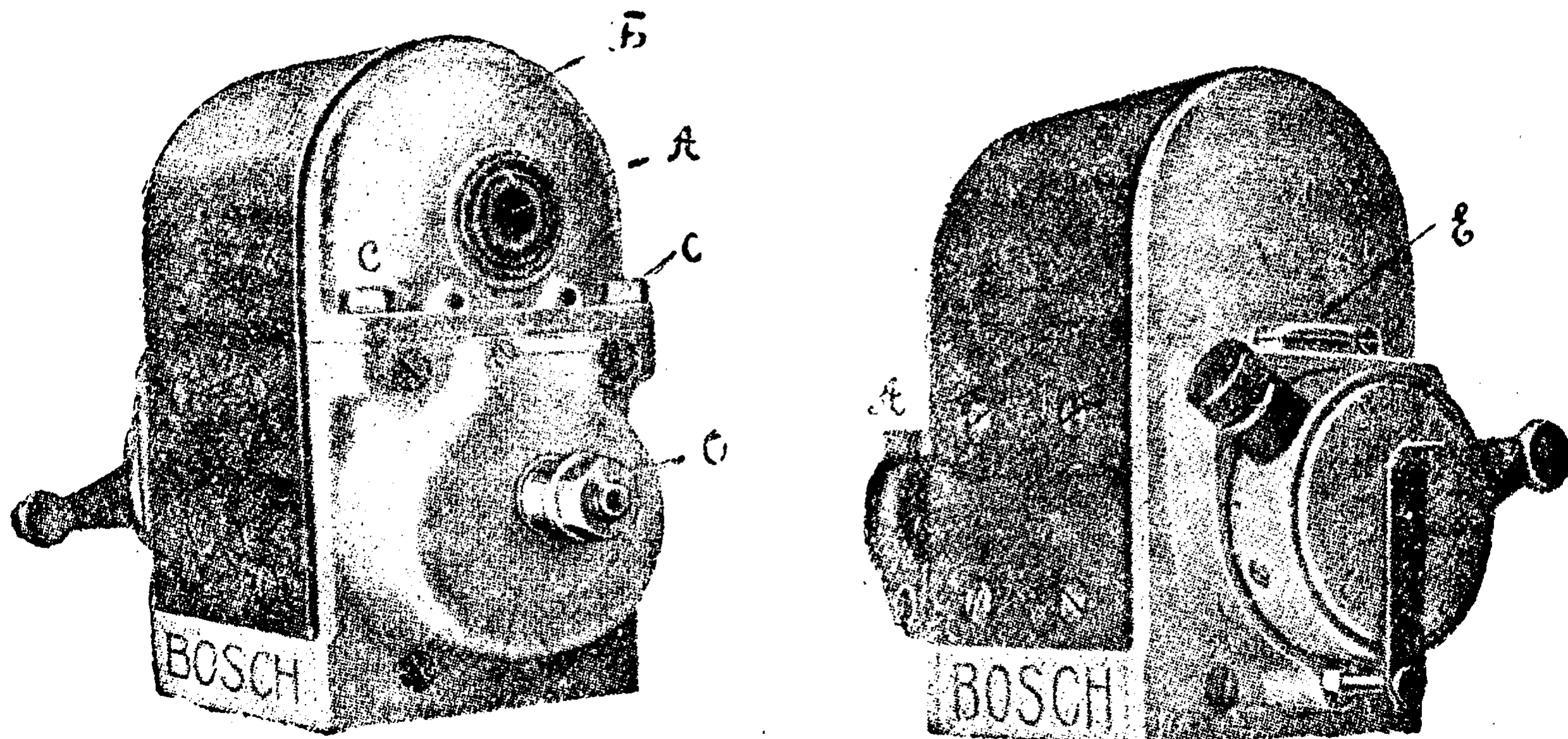
§ 43. Устройство магнето.

Внешний вид магнето, наиболее распространенного, так сказать, классического типа, представлен на фиг. 103, изображающей магнето с двух противоположных сторон: со стороны круглой коробки, в которой помещается так называемый „прерыватель“, и со стороны привода. С этой послед-



Фиг. 102. Разборная свеча.

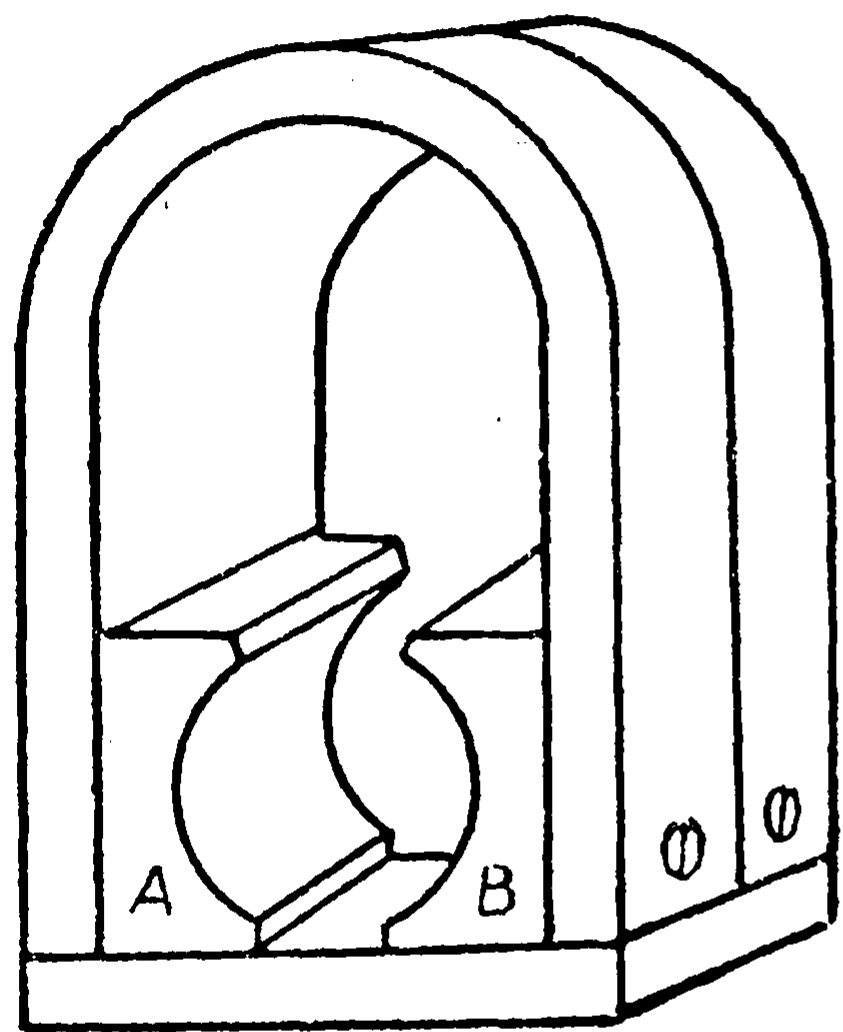
ней стороны виден конец оси „якоря“—*O*, на который надевается приводная шестеренка, вращаемая двигателем и заставляющая вращаться якорь магнето. Боковые стенки магнето образованы одним или двумя подковообразными маг-



Фиг. 103. Общий вид магнето.

нитам и, поставленными полюсами на алюминиевую плиту. Передняя и задняя стенки сделаны также из алюминия. Внутри помещаются все остальные части магнето, которые, таким образом, хорошо защищены от пыли и влаги.

Ознакомимся с этими отдельными частями магнето, не касаясь пока их взаимной связи и способа действия.



Фиг. 104. Магниты.

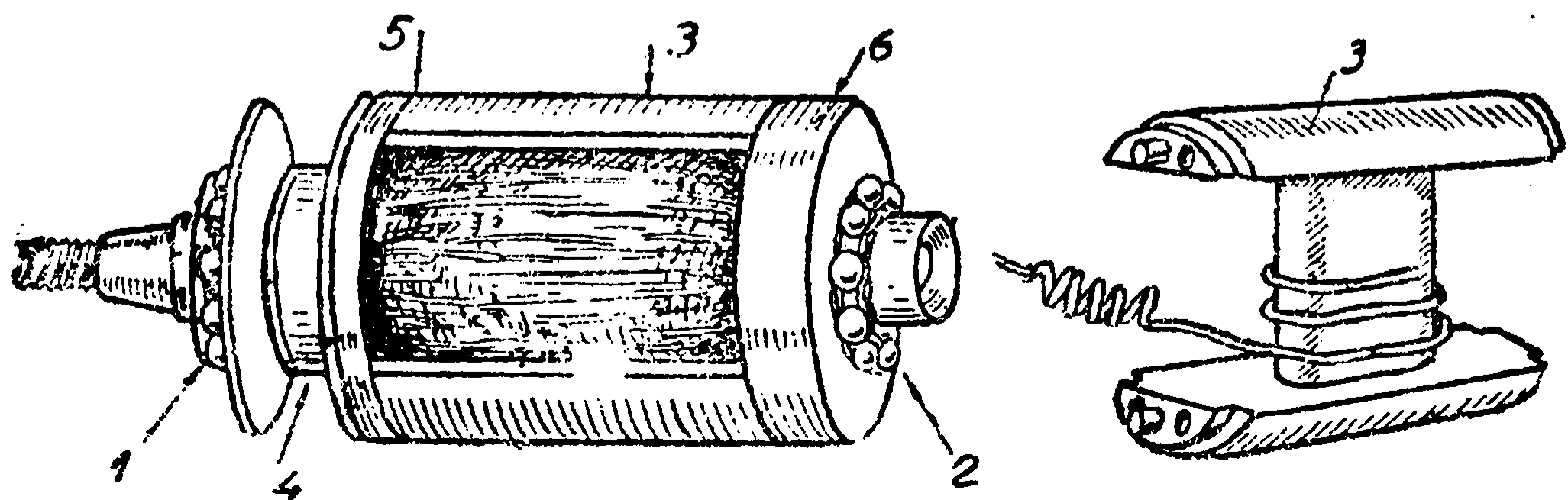
Основными частями магнето являются: 1) магниты, 2) якорь, 3) конденсатор, 4) прерыватель, 5) коллектор.

Магниты изображены отдельно на фиг. 104. Они изготовляются из специальных сортов стали с примесями вольфрама, молибдена, кобальта или хрома. Такая сталь, будучи намагничена, обладает способностью сохранять свои магнитные свойства чрезвычайно долго (10 — 15 лет). Магниты

устанавливаются своими полюсами на плитку из какого-либо „диамагнитного“ металла, т. е. не подверженного действию магнитных сил (алюминия, меди). С внутренней стороны к магнитам привинчиваются полюсные наконечники

или „башмаки“ *A* и *B*, в пространстве между которыми и вращается якорь. Башмакам придают такую форму, чтобы они возможно теснее и полнее облегали поверхность якоря; зазор между ними и поверхностью якоря оставляют менее $1/2$ мм. Полюсные башмаки делаются из чугуна, из железа или из отдельных железных пластинок.

Якорь в собранном виде показан на фиг 105 слева. Он вращается на двух шариковых подшипниках *1* и *2*, вставленных в переднюю и заднюю стенки магнето. Основанием его является железный „сердечник“ — *3*, изображенный справа. Он состоит из отдельных железных пластинок, изолированных одна от другой тонкой бумагой, пропитанной шеллаком. На сердечник навиты две обмотки из изолированной проволоки. Первая из них, ближайшая к сердечнику,



Фиг. 105. Якорь.

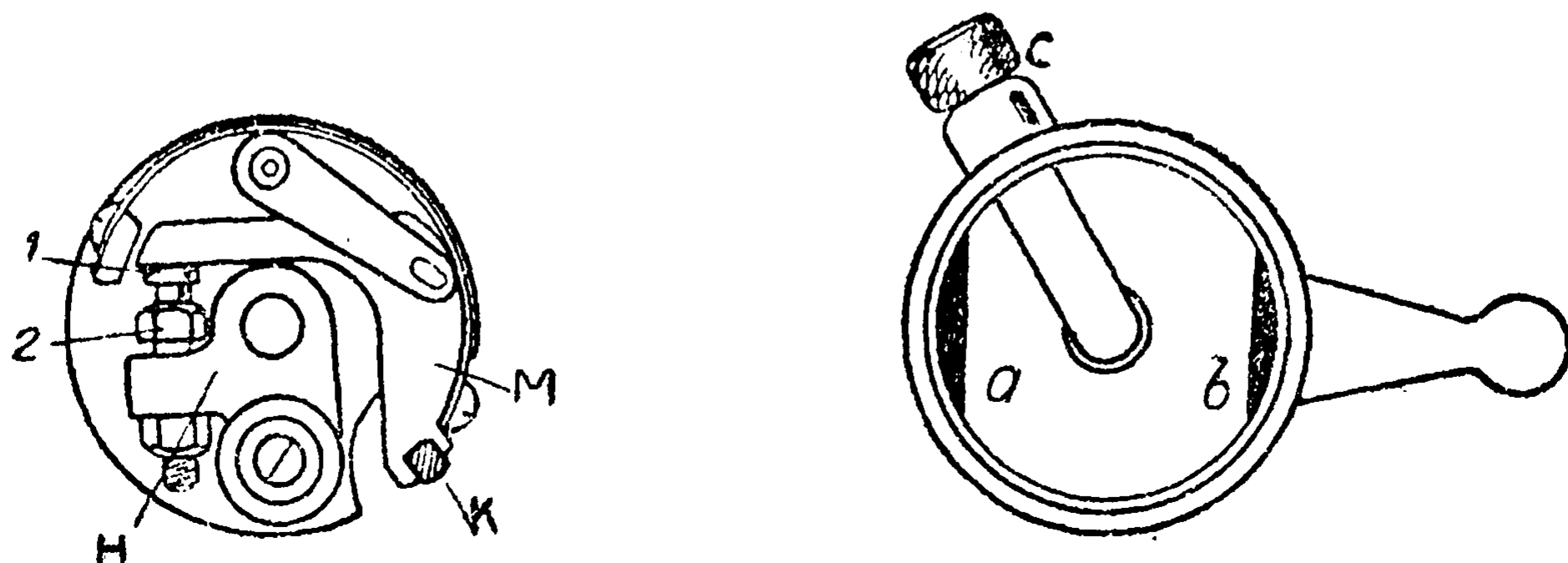
или „первичная“ обмотка состоит приблизительно из 150 витков сравнительно толстой проволоки (ок. 0,6—0,7 мм); следующая, „вторичная“ обмотка, напротив, делается из очень большого числа витков (10 000 и более) чрезвычайно тонкой проволоки (меньше 0,1 мм). Обмотки навиваются, как показано на фиг. 105. Один из концов первичной толстой обмотки заземляется, т. е. присоединяется к массе сердечника, другой — отводится к „прерывателю“. Вторичная, тонкая обмотка одним концом присоединяется к первичной, а следовательно через нее тоже сообщается с массой; другой же конец ее подводится к коллектору *4*. Сторцов к сердечнику привинчиваются два медных диска *5* и *6*, в которых закреплены оси якоря, опирающиеся на подшипники. На одной из осей надет и закреплен шпонкой коллектор *4* на другой — прерыватель. Внутри диска *6* помещается конденсатор.

Конденсатор — совершенно подобен тем, которыми пользуются радиолюбители, т. е. состоит из двух серий

фольговых листков, изолированных слюдой или парафиновой бумагой; один полюс его включается в первичную обмотку, между якорем и прерывателем, другой — присоединяется к массе.

Прерыватель наиболее распространенного типа представлен на фиг. 106. Основанием его служит медный диск, закрепляемый на оси якоря шпонкой и длинным центральным винтом с шестигранной головкой.

Этот винт изолирован и служит одновременно проводом, по которому ток из первичной обмотки подводится к прерывателю. Сам прерыватель состоит всегда из двух частей: из



Фиг. 106. Прерыватель.

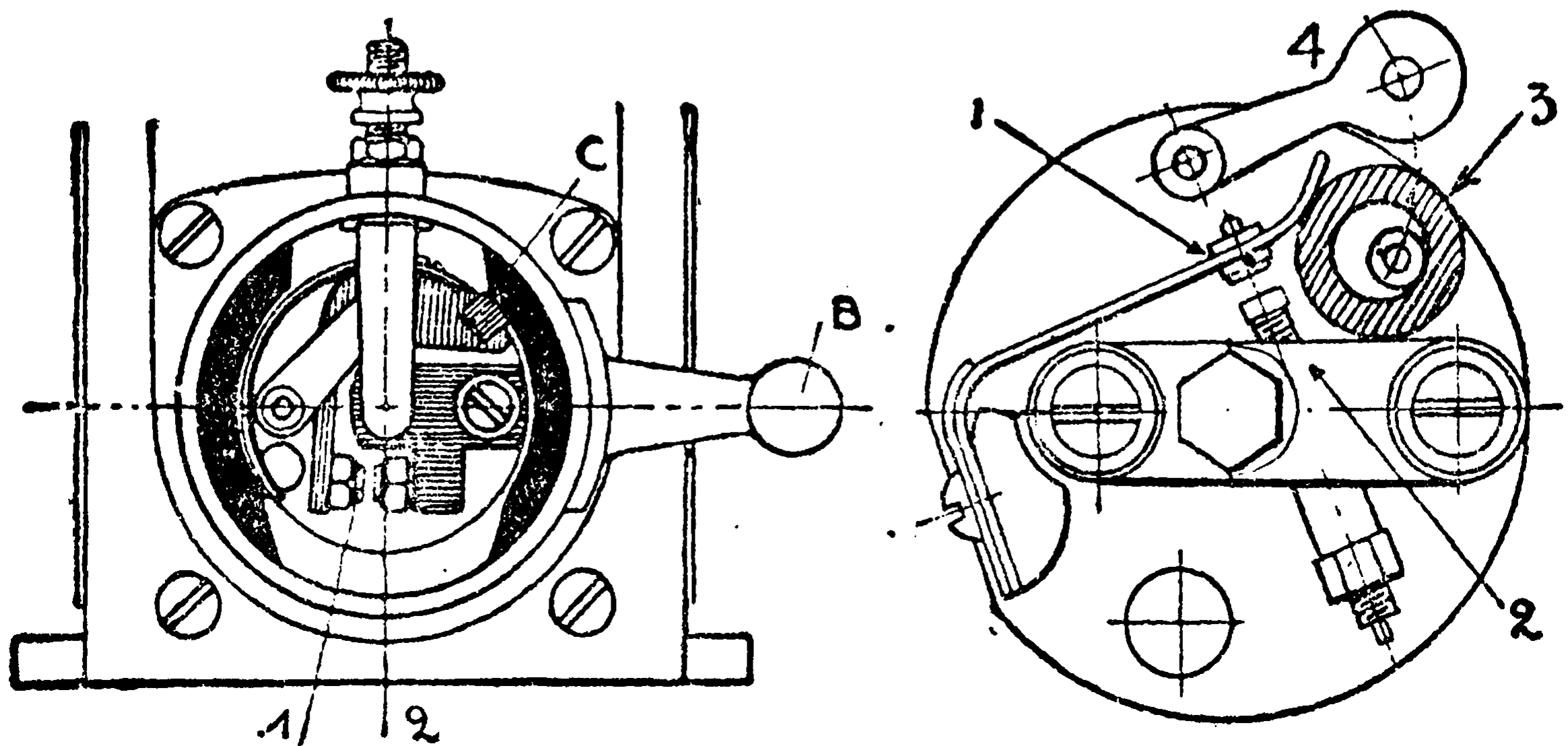
качающегося рычажка — „молоточка“ — *M* и неподвижной подставки *H*, которую называют обычно „наковальней“. На обеих этих частях имеются контакты *1* и *2*, которые у хороших магнето делаются из сплава платины с иридием, а у более дешевых из никкеля. Молоточек прижимается к наковальне плоской пружиной, под давлением которой контакты смыкаются и плотно прилегают один к другому. Надо заметить, что наковальня изолирована от массы фибровой или иной, не проводящей тока, прокладкой и к ней именно подводится ток от первичной обмотки якоря через центральный винт. Молоточек же соединен с массой. Таким образом, если контакты прерывателя соприкасаются друг с другом, то первичная обмотка оказывается коротко замкнутой (ибо другой ее конец тоже соединен с массой).

Прерыватель помещается внутри круглой коробки, на внутренней поверхности которой прикреплены один или два выступа — „кулачка“ — *a* и *b*. Когда молоточек набегаёт на них своим концом *K* он слегка поворачивается вокруг своей оси, вследствие чего контакты отрываются.

ются один от другого и первичная обмотка оказывается разомкнутой.

Такое положение изображено на фиг. 107, слева, где контакты обозначены цифрами 1 и 2.

Устройство прерывателей у разных магнето может, конечно, различаться в тех или других подробностях, но принцип остается всегда один и тот же. Всегда мы найдем здесь две основных части, снабженных платиновыми контактами: одну — изолированную, к которой подводится ток



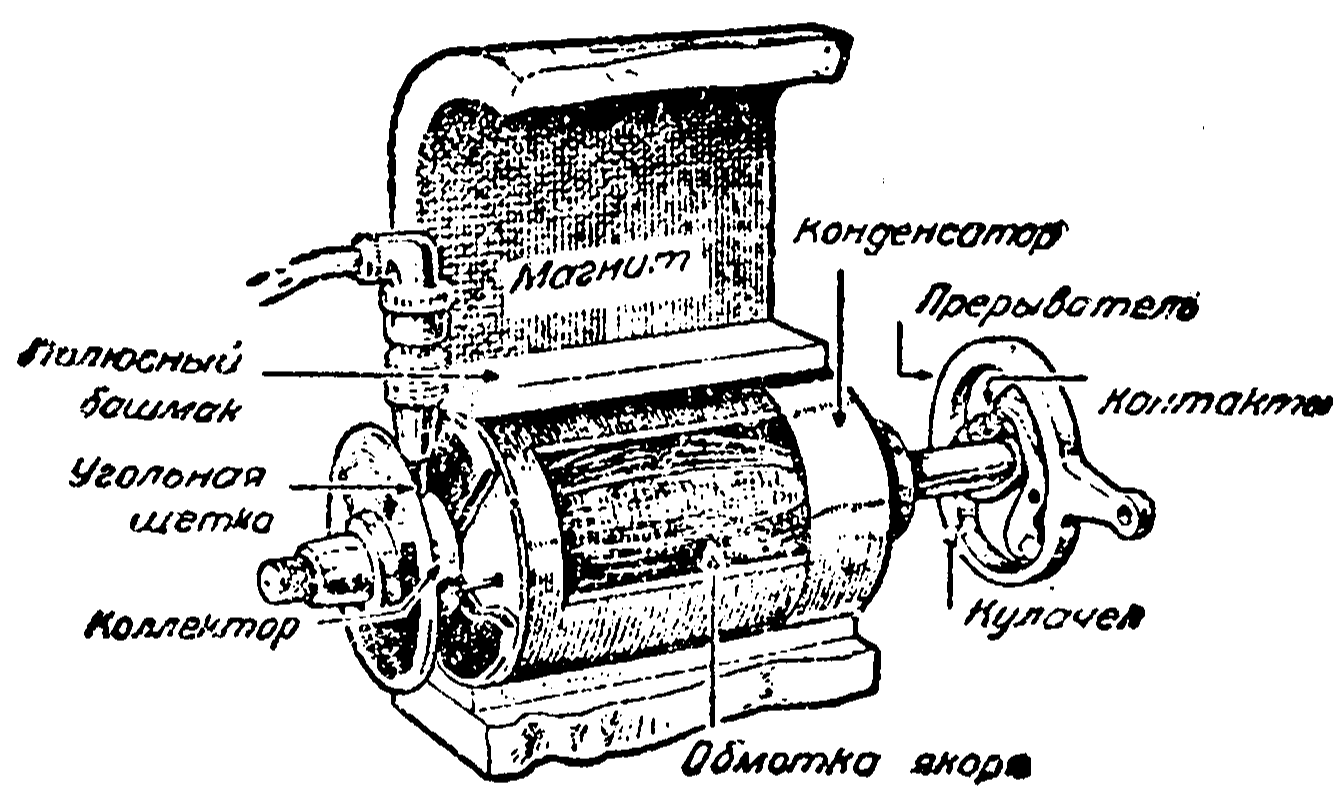
Фиг. 107. Разновидности прерывателей.

из первичной обмотки, другую — заземленную; в определенный момент контакты размыкаются и ток прерывается.

В виде примера оригинальной конструкции прерывателя на фиг. 107, справа, изображен прерыватель магнето С. А. У. Здесь молоточек представляет собой просто плоскую пружину, которая прижимает контакты 1 и 2 друг к другу. Размыкание контактов производится фибровым роликом 3, свободно надетым на оси и придерживаемым от выпадения скобкой 4. При набегании на кулачок ролик 3 заклинивается между наковальней и молоточком и приподнимает последний. Таким образом, контакты размыкаются. Можно, конечно, придумать много конструкций подобного рода, но в большинстве случаев прерыватели устраиваются по типу, показанному на фиг. 106.

К о л л е к т о р представляет собой втулку, выточенную из эбонита (рогового каучука), и насаженного на конец якоря, как это можно видеть на фиг. 105. На поверхности втулки проточено довольно большое углубление Д, в кото-

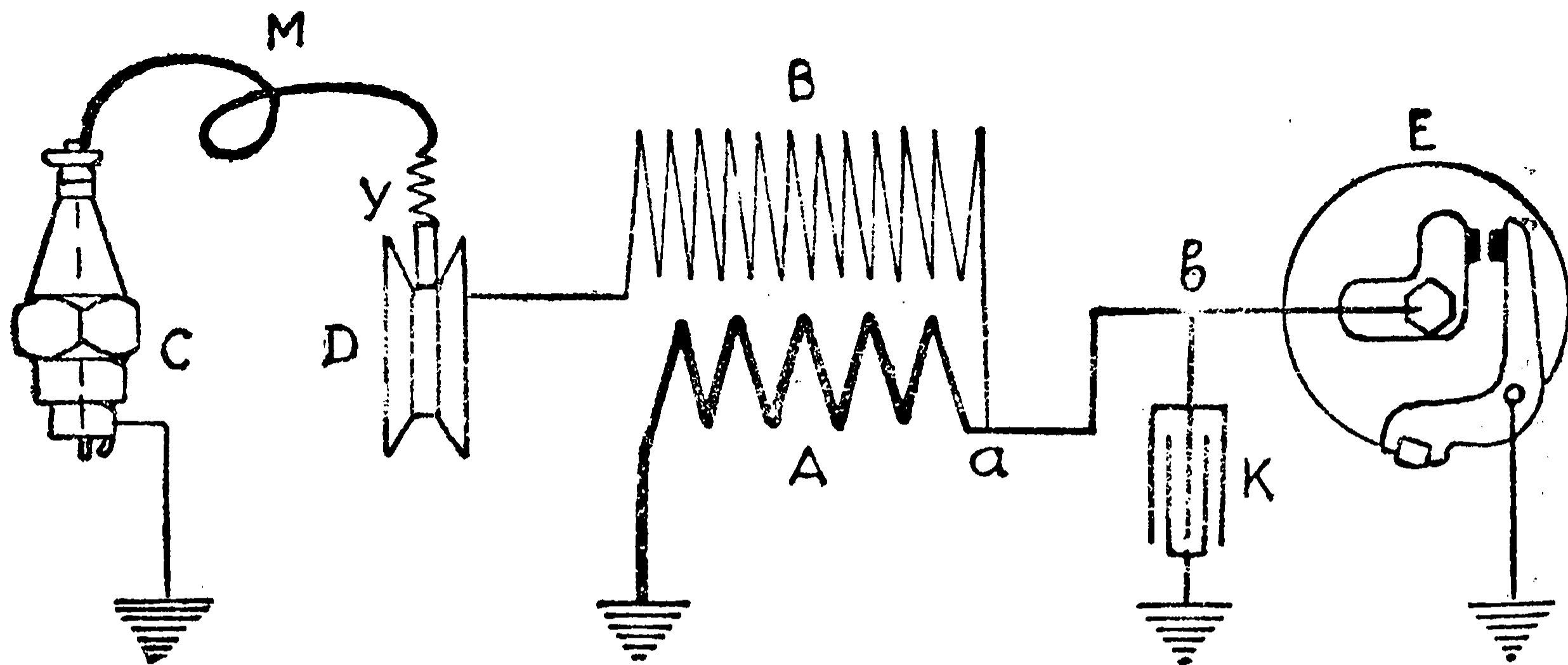
ром помещается плоское медное кольцо. К этому кольцу и припаивается свободный конец тонкой обмотки. Таким образом, ток из этой обмотки подводится к коллекторному кольцу. Чтобы передать его дальше, необходимо устроить какое-либо скользящее



Фиг. 108. Щеткодержатель.

соединение с поверхностью кольца, так как последнее вращается вместе с якорем. Это скользящее соединение устраивается в виде угольной „щетке“ которая трется о поверхность коллекторного кольца (фиг. 108).

Щетка свободно вложена во втулку, высверленную в эбонитовом держателе, который привинчен к наружной стенке магнето. Нажим щетки производится небольшой спиральной пружинкой. Со щетки ток переходит в изолированный провод, по которому и направляется в свечу. Все эти детали хорошо видны в разрезе на черт. 113 (стр. 184), где угольная щетка обозначена цифрой 7, щеткодержатель цифрой 10 и провод — цифрой 9.



Фиг. 109. Схема магнето.

Соединение отдельных частей магнето удобно проследить по фиг. 108 и по схеме, представленной на фиг. 109.

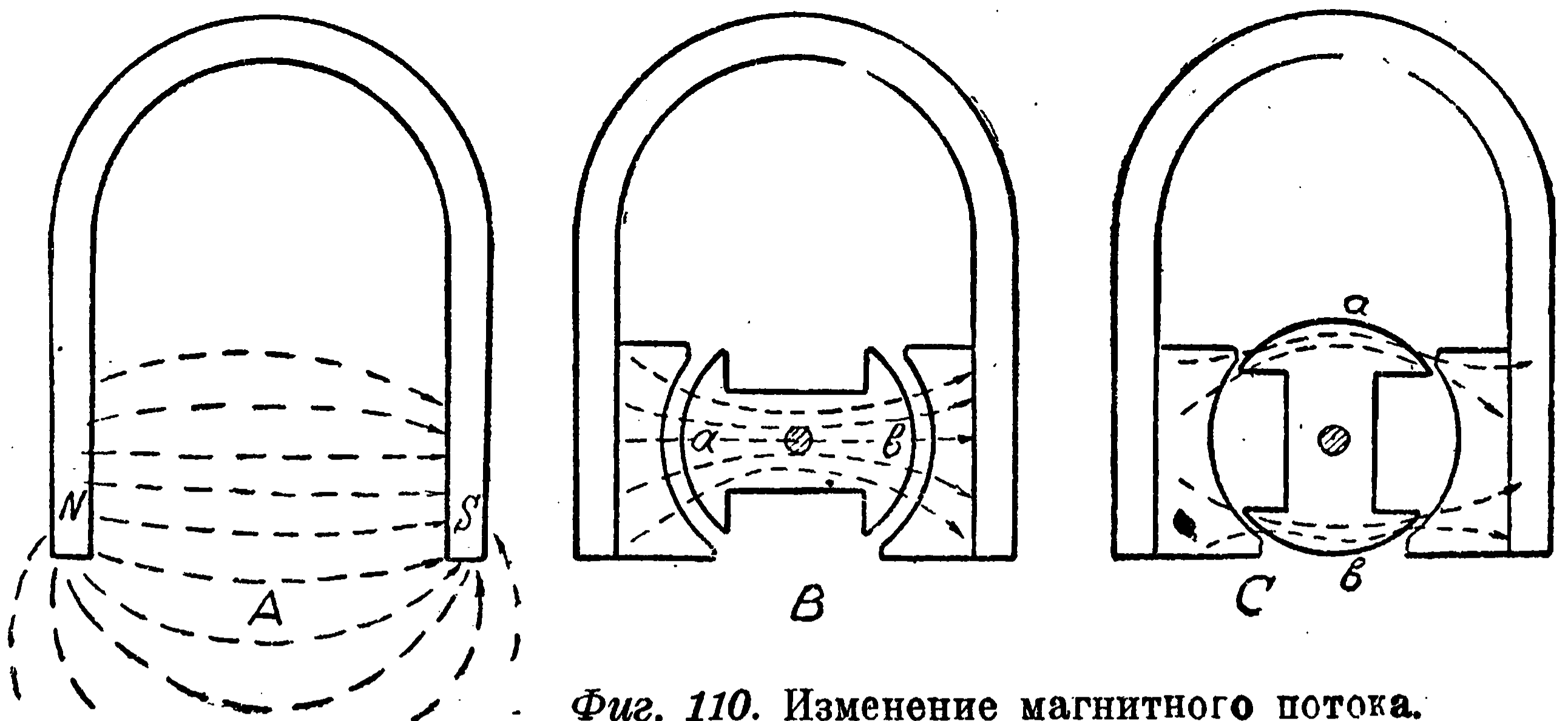
Первичная обмотка обозначена на схеме буквой А. Один конец ее, как мы видим, заземлен, другой подведен к накопительной прерывателя Е. Если контакты сомкнуты, то через молоточек и „массу“ первичная обмотка будет замкнута.

По пути к прерывателю в обмотку включен конденсатор K , другой полюс которого также соединен с массой.

Вторичная или тонкая обмотка B присоединена к первичной в точке a , и через нее соединена с массой. Другой ее конец подведен к коллекторному кольцу D . Отсюда ток может идти через угольную щетку $У$, по проводу M в свечу C . Далее, проскочив через искровой промежуток, ток переходит на массу, через которую оба конца вторичной обмотки оказываются замкнутыми. Таково устройство магнето. Посмотрим теперь, как этот прибор действует.

§ 44. Действие магнето.

Чтобы уяснить себе действие магнето, необходимо иметь некоторое понятие о явлении, известном под названием электро-магнитной индукции. Не пытаясь изложить его во всех подробностях, мы все же должны здесь коснуться его сущности, чтобы сделать понятными дальнейшие объяснения.



Фиг. 110. Изменение магнитного потока.

Можно считать общеизвестным, что вблизи полюсов магнита существует некоторое пространство, в котором замечается действие магнитных сил (например, притяжение железных предметов, отклонение стрелки компаса и т. п.). Пространство это называется магнитным полем.

Силы магнитного поля действуют по определенным направлениям, известным под названием магнитных силовых линий. На фиг. 110 А схематически представлено расположение этих силовых линий.

Мы видим, что поток этих линий направляется от северного полюса магнита — N к южному его полюсу — S , причем линии рассеиваются в пространстве, вследствие чего по мере удаления от полюсов действие магнитного поля становится все слабее и слабее.

Магнитные силовые линии можно сгустить, если поместить между полюсами какой-либо железный брусок, например, сердечник якоря, как показано на фиг. 110 B . Так как магнитные силы легче проходят по железу, чем по воздуху, то магнитный поток устремится через сердечник, как изображено стрелками. Если начать затем поворачивать сердечник так, чтобы он постепенно перешел из положения B в положение C , то проходящий через него магнитный поток будет изменяться: все меньше и меньше силовых линий будет проходить через его толщу в направлении от a к b и, наконец, когда сердечник повернется на 90° и займет положение, показанное на фиг. 110, C , то весь магнитный поток пойдет по его поверхности, как указано стрелками.

При дальнейшем вращении сердечника в нем снова начнет восстанавливаться магнитный поток, который достигнет максимума, когда сердечник займет положение, аналогичное первому, т. е. повернется на 180° ; только теперь магнитные линии будут вступать уже со стороны b и выходить через a . Другими словами, по отношению к сердечнику магнитный поток изменит свое направление на обратное.

Итак, вращение сердечника в магнитном поле сопровождается изменением проходящего через него магнитного потока, который дважды за один его оборот достигает своего максимума и дважды меняет свое направление относительно сердечника.

Представим себе теперь, что на сердечнике имеется проволочная обмотка, витки которой изолированы, как это и есть на самом деле.

Допустим сначала, что это будет одна только первичная обмотка. Если эта обмотка замкнута (т. е. контакты прерывателя соединены), то при всяком изменении магнитного потока в обмотке сердечника будет возникать („индуктироваться“) электрический ток. В этом и состоит явление индукции. Ток этот будет пере-

менным. Дважды за один оборот он будет менять свое направление, так же как и магнитный поток.

Напряжение его тоже изменяется: оно достигает максимума в моменты наиболее резкого изменения магнитного потока, когда он меняет свое направление, т. е. в положении С, на фиг. 110. Напряжение это тем выше, чем быстрее изменяется магнитный поток в сердечнике якоря и чем больше витков в самой обмотке. Так как число витков в первичной обмотке невелико, то и напряжение индуктированного в ней тока не может достичь значительной высоты: максимальное его напряжение составляет около 20 вольт, а сила тока 3—4 ампера.

В общем, это — ток низкого напряжения, который недостаточен для образования искры в свече.

Для получения тока высокого напряжения служит вторичная тонкая обмотка.

При вращении якоря с двумя обмотками электродвижущая сила возникает конечно не только в первичной, но и во вторичной обмотке. Так как эта обмотка состоит из большого числа витков тонкой проволоки, то индуктированная в ней электродвижущая сила будет иметь более высокое напряжение, чем в первичной обмотке, примерно, около 500 вольт. Однако, этого все же далеко недостаточно для того, чтобы преодолеть искровой промежуток в свече, и потому ток во вторичной обмотке не образуется: его течению препятствует искровой промежуток.

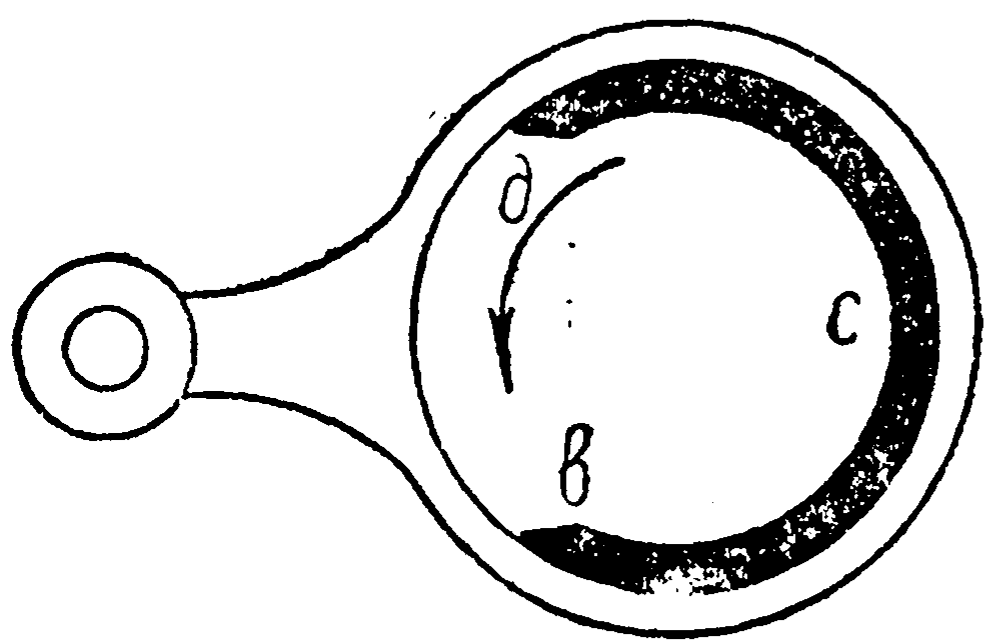
Каким образом можно было бы повысить напряжение во вторичной обмотке до необходимой нам величины в несколько тысяч вольт? Выше мы сказали, что вольтаж индуктированной электродвижущей силы зависит от быстроты изменения магнитного потока в сердечнике якоря и от числа витков обмотки. Увеличивать до бесконечности число витков, которое и так доходит уже до 10 000, очевидно, невозможно. Посмотрим, нельзя ли увеличить быстроту изменения магнитного потока, т. е. вместо постепенного нарастания и убывания его, которое происходит при вращении якоря, получить в нужный момент мгновенное исчезновение его в сердечнике.

Оказывается, это возможно, и для этой именно цели служит прерыватель первичного тока.

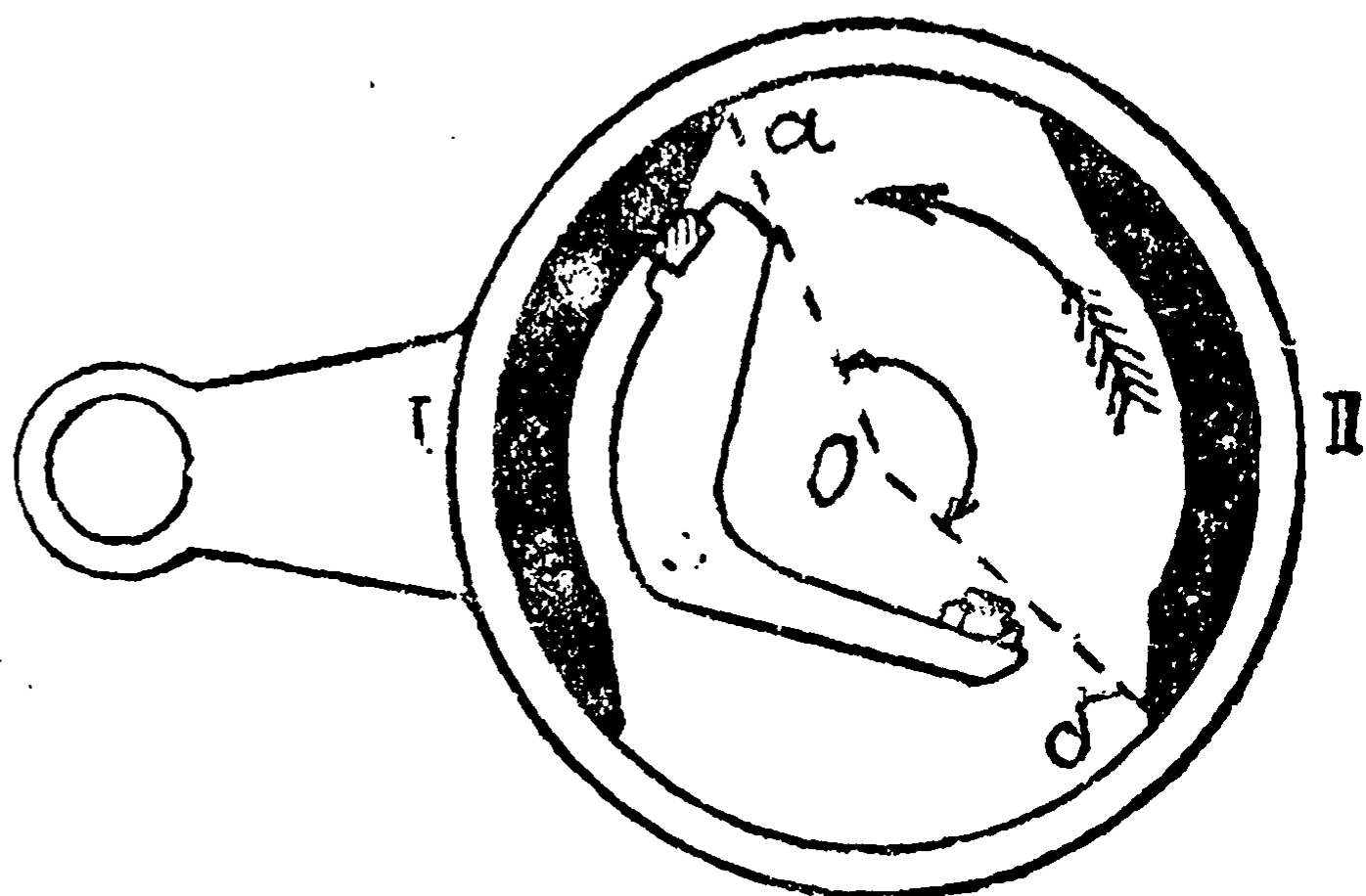
Если прерыватель вращается, допустим, в направлении против часовой стрелки, то отрыв контактов и, следовательно, образование искры в свече будет происходить в точке *в*. Далее, пока конец молоточка скользит по поверхности кулачка *с*, контакты остаются разомкнутыми, и тока в первичной цепи не будет. Контакты смыкаются, когда молоточек минует точку *д*.

В двухцилиндровом четырехтактном двигателе во время двух оборотов двигателя нужно две искры, по одной в каждом цилиндре, поэтому якорь магнето вращается, как и в первом случае, вдвое медленнее, чем вал двигателя, но в коробке прерывателя помещаются два кулачка для размыкания контактов (см. фиг. 112).

Размыкание контактов будет происходить два-



Фиг. 111.



Фиг. 112.

жды при каждом обороте якоря, когда молоточек будет достигать точек *а* и *б*.

При V-образном расположении цилиндров точки *а* и *б* не должны лежать на одном диаметре, так как вспышки в цилиндрах чередуются через неравные промежутки времени (см. § 5).

Например, если угол между цилиндрами 45° , то рабочие такты следуют в цилиндрах через 405° и 315° поворота коленчатого вала. Прерыватель, который вращается вдвое медленнее, повернется за это время на величину половины углов, т. е. на $202\frac{1}{2}^\circ$ и $157\frac{1}{2}^\circ$, поэтому кулачки должны быть расположены так, чтобы угол *аОб* равнялся $157\frac{1}{2}^\circ$. При ином угле между цилиндрами требуется и другое расположение кулачков.

В четырехцилиндровом двигателе якорь магнето вращается с той же скоростью, как и вал двига-

теля, а на коробке прерывателя помещаются два кулачка. Следовательно, при двух оборотах двигателя и якоря мы получим четыре искры, по одной для каждого цилиндра.

В двухтактных двигателях искра требуется при каждом обороте двигателя; поэтому якорь вращается с той же скоростью, как и вал двигателя. Для одноцилиндровых двигателей в коробке прерывателя помещается один кулачок, а для двухцилиндровых — два.

По направлению вращения якоря различают магнето „правого“ и „левого“ вращения. Условились называть магнето правого вращения такие, у которых якорь вращается по направлению часовой стрелки, если смотреть на него со стороны привода (т. е. со стороны, противоположной прерывателю), и магнето левого вращения те, у которых якорь вращается против часовой стрелки.

Магнето одного вращения может быть заменено магнето другого вращения только после соответствующей перестановки положения прерывателя, иначе отрыв контактов не будет совпадать с максимумом первичного тока.

§ 46. Распределение тока между несколькими цилиндрами.

В одноцилиндровом двигателе вопрос о распределении тока не возникает, так как имеется всего одна свеча, в которую ток высокого напряжения и направляется от коллектора, через угольную щетку и провод.

Если цилиндров два, или несколько, то появляется, очевидно, еще новая задача: надо попеременно направлять ток высокого напряжения то в один, то в другой цилиндр, смотря по тому, в каком цилиндре в данный момент требуется произвести зажигание смеси.

Фиг. 113 показывает, каким образом разрешается эта задача для двухцилиндрового двигателя.

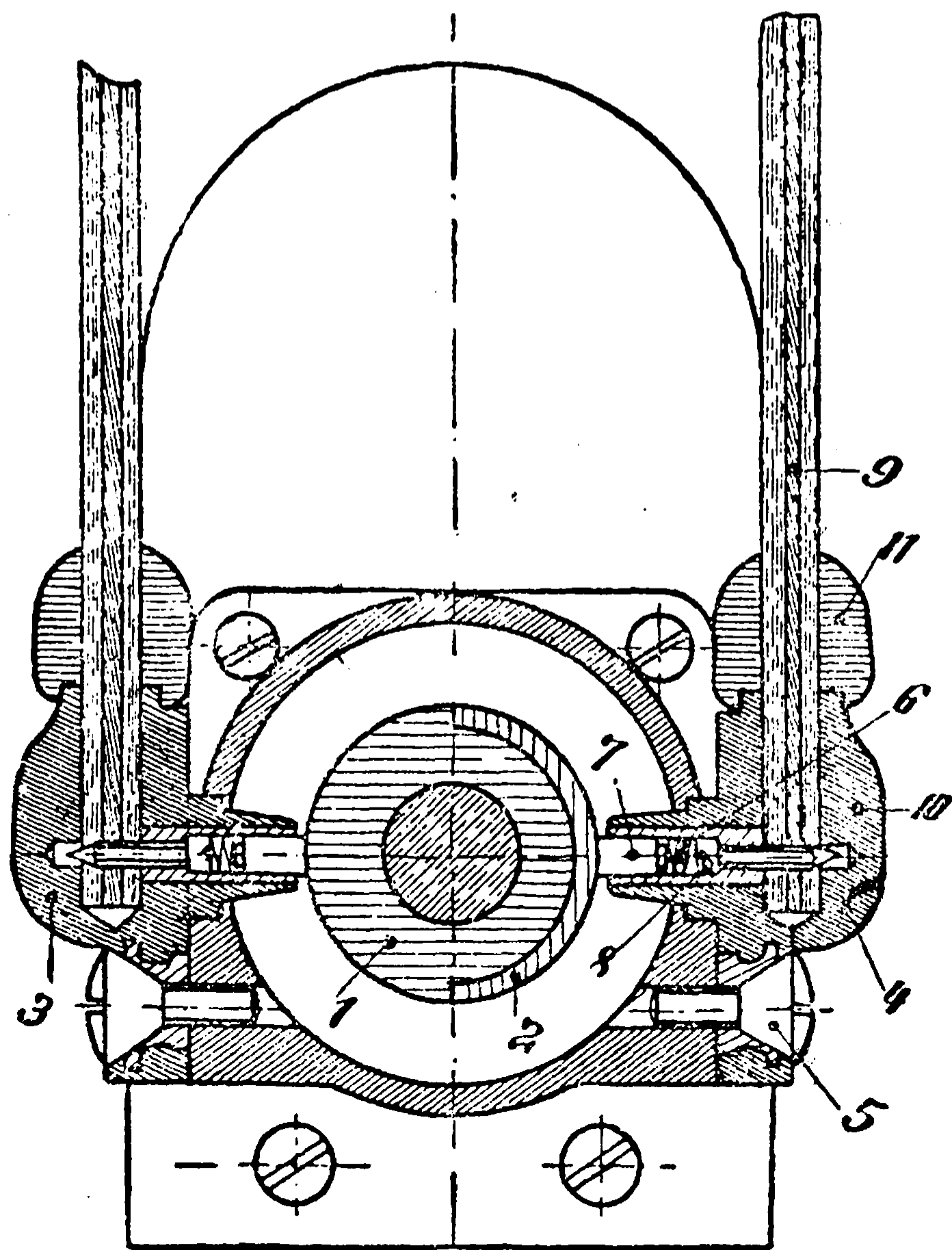
Мы видим здесь, что к поверхности коллектора присоединяются две угольные щетки. От каждой из них отведен отдельный провод, идущий к первому или второму цилиндру. Коллекторное кольцо заменяется здесь полукольцом 2, которое, таким образом, не может быть в соединении одновременно с обеими щетками. Например, в положении, изображенном на фиг. 113, полукольцо 2 касается

правой щетки 7, следовательно, ток из вторичной обмотки пойдет именно через эту щетку 7 и далее, по проводу 9, в один из цилиндров. Другая щетка 3 упирается в это время в изолирующую эбонитовую массу коллектора.

Когда якорь повернется на полоборота, полукольцо 2 придет в соприкосновение со щеткой 3, и ток направится в другой цилиндр, по другому проводу.

Таким образом, сам коллектор подобного устройства выполняет роль распределителя тока.

При четырех цилиндрах такого простого устройства уже недостаточно. В этом случае необходим особый распределитель. Он состоит из вращающейся угольной щетки, к которой подводится ток высокого напряжения от коллектора магнето. Вращающаяся щетка при своем движении касается поочередно четырех контактов, из ко-



Фиг. 113. Распределение тока между двумя цилиндрами.

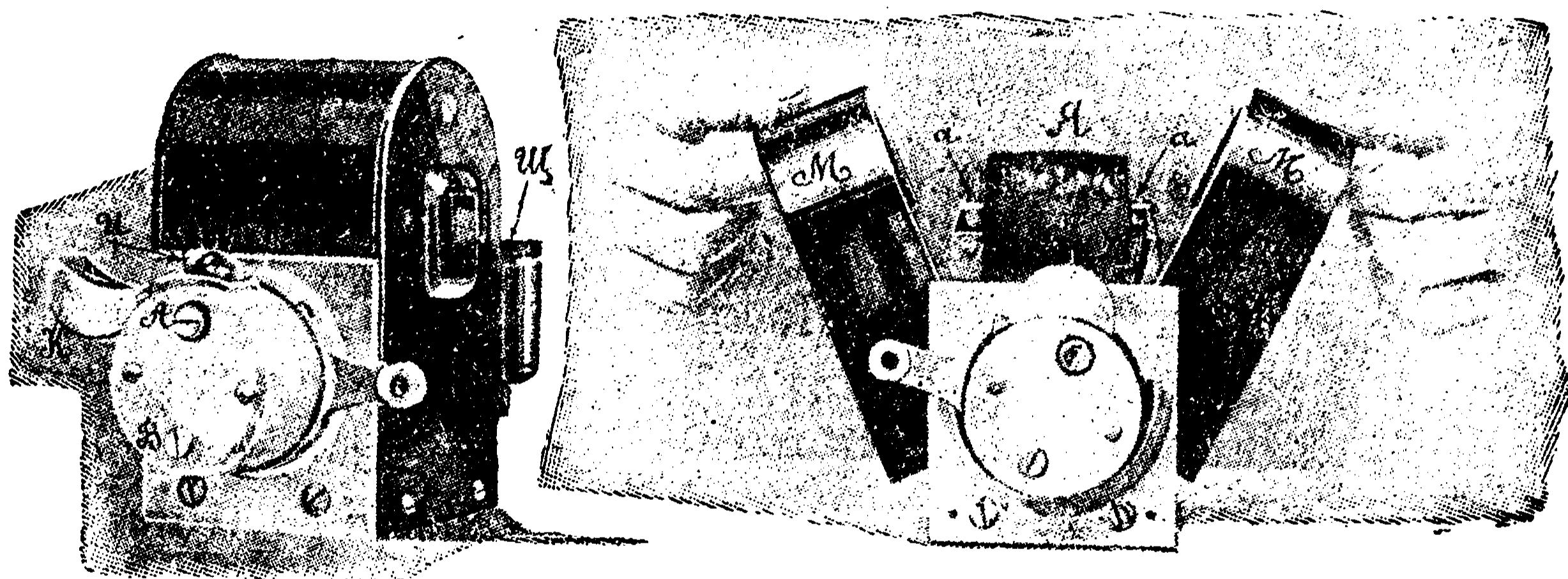
торых каждый соединен отдельным проводом с одним из цилиндров. Таким образом, ток высокого напряжения попадает каждый раз в свечу только одного цилиндра.

§ 47. Магнето с неподвижным якорем.

Изучение явлений индукции показывает, что для возбуждения тока в обмотке, находящейся в магнитном поле, нет надобности заставлять вращаться непременно самую обмотку. Можно оставить обмотку неподвижной и производить изменение магнитного потока, проходящего через ее сердечник, каким-либо иным способом, например, заставляя вращаться магниты или полюсные башмаки.

Последний способ применяется, например, в известных магнето „Дикси“.

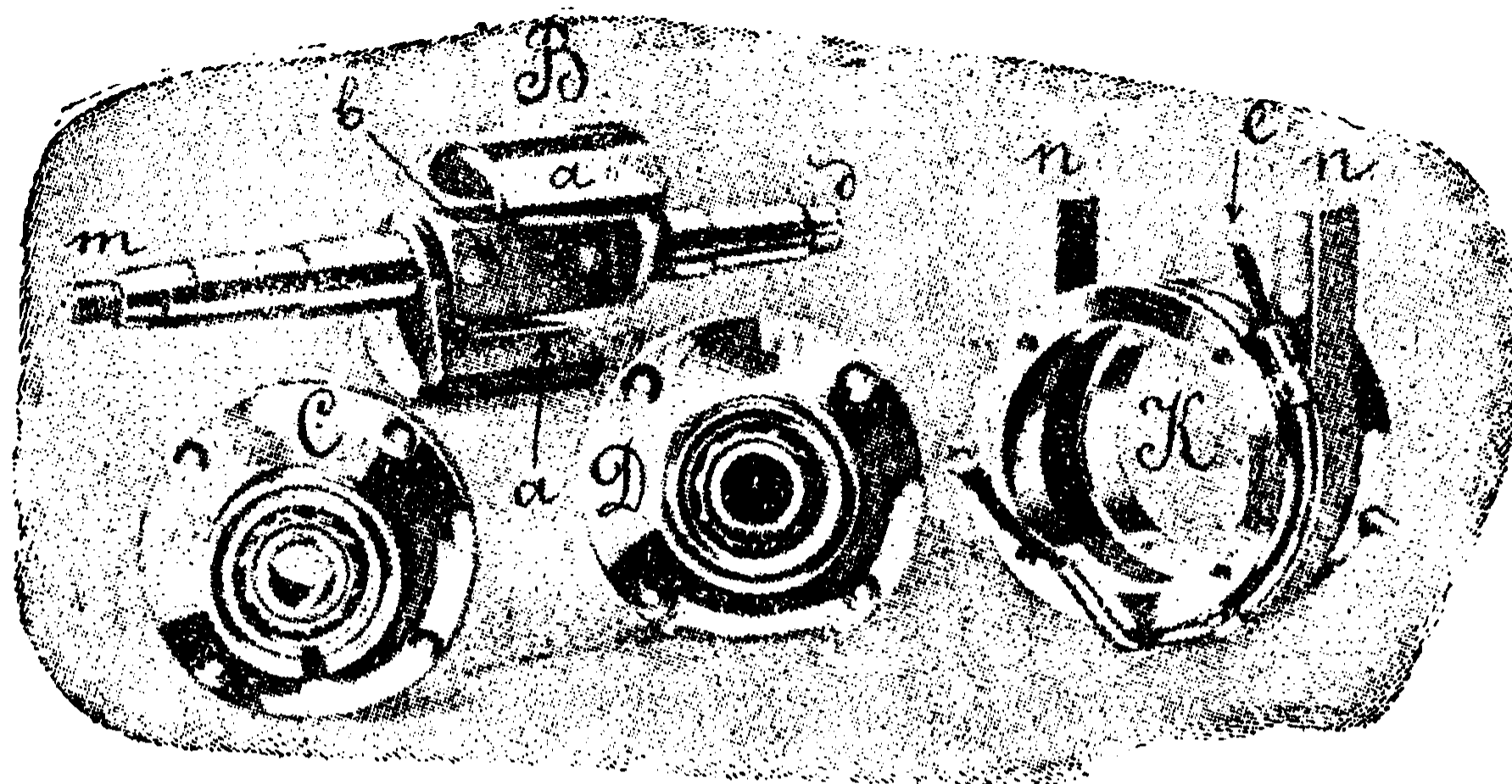
Общий вид магнето этого типа представлен на фиг. 114. Магниты *М* и якорь *Я* здесь неподвижны. Якорь состоит из прямоугольного железного сердечника, на который навиты обе обмотки. Первичная обмотка по обыкно-



Фиг. 114. Магнето „Дикси“.

вению, соединена одним концом с массой, а другим с прерывателем, помещающимся в круглой коробке, видимой на рисунке. На фиг. 115 изображены некоторые детали этого магнето.

Якорь помещается на двух железных стойках *п*, к которым привинчиваются концы сердечника. Между стойками



Фиг. 115. *В* — ротор; *С* и *Д* — подшипники ротора;
К — коробка ротора.

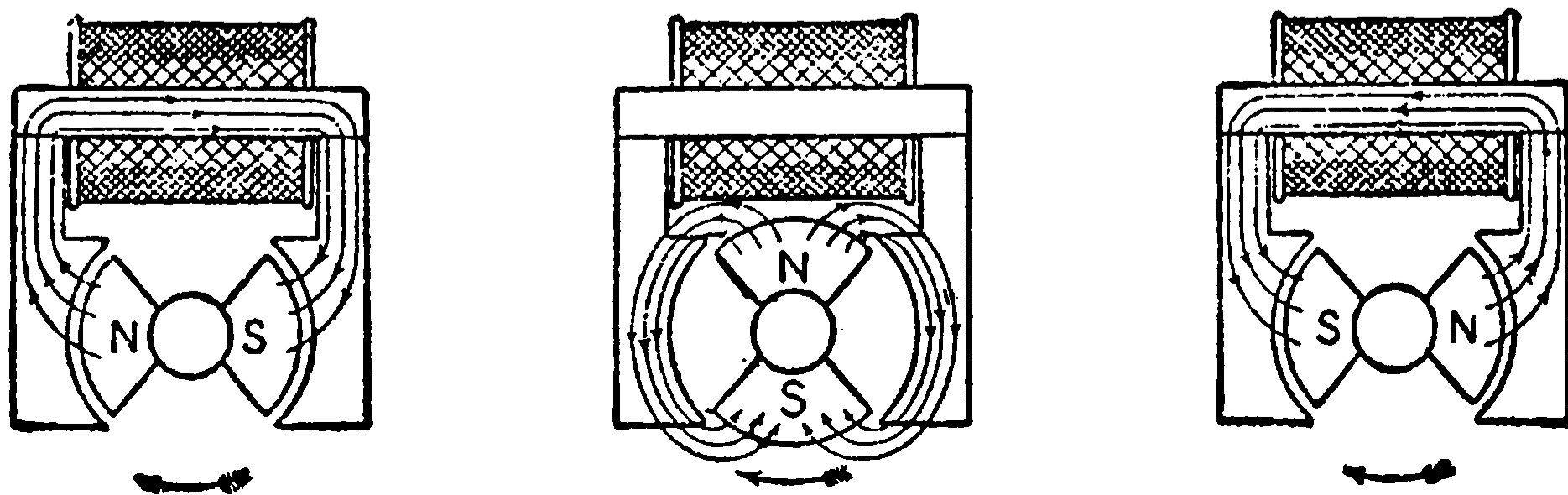
помещается круглая коробка *К*, внутри которой вращается так называемый „ротор“ — *В*. Он состоит из двух полюсных башмаков *а*, которые в магнитном отношении изолированы друг от друга медным бруском *в*, помещенным между ними.

При вращении ротора происходит изменение магнитного потока в сердечнике якоря, как показывает схема на фиг. 116.

Мы видим из приводимой схемы, что магнитный поток то проходит через сердечник якоря, то исчезает из него, то снова возникает, но уже в обратном направлении.

Следовательно, получается тот же результат, что и при вращении якоря: изменение магнитного потока индуктирует в первичной обмотке переменный ток; прерыватель обрывает этот ток в момент, когда он достигает максимума; это явление в свою очередь вызывает быстрое исчезновение магнитного поля вокруг якоря и индуктирует ток высокого напряжения в тонкой обмотке. Последний направляется к коллекторному кольцу, а отсюда в цилиндр двигателя.

Так как якорь магнето „Дикси“ неподвижен, то неподвижен и прерыватель, на оси же вращающегося ротора насажен кулачок, который и производит размыкание контактов прерывателя.



Фиг. 116. Схема магнето „Дикси“.

Те же явления будут иметь место и в том случае, если заставить вращаться самые магниты, оставив якорь неподвижным.

Подобная система с магнитами, расположенными на маховике, получила за последние годы широкое распространение для двухтактных двигателей, у которых, как было упомянуто выше (§ 45), скорость вращения магнето и двигателя должна быть одинакова.

Такая конструкция магнето представлена на фиг. 117.

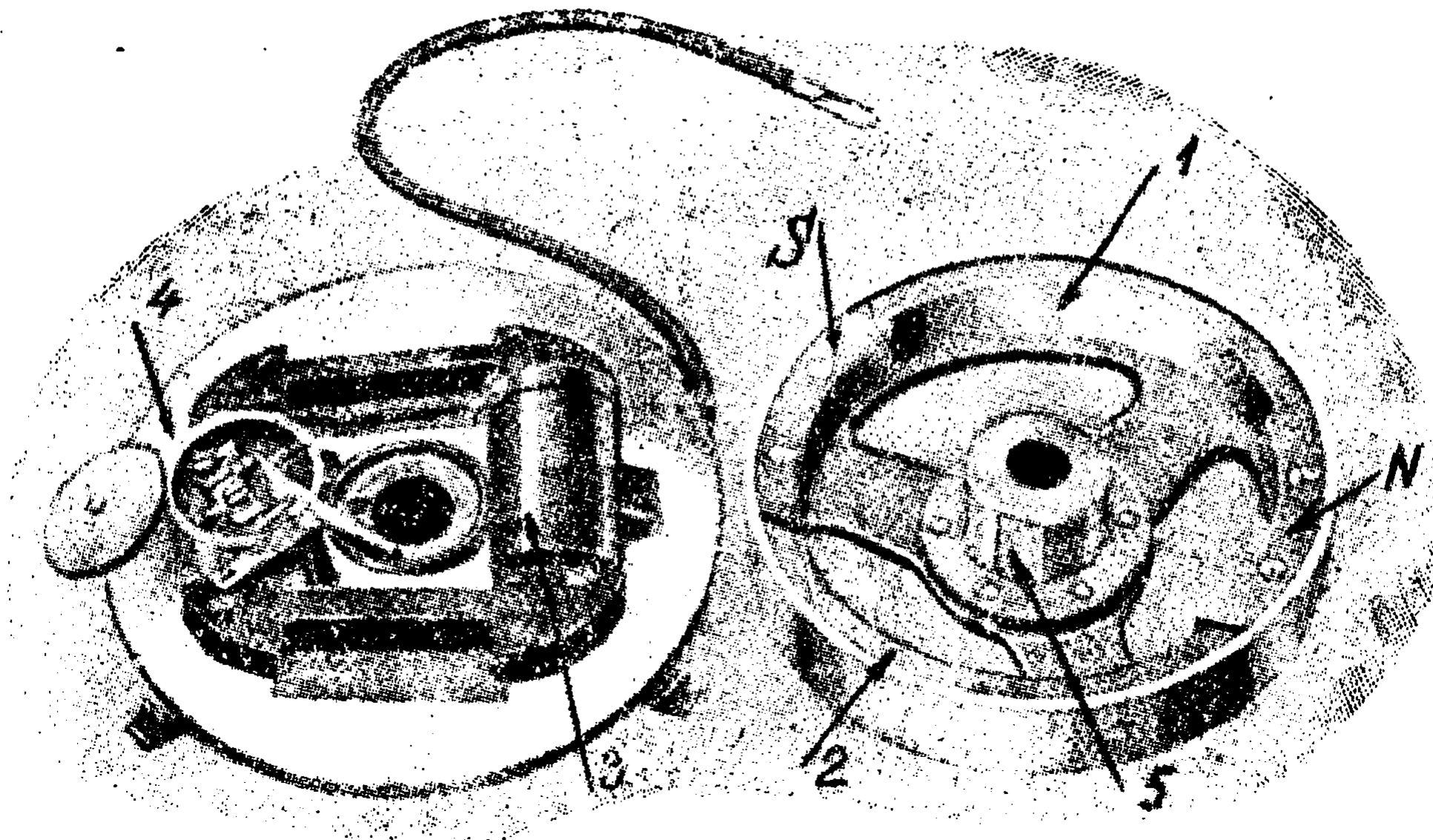
Внутри маховика, вынесенного наружу картера, помещаются два полукруглых магнита 1 и 2, одноименные полюса которых соединены полюсными башмаками *N* и *S*.

Якорь 3 и прерыватель 4 расположены на неподвижном диске, укрепленном к стенке картера. Устройство якоря обычное, т. е. толстая и тонкая обмотки, из которых первая соединена с прерывателем, а вторая — с проводом высокого напряжения, ведущим к свече.

Коллектор в данном случае отсутствует, так как в нем нет надобности в виду неподвижности якоря.

Прерыватель, как и у „Дикси“, — неподвижен. Удлиненный конец молоточка скользит по кулачку 5, сделанному на втулке маховика, который и производит размыкание контактов при каждом обороте.

Для защиты от пыли и влаги маховик и диск, несущий якорь и прерыватель, закрыты снаружи жестяным кожухом.



Фиг. 117. Магнето в маховике.

С производственной точки зрения описываемая система отличается наибольшей простотой: здесь нет мелких подшипников, угольных щеток, скользящих соединений и пр.; нет надобности и в особом приводе для приведения магнето в движение.

Как мы увидим дальше, путем небольшого усложнения эта система может быть приспособлена также и для осветительных целей.

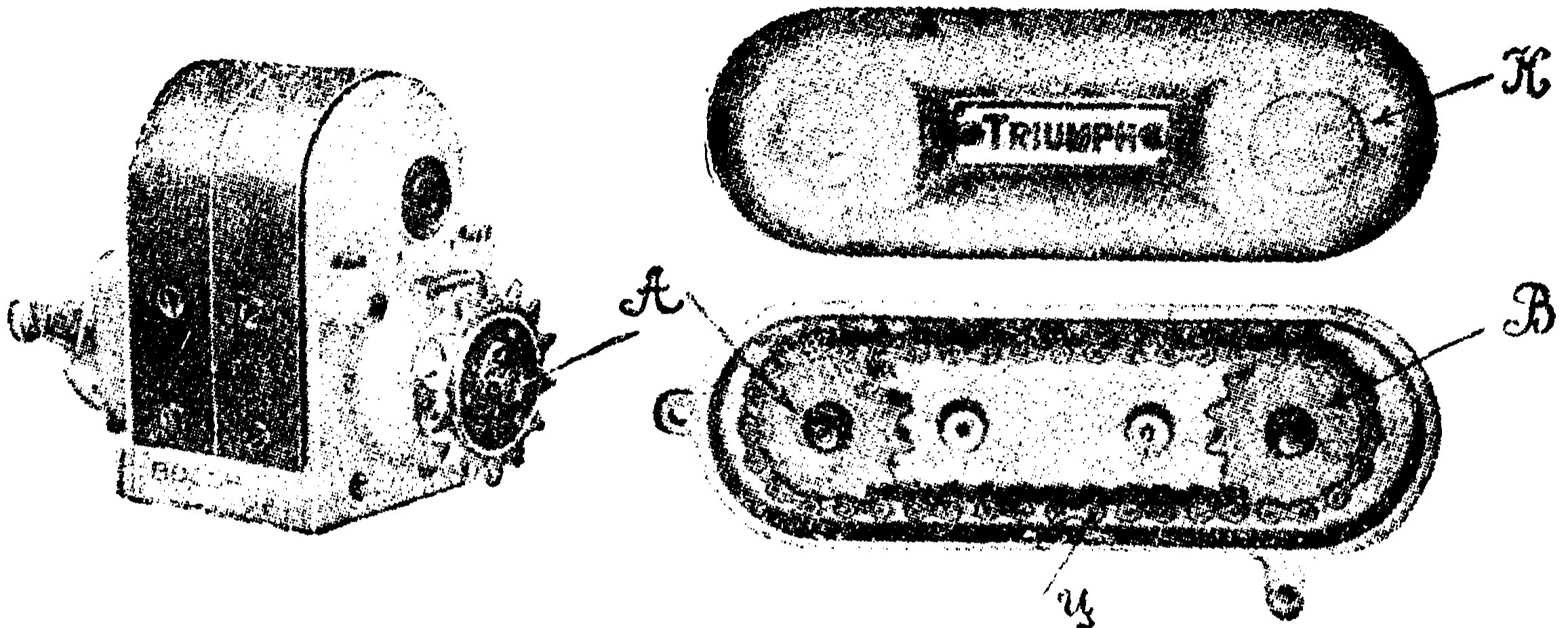
§ 48. Приведение магнето в действие.

Якорь магнето обычного типа или ротор магнето типа „Дикси“ приводится во вращение самим двигателем.

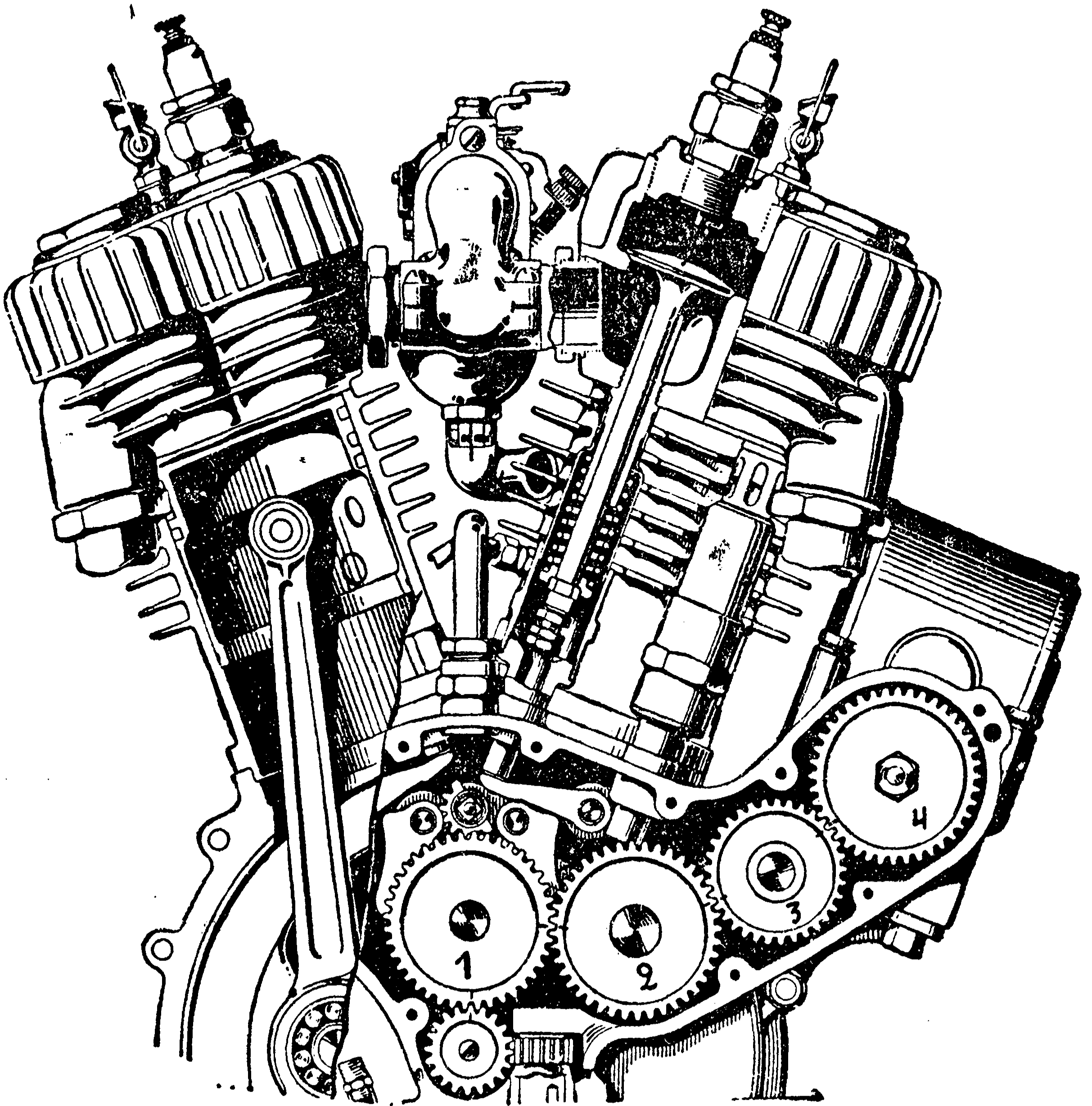
С этой целью на один из концов валика магнето, выведенный наружу, надевается приводная шестерня.

Шестерня эта соединяется обыкновенно с одной из распределительных шестерней мотора двояким способом, — либо небольшой цепью, либо посредством ряда промежуточных шестеренок.

Фиг. 118 и 119 показывают оба эти способа приведения магнето в движение у различных систем мотоциклов. Раз-



Фиг. 118. Цепной привод магнето.



Фиг. 119. Вращение магнето шестеренками.

меры шестерней при том и при другом способе выбираются таким образом, чтобы шестерня магнето и распределительная шестерня вращались с одинаковой скоростью. Так, А

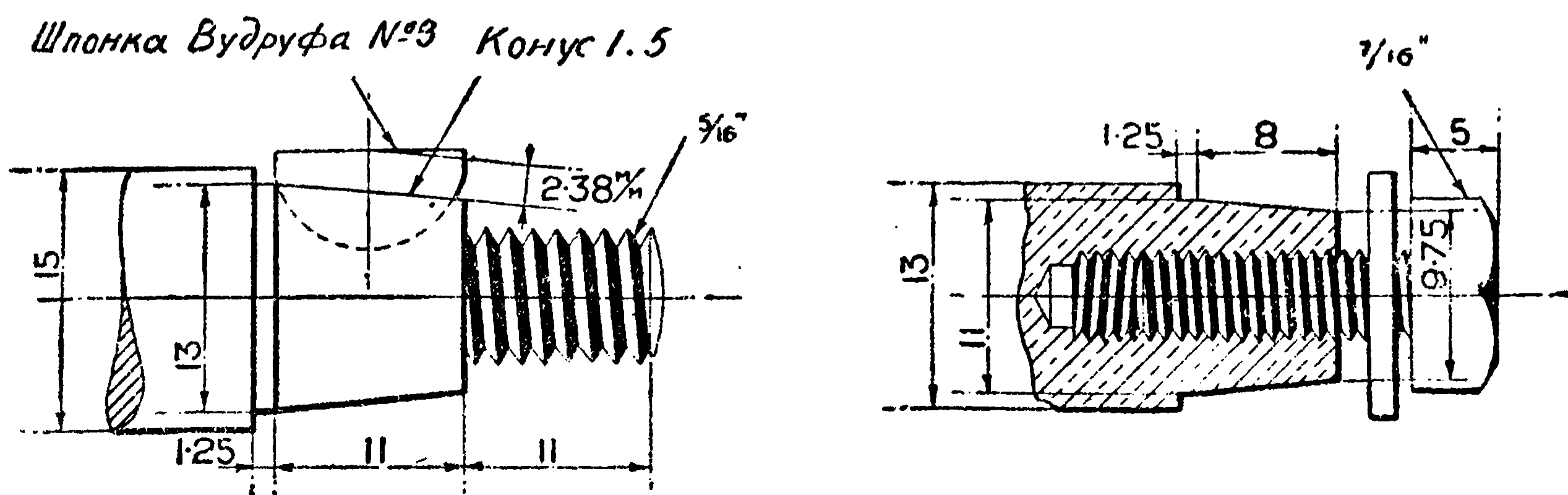
и *B* на фиг. 118 и шестерни 1 и 4 на фиг. 119 вращаются с одинаковой скоростью.

Так как распределительные шестерни вращаются вдвое медленнее, чем вал двигателя, то и якорь магнето будет вращаться тоже вдвое медленнее, чем двигатель, т. е. в течение двух оборотов вала якорь магнето повернется только один раз.

Первый из описанных двух способов проще, дешевле и менее шумен в работе, но требует высокого качества цепи, которая иначе довольно быстро вытягивается.

О методах закрепления приводной шестеренки на валике магнето дает представление фиг. 120.

В первом случае шестерня закрепляется шпонкой в определенном положении относительно валика якоря и



Фиг. 120. Два типа крепления шестерни на валике якоря.

затягивается гайкой; во втором — шестерня удерживается только трением на конусе валика и зажимается шурупом, ввинченным в торец валика. Первый способ применяется, обычно, при передаче вращения путем ряда шестерней, на которых можно при этом сделать метки для правильной сборки. Вторым употребляется по большей части при цепном приводе.

Достоин быть отмеченным способ соединения магнето с мотором, применяемый заводом „Рудж“ и изображенный на фиг. 63 (стр. 113). Конец оси якоря фрезерован. На него свободно надевается цилиндрическая шестеренка с внутренним и наружным зубчатыми венцами. Последняя, в свою очередь, вкладывается внутрь распределительной шестерни. Получается нечто вроде нониуса, дающего возможность устанавливать магнето с точностью до $\frac{1}{400}$ поворота якоря. Кроме того, благодаря отсутствию всяких закрепительных гаек и шпонок, чрезвычайно упрощается снятие и обратная постановка магнето.

§ 49. Опережение зажигания.

Познакомившись с различными системами магнето, рассмотрим один общий вопрос, имеющий большое практическое значение и известный под именем „опережения зажигания“.

Мы знаем уже из предыдущего, что сгорание смеси должно происходить в начале рабочего хода поршня, когда поршень находится в верхней мертвой точке.

Но для того, чтобы к этому моменту вся смесь в камере сгорания успела уже воспламениться, необходимо зажигать ее несколько раньше, до прихода поршня в в.м.т., ибо, как ни быстро происходит сгорание, все же оно не мгновенно, а если мы вспомним, что весь свой ход поршень совершает иногда в сотую долю секунды, то будет ясно, что при самом ничтожном запаздывании сгорания сила давления газов не может уже быть использована вполне, и двигатель не разовьет полной мощности.

Необходимо, следовательно, чтобы искра появлялась немного раньше прихода поршня в верхнее положение. Тогда газовая смесь успеет целиком воспламениться к тому моменту, когда поршень дойдет до в.м.т., и давление газов используется полностью.

Такое преждевременное появление искры в цилиндре называется „опережением зажигания“. Величина опережения достигает у мотоциклов 40° — 50° поворота кривошипа, что соответствует 12 — 14% хода поршня от в.м.т.¹

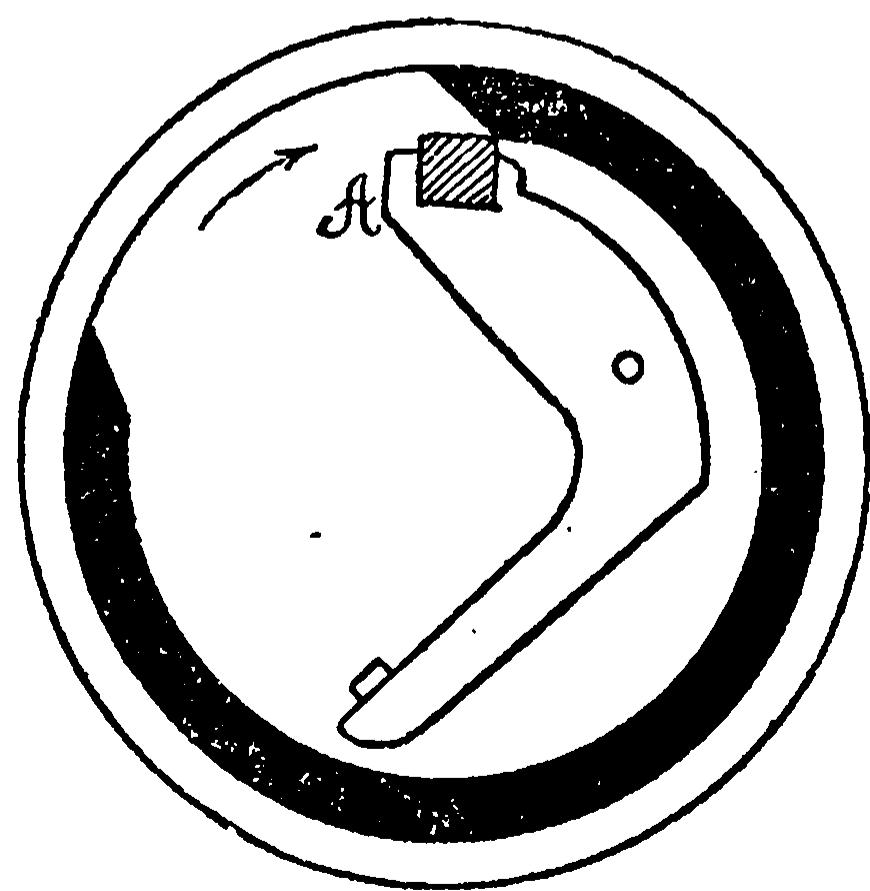
Понятно, что чем быстрее работает мотор, тем раньше должна появляться искра, т. е. тем больше должно быть „опережение зажигания“, чтобы сгорание успевало совершаться во-время. На малых же оборотах, или, например, при пуске в ход, „опережение“ вовсе не нужно, и искра может появляться лишь в самой мертвой точке.

Из этого следует, что в распоряжении мотоциклиста должно находиться приспособление, посредством которого он мог бы изменять момент зажигания, заставляя появляться искру раньше или позже, смотря по работе мотора.

¹ Если в качестве топлива применяются спиртовые смеси, горящие медленнее бензина, то опережение зажигания должно быть еще больше, примерно 16 — 18% хода поршня.

Таким приспособлением и является сама коробка прерывателя. Коробка эта может поворачиваться на некоторый угол в своем гнезде. Фиг. 121 объясняет, что происходит при ее поворачивании. Допустим, что прерыватель, а с ним и молоточек А вращаются по направлению, указанному стрелкой. Искра в цилиндре появится, как известно, в момент перерыва тока, т. е. в то мгновение, когда конец молоточка набежит на край кулачка, как показано на рисунке. Что произойдет теперь, если мы повернем коробку навстречу движению прерывателя? Молоточек будет тогда встречать кулачок немного раньше, чем прежде; раньше станет прерываться и ток, а следовательно раньше будут появляться и искры в цилиндре: у нас получится „опережение зажигания“.

Наоборот, если повернуть коробку по направлению вращения прерывателя, то молоточек будет встречать край кулачка позже, и в цилиндре получится более позднее зажигание.



Фиг. 121. Опережение зажигания.

Для поворачивания коробки прерывателя в желаемую сторону к ее ушку прикрепляется Боденовский трос или какие-либо иные тяги, приводимые в движение рычажком, который находится обыкновенно на левой ручке руля или в другом подходящем месте. Передвигая рычажок в ту или иную сторону, мотоциклист поворачивает коробку прерывателя и достигает более раннего или более позднего зажигания.

При нормальной езде опережение зажигания должно быть наибольшим, какое только допустимо для данной скорости.

При пуске в ход, когда мотор вращается медленно, опережение излишне и даже вредно, и потому коробку прерывателя надо тогда ставить на „позднее зажигание“, т. е. повернуть в крайнее положение, считая по направлению вращения прерывателя.

То же правило применимо и при езде в гору или по грязной или песчаной дороге, когда мотор с трудом поворачивает колеса и поршень движется медленнее: в этом случае также необходимо убавить опережение зажигания.

Слишком раннее зажигание обнаруживается появлением резких металлических стуков в цилиндре.

Слишком позднее зажигание, кроме потери мощности, вызывает еще перегревание цилиндров, так как смесь не успевает полностью сгореть в течение рабочего хода, а продолжает гореть во время выпуска; выделяющееся при этом тепло уже не превращается в механическую работу, а бесполезно уходит на нагревание стенок цилиндра.

Повертывание коробки прерывателя, очевидно, противоречит требованию, чтобы разрыв первичного тока всегда происходил в тот момент, когда ток достигает своего максимума. Это требование невыполнимо, по крайней мере у магнето с вращающимся якорем.

У магнето типа „Дикси“ дело обстоит, однако, иначе: в нем вместе с прерывателем поворачивается на такой же угол и сам якорь. То же происходит и у магнето, устроенных в маховике, где смещается на некоторый угол весь диск, несущий якорь и прерыватель. Вследствие этого, у магнето последних двух видов изменение момента зажигания не отражается на величине силы вторичного тока: отрыв контактов прерывателя всегда совершается у них на максимуме тока в первичной обмотке.

§ 50. Установка момента зажигания.

Если магнето было почему-либо снято с двигателя, то обратная его постановка должна быть произведена следующим образом.

Одноцилиндровый мотор. Поршень приводят в верхнюю мертвую точку, соответствующую концу сжатия.

Коробку прерывателя поворачивают в положение самого позднего зажигания, т. е. в крайнее ее положение по направлению вращения прерывателя. Якорь магнето поворачивают рукой в направлении его вращения, до тех пор пока молоточек прерывателя не коснется края кулачка и не начнется расхождение платиновых контактов. После этого закрепляют привод, соединяющий магнето с двигателем, стараясь не нарушить положение якоря и поршня.

Двухцилиндровый мотор. Установку производят по заднему цилиндру, который принято считать первым. Поршень его приводят в мертвую точку сжатия. Коробку прерывателя устанавливают в положение самого позднего запала. Якорь магнето поворачивают в направлении его вращения до тех пор, пока молоточек прерывателя коснется края того кулачка, на котором выбита цифра 1. Цифра 1 относится обыкновенно к заднему цилиндру. Если цифр нет, то надо руководствоваться следующим правилом: заднему цилиндру соответствует тот кулачок, ударный конец которого (т. е. конец *a* на фиг. 112) ближе от соседнего конца другого кулачка.

Установив якорь, закрепляют привод, соединяющий магнето с двигателем, и, наконец, соединяют проводом со свечей заднего цилиндра угольную щетку, которая находится в соединении с медной пластиной коллектора.

