

С.Ю. ИВАНИЦКИЙ, М.А. ПОЗДНИКОВ,  
В.В. РОГОЖИН

# СОВЕТСКИЕ МОТОЦИКЛЫ

СОВЕТСКИЕ МОТОЦИКЛЫ

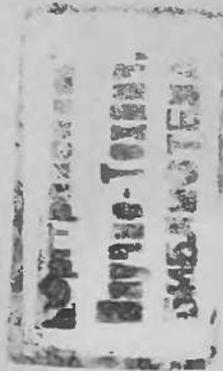
МАШГИЗ - 1954

С. Ю. ИВАНИЦКИЙ, М. А. ПОЗДНЯКОВ, В. В. РОГОЖИН

# СОВЕТСКИЕ МОТОЦИКЛЫ

СПРАВОЧНОЕ РУКОВОДСТВО

15251



СПР 1863



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ И СУДОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ  
Киев 1954 Москва

МАЯ 1959

1958

В книге приводятся справочные материалы по устройству и расчету советских мотоциклов К1Б, М1А, К-125, ИЖ-350, ИЖ-49 и М-72, а также некоторые данные по спортивным мотоциклам.

Книга предназначена для водителей мотоциклов и работников мотоциклетной промышленности.

Рецензент инж. Корзинкин С. И.

Редактор инж. Пастухов А. П.

---

УКРАИНСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА

Ведущий редактор инж. Сердюк В. К.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В книге приведены справочные материалы по мотоциклам отечественного производства; краткая историческая справка о развитии конструкций советских мотоциклов; основные понятия об устройстве и работе мотоциклов и их агрегатов; основные расчеты мотоцикла, двигателя и отдельных деталей; данные о применяемых посадках, допусках и материалах, а также некоторые данные по спортивным и гоночным мотоциклам.

Настоящий труд содержит конкретные материалы по советским дорожным мотоциклам, выпускаемым промышленностью в настоящее время (М1А, К-125, ИЖ-49 и М-72) и выпускавшимся до 1951 года (К1Б и ИЖ-350).

Книга составлена на основании чертежей, технических условий и инструкций мотоциклетных заводов, а также на основании результатов испытаний, исследований и различных замеров, произведенных в ЦКБ мотоцикlostроения. По мнению авторов, книга должна быть полезна инженерно-техническим работникам мотоциклетной промышленности, водителям мотоциклов и спортсменам-мотоциклистам.

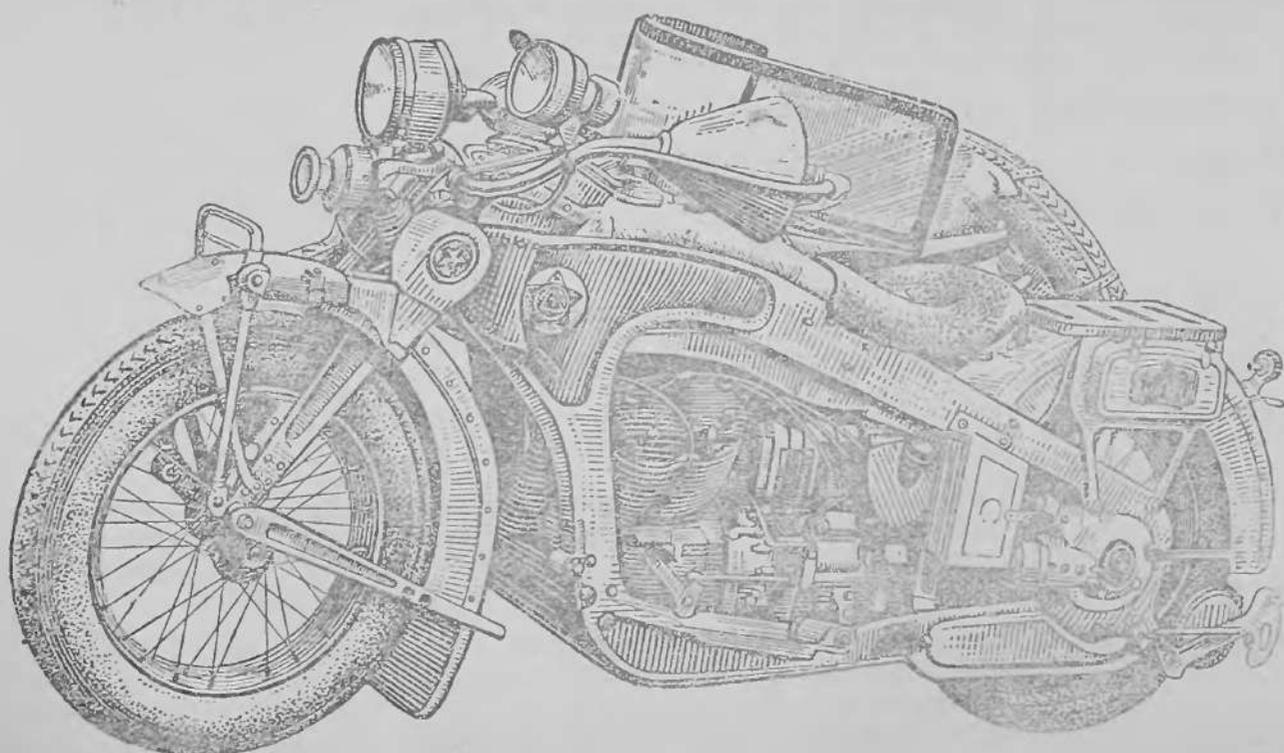
Краткая историческая справка, разделы первый, седьмой и девятый написаны инженером В. В. Рогожиным; разделы второй, пятый, восьмой и глава 16 написаны инженером М. А. Поздняковым; разделы третий, четвертый и шестой написаны инженером С. Ю. Иваницким.

Все замечания и пожелания по книге просим направлять по адресу: г. Киев, Крещатик, 10, Украинское отделение Машгиза.

---

## КРАТКАЯ ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА О РАЗВИТИИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО МОТОЦИКЛОСТРОЕНИЯ

Первым прототипом современных мотоциклов и велосипедов является «самокат», изобретенный еще в конце XVIII века выдающимся русским изобретателем нижегородским посадским Иваном Петровичем Кулибиным. Лучшие



Фиг. 1. Мотоцикл ИЖ-1.

люди того времени оценили дарования И. П. Кулибина и называли его «Архимедом наших дней». Однако царское правительство, вследствие своей недалекости, оставило без внимания это изобретение.

Значительно позже, век спустя, немецким инж. Готлибом Даймлером была сконструирована подобная самодвижущаяся тележка.

В дореволюционной России мотоцикл мог быть доступен только немногочисленному привилегированному слою населения, считавшим мотоцикл только средством развлечения и довольствовавшимся приобретением мотоциклов у зарубежных фирм. Вследствие ограниченного спроса капиталисты-промышленники царской России не были заинтересованы в организации отечественного мотоциклетного производства. Поэтому в тот период немногочисленный мотоциклетный парк царской России состоял из мотоциклов иностранного производства.

Единственным мероприятием в этой области была попытка организовать в 1913—1914 гг. сборку мотоциклов из зарубежных деталей на заводе Дукс в Москве и на велосипедном заводе в Риге. Однако эта попытка не увенчалась успехом — начавшаяся первая мировая война прервала это начинание.

После победы Великой Октябрьской социалистической революции, в результате индустриализации нашей страны и успешного выполнения пятилеток стала возможной организация новых отраслей промышленности.

Создание материальной технической базы социалистической экономики позволило организовать производство отечественных образцов мотоциклов.

К первым советским мотоциклам относится мотоцикл «Союз», сконструированный в 1924 г. инж. П. Н. Львовым. В период 1928—1929 гг. в г. Ижевске группой конструкторов под руководством инж. Н. В. Можарова были разработаны и построены пять опытных образцов мотоциклов ИЖ-1 (фиг. 1), ИЖ-2, ИЖ-3, ИЖ-4 и ИЖ-5, положивших начало серии мотоциклов марки ИЖ.

Краткая техническая характеристика первых опытных конструкций советских мотоциклов приведена в табл. 1.

Таблица 1

Краткие технические характеристики первых опытных конструкций советских мотоциклов

Наименование	Модели мотоциклов					
	«Союз»	ИЖ-1*	ИЖ-2*	ИЖ-3	ИЖ-4	ИЖ-5
Год изготовления	1924	1928	1928	1928	1928	1928
Тип двигателя	Четырехтактный				Двухтактный	Четырехтактный
Число цилиндров	1 (наклоненный)	2 (V-образный)	2 (V-образный)	2	1	1
Рабочий объем цилиндра двигателя в см <sup>3</sup>	502	1200	1200	750	200	133
Зажигание	От магнето					
Тип коробки передач	В виде отдельного агрегата	В виде отдельного агрегата, соединенного с картером двигателя				В виде отдельного агрегата
Число передач	3	3	3	3	2	3
Вилка	Комбинированная параллелограммного типа	Комбинированная маятниковая и параллелограммная		Параллелограммная с центральной пружиной		Комбинированная, маятниковая
Рама	Трубчатая, двойная, закрытая с задним подрессориванием	Штампованная, двойная, закрытого типа				
Размер шин	26×2½	27×4	27×4	26×3,25	26×3,00	26×3,25
База в мм	—	1400	1400	1300	1100	1300
Дорожный просвет в мм	160	120	120	110	100	120
Емкость топливного бака в л	—	16	16	18—20	8	10
Вес в кг	100	300**	300**	180	100	130
Тип задней—главной передачи	Цепь	Карданный вал		Цепь в масляной ванне	Карданный вал	Цепь

\* Мотоциклы ИЖ-1 и ИЖ-2 с прицепной боковой коляской.

\*\* Вес мотоциклов без прицепной коляски.

Таблица 2

Краткие технические характеристики первых серийных советских мотоциклов с двухтактными двигателями

Наименование	Модели мотоциклов					
	«Стрела»*	МЛ-3	ИЖ-7, Л-300	ИЖ-8	ИЖ-9	Л-600***
Год выпуска . . . . .	1936	1939—1940	**	1938-1940	1940-1941	1937—1940
Рабочий объем цилиндров двигателя в см <sup>3</sup>	100	124	293	293	293	586
Число цилиндров . . .	1	1	1	1	1	2
		(наклоненный)	(наклоненный)	(наклоненный)	(наклоненный)	(наклоненных)
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	48	54	74	74	74	74
Ход поршня в мм . . . . .	51	54	68	68	68	68
Система продувки . . .	Поперечная одно-канальная	Возвратная с бездефлекторным поршнем	Поперечная одно-канальная	Возвратная с бездефлекторным поршнем		Поперечная одноканальная
Зажигание . . . . .	—	Маховичное	Магнето	Магнето		
Карбюратор . . . . .	—	К-33	ЛКЗ-22	ЛКЗ-22	К-29	ЛКЗ-22
Емкость топливного бака в л . . . . .	8	8	12	13—14	13—14	20
Тип коробки передач	В общем картере с двигателем		В виде отдельного агрегата			В виде отдельного агрегата, соединенного с картером двигателя
Сцепление . . . . .		Сухое многодисковое				Однодисковое
Число передач . . . . .	2	3	3	3	3	3 и задний ход
Общие передаточные отношения:						
1-я передача . . . . .	16,5	22,5	18,78	18,78	18,78	20
2-я » . . . . .	11,24	12,3	9,6	9,6	9,6	10,9
3-я » . . . . .	—	7,68	6,0	6,0	6,0	7,78
Задний ход . . . . .	—	—	—	—	—	14,51
Силовая передача:						
передняя (размеры в мм) . . . . .	Цепь 12,7×5,2	Шестерни	Цепь 12,7×7,9	Цепь 12,7×7,9	Цепь 12,7×7,9	—
задняя—главная (размеры в мм) . . . . .	Цепь 12,7×5,2	Цепь 12,7×4,8	Цепь 12,7×7,9	Цепь 12,7×7,9	Цепь 12,7×7,9	Карданный вал
Рама . . . . .	Трубчатая одинарная	Штампованная сварная	Штампованная на болтах			Штампованная сварная
Вилка . . . . .	Параллелограммная трубчатая	Параллелограммная штампованная		Параллелограммная штампованная		
Размер шин . . . . .	26×2,25	26×2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	26×3,25	26×3,25	26×3,25	28×4,75
База в мм . . . . .	1275	1240	1320	1320	1320	1600
Дорожный просвет в мм . . . . .	180	140	105	105	105	145
Вес сухой в кг . . . . .	54	67	125	135	138	640

\* Мотоциклы «Стрела» были изготовлены небольшой серией на Подольском заводе; мотоцикл имел педальный привод.