При такой установке самое позднее зажигание будет происходить в верхней мертвой точке. Величина же опережения будет зависеть от усмотрения ездока.

Так как коробка прерывателя поворачивается обычно в пределах до 25° , что соответствует 50° поворота коленчатого вала, то в распоряжении ездока остается, таким образом, возможность изменять момент зажигания в достаточно широких пределах.

В заводских наставлениях рекомендуется обычно другой способ установки магнето по моменту самого раннего зажигания. Этот способ ограничивает ездока в пользовании опережением, ставя ему жесткий предел, что для неопытных мотоциклистов, пожалуй, имеет смысл. При подобной установке поступают так: поршень приводят в верхнюю мертвую точку хода сжатия, затем поворачивают вал двигателя в обратном направлении настолько, чтобы поршень опустился примерно на 12% своего хода (что, например, при ходе поршня в 85 мм составит 10 мм); для спортивных машин опережение делают больше, примерно 15% .

При этом можно пользоваться приспособлением, описанным в § 29.

Коробку прерывателя поворачивают в положение наибольшего опережения, т. е. в крайнее положение, против вращения прерывателя.

В остальном поступают так же, как объяснено выше.

§ 51. Уход за магнето и его неисправности.

Современные магнето первоклассных фирм являются приборами настолько совершенными и надежными, что не требуют почти никакого ухода и чрезвычайно редко подвержены каким-либо неисправностям.

В сущности в магнето имеются только три части, требующие к себе внимания: 1) подшипники якоря, 2) контакты прерывателя и 3) угольные щетки.

Подшипники якоря нуждаются в смазке. Для этой цели над ними помещаются специальные масленки. (Такая масленка с крышкой видна например на фиг. 103 и обозначена буквой *E*.) Приблизительно через каждые 1000 км надо впускать в них по 1-2 капли жидкого масла (костяного, веретенного, легкого машинного). Впрочем некоторые магнето не требуют даже этой заботы: при сборке их на самом заводе в подшипники запаковывают достаточное количество вазелина на несколько лет работы.

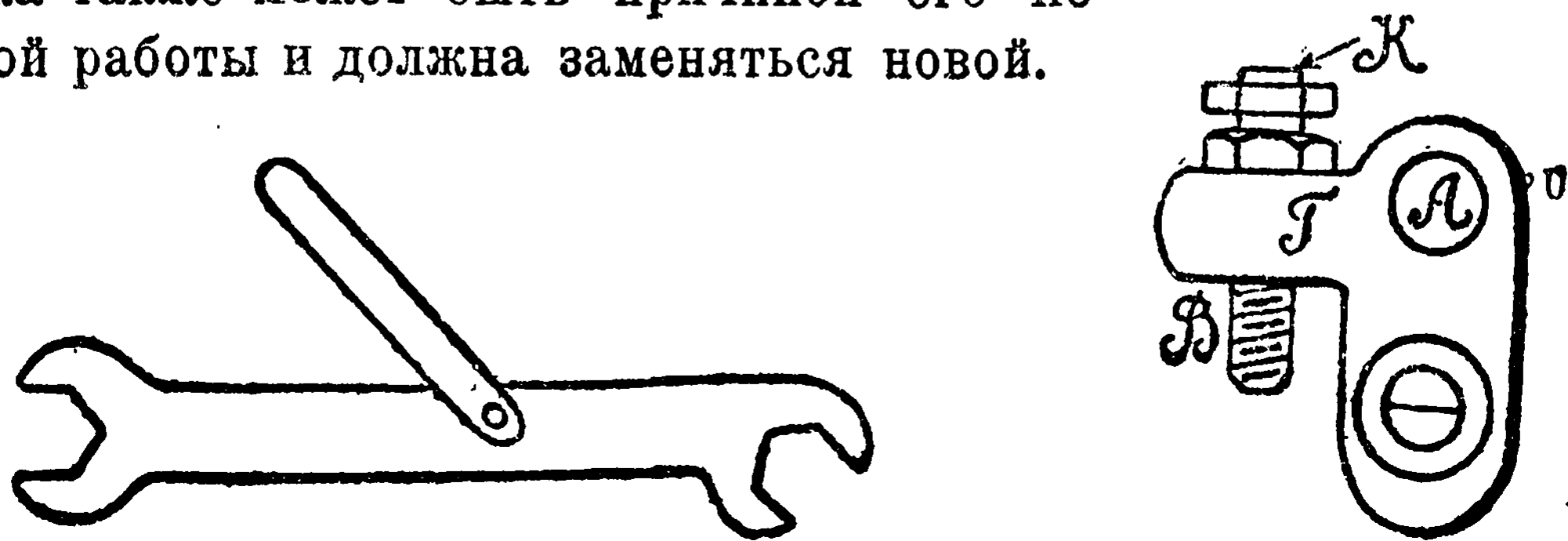
Изношенные подшипники старого магнето бывают иногда причиной неисправности, в которой подчас не легко разобраться: снятое с двигателя магнето при проворачивании якоря рукой дает нормальную искру, поставленное же на двигатель — перестает действовать. Причина заключается в том, что натяжение приводной цепи, при изношенных под-

шипниках вызывает перекосяк якоря, и он начинает цеплять за полюсные башмаки, от которых его отделяет очень малый зазор.

Контакты прерывателя в момент отрыва должны иметь зазор в 0,4 мм. Этот зазор надо от времени до времени проверять, для чего на ключе, прилагаемом к магнето, имеется специальный плоский калибр (см. фиг. 122).

Если зазор неправилен, то его регулируют поворачиванием винта *К*, на котором находится неподвижный контакт. Положение винта фиксируется затем контр-гайкой *Г*.

Поверхности контактов должны быть ровны, плотно прилегать одна к другой и быть свободны от грязи, масла и пр. В случае надобности их зачищают мелкой наждачной шкуркой. Молоточек должен свободно поворачиваться на своей оси, при нажиме на него пальцем — резко ударять по наковальне. Если он работает вяло или заедает на оси, надо его снять, зачистить его ось и втулку и слегка смазать жидким маслом (избегая его избытка). Сломанная или недостаточно упругая пружина молоточка также может быть причиной его неисправной работы и должна заменяться новой.



Фиг. 122. *К* — контакт; *Г* — контргайка.

Угольные щетки, скользящие по коллекторному кольцу, являются третьей и последней деталью магнето, требующей присмотра. Они должны плотно прилегать к поверхности кольца. Если концы их замаслены или выщерблены, их надо зачистить шкуркой. Коллекторное кольцо тоже должно быть чистым. При осмотре щеток надо убедиться также в том, что они не застревают в своих гнездах, а провод хорошо прикреплен к щеткодержателю.

Вот, собственно, и всё, чем может быть ограничен нормальный уход за магнето и мелкий домашний ремонт, который можно разрешить рядовому мотоциклисту.

§ 52. Динамомашинны.

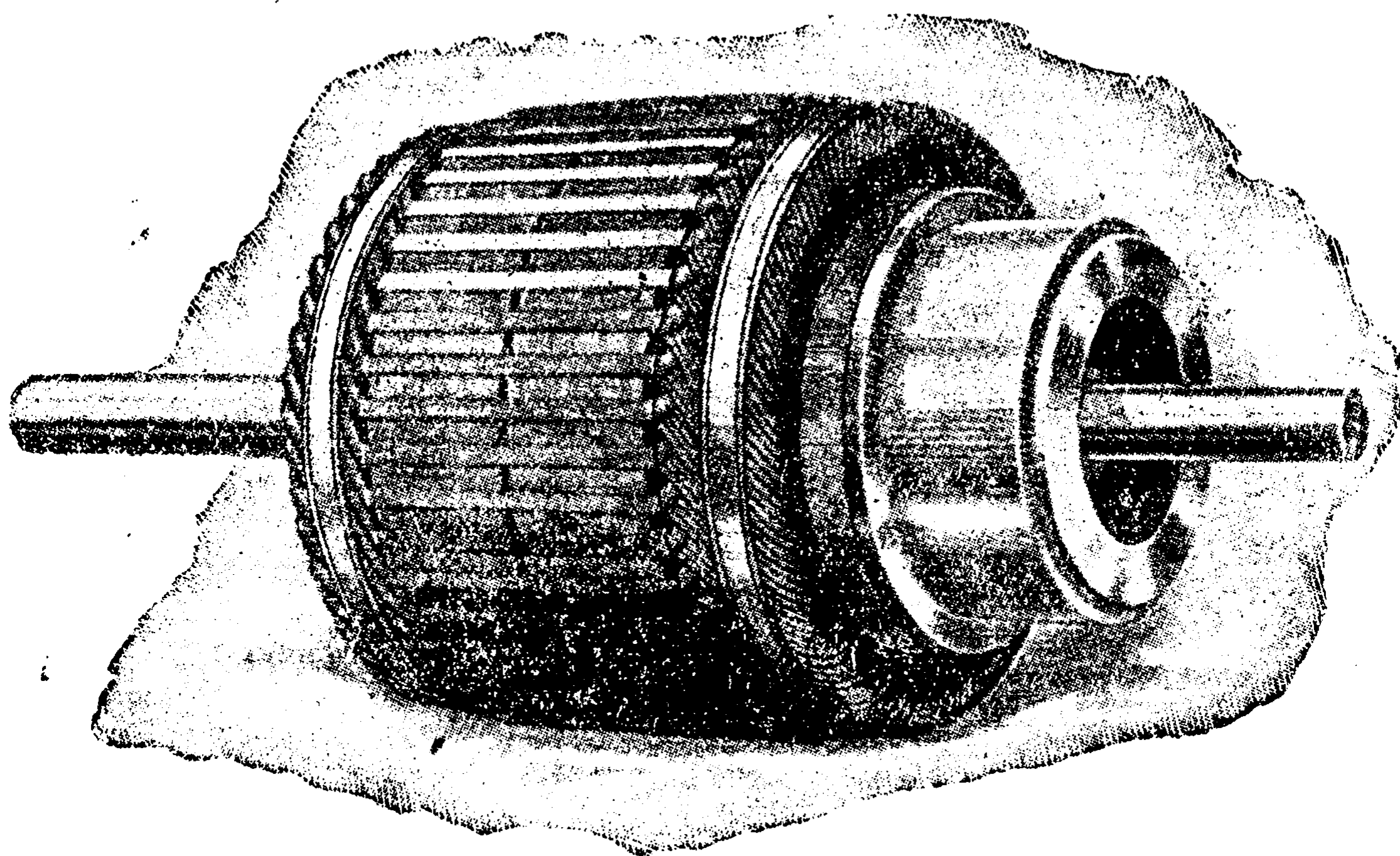
Магнето, как уже было указано выше (§ 42), является не единственным источником электрического тока, который может быть использован для зажигания. Из числа других источников мы рассмотрим динамомашинны и аккумуляторы, которые, обыкновенно, применяются совместно и притом служат не только для зажигания смеси в цилиндре, но также и для целей освещения. Поэтому, в дальнейшем

нам придется рассматривать оба эти вопроса, т. е. зажигание и освещение, параллельно. Устройство динамо основано на том же принципе, что и магнето, т. е. на возбуждении тока, путем вращения обмотки в магнитном поле.

Однако, существенная разница между ними заключается в устройстве якоря, а также, по большей части, и магнитов.

Якорь динамо состоит из отдельных мотков (секций) изолированной проволоки, концы которых припаяны к изолированным друг от друга медным пластинкам, совокупность которых образует коллектор.

Общий вид такого якоря представлен на фиг. 123.



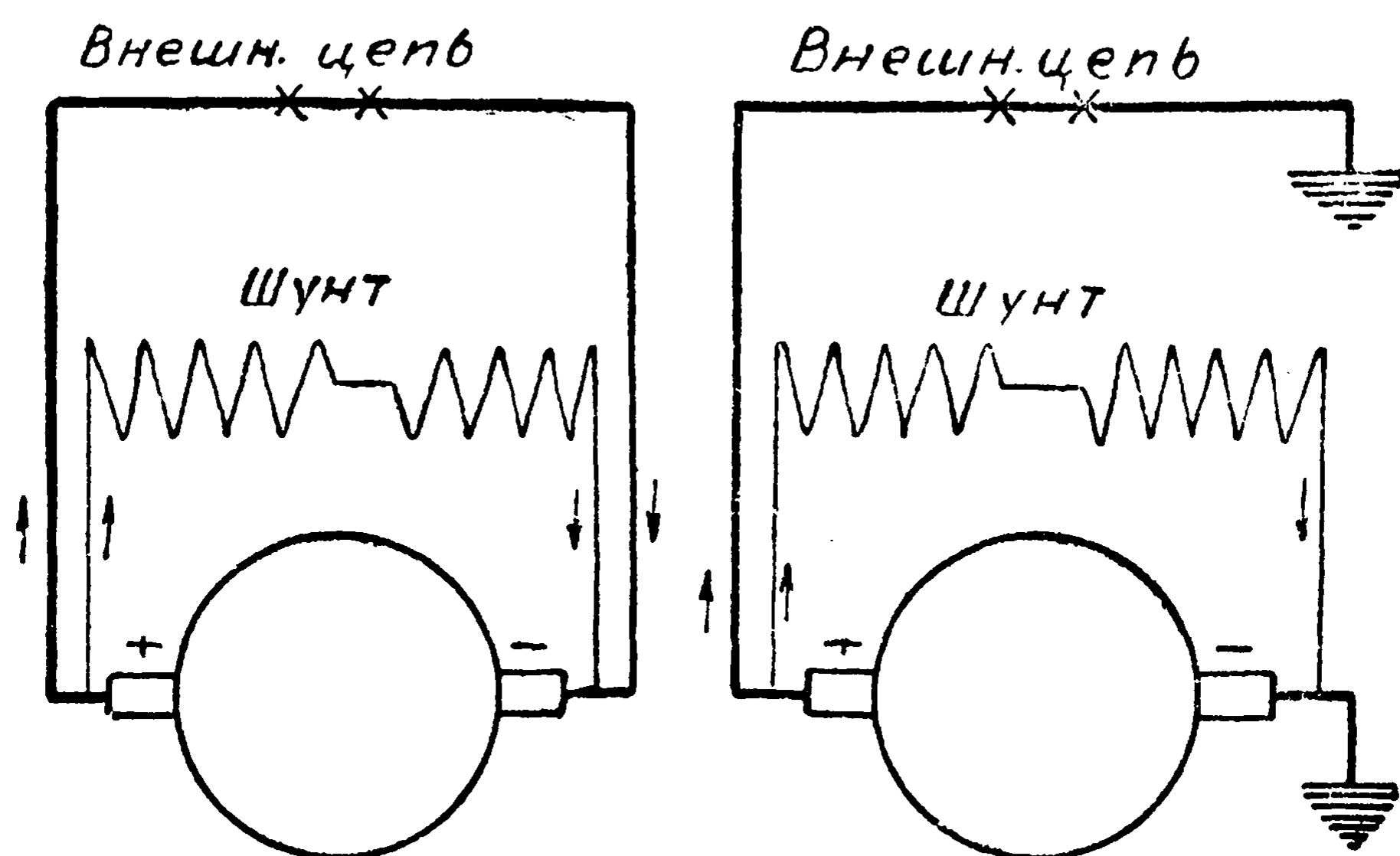
Фиг. 123. Якорь и коллектор динамо.

При вращении якоря в магнитном поле — в отдельных секциях его, пересекающих магнитные силовые линии, индуктируется электро-движущая сила, следовательно, если замкнуть концы секций, припаянные к коллекторным пластинкам, каким-либо проводом, то в нем образуется электрический ток. Замыкание отдельных секций обмотки производится двумя угольными щетками, прижатыми к поверхности коллектора с двух противоположных сторон. От щеток ток может быть направлен далее в любую замкнутую цепь.

Динамо с таким устройством якоря дает постоянный ток, т. е. не меняющий своего направления. Это ток — низкого напряжения — обычно в мотоциклетных динамо 6 — 8 вольт, при силе тока от 3 до 5 ампер.

Магниты динамо могут быть, как и у магнето, постоянными, т. е. изготовленными из намагниченной раз навсегда стали, но по большей части динамо снабжается „электромагнитами“, т. е. простыми брусками железа, обмотанными изолированной проволокой, которые намагничиваются только во время прохождения по их обмотке электрического тока. Ток для возбуждения электромагнитов берется от щеток самой же динамо. В зависимости от того, каким образом присоединена обмотка электромагнитов к щеткам, различают несколько типов динамомашин, отличающихся друг от друга по своим свойствам.

На мотоциклах применяются обыкновенно так называемые „шунтовые“ динамо, схема которых дана на фиг. 124.



Фиг. 124. Схема шунтовой динамо.

Мы видим из этой схемы, что обмотка электромагнитов — „шунт“ — присоединена к щеткам параллельно внешней цепи, т. е. ток от положительной щетки разветвляется: часть его направляется во внешнюю цепь (к фонарям, сигнальному рожку и т. п.), а другая часть — в обмотку электромагнитов. Затем оба потока возвращаются к отрицательной щетке. На мотоциклах эта проводка упрощается по большей части тем, что вместо обратного провода пользуются самой металлической „массой“ машины, как показано на фиг. 124, справа.

Так как напряжение тока динамо изменяется в очень широких пределах в зависимости от числа оборотов, а последнее неизбежно меняется, раз якорь динамо получает вращение от двигателя мотоцикла, — то возникает необхо-

димось в специальном приспособлении, которое регулировало бы напряжение тока или, по крайней мере, удерживало бы его в определенных границах.

Эта задача может быть решена различными способами. Можно, например, привод устроить так, чтобы он начинал проскальзывать при достижении якорем известного числа оборотов. Это — механическое решение задачи, применяемое редко. Обыкновенно же напряжение тока регулируется электрическим путем. С этой целью применяют иногда дополнительный электромагнит, который снабжается особой „компенсационной“ обмоткой, расположенной так, чтобы возбуждаемое ею магнитное поле противодействовало магнитному полю главных магнитов, когда последнее слишком усиливается. Наиболее же распространенный способ состоит в том, что к коллектору присоединяют третью щетку, расположенную так, что при большом числе оборотов она посылает в шунтовую обмотку встречный ток, ослабляющий возбуждение электромагнитов.

Тем не менее, в известных пределах, напряжение тока динамо все же меняется. Поэтому при непосредственном приключении к ней фонарей машины яркость света при езде постоянно колеблется. Это обстоятельство и привело к тому, что в настоящее время динамо применяются почти исключительно в соединении с аккумуляторами, которые при избытке энергии, доставляемой динамо, поглощают его, а при недостатке — отдают накопленный запас, словом выравнивают напряжение во внешней цепи. Кроме того, они дают свет на остановках, когда динамо бездействует

§ 53. Аккумуляторы.

Аккумуляторами называются приборы, способные накапливать и сохранять известный запас электрической энергии, который можно расходовать затем по мере надобности.

Аккумулятор представляет собой целлулоидную или эбонитовую банку, в которую наливается раствор серной кислоты плотностью около 26° по ареометру Боме, или уд. веса 1,14 (в незаряженном аккумуляторе). В кислоту погружены свинцовые пластинки.¹ Банка закрыта крышкой,

¹ Точнее свинцовые решетки, в ячейки которых запрессована масса состоящая из окислов свинца.

сквозь которую выступают наружу верхушки пластинок, служащие для прикрепления к ним проводов.

Для наливания кислоты в крышке устроено отверстие, затыкаемое пробкой δ (фиг. 125), в которой имеется маленькая дырочка для выхода образующихся газов. Когда через аккумулятор пропускают ток, т. е. „заряжают“ его, происходит следующее: ток разлагает воду на кислород и водород. Кислород скопляется на одной из пластинок, которую назовем „положительной“ (+), и окисляет ее, вследствие чего она покрывается черноватым налетом перекиси свинца. Водород же выделяется в виде пузырьков у другой пластинки, которую называют „отрицательной“ (—). При зарядке аккумулятора уд. вес раствора серной кислоты повышается и к концу ее доходит до 1,25. Если, зарядив аккумулятор, соединить его зажимы проволокой, то окажется, что аккумулятор сам начнет источать электричество, и по проволоке потечет электрический ток в направлении от положительного зажима к отрицательному. Так будет продолжаться до тех пор, пока аккумулятор не „разрядится“. При разрядке в самом аккумуляторе происходит следующее: серная кислота разлагает перекись свинца на положительной пластинке, отнимая от нее часть кислорода; отрицательная же пластинка при этом окисляется.

Кроме свинцовых применяются еще железо-никелевые аккумуляторы (Эдисона), и железо-кадмиевые, основанные в общем на тех же принципах. Вместо кислоты для них употребляется раствор едкого кали (около 21%). Удельный вес его не меняется при зарядке и разрядке. Эдисоновские аккумуляторы менее чувствительны к тряске и не требуют к себе столь большого внимания, как свинцовые.

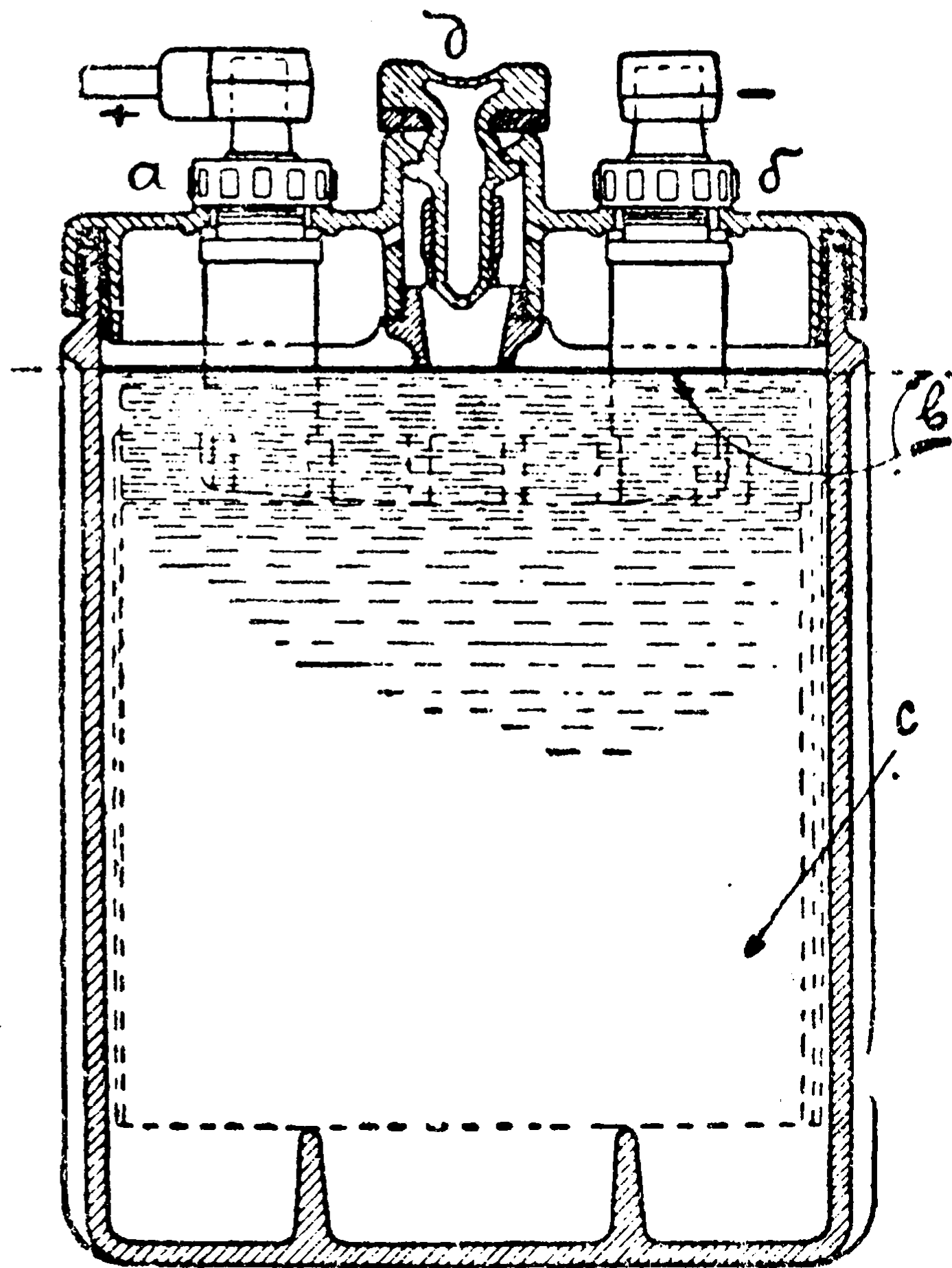
Заряженный свинцовый аккумулятор, состоящий из одного элемента, дает ток напряжением в 2 вольта. Подобный аккумулятор изображен на фиг. 125.

Для получения более высокого вольтажа соединяют последовательно несколько элементов и получают, таким образом, аккумуляторную батарею. Для мотоциклов применяют обычно батарею из двух или трех элементов, т. е. в 4 или 6 вольт. Емкость такой батареи, т. е. число ампер-часов, отдаваемое при разряде, заключается в пределах от 10 до 20 ампер-часов, в зависимости от размеров пластин.

Если напряжение одного элемента падает до 1,8 вольт (т. е., например, общее напряжение шестивольтовой батареи до 5,4 вольт), аккумулятор должен быть вновь заряжен. О необходимости зарядить аккумулятор можно судить также по удельному весу раствора: в разряженном аккумуляторе он падает до 1,15 — 1,17.

Пластины должны быть погружены в раствор почти до верхнего края и выступать из него не более чем на 1 см. Так как вследствие испарения воды этот уровень понижается, то от времени до времени надо доливать аккумулятор дистиллированной водой (или дождевой). Но если раствор был пролит, то надо добавить кислоту указанной выше плотности.

Хранить свинцовые аккумуляторы надо в заряженном состоянии. Железо-никкелевые аккумуляторы допускают полную разрядку. Примерно раз в год в них следует сменять весь раствор едкого кали. Для этого аккумулятор должен быть предварительно разряжен. Затем старый раствор выливают, пластины прополаскивают чистой водой, вливают свежий раствор и вновь заряжают аккумулятор.



Фиг. 125. а и б — зажимы для при соединения проводов, д — пробка; в — уровень кислоты; с — пластины.

§ 54. Соединение динамо с аккумуляторами и установка динамо на мотоцикле.

Независимо от того, применяется ли динамо только для освещения или для освещения и зажигания вместе, соединение ее с аккумуляторной батареей должно производиться таким образом, чтобы при остановке двигателя или на малых

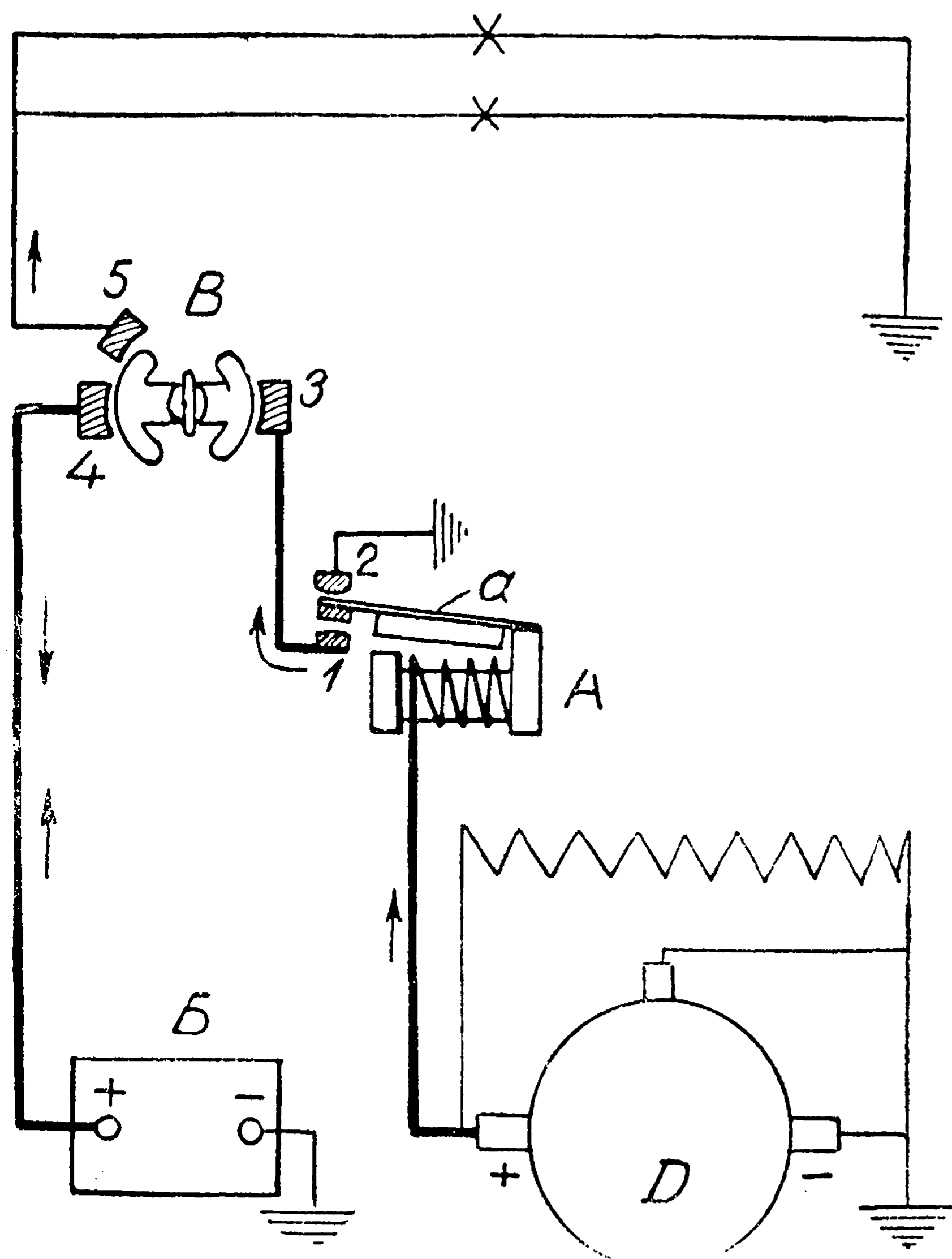
оборотах, когда ток от динамо недостаточен для зарядки аккумуляторов, — батарея автоматически отъединялась бы от динамо во избежание разрядки через обмотку якоря.

Это вызывает необходимость включения между ними особого прибора — автоматического выключателя („реле“), который будем в дальнейшем для краткости называть просто „автоматом“. Подобный автомат может действовать под влиянием центробежной силы, производя включение батареи лишь

при достижении якорем динамо известного числа оборотов, по большей же части он представляет собой электромагнит, который притягивает к себе подвижной контакт и включает батарею, когда ток динамо достигает определенного напряжения.

Автомат последнего типа представлен, например, на схеме фиг. 126, где он обозначен буквой *A*.

Проследим по этой схеме взаимодействие токов динамо и батареи. От



Фиг. 126. Соединение динамо с батареей.

положительной щетки динамо ток направляется к автомату *A* и проходит через обмотку его электромагнита и далее через его якорек *a*, поддерживаемый пружиной, к неподвижному контакту 2, который соединен с массой. Через массу щетки динамо оказываются замкнутыми, и, следовательно, образуется непрерывная цепь для прохождения тока. Когда ток динамо достигает достаточного напряжения, электромагнит автомата притягивает якорек *a*, отрывая его от контакта 2 и соединяя с контак-

том 1. Путь тока теперь изменится: через контакт 1 он направится к переключателю В, которым действуют ручную. Если переключатель повернут так, как показано на схеме, т. е. он соединяет контакты 3 и 4, то батарея и динамо оказываются в соединении. Следовательно ток от динамо направится далее к положительному зажиму батареи, пройдет через аккумуляторы, заряжая их, и наконец, через отрицательный, заземленный зажим батареи и через массу возвратится к отрицательной щетке динамо. Так будет продолжаться до тех пор, пока напряжение тока динамо будет превышать напряжение самой батареи. При уменьшении числа оборотов произошло бы обратное явление: ток из батареи „пересилил“ бы ток динамо и пошел бы в противоположном направлении. Но этому препятствует автомат, который при ослаблении тока выключает динамо.

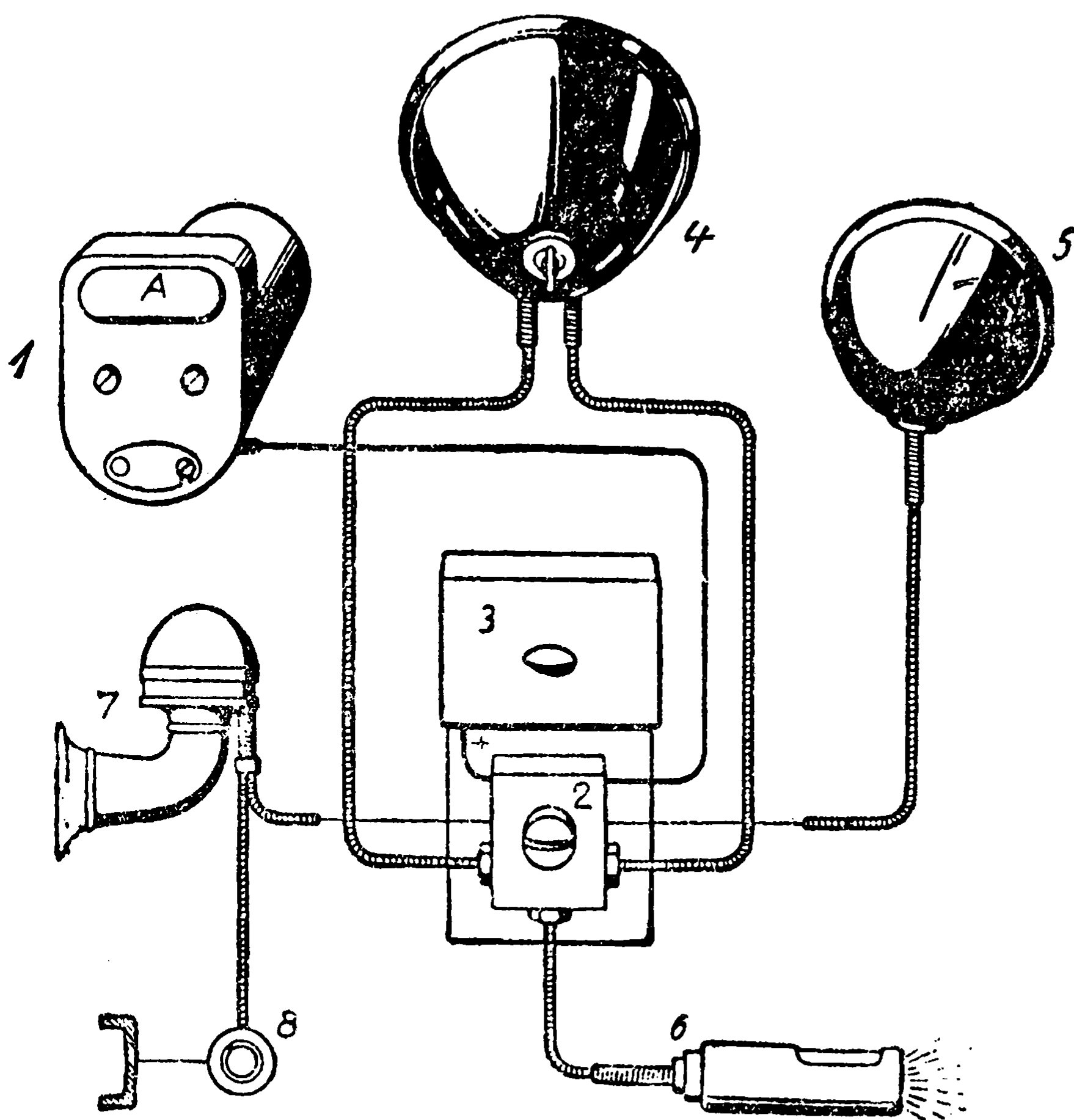
Детали устройства автомата могут быть, конечно, довольно разнообразны, но принцип действия его остается, в общем, один и тот же и соответствует вышеописанному.

Легко себе представить, что переключатель В может быть устроен так, чтобы при известном его повороте соединялись не только контакты 3 и 4, но и контакт 5, к которому приключена внешняя цепь (фонари, гудок и пр.). Тогда у точки 4 ток динамо будет разветвляться: часть его направится в осветительную сеть, а избыток пойдет на зарядку аккумуляторов. На остановках, или при малых оборотах двигателя, когда автомат выключает динамо, ток в осветительную цепь будет давать батарея через контакты 4 и 5. Таким образом, последняя является как бы буфером между динамо и осветительной установкой, посредством которого напряжение в сети поддерживается на постоянном или, во всяком случае, на незначительно колеблющемся уровне.

Конкретный пример подобной установки динамо исключительно для целей освещения дает фиг. 127, представляющая схему установки „Бош“. Мы имеем здесь шунтовую динамо постоянного тока — 1, снабженную регулятором напряжения и автоматическим выключателем, которые расположены оба под крышкой А. От положительной щетки динамо ток направляется к переключателю 2, где, в зависимости от положения его контактов, ток разветвляется: часть его поступает в аккумуляторную батарею 3, а дру-

гая в осветительную цепь, т. е. к переднему фонарю 4 с двумя лампами разной силы света, к фонарю боковой коляски 5 и к заднему фонарю 6, а также к сигнальному гудку 7 („клексону“). Последний соединяется с массой через кнопку 8, при нажатии которой он только и действует.¹

Клексон можно включить и таким образом, чтобы он действовал только от динамо и не расходовал бы совершенно заряда батареи. Для этого его надо присоединить ме-



Фиг. 127. Осветительная установка „Бош“.

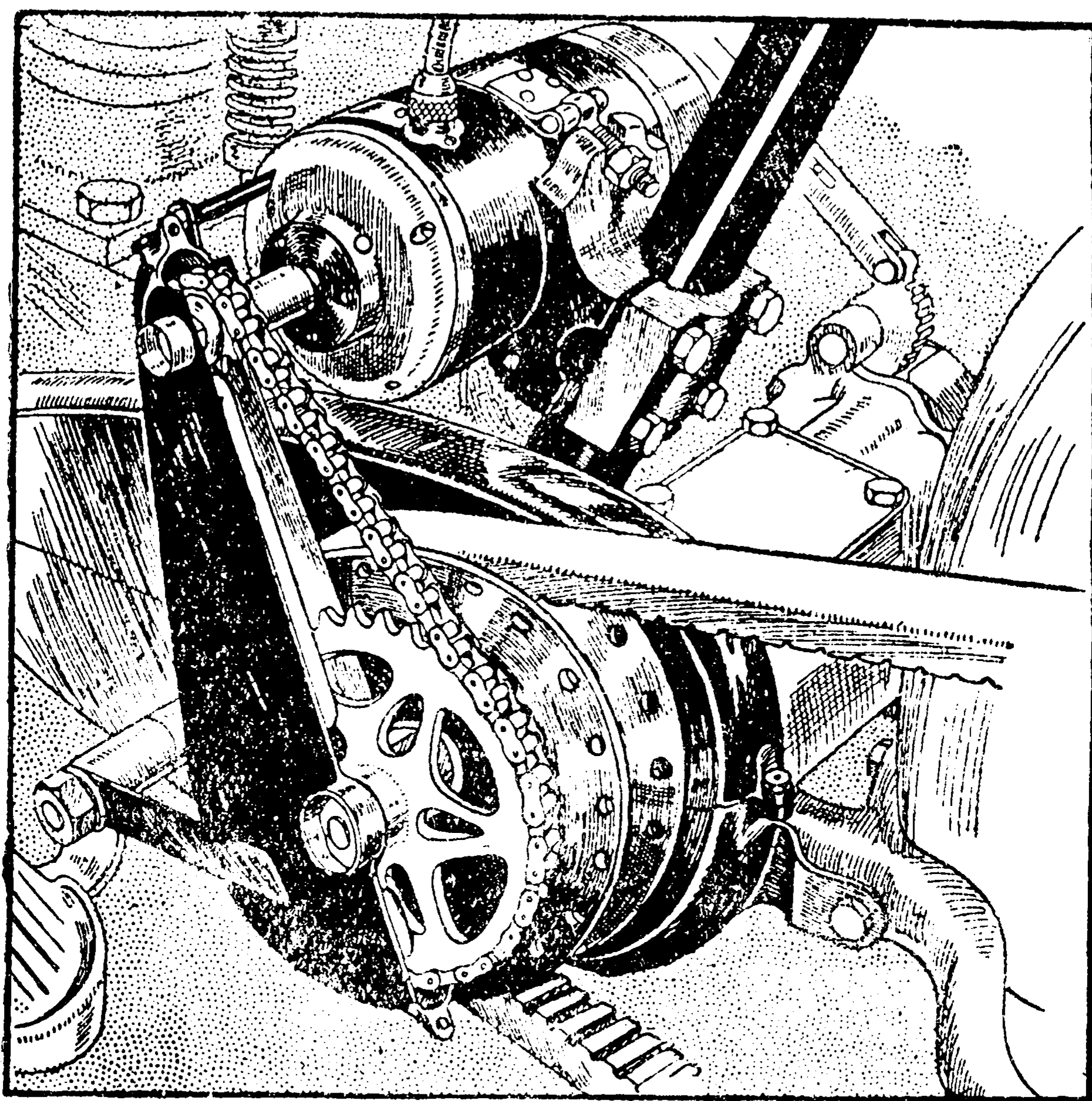
жду динамо и автоматом. Клексон при таком включении будет работать только на ходу, поэтому им можно пользоваться для контроля действия автомата: если на остановке, при нажатии кнопки, клексон дает звук, это указывает на то, что автомат почему-либо не выключил батарею и она разряжается.

Чтобы держать батарею всегда в заряженном состоянии, ее следует включать в цепь динамо во время дневных поездок, при выключенном освещении. Продолжительность такой зарядки зависит, конечно, от того, как долго пользуются машиной для ночных поездок: в среднем продолжительность дневной зарядки должна быть равна продолжительности ночных разъездов.

¹ Под куполообразной крышкой сигнала помещается маленький электромотор, на валик которого надето зубчатое колесо. При вращении электромотора колесо зацепляет своими зубцами упругую пластинку (мембрану), колебания которой и производят звук.

Установка динамо на мотоцикле, при наличии отдельного магнето для зажигания, всегда представляет известные трудности и иногда приходится проявить довольно много изобретательности, чтобы устроить привод от двигателя и удобно разместить все приборы.

Пример дополнительных приспособлений, к которым приходится при этом прибегать, изображен на фиг. 128.



Фиг. 128. Установка отдельной динамо на мотоцикле.

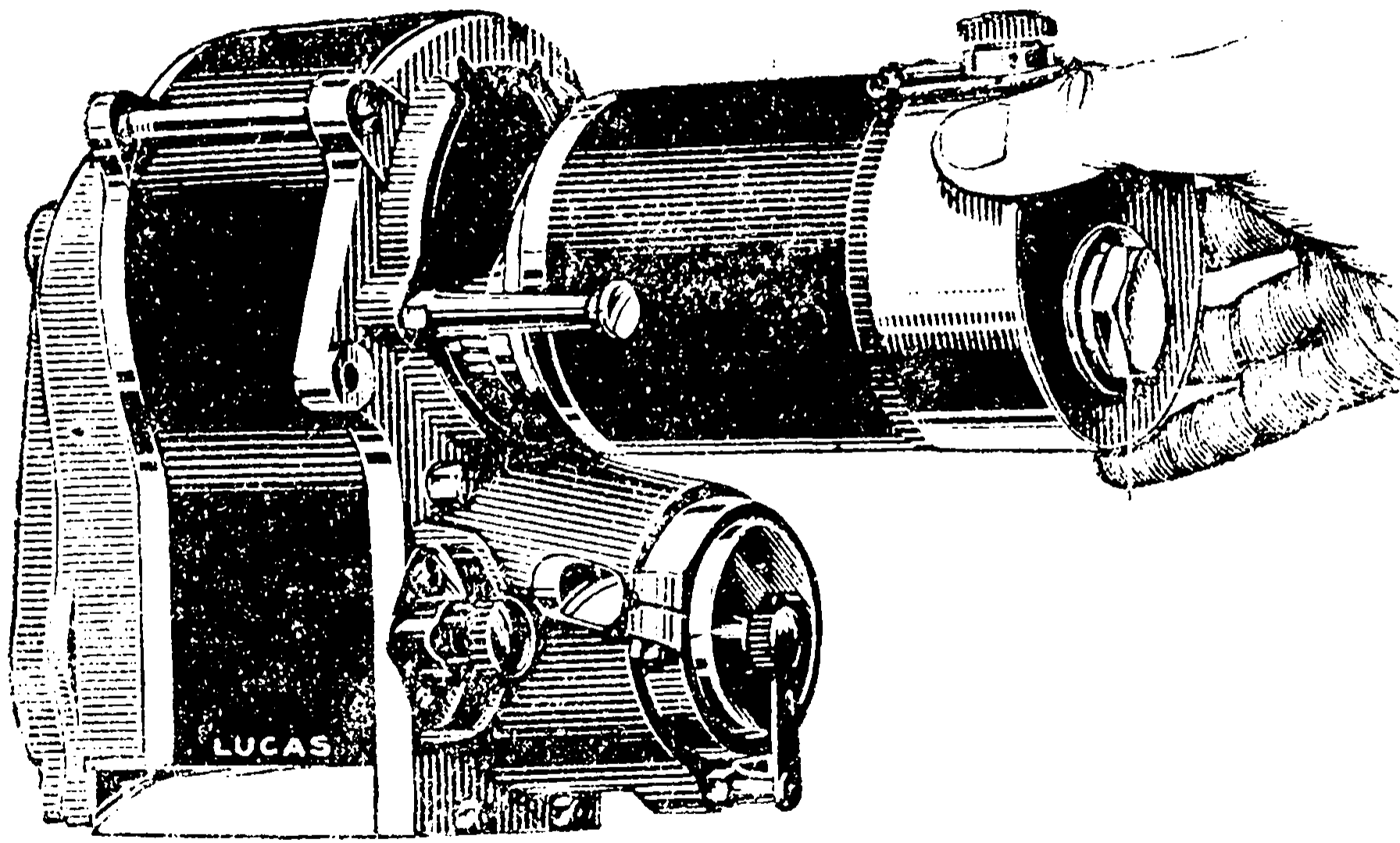
В автомобильных двигателях, где электрическое освещение давно уже стало обязательным, площадка для динамо и привод к ней всегда предусматриваются в самой конструкции двигателя.

Мотоциклетные конструкторы до сих пор заботились об этом мало. Поэтому неудивительно, что позаботиться об упрощении установки динамо на мотоцикле пришлось самим электротехникам.

Наиболее остроумное решение этой задачи дано известным английским заводом электрооборудования „Лукас“ (Lucas), приспособившим для помещения и привода динамо корпус самого магнето. Это устройство иллюстрируется фиг. 129.

Мы видим здесь обыкновенное магнето со всеми его обычными деталями, в верхней части которого устроено помещение для динамо. Никакой электрической связи между

обеими системами нет: магнето обслуживает зажигание, а динамо с батареей аккумуляторов — освещение. Неисправность одного нисколько не отражается на другом; динамо можно даже совсем удалить



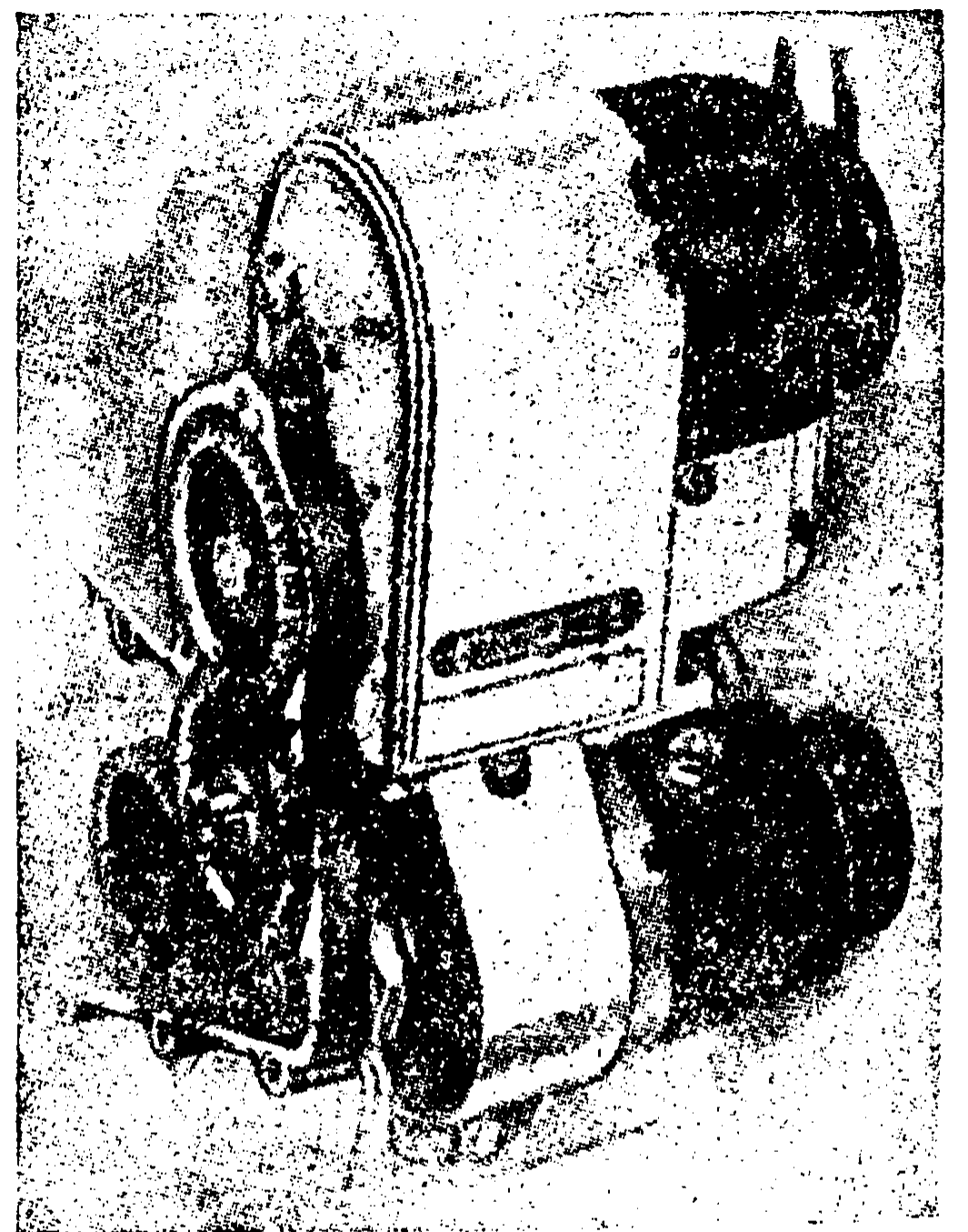
Фиг. 129. Динамо-магнето „Лукас“.

и оставить дома, — на работу магнето это не окажет никакого влияния.

Мы имеем здесь два совершенно самостоятельных прибора, связанных лишь одним фундаментом, поэтому едва ли правильно даже называть их общим именем — „динамо-магнето“ („Magdyno“).

Главная идея этой конструкции заключается в том, что динамо не занимает особого места и не требует отдельного привода: приводная шестеренка магнето сцепляется с шестеренкой, насаженной на якоре динамо.

Так как скорость вращения динамо должна быть выше, чем магнето, то обе приводные шестеренки делаются, конечно, разного диаметра (динамо „Лукас“ развивает 6 вольт, начиная с 950 об/мин., но полную силу тока 4 — 5 ампер дает при числе оборотов около 2500; поэтому скорость вращения ее по отношению к валу двигателя



Фиг. 130. Общий привод для магнето и динамо на мотоциклах „Индиан“ (1928 г.).

подбирается примерно в отношении 1,8:1, следовательно, относительно магнето передача будет 3,6:1).

Подобное же и тоже вполне целесообразное решение задачи мы находим на мотоциклах „Индиан“ выпуска 1928 г. (см. фиг. 130).

Внизу расположено динамо, сверху — магнето. Оба прибора ничем не связаны между собой, кроме общего привода. Здесь мы видим уже шаг по тому пути, на который давно стали автомобильные конструктора: на самой машине предусмотрено место для динамо и привод для нее.

§ 55. Приборы, служащие одновременно для зажигания и освещения.

В рассмотренных до сих пор системах зажигание и освещение обслуживались двумя разными приборами.

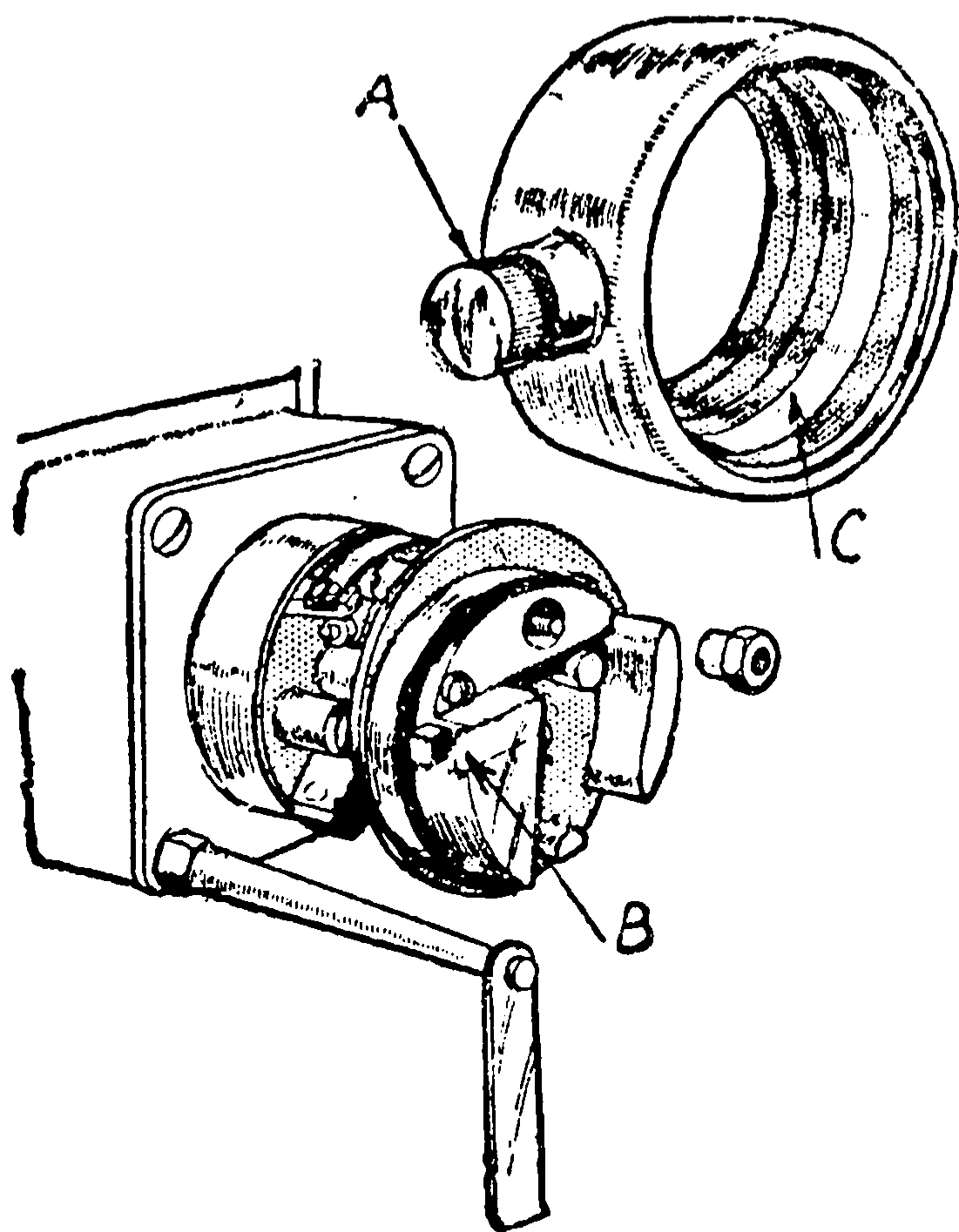
Принципиальное отличие от них представляют такие аппараты или приспособления, которые служат обеим целям одновременно.

Прежде всего само магнето является, ведь, источником тока не только высокого, но и низкого напряжения (в первичной обмотке), и при известных условиях этот ток можно использовать для осветительных целей, по крайней мере, в одноцилиндровых двигателях.

Вспомним, что во время одного оборота якоря магнето — в первичной обмотке его дважды индуктируется электродвижущая сила, между тем в одноцилиндровом двигателе используется для зажигания только одна волна этой силы, так как контакты замыкаются и размыкаются только один раз, вследствие чего в первичной обмотке возникает и затем обрывается ток низкого напряжения. Во время второго максимума электродвижущей силы контакты прерывателя остаются разомкнутыми, и тока в первичной обмотке не образуется. Очевидно, однако, что, если замкнуть в это время первичную обмотку, то в ней ток установился бы, и его можно было бы использовать для каких-нибудь целей, например, для зарядки аккумулятора.

Это может быть выполнено с помощью приспособления, оказанного на фиг. 131.

На внутренней поверхности коробки прерывателя помещается изолированное кольцо с медным сегментом *C*, соединенным с зажимом *A*. К последнему присоединяется провод от положительного зажима 4-вольтового аккумулятора. К изолированной части прерывателя, т. е. к наковалне, привинчивается диск, на котором расположен небольшой центробежный регулятор. На грузике регулятора помещена угольная щетка *B*. При числе оборотов около 500 в минуту щетка прижимается действием центробежной силы к упомянутому изолированному кольцу и скользит по



Фиг. 131.

его поверхности. При набегании ее на сегмент первичная обмотка замыкается через провод *A* и аккумулятор. Это, конечно, должно происходить в те моменты, когда контакты прерывателя разомкнуты. Таким образом, в аккумулятор начнет поступать прерывистый ток одного и того же направления, который и будет подзаряжать батарею. К последней присоединяется осветительная сеть, которая получает все время постоянный ток, не зависящий от числа

оборотов. При остановке или малых оборотах якоря магнето щетка *B* отходит от кольца *C*, и батарея автоматически выключается.

Это устройство вполне удовлетворительно действует на двухтактных одноцилиндровых мотоциклах. Для четырехтактных оно мало пригодно, в виду уменьшенного числа оборотов магнето.

Весьма просто приспособляется для осветительной установки также магнето с вращающимися магнитами в маховике, показанное выше на фиг. 117.

На том же неподвижном диске, на котором установлен якорь магнето, помещаются две добавочные катушки с одной только толстой обмоткой, следовательно, дающие ток низкого напряжения. Ток в них индуцируется вращением тех же

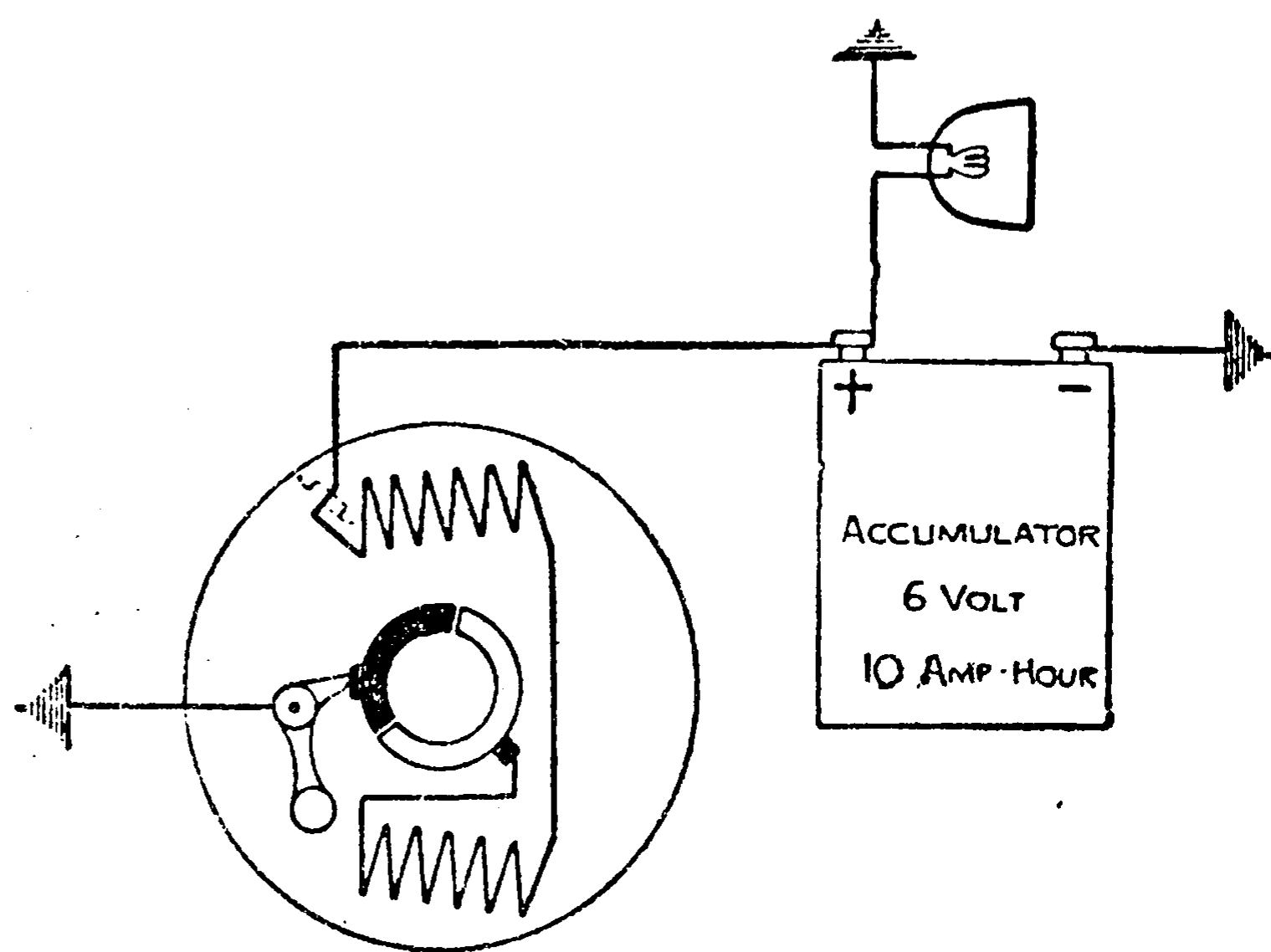
магнитов, которые обслуживают и магнето, но электрической связи между катушками освещения и зажигания нет.

Индуктированный в катушках ток может быть непосредственно направлен к фонарям, без аккумулятора. В этом случае, конечно, освещение будет действовать только на ходу, а интенсивность света — изменяться в зависимости от числа оборотов двигателя.

Этот недостаток устраняется, если в цепь включается аккумуляторная батарея, как показано на схеме фиг. 132.

В этом случае необходим, конечно, и автоматический выключатель для разобщения батареи и катушек. Завод

Вильерс, применяющий эту систему для своих двухтактных двигателей, делает выключатель центробежного типа, в виде качающегося рычажка с грузиком на одном плече. При 1500 об/мин. автомат включается, при падении оборотов до 1000 он выключается. Замыкание обмоток



Фиг. 132.

производится через массу при помощи неподвижной угольной щетки, закрепленной на кожухе магнето, и вращающегося на маховике коммутатора, действие которого понятно из схемы.

Рассмотрим теперь, каким образом для целей зажигания может быть использована осветительная динамо.

Возьмем схему, представленную выше на фиг. 126, и добавим к ней индукционную катушку с двумя обмотками, толстой и тонкой, расположенными так же, как на якоре магнето; снабдим ее всей арматурой, какой снабжается магнето, т. е. конденсатором, прерывателем первичного тока, а в случае двухцилиндрового мотора — еще и распределителем тока между цилиндрами. Приключим первичную обмотку катушки к цепи динамо, между автоматом А и переключателем В. Мы получим тогда схему, приведенную на фиг. 133.

вращающимся кулачком, насаженным на конце вертикального валика. Ток высокого напряжения из вторичной обмотки катушки направляется по проводу *B* к распределителю *D* с которым провод *B* соединяется через центральную кнопку на крышке распределителя. Распределитель вращается на том же валике, на котором насажен кулачок прерывателя. При вращении распределителя *D* медный язычок его проходит возле контактов проводов *I* и *II*, по которым ток высокого напряжения и направляется к свечам. Применяется также и другой вариант — с двумя катушками и распределением между ними тока низкого напряжения.

Очевидным недостатком этой системы является полная зависимость зажигания от степени исправности такого ненадежного прибора как аккумуляторная батарея и от множества соединений различных проводов, содержать которые в надлежащем порядке можно только при самом внимательном уходе. В случае порчи одного из этих многочисленных соединений с десятками разных мелких винтиков или при разрядке батареи мотоциклист сразу лишается и зажигания и освещения.

В общем, надо признать, что вышеописанная система мало практична для наших условий и, в смысле надежности, не может идти ни в какое сравнение с зажиганием от магнето.

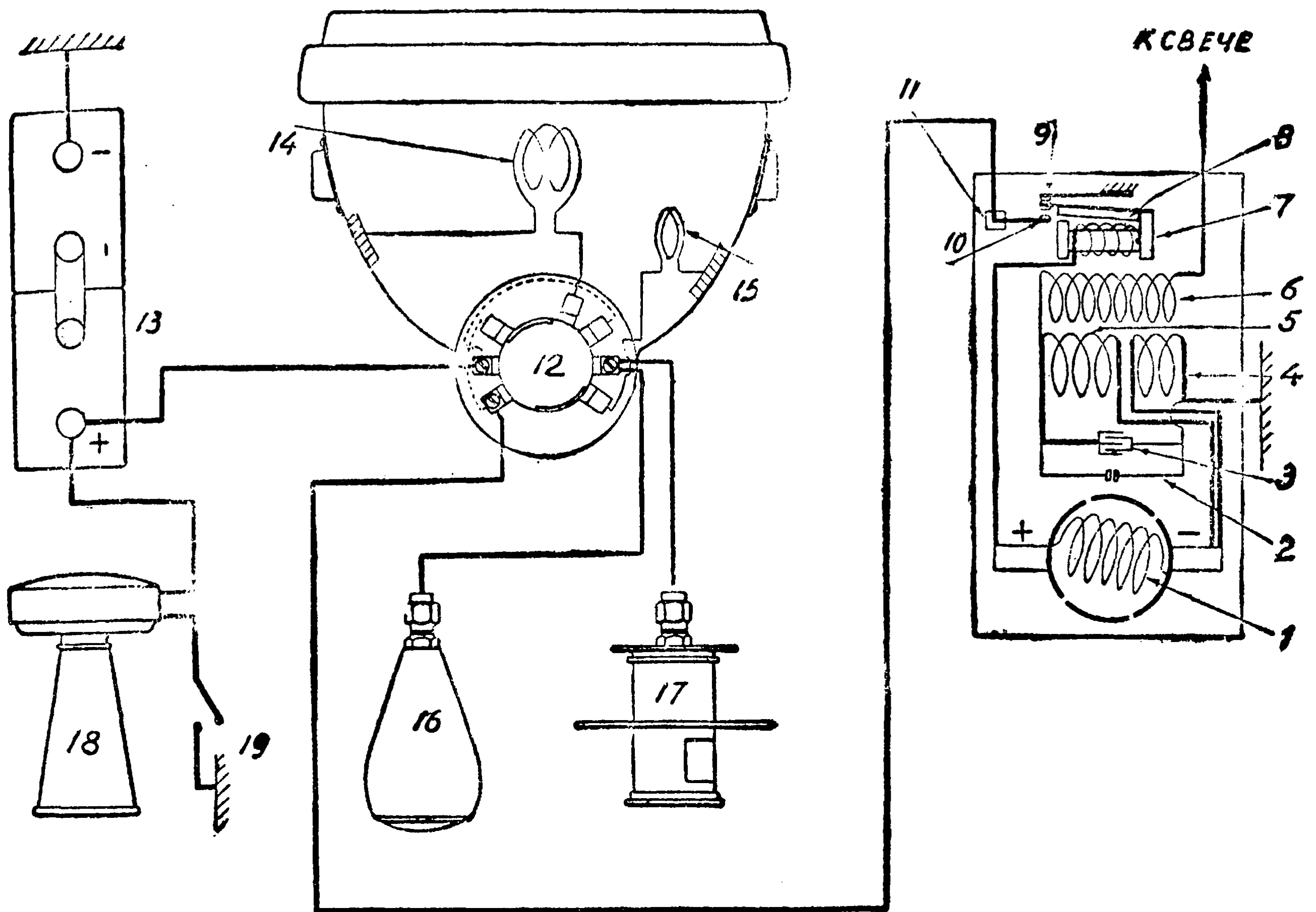
В заключение, опишем еще одну систему электрооборудования, в которой зажигание и освещение обслуживаются одним и тем же прибором. Она интересна в том отношении, что доказывает возможность такой конструкции генератора, при которой зажигание и освещение сохраняли бы полную независимость. Схема ее представлена на фиг. 135.

Это так называемая „Маглита“ (Maglita) английского завода М. Л.

Прибор представляет собой сочетание магнето типа Дикси, т. е. с неподвижным якорем, и динамо с постоянными магнитами. Якорь динамо служит одновременно ротором для изменения магнитного потока в якоре магнето. Этим и ограничивается связь между ними.

Якорь динамо *1* помещается в нижней части прибора, между полюсами магнитов. Напряжение тока регулируется электромагнитом *4*, снабженным компенсационной обмот-

кой, которая создает на больших оборотах магнитное поле, противодействующее главному полю постоянных магнитов. От положительной щетки динамо ток направляется через автомат 7 и контакты 10 и 11 к переключателю 12, отсюда — в батарею 13 и в осветительную сеть.



Фиг. 135. Схема динамо-магнето „Маглита“. 1 — якорь динамо; 2 — прерыватель магнето; 3 — конденсатор; 4 — компенсационная обмотка; 5 и 6 — первичная и вторичная обмотки магнето; 7 — автомат; 8 — якорь автомата; 9 — заземленный контакт; 10 — контакт для включения батареи; 11 — зажим для провода батареи; 12 — переключатель; 13 — батарея; 14 и 15 — большая и малая лампы переднего фонаря; 16 — фонарь боковой коляски; 17 — задний фонарь; 18 — клексон; 19 — кнопка клексона.

Магнето действует, как обычное магнето Дикси. Из схемы легко видеть, что динамо и батарея обслуживают только освещение и никакого отношения к зажиганию не имеют.

Несовершенство этой системы в ее настоящем виде заключается только в том, что якорь динамо должен вращаться с одинаковой скоростью с валом двигателя (полную силу тока в 4 амп. динамо развивает при 2000 об/мин.). Для двухтактных мотоциклов, у которых и магнето вращается с той же скоростью, это не создает никаких затруд-

нений, но у четырехтактных приходится мириться с про-скакиванием в свече лишней искры во время хода выпуска.

Из всего этого обзора и сравнения между собой различных систем зажигания и освещения приходится сделать вывод, что для нашего времени наиболее надежным и удачным разрешением вопроса является обслуживание того и другого двумя отдельными и независимыми друг от друга приборами, объединенными лишь общим приводом, как это мы видим на фиг. 129 и 130.

ГЛАВА VII.

СМАЗКА ДВИГАТЕЛЯ.

§ 56. Значение смазки.

Как бы ни были хорошо отшлифованы две поверхности, трущиеся одна о другую, напр., поверхности вала и подшипника, — на них все же остаются мельчайшие, незаметные для глаза неровности. Поэтому, трение сухих поверхностей происходит, во-первых, с большим трудом, так как неровности зацепляют друг за друга, и, во-вторых, оно сопровождается расцарапыванием поверхностей и быстрой их порчей.

Для избежания того и другого между трущимися поверхностями помещают слой масла. В этом случае поверхности уже не соприкасаются непосредственно одна с другой, и при трении их неровности не зацепляют друг за друга, если только слой масла не чрезмерно тонок. Благодаря маслу, разделяющему их, движение трущихся частей совершается легко, и поверхности их хорошо сохраняются.

В смазке нуждаются все трущиеся части машины, т. е. не только двигатель, но и подшипники колес, различные шарниры вилок, цепи, рессоры и пр.

Однако в настоящей главе мы рассмотрим только смазку двигателя, которая носит особый характер и осуществляется особыми способами.

В двигателе трущимися частями являются: поршень и стенки цилиндра, подшипники шатуна и коленчатого вала и шестерни распределительного механизма. При подвесных клапанах к ним прибавляются еще подшипники верхних качающихся рычажков.

Условия, в которых работают все эти детали, различны. Различно и потребное для них количество масла. Задача устройства смазки заключается в том, чтобы обеспечить эти детали необходимым для их работы количеством масла.

§ 57. Смазочное масло.

Для смазки мотоциклетных и автомобильных двигателей употребляются специальные сорта нефтяных масел, которые так и называются „автомобильными“.

Они принадлежат к той же группе нефтяных масел, как и „цилиндровые“ масла, идущие на смазку цилиндров паровых машин, но более жидки, отличаются лучшей очисткой и потому дают при сгорании меньше нагара.

Так как все части двигателя, в том числе и стенки цилиндра, смазываются одним и тем же маслом, то первое требование, которому должно удовлетворять такое масло, состоит в том, чтобы оно выдерживало высокую температуру стенок цилиндра. Эта температура может достигать до 180° — 200° .

Температура, при которой масло начинает разлагаться на свои составные части и выделять горючие газы, называется „температурой вспышки“. Само масло еще не загорается при этой температуре, но если поднести к его поверхности, например, зажженную спичку, то выделяющиеся из масла газы вспыхнут.

Считаясь с нагревом стенок цилиндра, надо, следовательно, признать, что „температура вспышки“ смазочного масла не должна быть ниже 200° .

Далее, весьма важно, чтобы при сгорании масла в цилиндре оставалось возможно меньше твердых остатков — „нагара“. Когда поршень опускается вниз, позади его на стенках цилиндра остается тонкая пленка масла. Так как она находится в непосредственном соприкосновении с горящими газами, то сгорание ее неизбежно, и мы можем пожелать только одного: чтобы это сгорание было возможно полным, без остатка. Этому требованию совершенно не удовлетворяют, например, цилиндрические масла для паровых машин, дающие обильный и трудно удалимый нагар. Образование нагара неприятно не только потому, что цилиндр приходится чаще чистить. Оно оказывает непосредственное влияние и на самую работу двигателя. Опытами, произведенными в Высшей Технической Школе в Берлине, было установлено, что поршень, покрытый нагаром, поглощает в $2\frac{1}{2}$ раза больше тепла, чем чистый, а температура

его примерно на 30% выше температуры последнего. Вот почему применение цилиндрических масел для мотоциклетных двигателей совершенно неприемлемо.

Итак, второе требование, предъявляемое нами к маслу, — возможно меньшее образование нагара, при чем этот нагар не должен быть очень твердым, трудно удалимым.

Третье требование: масло должно быть возможно более жидким, чтобы не создавать лишнего трения, но в то же время оно должно хорошо прилипать к трущимся поверхностям, обволакивая их достаточно плотной и равномерной пленкой, не выдавливаясь из подшипника и не образуя разрывов масляной пленки. Это свойство, которое следовало бы называть „липкостью“ масла, не всегда связано с его густотой. Мы знаем, что некоторые заграничные масла, весьма жидкие, обладают указанным свойством в гораздо большей степени, чем густые масла русского производства. Однако, за отсутствием измерителей для „липкости“, о ней судят на практике по густоте масла или так называемой „вязкости“, что, конечно, не вполне правильно. Вязкость измеряют временем вытекания масла, нагретого до определенной температуры, через маленькое отверстие сосуда. Часто это время сравнивают со временем вытекания такого же количества воды и указывают относительную вязкость (по Энглеру) отвлеченным числом, например, „относительная вязкость 3,5“ означает, что вытекание масла требует в 3½ раза больше времени, чем вытекание воды.

При нагревании всякое масло становится жиже, при остывании — густеет. Поэтому рекомендуется летом применять более густые сорта масла, а зимою — более жидкие.

Помимо указанных свойств масло, разумеется, не должно содержать кислот, действующих на металл.

Из наших масел „Нефтоторга“ наиболее подходящими для мотоциклов являются:

„А в т о л М“ — зимнее. Темп. вспышки 22°. Вязкость при 50°: 600 — 660 сек.; при 100° — не ниже 108 сек.

„А в т о л Т“ — летнее. Темп. вспышки 245°. Вязкость при 50°: 1400 — 1440 сек.; при 100°: 144 — 162 сек.

Лучшими сортами являются авиационные масла Анилтреста.

Из растительных масел может быть применяемо

касторовое масло. Оно отличается высокой темп. вспышки (278°) и большой вязкостью. При неудовлетворительном качестве нефтяных масел касторовое масло следует предпочесть, несмотря на его стоимость: смазка им окажется все же экономичнее, так как сохранит двигатель от быстрого износа. В зимнее время, при морозе свыше 2° , касторку следует разбавлять небольшим количеством денатурата (при морозе $2-5^{\circ}$ достаточно $2-3\%$ денатурата, при морозе $5-10^{\circ}$ надо $5-6\%$ денатурата, при морозе свыше 10° от 8 до 10%). Смешивать касторовое масло с денатуратом надо в горячем виде, тщательно размешивая.

Так как касторка не смешивается с нефтяными маслами, то при переходе на нее надо опорожнить бак, картер и трубопроводы и прополоскать их бензином.

Расход масла мотоциклетным двигателем считают в среднем, около 10% расхода бензина (см. § 39), т. е. от 0,2 до 0,4 кг на 100 км (для одиночек), смотря по мощности машины.

§ 58. Системы смазки.

Запас масла, предназначенного для смазки, помещается в особом баке, емкостью в 2—3 литра, который располагается либо вместе с бензиновым баком, либо отдельно от него, где-нибудь на раме мотоцикла, либо, наконец, в специальном приливе к картеру. Из бака масло перекачивается с помощью ручного или механического насоса (о них см. дальше) в картер двигателя, на дне которого и образуется некоторый запас масла.

Маховики, вращаясь, погружаются краями в эту масляную ванну и затем с силой разбрызгивают масло внутри двигателя. Иногда для этого на нижней головке шатуна устраивается черпачок, захватывающий масло, когда кривошип проходит через свое нижнее положение.

Благодаря такому разбрызгиванию, в картере образуется масляный туман, смазывающий стенки цилиндра и поршня и проникающий в подшипники по небольшим канавкам, имеющимся на их поверхности и на стенках картера.

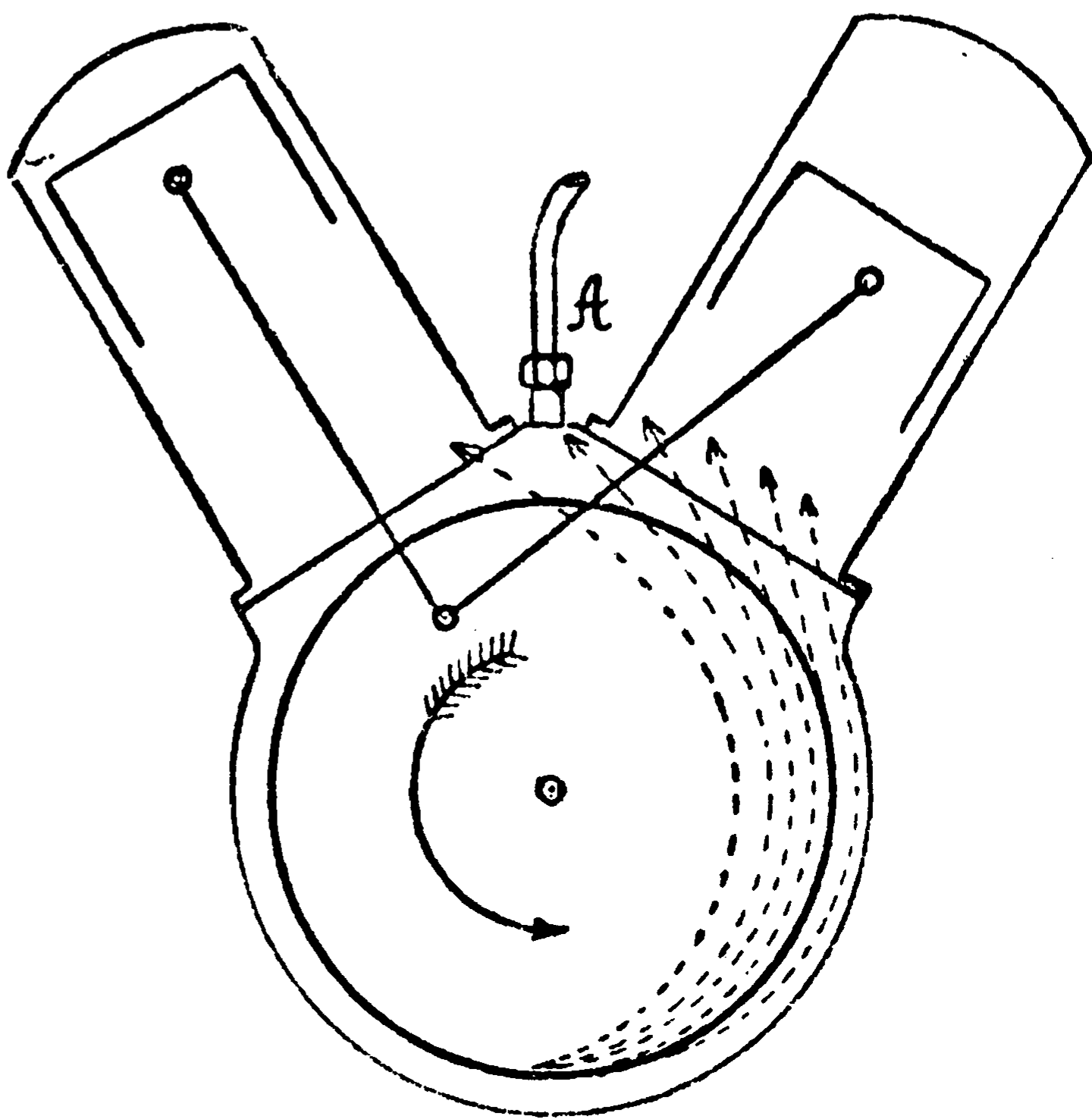
Подобным же образом может быть смазан и распределительный механизм, если в стенках картера просверлить несколько отверстий для сообщения с коробкой, в которой помещаются распределительные шестерни.

В двухцилиндровых моторах масло при разбрызгивании

попадает в первый (т. е. задний) цилиндр в большем количестве, нежели во второй (передний), в особенности, если цилиндры расположены под очень большим углом. Это наглядно изображено на фиг. 136.

Поэтому для обеспечения равномерности смазки принимаются особые меры. Меры эти состоят в том, что к переднему цилиндру устраивается дополнительный трубопровод, или отверстие для прохода шатуна, ведущее из картера в передний цилиндр, делается значительно шире, по сравнению с задним.

Наконец, той же цели способствует расположение трубки А, подающей масло, вверху картера, между цилиндрами, как показано на фиг. 136. Масло при этом каплет на маховики сверху и прежде всего забрызгивается в передний цилиндр, который, таким образом, получает добавочную порцию смазки.



Фиг. 136 Разбрызгивание масла.

Запас масла в картере постепенно расходуется, так как оно частью испаряется, частью же сгорает в цилиндре, когда поршень опускается вниз во время рабочего такта.

Эта убыль масла должна все время пополняться, что и производится вышеупомянутыми масляными насосами.

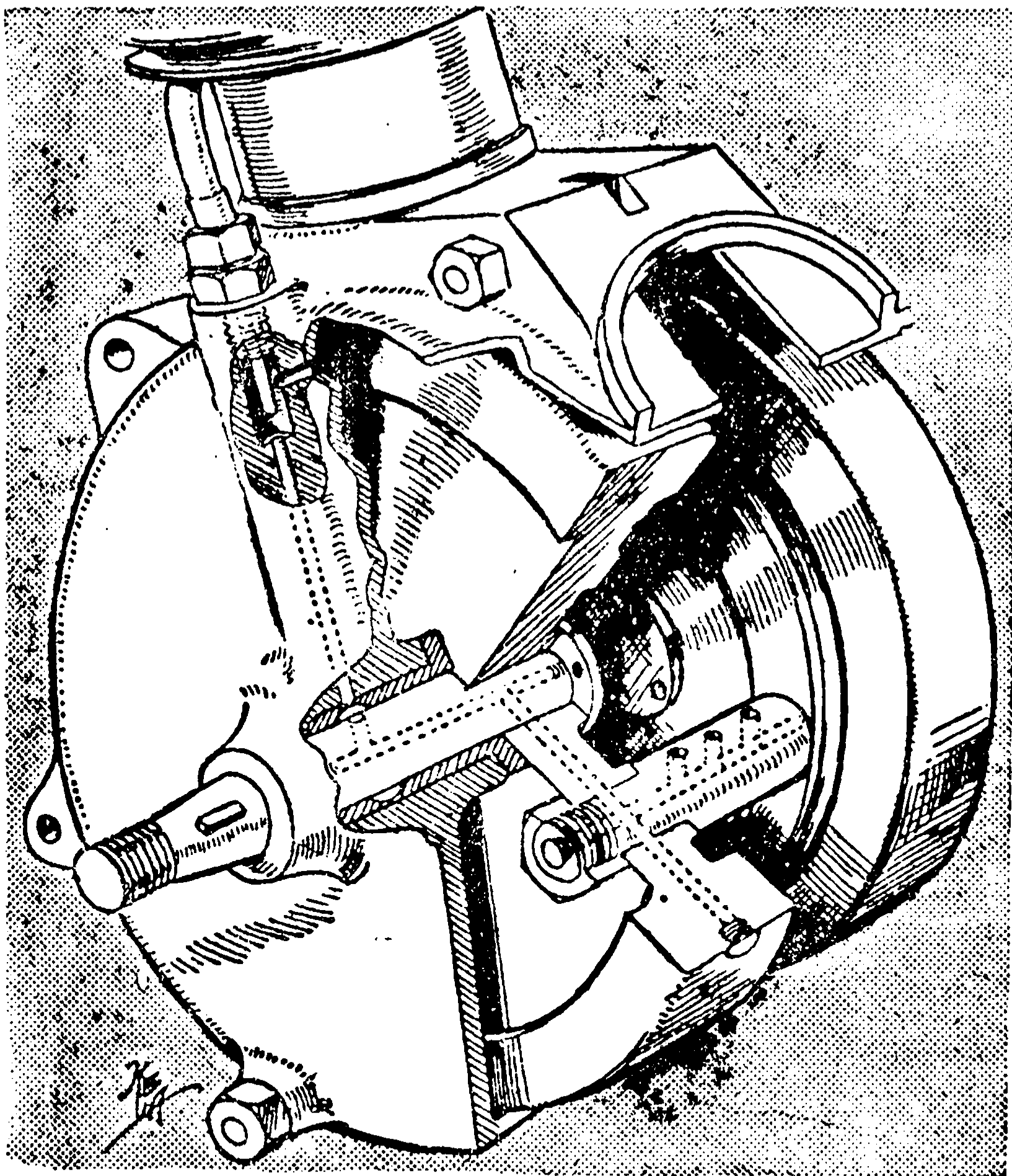
Такая система смазки разбрызгиванием применялась уже в самых первых мотоциклах и, в основных своих чертах, сохранилась и до нашего времени.

Однако в нее было постепенно введено несколько существенных добавлений и улучшений.

Прежде всего необходимо было принять меры к тому, чтобы сообразовать количество масла, попадающего к разным органам двигателя, с потребностями этих органов в смазочном масле.

Избыток масла в цилиндре нежелателен, так как ведет к образованию нагара, замасливанию свечей и пр. Но если, считаясь с потребностями цилиндра, уменьшить запас масла на дне картера, то его может оказаться недостаточно для нижнего подшипника шатуна и коренных подшипников, нуждающихся в обильной смазке.

Поэтому первым усовершенствованием системы разбрызгивания было добавление к ней непосредственной



подачи масла к коренным и к шатунному подшипникам. Фиг. 137 показывает, каким образом это осуществляется на практике.

Мы видим здесь, что масло, подводимое по трубке к картеру, разветвляется: часть его, через боковое отверстие, поступает прямо в картер, а другая часть по каналам, просверленным в картере, полуосях, маховиках и цапфе кривошипа, непосредственно

Фиг. 137. Подача масла к подшипникам.

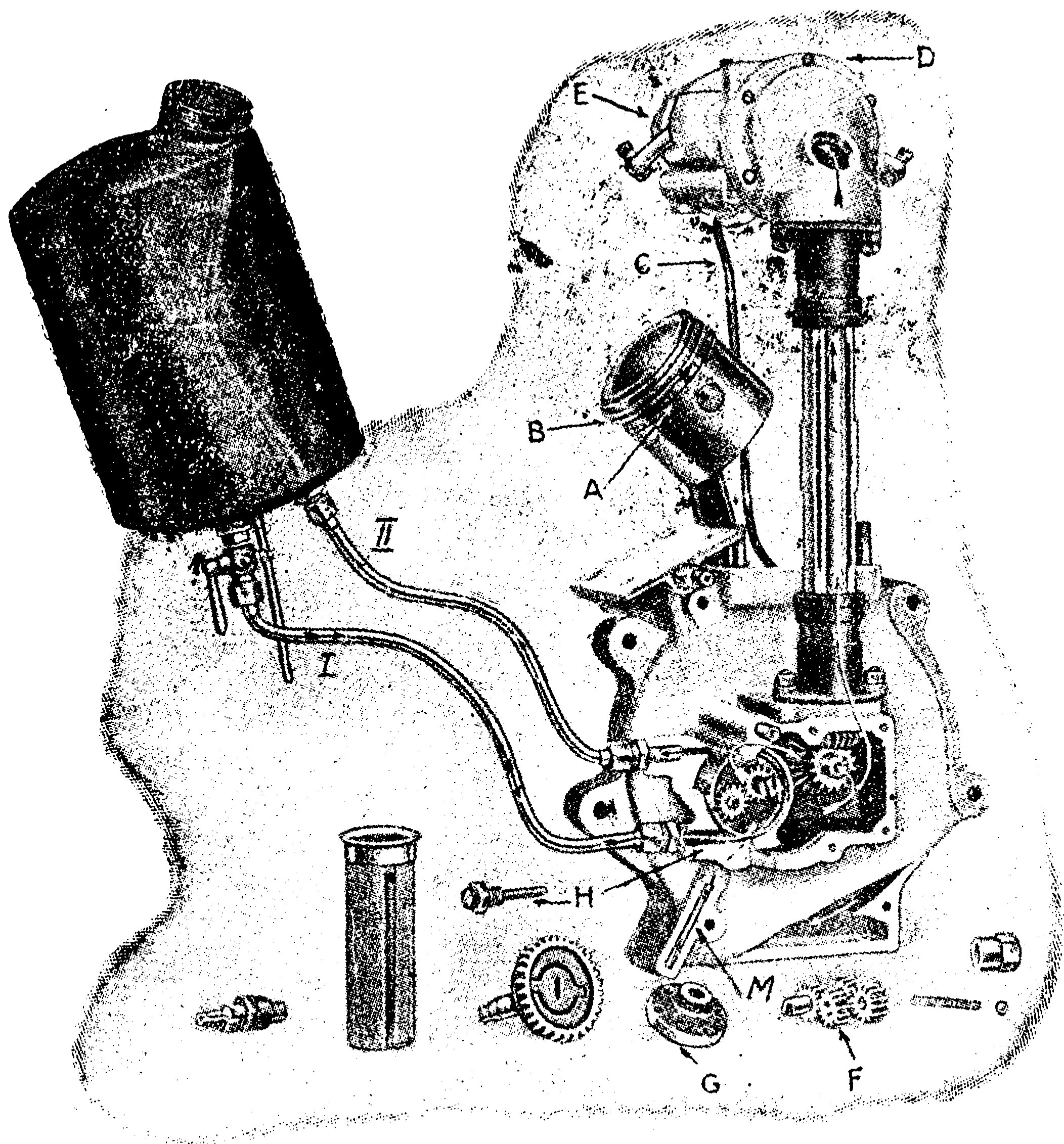
попадает к главным подшипникам.

С теми или иными изменениями эта система применяется в большинстве современных мотоциклов.

Ею не решается, однако, еще один весьма важный вопрос — о самом качестве масла, смазывающего двигатель путем разбрызгивания. Несомненно, что качество это весьма быстро понижается во время работы двигателя: масло забрызгивается на горячие стенки поршня и цилиндра, стекает с них обратно в картер, унося с собой различные твердые частицы нагара, пыли и т. п.; температура масла сильно повышается, вследствие чего его смазывающие свойства значительно ухудшаются. Устранить эти недостатки

можно только одним путем: устройством непрерывной циркуляции масла, во время которой масло, во-первых, охлаждается и, во-вторых, проходя через фильтры, освобождается от загрязняющих его твердых частиц.

Один из наиболее законченных примеров подобной циркуляционной системы смазки представлен на фиг. 138 (завод „Велосет“).



Фиг. 138. Циркуляционная смазка.

По трубке 1 масло из бака попадает к двойному зубчатому насосу *F*, расположенному в коробке *H* и закрытому крышкой *G*. Насос нагнетает масло в коробку распределительных шестерен, где оно разветвляется. Часть масла, через канал, просверленный в полуоси коленчатого вала и снабженный обратным клапаном, направляется к коренным и шатунному подшипнику; избыток масла, вытекающий из шатунного подшипника, забрасывается кривошипом в цилиндр и смазывает его стенки, поршень и порш

невой палец; стекающее из цилиндра масло скопляется в отстойнике на дне картера и отсюда засасывается через канал *M* другой секцией насоса и нагнетается в трубку *II*, по которой поступает обратно в бак, проходя через фильтр. Другая часть масла из распределительной коробки поступает по каналу, просверленному в вертикальном приводном валике, в коробку *D*, в которой помещаются качающиеся рычажки и кулачковый валик. Смазав эти детали, масло стекает по трубке *C* в отстойник картера, а отсюда тем же путем, что и первая часть, возвращается в бак. Подробности устройства насосов и расположения каналов яснее видны на фиг. 145, стр. 226, где изображены детали подобной же системы смазки с незначительными изменениями.

Смазка двухтактных двигателей (у которых, как известно, рабочая смесь всасывается в картер) нередко осуществляется весьма примитивным образом, без помощи всяких насосов.

Этот упрощенный способ смазки состоит в следующем.

Бензин и масло предварительно смешиваются в какой-либо посуде, и затем такая смесь наливается в бак мотоцикла. Количество масла в ней должно составлять от 12 до 14% по объему.

Из бака масло вместе с бензином засасывается через карбюратор в картер двигателя. Отсюда пары бензина переходят при сжатии в цилиндр, а масло оседает в картере и идет на смазку путем разбрызгивания.

При такой системе подачи масла жиглер должен быть немного больше нормального, так как кроме бензина ему приходится пропускать еще некоторое добавочное количество масла.

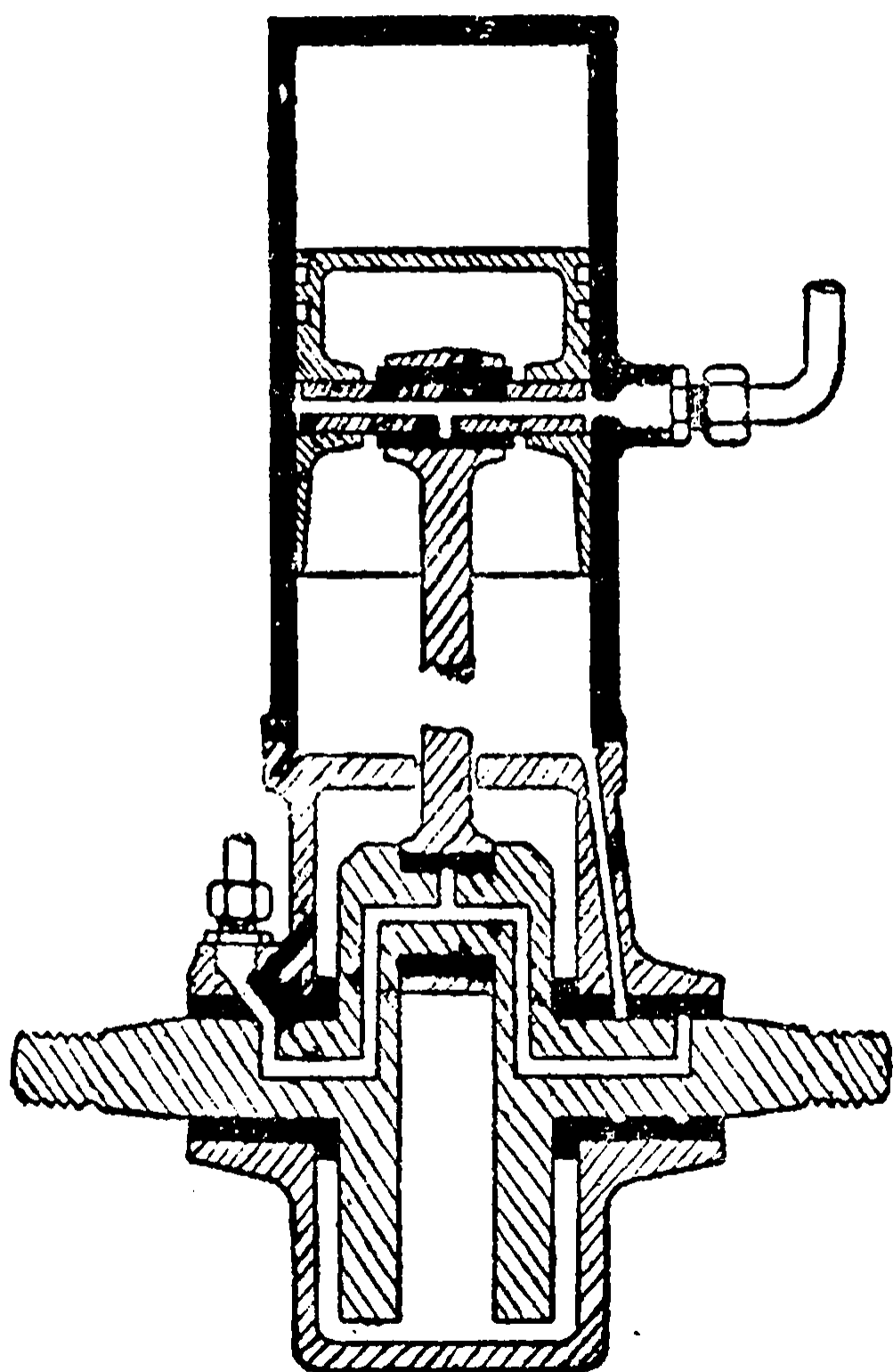
Кроме простоты подобной смешанной смазки, к числу ее достоинств надо отнести то, что приток масла увеличивается и уменьшается здесь в соответствии с числом оборотов мотора: чем быстрее работает двигатель, следовательно, чем больше ему требуется масла, тем больше и всасывается его через карбюратор.

Недостатком же смешанной смазки является слишком обильное образование нагара, так как часть масла неизбежно попадает вместе с бензином в камеру сгорания цилиндра.

Поэтому многие конструкторы предпочитают для двухтактных мотоциклов непосредственную подачу масла к подшипникам, один из примеров которой показан на фиг. 139 (завод „Левис“).

Масло попадает здесь по двум отдельным трубкам к средней части цилиндра и к коренному валу.

Масло, поступающее через первую трубку, идет на смазку цилиндра и верхнего подшипника шатуна, к которому оно попадает через сверленный поршневой палец. Избыток масла стекает не в картер, а собирается коллектором в нижней части цилиндра и отсюда направляется по каналу к одному из коренных подшипников.



Фиг. 139. Смазка „Левиса“.

Остальные подшипники получают смазку через вторую трубку и каналы, просверленные в коленчатом валу. Картер, таким образом, остается свободным от масла, и засасываемое из карбюратора горючее сохраняется чистым от его примеси.

§ 59. Масляные насосы.

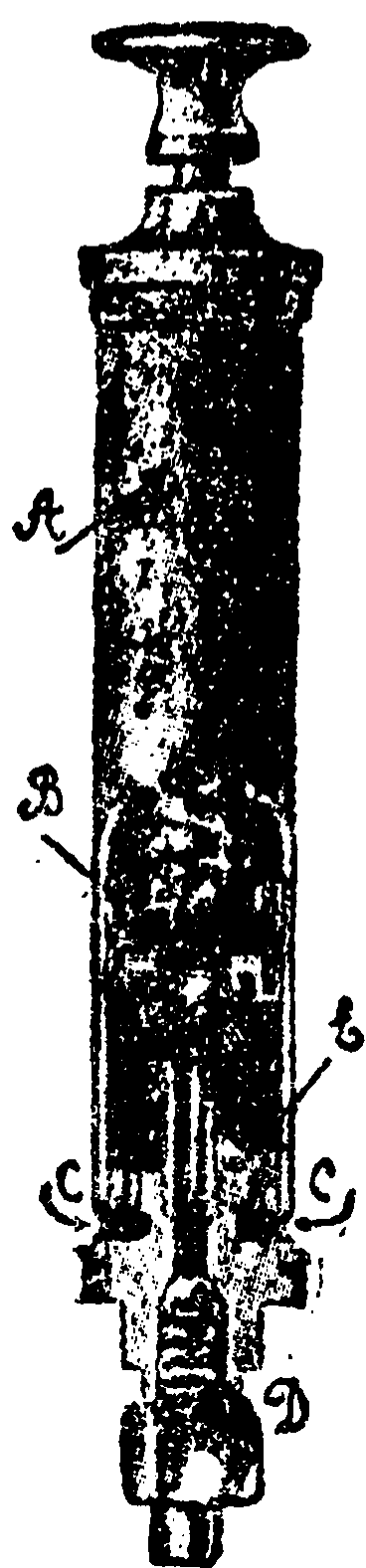
Для пополнения убыли масла в картере при разбрызгивающей системе смазки применяются различные виды насосов, с помощью которых масло перекачивается из бака в картер, и уровень его поддерживается в нем на определенной высоте. Насосы эти действуют либо автоматически, либо вручную. Первым и наиболее простым типом таких приборов является обыкновенный поршневый насос, представленный на фиг. 140.

Как и всякий вообще насос, он состоит из цилиндрической трубы *A* (фиг. 140), внутри которой помещается поршень *B*, устроенный обыкновенно из двух кожаных манжет, обращенных отверстиями в разные стороны. Насос сообщается с масляным баком посредством отверстий *C*.

Отверстия *C* обыкновенно прикрыты сверху дисковым клапаном *E*, а отверстие трубки *D* запирается металличе-

ским шариком, на который нажимает снизу легкая пружина.

Если потянуть поршень за рукоятку вверх, то масло войдет из бака через отверстия *С*, отодвинет силой своего напора кожаный диск, прикрывающий их, и заполнит трубу насоса.



Фиг. 140. Ручной поршневой насос.

Теперь следует нажать рукоятку поршня вниз: проникнуть обратно в бак масло не сможет, так как диск *Е* снова закроет доступ туда, поэтому оно потечет по трубке *Д* в картер, ибо шарик *Д* помешать этому не в состоянии. Поршень насоса приводится в действие от руки.

Единственное преимущество вышеописанной конструкции насоса — ее чрезвычайная простота. Она не искупает, однако, существенных неудобств поршневого насоса, которые заключаются в следующем: во-первых, масло поступает в картер периодически отдельными порциями, а не течет в него непрерывно и постепенно; во-вторых, мотоциклисту все время приходится помнить о смазке и сообразоваться с пройденным расстоянием, при чем, конечно, легко возможны ошибки как в ту, так и в другую сторону.

Значительным шагом вперед было присоединение к ручному насосу маслокапельника, с помощью которого можно осуществить непрерывную подачу масла в картер. Долгое время такое устройство пользовалось наибольшим распространением. Оно широко применяется, впрочем, еще и теперь.

Действие его понятно из фиг. 141. Насос состоит из двух частей: из обыкновенного поршневого насоса и из масленки с регулируемым краном для капельной подачи масла. Труба насоса погружена в масляный бак, масленка же находится снаружи бака и посредством трубки сообщается с картером. Стенки масленки снабжены стеклом, через которое можно наблюдать за подачей масла.

Как видим, поршень отжимается кверху упругой спиральной пружиной *т*. Когда он идет вверх, масло прони-

кает из бака через отверстие *a* и заполняет собою трубку насоса. Если нажать на рукоятку поршня и заставить его опуститься, то масло отогнет своим напором кожаные края поршня и перейдет в верхнюю половину трубы насоса. Если теперь отпустить рукоятку, то под давлением пружины поршень начнет медленно подниматься и погонит масло через отверстие *b* по каналу к масленке. Здесь путь ему преграждает винт *d* с коническим концом, которым он запирает доступ к трубке *e*. Поворачивая головку винта, можно открыть на ту или другую величину отверстие, запираемое его концом, и установить подачу масла по каплям.

Из масленки масло направляется в картер самотеком.

Когда поршень насоса дойдет до верху, масло перестанет течь в масленку и, следовательно, необходимо будет вновь нажать на рукоятку и опустить ее.

К этому только и сводятся во время поездки все заботы мотоциклиста.

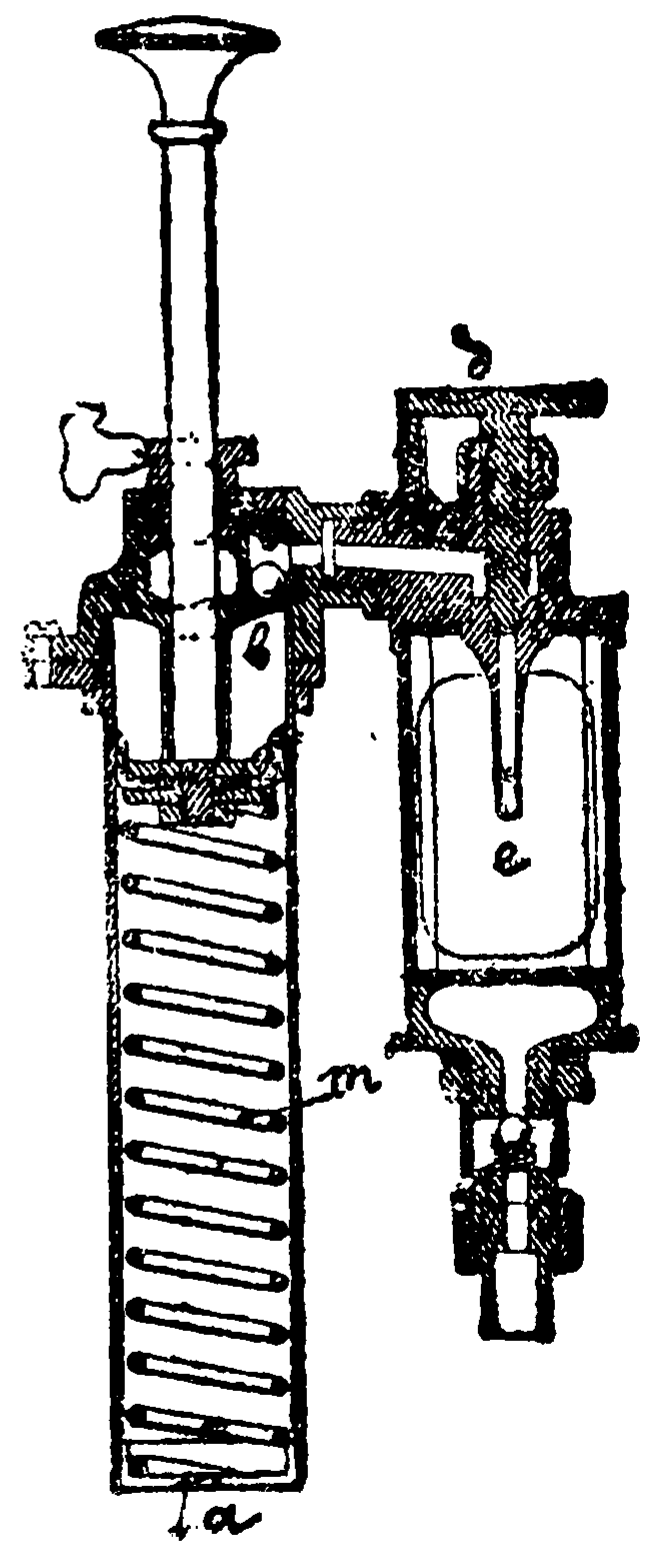
После поездки надо вогнать рукоятку поршня в насос и закрепить его в этом положении при помощи крючка, который виден сбоку, чтобы масло не текло без надобности в картер.

В описанном насосе масло нагнетается в капельник силой пружины, поднимающей поршень.

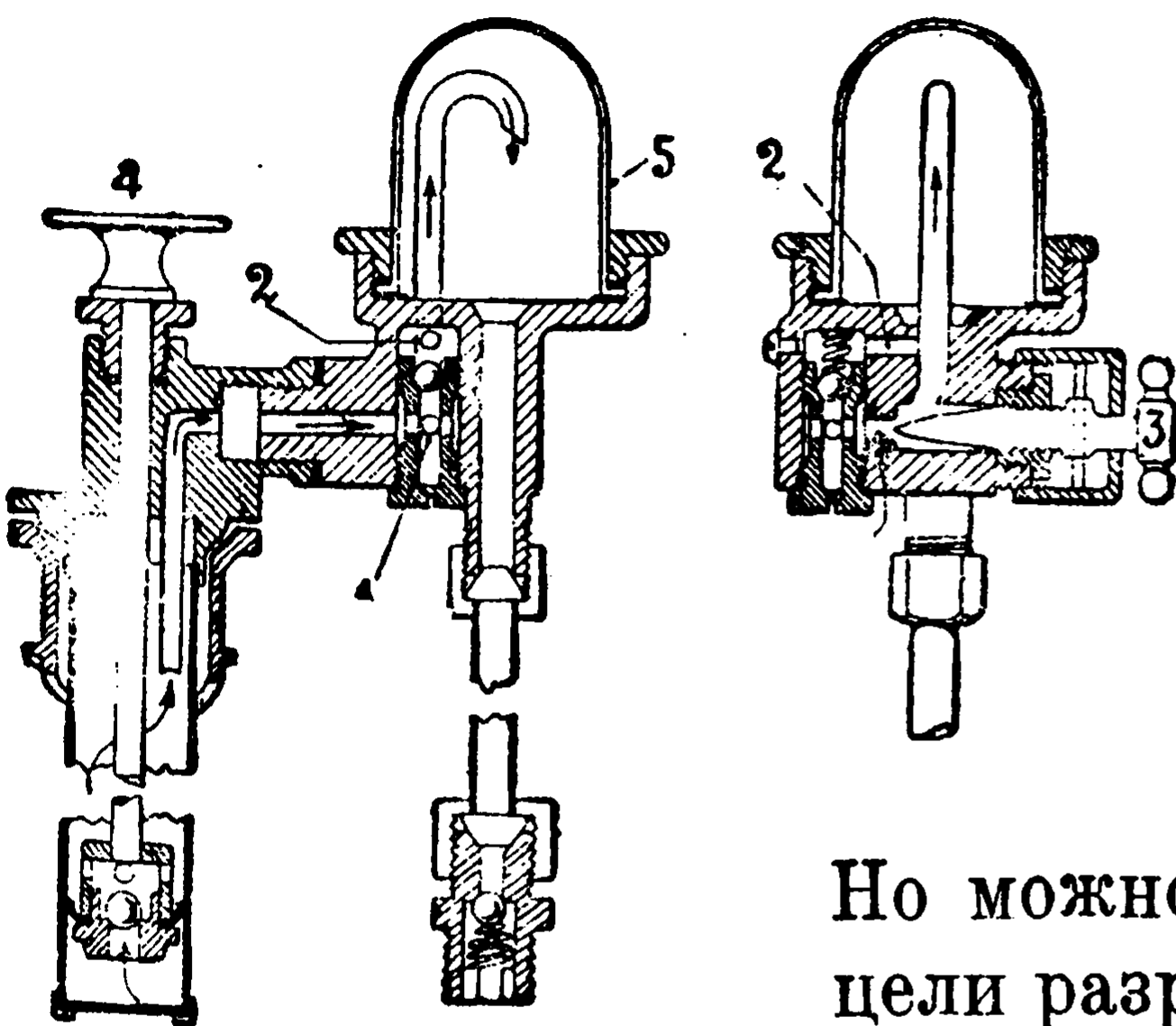
Но можно использовать для той же цели разрежение, образующееся в картере, и вызываемое им присасывание. На таком принципе построен насос, изображенный на фиг. 142.

Фиг. 142. Капельник, действующий разрежением.

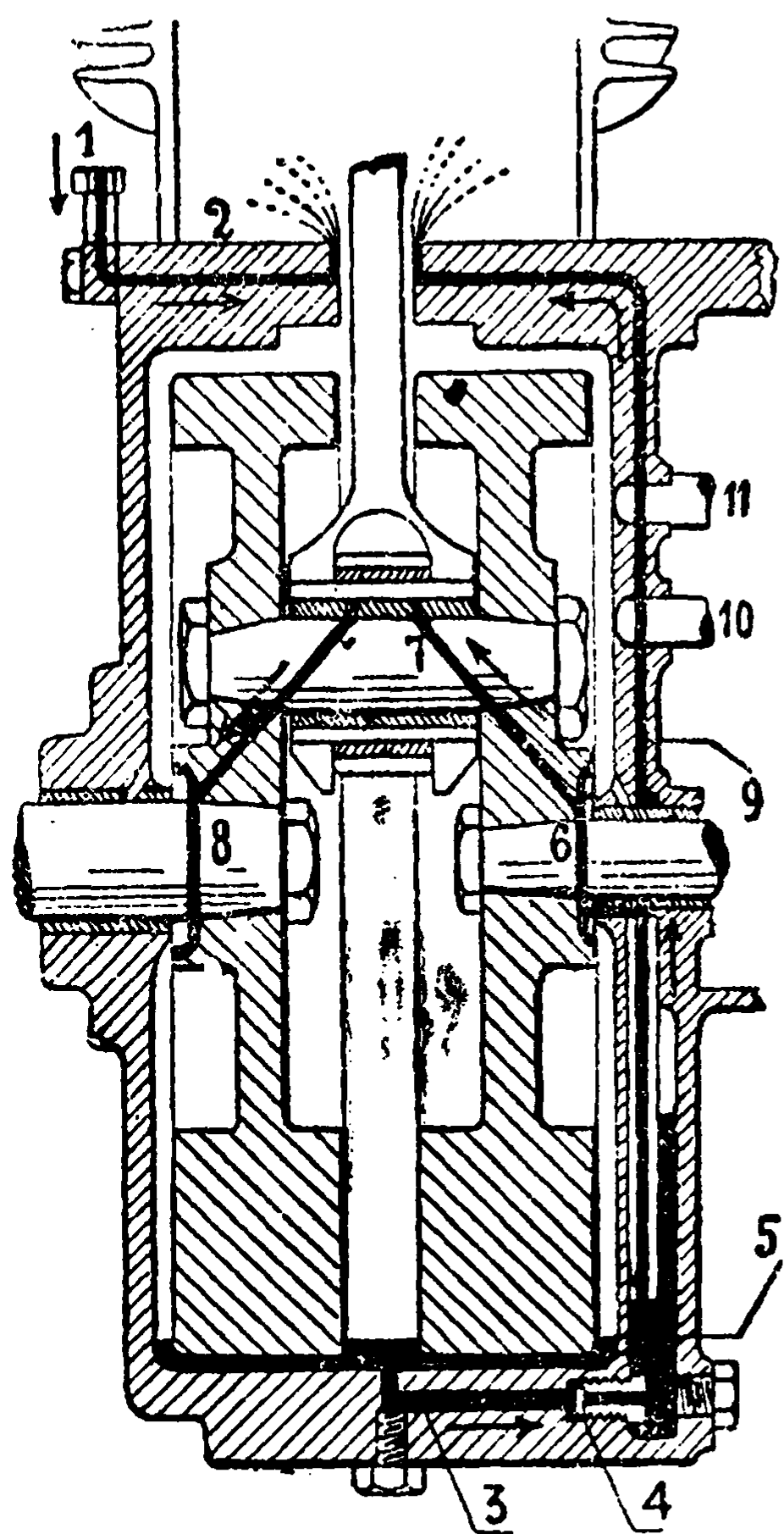
Ручной поршень служит здесь только для внеочередной подачи порции масла в картер, когда это вызывается слу-



Фиг. 141. Насос с маслокапельником.



чайной необходимостью. Нормально же масло засасывается картером автоматически без его участия. Путь движения масла показан стрелками. Количество его регулируется игольчатым краником 3, которым изменяется сечение канала 1 и устанавливается то или другое число капель в минуту. Что касается канала 2, то он при автоматической подаче масла бездействует, так как присасывание картера недостаточно сильно для того, чтобы преодолеть сопротивление шарикового клапана, закрывающего доступ в этот канал. Поэтому масло направляется через канал 2 только



Фиг. 143. Система смазки „JAP.“

при ручной подаче его поршнем, который для этой цели надо потянуть вверх за головку 2. Капельник прикрыт стеклянным колпачком 5, позволяющим наблюдать за подачей масла.

Повышение давления, образующееся в картере при нисходящем ходе поршня, также может быть использовано для нагнетания и для циркуляции масла. Подобная система с 1913 г. применяется, например, заводом „JAP.“ Схема ее представлена на фиг. 143.

Масло из бака поступает по трубке 1 и движется по каналу 2, просверленному в верхней части картера. Отсюда оно попадает в передний цилиндр, а из него в картер. Давление в картере, когда поршни идут вниз, заставляет масло со дна картера течь по каналу 3 в камеру 5, проходя по дороге через обратный клапан 4. Таким образом, в камеру 5 постепенно нагнетается масло под давлением. Отсюда оно направляется вверх по каналам, просверленным в стенках картера, в маховиках и цапфе кривошипа и смазывает подшипники 6 и 7. Другая часть масла, по каналу 9, направляется снова в передний цилиндр. Путь масла показан черными толстыми линиями и стрелками. (В 1924 г. в эту схему были внесены некоторые изменения, не имеющие принципиального значения, а с 1927 г., на ряду с описан-

ной системой, завод применяет еще и другую: для заполнения маслом коробки 5 применяется „дыхательный“ клапан, показанный выше, на фиг. 52, стр. 95. Отсюда же масло направляется далее с помощью механического насоса.)

Другой тип насосов представляют собой механические масляные помпы, приводимые в действие самим двигателем. Помимо надежности действия они обладают еще и тем преимуществом, что количество масла, подаваемого ими, изменяется пропорционально числу оборотов двигателя.

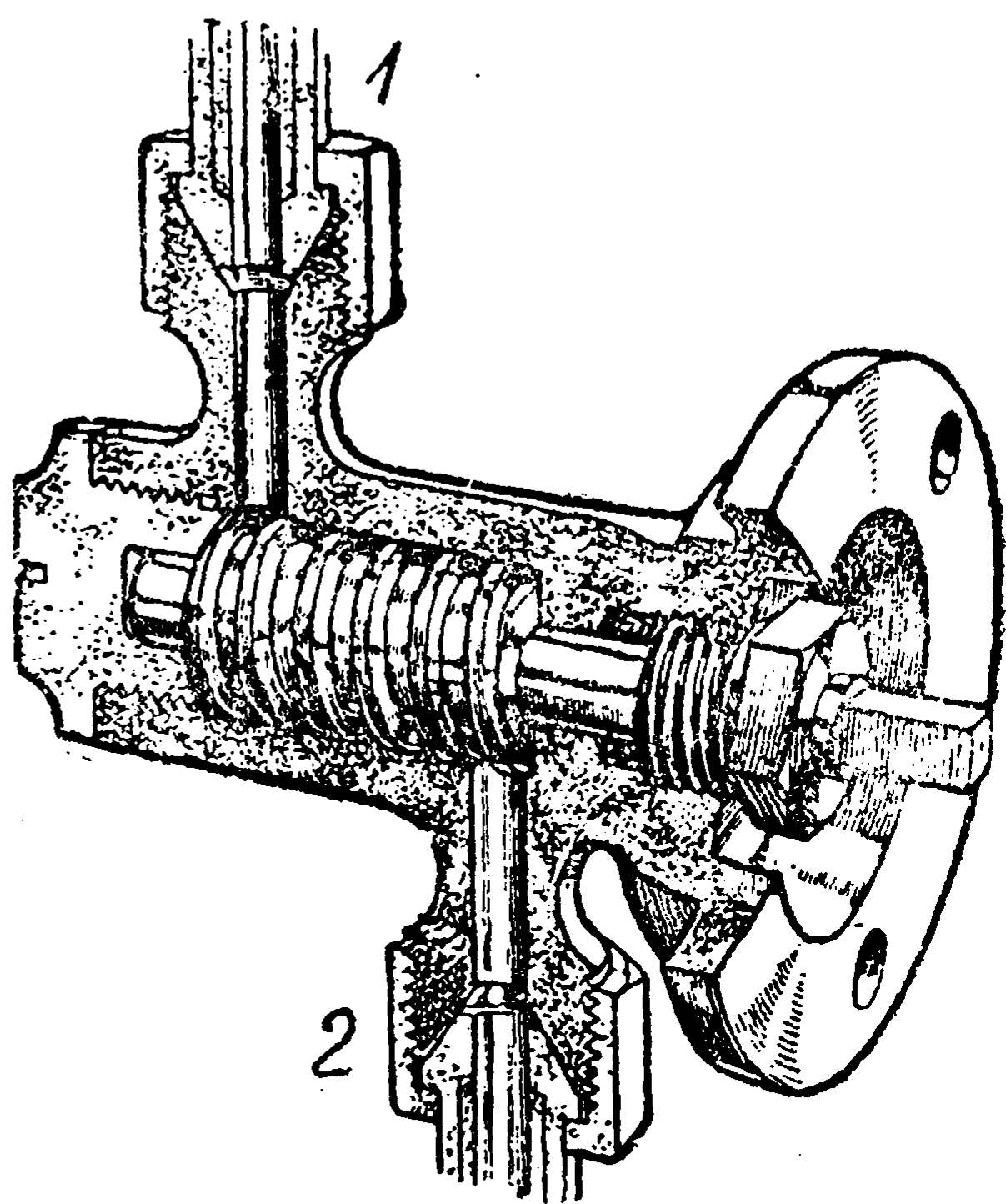
Конструкции их настолько разнообразны, что описать их все нет возможности. Мы ограничимся поэтому приведением только нескольких типичных примеров.

Простейшим типом механических масляных насосов являются червячные, у которых роль поршня, нагнетающего масло, выполняет бесконечный винт. Устройство и действие их понятно из фиг. 144.

Через трубку 1 масло поступает из бака, а через трубку 2 нагнетается вращением червяка в двигатель. Насос сконструирован так, что легко может быть приспособлен к любому двигателю: фланец его привинчивается к крышке распределительного механизма, а квадрат червяка соединяется с одной из распределительных шестеренок.

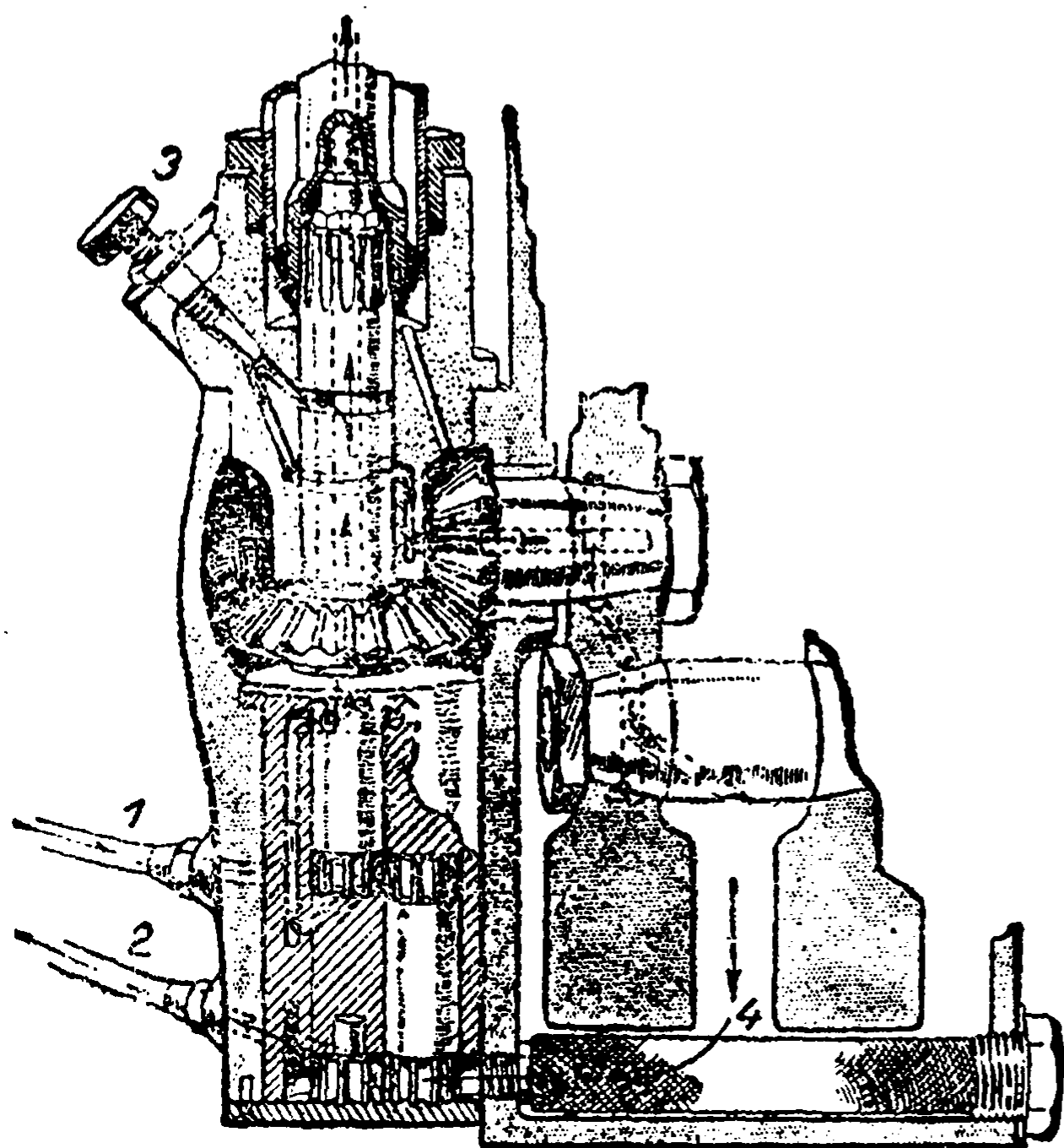
Другой тип — зубчатых насосов мы видели выше на фиг. 138. Более подробно такое устройство показано на фиг. 145.

Насосы этого типа состоят из двух цилиндрических шестеренок, которые при вращении захватывают своими зубцами масло и проталкивают его в определенном направлении. На фиг. 145 мы видим собственно два таких насоса. К одному из них, верхнему, масло поступает из бака по трубке 1 и нагнетается им по системе каналов в коленчатый вал дви-



Фиг. 144. Червячный насос „Шовел“ (Showell).

гателя и через вертикальный приводный валик поступает к верхнему кулачковому валу и клапанным рычажкам. Количество масла, подаваемого в коленчатый вал, регулируется коническим винтом 3. Отработавшее масло, стекающее в картер, проходит через фильтр 4, и затем, вторым зубчатым насосом, возвращается по трубке 2 обратно в бак. Наконец, третий тип насосов действует посредством поршенька („плунжера“), движущегося возвратно-поступательно,



Фиг. 145. Двойной зубчатый насос „Чатер-Ли“.

как всякий поршень. Это — наиболее многочисленная и разнообразная группа. Примеры ее даны на фиг. 146 и 147.

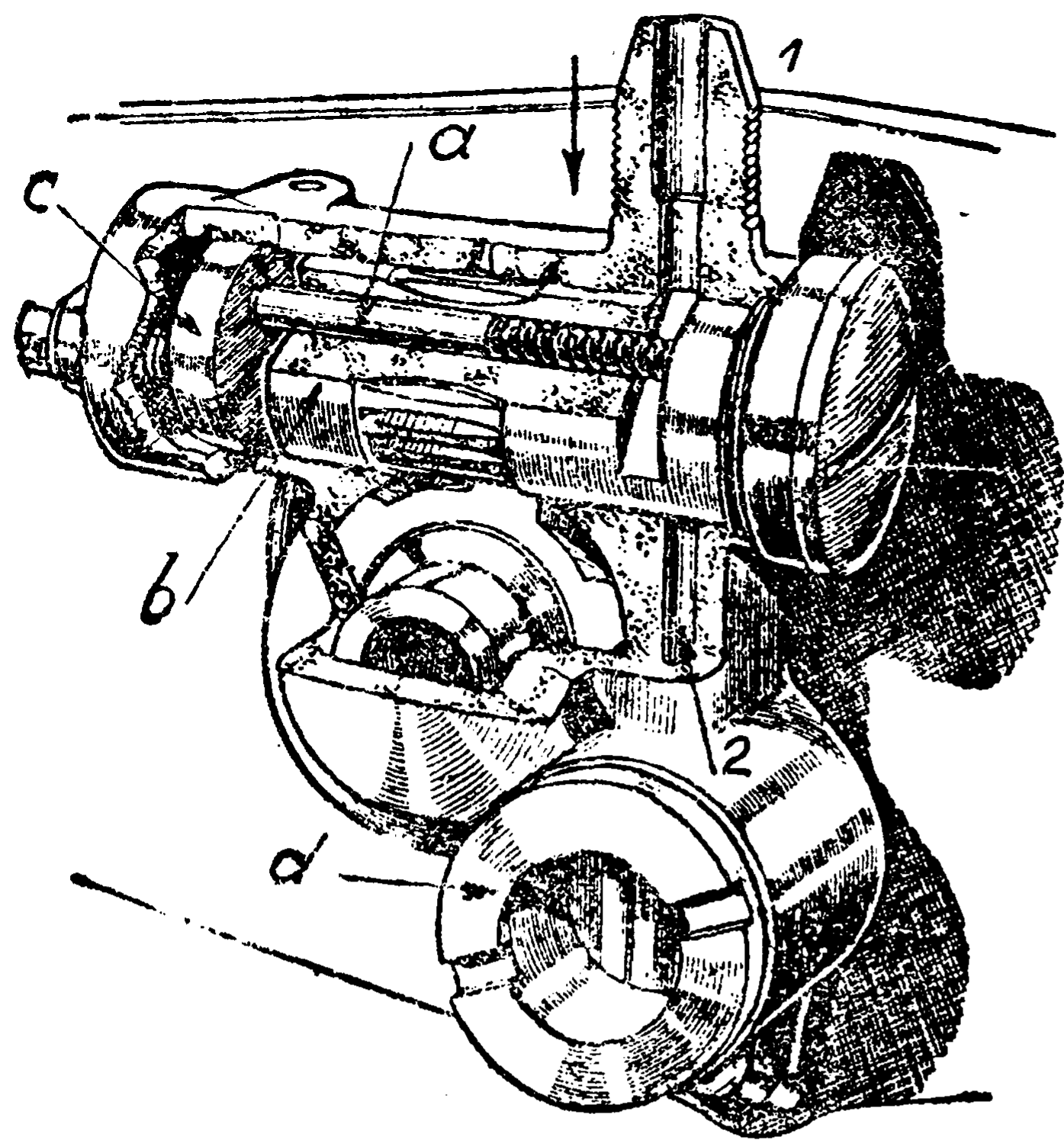
Фиг. 146 изображает весьма распространенный на английских (а также с некоторыми изменениями и на немецких) мотоциклах насос Бест и Ллойд (Best & Lloyd). Плунжер этого насоса *g* приводится в действие следующим образом. От одной из распределительных шестерней двигателя получает вращение червяк *a*, который в свою очередь заста-

вляет вращаться червячную шестеренку *b*. Шестеренка эта изображена отдельно на фиг. 146, справа. Как видно из чертежа, шестеренка *b* снабжена длинной втулкой — *c*, которая и является цилиндром насоса. В верхней части втулка имеет продольную прорезь *h*, а в нижней окно *l*. При вращении шестеренки окно *l* попеременно совпадает то с трубкой 1, подводящей масло к насосу, то с трубкой 2 подающей масло в двигатель. Плунжер насоса *g*, помещающийся внутри втулки, снабжен наверху штифтом *f*, пропущенным через прорезь *h*. Штифт этот входит концом в наклонную выточку *e* в крышке насоса *d*. Очевидно, при вращении шестеренки, а вместе с ней и плунжера, штифт *f* будет принужден скользить по выточке *e*, вследствие чего плунжер будет попеременно подниматься и опускаться. При подъеме его окно *l* сообщается с трубкой 1, и масло засасывается в цилиндр насоса, при опускании плунжера

окно l совпадает с трубкой 2 , и масло нагнетается в двигатель. Число оборотов шестеренки b приблизительно в 40 раз меньше числа оборотов двигателя. Количество масла, подаваемого в двигатель, можно регулировать поворачиванием крышки d , что изменяет моменты совпадения окна l с трубками 1 и 2 .

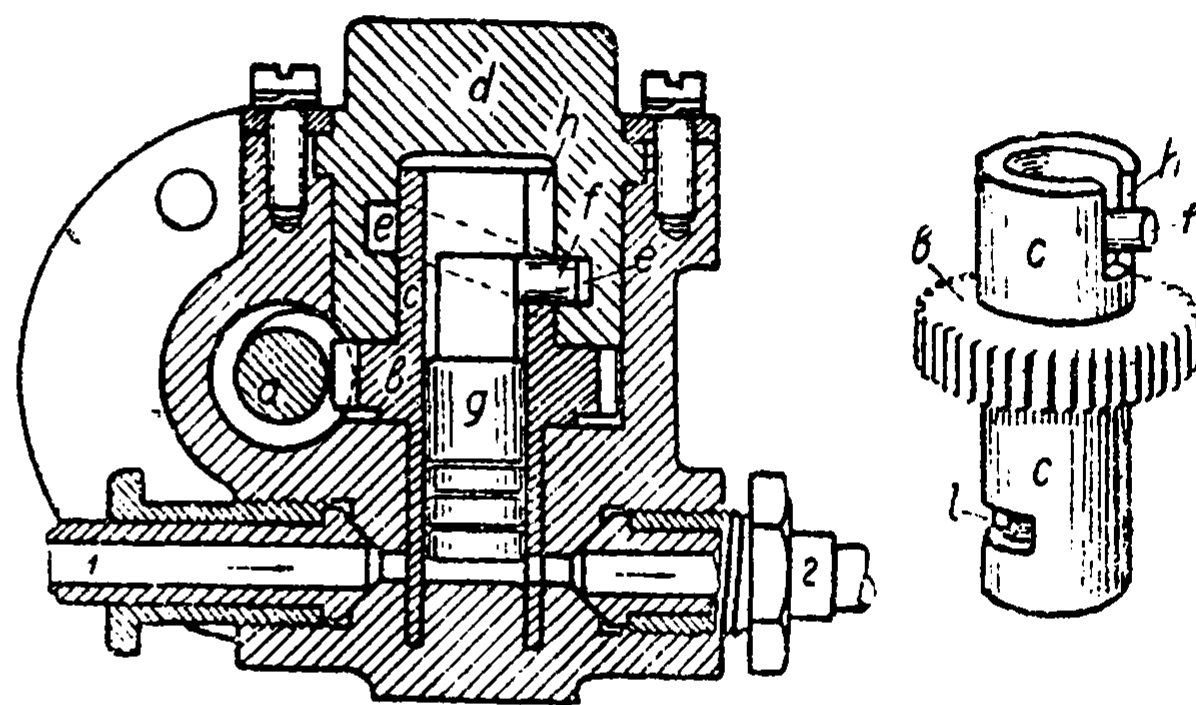
На фиг. 147 изображен насос „Харлей Давидсон“, отличающийся от предыдущего только способом приведения в действие плунжера a . Последний помещается внутри горизонтального цилиндрика b , вращаемого червяком от двигателя.

Конец плунжера опирается на наклонную плоскость кулачка c и прижимается к ней пружиной. При вращении цилиндрика b конец плунжера скользит по наклонной плоскости и, следовательно, перемещается то вправо, то влево.



Фиг. 147. Насос „Харлей Давидсон“.

Количество масла, доставляемое в двигатель механическим насосом, пропорционально числу оборотов двигателя. Последнее, при нормальных условиях, пропорционально открытию дроссельного клапана карбюратора, но не всегда. Представим себе, например, продолжительный подъем на тяжелой грязной, либо песчаной дороге. Несмотря на широкое открытие дроссель-



Фиг. 146. Механический насос Бэст и Ллойд.

При этом масло засасывается из бака через трубку 1 , а в следующий момент нагнетается в двигатель через канал 2 . Окно d позволяет наблюдать за движением масла. Варианты подобных конструкций, могут быть, конечно, весьма разнообразны, и потому не станем больше на них останавливаться.

Обратим внимание лишь на следующее.

ного клапана, число оборотов при этих условиях может быть невелико, между тем как двигатель нуждается в усиленной смазке.

Поэтому существует мнение, что работу масляного насоса следовало бы связывать не с числом оборотов двигателя, а со степенью открытия дросселя. Конструктивное выполнение этой задачи несложно. Например, если мы возьмем насос, изображенный на фиг. 147, то понятно, что передвигая кулачок *c*, мы будем изменять ход плунжера, и, следовательно, увеличивать или уменьшать подачу масла. Надо только соединить кулачок *c* каким-нибудь троссом или рычажком с дроссельным клапаном карбюратора, и задача регулирования работы насоса будет решена. Такое приспособление мы и находим действительно у мотоциклов „Харлей-Давидсон“, выпуска 1928 г., а также у целого ряда английских и немецких машин.

§ 60. Практика смазки.

Было бы чрезвычайно важно дать совершенно точные и определенные указания относительно смазки двигателя, ибо в этом именно пункте новички делают всего больше ошибок, подчас весьма печальных для машины.

К сожалению, количество масла, потребное для мотора, зависит в значительной мере от таких условий, которые невозможно предусмотреть и учесть наперед, например, от качества масла или от трудности дороги.

Остается, следовательно, указать лишь некоторые средние, приблизительные нормы, которых может придерживаться начинающий до тех пор, пока у него не выработается собственный опыт.

Итак, при смазке двигателя надлежит руководствоваться следующими правилами:

При смазке разбрызгиванием, конечно, на дне картера должен постоянно быть некоторый постоянный запас масла. Уровень этого масла должен стоять на такой высоте, чтоб маховики, вращаясь, задевали его краями. Для образования такой масляной ванны на дне картера требуются 3-4 полных насоса. По мере работы мотора, этот запас постепенно расходуется; значит, его надо пополнять.

Для этой цели и служат масляные насосы.

Насос с маслокапельником устанавливается так, чтобы он подавал для одноцилиндрового мотора от 25 до 30 капель в мин.; для двухцилиндрового мотоцикла с прицепкой 35 — 40 капель в минуту.

Механический насос, в случае надобности, регулируется согласно заводским наставлениям.

В случае езды с большой скоростью или по трудной дороге, когда двигателю приходится усиленно работать, следует подать в картер лишнюю порцию масла не в очередь.

Новый двигатель следует смазывать первое время в несколько большей степени, чем указано выше.

Признаком достаточной смазки служит легкий голубоватый дымок, выходящий из трубы глушителя при работе двигателя.

Признаком недостаточной смазки является чрезмерное перегревание цилиндров, падение мощности и появление звонких металлических стуков в моторе.

Признаком чрезмерной смазки служит густой, белый дым, вырывающийся клубами из глушителя.

Кроме того, при слишком обильной смазке часто замасливаются свечи; камера сгорания и поршни скорее покрываются нагаром, а в двухтактных моторах к этому прибавляется еще одно явление: так как часть масла всегда попадает из картера в цилиндр, то двигатель начинает работать как бы в четыре такта, т. е. вспышки в цилиндре происходят не через каждый оборот вала, а через два оборота.

Все же слишком обильная смазка предпочтительнее, чем недостаточная; первая может вызвать только временные и легко устранимые нарушения в работе двигателя, тогда как недостаток масла влечет за собой серьезную порчу машины.

Сделав около 1000 км, надо выпустить из картера старое масло. При употреблении в качестве топлива керосиновых смесей, эту операцию надо производить еще чаще. Для этой цели в дне картера имеются специальные пробки или краники. Выпустив старое масло, надо не забыть накачать в картер свежий запас в размере 3-4 полных насосов.

Одновременно полезно кроме того промыть картер керосином.

Промывание картера керосином производится следующим образом. Удалив масляную трубку в том месте, где она соединяется с картером, вливают через открывшееся отверстие 2 стакана керосина. Затем, подняв мотоцикл на подставку, быстро вращают двигатель стартером (пусковым рычагом). Маховики проделают с керосином то, что они делали раньше с маслом, и, таким образом, внутренность картера будет вымыта. По окончании этой операции надо, конечно, выпустить керосин наружу и накачать в картер свежего масла.

Вот, собственно, и все, что можно рекомендовать начинающим мотоциклистам.

Не мешает, пожалуй, добавить к сказанному еще лишь один совет: наполнять масляный бак по возможности перед каждой поездкой и, во всяком случае, никогда не допускать опорожнения его до конца.

Это в особенности необходимо при циркуляционной смазке, так как при этой системе нет запаса масла на дне картера и, следовательно, при опорожнении бака и прекращении циркуляции подшипники сразу остаются без смазки.

ГЛАВА VIII.

ОХЛАЖДЕНИЕ.

§ 61. Воздушное охлаждение.

Если принять во внимание, что тепло является той энергией, за счет которой совершается работа двигателя, то не трудно понять, что охлаждение стенок цилиндра является, в некотором роде, печальной необходимостью, так как чем больше тепла, полученного от сгорания топлива, мы рассеем через стенки цилиндра, тем меньше его превратится, в механическую работу поршня.

Отсюда следует, что при устройстве охлаждения вовсе нет надобности стремиться к тому, чтобы стенки цилиндра были возможно более холодными. Задача охлаждения заключается, во-первых, в том, чтобы температура стенок цилиндра не повышалась до таких величин, при которых начинает разлагаться масло, и, во-вторых, в том, чтобы тепло равномерно распределялось по всем частям цилиндра во избежание его деформации.

На мотоциклетных двигателях применяется почти исключительно воздушное охлаждение: головка и стенки цилиндра снабжаются довольно тонкими ребрами, создающими большую поверхность соприкосновения с наружным воздухом. При движении машины ребра обтекаются встречным воздухом, который и уносит с собою тепло, передаваемое через металл цилиндра к поверхности ребер.

Форма ребер показана на фиг. 148: к концам они делаются тоньше, чем у основания, что вызывается не только условиями теплопередачи, но и требованиями литейной техники; между ребрами оставляются достаточно широкие промежутки для свободной циркуляции воздуха.

Размеры ребер сообразуются с диаметром цилиндра (d).

Современная практика устанавливает для них следующие соотношения (согласно обозначениям на фиг. 148):

$$a = 0,35 d$$

$$b = 0,1 d$$

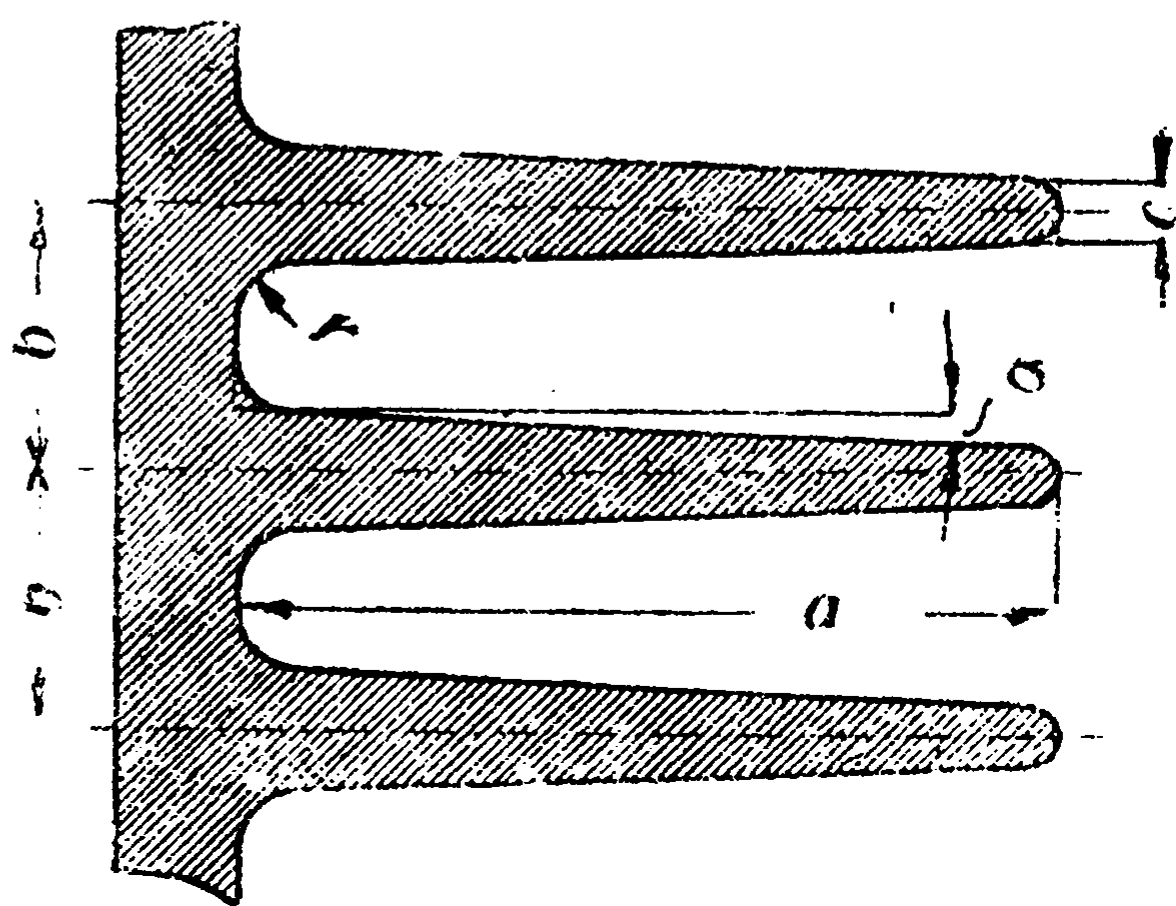
$$c = 2 - 2\frac{1}{2} \text{ мм},$$

$$r = 0,18 d$$

$$\angle \alpha = 2 - 2\frac{1}{2}^\circ.$$

Глазная трудность устройства воздушного охлаждения для мотоциклов заключается в том, что интенсивность его зависит от скорости движения машины.

Понятно, что поток тепла, передаваемого наружу через стенки цилиндра, изменяется в зависимости от режима двигателя. При водяном охлаждении это не имеет большого значения в виду значительной теплоемкости воды. Даже при продолжительной перегрузке вода будет удерживать



Фиг. 148. Охлаждающие ребра.

температуру стенок на одном уровне в течение всего процесса кипения. При воздушном охлаждении дело обстоит иначе: теплопередача зависит от скорости воздуха, обтекающего ребра. Так как эта скорость все время изменяется, то нет возможности сохранять постоянную, наивыгоднейшую температуру стенок цилиндра: она колеблется около некоторой идеальной температуры, отклоняясь от нее то в одну, то в другую сторону. Чтобы ограничить эти колебания практически допустимыми пределами, приходится уменьшать степень сжатия и следовательно ограничивать мощность двигателя. Поэтому-то двигатель, построенный, например, для гонок на дистанцию в 1 км, не может стартовать на 15 — 20 км: на такой дистанции он перегреется.

Можно думать, что с увеличением числа оборотов мотора увеличивается и скорость движения, а следовательно улучшается охлаждение, и избыток тепла рассеивается. Это, однако, не совсем так (даже если не принимать во внимание подъемов и езды на малой передаче, т. е. с малой скоростью при большом числе оборотов). Мощность, потребная

для движения машины, возрастает пропорционально кубу скорости (т. е. при увеличении скорости вдвое необходимая мощность возрастает в 8 раз). В такой же степени возрастает и количество тепла, подлежащее отдаче воздуху. Между тем, охлаждающее влияние ветра возрастает далеко не в такой пропорции. Следовательно, двигатель, построенный так, что наивыгоднейшая температура его стенок достигается, положим, при скорости в 40 км в час, будет перегреваться при продолжительном пробеге со скоростью 65 км в час, а двигатель, приспособленный для скорости 65 км, окажется слишком холодным при часовой скорости в 30 — 40 км и будет работать при невыгодных условиях.

В общем, эти явления неустранимы вполне при воздушном охлаждении, но для нормального дорожного типа машин они практического значения не имеют, так как обычные пределы скоростей таких машин довольно ограничены:

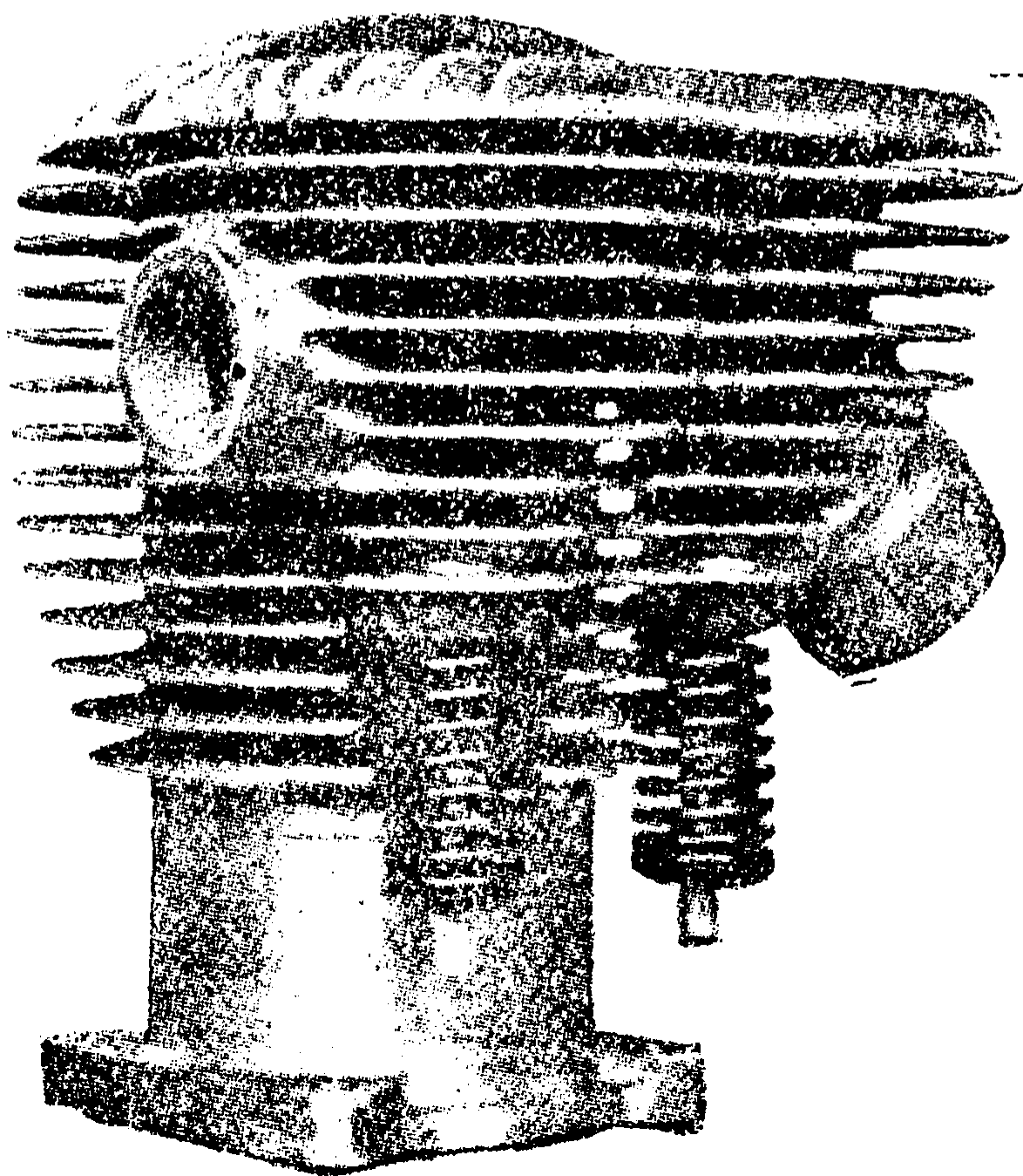
Чтобы сделать охлаждение цилиндров независимым от скорости езды или направления ветра, могут быть применены вентиляторы, как это устроено, например, у германских мотоциклов «Марс» или D. K. W. В качестве вентилятора у них использован вынесенный наружу маховик, который снабжен крыльями, отлитыми с ним за одно целое. Эта система дает очень хорошие результаты.

Гораздо больший практический интерес представляет разрешение второй задачи — равномерного распределения тепла в металлических массах цилиндра. Отдельные части его нагреваются, а следовательно и расширяются неодинаково, вследствие чего возникает опасность местного изменения формы цилиндра, или его „деформации“.

Так как верхняя часть цилиндра нагревается сильнее, чем нижняя, то размеры ребер постепенно уменьшаются книзу, а за нижней мертвой точкой они и вовсе отсутствуют (ниже этой точки помещают обычно не больше двух ребер).

Далее, сама камера сгорания в различных своих точках нагревается неодинаково: часть ее, прилегающая к выпускному клапану, обогревается сильнее, чем места, расположенные возле всасывающего клапана. Поэтому ребра теперь не располагают уже симметрично во всех частях цилиндра, а усиливают их со стороны выпускного клапана. Это отчетливо видно, например, на фиг. 17, стр. 49, а также 29, стр. 65.

которые весьма типичны в этом отношении. При боковом расположении клапанов камера их в старых конструкциях отделялась общей стенкой от внутренности цилиндра и, следовательно, эта стенка обогревалась с двух сторон и была самым горячим местом цилиндра, которое неизбежно деформировалось при нагреве. Деформация сказывалась здесь местным обгоранием поршневых колец, прилегающих к этой стенке, вследствие прорыва мимо них горячих газов. В современных конструкциях камеру клапанов отодвигают от стенки цилиндра, оставляя между ними некоторый просвет для циркуляции воздуха. Таким же просветом разделяют между собой камеры всасывающего и выпускного клапанов. Все эти подробности ясно видны на фиг. 149.



Фиг. 149. Расположение ребер.

Кроме целесообразного размещения ребер деформация особенно горячих частей цилиндра предотвращается утолщениями металла в этих местах, например, возле клапанных гнезд, под поршневыми кольцами и т. п. Вполне рациональны также пробки в виде пирамидок с алюминиевыми ребрами, которые видны на фиг. 16 (стр. 47). Ими заменяют обычные пробки клапанных люков.

Насколько удовлетворительно разрешается всеми этими мерами задача воздушного охлаждения, можно судить уже по тем высоким степеням сжатия, которые применяются в современных мотоциклетных двигателях, и по числу оборотов, которое они способны поддерживать в течение многих часов подряд.

Едва ли надо искать в этой области чего-либо лучшего.

§ 62. Масляное и водяное охлаждение.

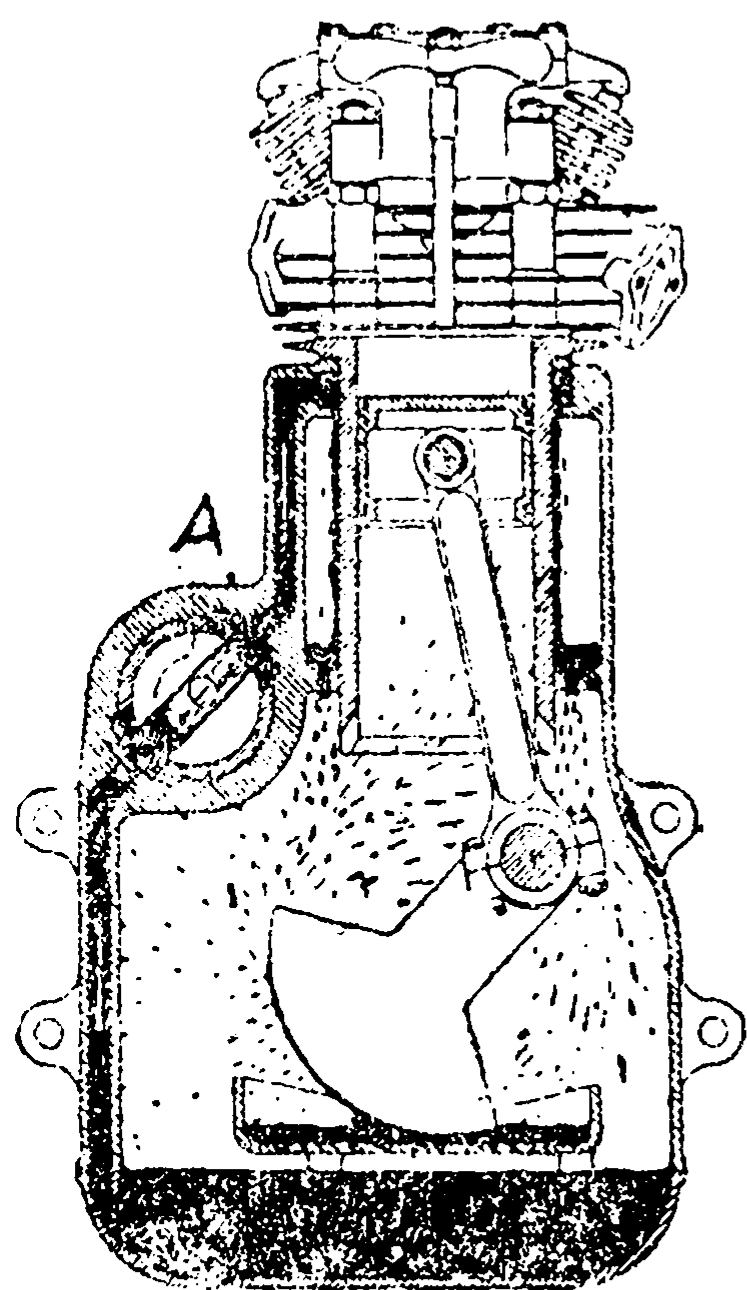
Другой способ охлаждения стенок цилиндра состоит в отводе тепла через жидкую среду — масло или воду, цир-

кулирующие между стенками цилиндра и окружающей их рубашкой.

Двигатели с масляным охлаждением были выпущены в 20-х годах заводом Брэдшоу (Bradschaw) и получили некоторое распространение на мотоциклах разных фирм.

Схема подобного двигателя (350 см³) дана на фиг. 150.

Направляющая цилиндра представляет собой простую чугунную втулку, утопленную в особом приливе картера, который образует ее рубашку. Масляный бак помещается в нижней части картера. Отсюда масло засасывается механи-



Фиг. 150. Масляное охлаждение двиг. Брэдшоу.

ческим насосом А, поднимается к верхней части цилиндра и стекает затем вниз, распределяясь

равномерным слоем по стенкам цилиндра. Это же масло идет и на смазку двигателя, которая выполняется обычным

путем, т. е. разбрызгиванием. Головка цилиндра, представляющая отдельную

отливку, охлаждается воздухом. Принимая во внимание, что почти все трудности

воздушного охлаждения сосредоточены именно в головке цилиндра, целесообразность подобной конструкции

приходится признать довольно сомнительной. Она довольно проста, компактна,

действует вполне надежно, но, по видимому, кроме несколько повышенного расхода

масла, никаких других „преимуществ“ не имеет по сравнению с обыкновенным воздушным

охлаждением.

Еще менее удачную конструктивную идею представляет собой устройство на мотоциклах водяного охлаждения.

Эта система применяется в настоящее время крайне редко. При водяном охлаждении в передней части мотоцикла на ру-

левой трубке рамы помещается особый резервуар для охлаждения воды, называемый „радиатором“ (фиг. 151). Он напол-

няется водой через пробку С. Из верхней части радиатора вода протекает в нижнюю по системе тонкостенных метал-

лических трубок, обдуваемых воздухом во время движения мотоцикла. Далее через трубу В вода направляется в ру-

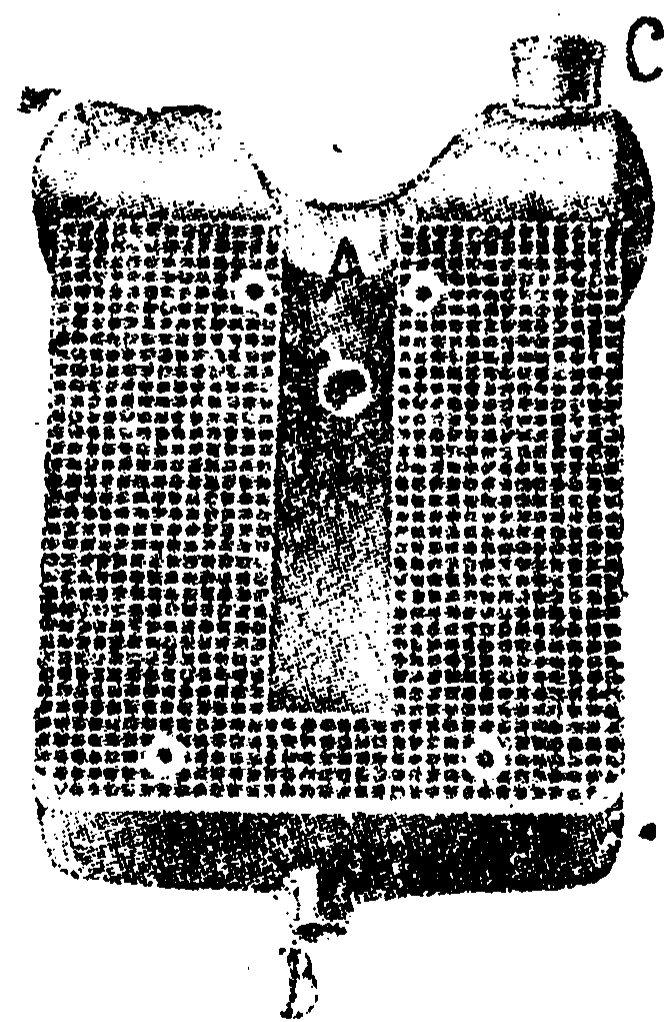
башку цилиндров. Нагретая здесь вода, в силу своего мень-

шего удельного веса, поднимается кверху и через трубку А снова поступает в верхнюю часть радиатора. Затем она опять протекает по трубкам радиатора, охлаждается в них, снова поступает в рубашку цилиндра и т. д. Таким образом, устанавливается непрерывная циркуляция воды между цилиндром и радиатором („термо-сифон“).

При всех своих положительных качествах водяное охлаждение менее всего удовлетворяет тем специфическим требованиям, которые предъявляются к мотоциклетным конструкциям в отношении простоты, прочности и минимального ухода.

Само собой понятно, что мотоциклетные радиаторы приходится делать очень небольших размеров; воды в них помещается мало, и она легко закипает при езде по тяжелой дороге или при езде по направлению ветра, так как охлаждение радиатора у мотоциклов зависит только от скорости встречного ветра. Между тем, уровень воды должен быть обязательно выше отверстия трубы А, следовательно, приходится то и дело добавлять выкипающую воду в радиатор. Затем, радиатор является очень нежным органом и при падениях или ударах легко приходит в негодность. Зимой к этому прибавляется еще одно неудобство: после каждой поездки надо выпускать всю воду из радиатора и рубашек цилиндров, иначе она может замерзнуть и разорвать то и другое.

Все эти обстоятельства заставляют отдать безусловное предпочтение воздушному охлаждению, тем более что при надлежащей смазке и уходе за цилиндрами никогда не наблюдается недочетов в смысле их перегрева.



Фиг. 151. Радиатор мотоцикла „Скотт“.

ЧАСТЬ II. ПЕРЕДАЧА.

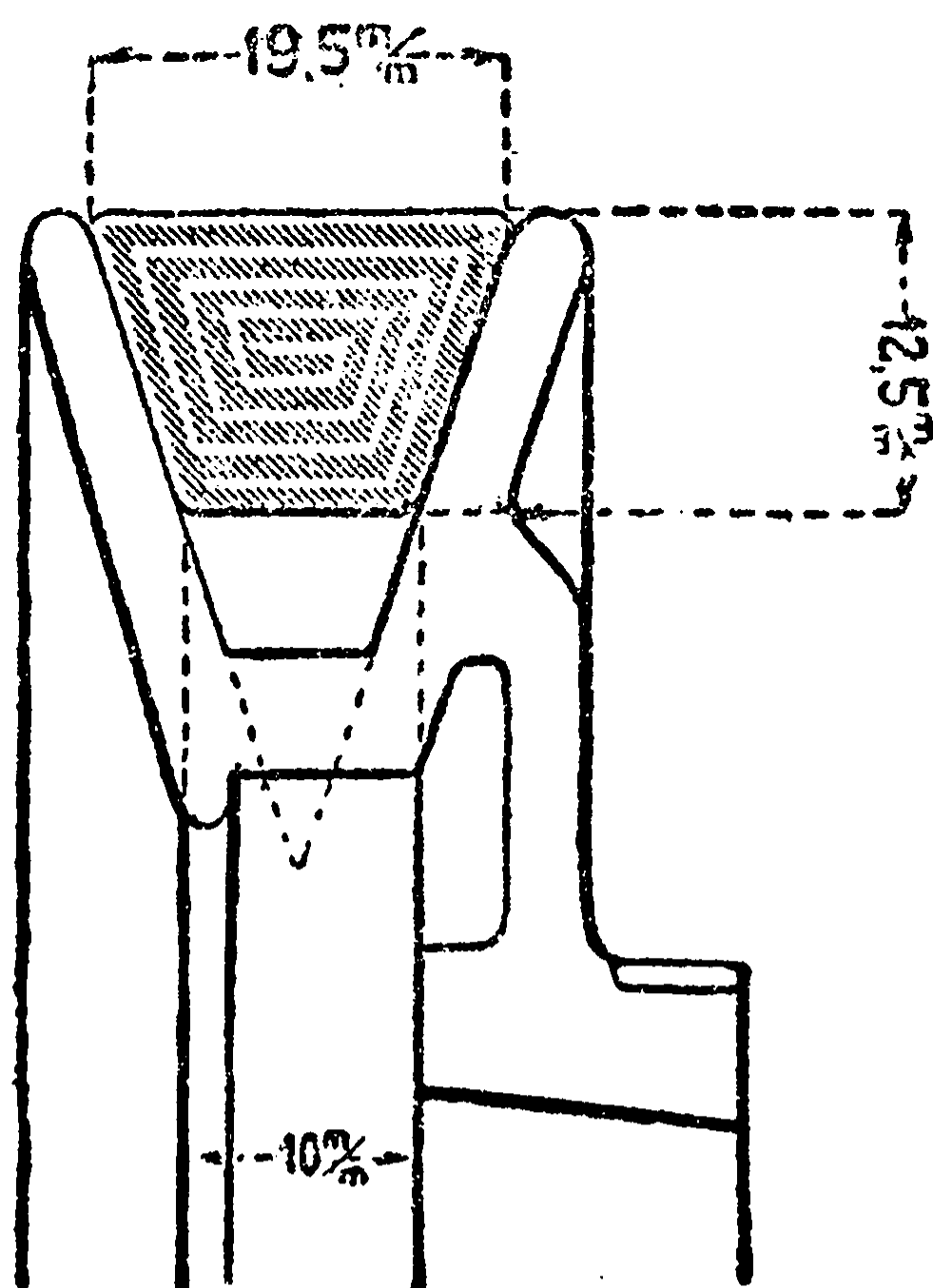
236

ГЛАВА IX.

СПОСОБЫ ПЕРЕДАЧИ СИЛЫ ДВИГАТЕЛЯ КОЛЕСАМ МОТОЦИКЛА.

§ 63. Ременная передача.

Для передачи вращения от коленчатого вала двигателя к заднему колесу мотоцикла (которое одно только и является движущим или „ведущим“ колесом) применяются различные типы приводов.



Фиг. 152. Разрез ремня.

Первым из них, по времени его появления, был ремень. Ремень, применяемый в качестве привода на мотоциклах, изготавливается из прорезиненного холста, покрываемого снаружи довольно толстым слоем резины. Поперечное сечение ремня имеет форму трапеции, боковые стороны которой образуют угол в 28° (см. фиг. 152). Никаких особых соображений, определяющих этот угол, не имеется, и какие-либо исследования в этом направлении неизвестны.

Тем не менее, резиновые фабрики, изготавливающие ремни, придерживаются этой нормы.

Размеры ремня обозначаются по его ширине, за которую принято считать большое основание трапеции (например, на фиг. 152 ширина ремня 19,5 мм). Употребительные для мотоциклов размеры ремня $5/4''$ (19 мм), $7/8''$ (22 мм) и $1''$ (25,4 мм).

Такой клиновидный ремень соприкасается со шкиво

обеими своими боковыми сторонами, что дает довольно большую площадь сцепления. Кроме того, при увеличении нагрузки он имеет стремление заклиниваться вглубь шкива, вследствие чего сцепление его со шкивом возрастает еще более. Поэтому не требуется сильного натяжения ремня, чтобы избежать проскальзывания.

Концы ремня соединяются пряжками различного устройства. При укорачивании ремня надо удалить пряжку с одного какого-либо конца, обрезать его на требуемую величину и затем снова поставить пряжку на место. Нужные при этом дырки для винтов пряжки прорезаются специальным пробойником.

Клиновидная форма ремня определяет собой и профиль шкивов, из которых один — ведущий — закрепляется на валу двигателя, а другой — ведомый — на заднем колесе.

Ведущий шкив состоит обыкновенно из двух половинок, или „щек“, из которых одна насаживается на вал двигателя, а другая навинчивается на первую и закрепляется в определенном положении контргайкой. Такое устройство показано, например, на фиг. 50 (стр. 94), где основная половина шкива обозначена буквой *F*, а другая — буквой *E*. (*A* и *D* — закрепляющие их гайки.)

Такое устройство дает возможность раздвигать щеки шкива и устанавливать их на том или ином расстоянии одну от другой.

Понятно, чем больше раздвинуты щеки шкива, тем глубже будет входить между ними ремень, что равносильно уменьшению его рабочего диаметра. (Рабочий диаметр такого шкива измеряется от средней линии сечения ремня.)

Шкив на заднем колесе делается в несколько раз больше ведущего. Отношение их диаметров называется величиной передачи и обозначается числами 6:1; 8¹/₂:1 и т. п.

Так как числа оборотов шкивов пропорциональны их диаметрам, то величина передачи показывает также, сколько оборотов делает двигатель при одном обороте заднего колеса.

Например, при передаче 6:1 двигатель делает 6 оборотов, пока колесо повернется один раз.

Чтобы определить величину передачи, заднему колесу

дают один полный оборот и наблюдают, сколько раз повернется при этом ведущий шкив, на котором делают предварительно отметку мелом. Из двух передач считается „выше“ та, которая ближе к единице, например передача 4:1 выше, чем передача 6:1.

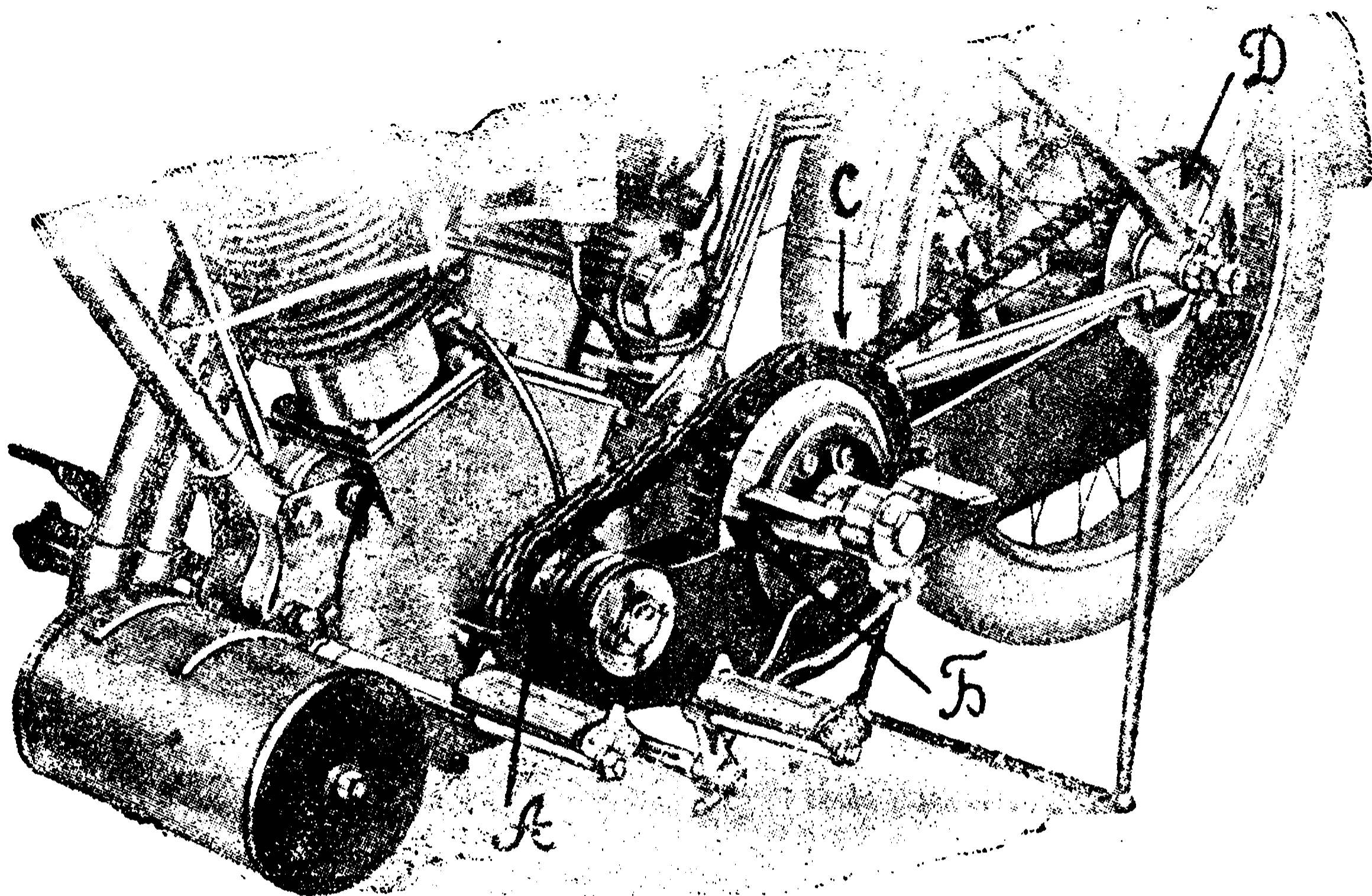
При изменении расстояния между щеками ведущего шкива изменяется, конечно, и величина передачи.

Основным недостатком ременной передачи является проскальзывание ремня, особенно в сырую погоду.

За последние годы ременная передача все более выходит из употребления и вытесняется другими, более надежными и удобными приводами. К 1928 г. менее 10% английских и немецких машин сохранили еще ременную передачу, да и то лишь в применении к самым легким и дешевым конструкциям.

§ 64. Цепная передача.

Цепная передача является основным типом привода, применяемого для мотоциклов. Ею снабжаются 90% современных мотоциклов.