\*\* Год выпуска: ИЖ-7 1934—1937 гг., Л-300 1933—1940 гг.

\*\*\* Мотоцикл Л-600 специального назначения с прицепом, оснащен пожарным оборудованием.

Таблица 3

Краткие технические характеристики первых серийных советских мотоциклов с четырехтактными двигателями

Наименование	Модели мотоциклов			
	Л-8	ИЖ-12	АМ-600	ПМЗ А-750
Год выпуска . . . . .	1940—1941	1940—1941	1936—1942	1935—1936
Рабочий объем цилиндра двигателя в см <sup>3</sup> . . . . .	348	348	595	747
Число цилиндров . . . . .	1	1	1 (наклонный)	2 (V-образный)
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	74	74	85	70
Ход поршня в мм . . . . .	81	81	108	97
Система смазки . . . . .	Циркуляционная с сухим картером	Циркуляционная с полусухим картером	Циркуляционная с сухим картером	Циркуляционная с сухим картером
Зажигание . . . . .	Магдино МД-132	Магдино МД-1	Магдино МД-1	Генератор ГМН-87
Карбюратор . . . . .	К-29 Г	К-29 Г	МК-17	МК-1
Емкость топливного бака в л . . . . .	14	13—14	17	21
Сцепление . . . . .	Сухое многодисковое			В виде отдельного агрегата, соединенного с картером двигателя
Тип коробки передач . . . . .	В виде отдельного агрегата			
Число передач . . . . .	3	3	4	3
Общие передаточные отношения:			Одн-ночный   С кол-ляской	Одн-ночный   С кол-ляской
1-я передача . . . . .	17,6	17,6	14,6	17,6
2-я » . . . . .	9,0	9,0	10,0	11,97
3-я » . . . . .	5,62	5,62	6,5	7,78
4-я » . . . . .	—	—	4,9	5,59
Силовая передача: передняя (размеры в мм) . . . . .	Цепь 15,88×9,5	Цепь 15,88×9,5	Цепь 15,88×9,5	Шестерни
задняя—главная (размеры в мм) . . . . .	Цепь 15,88×9,5	Цепь 15,88×9,5	Цепь 15,88×9,5	Цепь 15,88×9,5
Рама . . . . .	Штампованная на болтах		Трубчатая двойная на болтах	Штампованная сварная
Вилка . . . . .	Штампованная параллелограммная		Трубчатая параллелограммная	Штампованная маятниковая
Размер шин . . . . .	26×3,25	26×3,25	4—19	4,5—16
База в мм . . . . .	1385	1320	1420	1395
Дорожный просвет в мм . . . . .	115	125	125	112
Вес (сухой) в кг . . . . .	158	151	185	206

Первые опытные образцы советских мотоциклов являлись передовыми по своей конструкции и имели целый ряд оригинальных, для того времени, конструктивных элементов, которые только значительно позже были применены на иностранных моделях мотоциклов.

В качестве примера можно привести поддресорное заднее колесо, повышенный дорожный просвет и наклоненный вперед цилиндр двигателя в мотоцикле «Союз». Общая компоновка тяжелых мотоциклов ИЖ-1 и ИЖ-2 содержит целый ряд оригинальных конструктивных элементов. На мотоциклах ИЖ-1 и ИЖ-2 был применен карданный вал и штампованная рама, что для того

времени было новинкой. Конструкция вилки и ряда других узлов также представляет большой интерес.

В 1932 г. в г. Ижевске был организован первый мотоциклетный завод.

Специальной комиссией были выбраны и утверждены типы мотоциклов для серийного производства. Такими мотоциклами были модели Л-300 и ИЖ-7 с двухтактными двигателями с рабочим объемом 300 см<sup>3</sup> и четырехтактный двухцилиндровый мотоцикл НАТИ А-750 с рабочим объемом двигателя 750 см<sup>3</sup>. Впоследствии этот тип мотоцикла назывался ПМЗ А-750. Краткие технические характеристики первых серийных мотоциклов приведены в табл. 2, 3 и 4.

Таблица 4

Эксплуатационные характеристики первых советских серийных мотоциклов

Модели мотоциклов	Мощность двигателя	Число оборотов при максимальной мощности в об/мин.	Максимальная скорость в км/час	Расход топлива на 100 км в л
С двухтактными двигателями				
Стрела . . . . .	2,25	4500	50	2,5
МЛ-3 . . . . .	3,5	3500	65	2,5
ИЖ-7 . . . . .	6,5	3600	70	4,5
ИЖ-8 . . . . .	8,0	3800	90	4,5
ИЖ-9 . . . . .	9,0	3800	100	4,5
Л-300 . . . . .	6,5	3600	70	4,5
С четырехтактными двигателями				
Л-8 . . . . .	13,5	4900	105	3,5
ИЖ-12 . . . . .	13,5	4900	105	3,5
АМ-600 . . . . .	18,0	3800	95	6,0
ПМЗ А-750 . . . . .	14,0	3700	100	6,0

В послевоенные годы отечественными заводами выпускались следующие серийные дорожные мотоциклы: К1Б, М1А, К-125, ИЖ-350 и М-72. С 1951—1952 гг. заводами освоено серийное производство модернизированных моделей мотоциклов К-125 и модели ИЖ-49. Помимо серийных мотоциклов заводы изготовляют небольшими сериями спортивные мотоциклы М1Е, К-125-С1, К-125-С2, ИЖ-50, ИЖ-51, М-75 и М-76. За период с 1949 по 1951 гг. Серпуховским заводом изготовлены образцы рекордно-гоночных мотоциклов С1Б, С2Б и М-35К.

Несмотря на большой ущерб, нанесенный мотоциклетной промышленности в Великой Отечественной войне с немецко-фашистскими захватчиками, в настоящий период производство мотоциклов значительно увеличилось против довоенного периода. Сравнивая технические параметры мотоциклов, выпускаемых нашими заводами в настоящее время, с мотоциклами довоенного периода, следует отметить значительный рост эксплуатационных показателей. Так, например, в значительной мере возросла литровая мощность двигателей, повысилась скорость, улучшилась экономика и комфортабельность мотоцикла.

Наряду с увеличением выпуска мотоциклов заводы работают над модернизацией существующих моделей и созданием новых образцов отечественных мотоциклов для удовлетворения растущих потребностей потребителя.

В табл. 5 приведены хронологические данные, характеризующие развитие отечественной мотоциклетной промышленности.