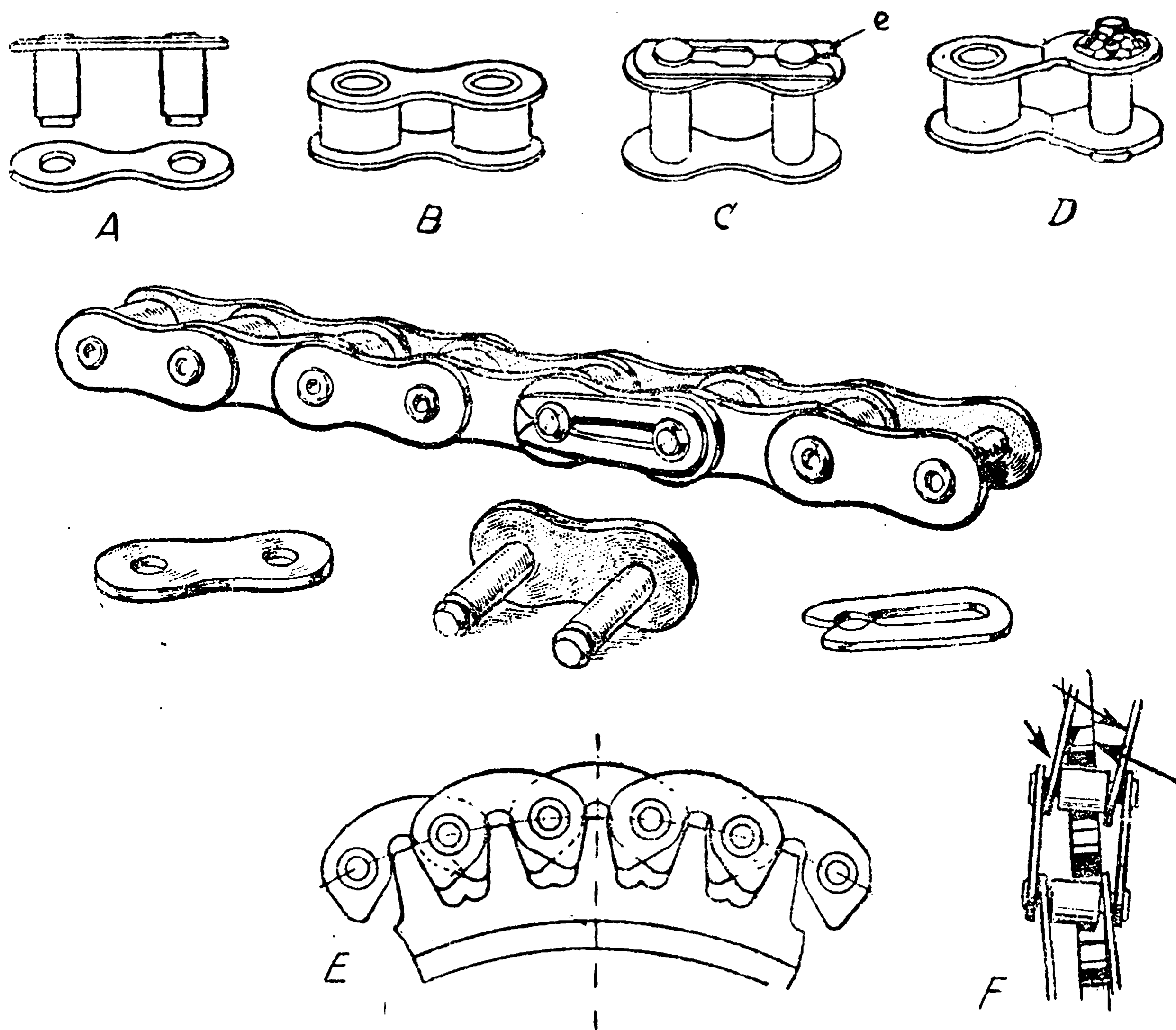
Фиг. 153. Цепная передача.

Представление о такой передаче дает фиг. 153.

Из рисунка видно, что передача производится двумя цепями: передняя цепь, соединяющая шестерни А и В.

передает вращение от двигателя к так называемой „коробке скоростей“, т. е. приспособлению для изменения величины передачи; вторая, задняя цепь передает вращение от коробки скоростей на заднее колесо. Она также соединяет две шестерни — *Д* и *С* (последняя не видна на рисунке, так как заслонена шестерней *В*).

Для цепной передачи применяются два вида цепей: роликовые и зубчатые.



Фиг 154. Цепи.

Роликовая мотоциклетная цепь состоит из звеньев двоякого рода *А* и *В*, изображенных на фиг. 154.

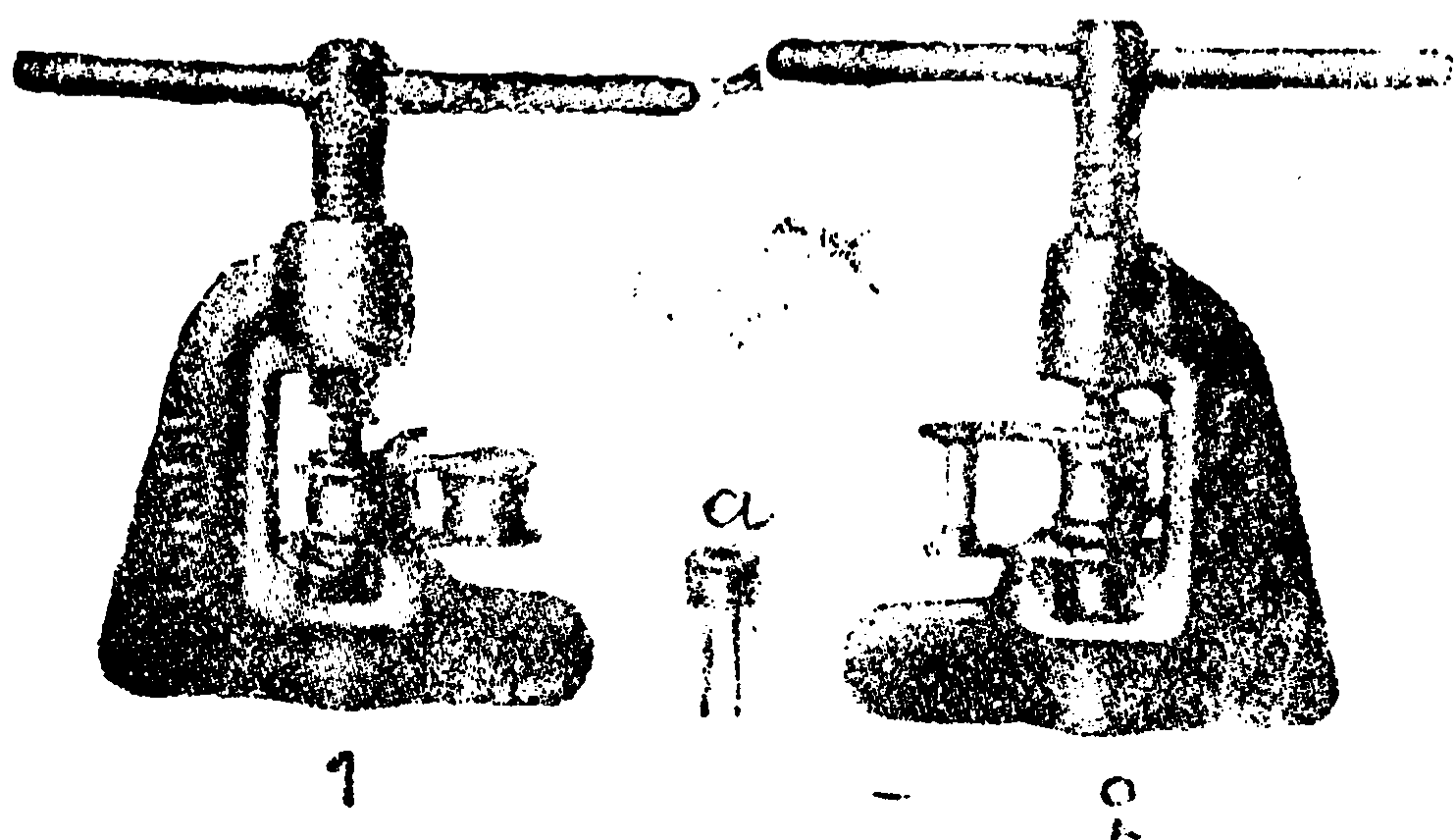
Наружные звенья (*А*) состоят из двух боковых пластинок, соединенных двумя круглыми цапфами.

Внутренние звенья (*В*) состоят из двух боковых пластинок, соединенных втулками; на втулках этих свободно вращаются стальные ролики. Соединение звеньев происходит таким образом: цапфы наружного звена пропускаются сквозь втулки двух соседних внутренних звеньев; на концы

их, выступающие наружу, накладывается вторая боковая пластинка звена, и затем концы цапф расклепываются.

Для соединения концов цепи и быстрых починок в дороге служат звенья *C* и *D*.

Соединительное звено с пружинкой (*C*) служит для замыкания цепи, когда на обоих ее концах находятся внутренние звенья (*B*). Оно устроено так же, как наружное звено, с той лишь разницей, что концы его цапфочек снабжены с одной стороны небольшими кольцевыми заточками. На эти заточки надвигается сбоку пружинная скобка *e*, которая и препятствует спадению боковой пластинки звена. Напротив, если удалить предварительно скобку *e*, то боковая пластинка звена снимается без всяких затруднений. Ставить пружинную скобку на место надо



Фиг. 155. Починка цепи.

непрерывно вдвигая ее сбоку и притом так, чтобы разрез ее был обращен в сторону, противоположную движению цепи.

При поломке в дороге наружного звена, вместо него может быть поставлено соединительное звено с пружинкой без укорачивания цепи.

Изогнутое соединительное звено (*D*) на одном конце имеет втулку с роликом, а на другом — небольшой болт с гайкой и шплинтом. Оно служит для замыкания цепи в том случае, если на одном конце ее находится наружное звено (*A*), а на другом внутреннее (*B*). Наружное звено можно при этом заменить звеном *C*.

Для удаления заклепок наружных звеньев служит прибор, изображенный на фиг. 155. На том же рисунке показан и способ его применения. В углублений между челюстями прибора находится вынимающаяся шпилька (*a*). При выбивании заклепок ее надо предварительно удалять, иначе выбиваемому стержню некуда будет упасть; при постановке звена ее надо водворять на место. Вдавлив цапфы нового звена, надо затем слегка расклепать концы их молотком.

Наружное звено, из которого выбиты одна или обе цапфы, негодно более к употреблению.

Размеры цепи обозначаются обыкновенно в долях дюйма двумя величинами: шагом цепи, т. е. расстоянием между центрами цапф наружного звена и внутренней шириной, т. е. расстоянием между пластинками внутреннего звена.

Например, обозначение $\frac{5}{8} \times \frac{1}{4}$ '' выражает: шаг цепи — $\frac{5}{8}$ '' , а внутренняя ширина — $\frac{1}{4}$ '' . Надо, однако, заметить, что последняя величина относится, собственно, к ширине зубцов шестерни, ширина же цепи делается примерно на 10% больше, чтобы между пластинками звена и зубьями оставался некоторый зазор.

Наиболее употребительные размеры английских цепей приведены в нижеследующей таблице:

Шаг.	Внутренняя ширина в мм.	Диаметр ролика в мм.	Сопротивл. разрыву в кг.
$\frac{1}{2}$ '' (12,7 мм)	5,2	8,5	1500
„	7,7	„	„
$\frac{5}{8}$ '' (15,8 мм)	6,5	10,2	2200
„	9,6	„	„
$\frac{3}{4}$ '' (19,05 мм)	7,8	12,1	3000
„	9,5	„	„
„	10,8	„	„

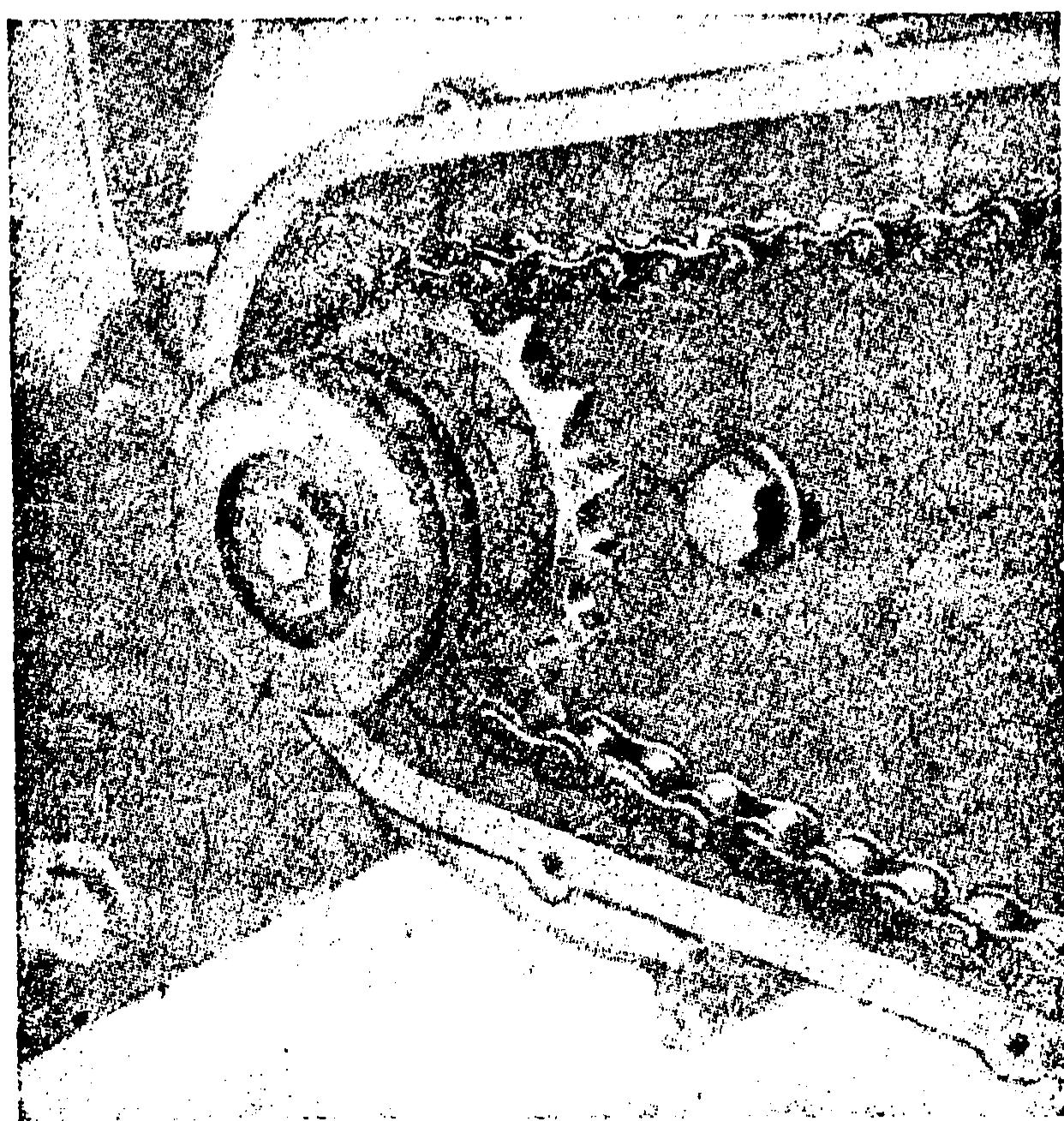
Зубчатые цепи. Кроме роликовых цепей для переднего привода нередко применяются зубчатые цепи, устройство которых показано на фиг. 154-Е. Подобная цепь видна также на фиг. 153 между двигателем и коробкой скоростей. Звенья ее состоят из ряда плоских параллельных пластинок, шарнирно соединенных между собой. Со стороны, обращенной к шестерням, эти пластинки снабжены выступами, которые образуют ряды зубьев. Этими зубьями цепь и сцепляется с зубцами обыкновенных цилиндрических шестерен. Зубчатые цепи почти не растягиваются и отличаются значительной прочностью и мягкостью в работе (поэтому их называют также „бесшумными“).

§ 65. Условия правильной работы цепей.

Продолжительность службы цепей зависит, конечно, в значительной мере от их качества, но и помимо этого для

исправной и продолжительной работы цепей должны быть созданы благоприятные условия, которые частью зависят от конструктора, частью же от внимания и аккуратности самого мотоциклиста.

Так как цепь не представляет собою столь эластичного материала, как ремень, и проскальзывание ее невозможно, то при внезапном увеличении нагрузки она может испытывать довольно резкие рывки, которые одинаково вредно отзываются и на самой цепи и на подшипниках. Поэтому для смягчения „жесткости“ цепной передачи обычно применяются различного рода амортизаторы.



Фиг. 156. Амортизатор.

Сущность устройства амортизатора заключается в том, что одна из шестерен переднего привода соединяется с валом посредством какого-либо эластичного соединения, для чего могут быть использованы пружины, резина, диски трения и т. п.

Один из наиболее распространенных видов амортизатора представлен на фиг. 156.

На валу двигателя насажена зубчатая шайба, которая сцеплена с цепной шестеренкой посредством зубцов плавной волнистой формы. Сама шестерня не закреплена на валу, но так как шайба прижата к ней сильной спиральной пружиной, то обе они вращаются совместно.

Однако, при резком толчке или внезапном усилии мотора давление пружины оказывается недостаточным, чтобы обеспечить сцепление шайбы с шестерней: шестерня слегка проскальзывает, и сила удара таким образом смягчается.

Другое условие продолжительности службы цепей заключается в ограничении скорости их движения. Скорость эта не должна превосходить $6,5$ м/сек., чтобы удары звеньев о зубцы шестерен не были слишком сильны и часты.

Чтобы удовлетворить этому требованию, стремятся делать

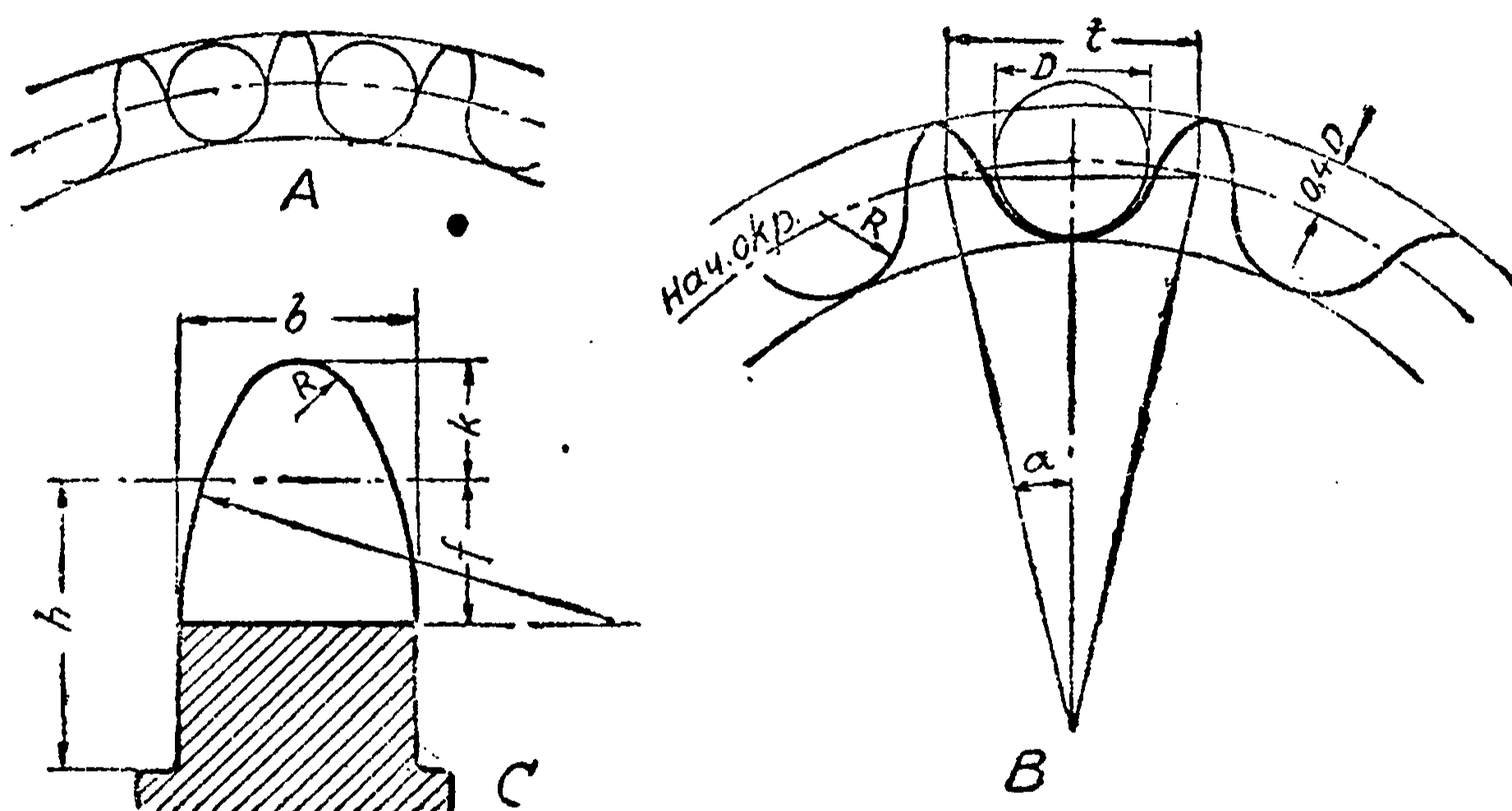
ведущую зубчатку на моторном валу возможно меньшего диаметра. Но с другой стороны, уменьшая диаметр ведущей шестеренки, мы вместе с тем уменьшаем и число зубцов, одновременно сцепляющихся с цепью, а также затрудняем сгибание цепи вокруг шестеренки. Вследствие этого и трение и износ увеличиваются. Наивыгоднейшие условия в указанном отношении получаются при числе зубьев ведущей шестеренки от 15 до 17.

Полезно также соблюдение следующего правила: число звеньев в цепи не должно быть кратным числа зубьев ведущей шестерни, так как рабочие такты мотора, т. е. самые сильные удары зубьев о цепь, приходились бы тогда постоянно на одни и те же звенья; помимо неравномерности износа роликов это вызвало бы с течением времени появление неприятных ритмических стуков в передаче.

Наконец, одним из важнейших условий правильной работы цепи является строгая прямолинейность установки цепных шестерен: что происходит с цепью при наличии здесь перекоса, — наглядно показывает фиг. 154 Г.

При соблюдении всех этих условий и при хорошем качестве цепей, цепная передача является в настоящее время самым надежным, самым дешевым и самым удобным видом мотоциклетных приводов.

Правильность работы цепи, а, следовательно, и долговечность ее самой и цепных шестерен в значительной мере зависит от конструкции зубцов.



Фиг. 157. Профили зубцов.

В прежнее время нередко можно было встретить цепные шестерни, зубья которых были построены по способу, показанному на фиг. 157 А.

При таком устройстве слишком высокие зубцы с широкой головкой

охватывают до половины ролик цепи, стесняя свободу ее движения и вызывая при большой скорости цепи неприятный шум и беспокойный ход цепи. С течением времени, вследствие износа, зубцы приобретают крючкообразную форму, которая в свою очередь содействует преждевременному разрушению цепи.

Правильный профиль зубцов показан на фиг. 157 В и С. Здесь зубья значительно короче, высота их меньше диаметра ролика, а остроконечная головка не мешает набеганию и сбегу звеньев цепи. Кроме того между роликом и ножками зубцов предусмотрен небольшой люфт (зазор), позволяющий зацеплению удовлетворительно работать и при растянутой цепи.

Соотношения между отдельными частями шестерни выражаются следующими формулами:

$$\angle \alpha = \frac{180^\circ}{Z},$$

где Z — число зубцов.

Из чертежа видно, что

$$\sin \alpha = \frac{t}{2} : \frac{d_t}{2},$$

где d_t диаметр начальной окружности.

Откуда

$$d_t = \frac{t}{\sin \alpha}$$

Диаметр окр. головок $d_k = d_t + 0,8 D$

„ „ ножек $d_f = d_t - D$.

Радиус закругления $R = 0,54 D$, где D — диаметр ролика.

Соотношение для профиля зубца, показанного на фиг. 157-С, таковы:

$$d = 0,9 a, \text{ где } a \text{ внутр. ширина цепи;}$$

$$R = 0,25 b$$

$$h = D$$

$$k = 0,4 D$$

$$f = 0,5 D$$

Верхушка головки может быть или закруглена радиусом R или срезана плоско.

§ 66. Уход за цепной передачей.

Прежде всего надлежит заботиться о смазке цепей. Наилучшей смазкой для цепей является густая мазь, составленная из смеси сала и графита (имеется в продаже в готовом виде). Для смазки рекомендуется, сняв цепь с мотоцикла, предварительно вымыть ее в керосине, чтобы очистить от песка и грязи. Затем ее надо положить в горшок с графитной мазью и нагреть в смазке до температуры, близкой к кипению мази. После такой выварки цепи, ей дают остыть и обтирают избыток масла. Процесс этот следует повторять через каждые 1000 км пробега. Можно

конечно, ограничиваться и менее радикальной смазкой, не снимая цепи с мотоциклета. В таком случае ее просто очищают по всей длине от грязи с помощью щетки, смоченной в керосине, и затем смазывают салом, вазелином или графитной мазью. Надо, однако, иметь в виду, что такая смазка очень мало помогает делу, так как на внутреннюю поверхность роликов она не попадает.

Очень часто цепи, для защиты от грязи и пыли, закрываются особыми металлическими кожухами. Само собою разумеется, что такое оборудование очень практично, хорошо сохраняет цепи и весьма упрощает смазку.

Ставя цепь на место, следует иметь в виду, что надевать ее на зубцы надо тою же стороною, какою она была обращена к ним и раньше, т. е. чтобы левые боковые пластинки цепи так и оставались левыми, а правые — правыми.

Регулировка натяжения цепи. При слабом натяжении цепь обыкновенно набегает на зубья шестерней, чем усиливается износ роликов и увеличивается возможность разрывов. Так же вредно и чрезмерное натяжение цепи, ибо в этом случае удары по роликам слишком сильны, цепь работает со слишком высоким напряжением, и подшипники получают нежелательную добавочную нагрузку.

Передняя цепь (идущая от двигателя к коробке скоростей) должна быть отрегулирована так, чтобы, нажимая на нее пальцем, можно было заставить ее опуститься ниже нормального ее провеса на 3-4 мм.

Задняя цепь (идущая от промежуточного вала к заднему колесу) при надавливании пальцем должна увеличивать свой провес на 10 — 12 мм.

Изменение натяжения цепей достигается подвиганием назад или вперед заднего колеса и коробки скоростей.

Правильная установка цепей. При передвигании заднего колеса, или коробки скоростей, надо помнить, что оси, на которых насажены шестерни, должны быть строго параллельны между собой; в противном случае зубцы одной из шестерен будут встречать ролики под известным углом и разрушать их значительно быстрее нормального.

Признаком неправильной установки шестерен служат выбоины внутри звеньев с одной стороны и вообще бóльшая изношенность одной стороны звеньев, чем другой.

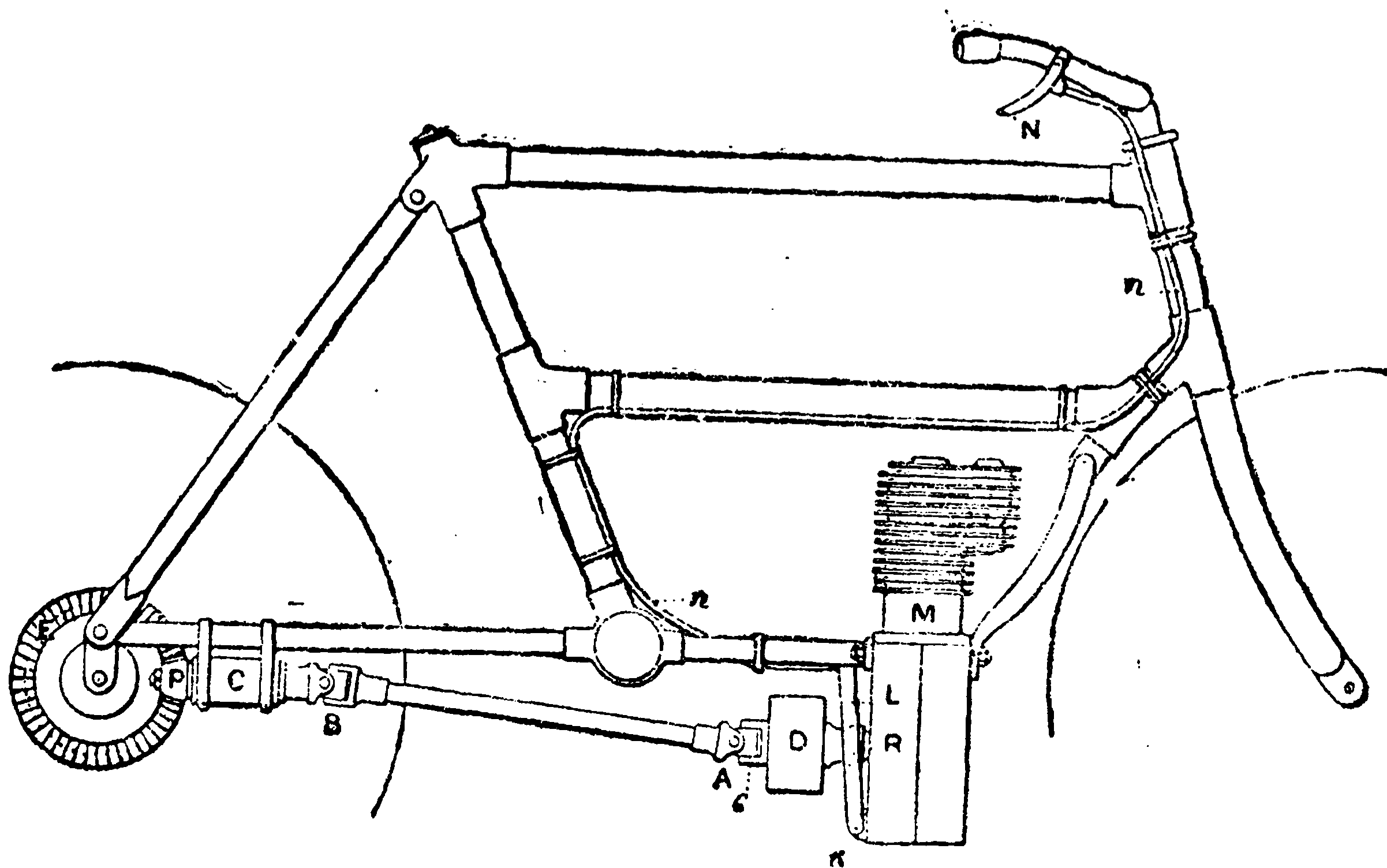
§ 67. Передача карданным валом.

Способ передачи карданным валом, господствующий в автомобильном деле, применяется для мотоциклов довольно редко, да и то лишь в тех странах, где производство цепей не стоит на надлежащей высоте, например, в Германии и Америке. Понятие о карданной передаче дает фиг. 158.

Как видно из фиг. 158, вал двигателя *R* расположен

здесь не поперек рамы мотоцикла, а вдоль нее. Продолжением его является вал *AB*, соединенный с моторным валом посредством гибкого „карданного“ шарнира *A*. Карданный шарнир состоит из двух вилок, соединенных крестообразно. При помощи другого карданного шарнира *B* вал *AB* соединен с осью *C*, на которой насажена коническая шестерня *P*.

Другая коническая шестерня *E* соединена со втулкой колеса и находится в постоянном зацеплении с первой.



Фиг. 158. Схема карданной передачи.

Вращение вала заставляет вращаться шестерню *P*, которая в свою очередь вращает шестерню *E* и вместе с нею — колесо. Легко видеть, что при таком расположении двигателя жирокопическое действие маховиков не способствует устойчивости машины, как это имеет место при обычном положении маховиков в плоскости рамы.

Вместо конической шестерни *P* конец карданного вала может быть снабжен бесконечным винтом („червяком“) при чем, конечно, и зубцы шестерни *E* должны быть нарезаны соответствующим образом (так называемая червячная нарезка). Такая передача называется червячной, и примеры ее можно видеть, например, на американских мотоциклах „Клевленд“ или ТАС.

Иногда вал, передающий вращение заднему колесу, проводится внутри одной из труб задней вилки, вследствие чего карданные сочленения оказываются излишними.

Карданные шарниры с успехом могут быть заменены эластичными дисковыми муфтами.

К числу положительных сторон карданной передачи относятся: хорошая защита всех частей от пыли и грязи, удобная смазка их и надежность передачи.

С производственной точки зрения карданная передача дороже других, так как требует изготовления конических шестерен и применения для них целого ряда шариковых подшипников. Ремонт ее тоже дорог и сложен.

Кроме того, в виду особого расположения двигателя необходима и специальная конструкция рамы. Самый двигатель приходится располагать иногда необычным и невыгодным образом, как, например, это можно видеть у известных немецких мотоциклов *V.M.W.*, у которых двухцилиндровый горизонтальный двигатель помещается поперек оси рамы. При этом достигается, правда, более равномерное охлаждение обоих цилиндров, но едва ли оно искупает практические и конструктивные неудобства подобного расположения мотора.

Большим неудобством, с точки зрения мотоциклиста, является также невозможность изменения передаточного отношения при кардане, что при цепной передаче выполняется очень легко, простой заменой ведущей шестеренки на валу двигателя.

§ 68. Комбинированные передачи.

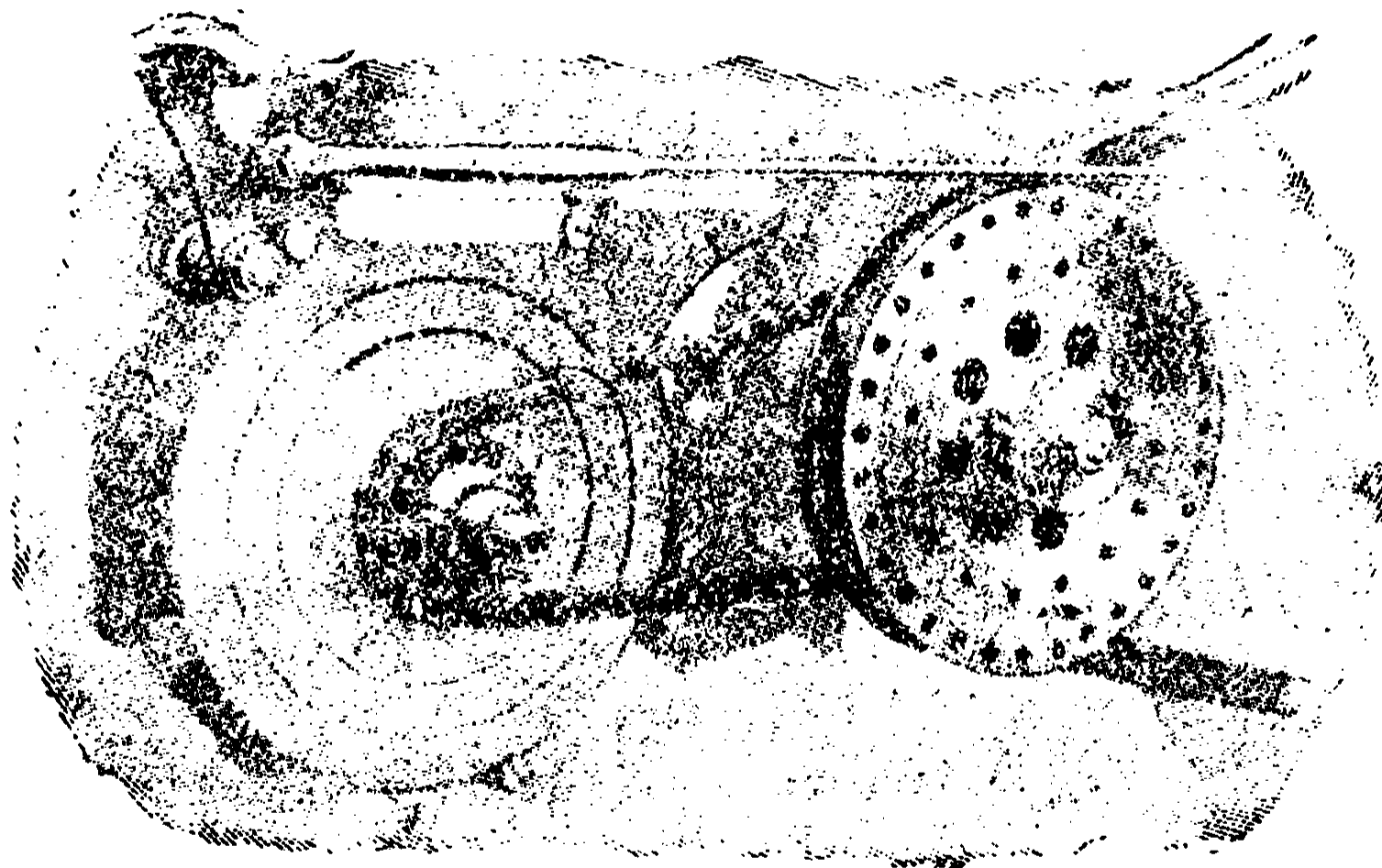
Кроме рассмотренных нами основных трех типов передачи возможны и различные комбинации их.

Так, фиг. 159 изображает одну из очень распространенных в свое время комбинированных передач, которая состоит в том, что от двигателя к коробке скоростей вращение передается посредством цепи и пары шестерен. От коробки же скоростей на заднее колесо устроен ременный привод. Вместе с исчезновением ременной передачи постепенно выходит из употребления и эта комбинация.

На смену ей является другая форма комбинированной передачи, в которой стремятся обойтись совсем без передней цепи, заменяя ее непосредственным сцеплением ряда шестерен. При этом коробка скоростей отливаается в одном

блоке с картером двигателя, следовательно, располагается близко от коренного вала и не меняет по отношению к нему своего положения.

Один из наиболее законченных типов подобной конструкции переднего привода представлен на фиг. 160.



Фиг. 159. Ременно-цепная передача.

Для получения плавного зацепления и бесшумности работы все шестерни снабжены косыми зубцами. Задний привод, от коробки скоростей на колесо, выполняется цепью (ср. также фиг. 173, стр. 264).

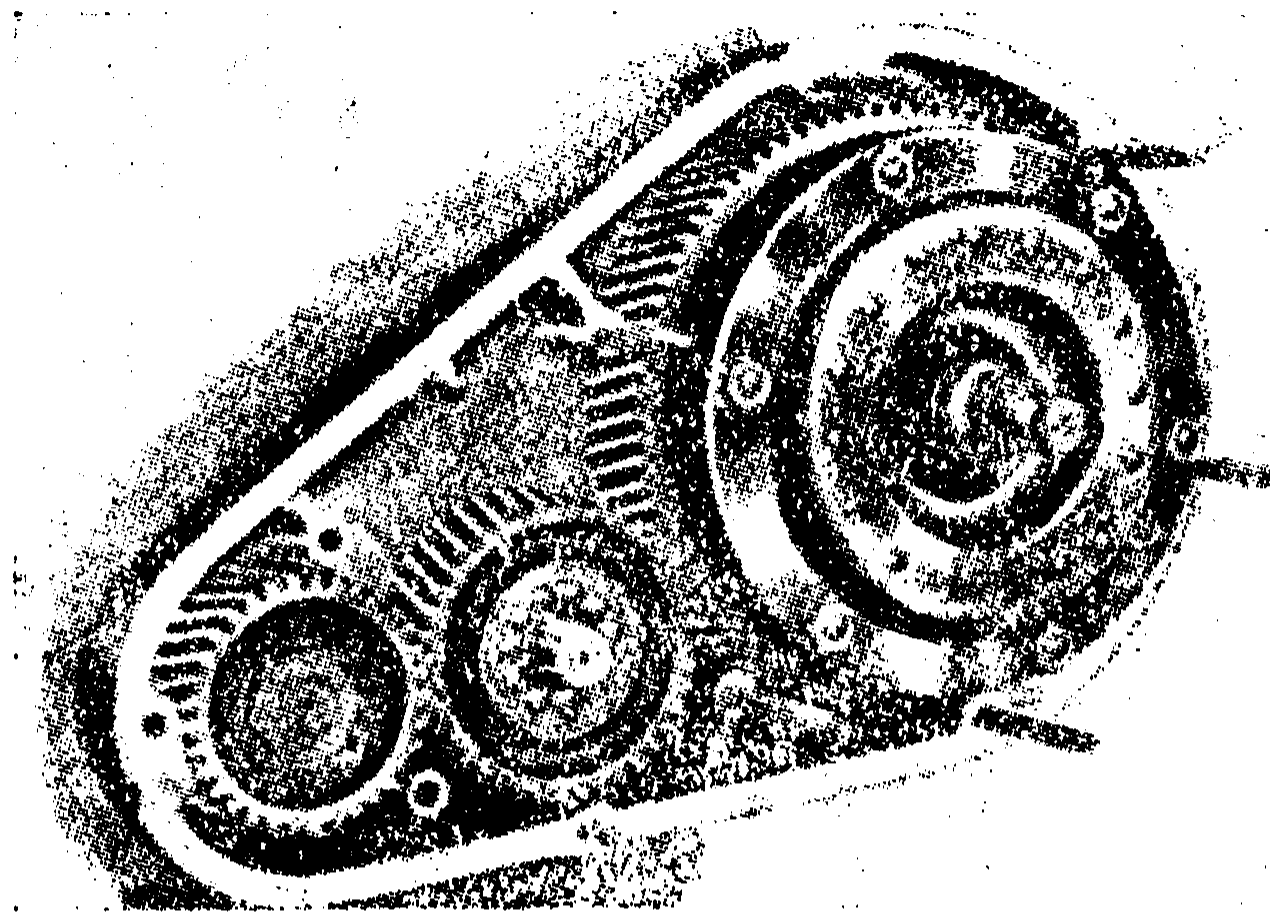
В четырехцилиндровых двигателях, вал которых всегда располагается вдоль оси рамы, приходится применять или карданную передачу (как у известных мотоциклов F. N. до 1924 г.), или также пользоваться различными комбинациями.

Пример подобной передачи схематически представлен на фиг. 161. Здесь мы имеем комбинацию конических шестерен и цепи. Именно: вал коробки скоростей приводится в движение при помощи конических шестерен 1 и 2, а

отсюда на заднее колесо передача производится цепью, перекинутой через шестерню 3, насаженную на том же валу.

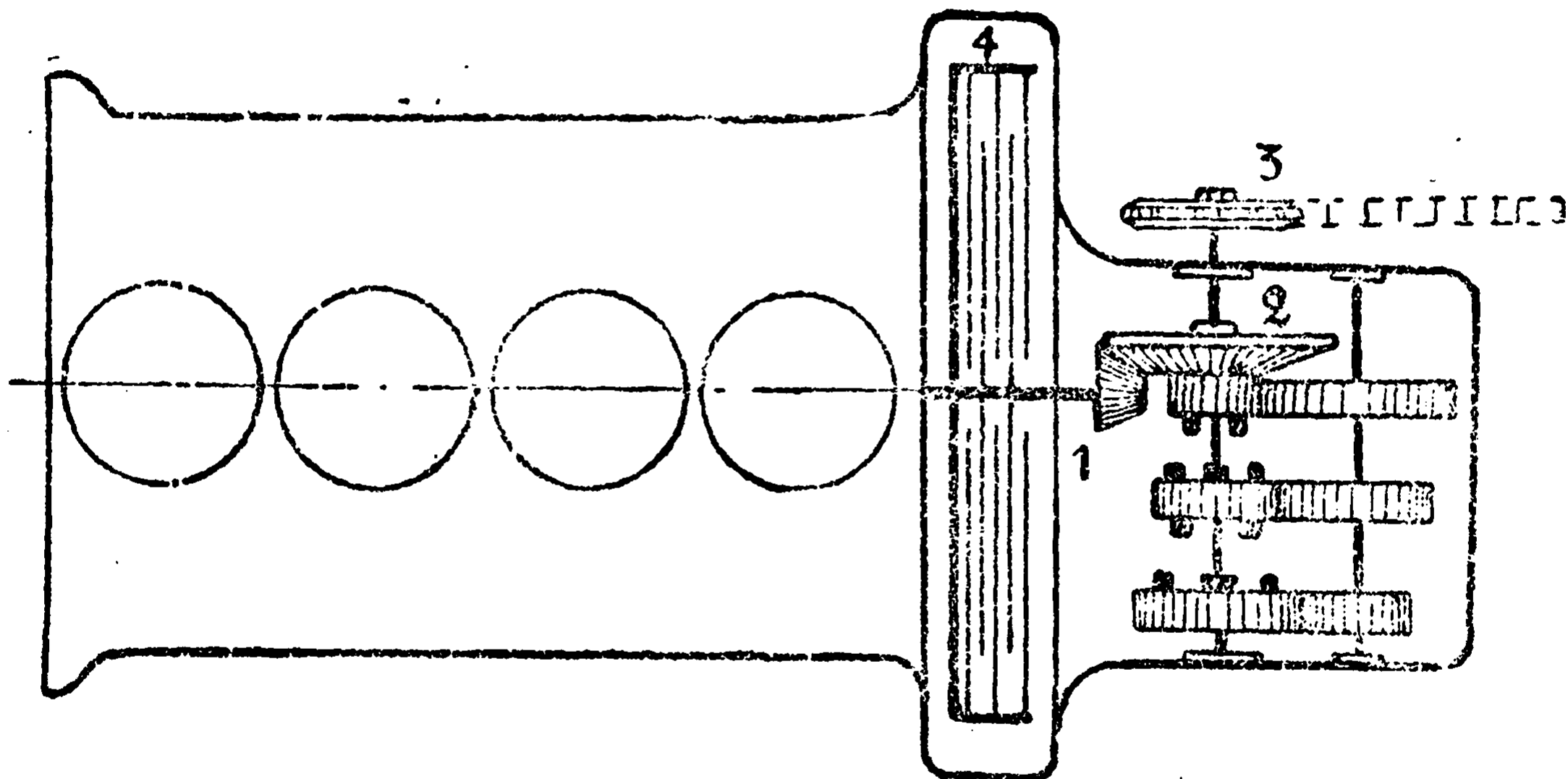
Наконец, фиг. 162 дает представление еще об одной разновидности передачи, где цепь комбинируется с фрикционными дисками. Такого рода передача до сих пор еще применяется иногда для мотоколясок. На валу двигателя, рас-

Крайняя малая шестерня насажена на валу двигателя, большая шестерня — на валу коробки скоростей. Между ними вставлена паразитная шестеренка, вращающаяся на шариковом подшипнике. Для получения плавного зацепления и бес-



Фиг. 160. Передний привод „Индиан“.

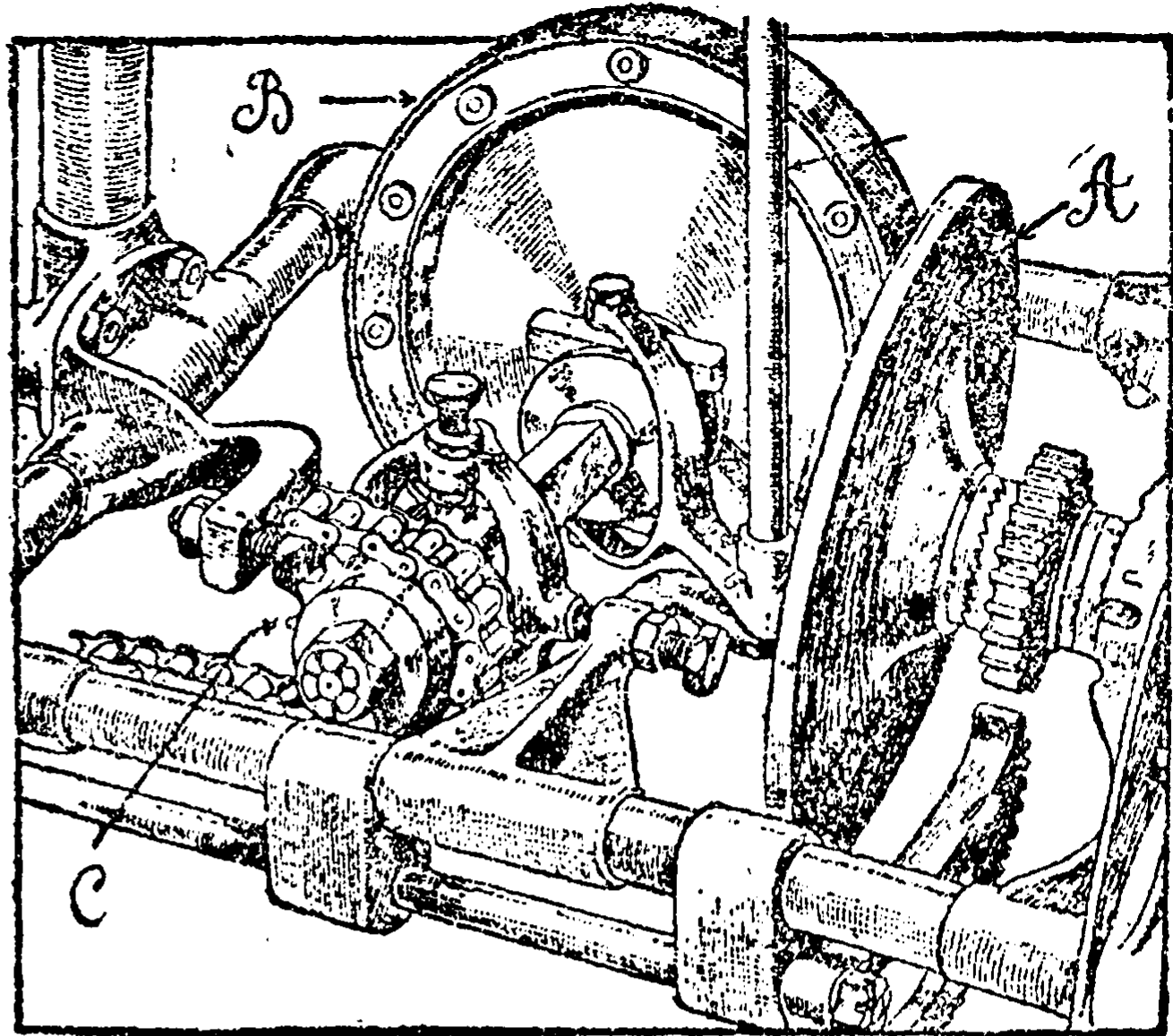
положенном вдоль оси рамы коляски, насажен диск *A*, вращающийся вместе с ним; на промежуточном же валу, касаясь первого и перпендикулярно к нему, насажен диск *B*.



Фиг. 161. Схема передачи „Гендерсон“ вид сверху).

Понятно, что при надлежащем сцеплении дисков первый из них будет заставлял вращаться второй.

На одном валу с диском *B* сидит шестерня *C*, вращение которой передается заднему колесу обыкновенной роликовой цепью. Диск *B* можно передвигать по его валу вправо и влево и менять, таким образом место соприкосновения его с диском *A*. Путем такого передвижения, рабочий диаметр диска *A*, а следовательно и передача могут изменяться по желанию ездока. При передвижении диска *B* по направлению к центру диска *A* передача уменьшается, при отодвигании его к краю она увеличивается.



Фиг. 162. Комбинированная передача с фрикционными дисками.

Если передвинуть диск *B* так, чтобы он соприкасался с диском *A* в самом центре последнего, то *B* совсем перестанет вращаться и получится „холостой ход“.

ГЛАВА X.

ПЕРЕМЕНА ПЕРЕДАЧ (СКОРОСТЕЙ).

§ 69. Значение перемены передач.

Так как сопротивления, которые преодолевает двигатель при движении мотоцикла, не постоянны, а напротив, изменяются в очень широких пределах в зависимости от состояния дороги, уклонов, ветра и т. п., то для того, чтобы наивыгоднейшим образом использовать мощность мотора при всех этих колебаниях нагрузки, необходимо иметь возможность изменять величину передачи.

В самом деле, сравним между собой какие-либо две разных передачи, например, 4:1 и 8:1.

Обозначим сопротивление движению машины через R . В таком случае усилие на окружности ведущей шестерни при передаче 4:1 будет в четыре раза меньше, т. е. $\frac{R}{4}$, а при передаче 8:1 — $\frac{R}{8}$, т. е. вдвое меньше, чем в первом случае.

Мы видим, следовательно, что чем ниже передача, тем меньшее усилие требуется от двигателя для преодоления сопротивления движению.

Явление это хорошо известно всем, кому приходилось ездить на велосипеде.

Может случиться — на крутом подъеме, на песчаной дороге и т. п., — что сопротивление движению возрастет настолько, что мотор окажется не в состоянии преодолеть его при передаче 4:1, так как мощность двигателя, а следовательно, и усилие, которое он может дать на окружности ведущей шестерни, ограничена. В таком случае двигатель „застопорит“, т. е. остановится. Между тем этого не произошло бы, если бы мы могли понизить в нужный момент передачу, т. е. облегчить работу мотора, включив, например, передачу 8:1.

Но с другой стороны, по известному закону механики, выигрыш в силе всегда сопровождается потерей в скорости.

Этому закону подчинена, конечно, и передача мотоцикла.

Допустим, например, что двигатель делает 40 оборотов в секунду. При передаче 4:1 заднее колесо совершит при этом $40:4 = 10$ об./сек, а при передаче 8:1 — 5 об./сек. Так как окружность колеса составляет около 2 метров, то в первом случае мы получим скорость 20 м/сек, во втором — только 10 м/сек.

Следовательно, при одном и том же числе оборотов скорость движения больше на более высокой передаче.

Чтобы удовлетворить обоим условиям, т. е. иметь возможность в случае надобности облегчить работу двигателя, если сопротивление движению ненормально велико, а при благоприятных обстоятельствах получить от машины максимальную скорость, нужен, очевидно, механизм для изменения величины передачи.

Идеальным разрешением вопроса было бы, повидимому, такое, при котором передача сама, автоматически изменялась бы пропорционально сопротивлениям движению машины. В автостроении можно отметить уже несколько более или менее остроумных попыток решения этой задачи, но для мотоциклов это — пока еще дело будущего. В настоящее время ограничиваются тем, что снабжают машины двумя, тремя, иногда четырьмя передачами разной величины, которыми и пользуются применительно к обстоятельствам, переключая их на ходу.

Механизм, который служит для этой цели, называется „коробкой передач“ или „коробкой скоростей“.

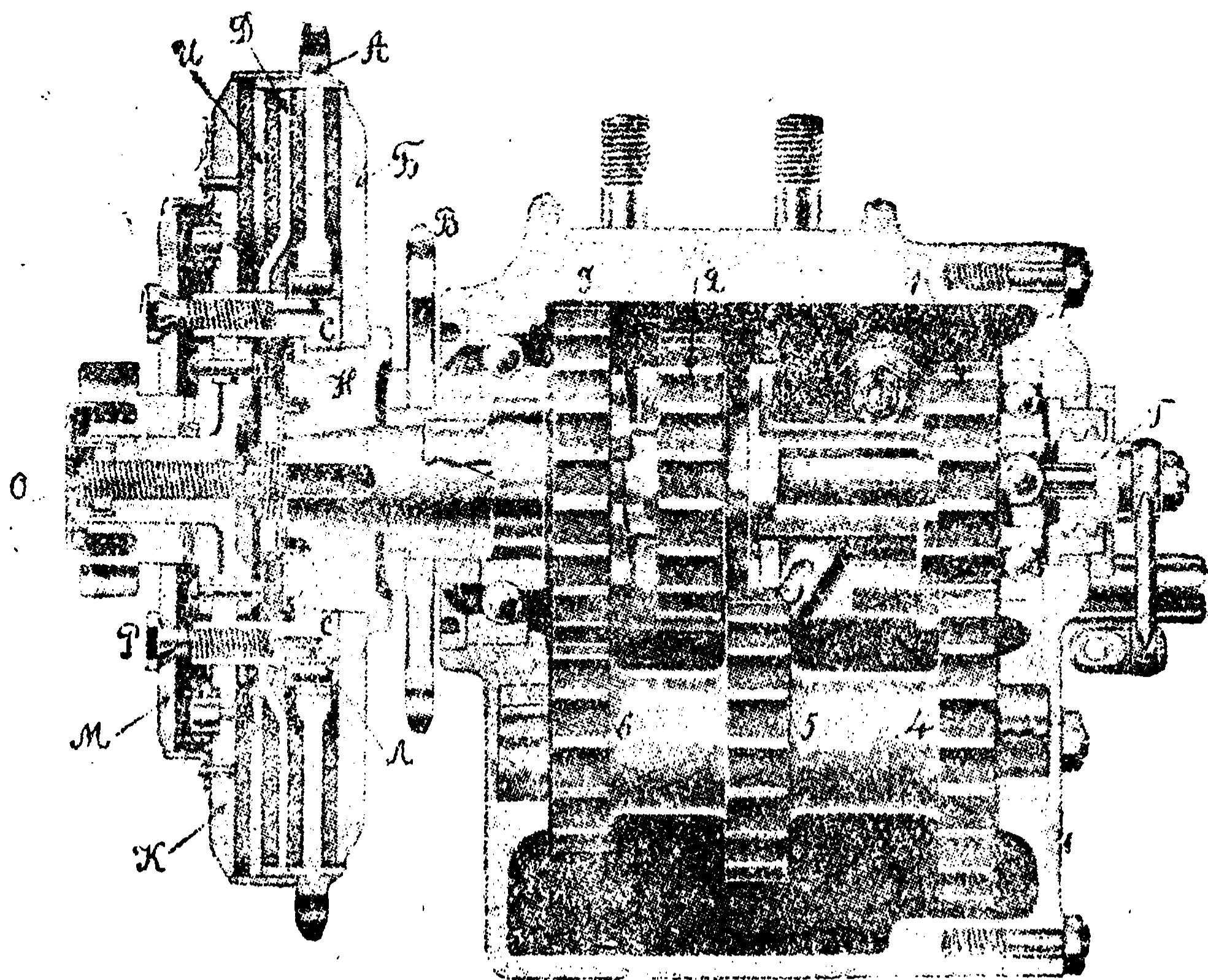
За исключением нескольких оригинальных конструкций, все современные мотоциклы снабжаются коробками скоростей, устроенными по одному и тому же принципу: изменение передачи достигается включением между двигателем и задним колесом нескольких промежуточных шестерен, различные комбинации которых и дают 2, 3 или 4 ступени передачи, достаточные для практических целей.

Производство коробок скоростей, подобно производству карбюраторов, магнето, свечей и пр., в настоящее время выделилось в самостоятельную отрасль машиностроения и

сосредоточено на нескольких специальных заводах. Лишь очень немногие мотоциклетные фирмы сами изготавливают коробки скоростей, большинство находят более выгодным приобретать их готовыми. Это привело к известной нормализации размеров и форм коробок скоростей, что, между прочим, облегчает и изучение этих, в общем, весьма несложных механизмов.

§ 70. Типичные конструкции коробок скоростей.

Чтобы уяснить себе принципы устройства коробки скоростей с передвижными шестернями, рассмотрим одну из разновидностей этого механизма, изображенную в разрезе на фиг. 163.



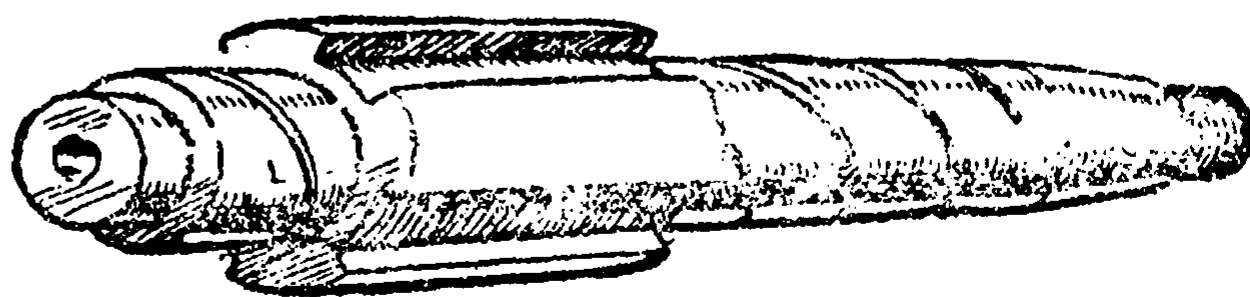
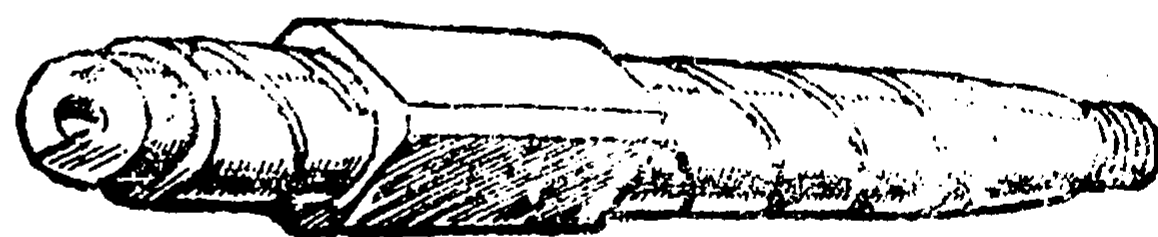
Фиг. 163. Трехскоростная коробка.

В алюминиевом картере расположены параллельно друг другу два валика, вращающиеся на подшипниках, вставленных в стенки картера. Верхний или „главный“ вал, на котором помещаются шестерни А, В, 1, 2 и 3 изображен отдельно на фиг. 164. Из этого рисунка видно, что средняя часть вала или имеет квадратное сечение или снабжена продольными шпонками. Поэтому шестерня 2, сидящая на этой части вала, всегда должна вращаться совместно с ним, но может скользить вдоль вала, влево и вправо.

Шестерни же 1 и 3 свободно надеты на гладких концах вала, и последний может вращаться в них, как в подшипниках. Для распределения масла на поверхности вала прорезаны спиральные канавки, которые видны на фиг. 164.

На нижнем или „передаточном“ валике свободно вращается тройная шестерня 4-5-6, вырезанная из одного цельного куска.

Большая цепная шестерня А закреплена на главном валу неподвижно. Так как эта шестерня соединена цепью с двигателем, то во время работы мотора она находится в постоянном вращении, а вместе с нею вращаются и главный вал коробки скоростей и сидящая на его шпонках шестерня 2.



Фиг. 164. Главный вал коробки скоростей.

Другая цепная шестерня В, соединенная цепью с задним колесом, насажена

на общей втулке с шестерней 3; следовательно, эти две шестерни можно рассматривать как одно целое.

Итак, мы имеем здесь две основные группы деталей: одна группа — шестерня А, главный вал и шестерня 2 — связаны с двигателем и находятся в постоянном вращении, когда двигатель работает; другая группа — шестерни В и 3 — связаны с задним колесом, но свободно сидят на валу и потому могут оставаться в покое или вращаться независимо от первых и с другим числом оборотов.

Остальные шестерни служат для того, чтобы связать между собою обе группы и заставить шестерню В вращаться с тем или иным числом оборотов. Это производится передвижением шестерни 2, скользящей по шпонкам главного вала. Шестерня эта снабжена с боковых своих сторон прямоугольными кулачками. Такие же кулачки имеются и на торцах шестерен 1 и 3. При помощи этих кулачков шестерню 2 можно сцеплять с каждой из шестерен 1 или 3, передвигая ее вдоль вала.

Рассмотрим различные положения, которые при этом могут получиться.

Положим, например, что шестерня 2 сдвинута в крайне

правое положение и сцеплена с шестеренкой 1, которая, таким образом, окажется временно закрепленной на валу и будет принуждена вращаться с ним как одно целое. Шестеренка 1, в свою очередь, заставит через шестерню 4 вращаться весь передаточный валик, а последний через шестерни 6 и 3 приведет во вращение цепную шестерню В. Итак, в этом положении вращение двигателя будет передаваться заднему колесу через шестерни $A-1-4-6-3-B$.

При этом скорость вращения главного вала будет уменьшаться дважды: первый раз при передаче от малой шестеренки 1 на большую 4, и во второй раз при передаче от шестерни 6 на шестерню 3, из которых вторая тоже больше, чем первая.

Мы получим, таким образом, 1-ю или самую низшую передачу.

Передвинем теперь шестерню 2 немного влево так, чтобы она своим зубчатым венцом вошла в зацепление с шестерней 5. В этом положении вращение от двигателя будет передаваться заднему колесу через шестерни $A-2-5-6-3-B$. При этом число оборотов главного вала будет уменьшаться только один раз, парой 6—3, так как шестерни 2 и 5 одного размера. Это — 2-я, средняя передача.

Наконец, если передвинуть шестерню 2 в крайнее левое положение и сцепить ее с шестерней 3, то последняя вместе с шестерней В окажутся закрепленными на валу и станут вращаться с ним как одно целое и, следовательно, с тем же числом оборотов. Это будет 3-я, или высшая передача. Все остальные шестерни не играют при этом никакой роли и вращаются „в холостую“. Вращение от двигателя заднему колесу передается в этом положении только через шестерни $A-2-3-B$.

Если шестерня 2 находится в положении, изображенном на фиг. 163, т. е. не сцеплена ни с какой другой шестерней, то, хотя сама она и будет вращаться вместе с валом, но все остальные шестерни коробки и шестерня В будут оставаться в покое. Следовательно, машина будет стоять на месте с работающим мотором. Такое положение называется „холостым ходом“.

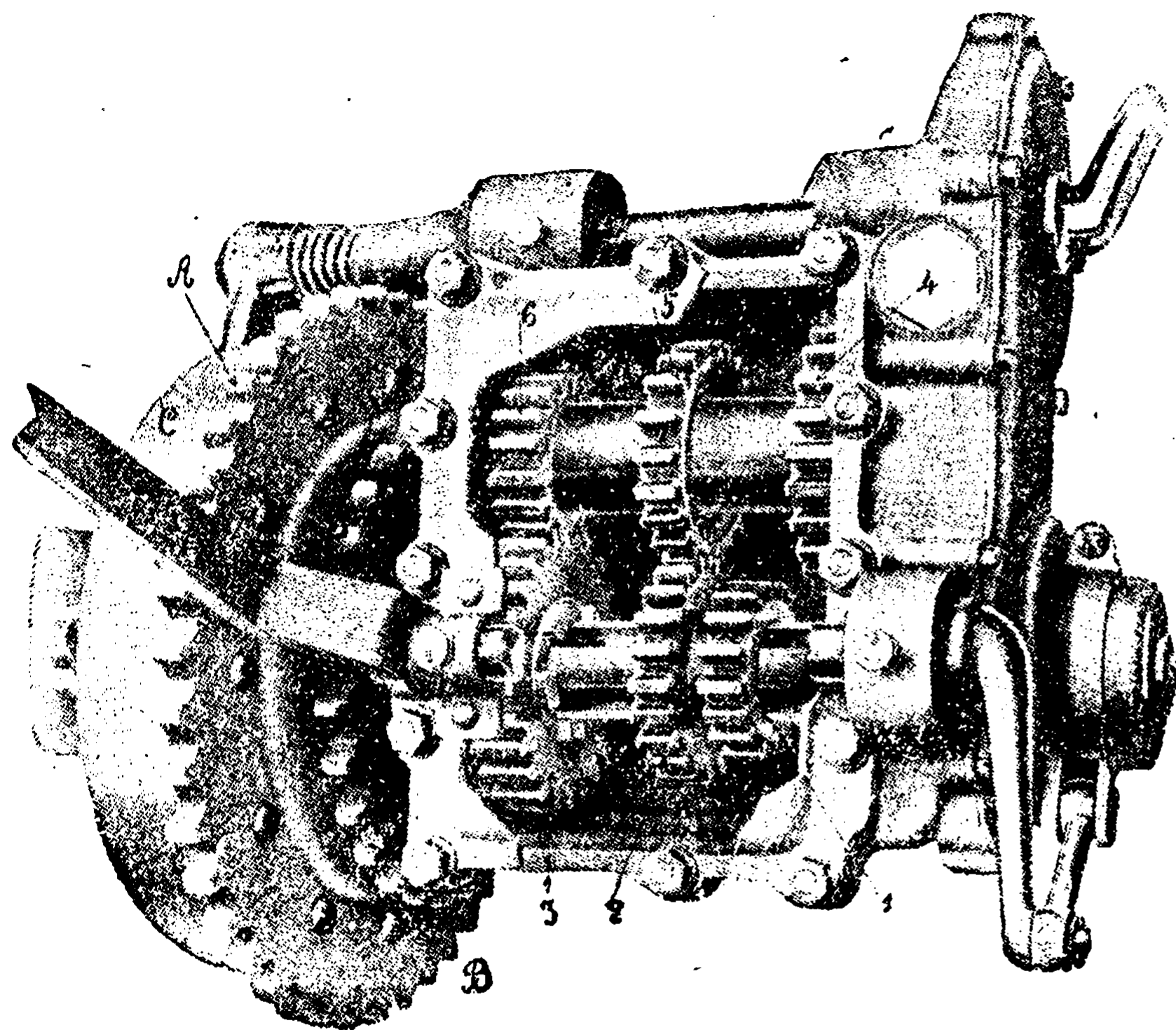
Если в вышеописанной коробке уничтожить на переда-

точном валике среднюю шестерню 5, то вместо трех ступеней передачи останутся только две. Такая двухскоростная коробка изображена на фиг. 165.

При этом, конечно, не нужен и зубчатый венец на шестерне 2, и ее можно заменить простой кулачковой муфтой *D*, как это мы и видим на фиг. 165.

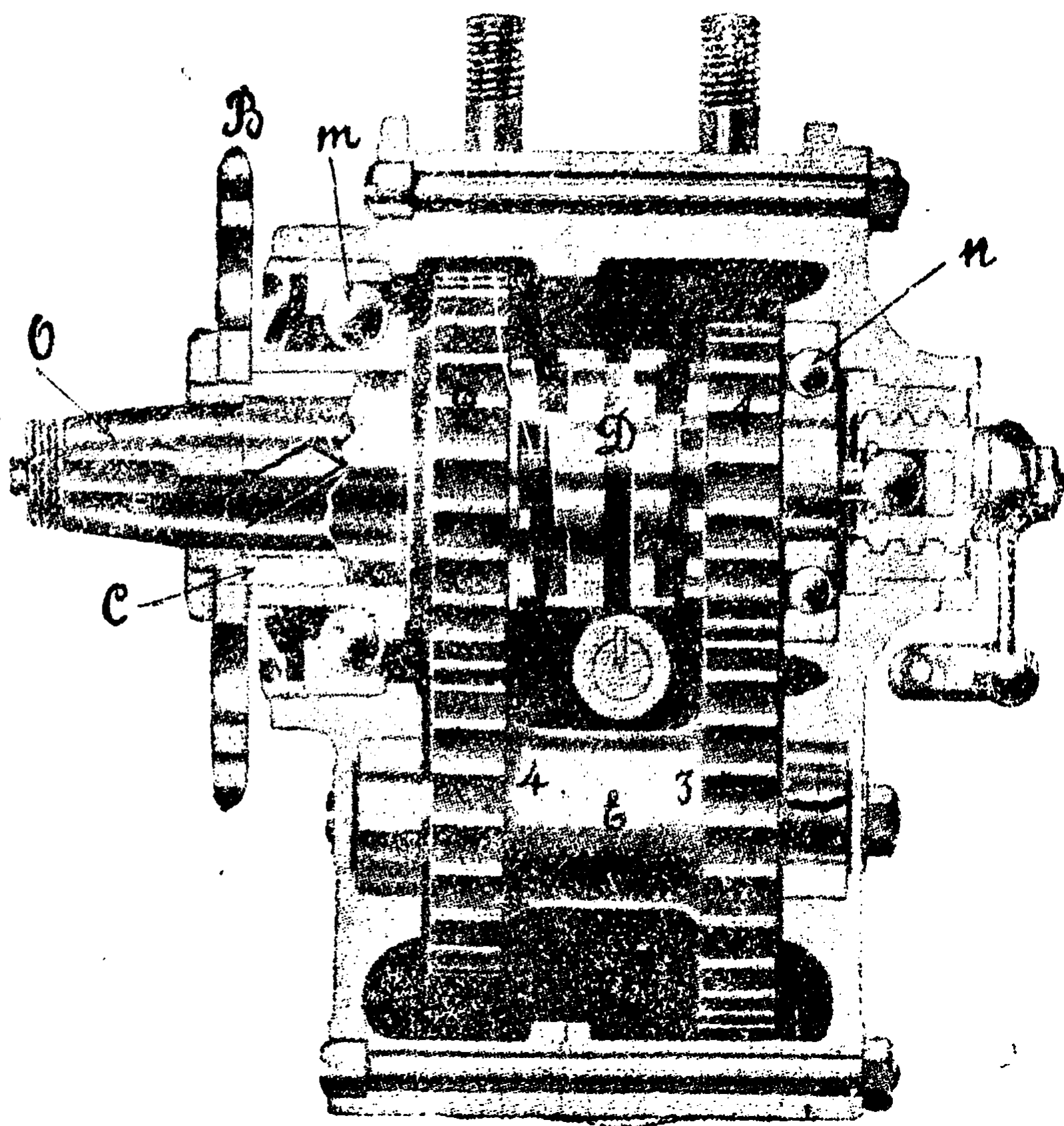
Несколько иначе производится сцепление шестерен в коробке скоростей, показанной на фиг. 166.

Здесь по шпонкам главного вала передвигается двойная шестерня 1—2, на одном из торцов которой сделаны кулачки для сцепления ее с шестерней 3.



Фиг. 166. Коробка „Харлей Давидсон“.

с шестерней 4. Это будет низшая передача: $A-1-4-6-3-B$.



Фиг. 165. Двухскоростная коробка.

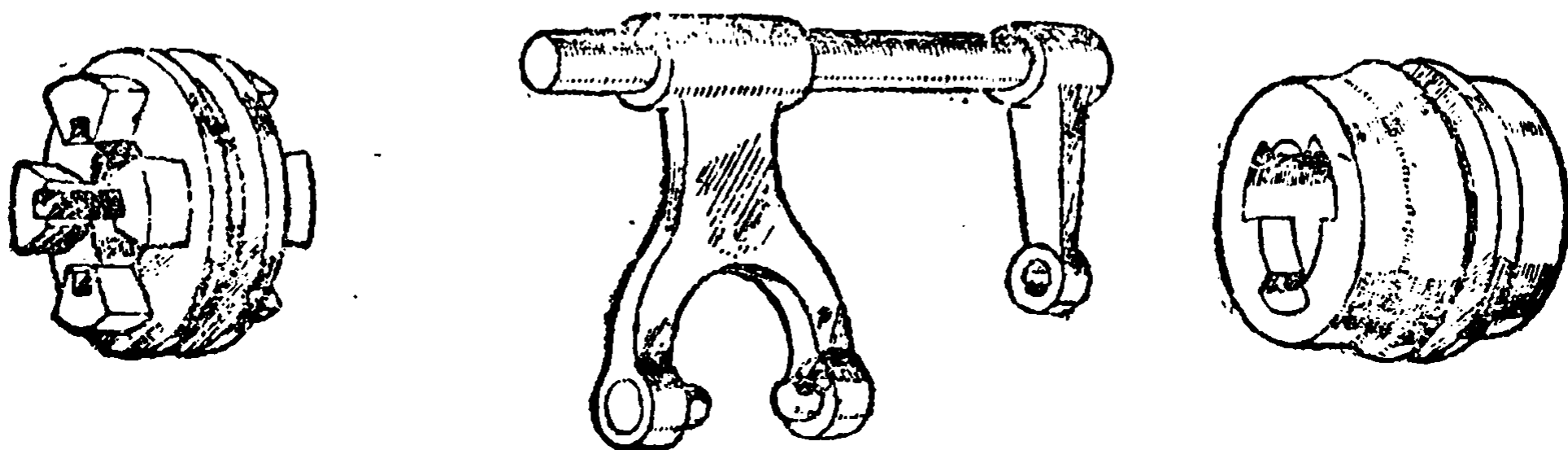
кулачки для сцепления ее с шестерней 3.

Положение, изображенное на фигуре, соответствует 2-ой, средней передаче. Вращение от двигателя к заднему колесу передается через шестерни $A-2-5-6-3-B$.

Если сдвинуть передвижную шестерню вправо, то она войдет в зацепление

Высшая передача получается так же, как в коробке, рассмотренной выше, т. е. сцеплением торцовых кулачков шестерен 3 и 2.

При такой конструкции в одновременном зацеплении находится не больше двух пар шестерен, а на высшей передаче—только одна пара. Предполагалось, что таким путем уменьшается шум от передачи. Теперь считают, однако, что бесшумность передачи достигается тщательностью обработки шестерен, главная же задача при конструировании коробки заключается в том, чтобы возможно дольше сохранить от износа зубцы. А так как последние больше всего страдают в момент включения, которое сопровождается ударом, то современные коробки скоростей устраиваются по большей части так, чтобы все шестерни находились в постоянном



Фиг. 167. Передвижные кулачковые муфты.

зацеплении, включение же нужной пары шестерен производится с помощью передвижных кулачковых муфт. Два наиболее распространенные типа таких муфт, а также передвигающая их вилка изображены на фиг. 167.

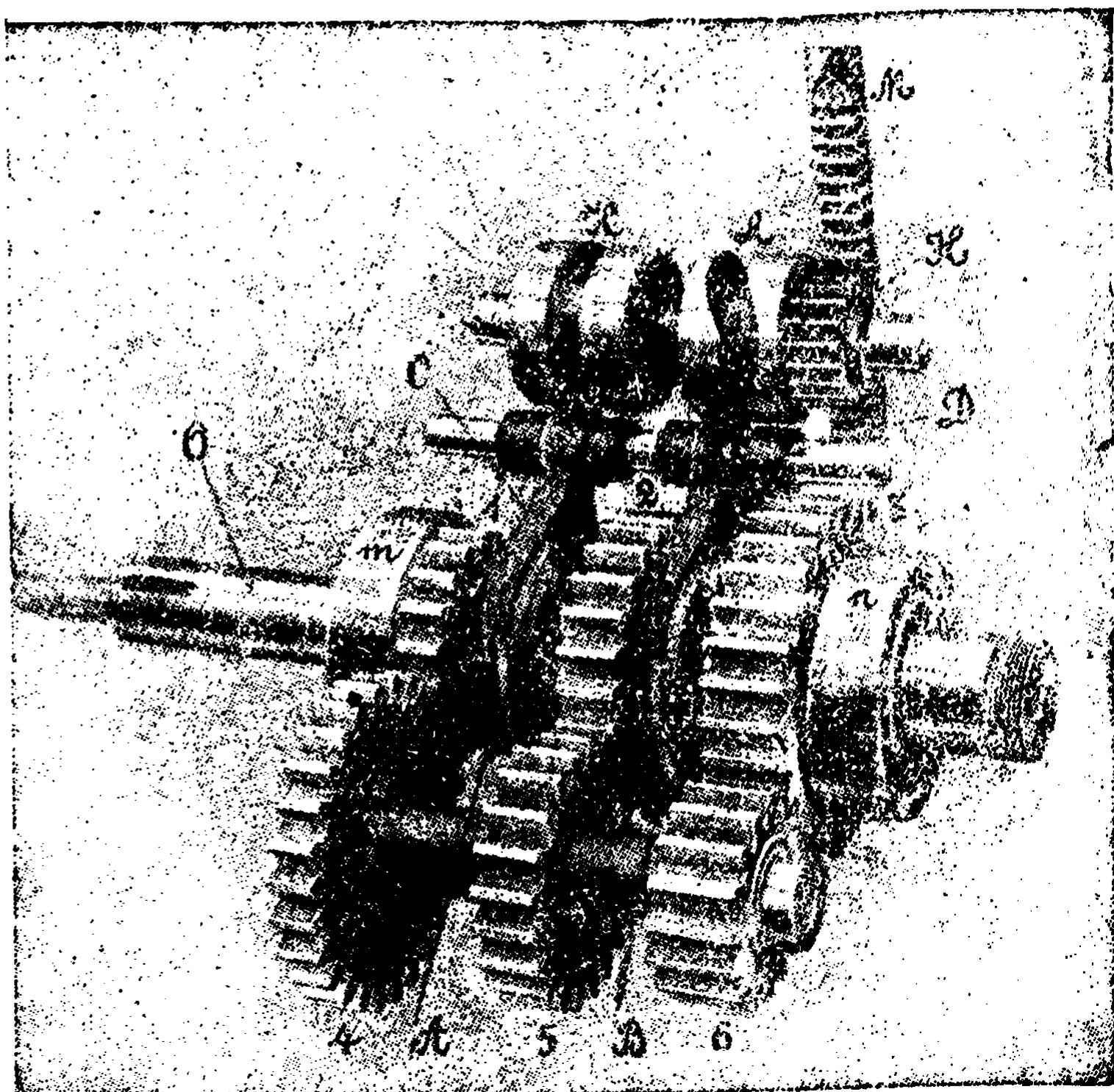
Одна из них снабжена, как мы видим, торцевыми кулачками, а другая — внутренними.

Пример коробки с постоянным зацеплением всех шестерен приводится на фиг. 168.

Здесь все три шестерни 1, 2 и 3 свободно надеты на главном валу и постоянно сцеплены с шестернями передаточного валика 4, 5 и 6. Для закрепления на валу той или другой шестерни служат кулачковые муфты А и В, передвигаемые вилками С и D. Муфты скользят, конечно, по шпонкам, вырезанным на валу, и всегда вращаются совместно с ним.

Первая передача получается передвижением муфты А налево и сцеплением ее с шестеренкой 1; вторая — передвижением муфты А направо и сцеплением ее с шестерен-

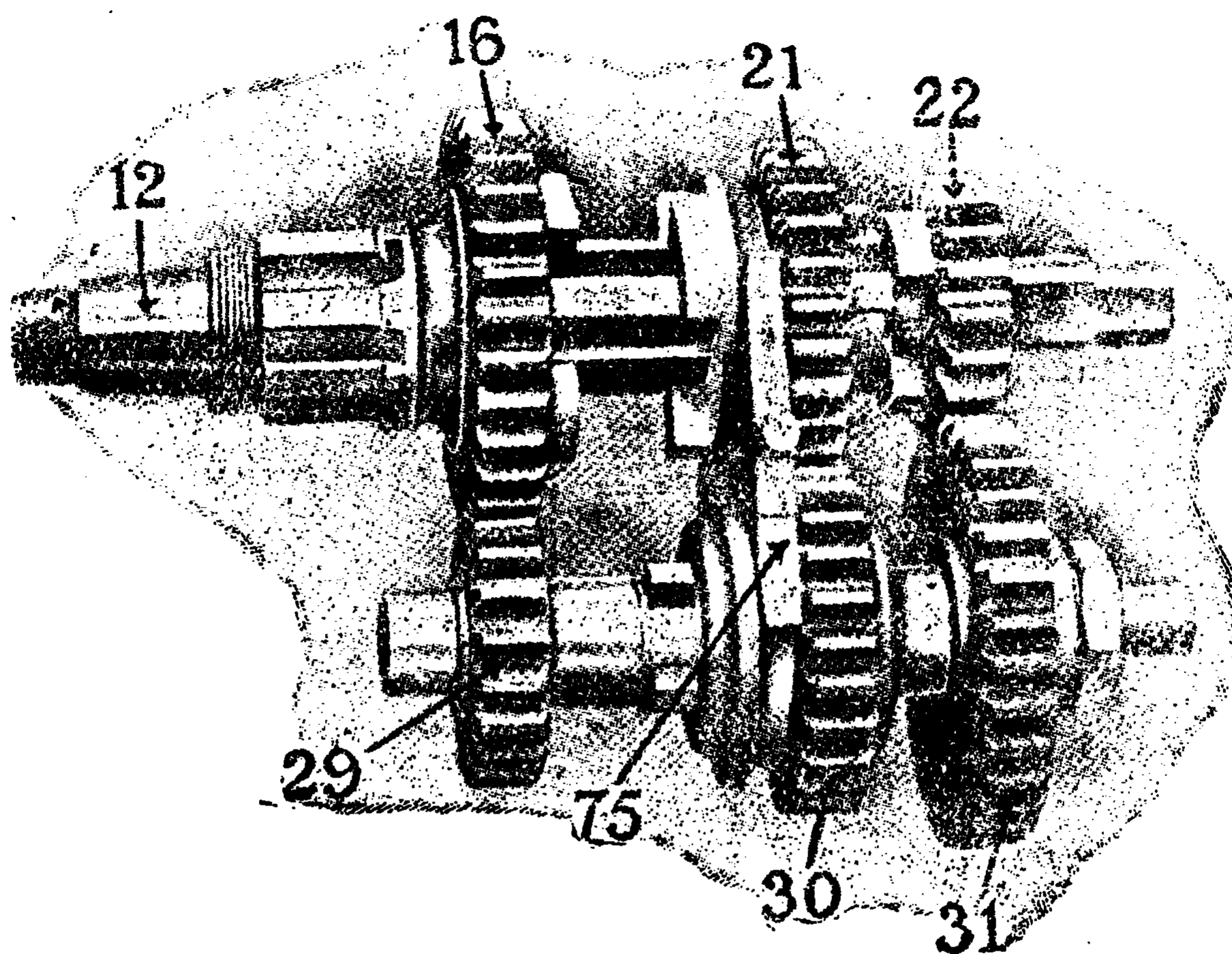
кой 2; третья — передвижением вправо муфты В и сцеплением ее с шестеренкой 3, на втулке которой закреплена цепная зубчатка, соединенная цепью с задним колесом. Большая цепная шестерня, связанная с двигателем, расположена здесь на другом конце вала — О, в противоположность тому, что мы видели в предыдущих конструкциях. Таким образом оба подшипника *т* и *п* нагружены здесь более равномерно.



Фиг. 168. Коробка с постоянным зацеплением шестерен „Санбим“.

Другое решение той же задачи постоянного зацепления всех шестерен показано на фиг. 169, изображающей

главные части коробки известного завода „Стурмей-



Фиг. 169. Коробка „Стурмей-Арчер“ (тип С. S. 1928 г.).

Арчер“, снабжающего своими коробками скоростей большинство мотоциклетных фирм Англии.

Обе шестеренки средней передачи — 21 и 30 передвига-

ются совместно, общей вилкой 75, при чем шестеренка 30 свободно надета на передаточном валике. Таким образом, в положении, изображенном на фиг. 169, получается холостой ход, но если сдвинуть обе шестерни немного влево, то шестерня 30 войдет на шпонки, которые видны на передаточном валике, следовательно, будет закреплена на нем: получится вторая, средняя передача (21 — 30 — 29 — 16).

Высшая передача получается дальнейшим продвижением обеих средних шестерен влево и сцеплением боковых кулачков шестерни 21 с такими же кулачками шестерни 16, на втулке которой насажена цепная зубчатка, связанная цепью с задним колесом. При этом шестеренка 30 уже минует короткие шпонки на передаточном валике и снова начинает вращаться на ней „в холостую“.

Первая, низшая передача достигается передвижением обеих средних шестерен в крайнее правое положение и сцеплением шестеренок 21 и 21 с помощью боковых кулачков (21 — 22 — 31 — 29 — 16).

В других моделях коробок „Стурмей-Арчер“ шестеренка 22 закреплена на главном валу неподвижно, а шестеренка 31, наоборот, свободно вращается на передаточном валике и для получения первой передачи сцепляется торцевыми кулачками с шестеренкой 30. Конечно, результат в обоих случаях получается один и тот же.

В заключение опишем одну из наиболее сложных конструкций — четырехскоростную коробку завода „Джардин“ (Jardine), строящего также двух- и трехскоростные коробки подобного же типа.

Разрез четырехскоростной коробки представлен на фиг. 170.