Таблица 5

## Хронологические данные развития отечественного мотоцикlostроения

Год	Мероприятия
1924	Построен мотоцикл «Союз»
1928	Организовано первое конструкторское бюро по мотоцикlostроению
1929	Построены первые образцы мотоциклов ИЖ-1, ИЖ-2, ИЖ-3, ИЖ-4 и ИЖ-5 и проведен пробег по маршруту Ижевск—Москва—Ленинград—Смоленск—Харьков—Москва
1930	Организована конструкторская группа на заводе Трemas. Начало опытное производство мотоциклов Л-300 на заводе «Промет»
1933	Организовано серийное производство мотоциклов Л-300 на заводе «Красный Октябрь». Построены первые образцы мотоциклов НАТИ А-750 и проведен испытательный пробег по маршруту Ижевск—Москва
1934	Начало серийного производства мотоциклов ИЖ-7
1935	Организован выпуск мотоциклов Л-600. Организовано серийное производство мотоциклов ПМЗ А-750 (НАТИ А-750). Организовано серийное производство мотоциклов АМ-600
1936	Построены первые образцы легкого мотоцикла «Вулкан». Проведен Всесоюзный женский мотоциклетный пробег по маршруту Ижевск—Москва на мотоциклах ИЖ-7
1937	Построены первые образцы мотоцикла ПМЗ-125 (Прототип мотоцикла МЛ-3). Проведены первые мотоциклетные соревнования на первенство заводской марки
1938	Начало серийного производства мотоциклов ИЖ-8. Начало выпуска мотоциклов Л-8. Организован и проведен испытательный пробег по маршруту Ленинград—Ижевск—Таганрог—Подольск—Москва
1939	Организовано серийное производство мотоциклов МЛ-3
1940	Начало серийного производства мотоциклов ИЖ-9. Изготовлена опытная партия мотоциклов ИЖ-12. Организация производства мотоциклов М-72
1942	Начало серийного производства мотоцикла М-72. Создание первого образца мотоцикла повышенной проходимости ТМЗ-53
1946	Начало серийного производства мотоциклов К1Б. Начало серийного производства мотоциклов М1А. Начало серийного производства мотоциклов К-125. Начало серийного производства мотоциклов ИЖ-350
1947	Изготовлен опытный образец мотоцикла М-35. Проведен Всесоюзный агитационно-технический мотопробег на 5000 км по маршруту: Москва—Симферополь—Одесса—Кишинев—Киев—Минск—Каунас—Рига—Таллин—Ленинград—Москва. Организованы первые гонки по кольцевой трассе. Изготовлена первая партия мотоциклов М-75
1948	Начало выпуска спортивных мотоциклов: М1Е; К-125 С1; М-76
1949	Изготовлены образцы мотоциклов М-35 и С2Б (рекордно-гоночные). Розыгрыш первенства СССР по мотоспорту (с участием только отечественных мотоциклов)
1950	Начало выпуска спортивных мотоциклов ИЖ-50 и К-125-С2
1951	Начало серийного производства мотоциклов ИЖ-49. Выпуск мотоциклов ИЖ-51. Изготовлены образцы мотоциклов С1Б и С3В (рекордно-гоночные)
1952	Впервые организованы мотоциклетные соревнования на первенство заводов по мотоспорту

*Раздел первый*  
**ОБЩИЕ ДАННЫЕ**

---

Глава I

**КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЩАЯ КОМПОНОВКА МОТОЦИКЛОВ**

**1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ**

Мотоцикл является промежуточным видом транспорта между велосипедом и автомобилем, что обуславливает многообразие его типов. Мотоцикл в настоящее время является достоянием трудящихся.

Благодаря своей простоте мотоцикл доступен широким слоям населения; изучение его является первой ступенью к овладению техникой эксплуатации транспортных средств с двигателем внутреннего сгорания, способствуя тем самым подготовке кадров для вождения более сложных машин.

Мотоцикл является в первую очередь средством индивидуального транспорта и может быть также использован для целей туризма и спорта.

В народном хозяйстве мотоцикл имеет широкое применение как средство связи в черте города и между населенными пунктами для обслуживания: телеграфа и почты; сельского хозяйства (МТС, МТМ, колхозов); врачебной помощи; автоинспекции; торговой сети и т. д.

Во время Отечественной войны мотоцикл был широко использован в Советской Армии.

По сравнению с другими видами транспорта, мотоцикл обладает следующими преимуществами: простотой обслуживания и ухода; низкими эксплуатационными расходами; незначительной площадью для гаражного хранения; хорошей маневренностью, благодаря небольшим габаритам, на дорогах с интенсивным движением транспорта; хорошей динамикой, что обеспечивает получение большой средней скорости при движении по городу и дорогам с интенсивным движением, а также обеспечивает лучший обгон другого вида транспорта; хорошей проходимостью на плохих проселочных дорогах и в условиях бездорожья, в которых мотоцикл часто является единственным видом транспорта; наиболее рентабельным видом транспорта для передвижения одного человека (служба связи, инспекция и личное пользование).

Использование мотоцикла для целей спорта имеет большое практическое значение в деле технического прогресса и усовершенствования конструкций двигателей внутреннего сгорания.

Молодежь, имеющая большую тягу к мотоциклетному спорту, приобретает значительные технические познания, которые могут быть ею использованы в дальнейшем для овладения другой более высокой техникой, развивающейся быстрыми темпами в нашей стране. Мотоциклетный спорт вырабатывает у молодежи смелость, находчивость, чувство коллективизма, дисциплину и ответственность.

Мотоциклетные соревнования являются своеобразными экспериментальными лабораториями по усовершенствованию мотоцикла, способствуют повышению качества серийных мотоциклов, выпускаемых мотоциклетными заводами, а также создают условия для усовершенствования конструкции мотоциклетных двигателей.

Широкая область применения мотоцикла, его специфические преимущества перед другими видами транспорта, его значение как средства повышения технических знаний молодежи обеспечивают дальнейший рост производства

и развитие конструкций мотоциклов. При создании новых конструкций мотоциклов и усовершенствовании существующих должны быть учтены следующие требования.

1. Достаточная, для данного класса мотоциклов скорость, способность к разгону и приспособляемость к дорожным условиям.
  2. Малый расход горючего при эксплуатации в различных дорожных условиях.
  3. Надежность и безотказность работы всех механизмов.
  4. Высокая проходимость.
  5. Простота обслуживания и ремонта.
  6. Хорошая устойчивость мотоцикла на любых скоростях и в любых дорожных условиях.
  7. Простота изготовления и невысокая стоимость мотоцикла.
  8. Легкость запуска, особенно в зимних условиях.
  9. Достаточный радиус действия — запас хода мотоцикла.
- Изложенные требования предъявляются, в той или иной мере, ко всем типам мотоциклов, выпускаемым в Советском Союзе.