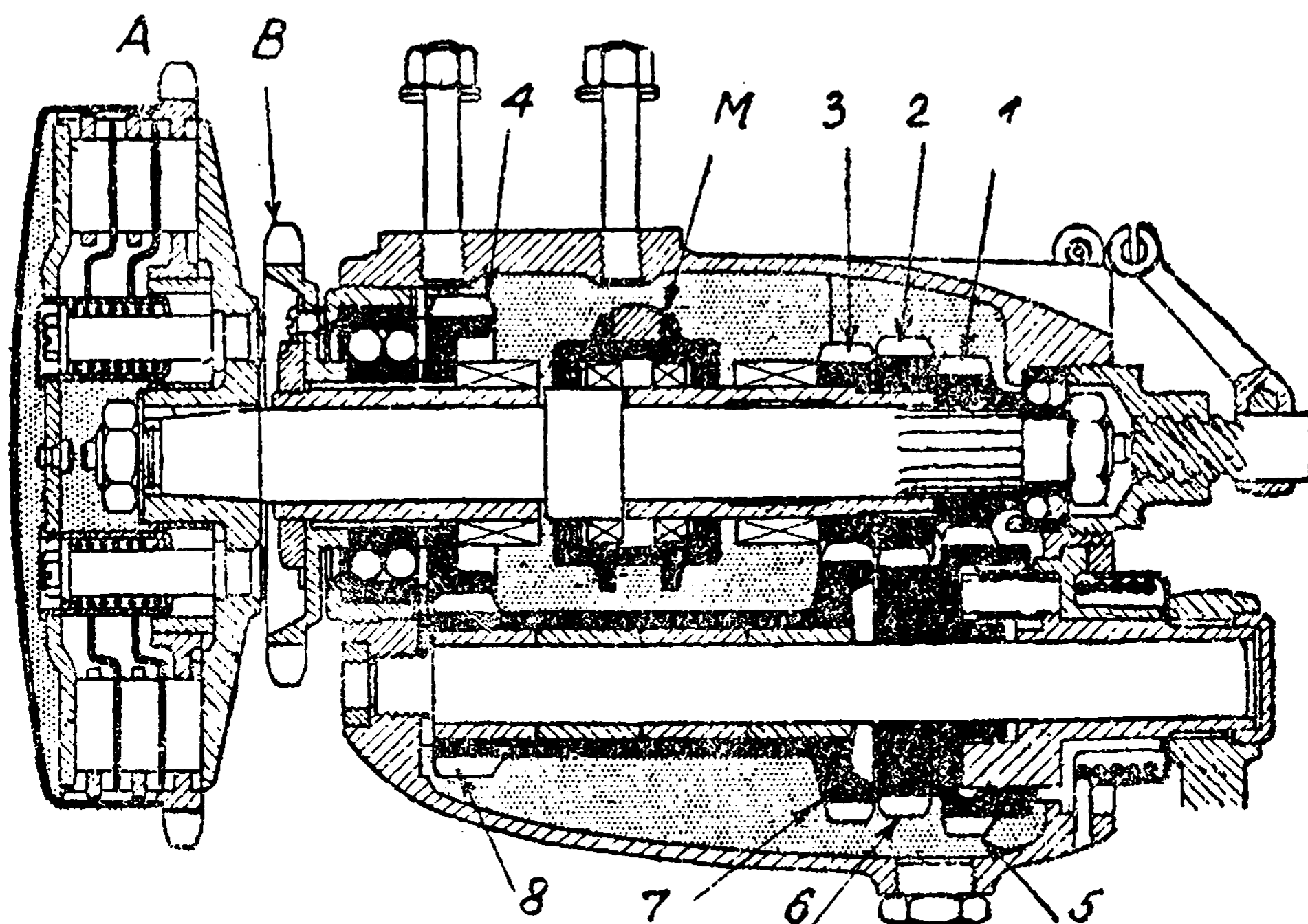
На главном валу ее закреплены неподвижно только две шестерни: большая цепная зубчатка А и шестеренка 1. Все остальные шестерни сидят на валу свободно. Цепная зубчатка В, связанная с колесом, насажена на общей втулке с шестерней 4. Шестеренка 3 свободно вращается на длинной втулке, на которой наглухо насажена шестерня 2. Сцепление всех этих шестерен с валом или между собой производится передвижением муфты М, внутренние кулачки которой могут сцепляться со шпонками, которые на чертеже перечеркнуты диагоналями. Такие шпонки имеются (считая

слева направо): на втулке шестерни 4, на главном валу, на втулке шестерни 2 и на шестерне 3.

На передаточном, неподвижном валике свободно надеты две пары шестерен: 5—6 и 7—8. Каждая пара составляет одно целое.

Различные передачи получают следующим образом.

Высшая, четвертая, передача: муфта *M* передвигается в крайнее левое положение и сцепляется одновременно со шпонками шестерни 4 и шпонками главного вала. Таким образом, шестерня 4 закрепляется на валу. Передача вращения: *A—M—4—B*.



Фиг. 170. Четырехскоростная коробка „Джардин“.

Третья передача: муфта *M* сдвигается немного вправо оставаясь в сцеплении со шпонками шестерни 4; при этом она разобщается со шпонками главного вала, но входит в зацепление со шпонками на втулке шестерни 2. Таким образом шестерни 4 и 2 оказываются соединенными в одно целое посредством муфты *M*. Передача вращения: *A—1—5—6—2—M—4—B*.

Холостой ход изображен на фиг. 170: муфта *M* не сцеплена ни с одной серией шпонок.

Вторая передача: муфта *M* сдвигается еще дальше вправо и сцепляется одновременно со шпонками главного вала и со шпонками шестерни 3, которая, таким образом, закрепляется на валу. Передача вращения: *A—3—7—8—4—B*.

Первая, низшая, передача: муфта *M* передвигается в,

крайнее правое положение, сцепляясь одновременно со шпонками на втулке шестерни 2 и со шпонками шестерни 3. Таким образом, шестерни 2 и 3 соединяются в одно целое. Передача вращения $A-1-5-6-2-3-7-8-4-B$.

Таковы наиболее типичные конструкции современных коробок скоростей.

Характерными особенностями их являются: во-первых, обязательное применение шариковых подшипников, и, во-вторых, постоянное сцепление всех шестерен. Кроме уменьшения износа зубцов этим достигается точность и правильность зацепления, а также легкость включения разных передач, которая даже неумелыми ездоками производится без треска и „скрежета“. Легкости включения способствует также сравнительно малая скорость вращения шестерен коробки: сам по себе главный вал коробки вращается примерно втрое медленнее двигателя; что касается отдельных шестерен, то в правильно сконструированной коробке ни одна из них не должна вращаться быстрее, чем главный вал. Последнее правило, впрочем, соблюдается далеко не всегда. Ему удовлетворяют, например, коробки, показанные на фиг. 166 и 170, но во всех остальных, изображенных здесь, коробках это правило не соблюдено.

Вес современных коробок скоростей сравнительно невелик: коробки для легких мотоциклов весят 3—5 кг., для тяжелых машин — 7—9 кг.

Наиболее подходящим материалом для изготовления шестерен является средняя углеродистая сталь (0,40 до 0,45% С), которую можно обрабатывать после термической обработки.

3%-ная никкелевая сталь, цементующаяся, прочнее в смысле износа, но подвержена короблению при цементации, что создает шумную работу или вызывает необходимость шлифовки шестерен после калки.

§ 71. Особые конструкции переменной передачи.

Коробками скоростей описанного в предыдущем параграфе типа снабжаются почти все 100% современных машин. Поэтому можно было бы, пожалуй, и совсем не касаться других способов перемены передач. Но в свое время было

испробовано очень много таких способов, и для полноты описания надо о них упомянуть.

При господстве ременной передачи в большом ходу была, например, система раздвижных шкивов: одна из щек шкива делалась подвижной и передвигалась на ходу с помощью какого-либо червяка. Как объяснено выше, в параграфе 63, это было равносильно изменению передачи, при чем вместо современной ступенчатой системы получалось даже прогрессивное изменение передачи с любым передаточным отношением. Эта простая идея осложнялась однако тем, что для сохранения постоянного натяжения ремня приходилось делать оба шкива раздвижными и притом так, чтобы диаметр одного шкива увеличивался пропорционально уменьшению диаметра другого. Это приводило на практике к чрезвычайно сложным и хрупким конструкциям.

Большим распространением пользовались также системы „планетарных“ передач, помещавшиеся во втулке заднего колеса.

В них было огромное число мелких шестеренок, вращавшиеся одни вокруг других, наподобие планет. Торможением той или другой группы этих шестеренок можно было изменять величину передачи. Механизмы этого рода были настолько сложны, что сборка и регулировка их оказывалась совершенно не по силам рядовому мотоциклисту и требовала мастеров-специалистов.

Все это в настоящее время представляет только исторический интерес.

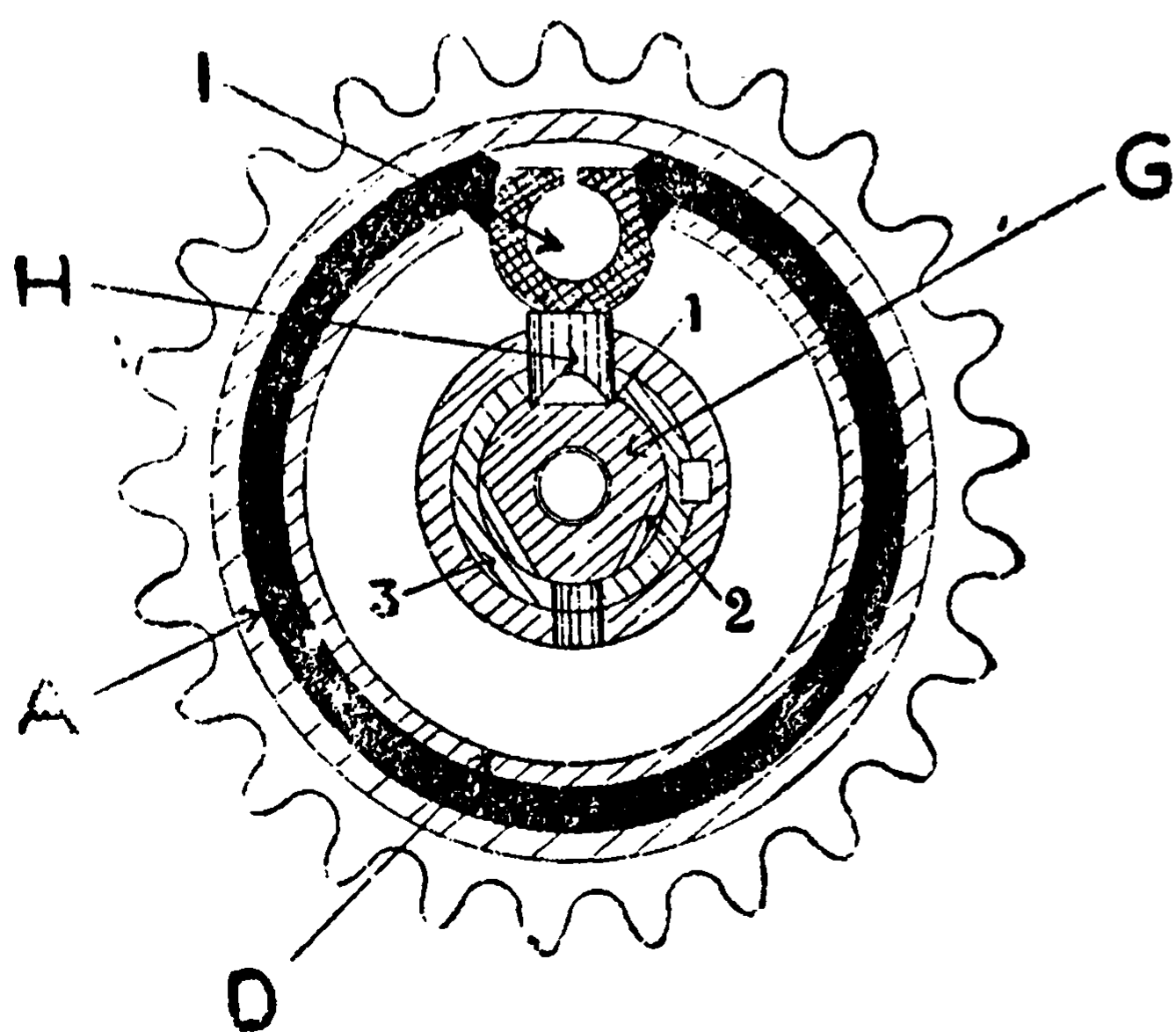
Не утратила до сих пор еще значения перемена передачи с помощью фрикционных дисков, изображенная выше на фиг. 162. Действие ее объяснено в параграфе 68. Она применяется иногда на мотоколясочках и даже на мотоциклах, например, на довольно популярном в Англии мотоцикле „Нир-Эй-Кар“ (Near-a-car).

Следует также отметить вполне приемлемую и жизненную конструкцию переменной передачи, применяемую до сих пор такими первоклассными заводами, как „Энфильд“ и „Скотт“, а также несколькими германскими фирмами.

Сущность ее заключается в следующем: на валу двигателя насажены две ведущие цепные шестерни разного

диаметра. Между двигателем и задним колесом помещен промежуточный вал, на котором свободно надеты две других цепных шестерни, тоже разного диаметра, которые соединены двумя отдельными цепями с ведущими шестеренками.

Шестерни, свободно вращающиеся на промежуточном валу, можно попеременно сцеплять с ним и, таким образом,



Фиг. 171. Переменная передача «Энфильд».

заставлять вал вращаться с той или иной скоростью. От вала вращение передается третьей цепью на заднее колесо.

Сцепление шестерен с промежуточным валом производится с помощью раздвижных тормозных колодок (фиг. 171).

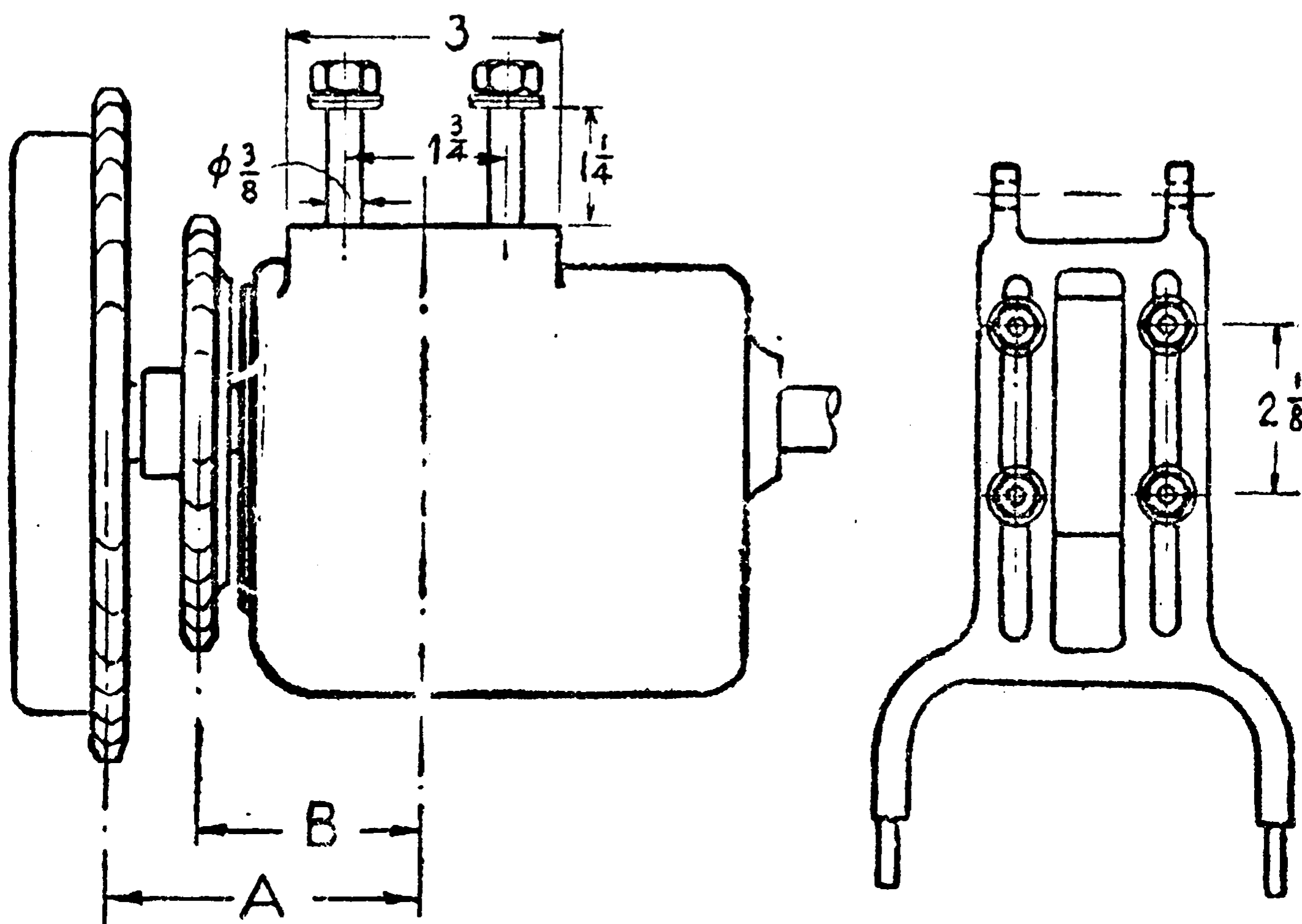
На валу передвигается конус 6, на поверхность которого опирается штифт *H*. Скользя по наклонной поверхности, штифт нажимает на пружинящее кольцо *I* и заклинивает его между концами стальной раздвижной колодки *A*, которая прижимается изнутри к ободу шестерни и, таким образом, прочно сцепляет ее с валом. Включение шестерен производится мягко, без ударов, а весь механизм очень прост и легок. Недостатком этой системы является неприятное обилие цепей и ограниченность числа ступеней передачи: больше двух скоростей при такой конструкции получить, конечно, нельзя.

§ 72. Крепление коробки скоростей.

Коробка скоростей крепится на раме мотоцикла между двигателем и задним колесом. Для этой цели на раме мотоцикла делается площадка с двумя продольными прорезями, в картер же коробки ввинчиваются четыре шпильки, посредством которых коробка и подвешивается к раме (фиг. 172) или, наоборот, ставится наверху площадки и привинчивается к ней своим днищем. Прорези допускают

передвижение коробки вдоль оси рамы для регулировки натяжения цепей. Для легких мотоциклов ограничиваются по большей части двумя шпильками, а иногда даже и одной.

В Англии, где производство коробок скоростей обособилось в самостоятельную отрасль промышленности, размеры всех деталей крепления нормализованы. С этим приходится, конечно, считаться и другим странам, приобретающим для своих машин английские коробки.



Фиг. 172. Крепление коробки.

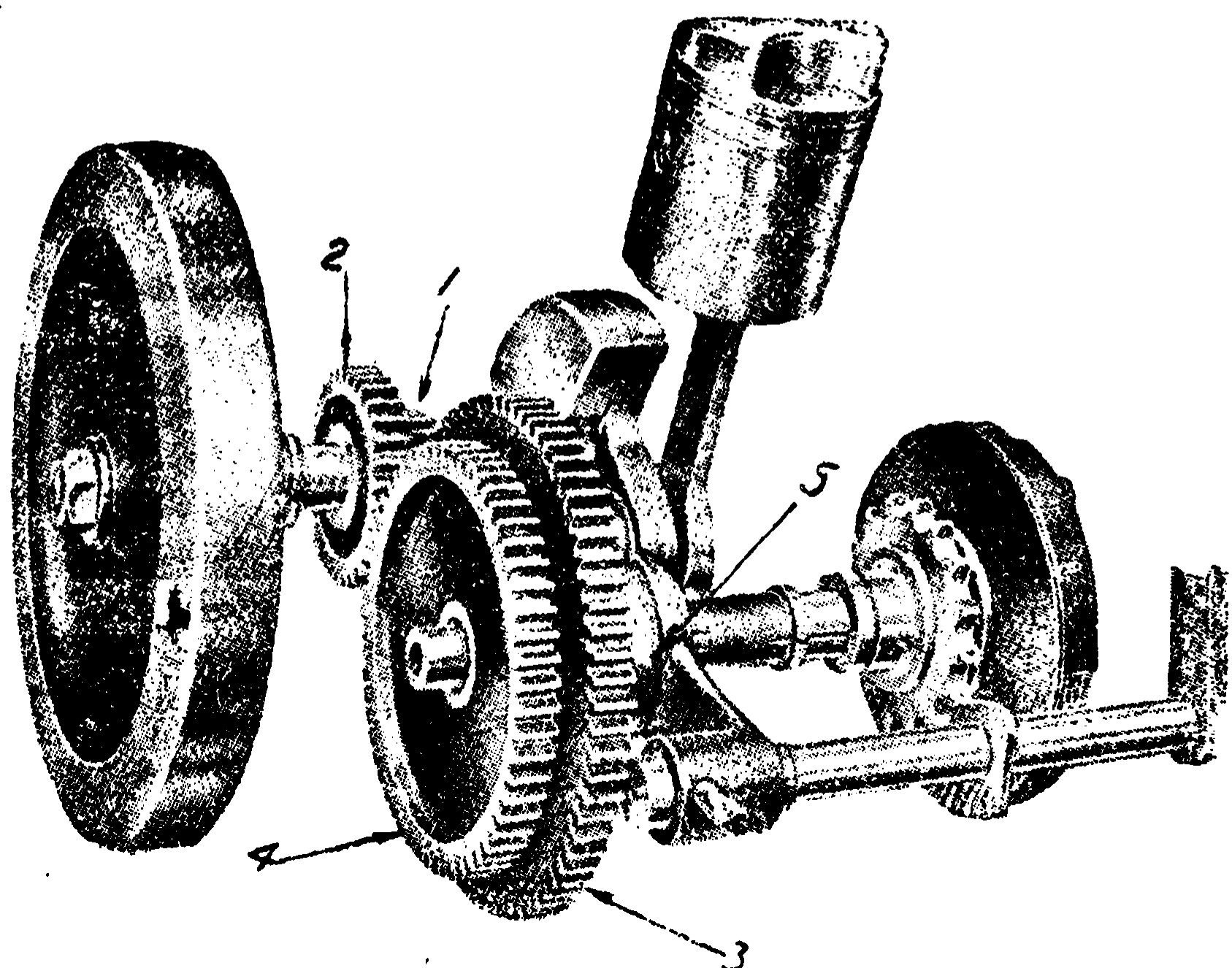
Основные размеры указаны на фиг. 172 (в дюймах). Из них особенно существенное значение имеют линии передней и задней цепей, т. е. расстояния их от осевой линии рамы (А и В).

Стандартные размеры их даны в следующей таблице (в дюймах):

	Линия передней цепи — А	Линия задней цепи — В
Мотоциклы до 250 см ³ . .	2 ¹⁵ / ₃₂ "	1 ³ / ₄ "
„ до 350 см ³ . .	3"	2 ³ / ₁₆ "
„ выше 350 см ³	3 ⁷ / ₁₆ "	2 ⁷ / ₁₆ "

За последние годы, как уже было указано, замечается тенденция помещать коробку скоростей в одном блоке с двигателем, т. е. из самостоятельного механизма превращать ее в одну из составных частей мотора.

Для стран, в которых, как в Англии, имеется специализированное производство коробок скоростей, такое решение вопроса, конечно, не представляет никаких трудностей и доступно лишь для немногих заводов, которые строят всю машину целиком. Напротив, страны со сравнительно молодой мотоциклетной промышленностью, как Германия, проявляют к такой конструкции усиленный интерес. Зарождающееся



Фиг. 173. Коробка скоростей и кривошипный механизм мотоц. В. S. A. 175 см³ (1928 г.).

советское мотоциклетное производство также должно бы обратить на нее свое внимание. Насколько может быть упрощено при этом все устройство передачи, показано, например, на фиг. 173. Передний привод не только осуществляется здесь непосредственно без цепи, но одновременно выполняет и функции коробки скоростей и притом всего двумя парами шестерен. Шестеренки 1 и 2 насажены на коленчатом валу. Шестерни 3 и 4 свободно надеты на промежуточном валу и поочередно закрепляются на нем передвижной кулачковой муфтой 5. Все шестерни находятся в постоянном зацеплении.

Нетрудно видеть, какая экономия получается при такой конструкции в числе деталей передаточного механизма.

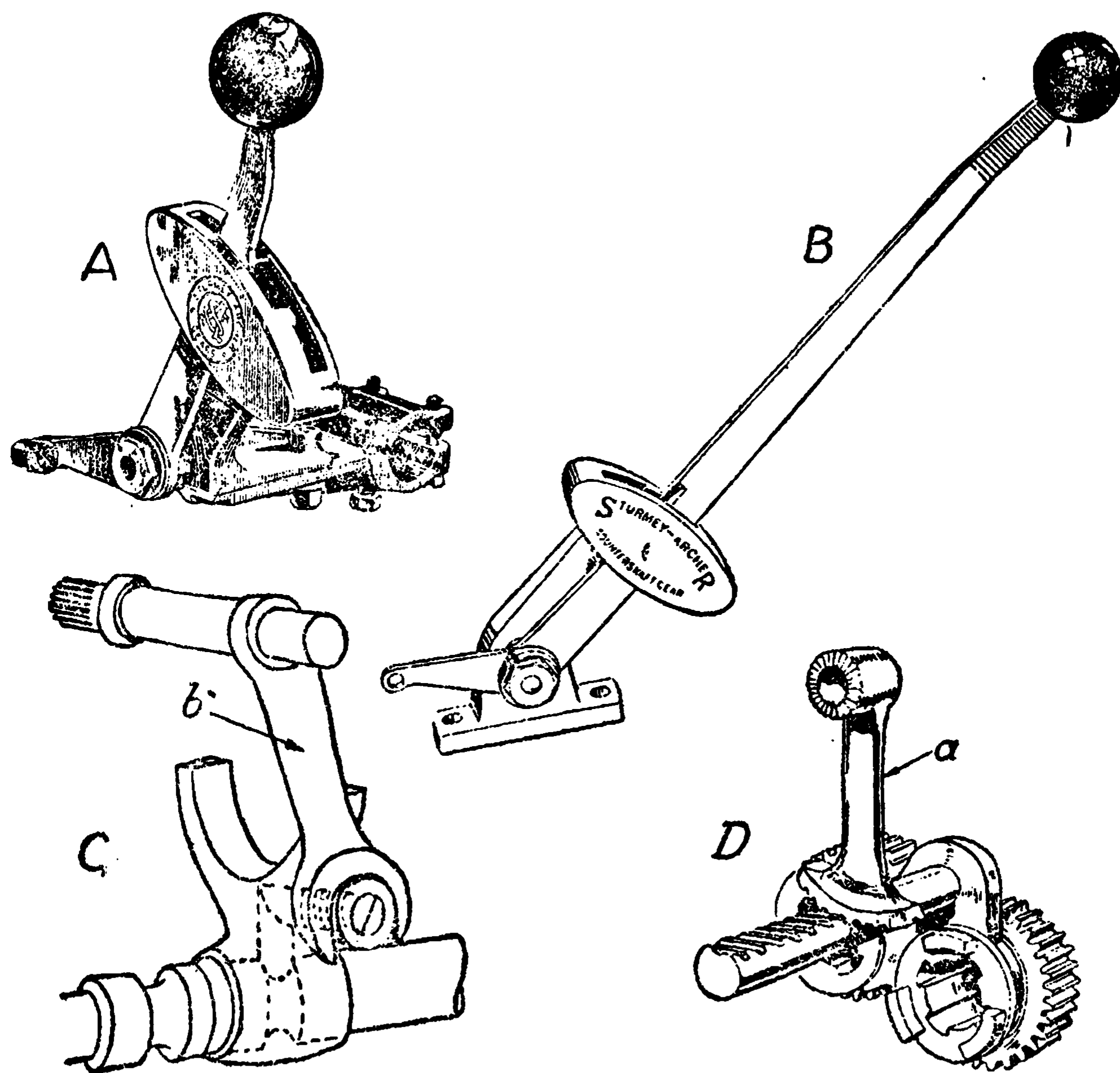
§ 73. Механизмы для переключения передач.

Передвижение шестерен или кулачных муфт в коробке скоростей производится от руки, посредством рычага, который должен быть расположен так, чтобы его удобно было доставать рукой. В настоящее время применяются два типа таких рычагов, показанные на фиг. 174 А и В.

Рычаг типа А крепится в верхней части рамы мотоцикла и соединяется с коробкой скоростей посредством несколь-

ких промежуточных тяг и рычажков. Тяги должны иметь нарезку для регулировки длины. Рукоятка рычага скользит по кулиссе, зарубки которой определяют то или другое зацепление шестерен в коробке скоростей.

Длинный рычаг типа *B* прикрепляется непосредственно к картеру коробки, вследствие чего отпадает надобность в длинных промежуточных тягах. При этом положение рычага фиксируется также кулиссой или какими-нибудь пружинными штифтами, удерживающими его в определенном положении.



Фиг. 174. Механизмы для переключения скоростей.

Передвижение самой вилки, производящей включение шестерен в коробке, может быть осуществлено, конечно, самыми разнообразными способами. Здесь необходимо соблюдение лишь одного требования: чтобы шестерни или их торцевые кулачки сцеплялись полностью, на всю свою глубину, и не соскакивали на ходу. Несколько примеров таких приспособлений для передвижения вилки показаны на фиг. 168 и фиг. 174 *C* и *D*.

На фиг. 168 передвижение вилок производится с помощью зубчатой рейки *M*, шестерни *H* и двух барабанов с фигур-

ными вырезами *K* и *L*, внутри которых скользят концы вилок. Поворачивание барабанов вызывает перемещение вилок в ту или другую сторону; они же и удерживают вилки в определенном положении.

На фиг. 174 *D* для этой цели также применена зубчатая рейка и сектор *a* с червячной нарезкой. Вращение сектора вызывает горизонтальное перемещение рейки и закрепленной на ней вилки (конструкция завода „Стурмей-Арчер“).

На фиг. 174 *C* вилка перемещается поворачиванием рычажка *b*, положение же ее фиксируется пружинным стопорным штифтом (на чертеже пунктир). Конец штифта заскакивает в углубления, выточенные на оси, по которой скользит вилка (устройство завода „Джардин“).

Варианты подобных приспособлений могут быть, конечно, весьма разнообразны.

Разумеется вышеописанные механизмы могут быть расположены и таким образом, чтобы их можно было приводить в действие нажимом ноги. Подобное расположение встречается, однако, редко.

§ 74. Определение и выбор величины передачи.

Определить величину той или иной передачи можно двояким способом. Первый способ состоит в том, что считают число оборотов двигателя, приходящееся на один оборот заднего колеса. Делают мелом отметку на заднем колесе и на цепной шестеренке (или шкиве), насаженной на валу двигателя. Затем дают заднему колесу один полный оборот, считая в то же время, сколько раз повернется при этом шестеренка (шкив). Допустим, она повернулась 8 раз; значит, передача — 8:1.

Второй, более точный способ определения передачи основан на вычислении ее величины по числу зубцов всех шестерен, участвующих в передаче вращения от двигателя к заднему колесу. Для этого нужно сначала найти передаточные отношения для каждой пары находящихся в зацеплении шестерен. Передаточное отношение получается делением чисел зубцов данных шестерен. Например, если в зацеплении находятся шестерни с 17 и 38 зубцами, то передаточное отношение их равно 38:17, т. е. 2,2:1.

Затем надо все найденные передаточные отношения перемножить.

Возьмем для примера коробку, изображенную на фиг. 163, и вычислим величину первой, или низшей, передачи.

На первой скорости вращение от двигателя передается к заднему колесу через шестерни $A - 1 - 4 - 6 - 3 - B$. Допустим:

шестерня на моторном валу имеет 19 зубцов

»	A	34	»
»	1	18	»
»	4	29	»
»	6	18	»
»	3	29	»
»	B	16	»
»	на заднем колесе	36	»

Тогда величина передачи (x) выразится следующей дробью:

$$x = \frac{34 \cdot 29 \cdot 29 \cdot 36}{19 \cdot 18 \cdot 18 \cdot 16}, \text{ т. е. } 10,4 : 1.$$

В числителе — все ведомые шестерни, в знаменателе — все ведущие.

Величина третьей, высшей, передачи:

$$x = \frac{34 \cdot 36}{19 \cdot 16}, \text{ т. е. } 4 : 1.$$

При выборе величины передачи приходится сообразоваться, конечно, с мощностью двигателя: если передача слишком высока для данного двигателя, то мотоцикл будет плохо брать подъемы и вообще работать с чрезмерным напряжением; если передача слишком низка, мотор будет работать с ненормально большим числом оборотов и перегреваться.

Так как в обычных условиях езда совершается на высшей передаче, то понятно, что и правильный выбор ее имеет наибольшее значение. Для мотоциклов дорожного типа можно при этом руководствоваться следующими средними нормами:

Объем цилиндра.	Одиночки.	С прицепной коляской.
250 см ³	6 : 1	—
350 »	5 ¹ / ₂ : 1	6 ¹ / ₄ : 1
500 »	4 ³ / ₄ : 1	5 ¹ / ₂ : 1
750 »	4 ¹ / ₂ : 1	5 : 1
1000 »	4 ¹ / ₄ : 1	4 ³ / ₄ : 1

Изменение величины высшей передачи достигается очень просто: для этого достаточно заменить только одну цепную шестеренку на валу двигателя, при чем надо иметь в виду, что увеличение или уменьшение числа ее зубцов хотя бы на 1 — 2 штуки весьма значительно изменяет величину передачи.

Так, если в предыдущем примере вместо шестеренки с 19 зубцами взять 17 зубцов, то величина передачи будет

$$x = \frac{34.36}{17.16} = 4,5 : 1,$$

т. е. гораздо ниже, чем в первом случае.

При этом соответственно понизятся, конечно, и остальные передачи. Если принять высшую передачу за 1, то другие две ступени, т. е. средняя и низшая передачи, относятся к ней приблизительно как 1,5 и 3.

Например, если высшая передача $4\frac{1}{2} : 1$, то вторая будет $4\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} = 6,75 : 1$, а первая $4\frac{1}{2} \times 3 = 13,5 : 1$.

В нижеследующей таблице даны стандартные отношения ступеней передачи, применяемые наиболее известными заводами коробок скоростей.

	3-я пере- дача	2-я пере- дача	1-я пере- дача
Стурмей - Арчер			
для мотоциклов			
350 — 1000 см ³	1	1,47	2,94
для мотоциклов			
до 350 см ³	1	1,54	2,75
Мосс	1	1,53	2,88
Альбион			
для мотоциклов			
до 250 см ³	1	1,7	3
для мотоциклов			
до 350 см ³	1	1,5	2,33
Джардин	1	1,75	3,06

Для машин спортивного типа 1-ю передачу делают, обыкновенно, несколько выше, чем указано в таблице, — примерно около 2.

Напротив, для тяжелых машин, работающих с прицепкой в гористой местности, понижают 1-ю и 2-ю передачи, беря, например, такое соотношение ступеней: 1 — 1,8 — 3,6.

Для двухскоростных коробок соотношение между низшей и высшей передачами берут около 2.

Для четырехскоростной коробки завод „Джардин“ применяет следующее соотношение ступеней: 1—1,55—2,3—3,58.

§ 75. Теоретические основания для выбора передачи.

Выбор передачи, производимый на основании практических данных, приведенных в предыдущем параграфе, не при всех, конечно, условиях может дать, наилучшие результаты. В частности, например, когда задачей является достижение наивысшей скорости, какую возможно получить от данной машины, выбор передачи следует проанализировать, произведя учет всех сопротивлений, которые возникают при движении машины и той мощности, которую может дать двигатель. Анализ этот полезно произвести хотя бы уже для того, чтобы рассеять ходячее мнение, будто для достижения наибольшей скорости надо повышать передачу. В известных пределах это, конечно, справедливо, но при действительно больших скоростях (около 100 км/час и выше) повышение передачи нередко может дать обратный результат, и на низшей передаче можно добиться большей скорости за счет увеличения числа оборотов двигателя.

Метод, который предлагается здесь для сравнения различных передач, не выходит за пределы элементарной математики, но для практического применения его необходимо знать характеристику двигателя, т. е. мощность, которую он дает при разных числах оборотов. Эти сведения могут быть получены, конечно, только путем лабораторного испытания двигателя (см. дальше § 96).

Если обозначить сопротивление движению машины через R кг, а скорость движения через V м/сек., то мощность (N), потребная для преодоления этого сопротивления, будет

$$N = R \cdot V \text{ кг-м}$$

или

$$N = \frac{R \cdot V}{75} \text{ ЛС.}$$

Мощность двигателя должна быть несколько больше этой величины, так как часть энергии теряется в передаточных механизмах, в подшипниках колес, в шинах и пр. В среднем, обычно считают, что коэффициент полезного действия машины составляет около 70% (или 0,7). Вводя это число в предыдущую формулу, получим окончательно, что мощность двигателя при скорости V м/сек. и сопротивлении R кг должна быть равна

$$N = \frac{R \cdot V}{75 \cdot 0,7} \text{ ЛС.}$$

Сопротивление движению машины складывается из нескольких величин. Сюда входят: 1) сопротивление катанию колес по дороге (r_1), 2) сопротивление на подъемах (r_2) и 3) сопротивление воздуха (r_3). Общее сопротивление является суммой для всех этих отдельных сопротивлений:

$$R = r_1 + r_2 + r_3.$$

Рассмотрим их по порядку.

Сопротивление катанию (r_1) для хорошей шоссе́йной дороги можно считать, на основании опытных данных, в 15 кг на 1 тонну веса машины, т. е. в 0,015 веса мотоцикла. Следовательно, если обозначить вес мотоцикла с ездоком через Q кг, то

$$r_1 = 0,015 Q \text{ кг.}$$

Возьмем, например, машину среднего веса в 100 кг, вес ездока примем в 70 кг, общий вес — 170 кг. При этих условиях:

$$r_1 = 0,015 \cdot 170 = 2,5 \text{ кг.}$$

Сопротивление это можно считать постоянным при всех скоростях движения, хотя в действительности оно несколько возрастает при увеличении скорости.

Сопротивление на подъеме (r_2) равняется 1 кг на 1 тонну веса машины при уклоне 1/1000 (т. е. при подъеме в 1 мм на 1 метр пути).¹

Значит, при весе машины Q кг и уклоне n ‰:

$$r_2 = \frac{Q \cdot n}{100} \text{ кг.}$$

Для взятого выше примера и уклона, допустим, в 5‰ это составит:

$$r_2 = \frac{170 \cdot 5}{100} = 8,5 \text{ кг.}$$

Это сопротивление также не зависит от скорости.

Сопротивление воздуха (r_3) зависит от скорости движения, от площади движущегося тела и от формы его поверхности. Оно возрастает пропорционально квадрату скорости (т. е. с увеличением скорости вдвое возрастает в 4 раза и т. п.).

Лобовая площадь движущегося мотоцикла с ездоком в значительной мере зависит от посадки последнего, наличия на машине грязевых щитков и т. п. При гоночной посадке, когда ездок почти лежит на руле, эта площадь (S) составляет не более 0,3 м², при нормальной спортивной посадке с наклоненным вперед корпусом $S = 0,4$ м²; при совершенно прямой посадке $S = 0,5 - 0,6$ м².

Форма движущейся поверхности также играет большую роль в сопротивлении воздуха. Понятно, например, что конусу, движущемуся вершиной вперед, воздух будет оказывать меньшее сопротивление, нежели плоскому щиту такой же площади. Поэтому, в формулу, выражающую сопротивление воздуха, приходится вводить особый зависящий от формы „коэффициент обтекаемости“. В применении к мотоциклу этот коэффи-

¹ Действительно $r_2 = Q \sin \alpha = Q \cdot \frac{h}{l}$, где α — угол подъема, h — высота подъема и l — длина его. Если $Q = 1 \text{ тонне} = 1000 \text{ кг}$, $h = 1 \text{ мм}$ и $l = 1 \text{ м} = 1000 \text{ мм}$, то

$$r_2 = 1000 \frac{1}{1000} = 1 \text{ кг.}$$

циент зависит также от посадки и, кроме того, еще от одежды ездока. Ясно, что его можно выбрать лишь приблизительно, по сравнению с более или менее подходящими геометрическими формами. Примем его в 0,05.¹ Тогда сопротивление воздуха выразится формулой:

$$r_3 = 0,05 \cdot S \cdot V^2 \text{ кг.}$$

Возьмем ту же машину, что и раньше, и положим, что $S = 0,4 \text{ м}^2$ а скорость движения 75 км/час , т. е. $V = 21 \text{ м/сек}$.

При этих условиях

$$r_3 = 0,05 \cdot 0,4 \cdot 21^2 = 8,9 \text{ кг.}$$

Таким образом, общее сопротивление движению будет

$$R = 2,5 + 8,5 + 8,9 = 19,9 \text{ кг.}$$

Необходимая же мощность:

$$N = \frac{R \cdot V}{75 \cdot 0,7} = \frac{19,9 \cdot 21}{75 \cdot 0,7} = 7,95 \sim 8 \text{ ЛС.}$$

При скорости 100 км/ч , т. е. при 28 м/сек сопротивления r_1 и r_2 останутся без изменения, но r_3 значительно увеличится:

$$r_3 = 0,05 \cdot 0,4 \cdot 28^2 = 15,7 \text{ кг.}$$

Общее сопротивление $R = 2,5 + 8,5 + 15,7 = 26,7 \text{ кг.}$

Необходимая мощность для скорости 100 км/ч :

$$= \frac{26,7 \cdot 28}{75 \cdot 0,7} = 14,2 \text{ ЛС.}$$

При езде по горизонтальной дороге сопротивление r_2 , конечно, отпадает, и мы получили бы для тех же скоростей меньшие мощности.

$$N_{75} = 4 \text{ ЛС.}$$

$$N_{100} = 9,7 \text{ ЛС.}$$

Из этих расчетов видно, между прочим, какое огромное значение имеет при больших скоростях сопротивление воздуха, и как важно его уменьшение путем соответствующей посадки, одежды, удаления с мотоцикла всех частей, увеличивающих его лобовую площадь, и т. п.

Эти расчеты показывают также, какую громадную мощность развивают современные мотоциклетные двигатели (гоночного типа). Действительно, на мотоциклах в 350 см^3 достигнуты в настоящее время скорости в 160 км/час , на мотоциклах в 1000 см^3 — скорости выше 200 км/час .

Если принять даже наиболее благоприятные допущения, т. е. считать лобовую площадь S не более $0,3 \text{ м}^2$, а коэффициент полезного действия машины увеличить с 0,7 до 0,8, то все же, повторив вышеприведенный расчет, можно убедиться, что для достижения указанных ско-

¹ Для плоских поверхностей он равен 0,065 — 0,07; для вогнутых полусферических — 0,08; для конических — 0,03.

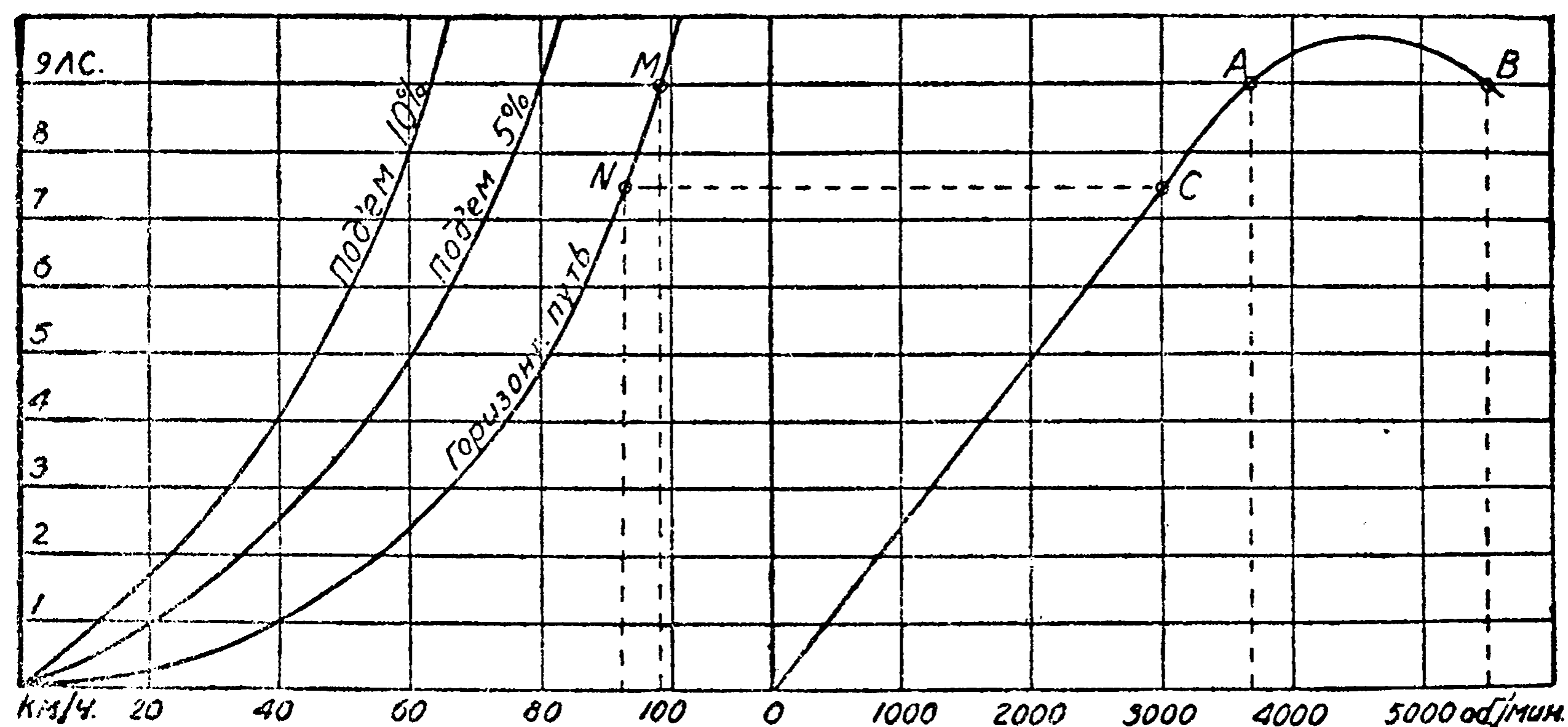
ростей необходимы мощности в 24 ЛС и 45 ЛС. Такие мощности, действительно, и развивают форсированные двигатели в 350 и 1000 см³.

Обратимся теперь к вопросу о выборе передачи.

Если известны вес машины и ездока, посадка, которую он избирает, и характеристика двигателя, то на основании вышеприведенных расчетов нетрудно построить график, представленный на фиг. 175.

Слева на этом графике нанесены три кривые, показывающие, какая мощность требуется для движения с той или иной скоростью по горизонтальной дороге, на подъеме 5% и на подъеме 10% (такие же кривые можно было бы построить, конечно, и для других подъемов).

Справа нанесена кривая мощности двигателя в зависимости от числа его оборотов. Вертикальный масштаб для обеих частей графика одинаков, горизонтальные масштабы произвольны и пока ничем между собою не связаны. Эту связь можно, однако, установить и выразить графически, если сравнить между собою начерченные кривые.



Фиг. 175.

Возьмем, например, на одной из кривых левой половины произвольную точку *M*, которая соответствует скорости движения 98 км/ч. На кривой характеристики двигателя ей отвечают точки *A* и *B*, выражающие 3700 об/мин. и 5500 об/мин. Это значит, что скорость 98 км/ч может быть достигнута как при 3700, так и при 5500 оборотах двигателя в минуту.

Следовательно, мы можем взять новые оси координат, отложить на горизонтальной оси число оборотов двигателя в минуту, а на вертикальной — скорости движения машины (фиг. 176), и наметить соответственно точкам *A* и *B* точки *A*₁ и *B*₁.

Затем берем на первом графике новую точку *N*, соответствующую скорости 92 км/ч. Ей соответствует точка *C*, отвечающая 3000 об/мин. Итак при 3000 оборотах двигателя может быть достигнута скорость 92 км/ч. Соответственно этим данным намечаем на фиг. 176 точку *C*₁, и т. д. Повторяя это сравнение, можно построить весь график фиг. 176, на котором нанесены три кривые, непосредственно выражающие зависимость между числом оборотов двигателя и скоростью движения машин

на горизонтальном пути и на разных подъемах. Кривые эти исходят не из начала координат, так как мы предполагаем, что при числе оборотов ниже 250 в мин. движение вообще невозможно.

До сих пор мы не принимали еще во внимание величины передачи. Введем теперь ее в нашу диаграмму. Для этого построим еще один вертикальный масштаб, на котором нанесем числа оборотов заднего колеса, соответствующие той или иной скорости движения. Положим, что диаметр колеса равен 650 мм. Вследствие сплющивания шины этот диаметр надо уменьшить примерно на 30 мм. При этом условии окружность колеса равняется 2 м. Значит, при скорости 60 км/ч., колесо делает 500 об/мин, при скорости 120 км/ч колесо совершает 1000 об/мин. и т. д.

На основании этих соображений и построена шкала для чисел оборотов заднего колеса.

Проведем теперь прямые, устанавливающие зависимость между числами оборотов двигателя и оборотов колеса при разных передачах.

При передаче 4:1 колесо делает 1000 об/мин. при 4000 оборотах двигателя. Соответственно этому проводим прямую, помеченную на чертеже цифрами 4:1.

При передаче 5:1 колесо делает 1000 об/мин. при 5000 оборотах двигателя. Соответственно этому проводим другую прямую, выражающую передачу 5:1 и т. д.

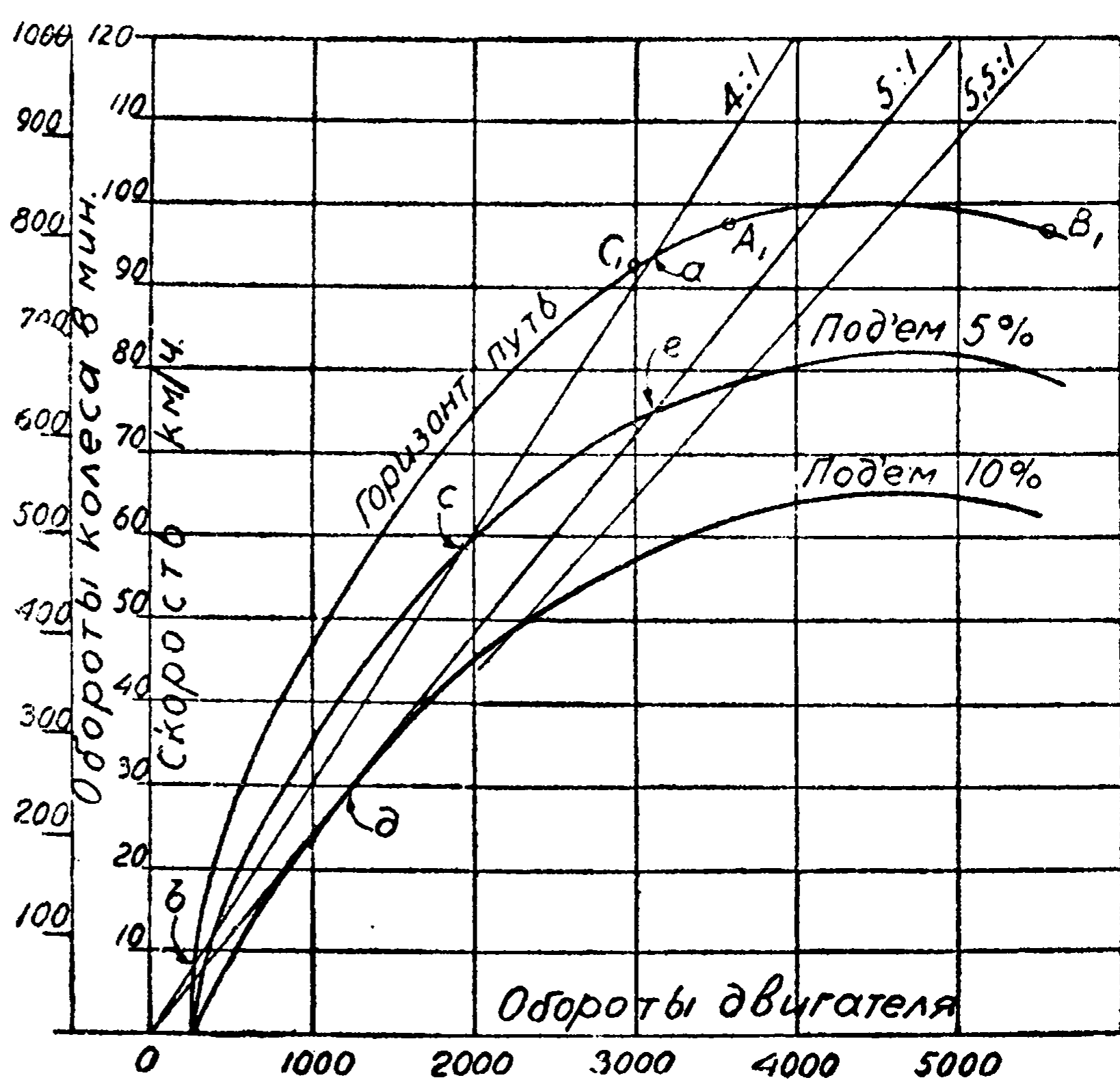
Посмотрим, какие выводы могут быть получены из рассмотрения этого графика.

Линия передачи 4:1 пересекает кривую скоростей для горизонтального пути в точках *a* и *b*, соответствующих скоростям 94 км/ч. и 8 км/ч. Это значит, что максимальная скорость, с которой данная машина может двигаться по горизонтальной дороге на передаче 4:1, составляет 94 км/ч., а минимальная — 8 км/ч.

Для передачи 5:1 эти пределы значительно шире: максимум около 100 км/ч. и минимум — около 5 — 6 км/ч.

Мы видим, таким образом, что именно более низкая передача дает возможность в данном случае достичь большей скорости.

На подъеме 5% при передаче 4:1 можно ехать со скоростью не выше 58 км/ч. (точка *c*), при передаче 5:1 — со скоростью 75 км/ч. (точка *e*).



Фиг. 176.

На подъеме 10% при передаче 4 : 1 движение совсем невозможно, при передаче 5 : 1 — можно взять этот подъем со скоростью около 30 км/ч. (точка *d*).

Итак, анализ показывает, что для данной машины передача 5 : 1 выгоднее, чем 4 : 1.

Из диаграммы видно далее, что и дальнейшее понижение передачи до 5,5 : 1 не уменьшило бы максимальной возможной скорости и в то же время значительно улучшило бы способность машины брать подъемы.

Подобным же образом могут быть исследованы и все другие передачи.

§ 76. Смазка коробки скоростей.

Шестерни и подшипники коробки скоростей должны, конечно, работать в масле. С этой целью картер коробки наполняется до известного уровня обыкновенным „автомобильным“ маслом, которое применяется и для смазки двигателя.

Не следует применять для коробки скоростей густых масел („тавот“), так как такая смазка размазывается шестернями по стенкам коробки, прилипает к ним и не проникает всюду, куда нужно.

Для наливания масла служит специальное отверстие, завинчиваемое пробкой, которое всегда имеется в картере коробки. Целесообразно располагать его в боковой стенке так, чтобы положение его определяло необходимый уровень масла.

У некоторых мотоциклов для удобства смазки коробки скоростей к ней проведена отдельная трубка от масляного бака, запираемая краником. Однако, при таком устройстве никогда в точности неизвестно, какое количество масла попало в коробку. Для удаления старого масла из картера коробки в нижней части его помещают спускную пробку (см. фиг. 170, стр. 259).

Смазка в коробке скоростей так же требует замены, как и в картере двигателя. Через каждый 1000 — 1500 км следует выпустить старое масло из коробки, влить в нее стакана полтора керосину, и, пустив мотор в ход, дать ему поработать несколько минут на подставке, включив какую-нибудь передачу. Таким образом, коробка будет основательно вымыта.

Необходимо также следить за тем, чтобы не было утечки масла из коробки через соединения картера или через шариковые подшипники. В случае появления здесь течи, приходится разобрать коробку и заменить уплотняющие шайбы в сальниках подшипников.

ГЛАВА XI.

СЦЕПЛЕНИЕ.

§ 77. Необходимость сцепления.

Мы уже видели, что при известном положении шестерен в коробке скоростей, вращение от двигателя не передается заднему колесу и получается так называемый „холостой ход“.

Но если бы мы захотели теперь включить ту или другую передачу, — это оказалось бы затруднительным: получился бы резкий удар шестеренок друг о друга и мотоцикл сразу рванулся бы с места. По всей вероятности двигатель оказался бы не в состоянии преодолеть так быстро инерцию машины и „застопорил“ бы. Во всяком случае, зубцы шестерен при каждом включении подвергались бы большим напряжениям и ударам. Такие удары получались бы не только при трогании с места, но и на ходу при всякой перемене передач, что повело бы к быстрому разрушению зубцов.

Необходим, следовательно, механизм, который позволял бы производить плавное, постепенное сцепление между двигателем и задним колесом или коробкой скоростей.

Такие механизмы давно уже применяются в общем машиностроении для сцепления вращающихся валов и известны под названием „фрикционных“ муфт, т. е. основанных на постепенном увеличении трения между двумя конусами или дисками по мере прижимания их друг к другу.

На мотоциклах для этой цели применяются дисковые фрикционные муфты, помещаемые на главном валу коробки скоростей (см. фиг. 163 и 170). Большая цепная шестерня А, получающая вращение от двигателя, удерживается на валу коробки скоростей только силой трения, зажиманием ее между двумя или несколькими дисками. При ослаблении

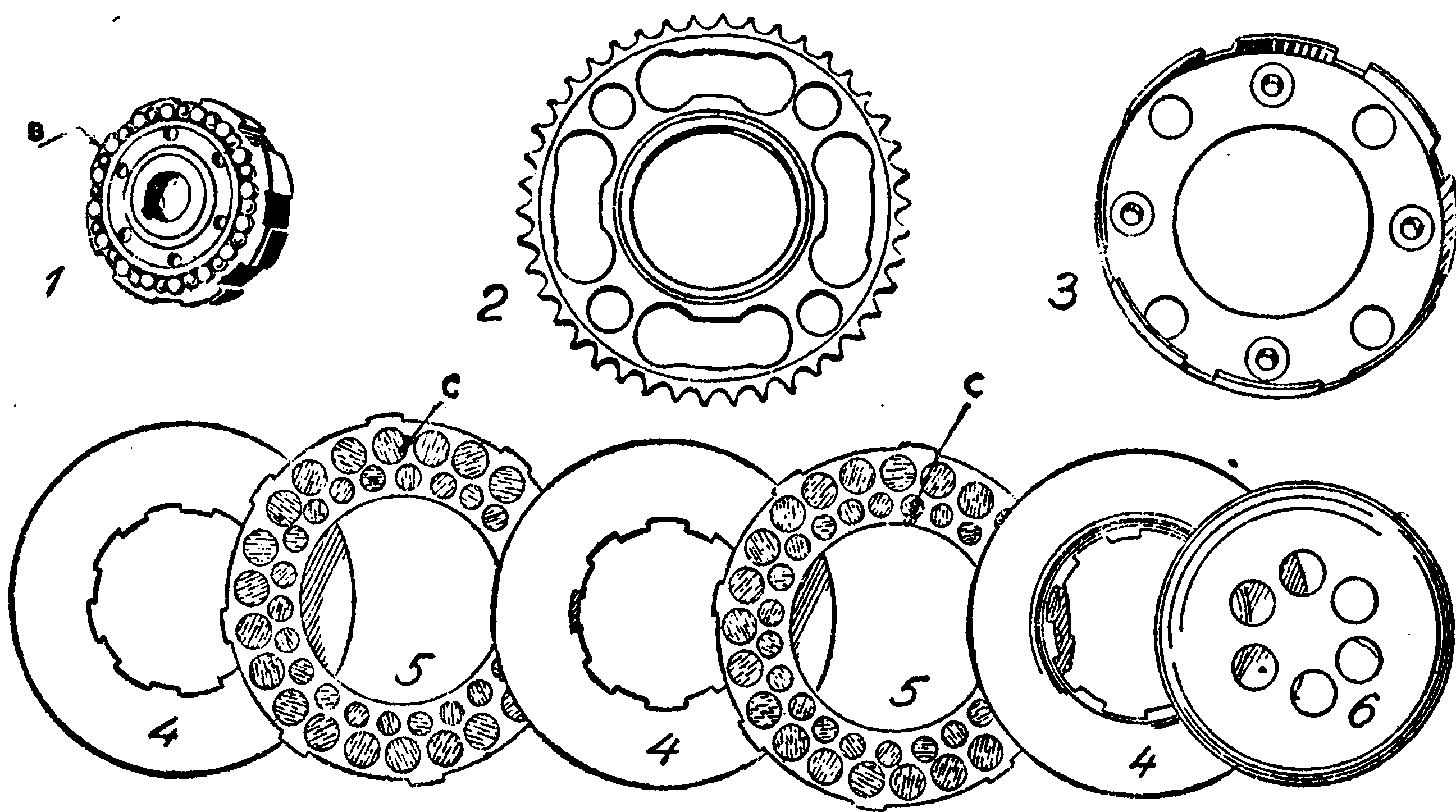
давления на диски, шестерня разъединяется с валом и начинает более или менее свободно вращаться на нем, как на оси. Наоборот, при постепенном увеличении давления на диски и возрастании трения проскальзывание шестерни становится все затруднительнее, и она плавно сцепляется с валом.

Рассмотрим устройство этого механизма более подробно.

§ 78. Устройство дискового сцепления.

Дисковые муфты сцепления для мотоциклов устраиваются в настоящее время весьма однообразно, отличаясь друг от друга только несущественными деталями.

Принцип их конструкции остается всегда один и тот же и вполне уясняется из рассмотрения фиг. 177.



Фиг. 177. Детали дискового сцепления.

На конце главного вала коробки скоростей насажена втулка 1, на поверхности которой прорезаны шпоночные канавки. На ней же помещается роликовый или гладкий подшипник *B*, на котором свободно вращается цепная шестерня 2, связанная цепью с двигателем. К шестерне привинчивается сбоку коробка 3, в ободке которой сделано несколько прямоугольных прорезей. Коробка 3 привинчивается к шестерне 2 или наглухо, или на стержни крепящих ее болтов надеваются резиновые шайбы, вследствие

чего получается эластичное соединение (амортизатор, см. § 65). В коробку 3 вкладываются стальные диски — 4 и 5. Диски 4 снабжены по внутренней своей окружности зубцами, которыми они сцепляются со втулкой 1 и, следовательно, с валом. Диски 5 снабжены зубцами по наружной окружности и сцепляются ими с коробкой 3, а следовательно, и с шестерней 2. Для увеличения трения в дисках 5 просверлен ряд дырок, в которые вставлены кружки С из пробки, фибры или „ферродо“.¹

Все эти материалы обладают, приблизительно, одинаковым и довольно высоким коэффициентом трения 0,3 — 0,35 (при трении о сталь в сухом состоянии). Толщина этих кружков, примерно, на 1 мм больше толщины дисков, так как при давлении они несколько сплющиваются.

Итак, мы имеем две группы деталей: одна из них жестко связана с валом коробки скоростей (втулка 1 и диски 4); другая — с шестерней 2 и через нее с двигателем (шестерня 2, коробка 3 и диски 5).

Каждая из этих групп может вращаться независимо от другой, но если сжать диски достаточно сильной пружиной и сделать, таким образом, проскальзывание их невозможным, то обе группы образуют как бы одно целое.

Сжимание дисков производится следующим образом: на диски накладывается шайба 6, которая притягивается несколькими сквозными болтами ко втулке 1. Под головки болтов подкладываются пружины, как это видно на фиг. 170 и 163.

Вместо нескольких отдельных пружин может быть взята, конечно, и одна большая пружина, расположенная центрально.

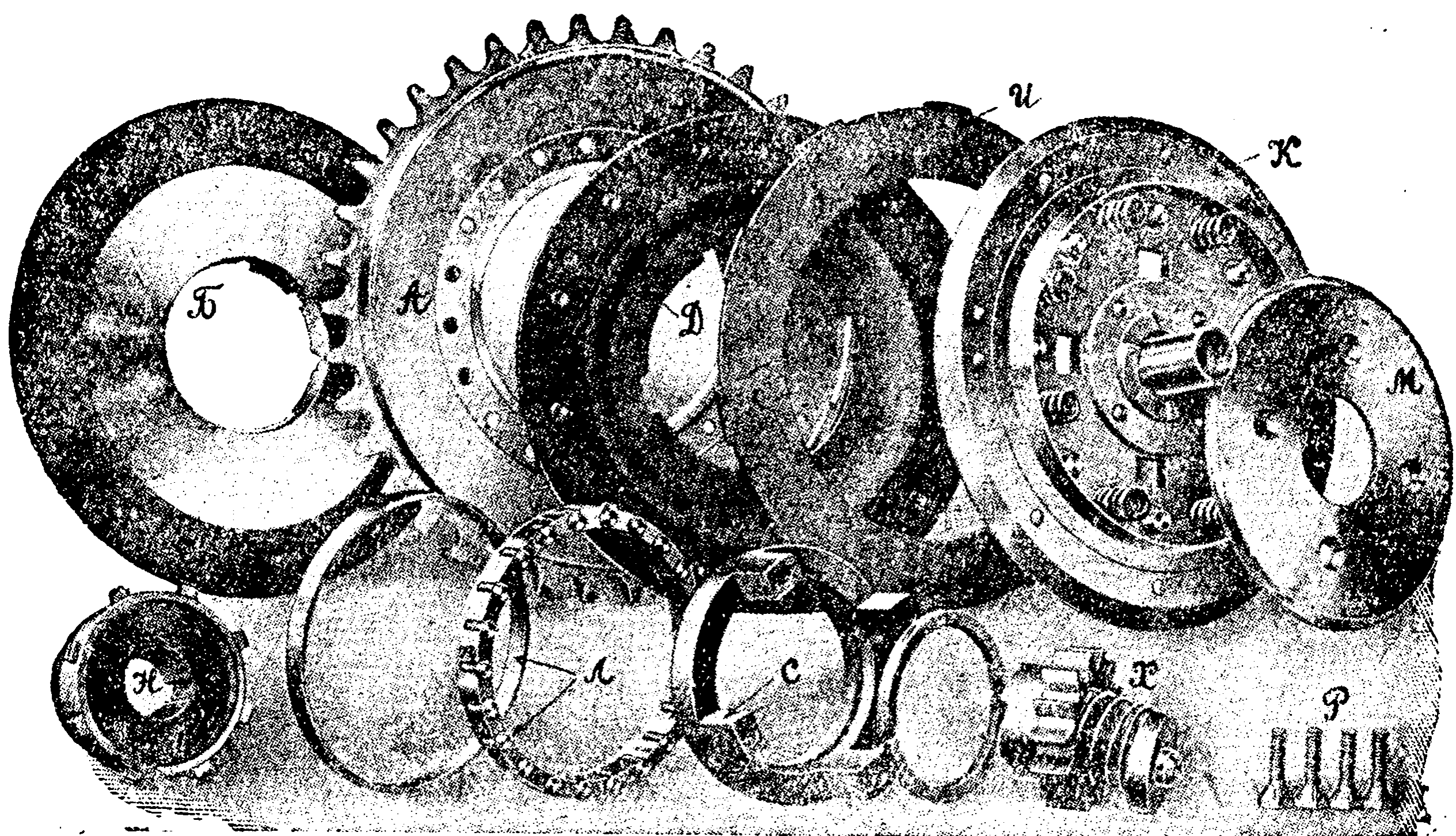
Для выключения сцепления надо, очевидно, освободить диски от давления на них шайбы 6. Механизм, который для этого применяется, отчетливо виден на фиг. 170 и 163: вал коробки скоростей просверливается насквозь и в него вкладывается стальной стержень, который одним своим концом упирается в шайбу 6, а другим соприкасается

¹ „Ферродо“ — особая ткань из асбестовых и хлопчатобумажных волокон, переплетенных с тонкими медными проволоками. Употребляется также для тормозов.

с червяком. При поворачивании червяка с помощью какого либо рычажка, сквозной стержень передвигается влево, нажимает на шайбу 6 и отодвигает ее от дисков.

Выключение сцепления производится или педалью или ручным рычагом, который в большинстве случаев помещается на левой ручке руля и соединяется боуденовским троссом с червяком на коробке скоростей. Иногда применяются оба способа одновременно, что при известных условиях может представлять некоторые удобства.

Дисковая муфта, подобная описанной, изображена также на фиг. 178.



Фиг. 178. Детали дискового сцепления.

Части, связанные с валом коробки скоростей, обозначены здесь буквами *H*, *C*, *B*, *D* и *K*; части, связанные с двигателем, — буквами *A* и *И*. Буквой *Л* обозначен роликовый подшипник, на котором вращается шестерня *A*. В собранном виде эта муфта изображена на фиг. 163 (стр. 252).

Вместо отдельных пробковых или фибровых кружков, которые мы видели на фиг. 177, здесь к боковым поверхностям дисков *B*, *D* и *K* приклепаны сплошные прокладки из ферродо. В смысле ремонта это представляется менее удобным, так как приходится срубать заклепки и затем снова их ставить, что требует некоторого умения, между тем как смена пробок, конечно, является нетрудной для каждого.

Рассмотренные виды сцепления работают без смазки и потому называются „сухими“.

В прежнее время, на ряду с ними применялись еще многодисковые муфты, состоящие только из одних металлических дисков (стальных и бронзовых, попеременно) числом 35 — 40, работающих в масле. Ввиду трудности смазки, сборки и ремонта таких муфт, они совершенно вышли из употребления.

В заключение заметим еще, что муфты сцепления необходимы только при коробках скоростей с передвижными шестернями.

Переменные передачи типа „Энфильд“ (§ 71) не требуют особого механизма сцепления, так как его заменяют раздвижные колодки, которыми производится закрепление шестерен на промежуточном валу.

Размеры дисков и число их выбираются в зависимости от той мощности, которую должна передать сцепная муфта.

При этом коэффициент трения для сухих дисков $\mu = 0,3 - 0,35$. Сила пружин выбирается так, чтобы удельное давление $p \cong 0,7 \text{ кг см}^2$.

Подсчитаем для примера, какую мощность можно передать при помощи сцепления, представленного на фиг. 177.

Большие пробки дисков b имеют здесь диаметр $5/8'' = 15,9 \text{ мм}$; значит площадь каждой из них равна 2 см^2 ; малые пробки: диаметр $1/2'' = 12,7 \text{ мм}$, площадь — $1,25 \text{ см}^2$. Всех пробок — по 23 того и другого размера. Общая их площадь: $2 \cdot 23 + 1,25 \cdot 23 = 75 \text{ см}^2$.

Давление пружины $P = 75 \cdot 0,7 = 52,5 \text{ кг}$.

Средний радиус диска $r = 115 \text{ мм}$.

Вращающий момент, передаваемый одной парой трущихся поверхностей: $m = P \cdot r \cdot \mu = 52,5 \cdot 0,115 \cdot 0,3 = 1,8 \text{ кг-м}$. Так как в данном случае четыре пары трущихся поверхностей, то общий вращающий момент, передаваемый ими:

$$M = 1,8 \times 4 = 7,2 \text{ кг-м.}$$

Зависимость между вращающим моментом, числом оборотов (n) и мощностью (N) выражается формулой:

$$N = \frac{M \cdot n}{716,2}$$

Следовательно, например, при 1000 об/мин. муфта может передать:

$$N = \frac{7,2 \cdot 1000}{716,2} = 10 \text{ ЛС,}$$

При 1500 об/мин:

$$N = \frac{7,2 \cdot 1500}{716,2} = 15 \text{ ЛС}$$

и т. д.

Необходимо иметь в виду, что двигатель делает больше оборотов чем шестерня 2 в зависимости от отношения чисел зубцов шестерен. Например, если шестерня 2 имеет 42 зубца, а ведущая шестеренка на двигателе 21 зубец, то отношение их равно 2 : 1 и, следовательно, двигатель будет делать вдвое больше оборотов, чем муфта сцепления, т. е. соответственно взятым выше числам — 2000 и 3000 об/мин.

Зная характеристику двигателя, легко судить, таким образом, достаточно ли для него данная муфта или нет.

§ 79. Применение сцепления при перемене передач.

Наличие механизма сцепления дает возможность плавно трогаться с места и легко переключать передачи на ходу. Чтобы тронуться с места, выключают сцепление, включают низшую передачу и постепенно отпускают рычаг или педаль сцепления, одновременно увеличивая открытие дроссельного клапана карбюратора.

Как только машина приобрела некоторый разгон, включают вторую, затем — третью передачу.

В нормальных условиях, езда должна всегда происходить на высшей возможной при данных условиях передаче.

Если нагрузка почему-либо оказывается чрезмерной для двигателя (что может, например, случиться на подъеме или при замедлении хода и выражается в том, что двигатель начинает стучать и дергать), то надо облегчить ему работу, т. е. временно включить 2-ю, а если понадобится, то и 1-ю скорость.

Каждый раз при перемене скоростей сцепление должно быть выключено. Рекомендуется, кроме того, приподнимать на мгновение выпускной клапан в момент перестановки рычага скоростей.

На некоторых мотоциклах устраиваются иногда особые предохранители, делающие невозможной перемену передач без выключения сцепления. Мера эта не лишена практического смысла.

Как при переходе с низшей передачи на высшую надо давать машине предварительный разгон, так и обратно, при переходе с высшей передачи на низшую, надо несколько замедлять ход, если только он не замедлился сам собою.

Включение более низкой передачи при большой скорости движения равносильно резкому торможению.

Иногда при увеличении нагрузки, вместо того, чтобы переменить передачу на более низкую, облегчают работу двигателя тем, что слегка отжимают сцепление и дают, таким образом, пробуксовывать дискам. Конечно, такой метод использования сцепления для несвойственной ему цели нельзя рекомендовать, так как при его применении диски быстро изнашиваются.

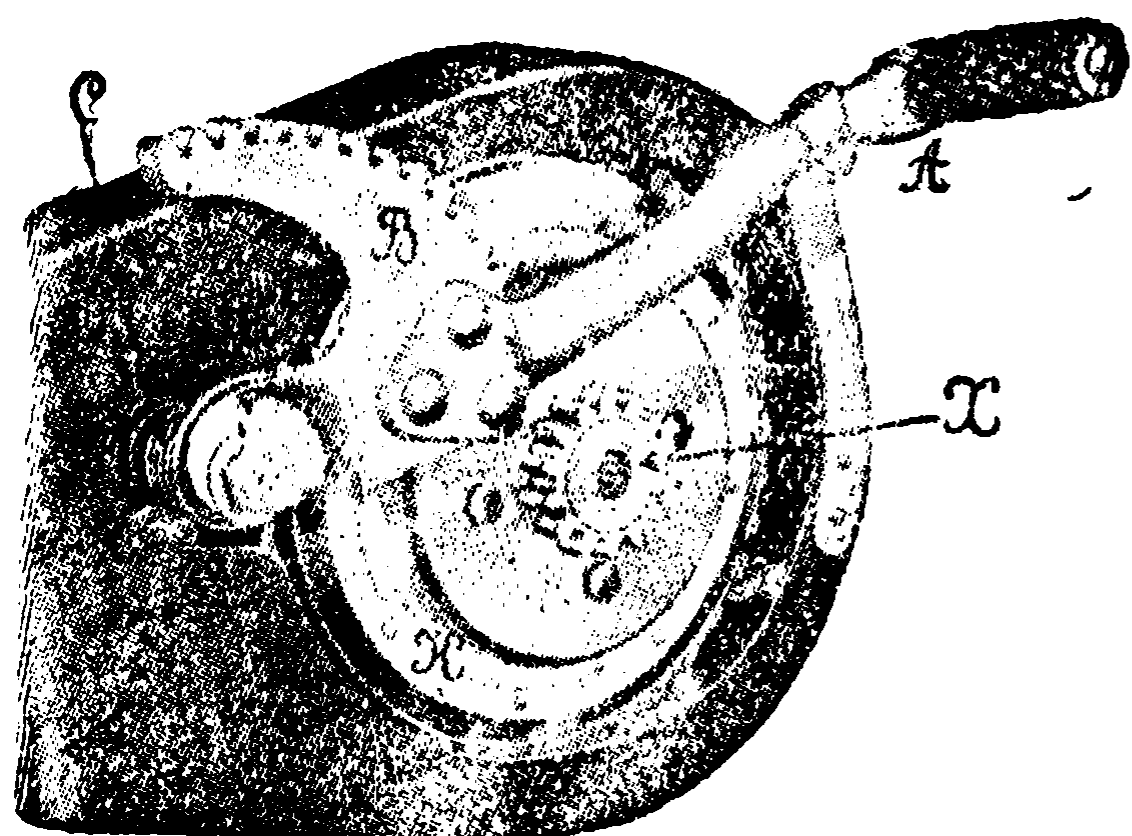
ГЛАВА XII.

ПУСКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ.

§ 80. Стартер. Декомпрессоры.

Для пуска двигателя в ход необходимо дать ему несколько первых оборотов. Для этого применяется особый механизм — „стартер“, — действующий через вал коробки скоростей.

Стартер (фиг. 179) состоит из педального рычага *A*, снабженного зубчатым сектором *B*.



Фиг. 179. Стартер.

При нажимании ногой на рычаг, зубчатый сектор поворачивается вместе с ним и вращает храповую шестеренку *X*. Последняя свободно надета на главном или передаточном валке коробки скоростей и устроена так, что сцепляется с ним косыми зубцами только при вращении ее в определенном направлении.

Когда же вал вращается самостоятельно, в том же направлении, зубцы шестеренки выходят из зацепления с валом.

Возвращение рычага *A* на место производится спиральной пружиной, надетой на его ось.

Недостаток этой конструкции заключается в том, что сектор нередко заскакивает дальше, чем следует, вследствие чего рычаг *A* не возвращается на место; иногда же зуб сектора попадает на зуб шестеренки, что не дает возможности повернуть рычаг стартера.

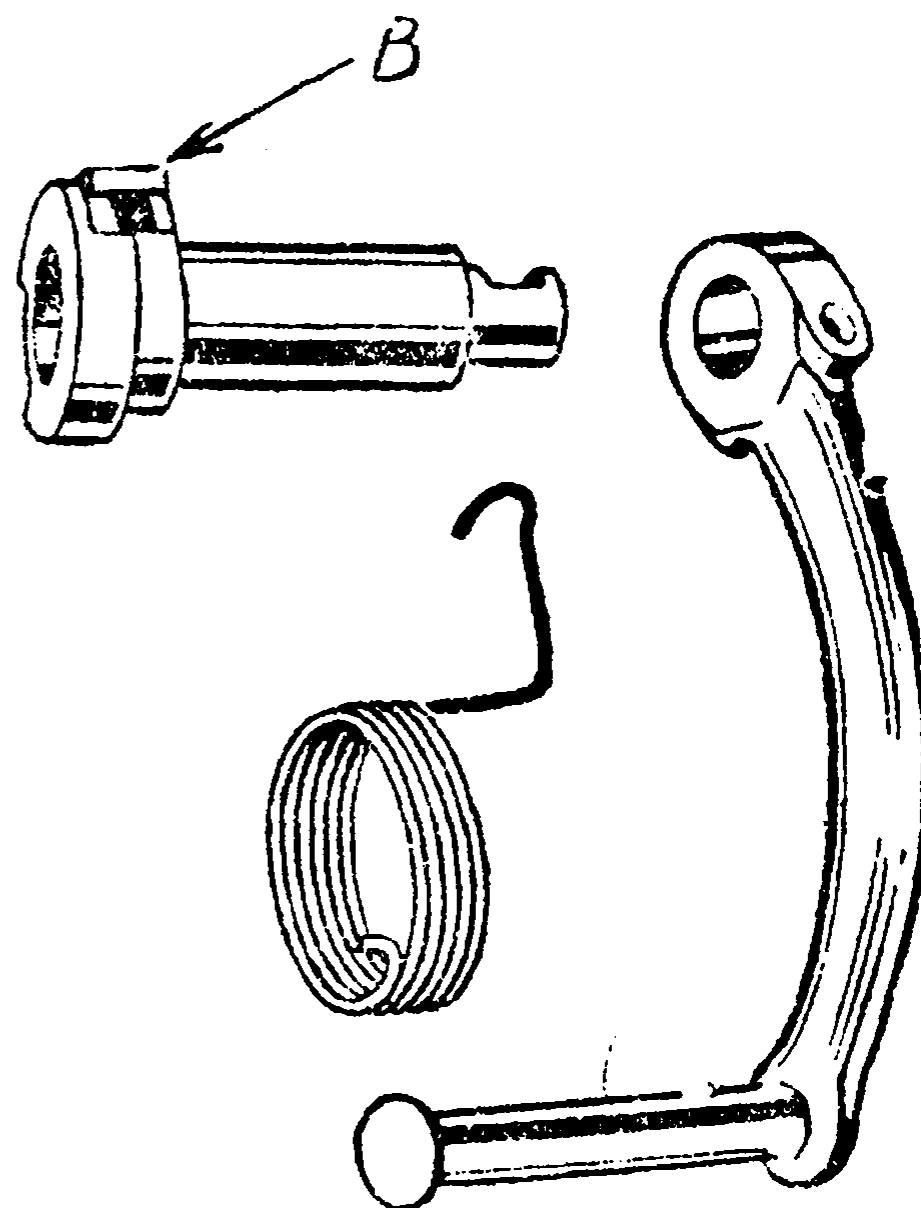
Поэтому, в настоящее время предпочитают заменять зубчатый сектор собачкой *B* (см. фиг. 180), которая сцеп-

ляется с косыми зубцами, вырезанными на внутренней стороне обода одной из шестеренок коробки скоростей.

Например, на фиг. 170 для этой цели служит шестерня 5.

Кроме стартера, для пуска в ход нужно еще одно приспособление, которое позволяло бы уменьшать сжатие в цилиндре во время вращения вала двигателя стартером, так как иначе было бы трудно развернуть вал достаточно энергично. Это приспособление называется „декомпрессором“. У четырехтактных мотоциклов оно состоит из рычажка, которым приподнимают выпускной клапан двигателя и держат его открытым во время сжимающего хода.

Такой рычажок виден, например, на фиг. 62, стр. 111, где он обозначен буквой Л. Если повернуть этот рычажок при помощи какого-либо троса, то, очевидно, он приподнимет подъемник клапана Н, а вместе с ним и самый клапан.



Фиг. 180. Детали стартера.

У двухтактных мотоциклов декомпрессором служит небольшой клапан, помещаемый в головке цилиндра (см. фиг. 8 — 10, стр. 26 — 28). Клапан этот во время работы двигателя закрыт и не принимает в ней никакого участия. Он служит только для уменьшения сжатия при пуске в ход или для остановки двигателя.

Трос, которым приводится в действие декомпрессор, проводят к левой ручке руля и прикрепляют там к специальному рычажку (см. фиг. 96, рычаг е).

При пуске в ход поднимают декомпрессор и сильно нажимают ногой на педаль стартера; когда педаль пройдет, приблизительно, половину своего хода, — отпускают рычаг декомпрессора. Исправный двигатель должен при этом завестись.

Пуск в ход может быть произведен и без стартера, с разбега. Для этого включают 1-ю или 2-ю передачу, поднимают декомпрессор, и, пробежав с машиной несколько шагов, отпускают декомпрессор; если двигатель запустился,

вскакивают в седло и продолжают езду или удерживают машину за руль, выключив сцепление.

Иногда декомпрессор устраивается таким образом, что он механически приподнимает выпускной клапан в течение части сжимающего хода, так что нет надобности обращаться к услугам подъемного рычага *e* (фиг. 96). В таком случае декомпрессор вводится в действие либо особым рычажком на руле, либо специальной педалью, либо, наконец, какой либо рукояткой, расположенной на самом картере двигателя. В общем, приспособление это встречается сравнительно редко, ибо особой надобности в нем нет.

ЧАСТЬ III.

ШАССИ МОТОЦИКЛА.

285

ГЛАВА XIII.

РАМЫ.

§ 81. Трубочатые рамы.

Конструкция мотоциклетной рамы долгое время развивалась и совершенствовалась не столько на основании каких-либо теоретических соображений, известных из строительной механики, сколько под давлением практической необходимости и указаний, которые давал непосредственный опыт.

Первоначальным прототипом мотоциклетной рамы послужила рама велосипеда, в которую постепенно стали вводить изменения, вызывавшиеся необходимостью помещения двигателя, коробки скоростей и пр., необходимостью создать более удобное и безопасное положение для ездока или, наконец, требованиями прочности. В последнем отношении применялось, главным образом, практическое правило: усиливать ту часть, которая ломается, до тех пор, пока она не перестанет ломаться.

Признаки всей этой эволюции можно проследить по фиг. 181, на которой изображен тип рамы, наиболее распространенный лет десять тому назад и сохранившийся еще и до настоящего времени.

Опыт показал, что для удобства езды необходимо значительно понизить положение седла, сравнительно с велосипедом, чтобы в случае надобности можно было, не сходя с машины, поставить ноги на землю. Расстояние седла от земли составляет теперь у мотоциклов от 63 до 70 см. Чтобы удовлетворить этому требованию, изогнули верхнюю трубу 1 книзу. Тогда она стала ломаться. Пришлось ее усилить второй горизонтальной трубой 2. Для помещения

двигателя оказалось необходимым раздвинуть трубы 3 и 4, поместив вместо велосипедного „средника“ картер двигателя. Существует, впрочем, и другая конструкция, при которой трубы 3 и 4 делаются из одного куска и образуют дугу, охватывающую картер мотора снизу.

Для помещения коробки скоростей пришлось добавить площадку 9, придав ей совершенно случайную форму. Трубки задней вилки 5 нередко изгибались самым причуд-

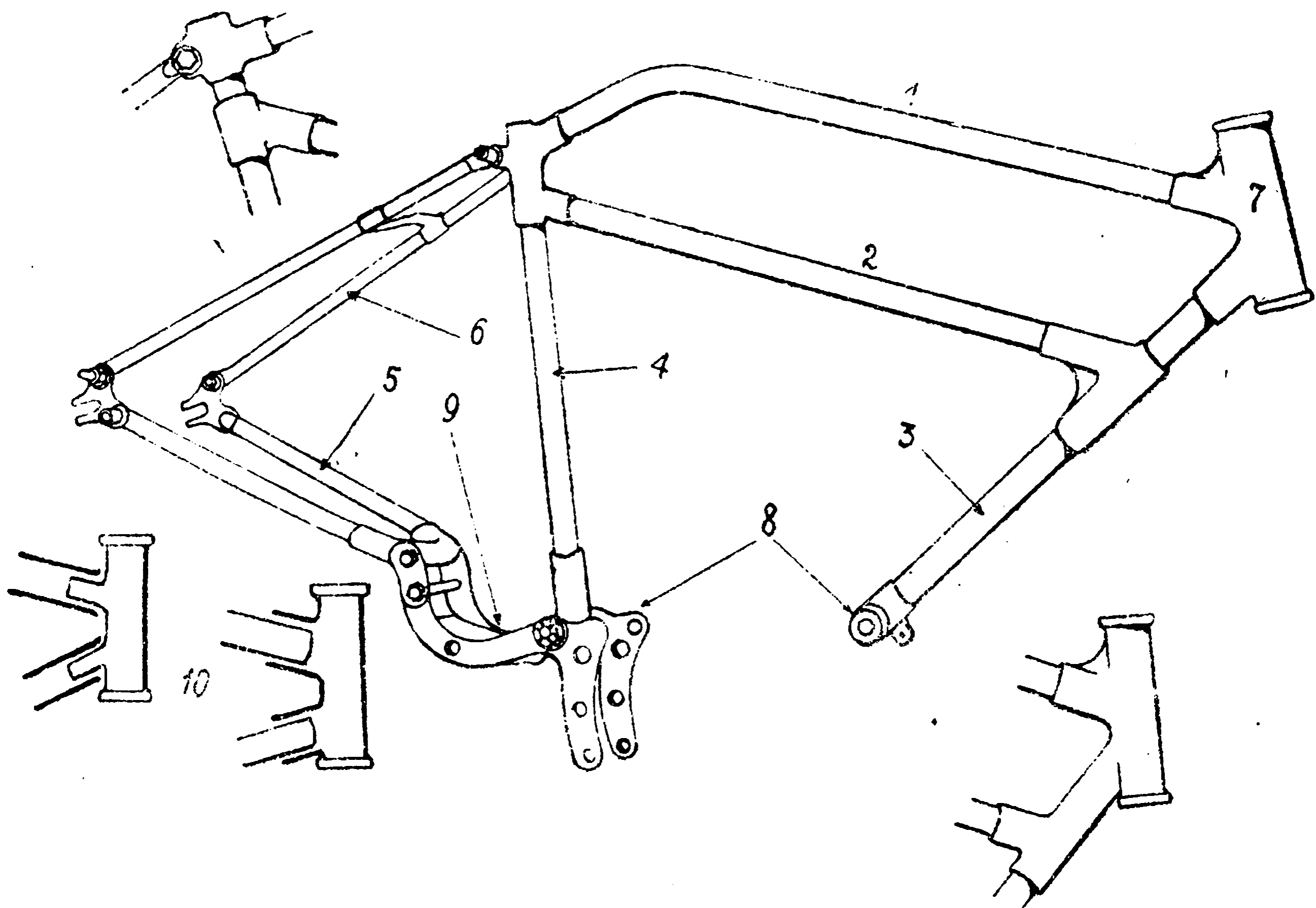


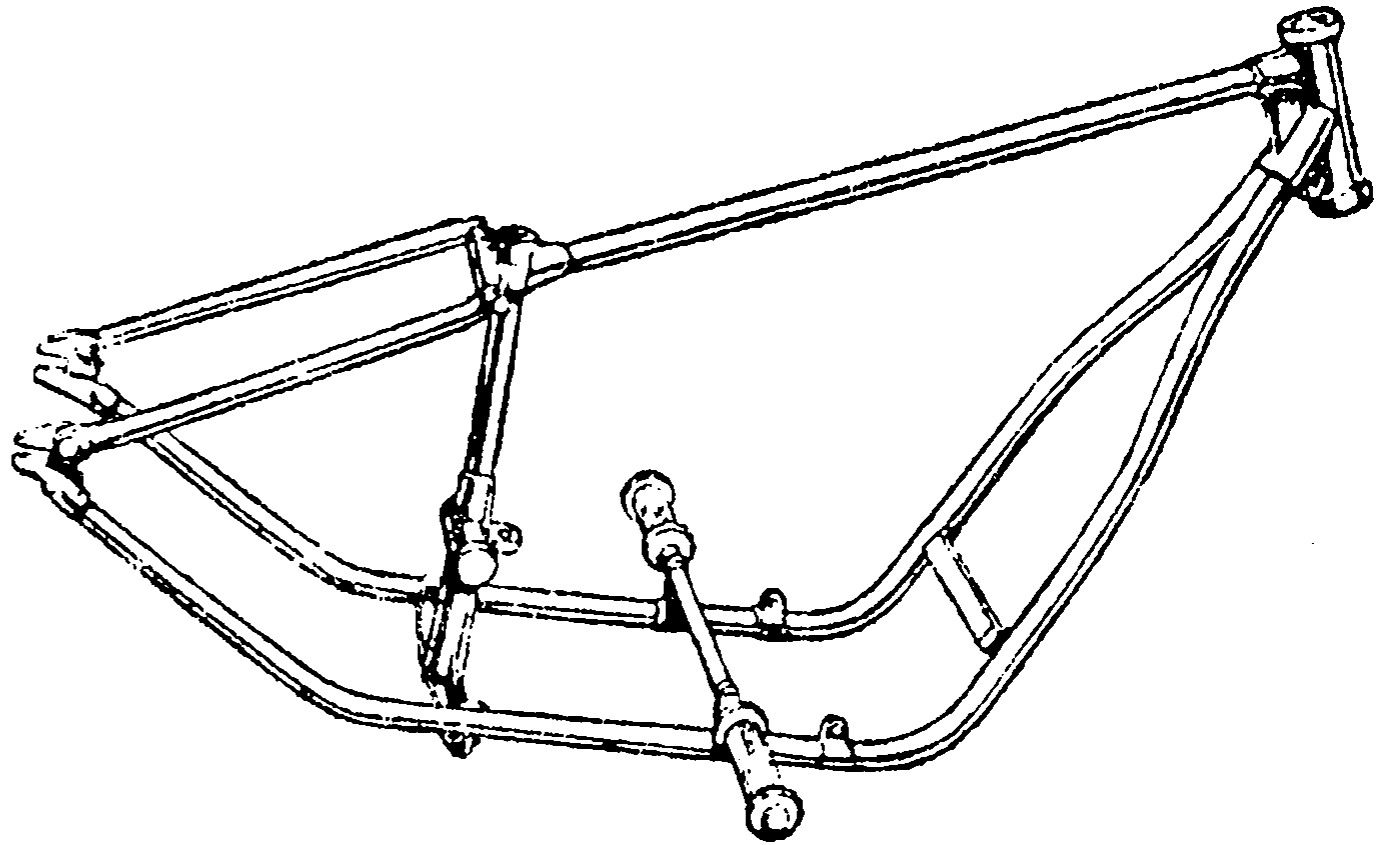
Fig. 181. 1 и 2 — верхняя и нижняя горизонтальные трубы; 3 — передняя труба; 4 — подседельная труба; 5 — задняя вилка; 6 — раскосы задней вилки; 7 — рулевая колонка; 8 — лапы для прикрепления картера двигателя; 9 — салазки для прикрепления коробки скоростей; 10 — два типа соединений труб.