## 2. КЛАССИФИКАЦИЯ МОТОЦИКЛОВ

Все мотоциклы классифицируются по их назначению, типу двигателей, рабочему объему и числу цилиндров двигателя, а также по типу задней (главной) передачи.

По назначению мотоциклы подразделяются на дорожные, спортивные и специального назначения.

К мотоциклам специального назначения относятся рекордно-гоночные, почтовые, пожарные, санитарные, повышенной проходимости и другие, предназначенные для специальных целей. Эта группа мотоциклов подразделяется на мотоциклы-одиночки и мотоциклы с колясками (мотоциклами-одиночками принято считать как мотоциклы, рассчитанные на одного водителя, так и мотоциклы, предназначенные для эксплуатации с пассажиром на заднем сидле).

По типу двигателей мотоциклы подразделяются на двухтактные и четырехтактные.

По рабочему объему двигателя принята следующая классификация:

### Для дорожных мотоциклов

Рабочий объем цилиндров	75 и 100 см <sup>3</sup>	— сверхлегкие
» » »	125 и 250 »	— легкие
» » »	350, 500 и 600 »	— средние
» » »	750, 800, 1000 и 1200 »	— тяжелые

### Для спортивных мотоциклов

(согласно всесоюзным правилам мотосоревнований)

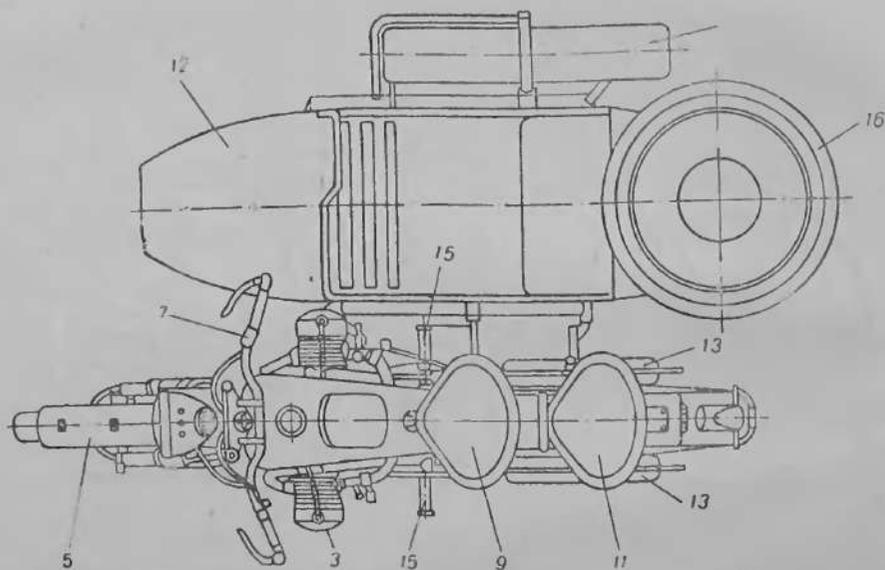
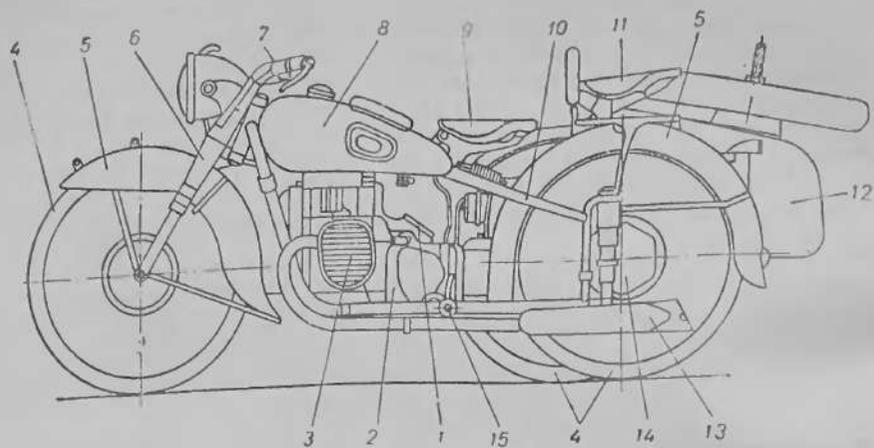
#### Класс мотоциклов-одиночек

Рабочий объем цилиндров до	100 см <sup>3</sup>
» » »	125 »
» » »	250 »
» » »	350 »
» » »	500 »
» » »	750 »
» » »	1000 »

#### Класс мотоциклов с колясками

Рабочий объем цилиндров до	500 см <sup>3</sup>
» » »	750 »
» » »	1000 »





Фиг. 3. Конструктивная компоновка мотоцикла с карданной передачей и двухцилиндровым двигателем (с коляской):

1 — воздухоочиститель; 2 — коробка передач; 3 — двигатель; 4 — колеса; 5 — грязевые щитки; 6 — передний щиток; 7 — руль; 8 — топливный бак; 9 — седло водителя; 10 — рама; 11 — седло пассажира; 12 — колеса; 13 — глушитель; 14 — задний подвеска; 15 — подножки; 16 — запасное колесо.