ливым образом, чтобы дать место для ременного или цепного привода, и т. д.

Нетрудно видеть, что в такой конструкции не соблюдено самое элементарное требование строительной механики, заключающееся в том, что отдельные стержни фермы должны работать на растяжение или на сжатие, но не на изгиб, а прочность узловых соединений должна быть обусловлена самим расположением стержней, а не толщиной материала. Чтобы удовлетворить этим требованиям, отдельные элементы

фермы должны соединяться в виде треугольников, а сами стержни должны быть прямыми.

Прочность рамы, изображенной на фиг. 181, напротив, основана только на крепости самого материала. Чтобы достичь в этом отношении удовлетворительных результатов, приходилось доводить диаметр главных труб до $1\frac{1}{4}$ — $1\frac{1}{2}$ " (32 — 38 мм) и соединять их массивными муфтами, которые, собственно, одни только и обеспечивали неизменяемость формы рамы.

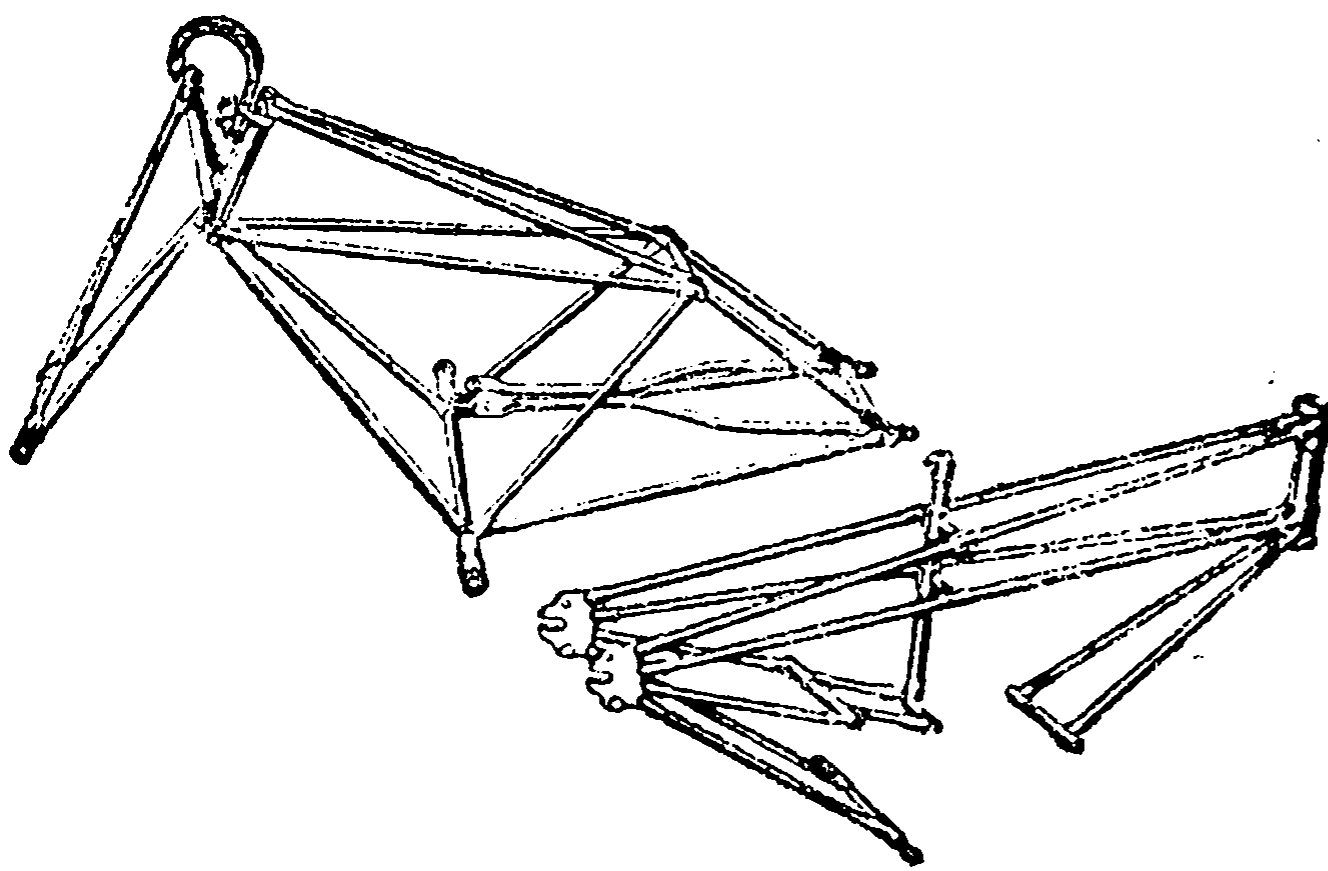


Фиг. 182. Рама „дуплекс“.

Однако, если таким путем и удавалось достичь достаточной прочности рамы в отношении вертикальной нагрузки или усилий, направленных вдоль оси рамы, то боковая устойчивость рамы, способность ее сопротивляться скручивающим усилиям, вызываемым раскачиваниями передней вилки или прицепной коляски, — оставляли все-таки желать многого.

Первым шагом вперед в этом направлении было разделение передней трубы, как показано на фиг. 182.

Такие рамы — „дуплекс“ оказались значительно долговечнее, в особенности в случае применения прицепной коляски, которая довольно быстро искривляла рамы обычного типа.



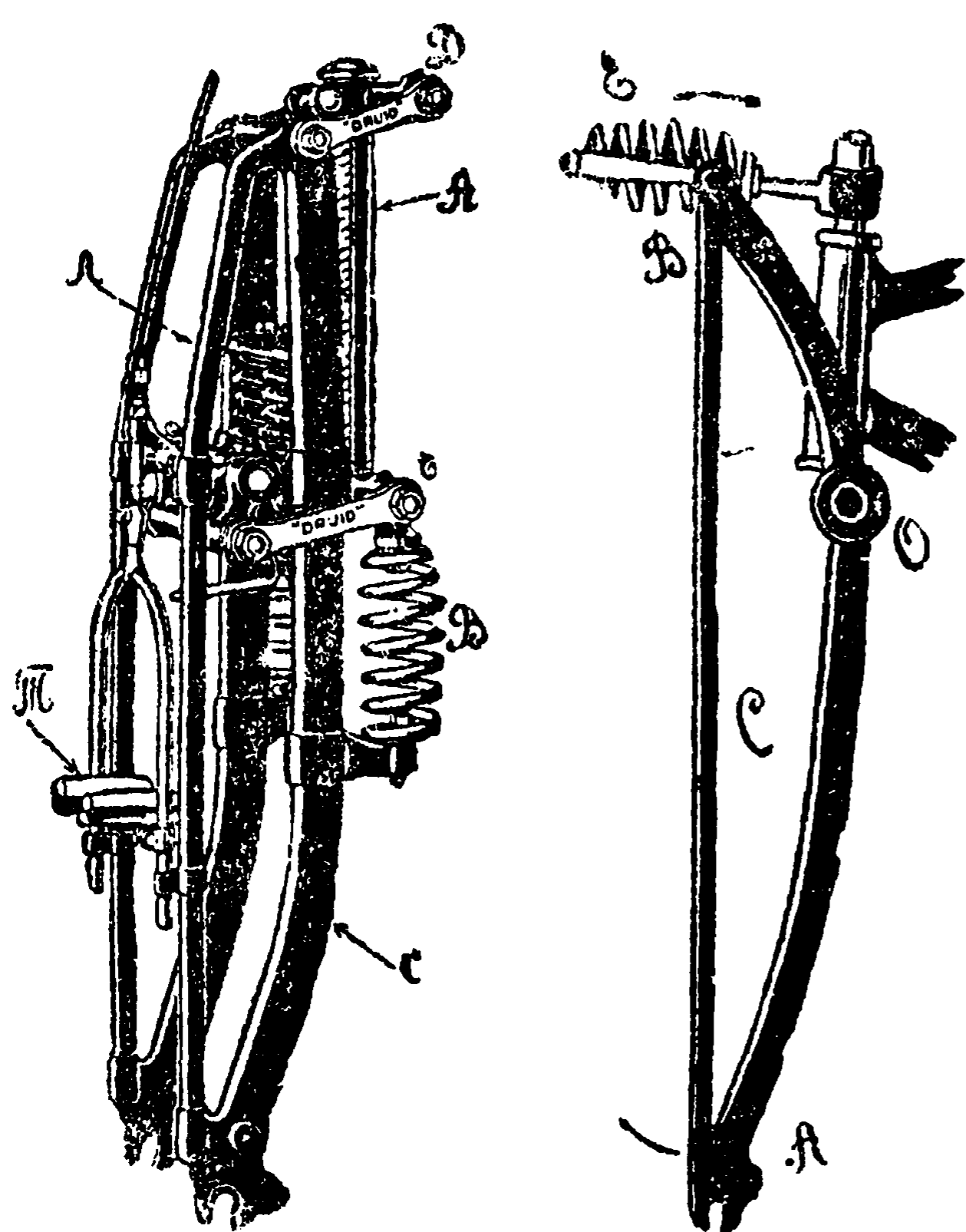
Фиг. 183. Рама „треугольной“ конструкции.

Дальнейшее усовершенствование формы рамы привело к конструкциям, не имеющим уже почти ничего общего с первоначальным прототипом и специально приспособленным к требованиям мотоцикла.

Два примера таких рам воспроизведены на фиг. 183.

Современные тенденции постройки рамы выражены в них довольно ярко. Прежде всего мы видим здесь что

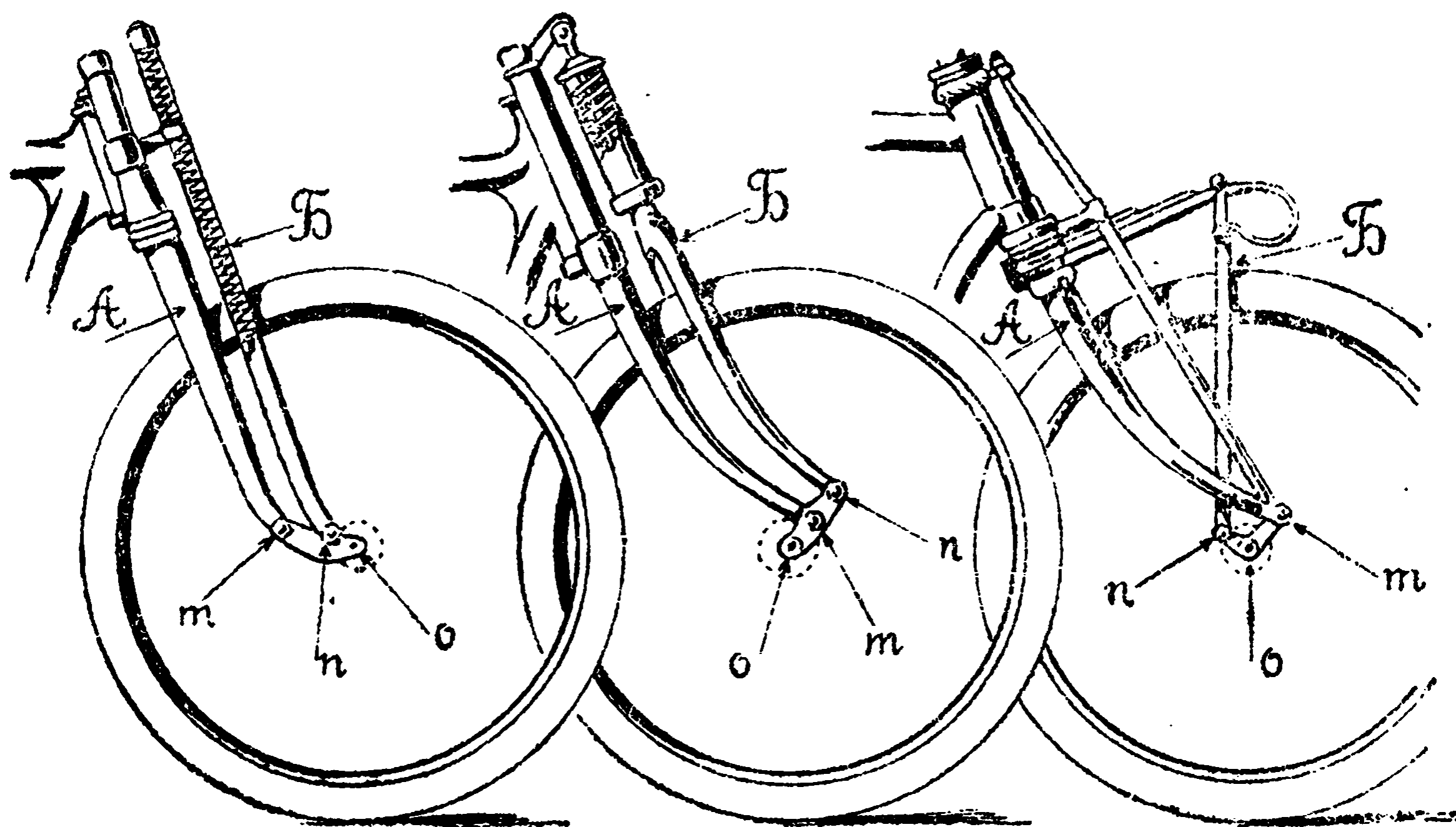
Л и В. При ударе колеса о неровности дороги вся пружинная часть вилки *С* подбрасывается кверху, при чем пружины сжимаются и смягчают удар.



На фиг. 189, слева, представлен другой, мало распространенный теперь тип передней вилки. Здесь часть вилки, опирающаяся на колесо, описывает колебательные движения вокруг точки *O*, в которой она шарнирно соединена с головкой. Эти колебательные движения поглощаются пружиной *E*, расположенной горизонтально. Тот же принцип можно видеть на фиг. 183 с той лишь разницей, что пружина заменена здесь листовой рес-

Фиг. 189. Вилки „Друид“ и „Триумф“ сорой.

Те же две главные части вилки — соединенная с рамой (*A*) и с колесом (*B*) — ясно видны и на фиг. 190.

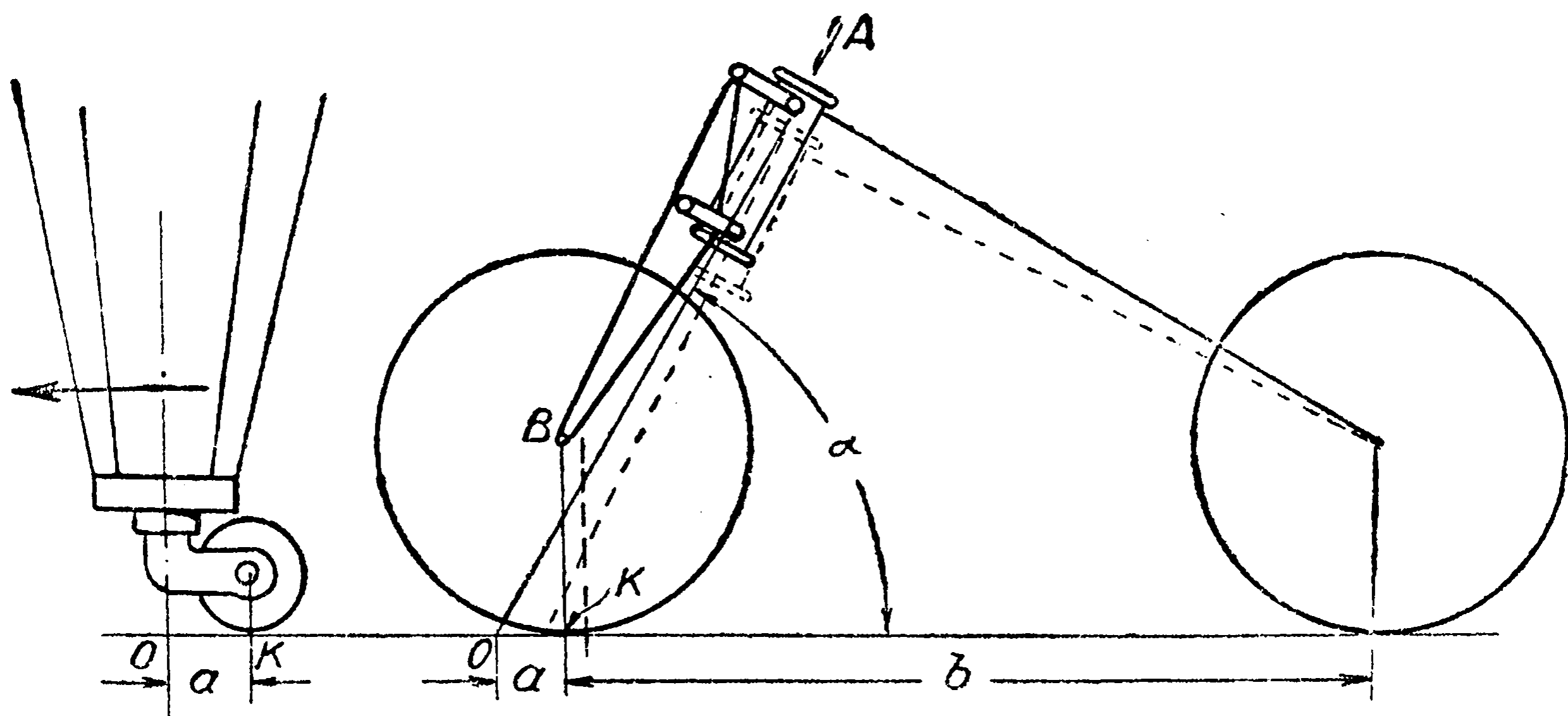


Фиг. 190. Вилки американского типа.

Жесткая вилка *A* связана с подвижной при помощи качающихся сереежек, помещенных на нижнем ее конце,

причем ось колеса (O) может быть расположена одним из 3-х показанных на чертеже способов, т. е. впереди точек m и n , позади их или между ними. В первом случае вилка толкает колесо перед собой, во втором и третьем способе — тянет.

Вследствие наклонного расположения передней вилки, точка касания колеса с землей обыкновенно приходится позади рулевой оси AO , вокруг которой происходит поворачивание вилки (см. фиг. 191). Величина угла α заключается в пределах от 58° до 70° . Величина OK , которую будем называть „вылетом“ колеса, составляет в среднем 5 — 6 см, но в зависимости от намерений конструктора может быть и гораздо меньше, доходя даже до нуля. Величина вылета



Фиг. 191. a — вылет; b — база.

имеет большое значение для устойчивости управления, так как благодаря наличию вылета колесо стремится сохранять прямолинейное движение, а при случайных отклонениях от него автоматически выпрямляется. На этом явлении основано устройство общеизвестного приспособления для перекатывания тяжелой мебели, которое показано на той же фиг. 191 и состоит из ролика, помещенного на изогнутом шкворне так, что ось вращения шкворня и точка касания ролика с землей K не совпадают. При движении по направлению стрелки ролик, как известно, автоматически занимает положение, показанное на фиг. 191, и стремится сохранить его.

Вывести его из этого положения довольно трудно. То же самое происходит и с передним колесом мотоцикла. При

в основу конструкции положен принцип „триангуляции“: общая форма рамы как в плане, так и в боковом виде представляет собой сочетание треугольников. Отдельные трубы рамы прямые. Надобность в массивных соединительных муфтах отпадает, и они могут быть даже заменены простыми болтами, как мы это видим на примере рамы, показанной сверху: эта рама собрана без применения пайки и легко разбирается на отдельные части. Диаметры труб без всякого ущерба для прочности значительно уменьшены. В обеих конструкциях достойно внимания специальное усиление задней вилки, которая у мотоцикла всегда нагружена сильнее остальных частей рамы не только весом ездока, но и натяжением цепи, вызывающим одно из самых больших напряжений в трубах рамы. Вполне целесообразно поэтому введение в конструкцию дополнительных распорок.

Кроме высоты седла, о котором было уже упомянуто выше, — другим, характеризующим раму размером является длина ее, от которой зависит расстояние между осями колес, или так называемая „база“ мотоцикла. С точки зрения поворотливости машины, т. е. способности ее брать закругления наименьшего радиуса, желательно, чтобы „база“ была возможно короче. В этом отношении средней нормой можно считать 150 см. У „коротких“ мотоциклов база составляет 135 — 140 см; у „длинных“, наименее поворотливых — до 160 см.

Одно из важных практических требований, которому должно удовлетворять устройство рамы, в особенности для наших дорожных условий, заключается в том, чтобы между низшей точкой машины (обычно — картером двигателя) и уровнем почвы оставался просвет не менее 125 мм, желательно даже около 150 мм.

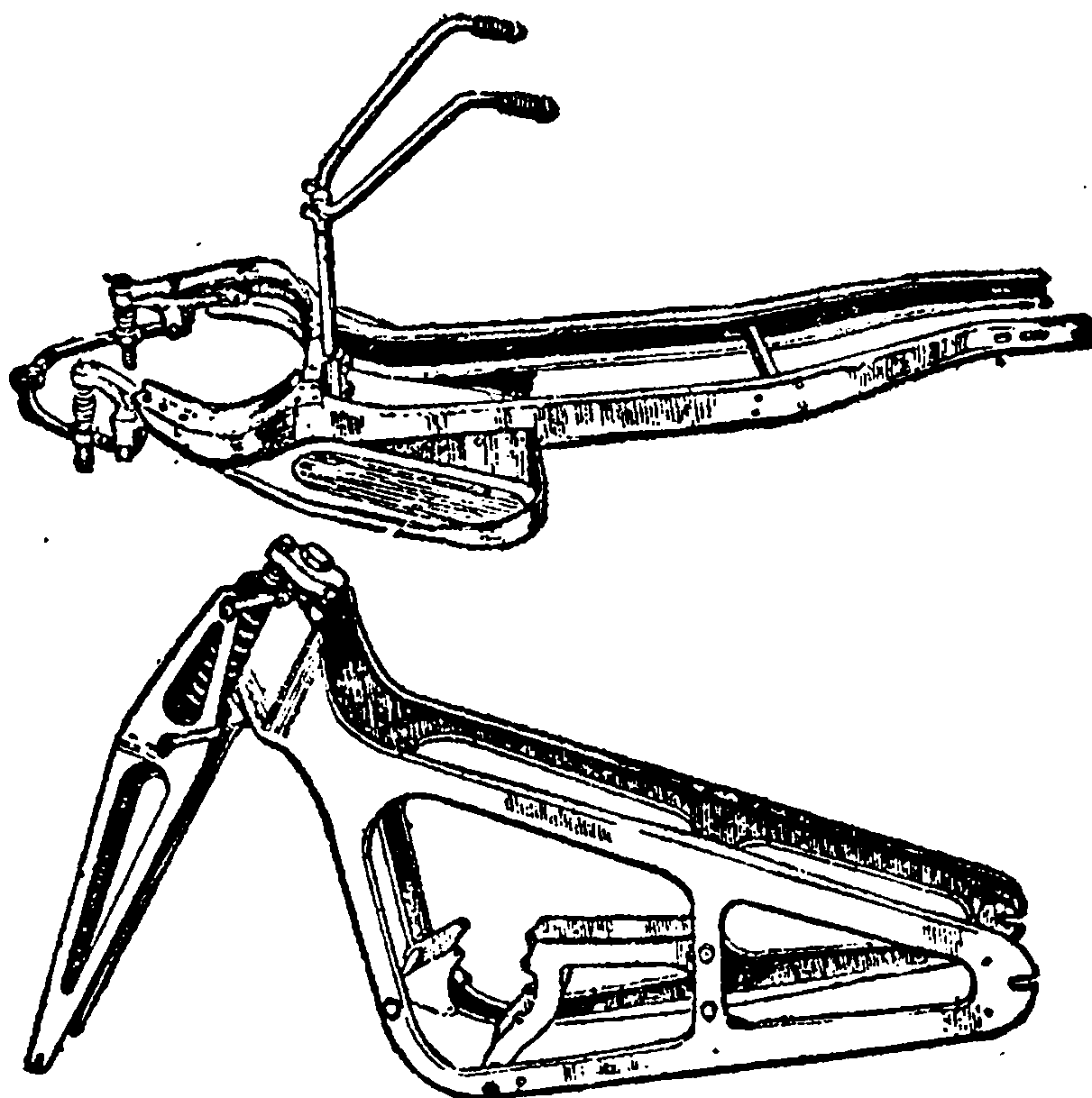
Требование это вполне осуществимо, как показывают, например, некоторые модели „Нортон“, у которых расстояние между низшей точкой картера и почвой достигает до 165 мм.

Однако, в большинстве случаев, мотоциклы, рассчитанные на прекрасное состояние европейских дорог, не удовлетворяют этому требованию.

§ 82. Штампованные рамы из листового материала.

Другая современная тенденция постройки рам состоит в применении для них вместо стальных труб, листового материала: стали или дуралюминия.

Основания для такой реформы заключаются не столько в увеличении прочности, как это обычно полагают (так как едва ли правильно построенная трубчатая рама будет слабее штампованной, такого же веса), сколько в условиях массового производства. Изготовление трубчатых рам, требующих большого количества пайки, не может быть значительно механизировано. Процесс выгибания труб представляет собою довольно сложную и кропотливую операцию. Многочисленные соединительные муфты, представляющие собою отливки из ковкого чугуна, а в некоторых случаях — стальные поковки, — требуют до сборки рамы механической обработки.



Все это приводит к тому, что трубчатая рама является самой дорогой частью машины, составляя не менее одной трети общей стоимости мотоцикла, а иногда и больше.

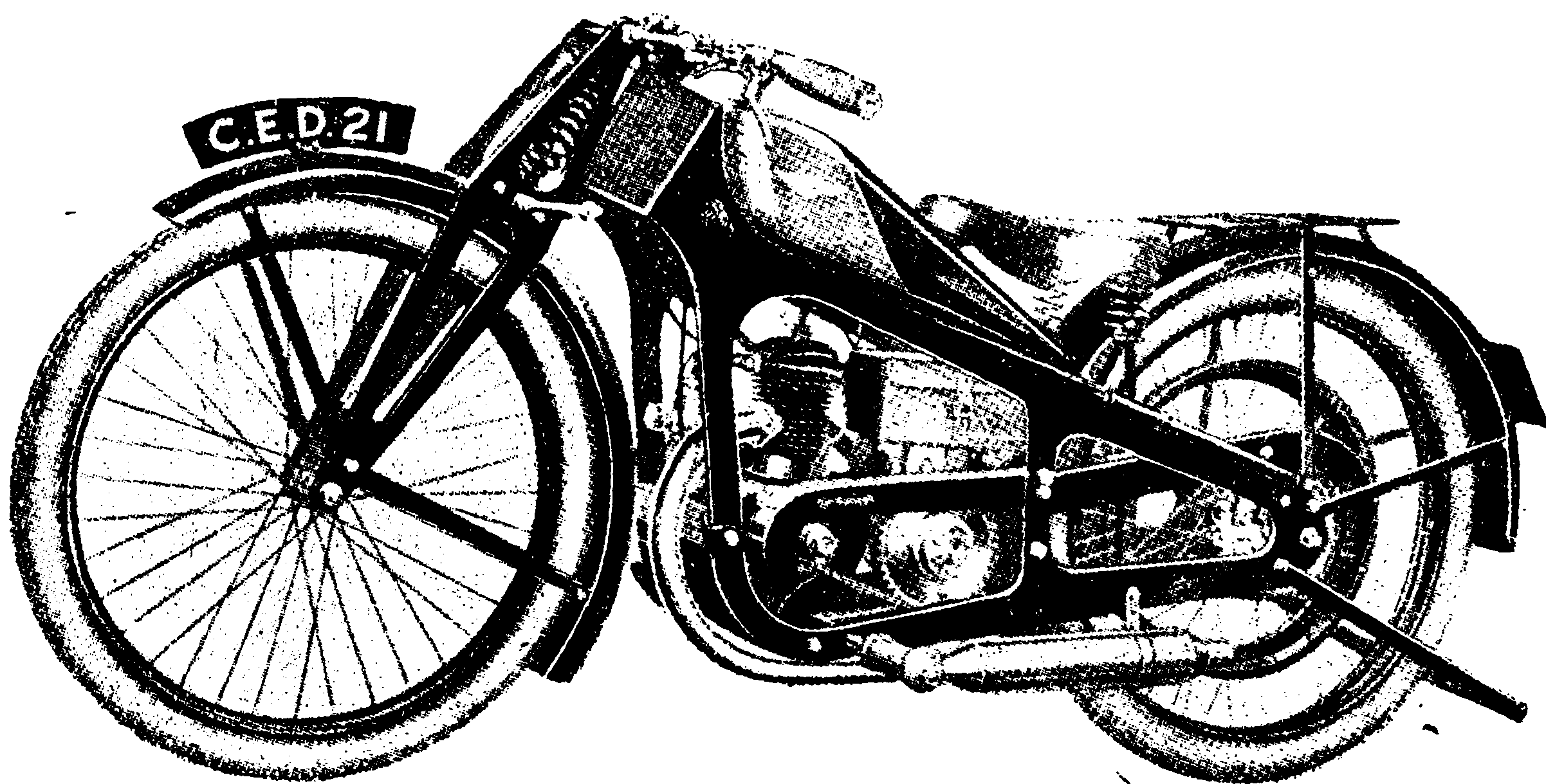
Поэтому, штампованные рамы при массовом производстве значительно дешевле, так как первоначальные крупные затраты на изготовление штампов — в дальнейшем быстро окупаются.

На фиг. 184 представлены два типа штампованных рам. Первая из них имеет за собою уже изрядную давность и применяется в течение ряда лет на мотоциклах „Нир-эйкар“. В данном случае сохранены характерные черты автомобильной рамы: основание рамы составляют два горизонтальных стальных швеллера; двигатель и сидение для седока расположены сверху, над рамой; поворот переднего колеса, связящего на шаровом шарнире, производится

продольной рулевой тягой. Вторая рама, выпущенная в 1927 году заводом „Ковентри“, выдержана в стиле обычных мотоциклетных рам. Она состоит из двух одинаковых боковин, штампованных из листовой стали и сваренных в передней части; здесь же вставлены два угольника, поддерживающие подшипники рулевой колонки. Весь двигатель и все части передачи помещаются внутри рамы, как показано на фиг. 185.

Внешний вид мотоцикла, как это видно из того же рисунка, несколько не хуже, чем при трубчатой раме.

Такая машина, снабженная двухтактным двигателем „Вильерс“ и двухскоростной коробкой передач, стоила



Фиг. 185. Мотоцикл со штампованной рамой.

в Англии в 1928 г. — 25 фунтов стерлингов (около 250 руб). с рассрочкой платежа на 10 месяцев, что можно считать вполне доступным широким массам трудящихся.

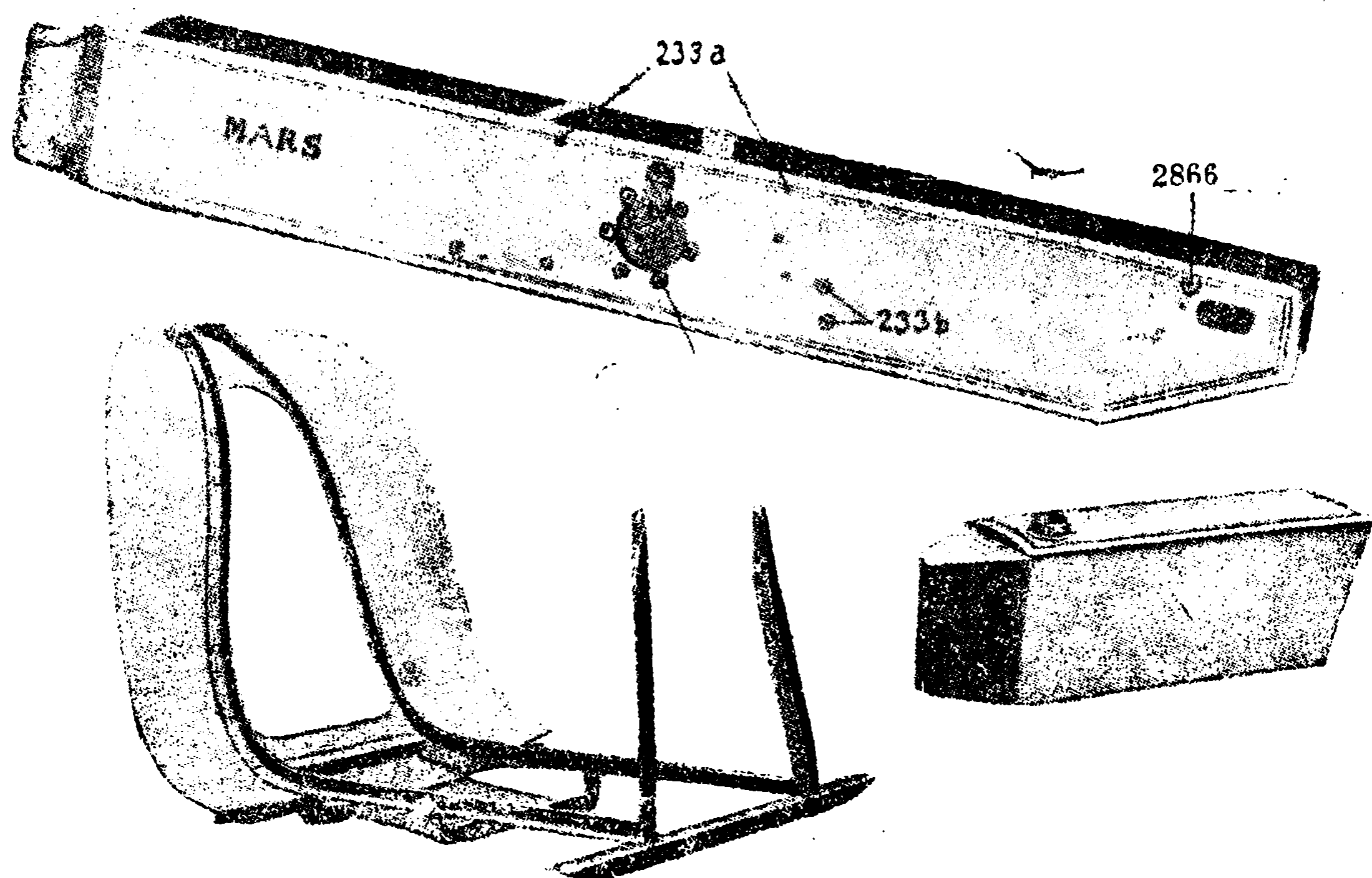
Штамповка рам из целого листа по типу „Ковентри“ с производственной точки зрения обладает тем неудобством, что сопряжена с получением большого количества обрезков и требует довольно сложного прессового оборудования. Более экономное использование материала получается в том случае, если штамповать отдельные элементы рамы по частям и затем соединять их болтами или заклепками, как это делает известный немецкий завод D. K. W. (Этот тип рамы принят к производству и у нас в СССР).

Подобная же составная конструкция штампованной

рамы, применяемая немецким заводом „Марс“, показана на фиг. 186.

Рама предназначается для мотоциклов тяжелого типа, снабженных горизонтальным двухцилиндровым двигателем.

Основную часть рамы составляют две наклонных балки корытного профиля, высотой 170 мм, штампованных из стали, толщиной в 3 мм. Длина балок от центра рулевой колонки до концов — 1366 мм. Передний конец рамы опирается на подшипник передней вилки, а задний — на ось заднего колеса. Снизу к основным балкам прикрепляется площадка из уголкового стали для подвески двигателя,

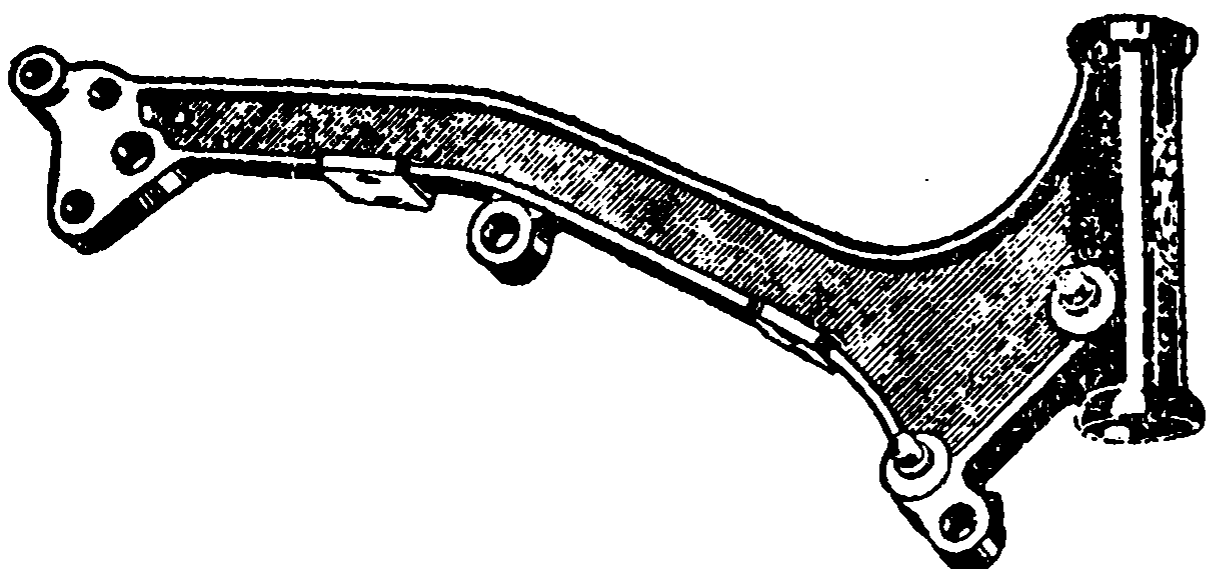


Фиг. 186. Рама из листовой стали.

щитков, подножек и пр. Коробка скоростей помещена в пространстве между основными балками, которые одновременно служат и кожухами для цепей. Бензиновый бак также вставляется в промежуток между главными балками рамы, где он вполне защищен от повреждений.

Компромиссное решение задачи дано заводом В. S. А. для своих мотоциклов выпуска 1930 г. Верхняя основная часть рамы вместе с рулевой головкой представляет здесь стальную поковку двутаврового профиля, показанную на фиг. 186-а. Остальные части рамы сделаны из трубок и

соединяются с верхней балкой и между собой при помощи болтов. Таким образом и в этом случае удастся избежать пайки и уменьшить стоимость рамы.



Фиг. 186-а.

Вес мотоциклов с подобными рамами не превышает нормального, как это видно из следующих примеров: мотоцикл „Ковентри“ легкого типа весит 75 кг; немецкий мотоцикл „Неандер“ среднего типа, 500 см³—125 кг; немецкий мотоцикл тяжелого типа МА, 1000 см³—155 кг.

При изготовлении таких рам не из стали, а из дуралюминия, вес этот может быть еще более уменьшен.

§ 83. Рессорные рамы.

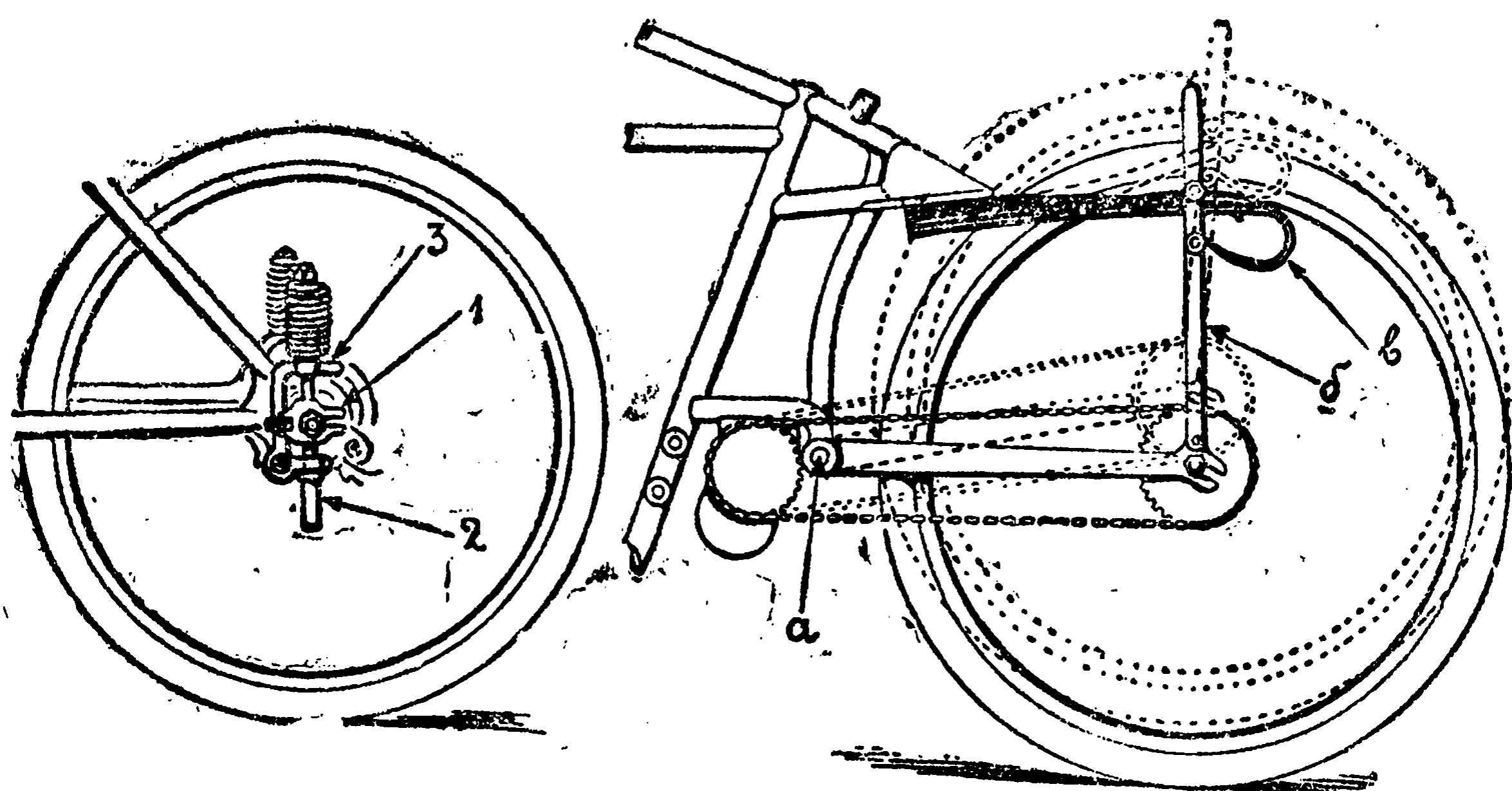
Несколько лет тому назад в мотоциклетном деле проявлялся исключительный интерес к рессорным рамам, т. е. такому устройству их, при котором не только переднее колесо, но и заднее соединялось с рамой посредством каких-либо пружин или рессор. Правда, большого распространения такие конструкции никогда не имели, но для изобретательности техников они давали широкий простор, и буквально чуть не каждый день опубликовывались новые патенты на рессорные рамы. Многие из них так и не дождались осуществления, но и то, что было выполнено, представляет собою весьма большое разнообразие, — верный признак того, что конструктивная задача не поддается удовлетворительному разрешению.

Чтобы дать понятие о подобных конструкциях, на фиг. 187 воспроизводим два типа рессорных рам, применявшихся на американских мотоциклах „Поп“ и „Индиан“.

В первом случае для амортизации заднего колеса применены спиральные пружины. Ось колеса закреплена здесь не прямо в проушинах задней вилки, а в особых хомутках, 1, неподвижно сидящих на вертикальных стержнях 2. Последние могут скользить вверх и вниз в направляющих вилках 3, прикрепленных к раме. Скольжение этих стерж-

жней, вызываемое вибрациями колеса, смягчается спиральными пружинами. Во второй конструкции использованы пластинчатые рессоры; здесь вся задняя вилка сделана подвижной относительно рамы и может качаться на подшипнике *a*. Колебания вилки и колеса поглощаются рессорами *b*, опирающимися на стойки *б*.

Не будем останавливаться на различных вариантах этих систем, так как в настоящее время они имеют, главным образом, исторический интерес: рессорные рамы теперь окончательно вышли из употребления, и даже завод „Индиан“, бывший пионером в их применении, отказался теперь, после многолетнего опыта, от этой конструкции.



Фиг. 187. Амортизация заднего колеса.

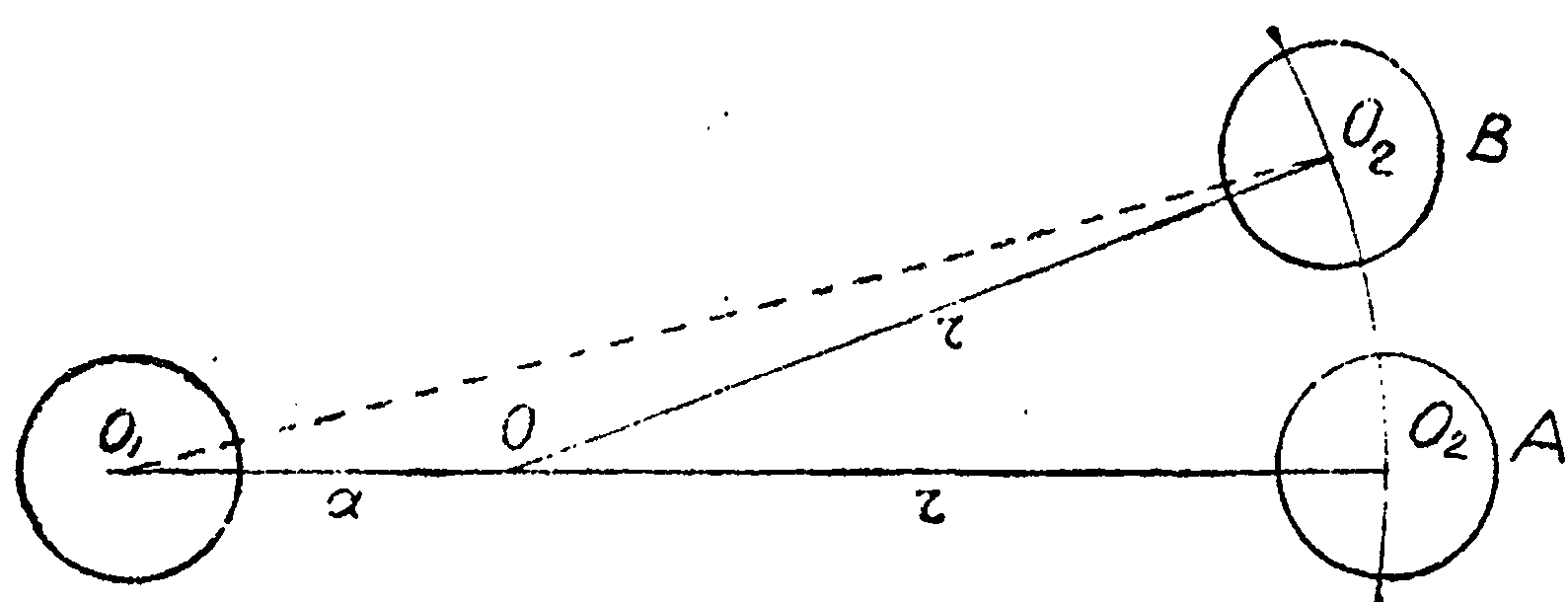
Почему рессорные рамы на мотоцикле не получили всеобщего признания и распространения, между тем как нельзя себе представить автомобиль, у которого колеса были бы жестко связаны с рамой?

Прежде всего потому, что для мотоциклов амортизация задних колес не является столь необходимой, как для автомобилей. Не забудем, что здесь сам ездок составляет значительную часть общего веса, иногда даже большую, чем вес самой машины. Этот живой вес „подрессорен“, во-первых, пружинным седлом, а, во-вторых, собственными ногами, которые опираются на подножки и являются естественными амортизаторами на плохой дороге. Вторая причина заключается в том, что мотоцикл движется только по одной колее, а потому неровности дороги сказываются только в

виде колебания концов рамы в вертикальной плоскости, что при правильном распределении веса и хорошей передней вилке не создает больших неудобств для ездока. Между тем, четырехколесный экипаж испытывает весьма сложные колебания, когда, например, одно из колес попадает в выбоину или наезжает на препятствие. Далее, какова бы ни была конструкция рессорной рамы, она всегда ослабляет прочность задней вилки и устойчивость заднего колеса. И, наконец, колебания задней вилки неизбежно вызывают непрерывные изменения натяжения цепи. Это

поясняется чертежом фиг. 188.

Так как центры ведущей цепной шестерни в коробке скоростей O_1 и шарнира O , вокруг которого происходит



Фиг. 188.

качание задней вилки, не совпадают, то при переходе шестерни заднего колеса из положения A в положение B , расстояние между центрами шестерен O_1O_2 уменьшается: если раньше оно равнялось $a + r$, то в положении B оно будет меньше $a + r$, так как каждая сторона треугольника всегда меньше суммы двух других сторон. Одновременно происходит еще и другое и более вредное явление: когда задняя шестерня вместе с колесом движется по дуге вверх, скорость вращения ее возрастает (ибо она поворачивается при этом на больший угол, чем при нормальном положении), а при движении ее вниз получается обратный эффект. Так как вал коробки скоростей продолжает при этом вращаться равномерно и не отзывается на такие мгновенные ускорения, то само колесо принуждено проскальзывать по поверхности дороги, а цепь получает при этом большие напряжения, все время меняющие свое направление.

Все эти причины и привели к отказу от рессорных рам, тем более, что за последние годы значительно улучшились конструкции сидел, а кроме того, появилось новое отличное средство для смягчения неровностей дороги в виде так называемых баллонных шин увеличенного профиля и с малым давлением воздуха (см. § 88).

Г Л А В А XIV.

ПЕРЕДНИЕ ВИЛКИ.

§ 84. Конструкция передних вилок.

Передняя вилка мотоцикла выполняет одновременно два назначения: она служит, во-первых, для поворачивания переднего колеса в вертикальной плоскости и, следовательно, для управления машиной и, во-вторых, для амортизации ударов переднего колеса о неровности дороги, так как одного смягчающего влияния шин недостаточно при тех больших скоростях и весе машины, какие свойственны мотоциклу.

На фиг. 189 и 190 схематически изображено несколько конструкций передних вилок.

Каково бы ни было устройство передней вилки, в ней всегда можно различить две основные части, связанные между собою какими-нибудь эластичными соединениями, т. е. спиральными пружинами или пластинчатыми рессорами.

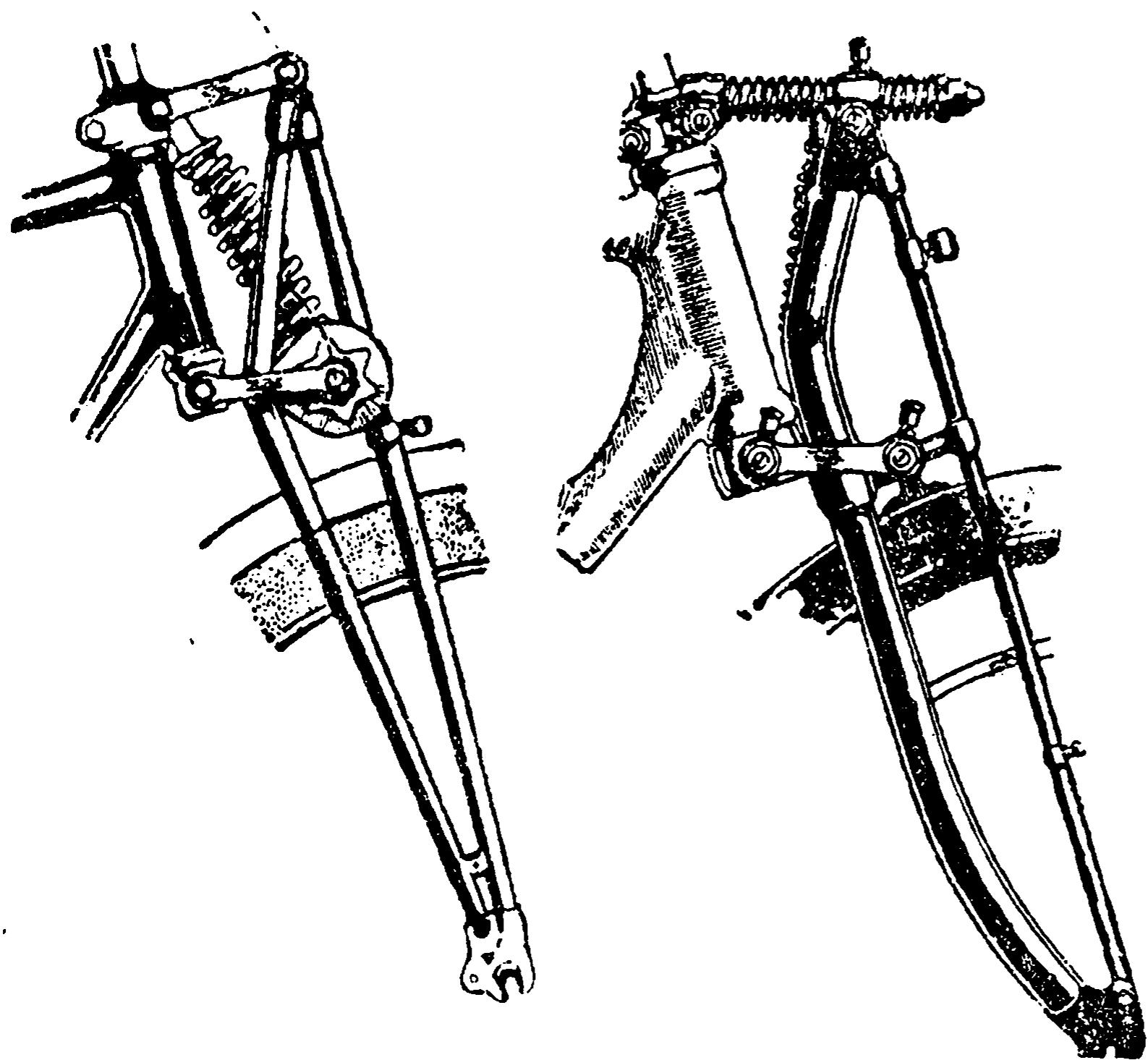
Одна из этих частей образует основание или „головку“ вилки, жестко связанную с рамой.

Головка вилки вставляется в рулевую колонку рамы и может поворачиваться в ней с помощью руля на двух упорных шариковых подшипниках (фиг. 195, на стр. 304). Другая часть, подвижная относительно рамы, жестко соединена с колесом и связана с первой пружинами и серьгами. При ударе колеса о какое-нибудь препятствие обе эти части вилки сдвигаются друг относительно друга, и связывающие их пружины или рессоры поглощают удар и затем возвращают части на место.

Так, например, у вилки, изображенной на рис. 189, слева, головка вилки *А*, жестко соединенная с рамой, и пружинная часть *С*, соединенная с колесом, связаны между собою сережками *Д* и *Е* и двумя парами пружин—

езде по прямому направлению это дает машине большую устойчивость, но на поворотах наличие вылета затрудняет движение, в особенности, если мотоцикл снабжен прицепной коляской. Поэтому, если главной целью конструкции передней вилки является придание поворотливости машине, а не устойчивости на прямой дороге, то вылет уменьшают до 3—4 см, а при наличии прицепной коляски его доводят до нуля.

Схема, представленная на фиг. 191, показывает, что колебания передней вилки могут вызвать изменения как ве-



Фиг. 192. Вилки „Вэбб“ и „Брамптон“.

личины вылета a , так и базы мотоцикла b . Если, например, перемещение подвижной части вилки происходит параллельно рулевой колонке, как это имеет место в известных вилках „Друид“ (фиг. 189, слева), то переднее колесо при движении вверх приближается к заднему колесу, и база уменьшается. Одновременно уменьшается и вы-

лет a . И то и другое нежелательно, в особенности на поворотах.

Так как сохранить одновременно и величину вылета колеса и длину базы мотоцикла невозможно, то стремятся удовлетворить хотя бы одному из этих требований. Из них наибольшее значение имеет сохранение неизменной базы b , или, по крайней мере, изменение ее в таких узких пределах, которые не имели бы практического значения. Для выполнения этого требования достаточно, чтобы конец вилки B перемещался только в вертикальном направлении. Это условие соблюдено, например, в известных вилках Вэбб (Webb), изображенных на фиг. 192.

Длина сережек и расположение их выбраны здесь так, что конец вилки перемещается по вертикальной линии,

однако, вылет при этом может сокращаться почти до нуля. Напротив, при конструкции, показанной на фиг. 189, слева, перемещение конца вилки совершается почти в горизонтальном направлении, вследствие чего база сильно изменяется, так же как и вылет, который может приобретать здесь даже отрицательную величину. Такого рода вилки дают крайне неустойчивое управление на больших скоростях и в настоящее время применяются только для самых легких машин. Подобное же явление, но в более слабой степени, будет иметь место и в случае конструкции, показанной на фиг. 192, справа (вилка „Брамpton“): здесь нижний конец вилки может перемещаться в двух направлениях; горизонтальном и вертикальном, что должно вызывать некоторое изменение обеих величин a и b .

Из других конструктивных требований, которые предъявляются к передним вилкам, отметим еще следующие. Во первых, соединения вилки должны быть настолько прочны чтобы не допускать бокового раскачивания колеса. Этому требованию гораздо легче удовлетворить при таких конструкциях, какие показаны на фиг. 190 и применяются преимущественно американскими заводами, нежели при системах, где головка вилки связана с подвижной частью сережками в верхней своей части, как это принято английскими фирмами: при некотором износе сережек здесь получается значительная боковая игра.

Во-вторых, вес „неподдрессоренных“ частей вилки, т. е. колеблющихся вместе с колесом, должен быть возможно меньше. Этому условию также в гораздо большей степени удовлетворяют американские конструкции (фиг. 190), нежели английские, у которых вес подвижной части вилки с прикрепленным к ней грязевым щитком доходит до 15—16 кг.

§ 85. Фрикционные амортизаторы.

Пружины передней вилки должны обладать достаточной упругостью, чтобы ограничить колебания вилки практически допустимыми пределами, которые обычно составляют около 7,5 см. При большем размахе вилки колесо ударялось бы о щиток, или, если щиток подвешен вместе с колесом на

подвижной части вилки, то сам он ударялся бы о головку вилки.

Для машин среднего веса считают, что совокупная сила пружин передней вилки должна составлять около 50 кг на 1 см сжатия. Посмотрим, что будет происходить при этих данных, когда колесо наезжает на препятствие.

Допустим, что вес машины с ездом составляет 200 кг. При нормальной посадке этот вес распределяется приблизительно поровну на оба колеса, т. е. нагрузка на переднее колесо в статическом состоянии составляет около 100 кг. Под влиянием этой нагрузки пружины подвергаются предварительному сжатию на $100 : 50 = 2$ см.

Предположим теперь, что под влиянием удара о какую-нибудь неровность дороги нагрузка на переднюю вилку увеличилась на 250 кг и колесо поднялось на 5 см, а, следовательно, настолько же дополнительно сжались пружины.

Общая величина сжатия пружин будет равна при этом:

$$2 + 5 = 7 \text{ см.}$$

Давление пружин при таком сжатии возрастет до

$$50 \times 7 = 350 \text{ кг.}$$

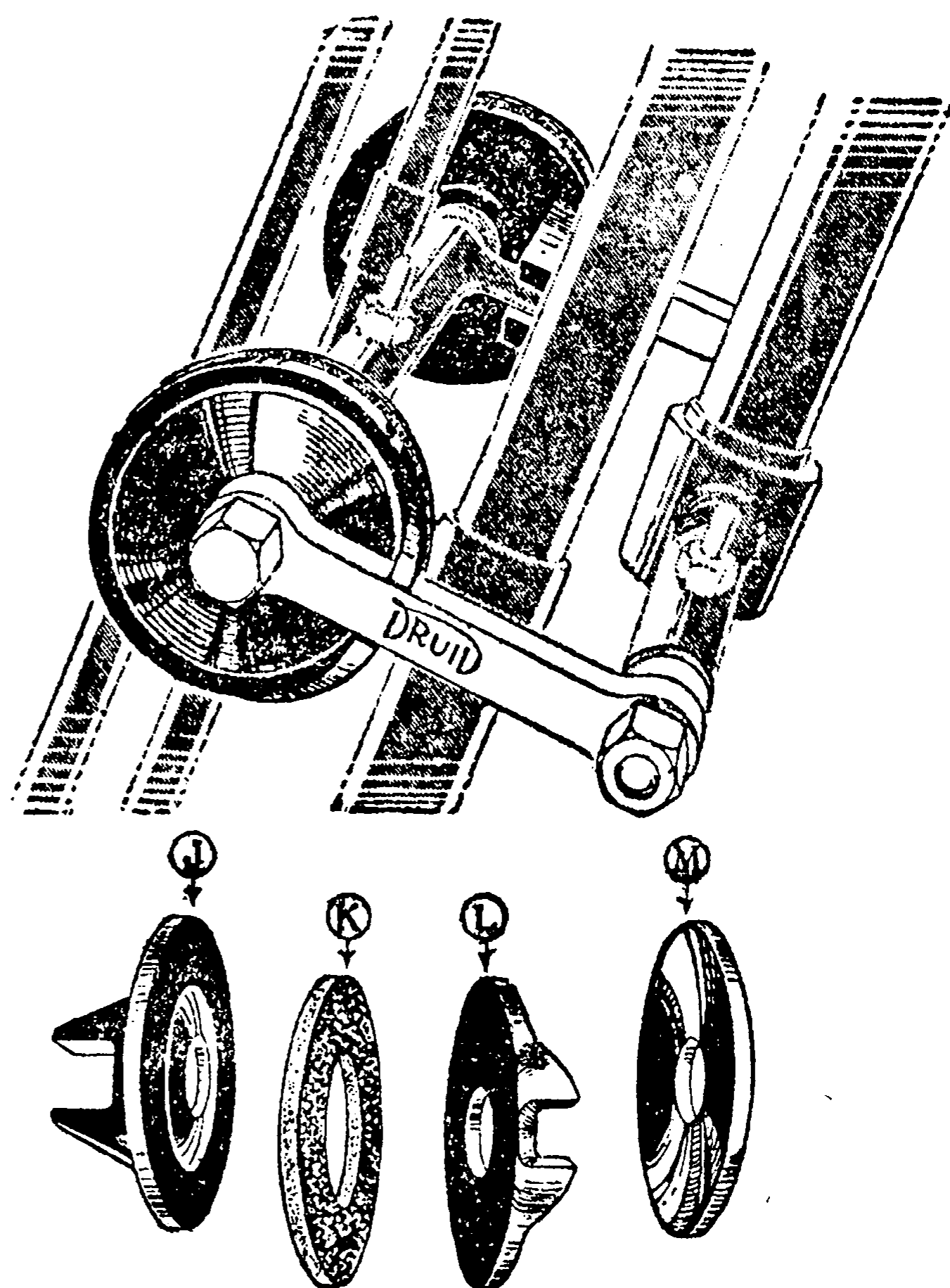
Когда препятствие миновало, эта же сила стремится отбросить вилку с колесом вниз, к ее нормальному положению. Получается вторичный сильный удар колеса о дорогу, который вновь вызывает его подсакивание и т. д. Отсюда периодические колебания всего передка машины, которые крайне утомляют ездока, затрудняют управление и, наконец, разрушительно действуют на самую вилку и раму. Чем жестче пружины, тем большую реакцию создают они при распрямлении и, следовательно, все эти неприятные явления усиливаются. Напротив, применение мягких пружин предпочтительнее, ибо реакция их меньше. Но зато размах их колебаний больше, вследствие чего возникает опасность удара колеса о щиток.

Идеальным положением было бы, очевидно, такое, при котором пружины, сохраняя свою мягкость, имели бы в то же время ограниченный размах колебаний, при чем по мере сжатия их давление оставалось бы постоянным. В таком случае можно было бы подобрать пружины такой упругости, чтобы колесо могло следовать за всеми неровностями до-

роги, при чем колебания его не передавались бы на раму. Такая задача полностью неразрешима, но известным приближением к ней является введение в помощь пружинам фрикционных амортизаторов, обладающих постоянным сопротивлением. Такие амортизаторы, во-первых, принимают на себя часть нагрузки пружин, которые поэтому могут быть слабее, и, во-вторых, поглощают частично реакцию пружин.

Устройство и способ применения амортизаторов вполне уясняются из фиг. 193.

Диск *L* сцеплен с серьгой вилки, диск *J* с подвижной частью вилки; между ними помещается прокладка *K* из какого-либо материала с высоким коэффициентом трения, например, ферродо. Вся система затягивается гайкой, под которую положена шайба *M*.



Фиг. 193. Фрикционный амортизатор.

Величина трения регулируется подтягиванием гайки.

Возьмем предыдущий пример и посмотрим, какие выгоды достигаются этим приспособлением.

Допустим, что сопротивление амортизатора составляет 50 кг. Это сопротивление постоянно и не зависит от прогиба пружин.

Предположим, как и в первый раз, что под влиянием удара о неровности дороги нагрузка на вилку увеличилась на 250 кг, что вызвало сжатие пружин на 5 см.

Из этой добавочной нагрузки 50 кг поглощает амортизатор; следовательно, на долю пружин остается

$$250 - 50 = 200 \text{ кг,}$$

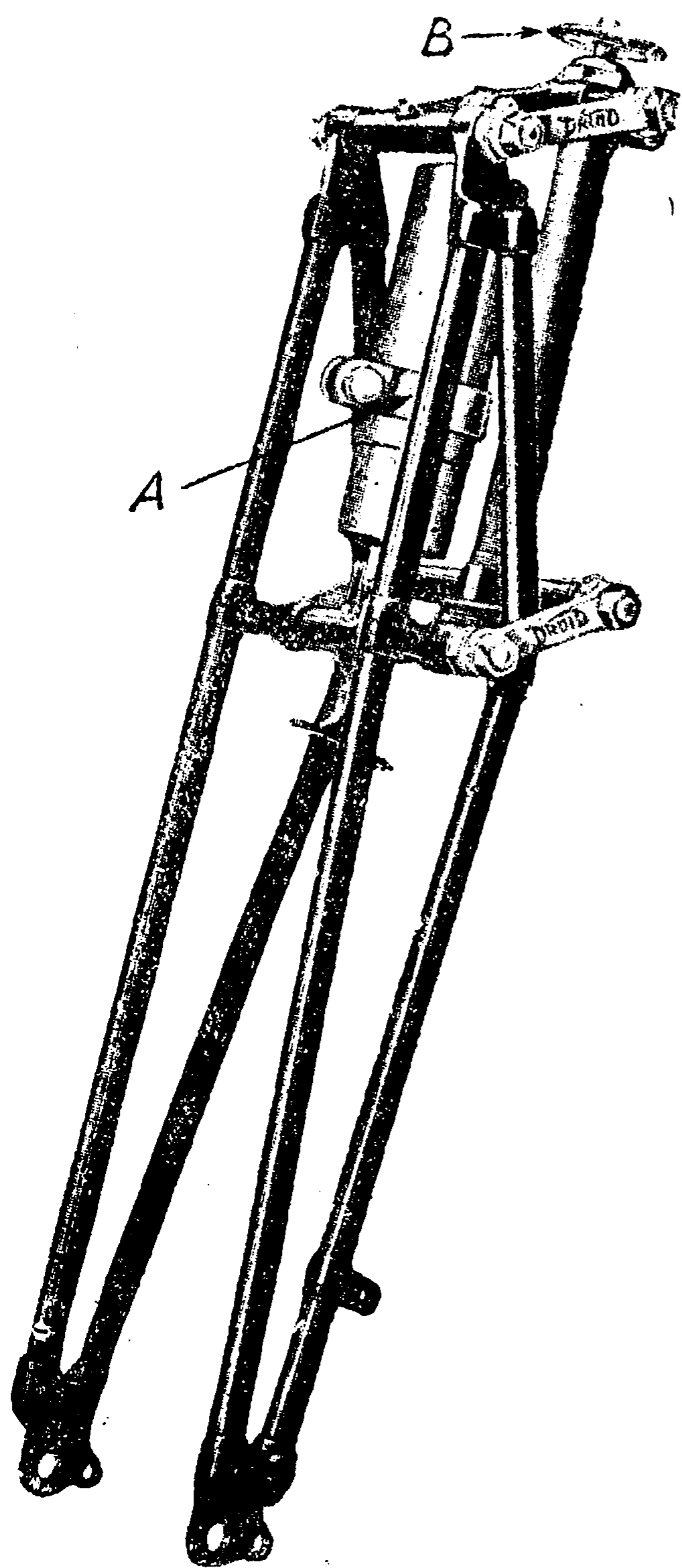
или на 1 см прогиба пружин

$$200 : 5 = 40 \text{ кг.}$$

Итак, прежде всего при всех прежних условиях сила пружин может быть уменьшена с 50 кг до 40 кг на 1 см сжатия, т. е. пружины могут быть мягче без увеличения размаха их колебания.

Определим предварительный прогиб пружин в статическом состоянии. Мы предполагали, что в этом состоянии нагрузка на переднюю вилку равняется 100 кг.

Из них 50 кг воспринимает амортизатор, и на долю пружин остается столько же. Под нагрузкой в 50 кг пружины сожмутся на



Фиг. 194. Пружинно-фрикционная вилка „Друид“.

$$50 : 40 = 1,25 \text{ см.}$$

Следовательно, при подъеме колеса на 5 см общая величина сжатия пружин будет

$$1,25 + 5 = 6,25 \text{ см.}$$

Обратная сила при распрямлении пружин:

$$6,25 \times 40 = 250 \text{ кг.}$$

Из нее 50 кг поглотит амортизатор. Остается свободная сила в $250 - 50 = 200$ кг, вместо прежних 350 кг.

Итак, при наличии амортизатора оказалось возможным уменьшить упругость пружин на 20%, а реакцию их на 43%.

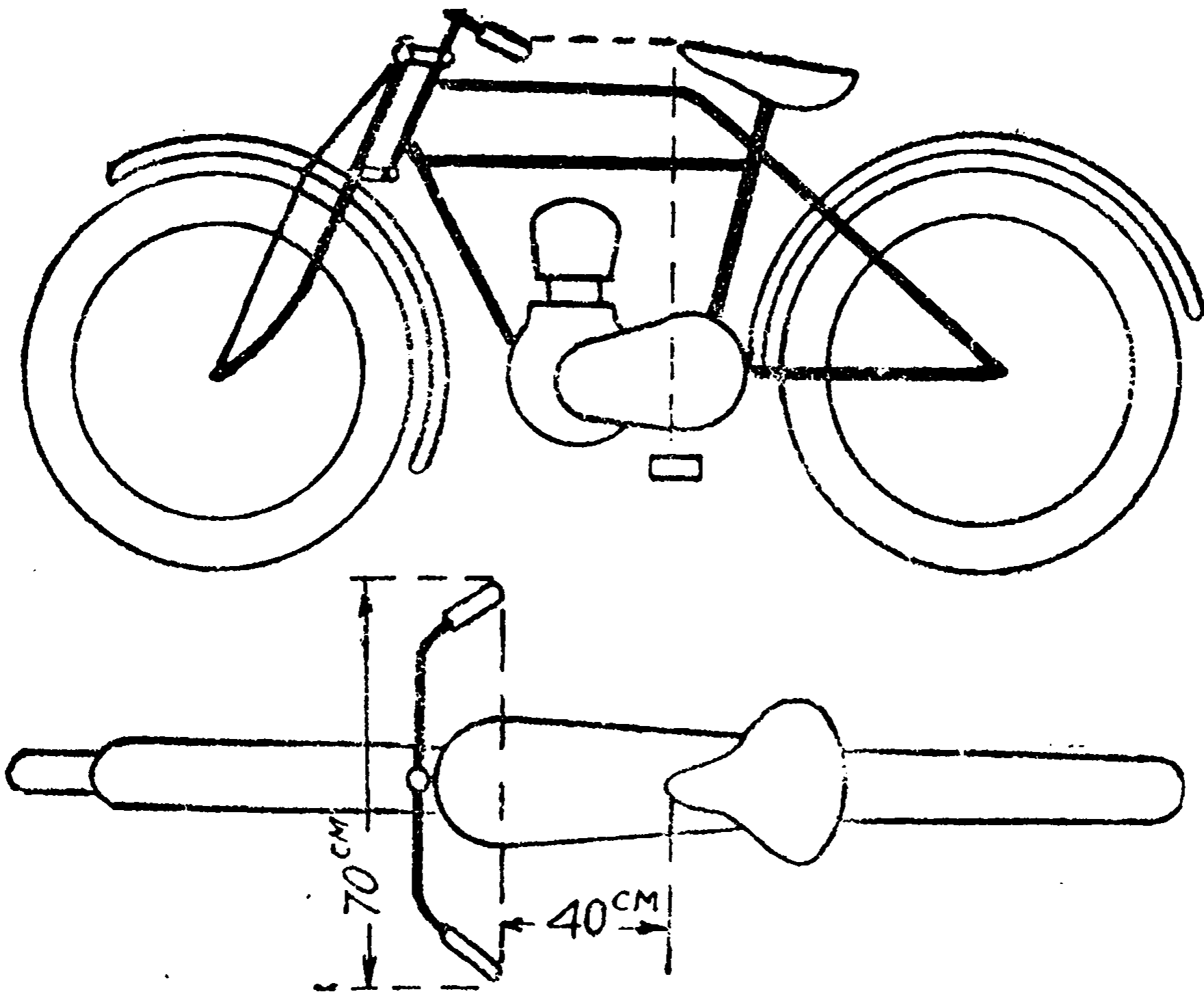
Этот примерный и несколько упрощенный расчет показывает, какие огромные преимущества дает применение амортизаторов.

Из него видно также, что для того, чтобы вполне использовать

все эти преимущества, недостаточно добавить амортизатор к существующим пружинам, но необходимо соответственно уменьшить и упругость самих пружин.

Применение амортизаторов настолько оправдало себя, что в настоящее время заводы, производящие передние вилки, как например, „Друид“ или „Вэбб“, начинают делать

При такой посадке корпус немного наклонен вперед, что является наиболее естественной и наименее утомительной позой, а подножки расположены так, чтобы можно было

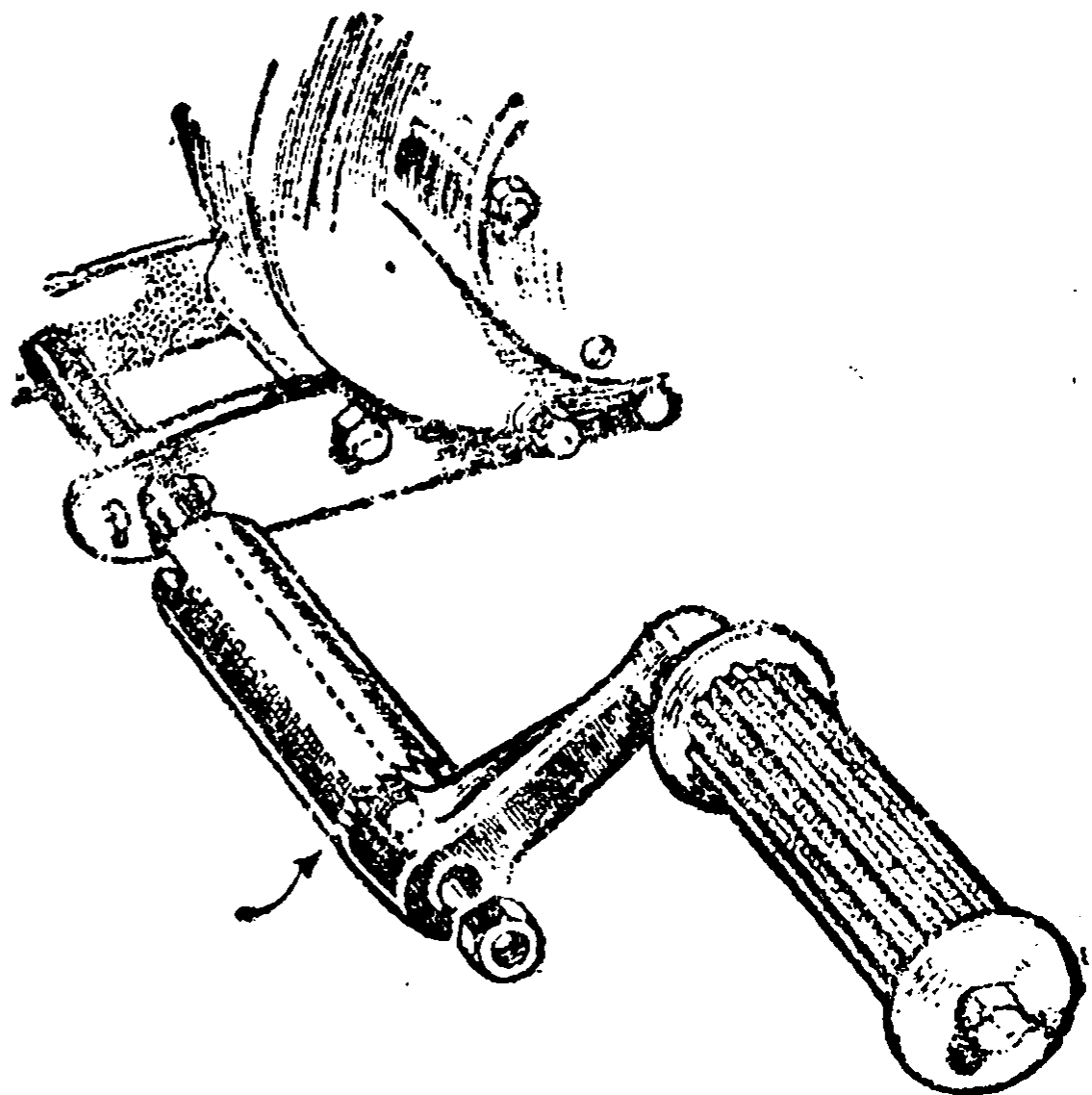


Фиг. 196.

использовать ноги, как амортизаторы, вследствие чего дорожные толчки не передаются непосредственно на позвоночник, как при прямой посадке. Руль, показанный на схеме, должен быть точно широк (70 — 75 см), чтобы на большом ходу иметь точную твердость в управ-

лении. В зависимости от длины подножки могут быть вынесены вперед на 5 — 6 см, в противном случае они должны быть расположены так, чтобы было приподнято плечо, не помогая

В этом отношении наиболее удобными являются регулируемые подножки, подобные изобра-



Фиг. 197. Подножка.

97.

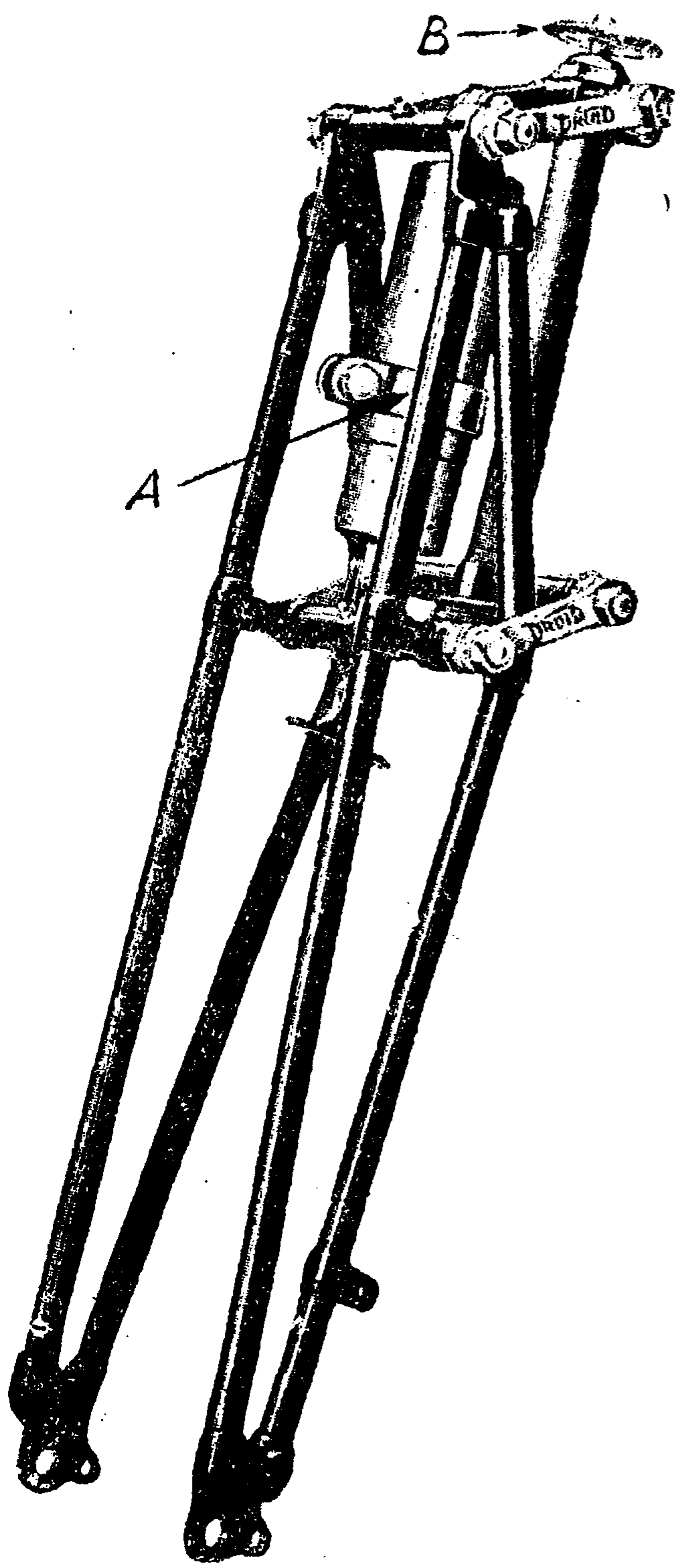
Выбор положения седла имеет большое значение, в смысле комфортабельности, а также и его конструкция.

Современные мотоциклетные седла удовлетворяют всем требованиям и вполне устраняют колебания в рамах.

Итак, прежде всего при всех прежних условиях сила пружин может быть уменьшена с 50 кг до 40 кг на 1 см сжатия, т. е. пружины могут быть мягче без увеличения размаха их колебания.

Определим предварительный прогиб пружин в статическом состоянии. Мы предполагали, что в этом состоянии нагрузка на переднюю вилку равняется 100 кг.

Из них 50 кг воспринимает амортизатор, и на долю пружин остается столько же. Под нагрузкой в 50 кг пружины сожмутся на



Фиг. 194. Пружинно-фрикционная вилка „Друид“.

$$50 : 40 = 1,25 \text{ см.}$$

Следовательно, при подъеме колеса на 5 см общая величина сжатия пружин будет

$$1,25 + 5 = 6,25 \text{ см.}$$

Обратная сила при распрямлении пружин:

$$6,25 \times 40 = 250 \text{ кг.}$$

Из нее 50 кг поглотит амортизатор. Остается свободная в 250—50 = 200 кг, вместо них 350 кг.

Итак, при наличии амортизатора оказалось в

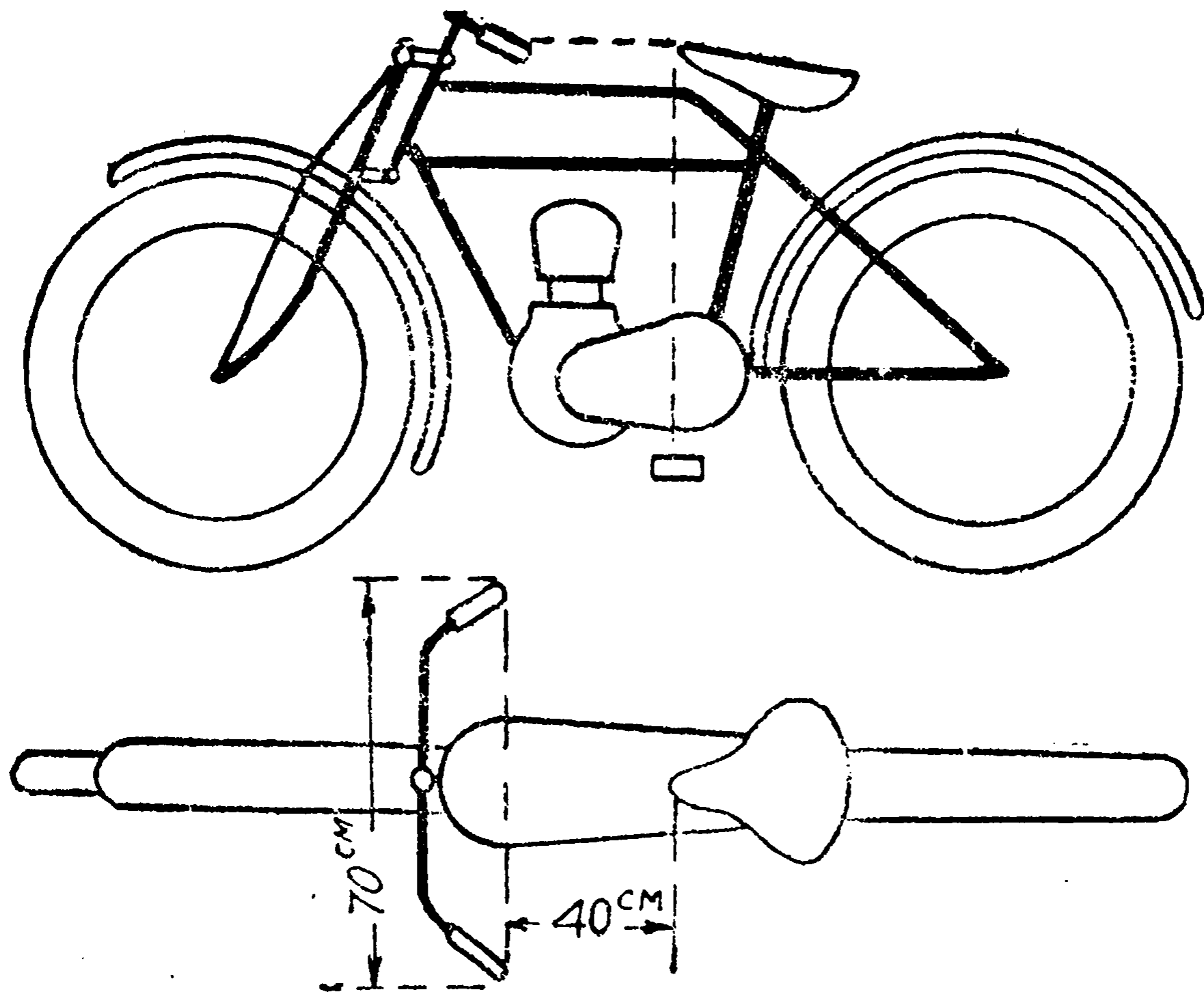
Этот примерный упрощенный расчет дает применение

Из него видно, что чтобы

все эти преимущества, недостаточно до этой посадки при тор к существующим пружинам, но ственно уменьшить и упругость сам'рачае пояснице и не

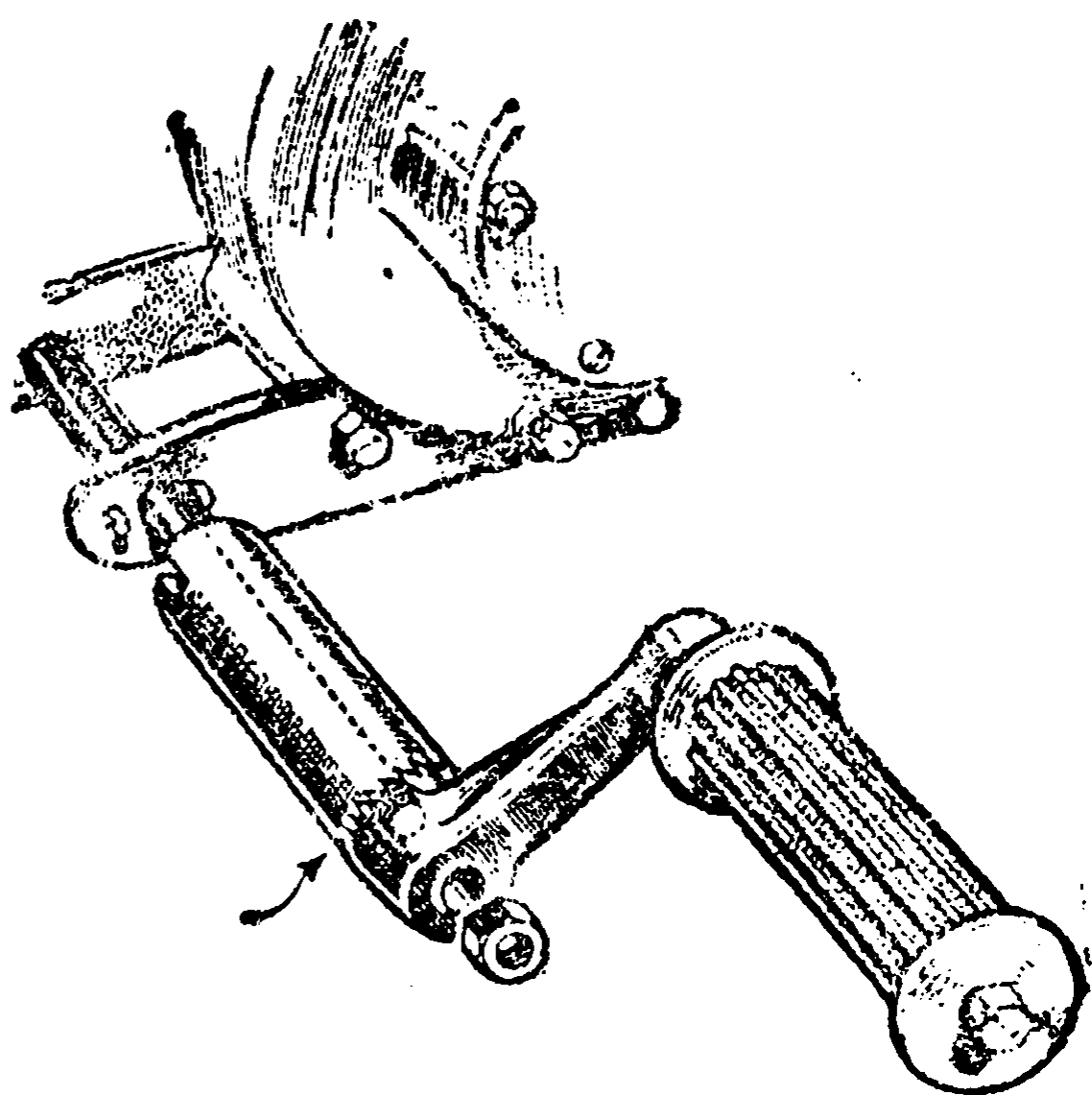
Применение амортизаторов на что в настоящее время заводы, вилки, как например, „Друид“ и наоборотно схеме на фиг. 196,

При такой посадке корпус немного наклонен вперед, что является наиболее естественной и наименее утомительной позой, а подножки расположены так, чтобы можно было



Фиг. 196.

использовать ноги, как амортизаторы, вследствие чего дорожные толчки не передаются непосредственно на позвоночник ездока, как при прямой посадке. Руль, показанный на схеме, достаточно широк (70 — 75 см), чтобы на большом ходу иметь достаточную твердость в управлении. В зависимости от длины ног подножки могут быть подвинуты вперед на 5 — 6 см, но во всяком случае они должны быть расположены так, чтобы можно было приподняться на седле, не помогая себе руками. В этом отношении значительные удобства представляют регулируемые подножки, наподобие изображенных на фиг. 197.

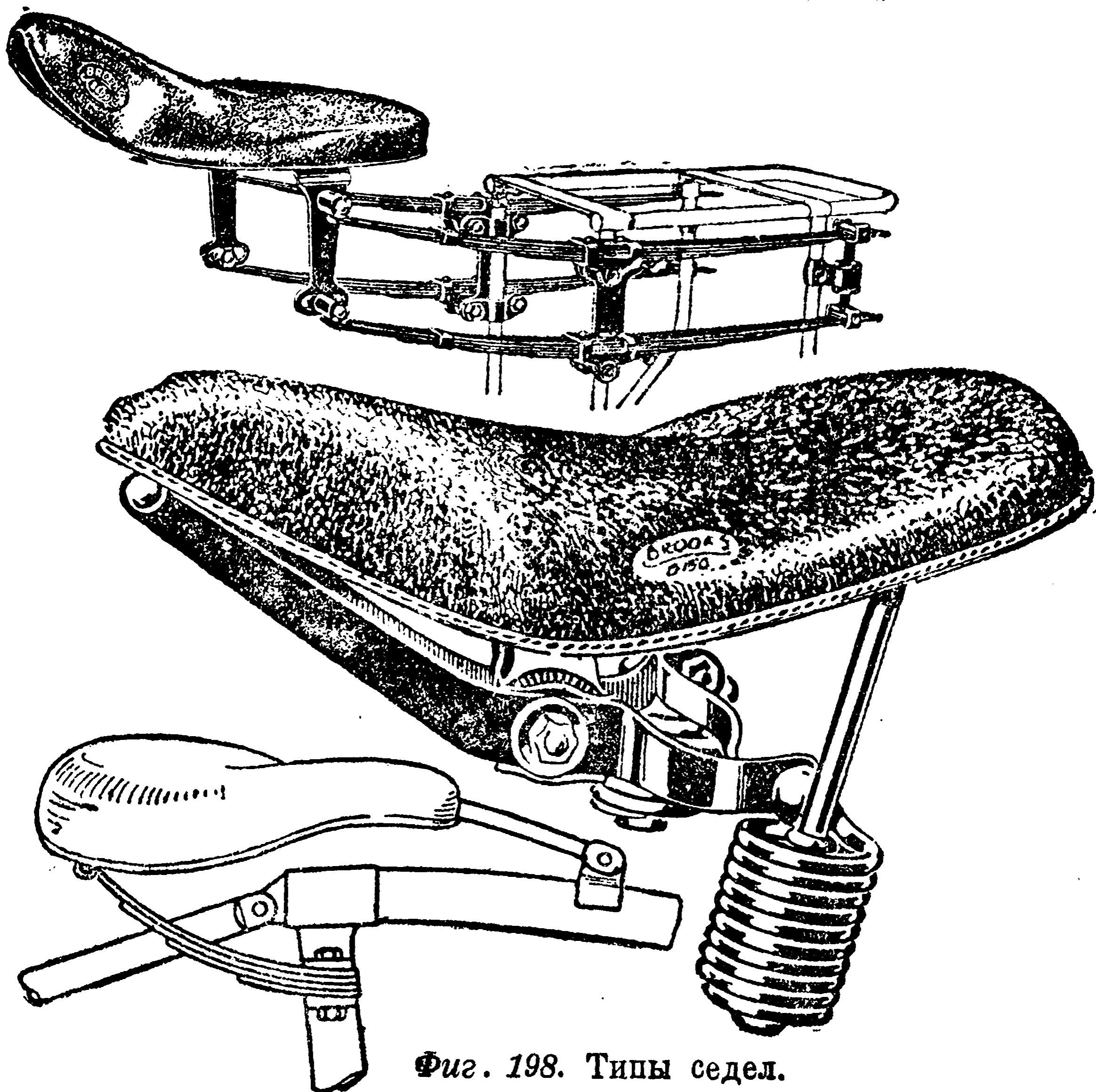


Фиг. 197. Подножка.

Кроме расположения седла большое значение, в смысле комфорта езды, имеет также и его конструкция.

В этом отношении мотоциклетные седла удовлетворяют теперь самым строгим требованиям и вполне устраняют надобность в рессорных рамах.

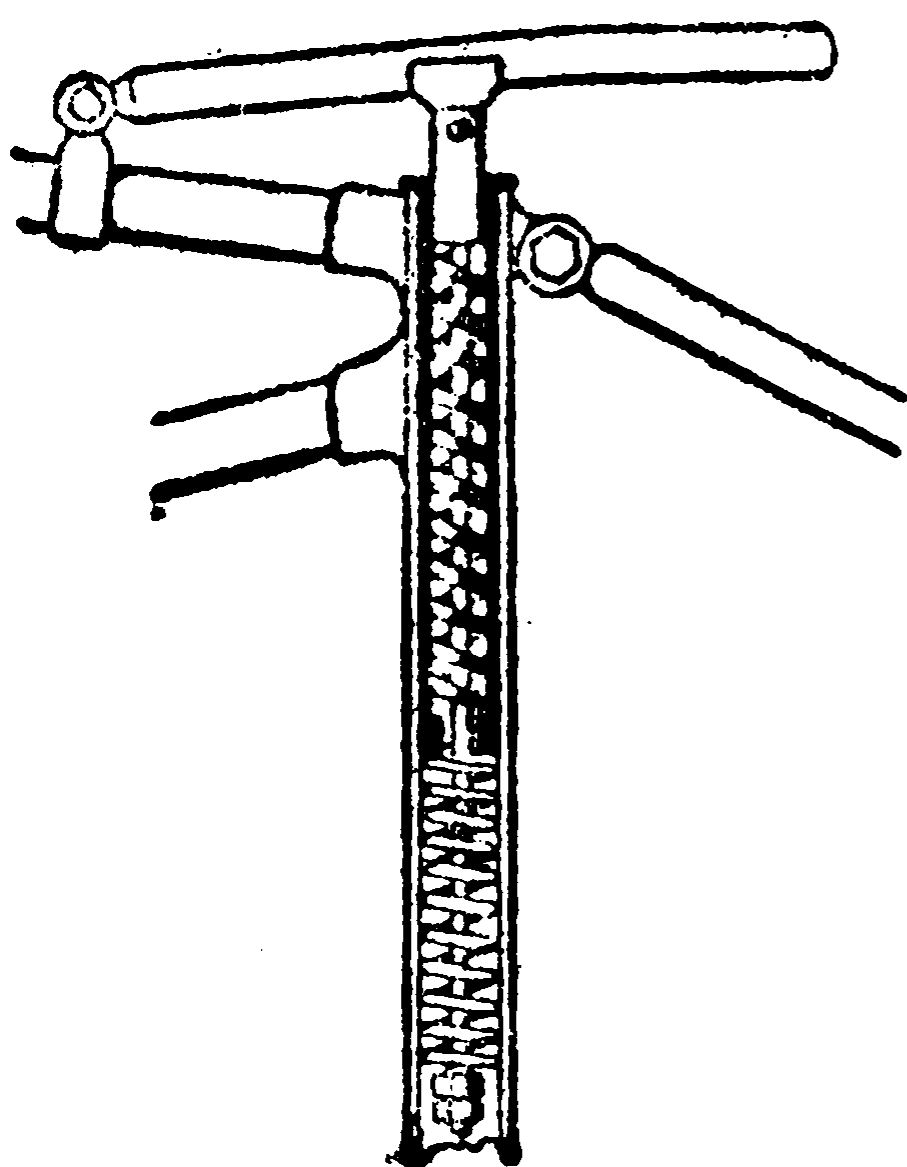
Самый обыкновенный тип седла изображен на фиг. 198, в центре. Металлический каркас седла прикрепляется за-



Фиг. 198. Типы сидел.

жимом к подседельному крюку. Толчки поглощаются спиральными пружинами.

Вместо спиральных пружин могут быть применены также листовые рессоры, как показывают два других рисунка. При достаточной длине они придают подвеске седла чрезвычайную мягкость. Сам подседельный крюк тоже может быть сделан пружинным, как показывает фиг. 199, что разумеется возможно выполнить самыми разнообразными способами.



Фиг. 199.

При сборке рулевого управления упорные шарикоподшипники набиваются тавотом, и этой смазки достаточно на неопределенно долгое

время; во всяком случае, чаще одного раза в сезон менять ее нет необходимости.

Но все шарниры передней вилки нуждаются в регулярной смазке. На фиг. 195 видно несколько масленок, установленных для этой цели в разных местах вилки. От времени до времени в них необходимо впускать по 2 — 3 капли того же масла, которое идет на смазку двигателя.

Игра в подшипниках устраняется, как уже было сказано, подтягиванием гайки 2. Чтобы установить наличие игры, необходимо приподнять переднее колесо на воздух, например, подложив под картер машины какой-либо ящик. Если вилка опирается на колесо и нагружена весом машины, то определить состояние подшипников очень трудно.

Боковое раскачивание вилки устраняется подтягиванием гаек, которыми крепятся соединительные серьги. Однако при износе этих соединений таким путем сделать уже ничего нельзя.

При разборке рулевого управления следует собрать шарики каждого подшипника отдельно, а при сборке поместить каждую группу в тот подшипник, в котором она раньше находилась.

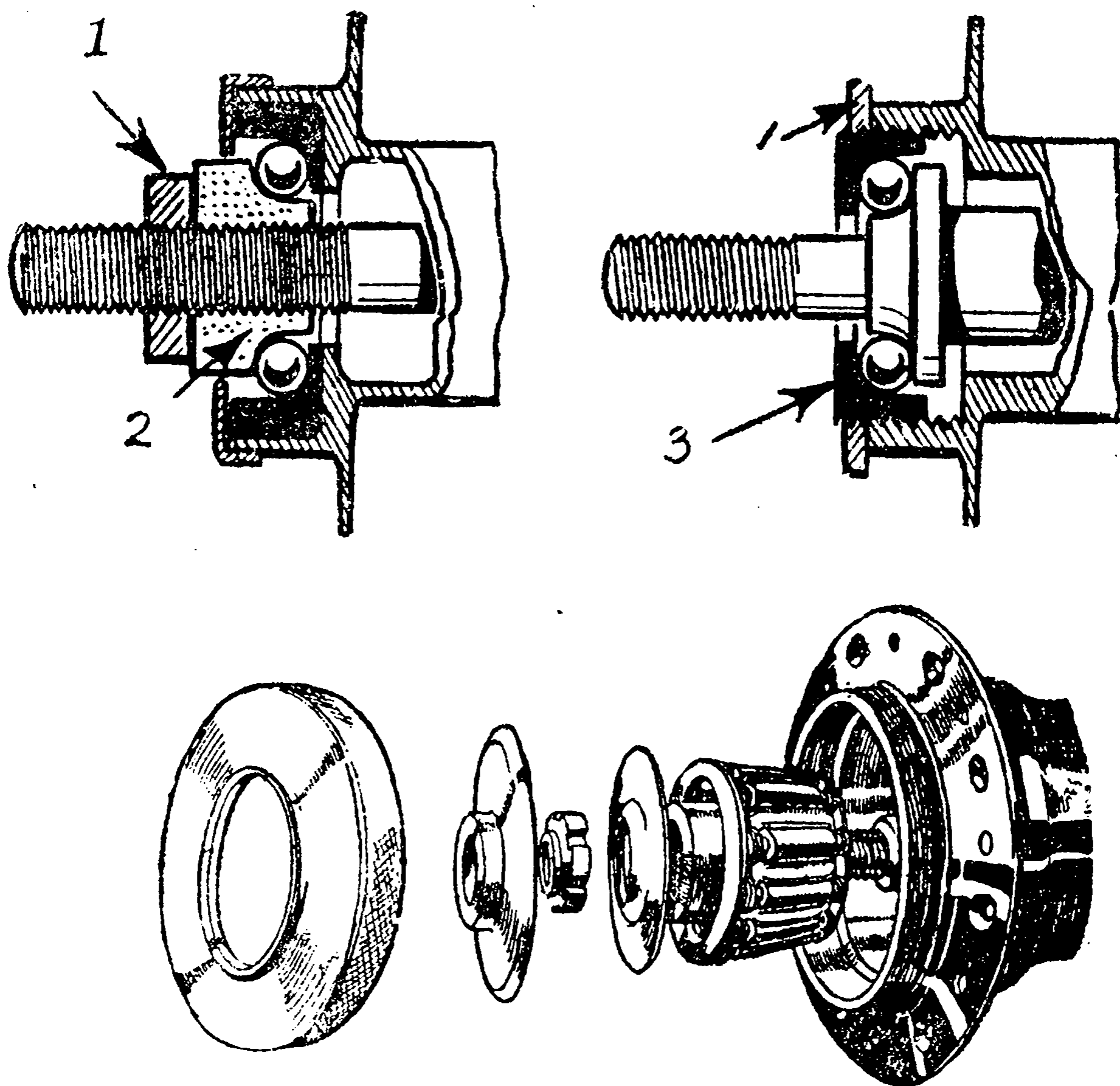
ГЛАВА XVI.

КОЛЕСА И ШИНЫ.

§ 87. Конструкция колес.

Металлическая часть мотоциклетного колеса состоит из обода, спиц и втулки или ступицы.

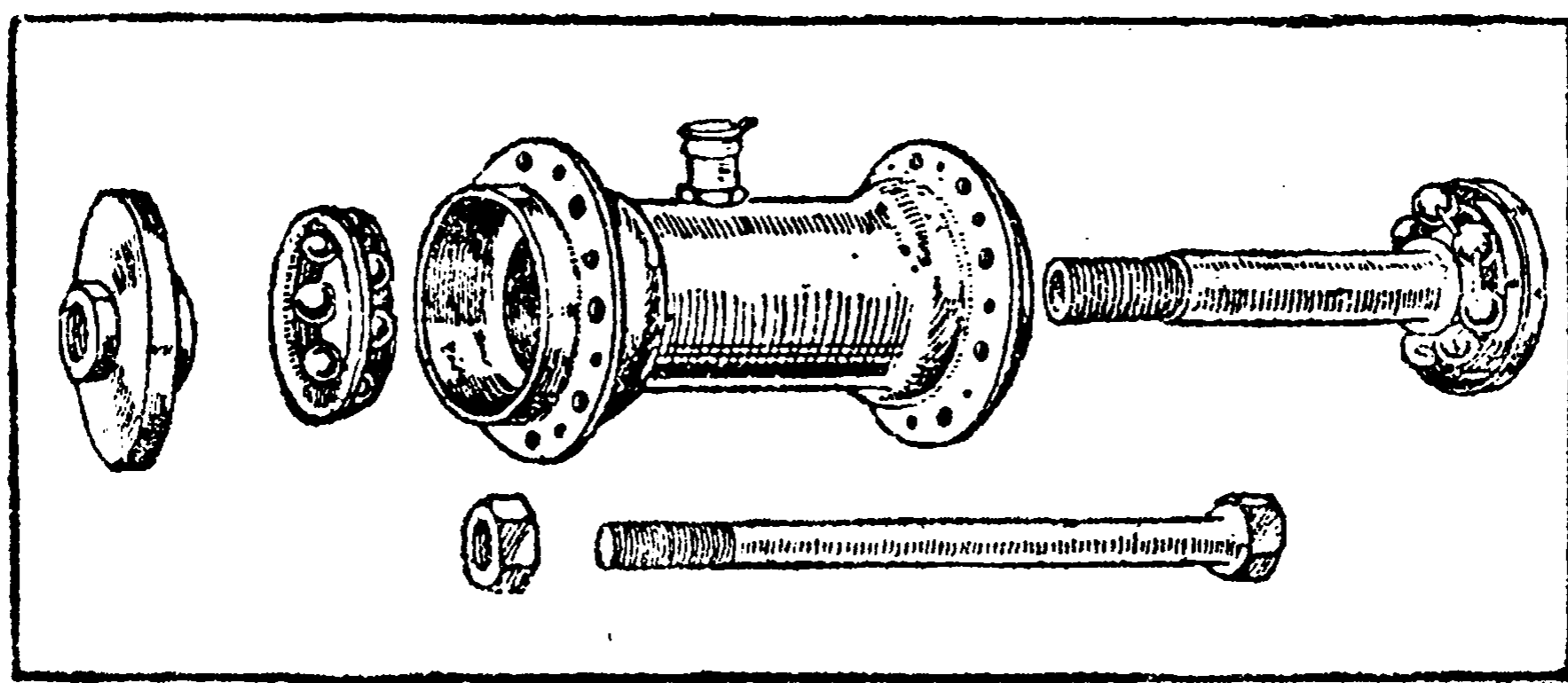
Втулка вращается на двух конусных шариковых или роликовых подшипниках вокруг оси, неподвижно закрепленной в передней или задней вилке. Два наиболее употребительных типа таких подшипников представлены на фиг. 200.



Фиг. 200. 1 — контргайка; 2 — конус; 3 — чашка.

Шарики располагаются здесь между конусами и стальными чашками, при чем либо чашки плотно вставляются во втулку, а конуса 2 навинчиваются на ось, либо наоборот — конуса неподвижно закреплены на оси или выточены из одного с нею куска, а чашка 3 ввинчивается во

втулку. В обоих случаях давление на шарики может быть отрегулировано так, чтобы не было никакой боковой игры. Затем положение конуса или чашки фиксируется контргайкой 1. Внизу на фиг. 200 изображен роликовый конусный подшипник. Надо заметить, что применение конусных подшипников вовсе не является обязательным условием правильной конструкции колесных втулок. Практика показала, что здесь отлично служат и обыкновенные радиальные шариковые подшипники, и за последние годы их охотно применяет целый ряд заводов. В целях удобства снятия колес — ось, на которой держатся конуса, обычно делается трубчатой, и сквозь нее пропускается обыкновенный болт, кото-



Фиг. 201. Детали ступицы.

рым колесо и закрепляется на вилке. Таким образом, для снятия колеса достаточно вытащить этот сквозной болт; трубчатая ось остается при этом внутри втулки, и регулировка подшипников совершенно не расстраивается.

Все это устройство вполне уясняется из фиг. 201.

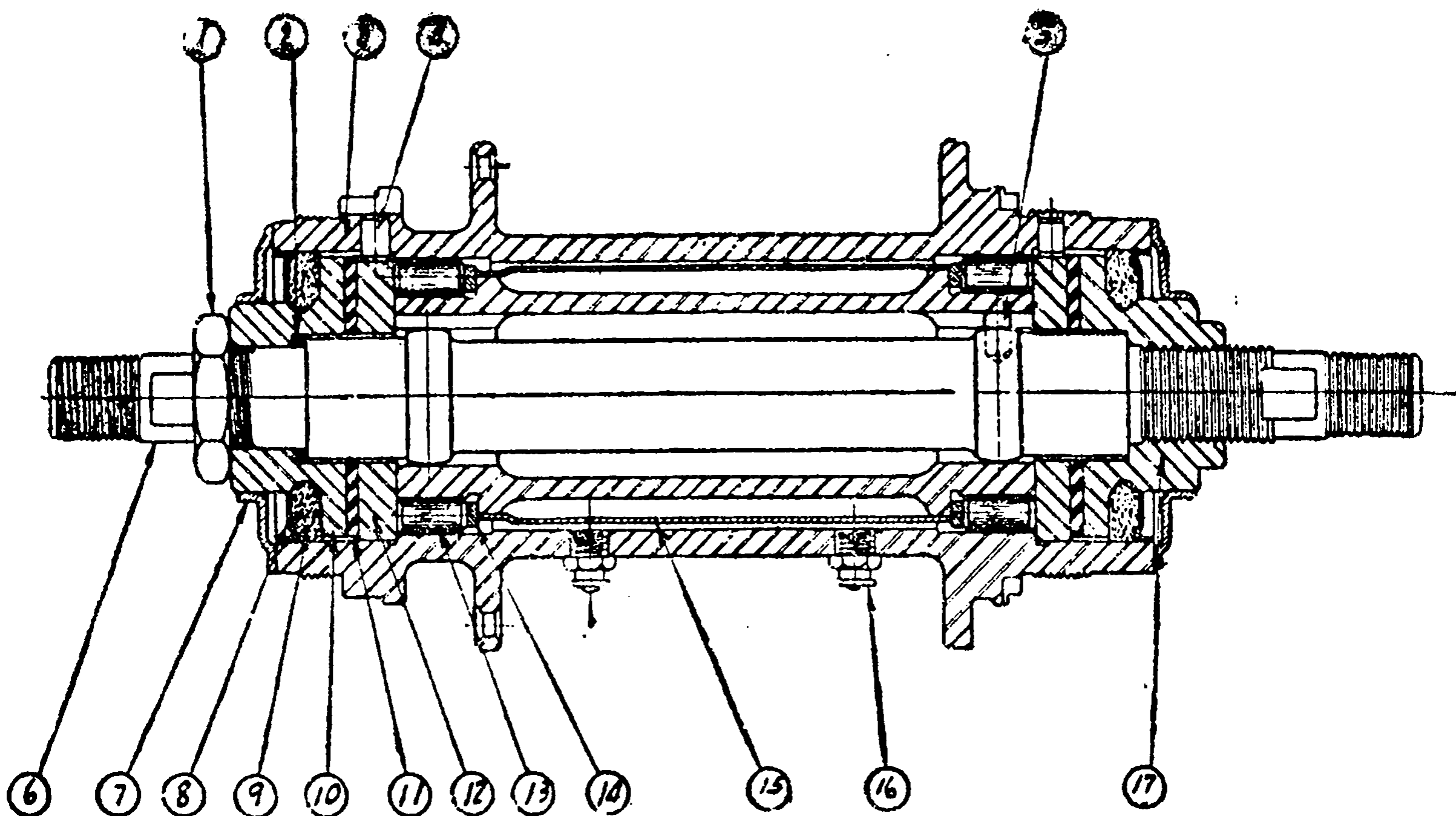
Чтобы облегчить сборку втулки, шарики заключаются обыкновенно в стальную обойму. Каждый шарик вращается в своем гнезде, и нагрузка распределяется на все шарики более равномерно.

Очень большое внимание должно быть уделено защитным приспособлениям, препятствующим, с одной стороны, проникновению в подшипники пыли и грязи, а с другой — вытеканию смазки. На фиг. 202 дано такое приспособление — хорошо сконструированная втулка „Харлей-Давидсон“.

В данном случае втулка монтирована на цилиндрических роликовых подшипниках. Назначение отдельных ее деталей поясняется подписями под рисунком.

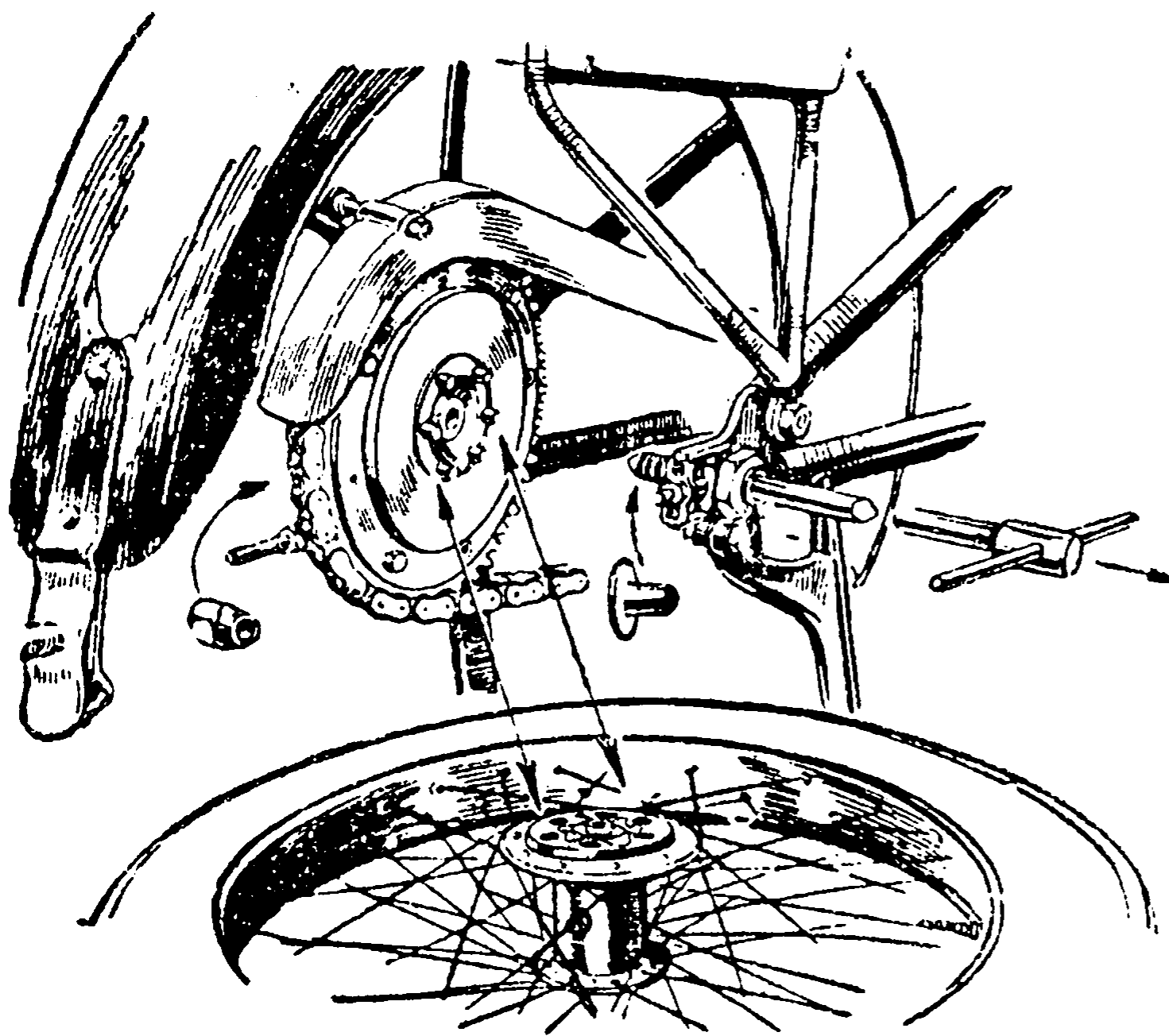
Для смазки подшипников предпочтительнее густая смазка (тавот), которой набиваются чашки подшипников

при сборке. Такую смазку можно вдавливать также с помощью специального шприца через масленки на втулке,



Фиг. 202. 1 — контр-гайка; 2 — бронзовые вкладки; 3 — корпус втулки; 4 — штифт для закрепления упорной шайбы 12; 5 — штифт для закрепления трубчатой оси; 6 — главная ось; 7 — грязевой колпачок; 8 — шайба, удерживающая сальник; 9 — фетровая набивка сальника; 10 и 17 — установочные кольца; 11 — шайба из бакелита; 12 — стальная упорная шайба; 13 — роликовый подшипник; 14 — обойма роликового подшипника; 15 — манжета для распределения смазки; 16 — масленка.

если они для этого приспособлены, т. е. имеют достаточно широкие отверстия. Обыкновенное автомобильное масло, впускаемое во втулку через масленки, плохо удерживается в подшипниках.



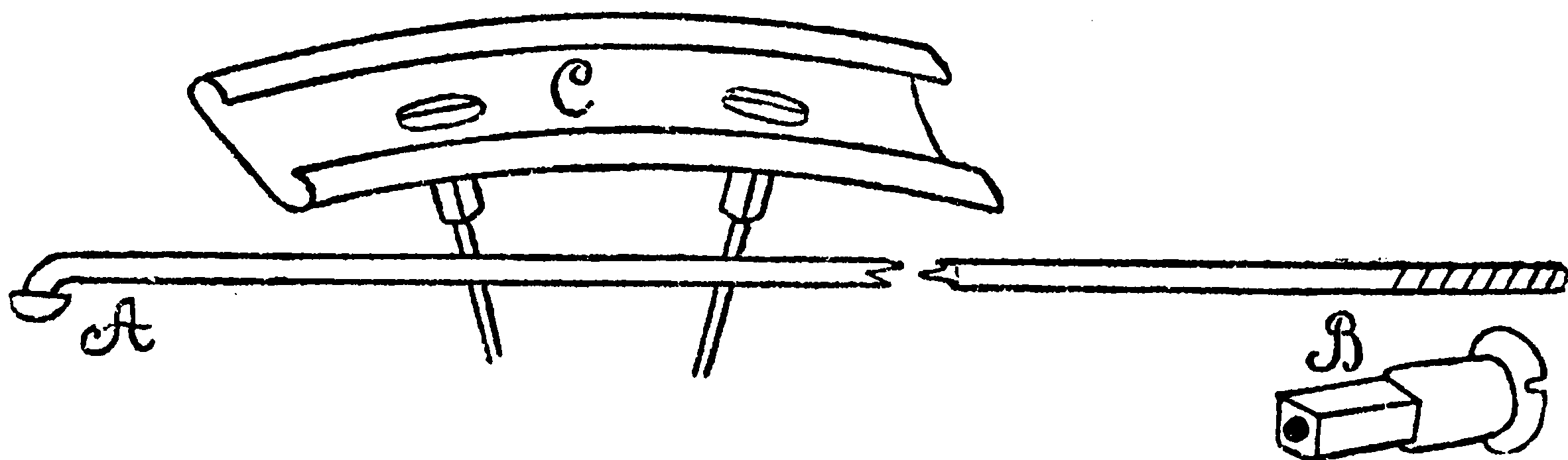
Фиг. 203. Съемка заднего колеса.

На втулку заднего колеса навинчивается цепная шестерня; на другом конце втулки помещается обыкновенно тормоз. И то и другое весьма затрудняет снятие заднего колеса, так как приходится предварительно разъединить концы цепи, а также тормозные тяги. Поэтому много изобретательности было потрачено на созда-

ние такой конструкции задней втулки, в которой указанные затруднения были бы устранены.

Одна из лучших конструкций этого рода показана на фиг. 203.

Здесь цепная шестерня насажена не на втулке колеса, а вращается на самостоятельном подшипнике, укрепленном на задней вилке. Внутри шестерни помещаются также и тормозные колодки, прижимаемые при торможении к ее ободу. Со втулкой же колеса шестерня сцепляется только с помощью штифтов или шпонок, которые указаны на рисунке стрелками. Таким образом, для съемки колеса достаточно удалить сквозной болт втулки и отодвинуть колесо в сторону, чтобы вывести его из сцепления с шестерней. При таком устройстве втулки обоих колес могут быть совершенно одинаковыми и, следовательно, колеса могут



Фиг. 204. Детали колеса.

взаимно заменять друг друга (а также и колесо прицепной коляски).

Спицы мотоциклетных колес всегда изготавливаются из стальной проволоки диаметром от 2 до 3½ мм, при общем числе спиц от 40 до 48.

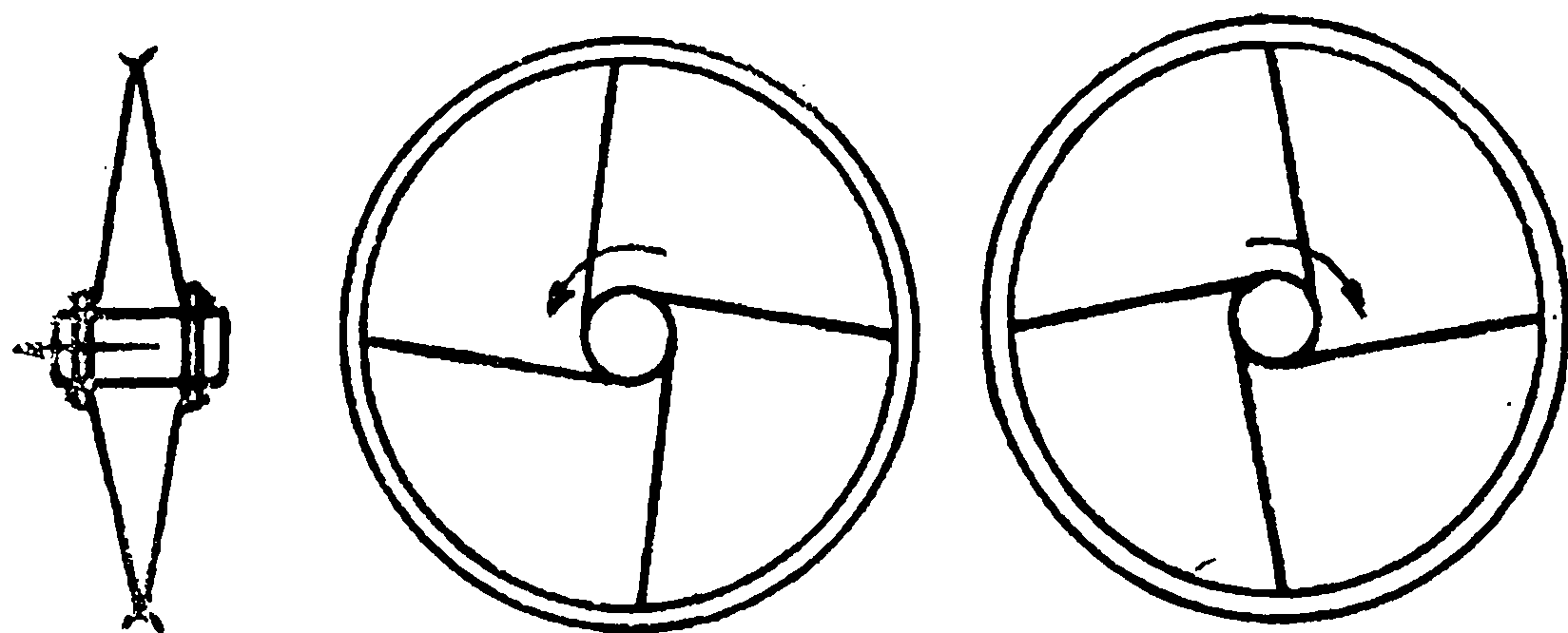
На одном конце спицы (фиг. 204) имеется изогнутая головка А, посредством которой спица зацепляется за фланец втулки. Другой конец спицы снабжен мелкой резьбой (28 ниток в 1") и пропускается в одну из дырок обода. Затем на него навинчивается с противоположной стороны шляпка В, носящая название ниппеля.

Завинчиванием ниппеля спица может быть натянута в желаемой степени. Для этой цели на боковой поверхности ниппеля запылены плоскости для ключа или плоскогубцев, так что для подтягивания спиц нет надобности снимать шину.

Спицам придают такое расположение, чтобы вращение втулки или торможение ее стремилось разорвать спицу (что очень трудно), а не согнуть ее (что очень легко).

Для этого спицы располагаются не радиально, а по направлению касательных к поверхности втулки, наперекрест друг другу.

Эффект, достигаемый таким „тангентным“ расположением спиц, иллюстрируется фиг. 205.



Фиг. 205. Схема расположения спиц.

Из этой схемы видно, что при любом направлении вращения колеса спицы работают на разрыв. Чтобы спицы могли противостоять также боковым давлениям

вдоль оси, какие возникают, например, при поворотах, их размещают в два ряда, которые сходятся у обода, образуя вместе со втулкой треугольник.

Само собой разумеется, что все спицы должны быть натянуты равномерно. Если с течением времени та или иная спица ослабеет, ее надо немедленно подтянуть, дав несколько оборотов ее ниппелю.

Обод колеса представляет собою стальной обруч, в котором просверлен ряд дырок для помещения головок ниппелей. Прокаткой между фасонными валиками ему придают форму, приблизительно показанную на фиг. 204. Образованные таким образом закраины обода служат для удержания шины. Диаметр и профиль обода зависят от размеров и устройства предназначенных для него шин.

§ 88. Шины.

Для мотоциклов применяются исключительно пневматические шины, т. е. накачиваемые воздухом.

Пневматическая шина состоит из двух частей: внутренней камеры и наружной покрывки.

Камера представляет собою замкнутую трубку из мягкой вулканизированной резины, которая, собственно, и служит резервуаром для воздуха. Для накачивания воздухом она снабжается „вентилем“, т. е. обратным клапаном, кото-

рый пропускает воздух внутрь камеры, но преграждает ему обратный путь. Устройство таких клапанов может быть очень разнообразно. В большинстве случаев, отверстие воздушного канала вентиля просто закрывается тонкой резиновой трубкой. При накачивании воздуха, он силой своего напора раздувает трубочку и входит внутрь камеры; с прекращением накачивания трубочка сжимается и закрывает обратный выход воздуха.

Иногда вентили устраиваются по принципу обыкновенных автоматических клапанов, т. е. закрываются при помощи легкой пружинки.

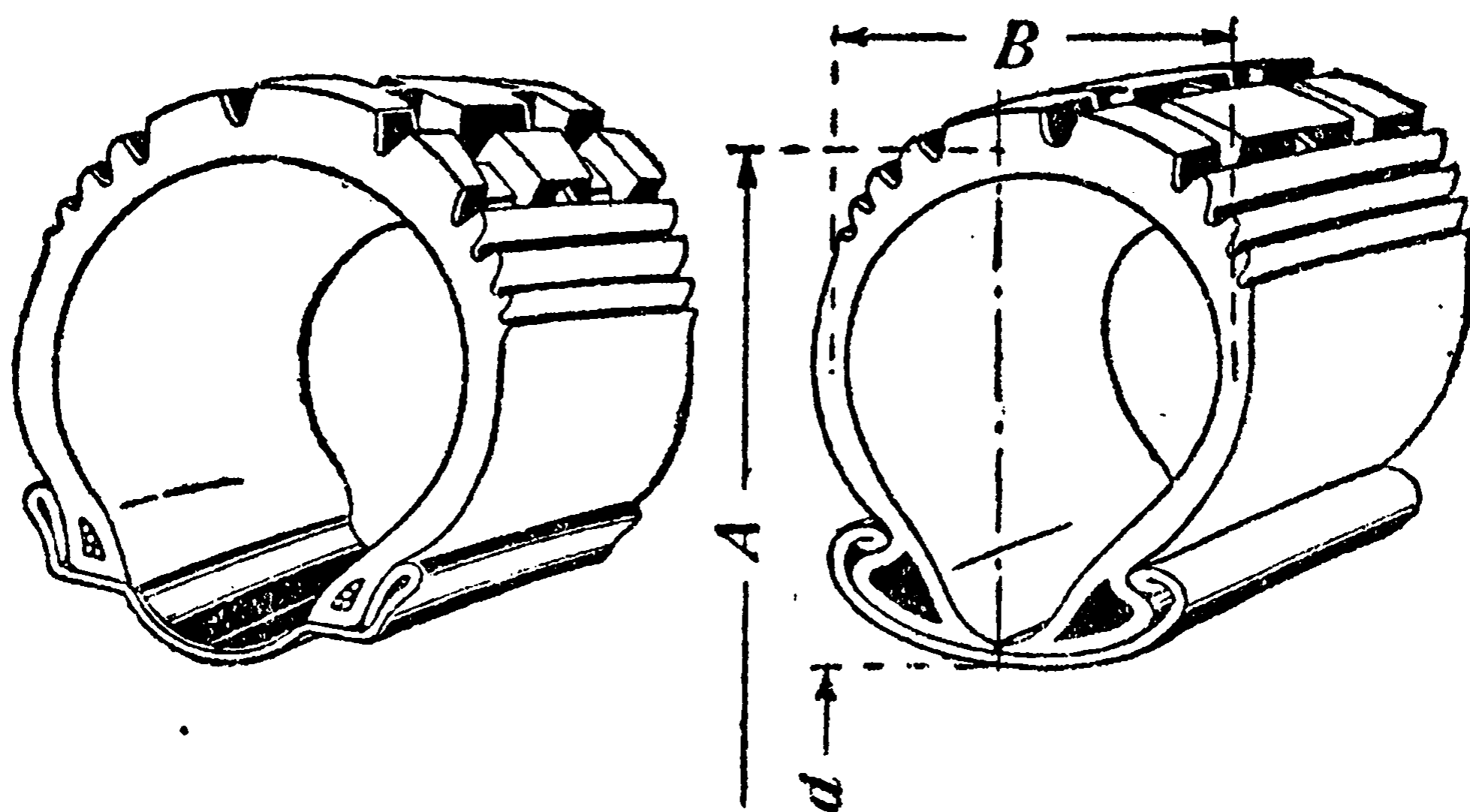
Покрышка служит для защиты камеры от внешних повреждений. Каркас покрышки изготовляется из нескольких слоев прорезиненного холста, на который снаружи наложен толстый слой резины. Структура волокон этого холста оказывает большое влияние на свойства шины. Во время смятия и последующего восстановления формы, которым подвергается шина, волокна холщевых прокладок трутся друг о друга. Это трение производит нагревание покрышки, которое доходит иногда до такой степени, что рука не выдерживает прикосновения к шине. Нагревание указывает на то, что часть энергии, полученной колесом от двигателя, поглощена шинами и превращена в теплоту, и чем больше нагревание, тем значительнее эта потеря. С другой стороны постоянное трение волокон и нагревание покрышки отражается, конечно, и на сроке ее службы.

Чтобы уменьшить внутреннее трение, для изготовления каркаса стали применять за последние годы особую ткань „корд“, волокна которой не переплетаются друг с другом, а расположены параллельными рядами. Кроме того, при изготовлении каркаса каждая прокладка такого материала изолируется от соседней тонким слоем резины. Такие шины „корд“ нагреваются меньше, чем обыкновенные покрышки с холщевыми прокладками, следовательно, на сгибание их тратится меньше энергии, а продолжительность их службы значительно больше.

Для удержания покрышки на ободе применяются два метода, показанные на фиг. 206: справа изображен бортовой тип покрышки (клинчер), удерживаемый закраинами обода, которые обхватывают утолщенные борта покрышки, сделан-

ные из прорезиненного холста; слева показаны „проволочные“ покрышки, в края которых вставлены кольца из проволоки. Для мотоциклов применяются оба эти метода, но в СССР с 1927 г. введен, как стандартный, бортовой тип. Размеры шин обозначаются цифрами рельефными на поверхности покрышки в миллиметрах или дюймах, например, $26 \times 2\frac{1}{2}''$, $28 \times 3''$, 650×65 мм.

Первое из этих чисел обозначает внешний диаметр шины (A), а второе толщину шины (B). Оба размера берутся по средней линии стенки покрышки.



Фиг. 206. Два типа покрышек.

Комитетом по стандартизации при СТО с 1 апреля 1927 г. установлены в качестве обязательных только следующие три размера шин:

$26 \times 2\frac{1}{2}''$ (650 × 65)	. . .	диаметр обода $d = 535$ мм.
$28 \times 3''$ (700 × 80)	. . .	„ „ $d = 560$ „
$27 \times 3\frac{1}{2}''$ (680 × 90)	. . .	„ „ $d = 508$ „

Англо-американский стандарт значительно шире и предусматривает, кроме указанных, внешние диаметры (A) $24''$ и $25''$ для легких мотоциклов, а толщину профиля (B) $2\frac{3}{4}''$ и $3\frac{1}{4}''$.

При современной тенденции — усиливать толщину профиля — наиболее распространенными размерами для дорожных машин является $26 \times 3''$, $26 \times 3\frac{1}{4}''$ и $27 \times 3\frac{1}{2}''$.

Для правильной работы шины и продолжительности срока ее службы большое значение имеет надлежащее давление воздуха: туго накачанная воздухом шина перестает уже выполнять свое назначение и становится слишком

жесткой, при слабо накачанной шине возможны удары обода о неровности дороги.

Завод „Дэнлоп“ дает следующие нормы нагрузки и давления воздуха для мотоциклетных шин:

Размер шин.	Максим. нагрузка на шину.	Соотв. давление воздуха.	Внешний диаметр надутой шины.
26 × 2 ¹ / ₂ обывнов.	135 кг	2,7 атм.	27 ¹ / ₄ "
„ корд	160 „	2,5 „	27 ¹ / ₂ "
26 × 3 обывнов.	170 „	3,15 „	27"
„ корд.	180 „	2,7 „	27 ³ / ₄ "
28 × 3 обывнов.	170 „	3,15 „	29"
„ корд.	180 „	2,7 „	28 ³ / ₄ "
28 × 3 ¹ / ₂ обывнов.	260 „	3,8 „	28 ¹ / ₄ "
„ корд.	270 „	3,5 „	29"

Указанное в таблице давление воздуха соответствует максимальной нагрузке; при меньшей нагрузке давление воздуха пропорционально уменьшается.

Кроме шин высокого давления для мотоциклов, как и для автомобилей, широко применяются теперь так называемые „баллонные“ шины низкого давления. Они отличаются усиленным профилем, который даже при слабо надутой шине устраняет удары обода о неровности дороги. Для мотоциклов употребительны профили 3,3", 3,85" и 4". Давление воздуха в зависимости от нагрузки и профиля заключается в пределах от 1 до 1,75 атм.

Понятно, что такие мягкие шины большого профиля, наезжая на небольшое препятствие, как бы обволакивают его, легко вдавливаясь внутрь, а не подскакивают, как обыкновенные шины. Это делает езду весьма комфортабельной и позволяет даже на плохой дороге поддерживать довольно высокую среднюю скорость.

Из всего сказанного следует, между прочим, что примитивный способ определения давления воздуха в шинах „на ощупь“, которым пользовались обычно в прежнее время, теперь совершенно неприменим: измерять давление в шинах надо манометром.

Кроме того нужно иметь в виду, что на шины вредно действуют: бензин, керосин, масло, сырость и лучи солнца. Поэтому следует оберегать шины от попадания на них бен-

зина и масла; полезно обтирать их после поездки по мокрой или грязной дороге; следует не оставлять надолго мотоцикл на солнце, а убирать его в тень.

При надлежащем уходе и правильном давлении воздуха доброкачественные покрышки выдерживают пробег до 15 000 — 20 000 км.

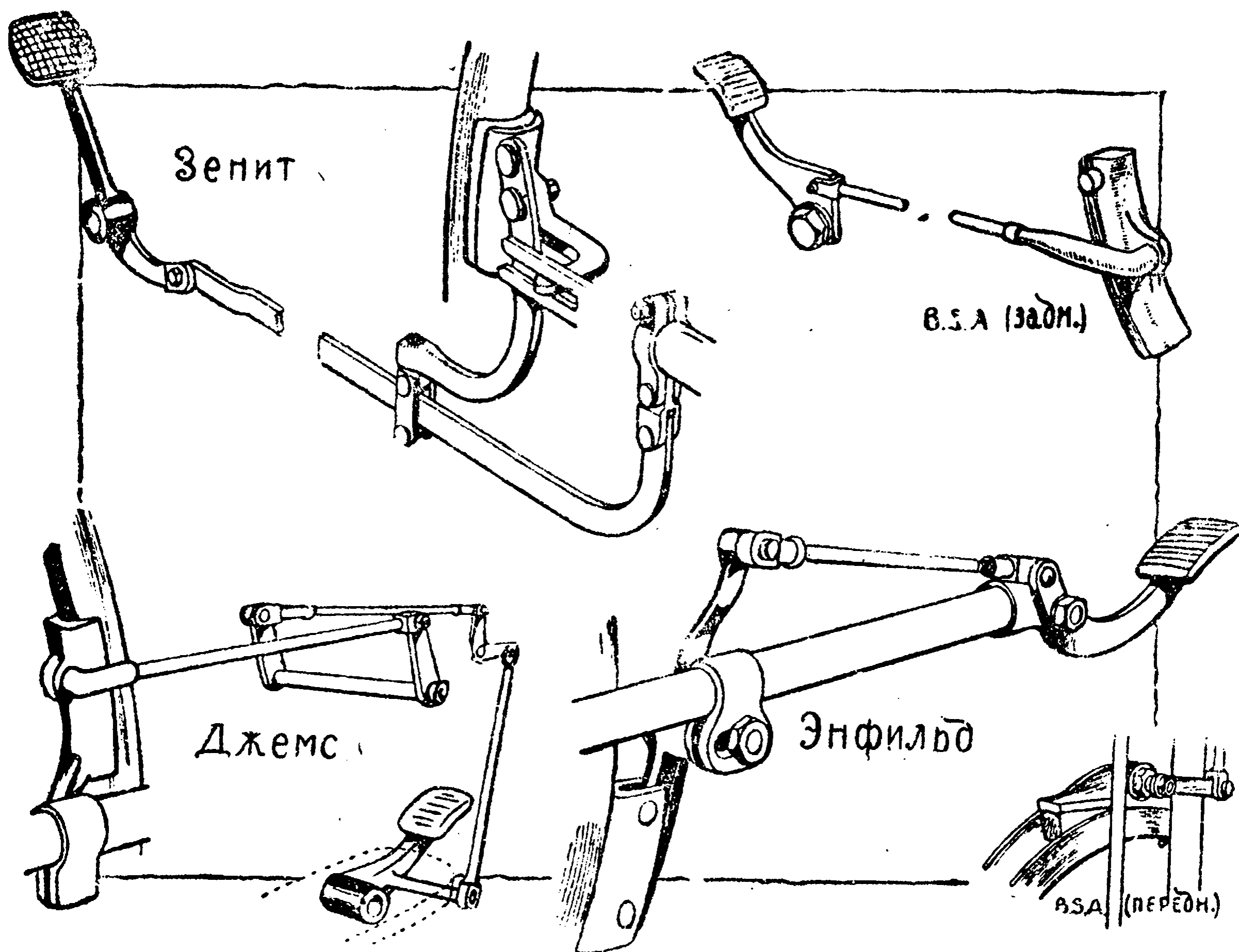
Г Л А В А XVII.

ТОРМОЗА.

§ 89. Конструкция тормозов.

На мотоциклах применяются, главным образом, два вида тормозов: колодочные, прижимаемые к наружной поверхности тормозного барабана, и раздвижные — внутреннего действия.

Различные типы колодочных тормозов изображены на фиг. 207.



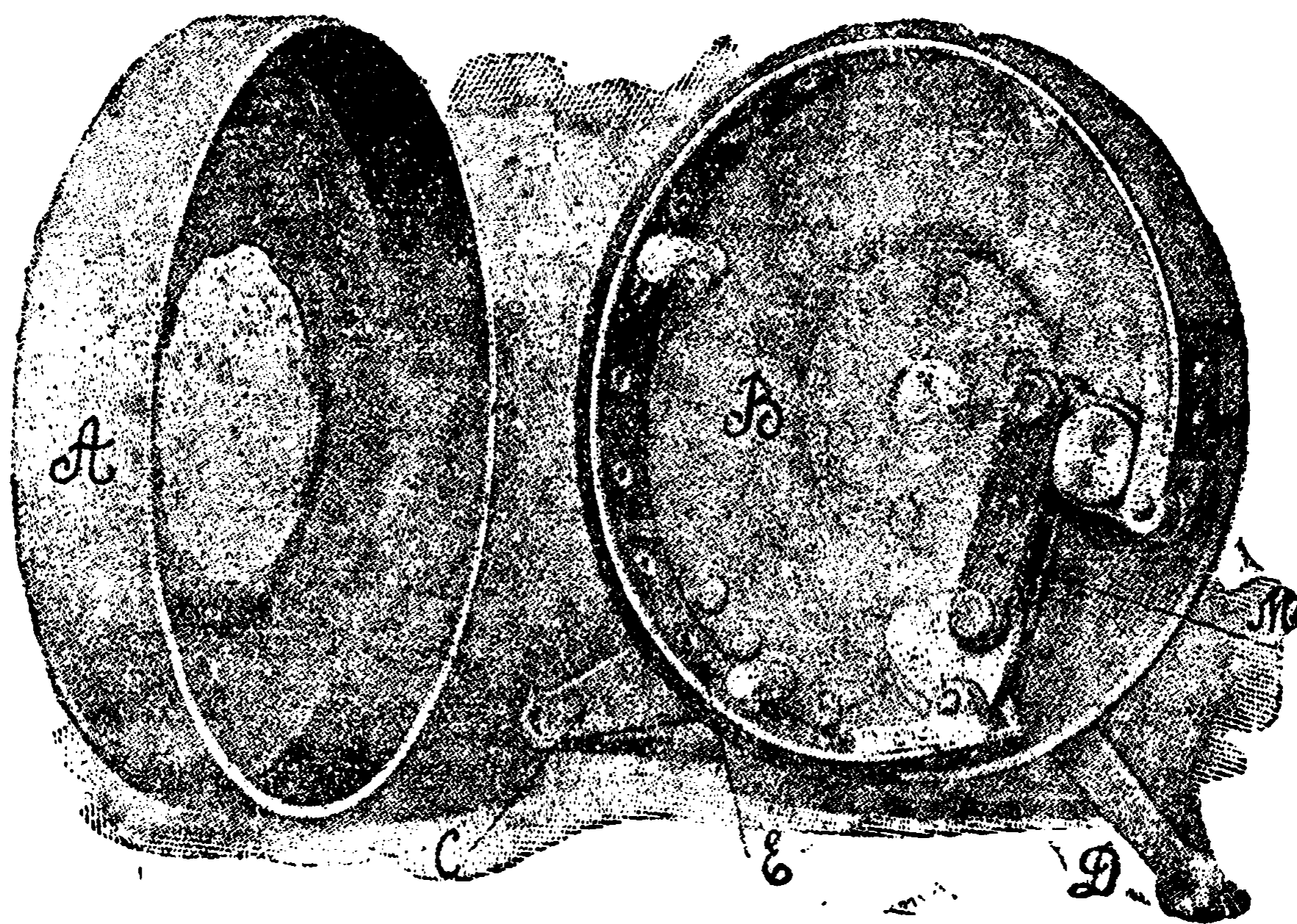
Фиг. 207. Колодочные тормоза.

Представленные здесь конструкции относятся к 1916 — 17 г., но в этом же виде они применяются и до сих пор, хотя уже гораздо реже, чем прежде.

Тормоз колодочного типа представляет собой деревянную или фибровую колодку, укрепленную на рычаге на перед-

ней или задней вилке мотоцикла. При помощи боуденовского троса или системы жестких тяг колодка прижимается к ободу колеса или к специальному барабану клиновидного профиля, прикрепленному к спицам колеса. Торможение производится либо рукояткой, помещенной на руле, либо педалью, расположенной возле одной из подножек. Чтобы колодка не защемлялась в ободу тормозного барабана, ее располагают по направлению вращения колеса, а не против него.

Раздвижные тормоза показаны на фиг. 208 и 209. На втулке колеса наглухо насажен барабан *A*, вращающийся вместе с колесом. На вилке же неподвижно укреплен диск *B* при помощи пальца *C*. Диск этот входит



Фиг. 208. Раздвижной тормоз.

внутри барабана, который свободно вращается вокруг него. С внутренней стороны на диске *B* помещаются тормозные колодки.

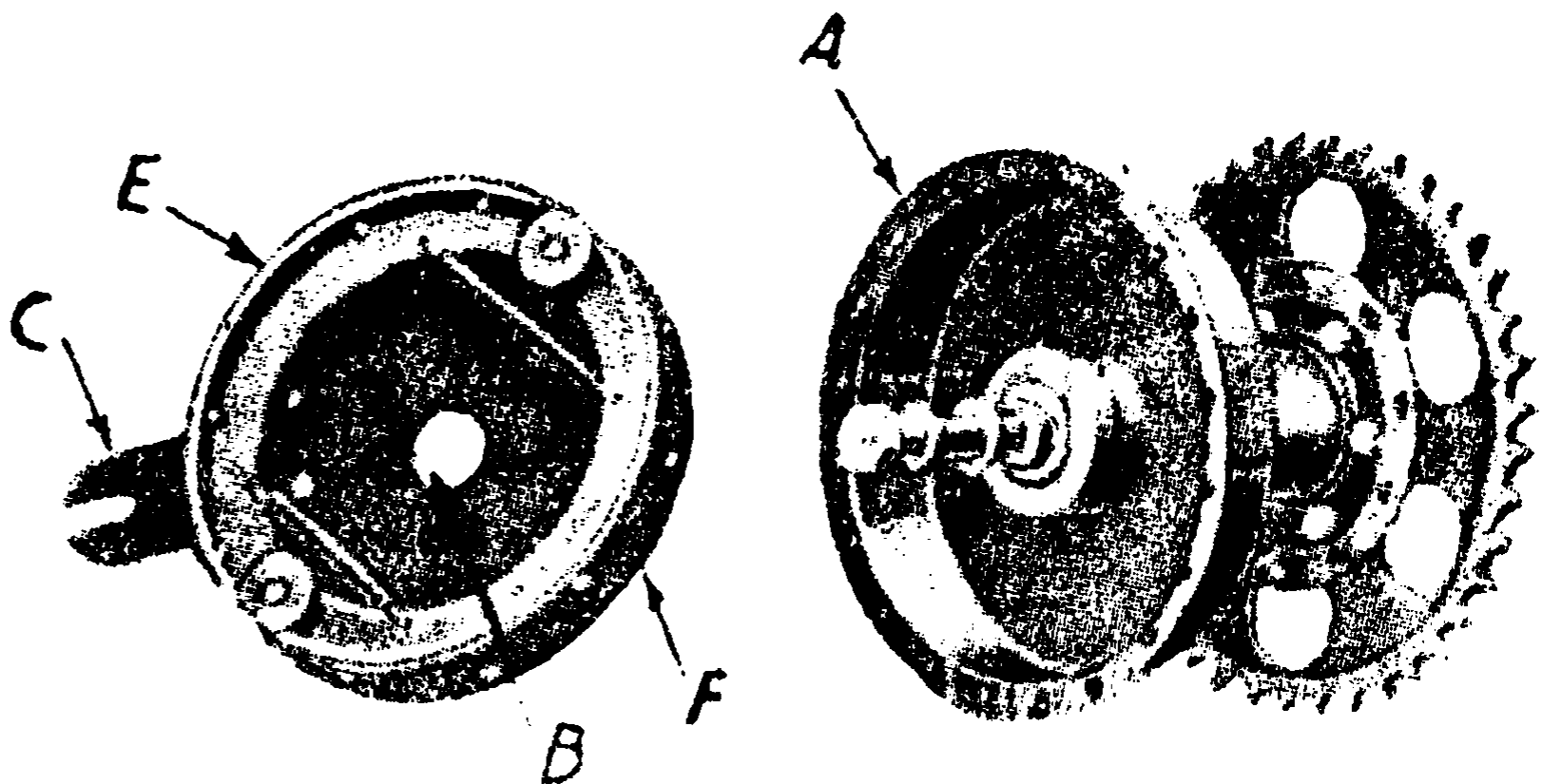
На фиг. 208 тормозная колодка — *E* представляет собой пружинящее стальное кольцо, к поверхности которого приклепана прокладка из ферродо. Концы колодки могут быть раздвигаемы системой рычажков *M*, вследствие чего колодка прижимается в внутренней поверхности барабана. Рычаг *D* соединен тягами с педалью, нажим которой и приводит тормоз в действие.

На фиг. 209 изображена несколько иная конструкция тормоза: здесь две колодки, имеющие вид сегментов и соединенные концами на общем шарнире. Другие концы ко-

лодок могут быть раздвигаемы овальным кулачком. Чтобы колодки не терлись без надобности о барабан, они стягиваются спиральными пружинами.

При одном и том же усилии, приложенном к педали,

сила торможения зависит от диаметра тормозного барабана, величина же поверхности тормозных колодок при этом не имеет значения. Однако, чем больше эта поверхность, тем меньше



Фиг. 209. Раздвижной тормоз.

будет давление на единицу поверхности тормоза, а следовательно, и износ тормозных колодок. Охлаждение тормоза тоже улучшается при увеличении его поверхности.

Максимальный диаметр тормозных барабанов, применяемых на мотоциклах, составляет 8" (20 см) при ширине обода 1 1/2" (3,8 см). Завод „Вэбб“, специализировавшийся на производстве раздвижных тормозов, применяет три размера тормозных барабанов: для легких мотоциклов — 5 × 3/4"; для средних — 6 × 3/4" и для тяжелых — 7 × 1".

§ 90. Торможение на переднее колесо.

Торможение на переднее колесо долгое время считалось опасным: предполагалось, что оно может вызвать перевертывание всей машины через руль. Поэтому тормоза на переднее колесо или вовсе не устраивались или делались такой конструкции, что с их помощью можно было получить лишь совершенно ничтожное торможение. Сравнительно недавно еще можно было видеть на мотоциклах такую конструкцию переднего тормоза, какая представлена на фиг. 189 (стр. 296): мы видим здесь вилку с двумя тормозными колодочками *T*, которые при помощи троса прижимались к ободу колеса, не оказывая никакого заметного эффекта.

Однако под влиянием автомобильной практики взгляд на передние тормоза резко изменился. Выяснилось, во-пер-

вых, что устройство мощного переднего тормоза необходимо для того, чтобы полностью использовать весь вес машины для торможения и, следовательно, остановить ее на кратчайшем расстоянии, и во-вторых, что при торможении обоих колес получается меньшее боковое скольжение, чем при одном заднем тормозе, т. е. опасность так называемого „заноса“ машины уменьшается, и движение машины остается прямолинейным даже при энергичном торможении на мокрой дороге.

Оба эти явления объясняются одной и той же причиной: при торможении нагрузка перемещается с заднего колеса на переднее, следовательно, с одной стороны — торможение заднего колеса становится менее действительным, а с другой — сцепление его с почвой ослабевает настолько, что оно начинает легко скользить вбок.

Какой значительный эффект дает применение тормоза на переднее колесо, видно из следующей таблички, в которой приведены результаты специальных испытаний, произведенных в 1930 г. во Франции с мотоциклом „Терро“ (306 см³).

При скорости в час	Расстояние, на котором может быть остановлен мотоцикл.		
	Передним тормозом	Задним тормозом	Обоими тормозами
30 км	10 м	7,2 м	4 м
50 „	35 „	25 „	17 „
90 „	75 „	52 „	32 „

Поэтому, современные машины почти всегда снабжаются двумя тормозами, причем задний приводится в действие педалью, а передний рычагом, расположенным на правой ручке руля (см. фиг. 211, стр. 326).

Иногда работу обоих тормозов связывают таким образом, что при нажатии педали начинают действовать совместно оба тормоза (мотоциклы „Неандер“, „Аскот-Пуллин“; у последних действие тормозов производится гидравлическим способом).

Так как ход ручного рычага крайне ограничен, а усилие, которое к нему может быть приложено, невелико, то применение простейших колодочных тормозов для переднего колеса оказалось недостаточным.

В самом деле, подсчитаем усилия, которые были бы необходимы для того, чтобы затормозить полностью переднее колесо с помощью колодочного тормоза.

Примем следующие данные: нагрузка на переднее колесо — 100 кг; диаметр колеса — 26"; диаметр тормозного барабана — 16"; коэффициент трения резины по сухой дороге — 0,6.

При этих условиях, чтобы затормозить колесо, надо приложить в точке соприкосновения шины с дорогой силу:

$$100 \times 0,6 = 60 \text{ кг.}$$

На ободе тормозного барабана эта сила должна быть больше, соответственно отношению диаметров колеса и барабана:

$$\frac{60 \times 26}{16} = 98 \text{ кг.}$$

Если коэффициент трения колодки о барабан принять равным 0,35, то для получения найденного окружного усилия надо произвести нажим колодки с силой:

$$98 : 0,35 = 280 \text{ кг.}$$

Какое же давление надо произвести на рукоятку тормозного рычага? Ход его, как мы сказали, ограничен и не превышает обычно 5 см на самом конце рычага. Ход колодки равен зазору между нею и поверхностью барабана. При колодочных тормозах этот зазор приходится делать очень большим — около 3 мм, так как при этой конструкции очень трудно сохранять неизменное расстояние между колодкой и барабаном.

Итак, отношение хода колодки к ходу рычага равно

$$\frac{50}{3} = 16,7.$$

Во столько же раз должно быть меньше усилие на рычаге, если мы примем, что оно приложено на конце его:

$$280 : 16,7 = 17 \text{ кг.}$$

В действительности нажим на рукоятку производится не на конце, а по всей ее длине и, следовательно, должен быть по крайней мере, вдвое больше, т. е. около 34 кг.

Такое усилие является чрезмерным и произвести его концами пальцев едва ли возможно.

Поэтому, единственным целесообразным типом тормозов для переднего колеса оказались раздвижные тормоза, у которых зазор между колодкой и барабаном может быть доведен до совершенно ничтожной величины, около 0,15—0,2 мм.

Правда, и диаметр тормозного барабана в этом случае гораздо меньше, но все же не трудно убедиться в том, что для получения максимального торможения в этом случае не потребуется значительного усилия на рукоятке тормоза.

Действительно, предполагая, что диаметр тормозного барабана равен 7" и оставляя прежние условия, получим:

усилие на окружности барабана:

$$\frac{60 \times 26}{7} = 223 \text{ кг};$$

нажим колодки:

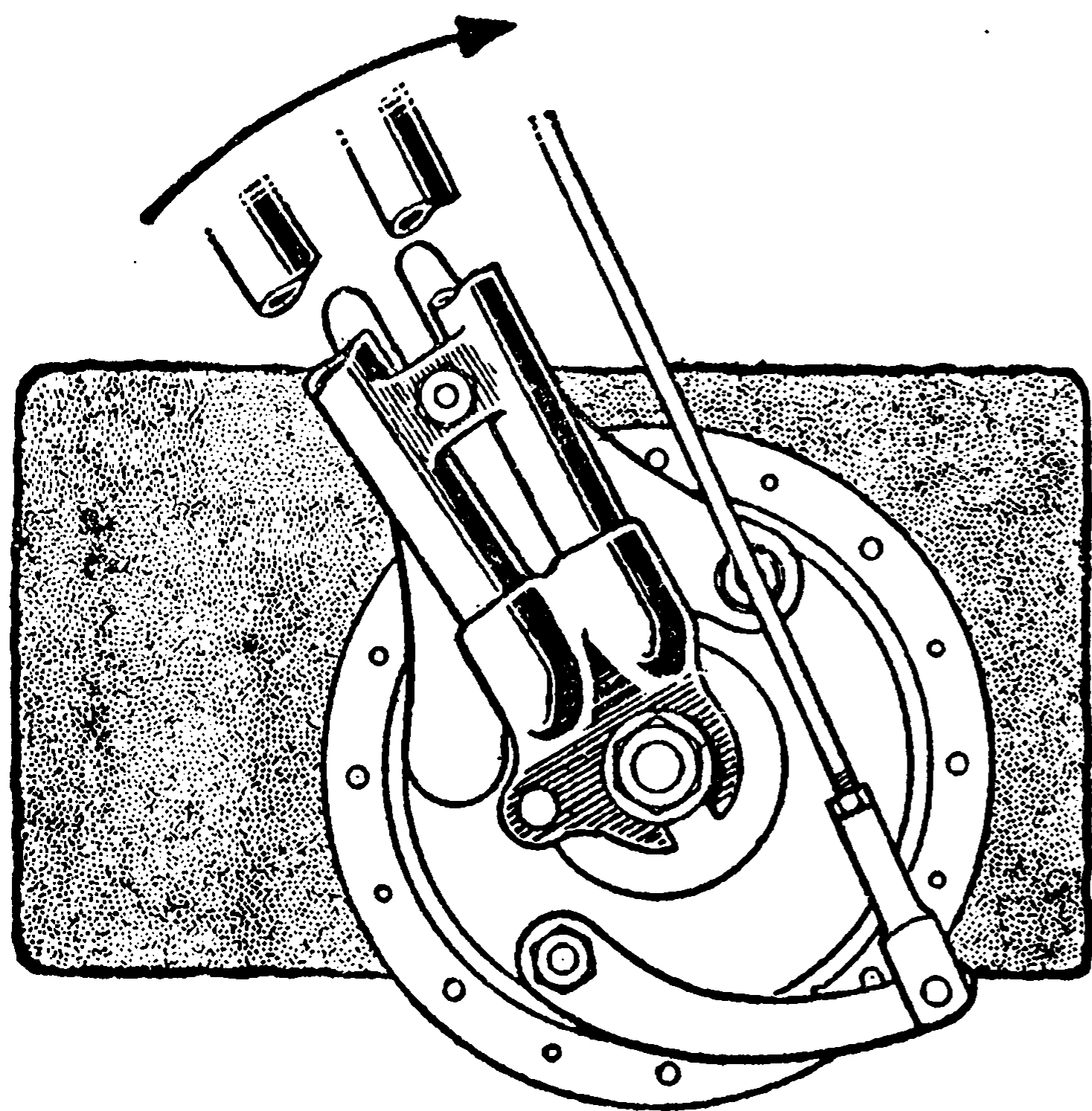
$$223 : 0,35 = 637 \text{ кг};$$

отношение хода рычага к ходу колодки (при зазоре 0,2 мм):

$$\frac{50}{0,2} = 250;$$

усилие на конце рычага тормоза:

$$637 : 250 = 2,5 \text{ кг}.$$



Фиг. 210. Передний тормоз.

Увеличив его вдвое, как и в первом случае, получим только 5 кг, что вполне допустимо для ручного тормоза, (при зазоре 0,15 мм это усилие было бы еще меньше, а именно 3,8 кг).

Устройство переднего раздвижного тормоза совершенно такое же, как и заднего. При взаимно-заменяемых колесах оба тормоза делаются даже одинакового размера. Диск с тормозными колодками закрепляется на конце вилки, а барабан на втулке колеса, как показано на фиг. 210.

При взаимно заменяемых заднем и переднем колесах весь комплект тормоза крепится на вилке, а не на втулке колеса.

Надо заметить, что торможение на переднее колесо создает весьма большие напряжения на конце вилки, вследствие чего вся конструкция ее должна быть значительно усилена.

§ 91. Способы торможения.

Опытный ездок пользуется тормозами только в самых экстренных случаях, когда необходимо во что бы то ни стало быстро остановить машину. В нормальных же условиях езды можно и следует совсем обходиться без тормозов, так как неумеренное торможение весьма разрушительно сказывается на шинах.

Ни в коем случае не следует пользоваться тормозами как средством для изменения скорости езды: управлять быстротой хода мотоцикла надо исключительно дроссельным клапаном. Можно также приподнимать выпускной клапан, вследствие чего мотор временно перестает работать и машина сбавляет ход.

Желая остановиться в назначенном месте, нужно заблаговременно прикрыть дроссельный клапан и затем перевести рычаг скорости на холостой ход. При некотором навыке легко достичь того, что остановка будет при этом происходить там, где нужно, без помощи тормозов или при самом легком торможении.

Сцепление вообще необходимо всегда выключать при торможении.

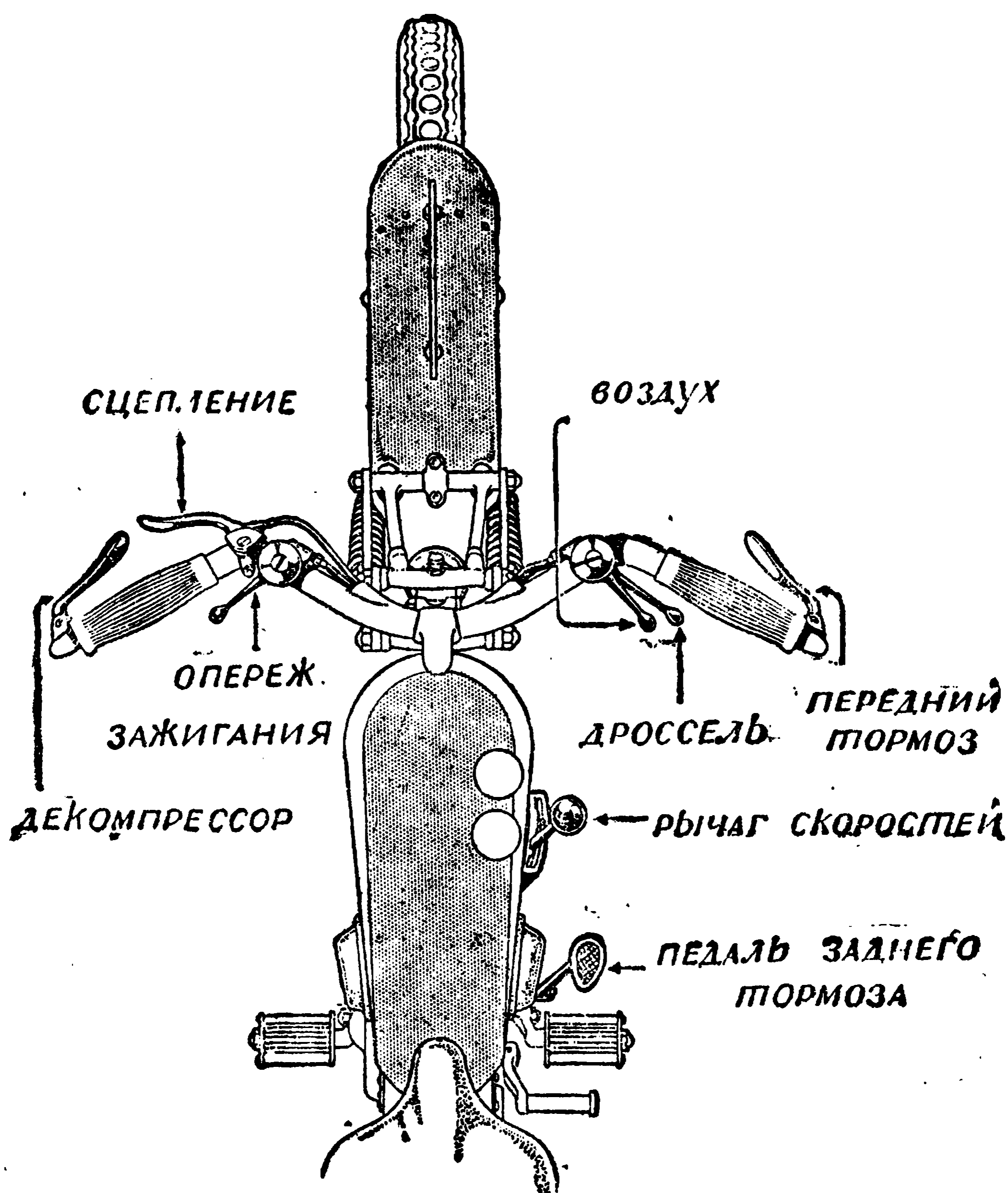
В особенности осторожно надо пользоваться тормозом на скользкой дороге. В этих условиях лучше всего замедлять ход машины подниманием выпускного клапана, так как при выключении сцепления и нажатии тормоза заднее колесо начинает иногда скользить вбок и избежать падения становится не легко. При необходимости быстро затормозить машину на скользкой дороге рекомендуется начинать торможение передним тормозом и сейчас же вслед за ним вводить в действие и задний. Специальные опыты в этом направлении показали, что при таком способе торможения машина сохраняет наибольшую устойчивость.

В качестве тормоза может быть использован также и сам двигатель, если закрыть совсем дроссельный клапан (т. е. заглушить мотор) и включить низшую передачу. Трение в передаточных механизмах и в самом двигателе производит при этом весьма надежное торможение. Торможением при помощи двигателя удобно пользоваться при продолжительном спуске, при чем можно совсем обойтись без тормозов.

§ 92. Стандартное расположение органов управления.

На машинах довоенного времени в отношении расположения органов управления наблюдалось большое разнообразие, которое представляло известные затруднения для ездоков при переходе с одной машины на другую и нередко служило причиной несчастных случаев. После войны были предприняты попытки „стандартизировать“ управление,

создать единый тип общепринятого расположения главных органов, от которых зависит ход машины и безопасность езды. В результате этих попыток технический комитет английского союза мотоциклистов (А. С. U.) выработал и утвердил „стандартное“ расположение органов управления. Его основные требования заключаются в следующем (см. фиг. 211).



Фиг. 211. Расположение органов управления.

1. Фиксаторы дроссельного и воздушного клапанов карбюратора помещаются на правой ручке руля и открываются к себе. В случае вращающейся рукоятки открытие дросселя производится поворачиванием ее против часовой стрелки (от себя).

2. Фиксатор опережения зажигания помещается на левой ручке руля, при чем раннее зажигание получается при

повертывании фиксатора к себе, а в случае вращающейся рукоятки — при повертывании ее по часовой стрелке (к себе).

3. Декомпрессор (подъемник выхлопного клапана) помещается на левой ручке руля.

4. Рычаг сцепления помещается также на левой ручке руля, если выключение сцепления производится рукой, если же выключение производится ногой, то у левой подножки.

5. Рычаг перемены скоростей помещается с правой стороны машины.

6. Педаль заднего тормоза помещается с правой стороны машины и приводится в действие носком ноги (нажим вперед).

7. Тормоз на переднее колесо приводится в действие рукой и рычаг его помещается на правой ручке руля.

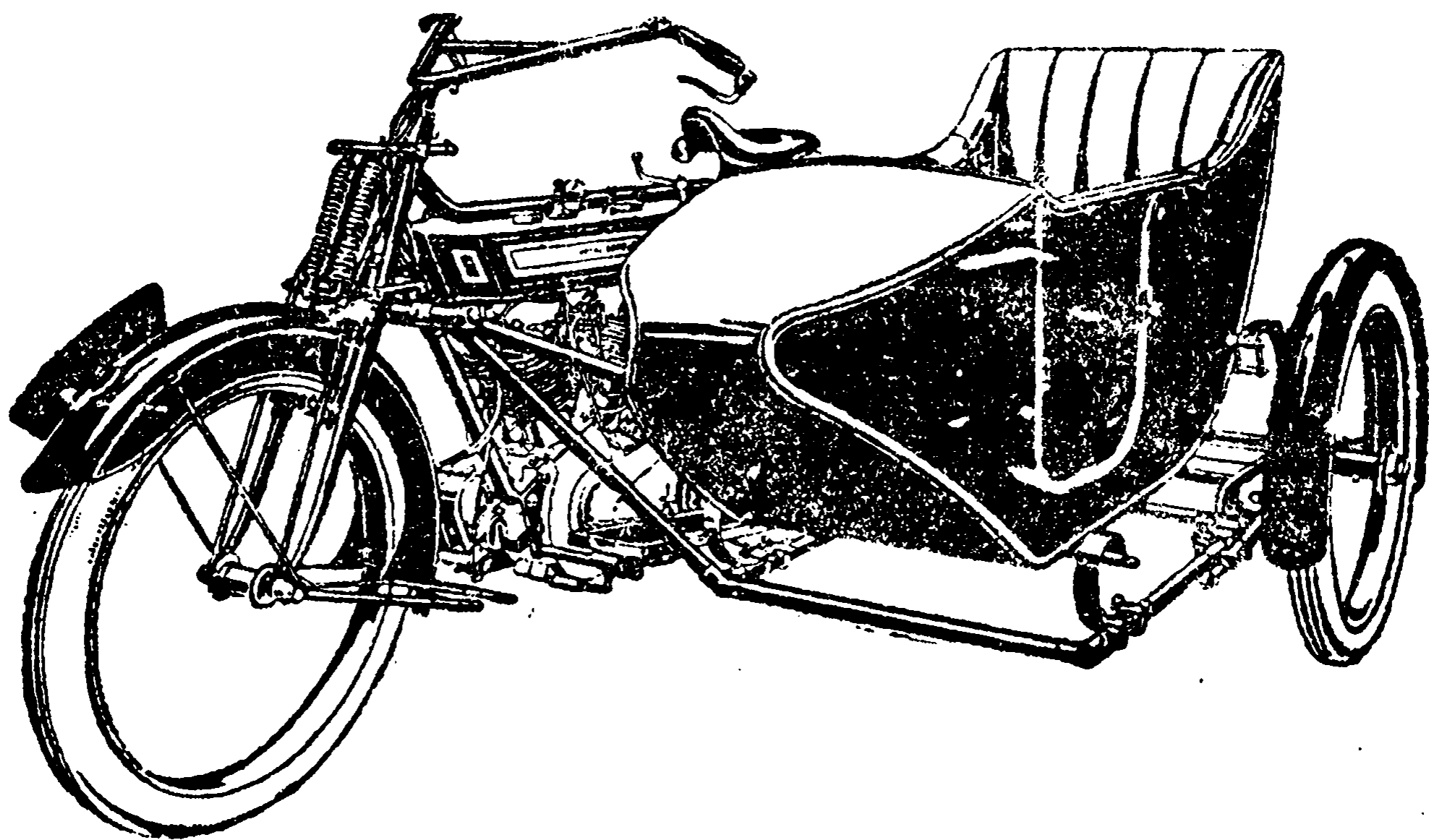
ГЛАВА XVIII.

ПРИЦЕПНЫЕ ТЕЛЕЖКИ.

§ 93. Прицепные тележки пассажирского и грузового типа.

Присоединение к мотоциклам прицепных тележек значительно расширяет область применения мотоцикла и превращает его из машины индивидуального пользования в одно из средств механического транспорта.

Соответственно целям, для которых они предназначаются, прицепные тележки к мотоциклам отличаются большим разнообразием. Обыкновенный тип прицепки, предназначенной для перевозки пассажиров, изображен на фиг. 212.



Фиг. 212. Мотоцикл с прицепной коляской.

Такая коляска прикрепляется к раме мотоцикла, слева или справа, при помощи трех или четырех тяг, снабженных ушками или хомутками.

Шасси тележки представляет собой трубчатую раму, поддерживаемую одним колесом, на которой подвешивается на рессорах кузов.

Кузов тележки делается из дерева, стальной жести или листового алюминия и снабжается сидением для одного или

двух пассажиров. В последнем случае сиденья располагаются, обычно, одно впереди другого.

Нормальные размеры кузова (в сантиметрах) указаны в нижеследующей таблице, относящейся к фиг. 213.