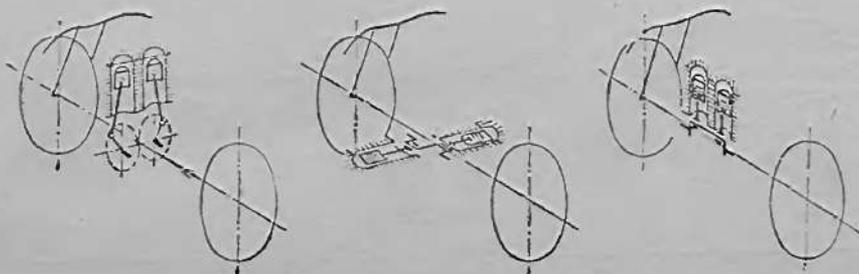
Таблица 6

## Конструктивные группы мотоцикла

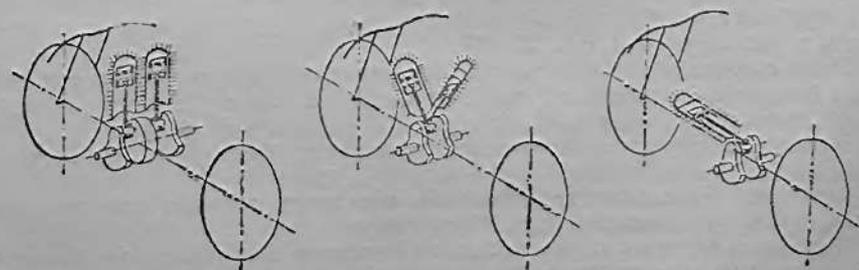
Наименование группы	Состав группы
Двигатель	Детали и узлы двигателя, а также системы питания топливом, системы смазки и системы выхлопа
Силловая передача	Детали и узлы агрегатов и механизмов сцепления, коробки передач, передней и задней (главной) передач
Ходовая часть	Детали и узлы рамы с задней вилкой и подвеской, передней вилки, колес с тормозами, седла водителя и пассажира, грязевых щитков, подножек и подставки
Органы управления	Детали и узлы органов управления карбюрацией, зажиганием, сцеплением, переменной передачей, тормозной системой, а также детали руля
Электрооборудование	Агрегаты и приборы системы зажигания свечения, сигнализации и источники тока
Коляска	Узлы и детали рамы и кузова боковой коляски
Инструмент и принадлежности	Необходимый комплект инструмента, прилагаемый к мотоциклу, а также принадлежности, как щиток и зеркало на руле, брызговики для ног и т. п.

В зависимости от выбора общей конструкции мотоцикла, компоновка его отдельных агрегатов может быть выполнена по различным конструктивным схемам.

**Двигатель.** Двигатели принято различать по расположению коленчатого вала относительно продольной оси мотоцикла, а также по числу цилиндров

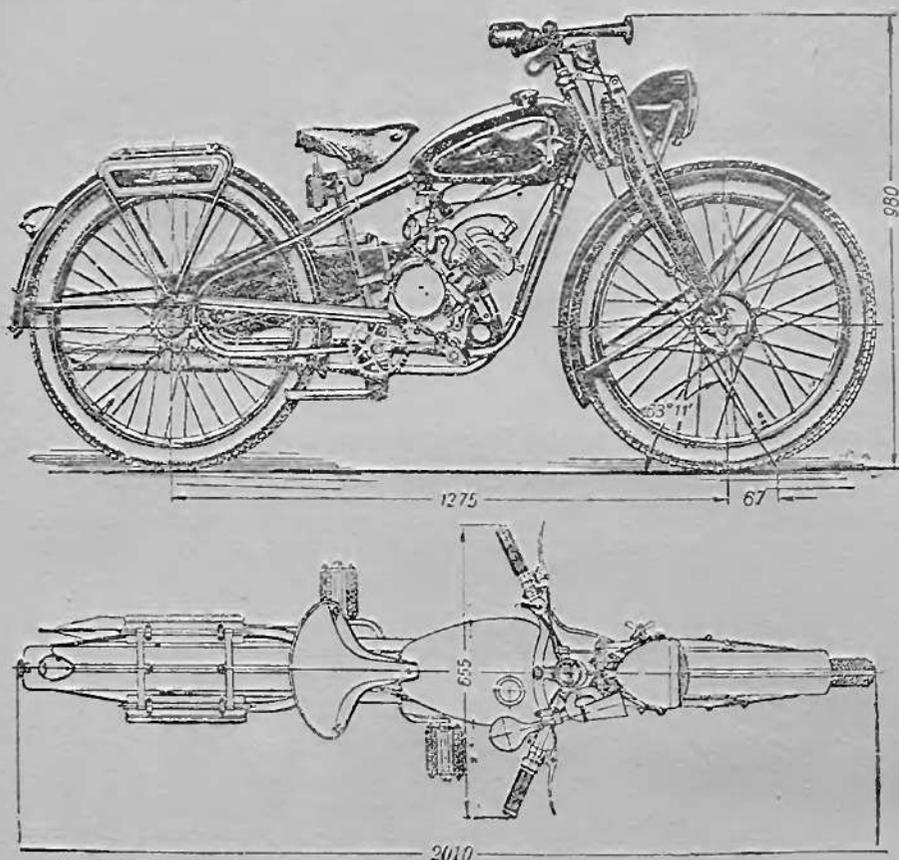


Фиг. 4. Схема компоновки двигателя с расположением коленчатого вала параллельно оси мотоцикла.



Фиг. 5. Схема компоновки двигателя с расположением коленчатого вала перпендикулярно оси мотоцикла.

и их расположению по отношению к плоскости грунта. Коленчатый вал двигателя может быть расположен или параллельно или перпендикулярно к продольной оси мотоцикла. Цилиндры двигателей как в первом, так и во втором случае могут быть расположены вертикально, горизонтально или под некоторым углом.



Фиг. 6. Конструктивная компоновка мотоцикла К1Б.

Подробная классификация двигателей и их конструктивные данные приведены в разделе втором, стр. 53—58.

Выбор системы зажигания (батарейное или от магнето) и системы охлаждения (воздушное или водяное) также обуславливает конструктивную компоновку двигателя.

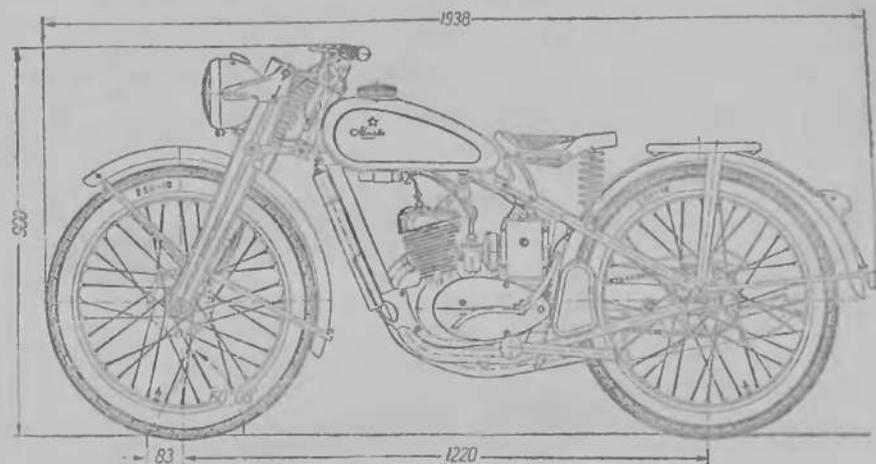
Возможные варианты компоновок двигателя приведены на схемах фиг. 4 и 5.