А	С	Е	Г	Н	Л	М	Н	О
110	50	17	48	45	38	35	30	45

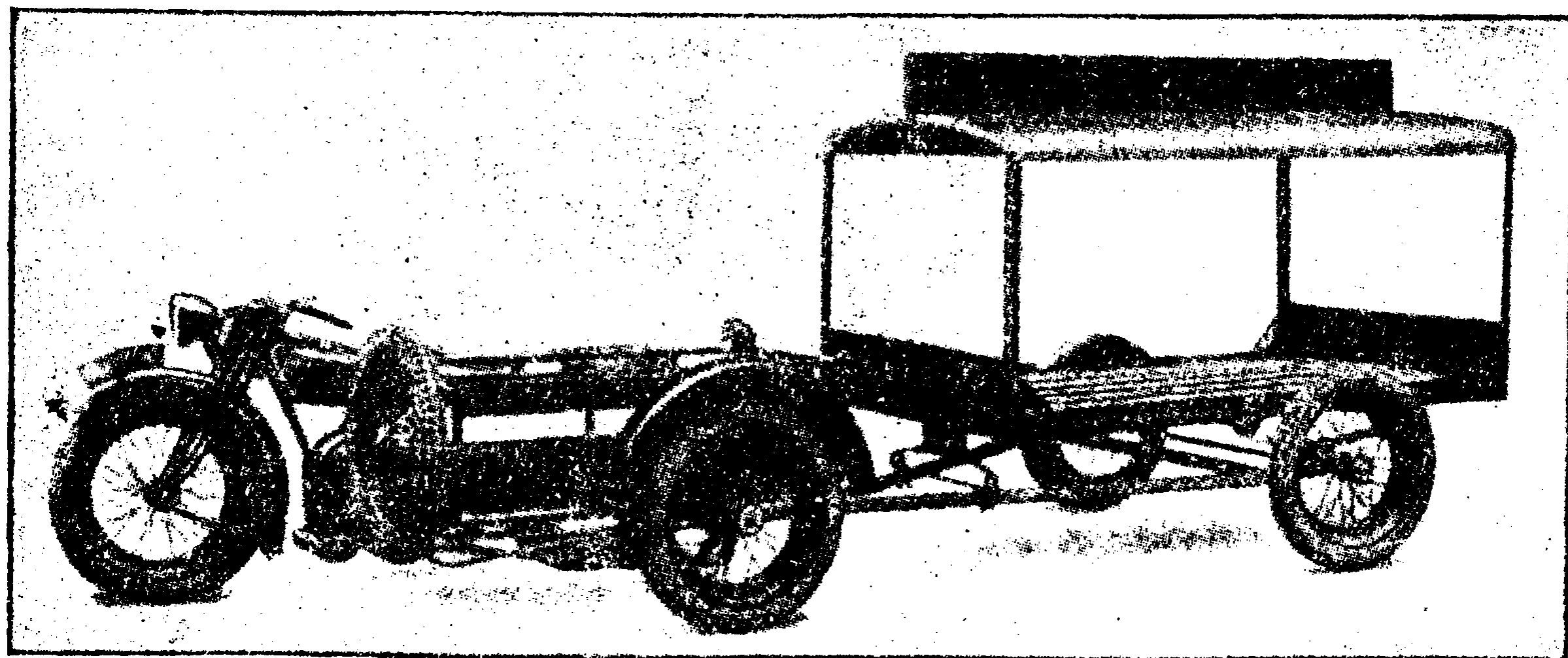
Ширина колеи заключается в пределах от 110 до 114 см. Расстояние от низшей точки рамы тележки до земли для наших дорожных условий должно составлять не меньше 20 см.



Фиг. 213.

Для защиты сидока от непогоды коляска снабжается обыкновенно откидным верхом, а также передними и боковыми стеклами или целулоидными щитками.

Для перевозки грузов кузов устраивается либо в виде прямоугольного багажного ящика, либо приспособляется



Фиг. 214. Дополнительная прицепка к мотоциклу.

для специальных целей, например, для установки пулемета, для перевозки бидонов с жидкостями и т. п.

Для увеличения грузоподъемности к мотоциклу, снабженному боковой прицепкой, может быть присоединена сзади еще двухколесная тележка, опирающаяся передним концом своей рамы на раму боковой тележки. Такое устройство показано на фиг. 214.

Мотоциклы с таким оборудованием применяются в Англии и Америке для развозки по городу молока, овощей и т. п. продуктов.

Вполне целесообразно также применение мотоциклов с прицепными багажными тележками для доставки почты, газет и пр. Но, разумеется, все описанные приспособления требуют прежде всего удовлетворительного состояния дорог, и только при этом условии мотоцикл может себя оправдать как транспортное средство.

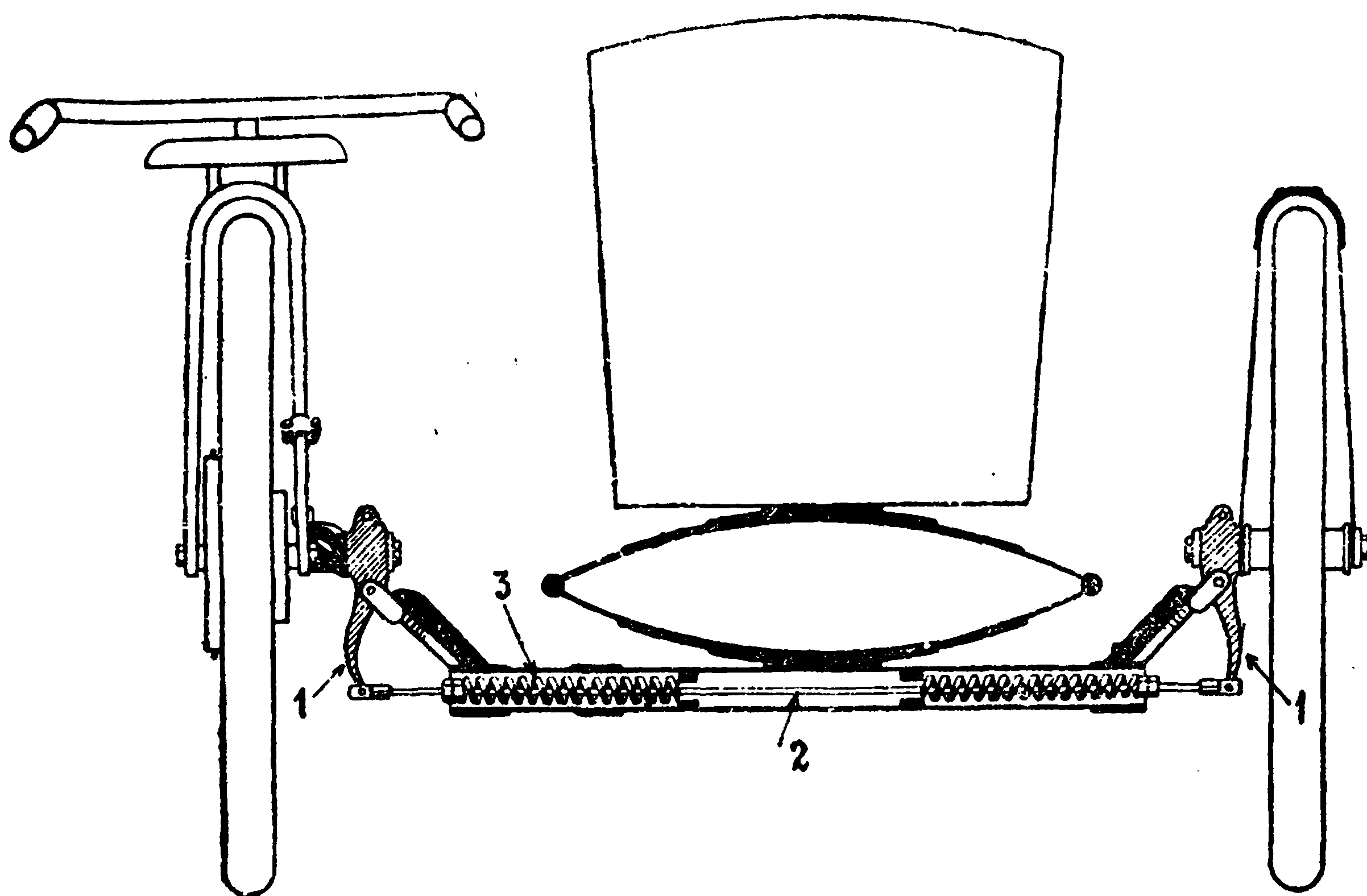
При наличии хороших дорог тележки пассажирского или грузового типа можно присоединять к машинам начиная от 350 см³.

Обычный тип жесткого соединения прицепа с мотоциклом, представленный на фиг. 212, довольно неблагоприятно отражается на раме мотоцикла, которой передаются все сотрясения, получаемые тележкой от неровной дороги.

Повороты с прицепной тележкой также значительно затруднены вследствие невозможности дать машине требуемый поворотом наклон. Поэтому, при повороте в сторону коляски легко опрокинуться, а при повороте в сторону машины нередко получается скольжение колес по земле, сильно изнашивающее шины.

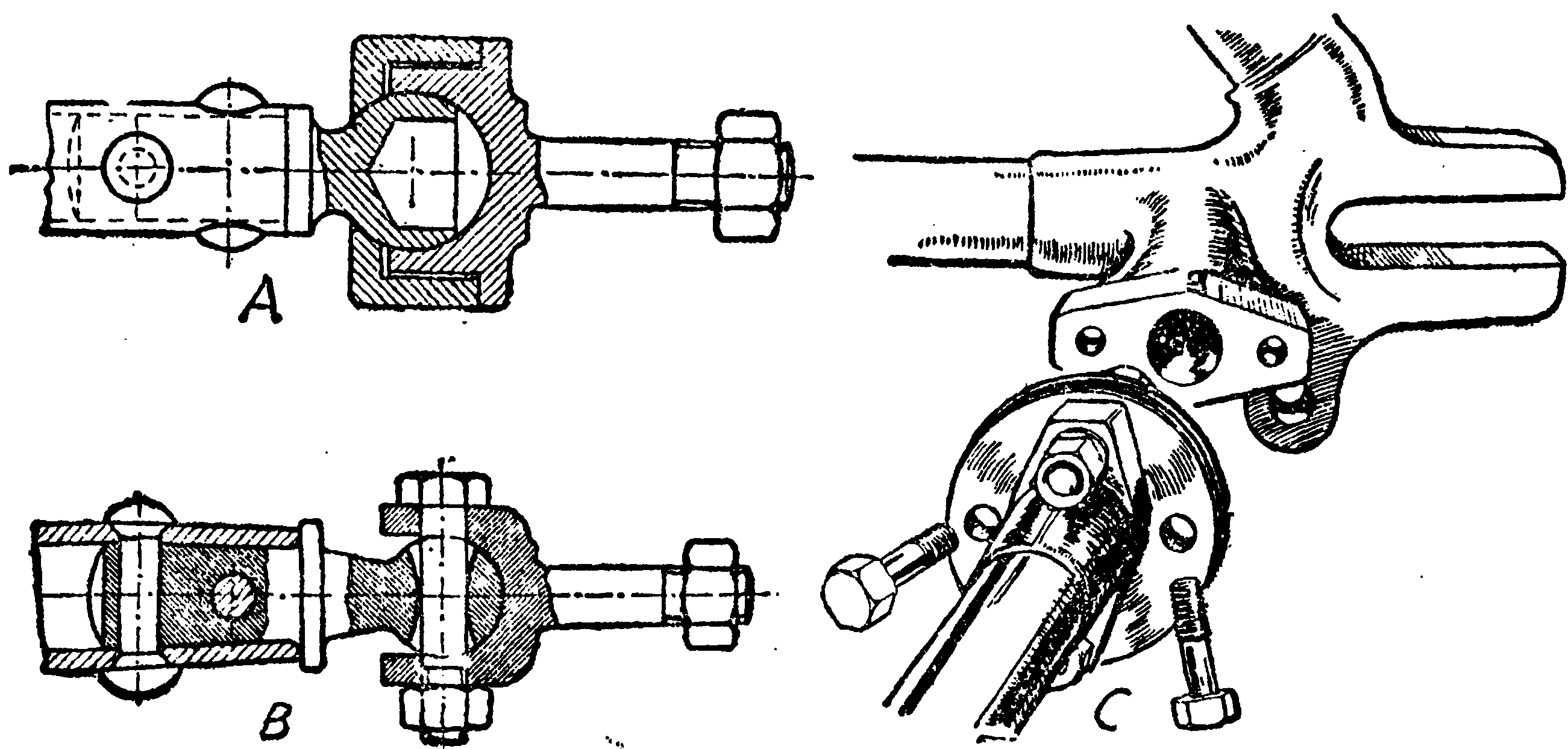
С этой точки зрения заслуживает полного внимания, по крайней мере по своей идее, способ прицепа боковой коляски американской марки „Флексибл“ („Flexible“), показанный на фиг. 215. Коляска соединяется здесь шарнирно только с нижней частью рамы мотоцикла и только в двух местах: внизу передней трубы и с задней вилкой. Колесо коляски связано при помощи поворотных пальцев 1 и стержня 2 с рамой мотоцикла таким образом, что наклон мотоцикла вызывает соответствующий наклон колеса коляски. Благодаря такой конструкции достигаются два важных преимущества: во-первых, машину можно наклонять при поворотах так же, как и при одиночной езде, во-вторых, если колеса мотоцикла и коляски случайно очутятся не в одной горизонтальной плоскости, это не мешает машине сохранить вертикальное положение и не отразится в виде бокового толчка на раме. Боковые наклоны мотоцикла и возвращение его в вертикальное положение регулируются пружинами 3.

Коляски этого типа пользуются значительной популярностью в Америке, особенно для целей спорта.



Фиг. 215. Прицепка „Флексибл“.

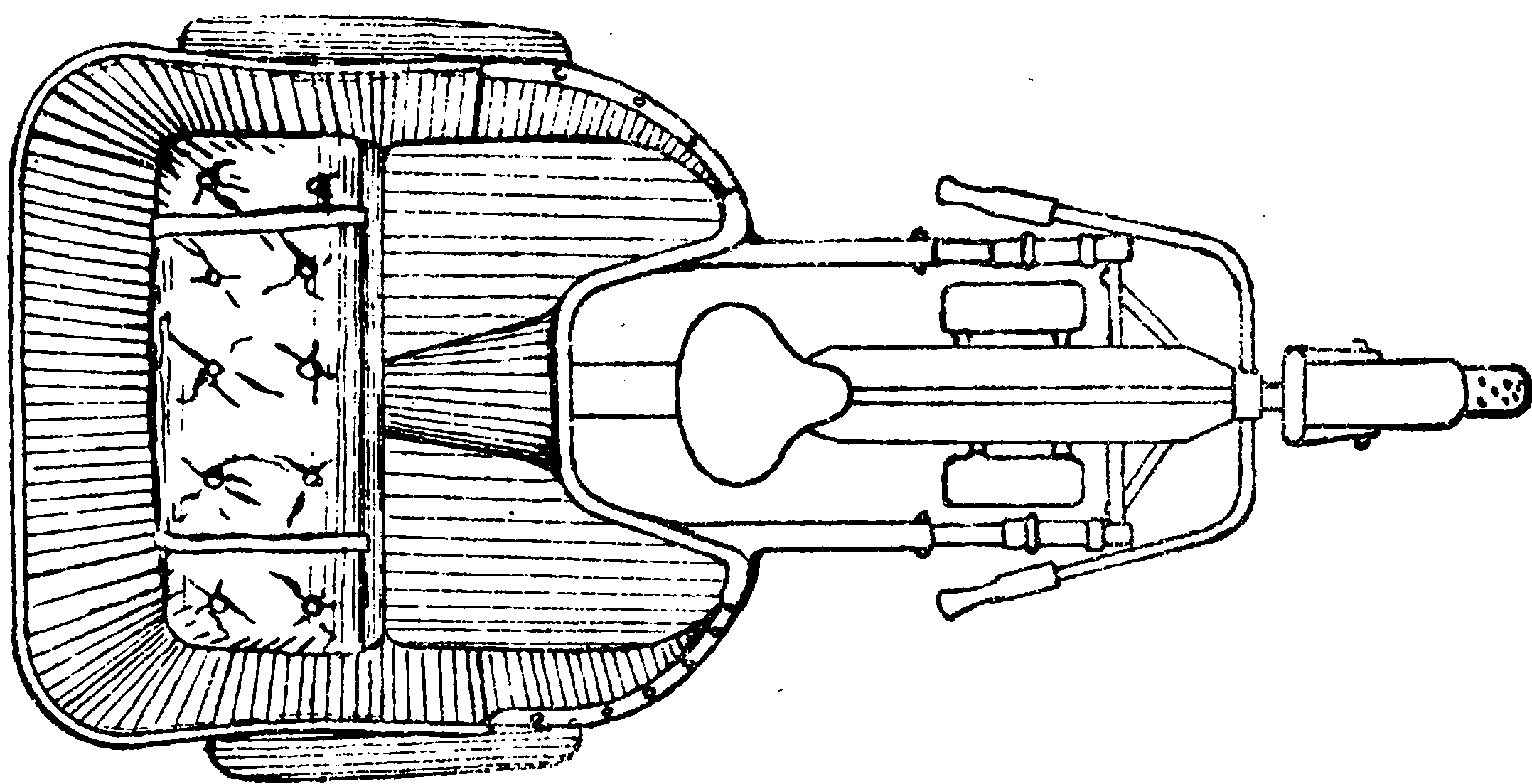
Для предохранения труб рамы мотоцикла и тележки от чрезмерных напряжений целесообразны такие соединения, которые обладают гибкостью во всех направлениях.



Фиг. 216. Гибкие шарниры.

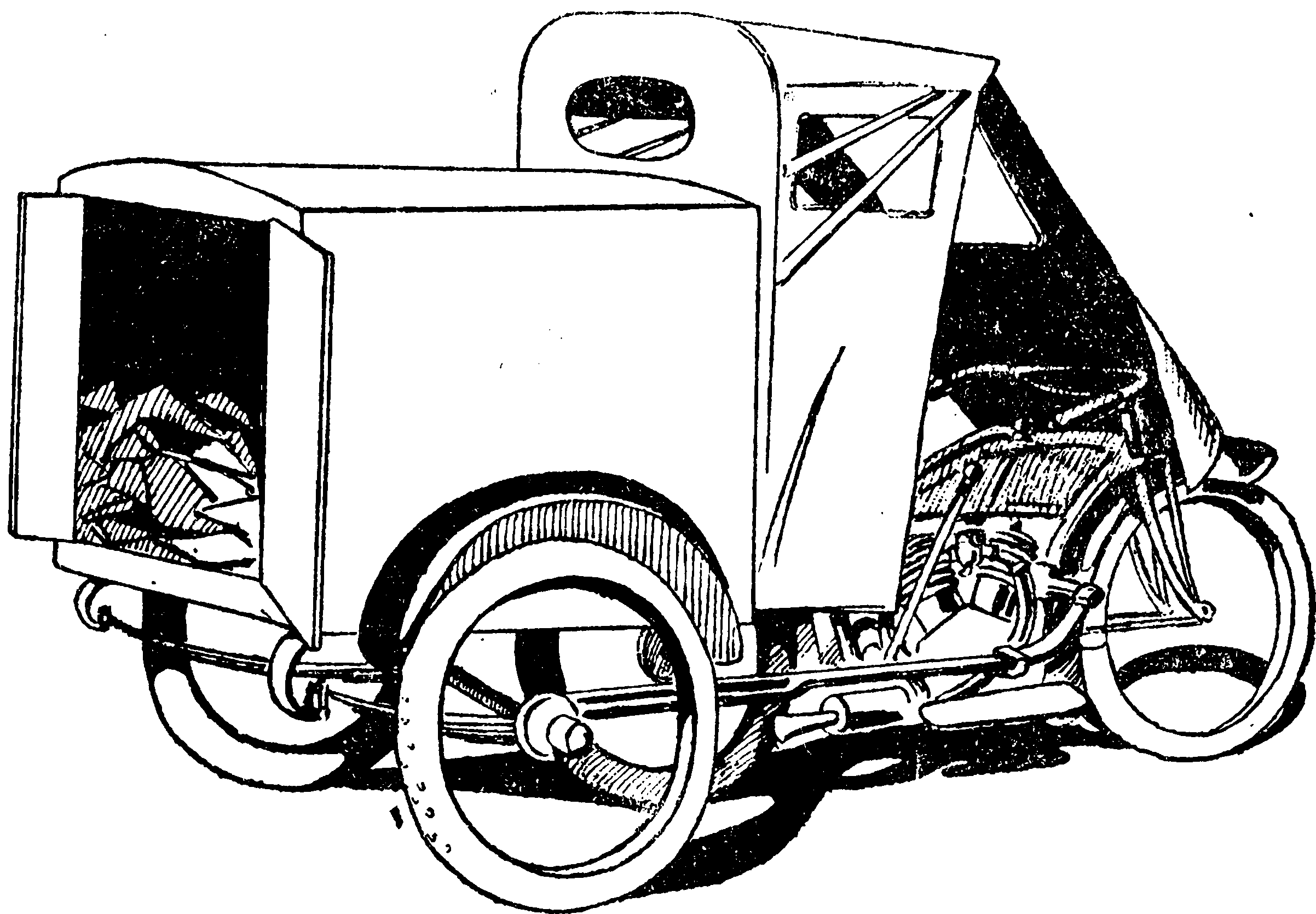
Несколько типов таких соединений показаны на фиг. 216. Буквами А и В обозначены два вида шаровых шарниров, а буквой С — гибкое соединение, состоящее из ряда тонких стальных дисков.

Кроме боковых прицепок, описанных выше, возможен и другой тип тележек, присоединяемых сзади мотоцикла, как это иллюстрируется фиг. 217 и 218.



Фиг. 217. Задняя прицепка.

Нельзя отрицать за ним целого ряда преимуществ: во первых, нагрузка на раму распределяется равномернее, чем при боковых колясках; во-вторых, способ прицепки чрезвы-



Фиг. 218. Грузовой фургончик.

чайно упрощается и легко может быть выполняем одним ездоком без посторонней помощи; в-третьих, доступность обеих сторон двигателя не оставляет желать ничего лучшего; в-четвертых, наконец, коляска может быть сделана очень

комфортабельной, двухместной, а рулевой и машина могут быть вполне защищены откидным верхом от непогоды. Однако, все эти преимущества обесцениваются одним существенным недостатком: вместо двухколейного получается трехколейный экипаж, что делает его крайне неудобным для управления, а на наших дорогах и вовсе непрактичным, не говоря уже о добавочном расходе шин на четвертое колесо.

Впрочем, и за границей этот тип прицепок американской постройки не привился и после кратковременного успеха довольно скоро вышел из моды.

При установке прицепной тележки надо обращать внимание на то, чтобы колеса мотоцикла и коляски были параллельны. Это можно выверить с помощью каких-либо деревянных реек или двух шнурков, натянутых параллельно. Допустима, впрочем, и такая установка, при которой линии колес не совсем параллельны, а слегка сходятся кпереди.

Сам мотоцикл лучше устанавливать не вполне вертикально, а с легким наклоном (около 2°) от коляски.

Правильность установки коляски можно проверить также следующим образом: выбрав ровное место, дать машине тихий ход и выпустить руль из рук. Хорошо прилаженная коляска не должна при этом тянуть мотоцикл ни в одну, ни в другую сторону.

С течением времени мотоцикл теряет обыкновенно вертикальное положение и приобретает некоторый наклон в сторону коляски. Недостаток этот должен быть исправлен тотчас же, как только он будет замечен.

При езде с боковой коляской надо избегать резких поворотов, так как они, во-первых, вредно отражаются на раме и на шинах, и, во-вторых, сопряжены с опасностью перевернуться, в особенности, если в коляске нет пассажира и поворот совершается в сторону коляски.

Нормы смазки, указанные в § 60, должны быть несколько увеличены.

Опережение зажигания, напротив, рекомендуется устанавливать немного меньше нормального.

О выборе передачи см. § 74.

СВЕДЕНИЯ ПО УХОДУ ЗА МОТОЦИКЛОМ И РЕМОНТУ. ИСПЫТАНИЕ МОЩНОСТИ МОТОЦИКЛА.

334

ГЛАВА XIX.

УХОД ЗА МОТОЦИКЛОМ И ТЕКУЩИЙ РЕМОНТ.

§ 94. Уход за мотоциклом.

Уход за мотоциклом заключается: 1) в наружной и внутренней чистке машины; 2) в систематическом осмотре и приведении в порядок частей, нуждающихся в регулировке; 3) в смазке двигателя и других частей машины.

Относящиеся сюда сведения сообщались попутно в разных отделах руководства.

Объединим их теперь в несколько таблиц, удобных для обозрения и справок.

I. Что и когда надо чистить.

а) После каждой поездки:

Весь мотоцикл снаружи.

Обмыть грязь водой помощью щетки; обтереть досуха тряпкой; цепи, гайки, вообще части, подверженные ржавлению, протереть промасленной тряпкой.

б) Через каждые 1000 — 1500 км.

Картер двигателя.

Выпустить старое масло. Промыть картер керосином (§ 60).

При циркуляционной смазке надо сменить масло не только в картере, но и в баке, при чем эту операцию можно делать через 2000 — 2500 км. Если для смазки применяется касторовое масло, то промывку картера надо делать бензолом или денатуратом.

Карбюратор.

Очистить от грязи поплавковую камеру и фильтр.

в) Через каждые 5000 км.

Цилиндр и поршень.

Снять цилиндр. Соскоблить нагар. Обмыть бензином или керосином (§ 10 и 16). Для мотоциклов

с высокими степенями сжатия эта операция может понадобиться чаще, примерно через 2500 — 3000 км.

Клапаны.

Притереть клапаны, если окажется нужным (§ 14).

Глушитель и выхлопные трубы.

Разобрать и вычистить. Неразборный глушитель и трубы очистить от нагара, как указано в § 20.

Коллектор магнето

Протереть тряпочкой, повернутой на карандаш (§ 51).

II. Что и когда надо осматривать и приводить в порядок.

а) Перед каждой поездкой.

Шины.

Накачать, если нужно. Осмотреть, нет ли застрявших гвоздей.

Масляный бак.

Убедиться в наличии масла.

б) Ежедневно.

Все болты и гайки.

Опробовать ключом; подтянуть ослабевшие гайки; заменить потерянные гайки новыми.

Зазор между толкателями и клапанами

Проверить зазор. Отрегулировать, если надо: 0,1 — 0,15 мм при нагретом двигателе (§ 25).

Аккумуляторы.

Долить дистиллированной водой (§ 53).

в) Ежемесячно.

Конуса колес.

Устранить игру, если таковая замечается (§ 87).

Упорные подшипники рулевой колонки.

То же (§ 86).

Спицы.

Заменить сломанные спицы; натянуть ослабевшие спицы (§ 87).

Натяжение цепей.

Подтянуть цепи, если нужно (§ 66).

Тормоза.

Убедиться в том, что вращение колеса происходит свободно и тормозные колодки не трутся о барабан. Урегулировать длину тормозных тяг (это необходимо после изменения натяжения задней цепи).

Прерыватель магнето.

Проверить зазор между контактами — 0,4 мм. Если надо, зачистить, контакты (§ 51).

Щетки и коллектор динамо.

Зачистить то и другое мелкой шкуркой.

III. Что и когда надо смазывать.

а) При всякой поездке.

Двигатель.

Автомобильное масло (см. § 60).

б) Е ж е н е д е л ь н о .

Переднюю вилку, шарниры всех рычагов, тяг, педалей.

Машинное или автомобильное, масло, по несколько капель во все масленки, или густая смазка, вводимая специальным шприцем.

Коробку скоростей.

Автомобильное масло. Дополнить до надлежащего уровня (§ 76). Раз в сезон удалить всю смазку и промыть коробку керосином.

в) Е ж е м е с я ч н о .

Втулки колес.

Тавот. Ввести шприцем через масленки на втулках (§ 87).

Цепи.

Графитная мазь. Нагреть в смазке после промывки керосином (§ 66).

Магнето.

Веретенное или костяное масло. По две капли в каждую масленку подшипников якоря (51).

Примечание. При обкатке совершенно новой машины надо соблюдать следующие предосторожности: 1) в первое время (первые 450 — 500 км) не превышать при езде скорости 35 — 40 км в час; 2) смазывать двигатель возможно обильнее; 3) подтягивать все болты, гайки, спицы и пр. возможно чаще.

§ 95. Приемы разборки, сборки и текущего ремонта.

Выполнение описанных в предыдущем параграфе операций сопряжено с частичной разборкой мотоцикла, а иногда с заменой отдельных изношенных частей: поршневых колец, прокладок, свечей, подшипников, пружин и т. п. Более сложный ремонт, требующий изготовления новых частей, сварки или применения металлообрабатывающих станков, не может быть выполнен домашними средствами, а потому здесь не рассматривается.

Разборка и сборка мотоцикла в пределах, необходимых для текущего ремонта, производится тем набором инструментов, который прилагается к машине. Он состоит, главным образом, из гаечных ключей и отверток разной величины. Рассмотрим приемы работы ими.

Г а й к и и б о л т ы .

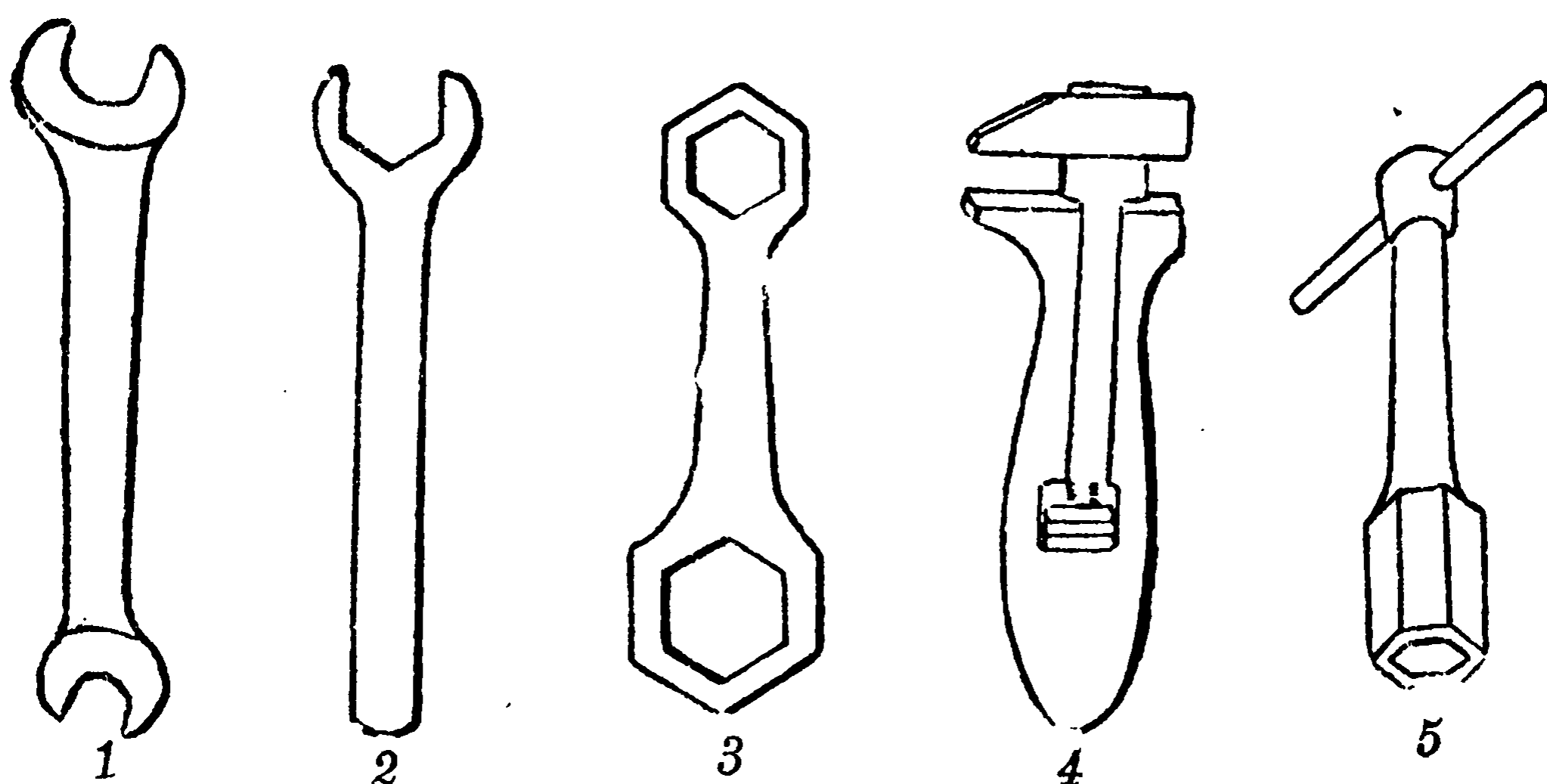
Отвинчивание гаек производится ключами, различные типы которых изображены на фиг. 219.

Ключ может охватывать гайку с двух сторон (1), с четырех (2), или с шести (3 и 5).

Обыкновенные гаечные ключи подходят только к гайкам определенного размера и только для них должны применяться.

Не следует работать ключом, который неплотно охватывает гайку, так как это ведет к сбиванию и закруглению ее граней.

Разводной ключ (4) может быть, напротив, прилажен ко всякой гайке, так как щеки его устанавливаются на любом



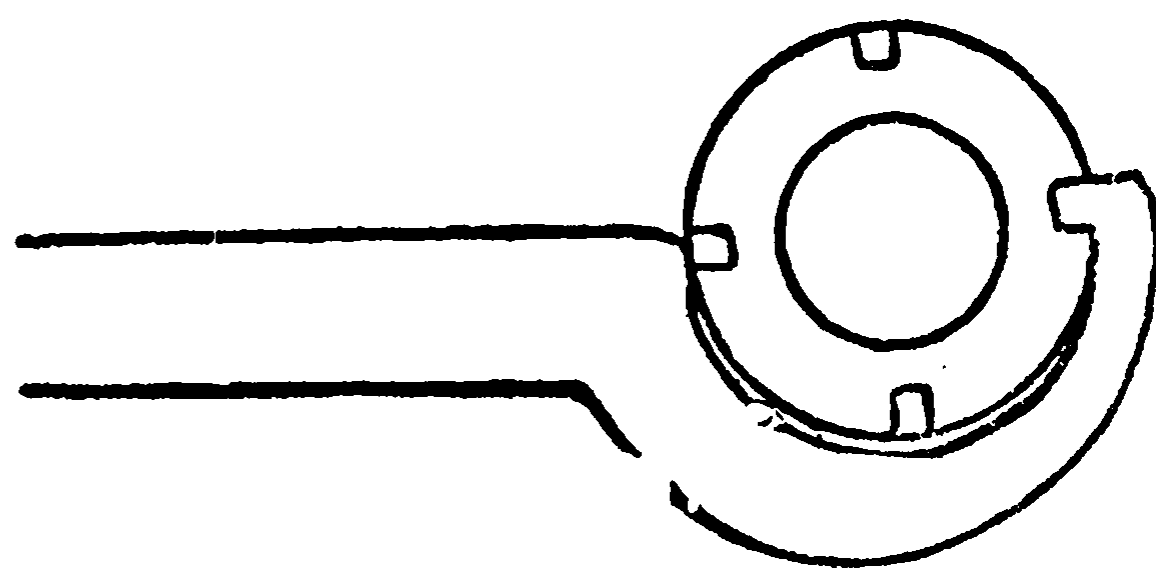
Фиг. 219. Гаечные ключи.

расстоянии. Недостаток его заключается в том, что он захватывает гайку только за две грани и вследствие этого легко сбивает их.

Поэтому для гаек, которые приходится часто отвинчивать и завинчивать, следует, не применяя разводного ключа, пользоваться торцовыми (5) или шестигранными ключами (3).

Круглые гайки отвинчиваются специальными крючкообразными ключами, как показано на фиг. 220.

В большинстве случаев гайки снабжены так называемой „правой“ резьбой, т. е. завинчиваются по часовой стрелке.



Фиг. 220. Крючкообразный ключ.

Но встречаются гайки с „левой“ резьбой, которые завинчиваются и отвинчиваются в обратном направлении. Такие гайки применяются для вращающихся частей, если направление вращения таково, что может отвинтить гайку. Об этом не следует забывать при работе, так как, вращая гайку в ненадлежащем направлении, можно не только потерять даром много времени, но сорвать резьбу, т. е. совершенно испортить гайку.

Всякую гайку надо завинчивать туго, „до отказа“, который легко почувствовать рукой, работая ключом соответствующего размера. Не следует, однако, чрезмерно усердствовать в этом отношении, в особенности, если приходится завинчивать малокалиберную гайку непропорционально большим ключом: в этом случае тоже легко сорвать резьбу. Заржавевшие болты и гайки надо предварительно отчищать от ржавчины керосином и смазывать, иначе будет трудно завинтить их до конца.

На практике нередко приходится встречаться со случаем „заедания“ гайки, которое выражается в том, что гайку не удается отвинтить ключом даже большого размера. В этом случае надо сначала попытаться отмочить ее керосином; если же керосин не поможет делу, то подвергнуть гайку нагреванию, например, при помощи паяльной лампы. Нагрев гайку, надо капнуть бензином на конец болта, который она охватывает, чтобы заставить его охладиться, и затем действовать ключом. Можно также подвергнуть нагреванию не самую гайку, а накалил на огне ключ и наложить его затем на гайку. Теплота ключа быстро распространится, конечно, и на гайку и заставит ее немного расшириться.

Разумеется, заевшие пробки, например, пробки цилиндров, нельзя освободить таким способом: здесь следует нагревать уже не самую пробку, а окружающую ее металлическую часть; пробку же, напротив, надо стараться сохранить холодной, смачивая ее водой или бензином.

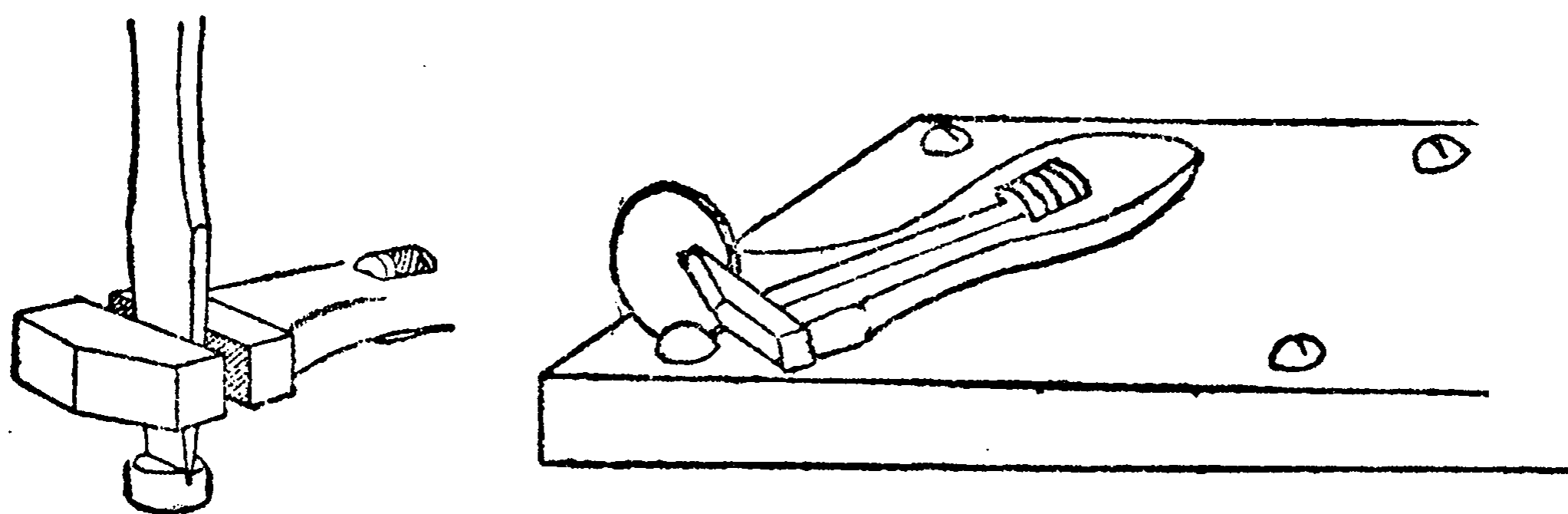
При завинчивании серии гаек (например на фланце цилиндра, или на его головке) не следует ни одну из них сразу же затягивать до конца; надо, напротив, завинчивать все одновременно, давая каждой по одному, по два оборота.

Во избежание заедания пробок цилиндров и соединительных гаек выпускной трубы следует при сборке смазывать их резьбу графитом.

При выколачивании болтов, туго сидящих в своих гнездах, надо помнить, что даже легкие удары по ним железным молотком тотчас же сбивают резьбу. Необходимо поэтому употреблять для выколачивания болтов деревянный молоток или, по крайней мере, наложить на конец болта какой-нибудь деревянный брусок и затем уже ударять сверху молотком.

В и н т ы.

При завинчивании и отвинчивании винтов надо пользоваться хорошо прилаженными к разрезу винта отвертками. Употребление слишком маленьких, равно как и слишком больших отверток влечет за собою порчу головки винта, после чего удалить его становится возможным только высверливанием. Винты также подвержены „заеданию“, как и гайки, и могут быть освобождены теми же способами. Надо только помнить, что нагреванию в данном случае следует подвергать не самый винт, а окружающую его массу.



Фиг. 221. Отвинчивание заевших винтов.

Туго затянутый или неудобно расположенный винт можно иногда отвинтить при помощи комбинации отвертки или монеты с разводным ключом. Оба эти способа наглядно представлены на фиг. 221.

Ш е с т е р н и, ш к и в ы, м а х о в и к и.

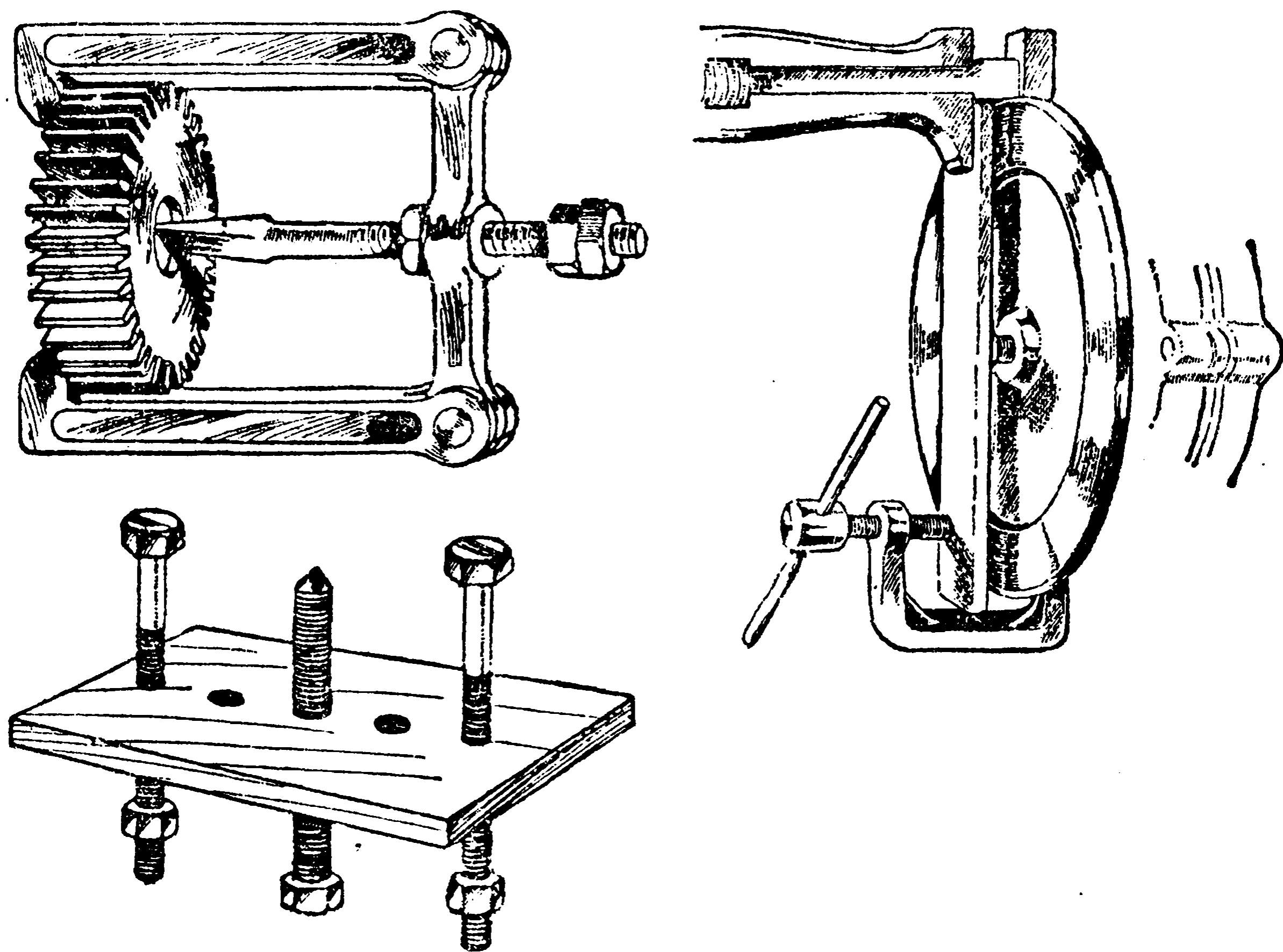
Съемка шестерен, туго сидящих на валиках, представляет известные трудности. Чтобы избежать при этой операции ударов, которые легко ведут к порче тех или иных частей, следует применять для съемки шестерен специальное приспособление, показанное на фиг. 222.

Оно состоит из двух крючков, соединенных поперечиной, через середину которой пропущен упорный винт. Способ действия совершенно понятен из рисунка: вращая ключом головку винта, стаскивают шестерню без всякого усилия.

Простой самодельный прибор такого же рода изображен на фиг. 222 внизу. Он состоит из стальной полосы около 15×5 см, толщиной 5-6 мм. В центре ее просверливается и нарезается отверстие для упорного винта ($5/16$ " или $3/8$ "). По обе стороны от него просверливают на равных

расстояниях еще несколько дыр, в которые вставляются болты, длиной около 75 см. Действие прибора аналогично предыдущему: головки болтов зацепляют за края шестерни, конец винта упирают в центр вала и вращают его головку ключом, пока шестерня не сойдет со своего места.

Способ съемки вынесенного маховика показан на фиг. 222, справа: поперек маховика кладут толстую стальную полосу (10 — 12 мм) так, чтобы середина ее опиралась на конец вала; один конец полосы захватывают вместе с маховиком



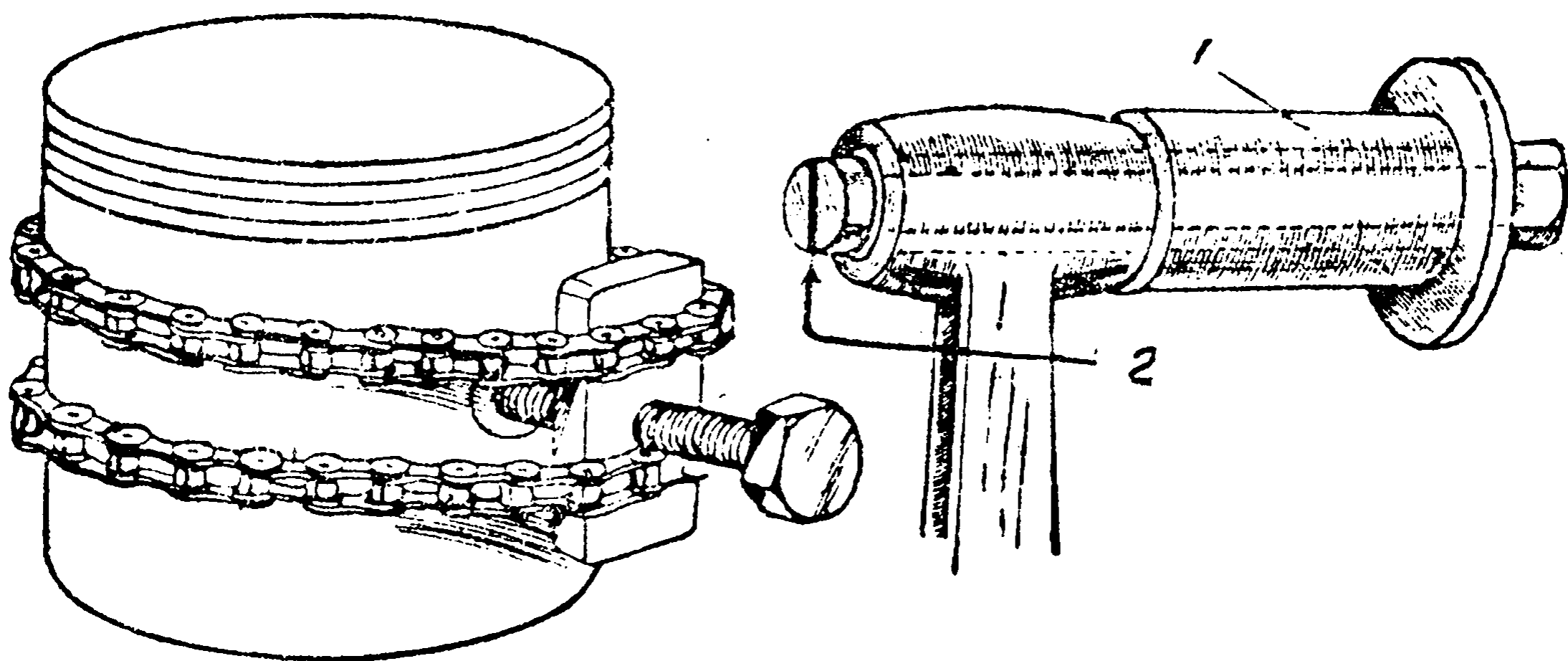
Фиг. 222. Приспособления для снятия шестерен и маховиков.

разводным ключом, а другой стягивают струбцинкой; вместо разводного ключа может быть, конечно, применена вторая струбцинка.

При сборке маховика, особенно, если была поставлена новая шпонка, надо обращать внимание на то, чтобы вся поверхность его отверстия плотно прилегала к конусу вала, иначе шпонка быстро разработается. Чтобы получить здесь вполне надежное соединение, можно нагреть маховик (например, в кипящей воде) и в таком виде насадить его на вал.

Поршневой палец.

Чтобы снять поршень, надо вытащить поршневой палец. Если он закреплен во втулках поршня стопорными винтами или шплинтами, их надо, конечно, предварительно удалить. Но, обыкновенно, палец у мотоциклов не закрепляется (см. § 15, стр. 76). Так как он вставлен все же довольно туго, то при удалении его надо соблюдать известные предосторожности, чтобы, во-первых, не погнуть шатун, и, во-вторых, не повредить медяные или алюминиевые шляпки на концах пальца. Лучше поэтому не выколачивать его молотком, а применять способ, показанный на фиг. 223.



Фиг. 223. Выдавливание пальца и его подшипника.

Планка с упорным винтом прикрепляется к поршню с помощью двух колец, сделанных из старой велосипедной цепи (или какими-нибудь иными скобами). Давлением винта палец выжимается без всяких ударов.

Вынув палец, надо заметить, каким концом он был вставлен в поршень, и при сборке поместить его так же, как раньше.

Это относится и к самому поршню: нужно сделать отметку на одной из сторон поршня, чтобы знать, каким образом он должен быть надет на шатун.

При вытаскивании пальца и вообще после того, как снят цилиндр, надо позаботиться о том, чтобы нижний край поршня не ударялся о шатун. Чтобы защитить его от таких ударов и возможного образования трещин, надо внутрь поршня вложить кусок тряпки.

Перед сборкой палец надо смазать, а шляпки на его кон-

цах, если на них замечаются какие-либо царапины, зачистить мелкой шкуркой.

Если в подшипнике поршневого пальца замечается игра, которую можно ощутить рукой, надо заменить бронзовую втулку в верхней головке шатуна. Выколотить эту втулку и вставить новую, не снимая всего шатуна (для чего пришлось бы разобрать картер и маховики), довольно трудно. Лучше и для этой операции применить способ выдавливания, которое может быть выполнено с помощью весьма простого приспособления, показанного на фиг. 223.

Оно состоит из куска трубы 1, достаточно длинного болта 2 и шайбы. Внутренний диаметр трубы должен быть немного больше наружного диаметра втулки, а головка болта 2 — немного меньше. Поместив все эти приспособления, как показано на рисунке, и завинчивая гайку болта, не трудно удалить втулку, не подвергая шатун ударам. Таким же способом можно вставить новую втулку.

Подшипники.

При необходимости извлечь подшипники, туго сидящие в стенках картера или коробки скоростей, применяется простой способ, основанный на том, что алюминий при нагревании расширяется значительно сильнее, чем другие металлы. Поэтому, достаточно просто нагреть картер возле подшипника, и последний можно будет вынуть без всяких затруднений. Тот же способ применяется и при вставке нового подшипника.

Поршневые кольца.

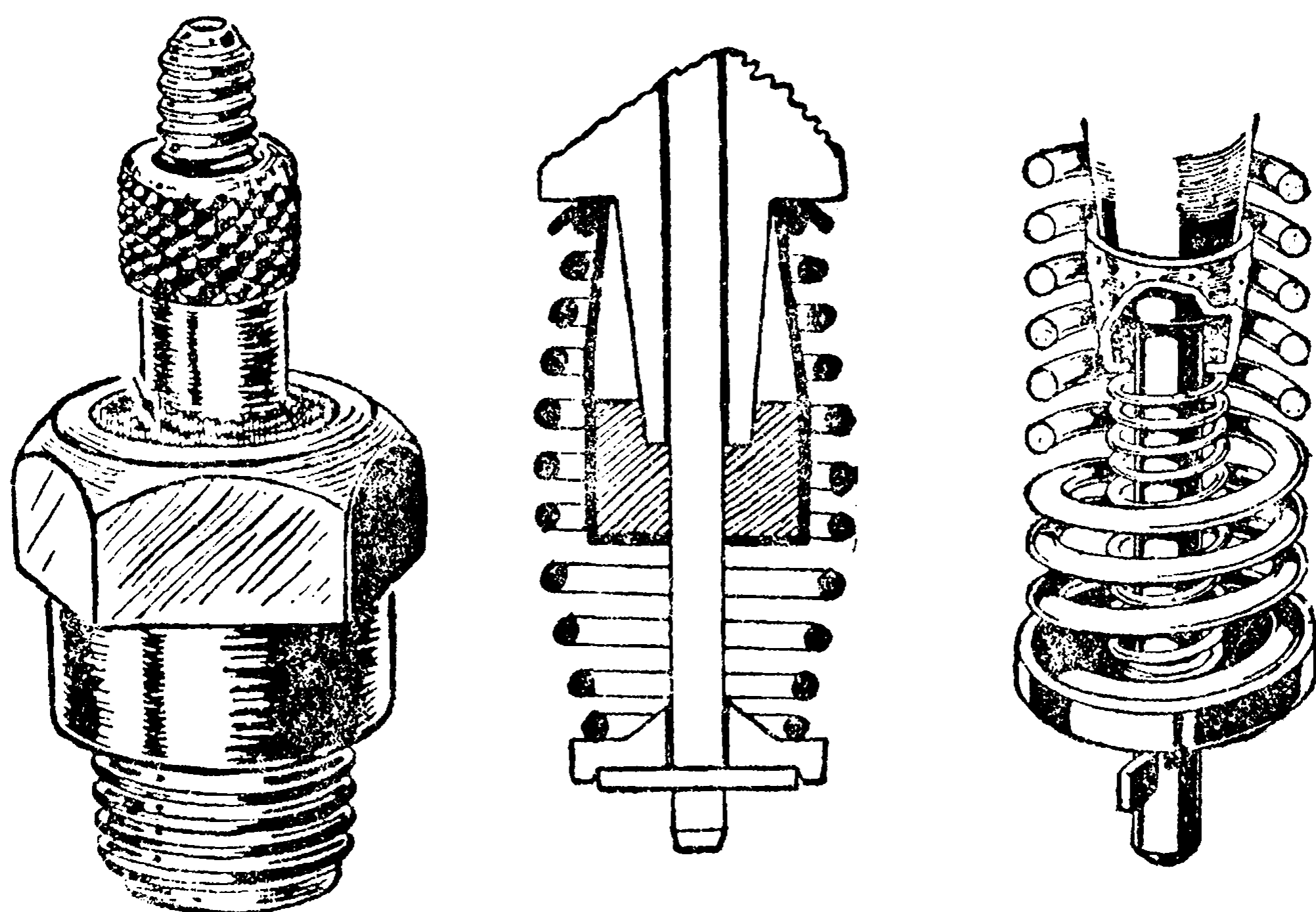
Во избежание поломки поршневых колец, съёмку их обыкновенно производят с помощью трех жестяных или медных полосок, которые, будучи подсунуты под кольцо, служат для него направляющими. Сняв кольца, надо заметить, какое из них является верхним и какое нижним, и в том же порядке поставить их на места. О чистке и пригонке колец см. § 16, стр. 84.

Устранение неплотностей в цилиндре.

Неплотности в цилиндре могут образоваться в следующих местах: в поршневых кольцах, под пробками клапанных

люков, под свечей, под компрессионным краником, в самих клапанах, в направляющей втулке всасывающего клапана.

При сжимающем ходе поршня через неплотности в указанных местах происходит утечка смеси, вследствие чего степень сжатия понижается, а при всасывающем входе через них просачивается в цилиндр добавочный воздух, который делает смесь бедной, что вызывает перебои, затрудненный пуск в ход и отказ двигателя работать на малых оборотах.



Фиг. 224. Уплотнение направляющей клапана.

Таким образом, если машина стала плохо „тянуть“ или тяжело брать подъемы, с которыми раньше легко справлялась, надо испытать компрессию в цилиндре и убедиться в отсутствии неплотностей.

Для этой цели полезно изготовить простое приспособление, показанное на фиг. 224 слева.

Оно состоит из корпуса старой свечи, из которой удален изолятор и центральный стержень и вместо них впаян вентиль мотоциклетной камеры. Ввинтив такой прибор вместо свечи, можно накачать цилиндр воздухом, с помощью насоса, что гораздо удобней, чем производить сжатие в цилиндре, поворачивая кривошип с помощью стартера. При этом оба клапана должны быть, конечно, закрыты.

Чтобы обнаружить неплотности под пробками или компрессионным краником, места соединения их надо слегка обмазать маслом, и прорывающийся воздух обнаружится тогда пузырьками.

Проверка плотности клапанов производится проще всего так: к отверстию всасывающего или выпускного патрубка цилиндра приклеивают смазанную маслом бумажку; если клапан пропускает воздух, то бумажка отлетит.

Если в указанных местах неплотностей не замечается, то остается предположить, что пропускают поршневые кольца.

В этом можно убедиться еще следующим образом: вывинтив свечу или компрессионный краник, вливают в цилиндр немного густого масла. На некоторое время это улучшает компрессию, но затем вскоре замечаются прежние явления. В таком случае кольца надо сменить.

У двигателей, бывших уже достаточно долгое время в работе, направляющие втулки обоих клапанов обыкновенно оказываются настолько изношенными, что через направляющую впускного клапана засасывается воздух. Устранение этого дефекта показано также на фиг. 224. Из толстого войлока вырезают кружок; в центре его делают раскаленным прутком отверстие по диаметру клапанного стержня; пропитывают кружок маслом и надевают на стержень клапана, прижав его к концу направляющей втулки.

Чтобы удержать кружок в этом положении, можно применить две стремянки, вырезанные из тонкой листовой меди, подвесив их на клапанной пружине, как показано на среднем рисунке. Стремянки располагаются на-крест, а в середине каждой из них должно быть, конечно, сделано отверстие для прохода клапанного стержня. Другой способ показан на фигуре справа. Здесь войлочный кружок помещен внутрь обыкновенного наперстка, в доннышке которого просверлено отверстие; снизу наперсток подпирается легкой пружинкой. Вместо наперстка можно, конечно, взять и простую шайбу.

Кроме уплотнения втулки, таким путем достигается также и некоторая смазка клапанного стержня.

Место соединения карбюратора со всасывающей трубой также является нередко местом проникновения в цилиндр постороннего воздуха. В двухцилиндровых двигателях это часто служит причиной перебоев в одном из цилиндров. Указанное соединение можно уплотнить простой обмоткой его изолировочной лентой.

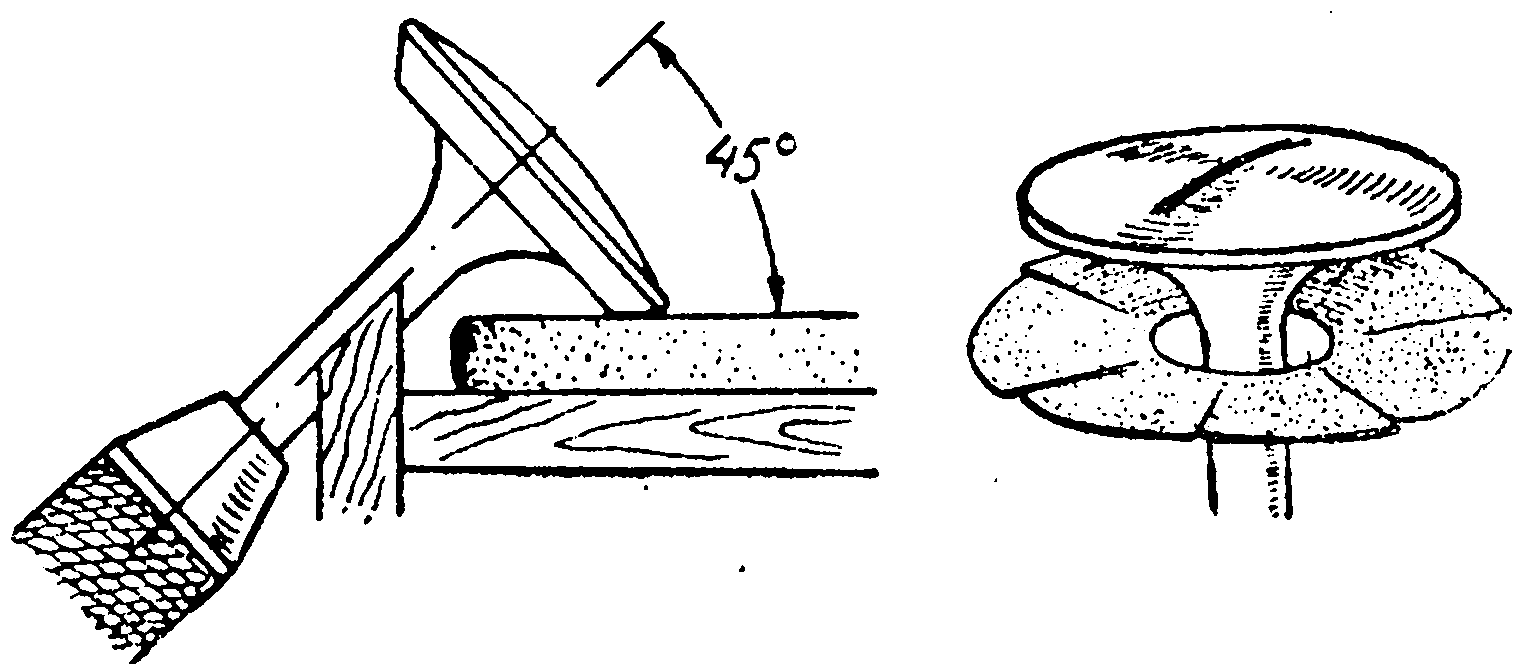
Клапаны.

Разборка и сборка клапанов не представляет затруднений. Для сжатия клапанной пружины при вынимании шпонки — в наборе инструментов обычно имеется специальный рычаг. Если его нет, это не трудно произвести любой отверткой, действуя ею как рычагом.

О протирке клапанов см. § 14, стр. 75.

Иногда на конической поверхности клапана (особенно выпускного) образуются мелкие раковинки, устранение которых путем притирки затруднительно. Надо вообще иметь в виду, что седло клапана, как более мягкое, притирается скорее, чем сам клапан, и часто во время притирки можно заметить, что седло уже не имеет никаких дефектов, между тем как клапан требует дальнейшей притирки. Продолжение ее в таких случаях происходит за счет стирания седла которое постепенно углубляется все больше и больше.

Целесообразно, поэтому, удалять раковинки на конусе клапана еще до притирки снятием стружки, что проще всего выполняется на токарном станке. Но это доступно только мастерской.



Фиг. 225. Зачистка клапана.

Существуют, правда, приспособления для снятия стружки на конусе клапана ручным способом, но у нас их нет.

Можно поэтому рекомендовать следующие два приема, иллюстрируемые фиг. 225.

Первый из них состоит в том, что вырезают кружок из мелкой наждачной шкурки, подкладывают его под головку клапана и, вставив клапан в цилиндр, вращают его с помощью отвертки из стороны в сторону, пока раковины не будут удалены. После этого заканчивают притирку обычным способом.

Другой способ заключается в том, что к краю стола или верстака прикрепляют доску, срезанную под углом в 45° а на столе укрепляют карборундовый круг. Клапан зажи

мают в патроне ручной дрели, опирают его на доску, как показано на рисунке, и вращают, равномерно нажимая на карборундовый круг. Чтобы клапан не сдвигался, в доске делают желобок или прибивают скобку.

Троссы Боудена.

Головки, припаянные на концах троссов, нередко обрываются. Мотоциклист должен уметь их напаять, для чего ему надо ознакомиться с пайкой. Хорошими головками для троссов являются ниппеля от спиц.

Если тросс с большим трением передвигается в оболочке его можно смазать следующим образом: берут жестяную воронку, затыкают ее носик пробкой, через которую пропускают конец тросса вместе с оболочкой, и наполняют воронку маслом. Укрепив воронку на какой-либо подставке, так чтобы тросс свободно свисал вниз, оставляют все в таком положении до тех пор, пока масло не покажется с противоположного конца оболочки.

Вот собственно и все ремонтно-монтажные операции, с которыми приходится иметь дело мотоциклисту в его повседневной работе при надлежащем уходе за машиной. Более сложный ремонт, есть дело мастерских.

ГЛАВА XX.

ИСПЫТАНИЕ МОТОЦИКЛА.

§ 96. Лабораторные установки для определения мощности мотоцикла.

Для определения мощности двигателей применяют различные системы тормозов, которыми нагружают вал двигателя; измеряют число оборотов двигателя и вращающий момент и на основании этих данных вычисляют мощность двигателя. Повторяя этот опыт для разного числа оборотов, получают характеристику двигателя в том виде, как она представлена на фиг. 15, стр. 43.

Простейшим и самым старым типом таких тормозов является общеизвестный тормоз Прони, схематически показанный на фиг. 226.

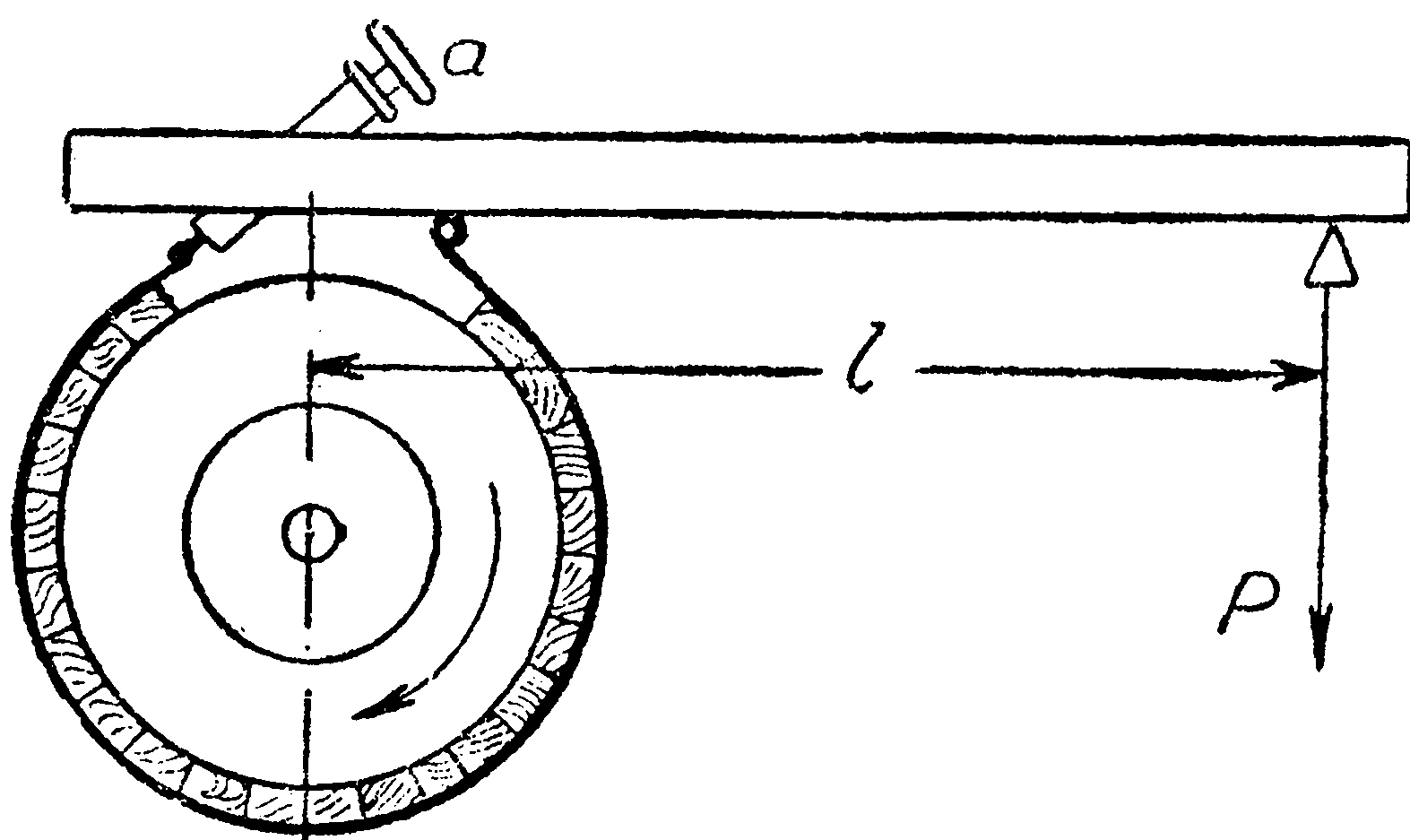
Он состоит из деревянного бруска, на котором помещается колодочный или ленточный тормоз, например, стальная лента, к которой привинчен ряд деревянных колодок. Тормоз охватывает барабан, закрепленный на валу двигателя и охлаждаемый обычно водой. С помощью винта a можно увеличивать или уменьшать давление тормозных колодок на поверхность барабана. Свободный конец рычага опирается на весы или подвешивается к пружинному динамометру. Вся работа, совершаемая двигателем, поглощается трением тормоза.

Если длина плеча рычага l м, а давление его на весы P кг, то вращающий момент двигателя

$$M = P \cdot l \text{ кг м.}$$

Зависимость между вращающим моментом и мощностью N при числе оборотов n об/мин. выражается формулой, вывод которой можно найти в любом учебнике механики:

$$N = \frac{M \cdot n}{716} \text{ ЛС}$$



Фиг. 226. Тормоз Прони.

348 УХОД ЗА МОТОЦИКЛОМ, ИСПЫТАНИЕ МОТОЦИКЛА

или, после подстановки вышеприведенной величины вращающего момента:

$$N = \frac{P \cdot l \cdot n}{716} \text{ ЛС}$$

Если сделать плечо рычага $l = 716 \text{ мм} = 0,716 \text{ м}$, то после сокращения формула принимает еще более простой и удобный для вычисления вид:

$$N = \frac{P \cdot n}{1000} \text{ ЛС.}$$

Величину P указывают весы. Число оборотов n измеряется счетчиком, или, еще лучше, „тахометром“, т. е. прибором, показывающим непосредственно число оборотов в минуту. Остается, следовательно, перемножить эти величины и разделить на 1000.

К сожалению, тормоз Прони дает надежные результаты только при малом числе оборотов, примерно до 800 об/мин., самое большое при 1000 об/мин. Поэтому для мотоциклетных двигателей он неприменим в таком примитивном виде.

Для испытания мотоциклетных двигателей применяют обыкновенно гидравлические, или электрические тормоза.

Гидравлический тормоз Фруда представляет собою водяную турбину, ротор которой связан с валом двигателя, а корпус может вращаться на двух шариковых подшипниках; он удерживается от вращения рычагом, плечо которого опирается на весы и производит на них давление.

Регулируя впуск воды в турбину, изменяют нагрузку и определяют вращающий момент по показанию весов.

Тормоз Фруда очень удобен для испытания мотоциклетных двигателей, но представляет собою сложную и дорогую установку.

Электрический тормоз есть не что иное, как динамо, якорь которой связан с двигателем, а корпус свободно подвешен на двух шариковых подшипниках. Вращение корпуса удерживается рычагом, опирающимся на весы. Нагрузка изменяется путем включения реостатов. Вращающий момент двигателя так же, как и в тормозах Прони и Фруда, определяется показаниями весов.

В сущности, в обоих этих приборах мы имеем тот же тормоз Прони с той лишь разницей, что торможение производится не трением, а другим более удобным путем.

Динамо подобного устройства, со всем необходимым оборудованием, является также дорогой установкой.

Несколько проще устройство воздушных тормозов, известных под названием мельниц Ренара.

Полная заводская установка такого рода показана схематически на фиг. 227.

Цифрой 1 обозначена здесь рама из корытного железа, укрепленная на фундаменте, с помощью болта 2 и буферных пружин 3. На раме укреплен двигатель 4, вал которого связан с мельницей 5, вращающейся на шарикоподшипнике 6. На валу сделан червяк 7 для привода к счетчику

оборотов 14. Вал мельницы соединен с двигателем гибким шарниром 9. Далее здесь показаны вентилятор 8 для охлаждения мотора, приводимый в действие коническими шестернями 10 и ремнем; измеритель расхода бензина 11 и секундомер 12. Кнопки секундомера 13, счетчик оборотов 14 и краник измерителя расхода горючего 15 связаны между собою так, что приводятся в действие одновременно.

Сама мельница представляет собою балку, на которой закрепляются болтами две круглых или квадратных лопатки. Лопатки можно переставлять, изменяя их расстояние от центра. Торможение, производимое сопротивлением воздуха, зависит от целого ряда факторов: от числа оборотов, от размера лопаток, от расстояния их от центра вала, от температуры воздуха и барометрического давления. Отсюда понятно, что вычисление мощности двигателя по данным опыта представляет собой весьма сложную задачу. Поэтому заводы, строящие мельницы, испытывают их путем сравнения с выверенными электрическими тормозами и прилагают к каждой мельнице график, состоящий из ряда кривых, по которым мощность двигателя отсчитывается непосредственно в зависимости от числа оборотов и положения лопаток.

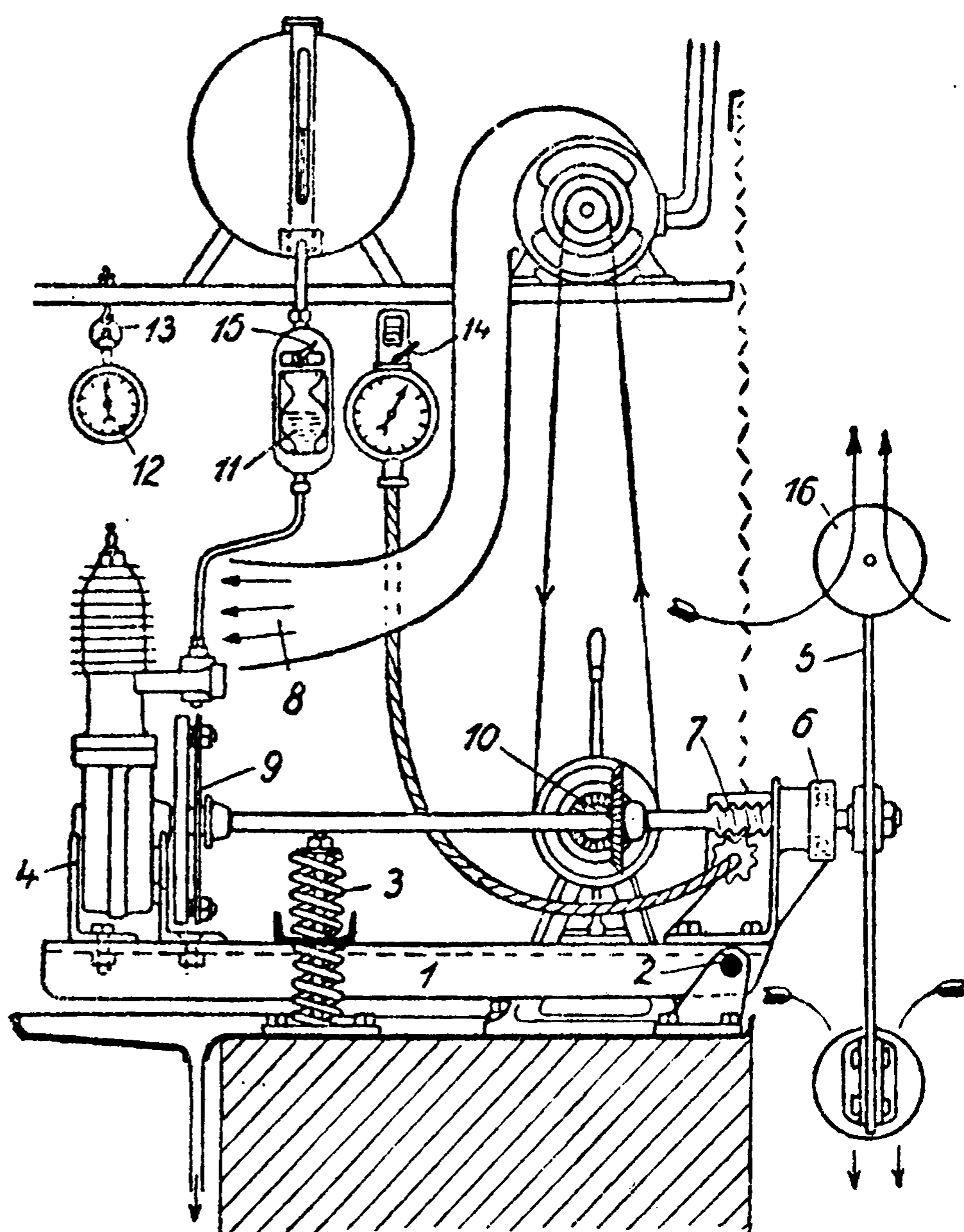
Надо заметить однако, что при числе оборотов свыше 1800 — 2000 в минуту результаты, которые дают мельницы, весьма мало достоверны, и потому для определения максимальной мощности быстроходных мотоциклетных двигателей эти аппараты едва ли целесообразны.

Все описанные до сих пор установки, кроме тормоза Прони, не могут быть выполнены кустарным способом, например, средствами учебной мастерской или лаборатории.

Опишем поэтому две других, менее сложных установки, не требующих больших затрат, а главное, осуществимых довольно простыми средствами.

Первая из них схематически изображена на фиг. 228.

Она представляет собой раму из корытного железа, подвешенную с помощью двух цапф на двух шариковых подшипниках, на которых она может свободно качаться.

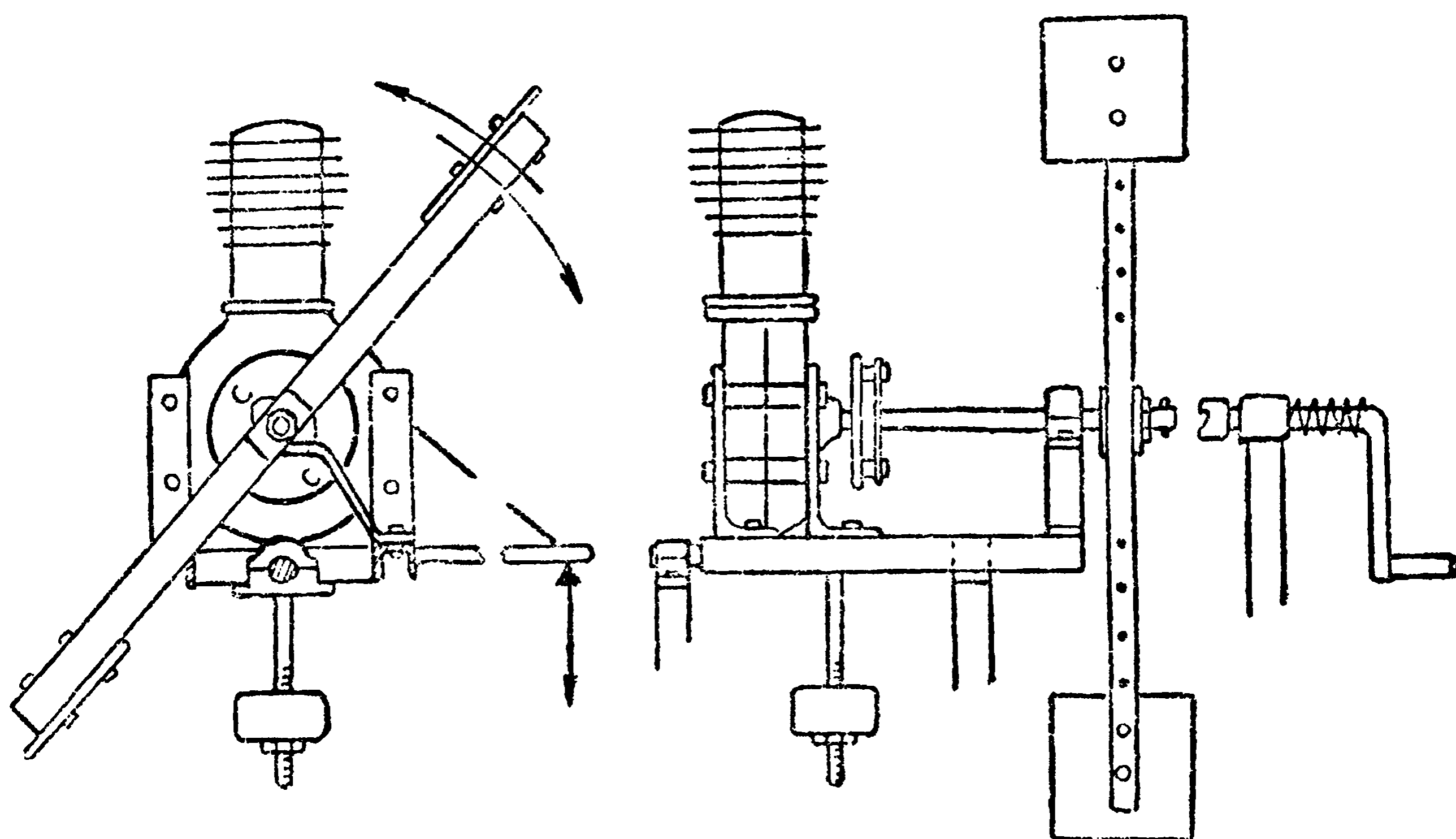


Фиг. 227. Мельница Ренара.

350 УХОД ЗА МОТОЦИКЛОМ, ИСПЫТАНИЕ МОТОЦИКЛА

На раме укрепляется испытуемый двигатель. На ней же помещается, тоже на шариковом подшипнике, мельница, вал которой соединяется с валом двигателя какой-нибудь гибкой шайбой.

Эта мельница не служит здесь для определения мощности и потому может быть выполнена самым несложным образом и без соблюдения точных размеров. Для нее берут деревянный брусок крепкого дерева длиной 70 см с прямоугольным профилем $2,5 \times 5$ см; для соединения с валом к нему привинчиваются в средней части две стальных пластинки, в которых просверливаются дыры и прорезается канавка для шпонки; к бруску прикрепляются лопатки из листовой стали (толщ. 2 мм, размером $13,5 \times 13,5$ см) или из дуралюминия. Лопатки прикрепляются сквозными болтами $\frac{3}{16}$ " — $\frac{1}{4}$ ". Для установки лопаток в бруске просвер-



Фиг. 228. Качающаяся платформа.

ливается с каждой стороны и на равном расстоянии от центра по несколько дырок (расстояние между центрами 2,5 см). Внизу под рамой подвешивается на стержне уравнивающий груз, перемещающийся по резьбе. Сбоку к платформе прикрепляется рычаг, опирающийся на весы или на пружинный динамометр. Длину рычага для простоты вычислений удобно взять в 716 мм, считая от центра подшипников платформы. Пуск в ход можно производить, вращая мельницу руками, но это опасно. Лучше приделать на отдельной подставке пусковую ручку автомобильного типа.

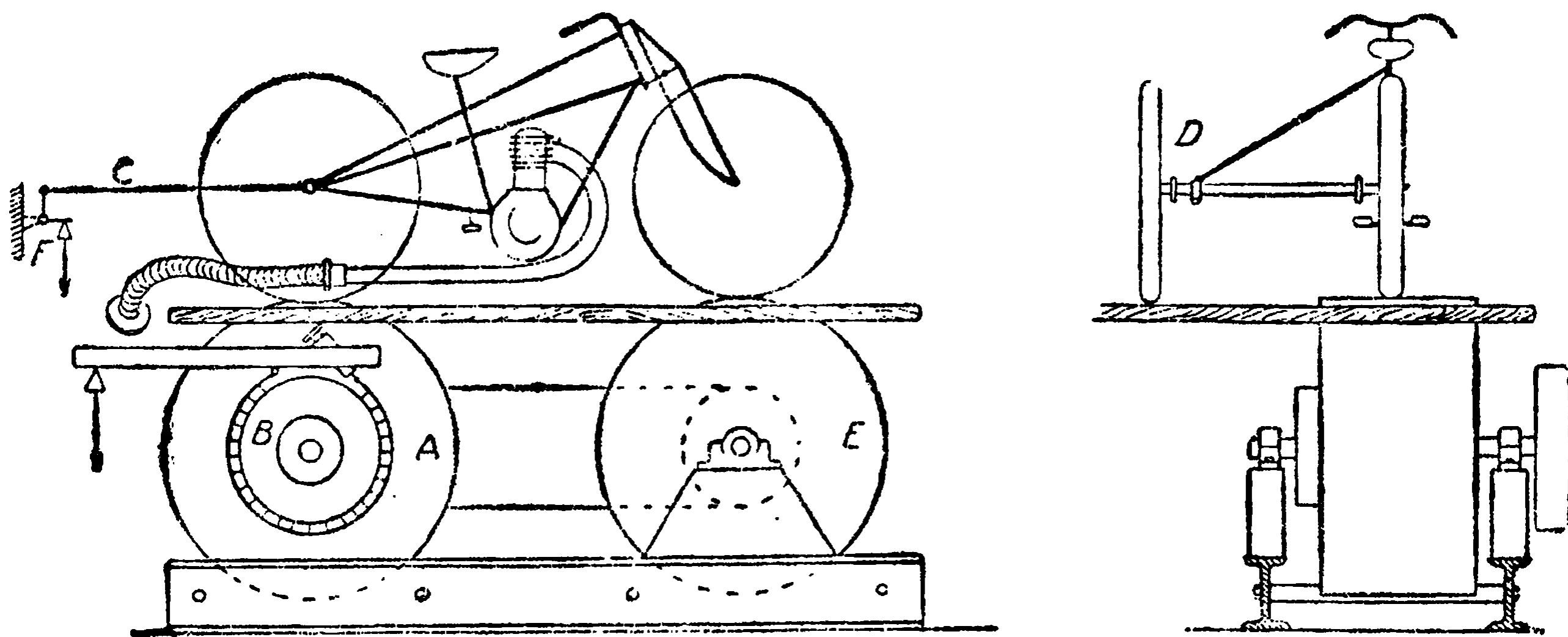
Перед пуском в ход платформу с двигателем уравнивают перемещением нижнего груза так, чтобы вся система оказалась в безразличном равновесии.

При вращении двигателя и мельницы сопротивление воздуха создает реакцию, равную по величине и противоположную по направлению вращающему моменту двигателя, что и выражается давлением рычага на весы. Формула для вычисления мощности остается та же, что и для тормоза Прони.

Установка действует очень устойчиво и мягко при любом числе оборотов двигателя.

Другая установка, схема которой дана на фиг. 229, служит для определения мощности на заднем колесе мотоцикла. На раме из двутавровых балок устанавливается на двух шариковых подшипниках барабан *A*, для которого проще всего использовать старое заднее колесо грузового автомобиля. На валу его закрепляется барабан *B* для тормоза Прони.

Над барабаном *A* устраивается деревянный помост, на который ставится мотоцикл, заднее колесо которого помещается на поверхности барабана, на одной вертикальной линии с центром вала. Мотоцикл удерживается в этом положении тросом *C*.



Фиг. 229. Испытание мощности на заднем колесе.

Чтобы мотоцикл не падал, к нему присоединяется боковая коляска или какое-нибудь третье колесо *D*.

Отходящие газы выводятся из помещения наружу металлическим гибким шлангом.

Ездок помещается на седле, запускает двигатель и действует совершенно так же, как при нормальной езде, при чем заднее колесо мотоцикла вращает барабан *A*. Вращающий момент определяется тормозом Прони, который в данных условиях работает совершенно спокойно и устойчиво, так как число оборотов барабана сравнительно не велико.

Если трос *C* соединить с динамометром, или с рычагом *F*, то можно одновременно измерять и силу тяги, а, умножив ее на скорость в *м/сек*, получить для контроля мощность машины другим путем.

К описанному устройству можно добавить второй легкий деревянный барабан *E*, соединенный с первым ременным приводом, и, таким образом, заставить вращаться и переднее колесо мотоцикла. Особой надобности в этом нет, так как потеря на трение в подшипнике переднего колеса представляет собой весьма малую величину.

Если определить сначала мощность двигателя с помощью качающейся платформы, описанной раньше, а затем мощность на заднем колесе, то получим и коэффициент полезного действия передачи.