**Сцепление.** Расположение механизма сцепления зависит, главным образом, от выбора типа задней (главной) передачи.

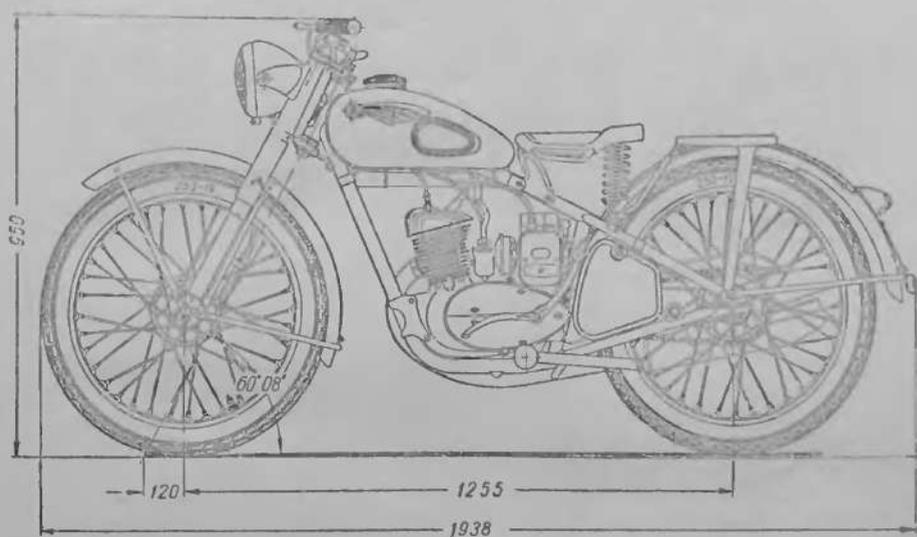
При задней передаче карданным валом сцепление располагается совместно с маховиком на коленчатом валу двигателя; при задней передаче цепью — обычно на ведущем валике коробки передач. В некоторых случаях сцепле-

ние устанавливается также на коленчатом валу двигателя на ведущей звездочке цепи.

Коробка передач. Конструктивная компоновка коробки передач возможна



Фиг. 7. Конструктивная компоновка мотоцикла М1А.

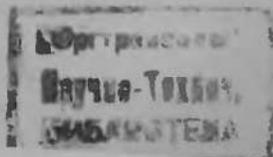


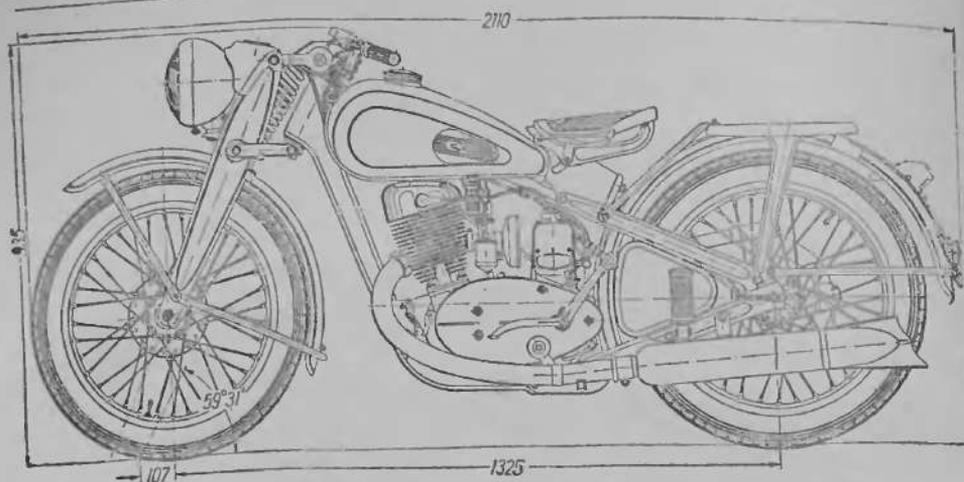
Фиг. 8. Конструктивная компоновка мотоцикла К-125 (1952 г.).

в трех вариантах: в виде отдельного агрегата; в виде отдельного агрегата, соединенного с картером двигателя; в общем картере с двигателем.

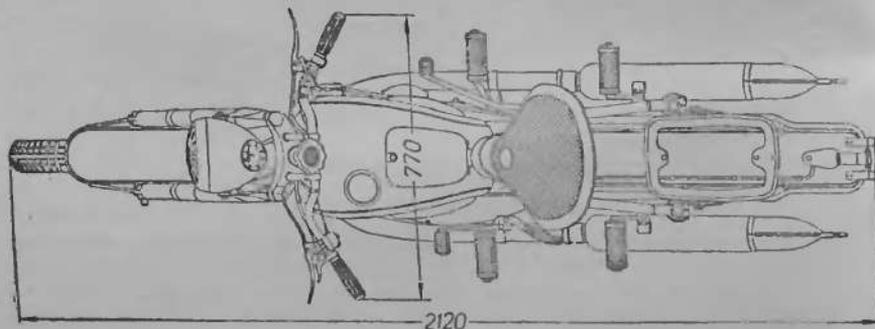
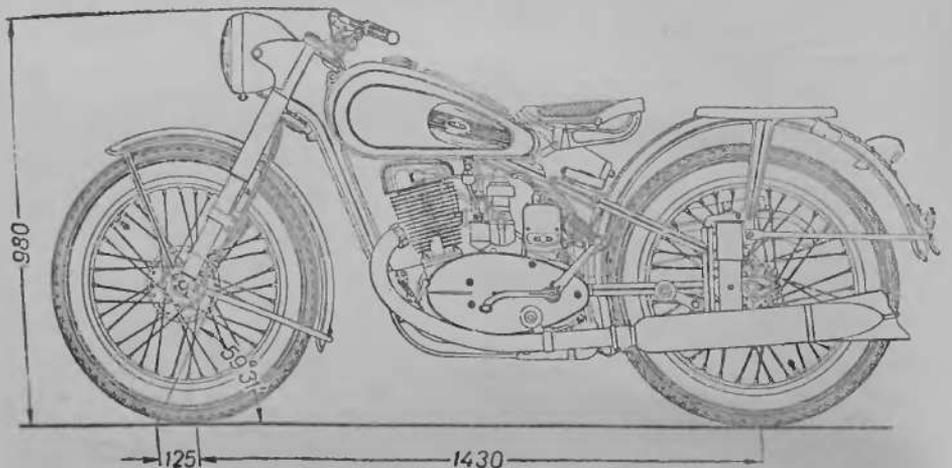
Механизм переключения передач выполняется ножным, ручным или комбинированным — ручным совместно с ножным.

Конструктивные данные по сцеплению и коробке передач даны в разделе третьем, стр. 184—190.





Фиг. 9. Конструктивная компоновка мотоцикла ИЖ 350.



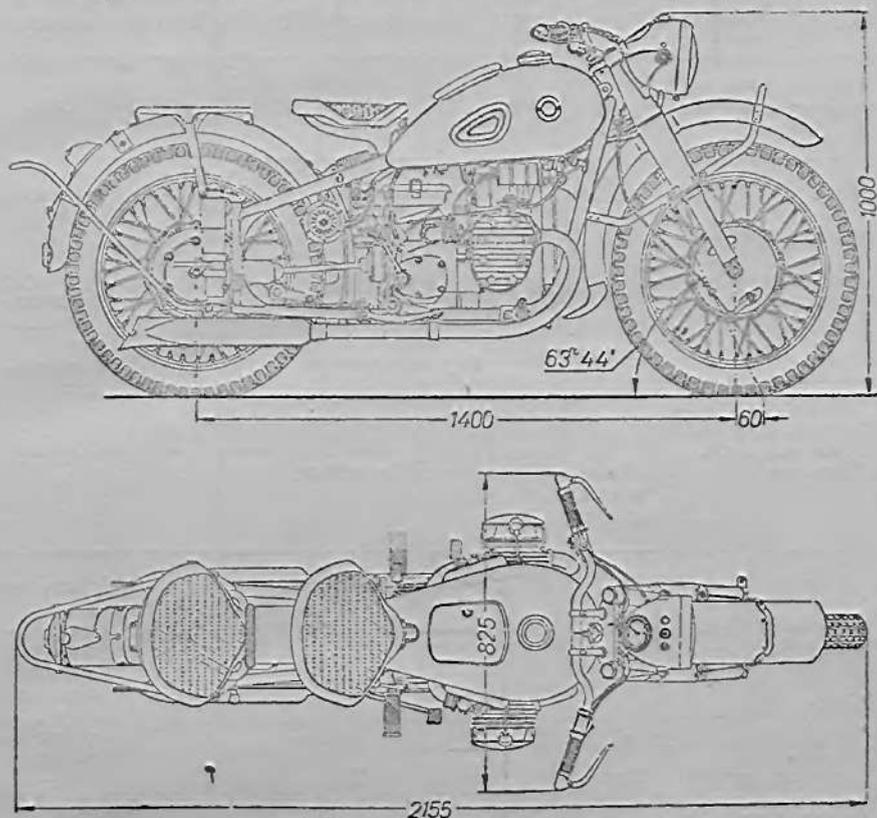
Фиг. 10. Конструктивная компоновка мотоцикла ИЖ 49.

Передняя и задняя (главная) передачи. Передняя передача — от двигателя к коробке передач — осуществляется обычно однорядной или многорядной втулочной цепью и лишь в отдельных случаях шестернями. Задняя передача — от коробки передач к заднему колесу — осуществляется однорядной роликовой цепью или карданным валом.

При наличии передачи карданным валом, передняя передача обычно отсутствует.

**Рама.** Конструкция рамы зависит в основном от типа задней передачи. Рамы у большинства мотоциклов при задней цепной передаче трубчатые, одинарные и двойные; при передаче карданным валом только двойные. Штампованные рамы применяются в настоящее время сравнительно редко. В большинстве современных конструкций задняя вилка рамы подрессорена, что повышает комфортабельность и устойчивость мотоцикла.

Конструктивные данные по рамам даны в разделе четвертом, стр. 226—230.



Фиг. 11. Конструктивная компоновка мотоцикла М-72.

**Передняя вилка.** Передние вилки мотоциклов выполняются в двух конструктивных вариантах — параллелограммные и телескопические.

На большинство современных мотоциклов применяются телескопические вилки, которые повышают комфортабельность и устойчивость мотоциклов. Следует, однако, отметить, что для спортивных мотоциклов, предназначенных для шоссейных гонок, преимущество телескопической вилки еще в достаточной мере не изучено.

Классификация вилок и их конструктивные данные приведены в разделе четвертом, стр. 232—234.

**Колеса.** Колеса мотоциклов выполняются в следующих конструктивных вариантах: взаимозаменяемые и невзаимозаменяемые, легкосъемные и нелегкосъемные.

Конструктивные данные по колесам приведены в разделе четвертом.

Органы управления. Расположение органов управления мотоцикла строго регламентировано ГОСТ 3185-46 (раздел пятый, стр. 258).

Сводные данные по конструктивной компоновке отечественных дорожных мотоциклов приведены в табл. 7.

На фиг. 6, 7, 8, 9, 10 и 11 приведены конструктивные компоновки серийных дорожных мотоциклов.

Таблица 7

Данные по конструктивной компоновке серийных дорожных мотоциклов

Модели мотоциклов	К1Б	М1А	К-125	К-125 *	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
Рабочий объем цилиндров двигателя в см <sup>3</sup>	98	123	123	123	346	346	746
Двигатель	Тип	Двухтактные					Четырехтактный
	Число цилиндров	1	1	1	1	1	2
	Расположение цилиндров	Под углом					Горизонтально-противоположное
	Расположение коленчатого вала двигателя относительно продольной оси мотоцикла	Перпендикулярное					Параллельное
	Зажигание	Маховичное магдино	Батарейное				
Силовая передача	Сцепление	На валу коробки передач					На валу двигателя
	Коробка передач	В общем картере с двигателем					В виде отдельного агрегата, соединенного с картером двигателя
	Передняя передача	Шестерни				Цепь	—
	Задняя (главная) передача				Цепь	Карданный вал	
Эксплуатационная часть	Рама	Трубчатая			Штампованная	Трубчатая двойная	
	Передняя вилка	Параллелограммная	Телескопическая		Параллелограммная	Телескопическая	
	Задняя подвеска Колеса	Невзаимозаменяемые			—	Пружинная	Взаимозаменяемые

\* Модель 1952 г.

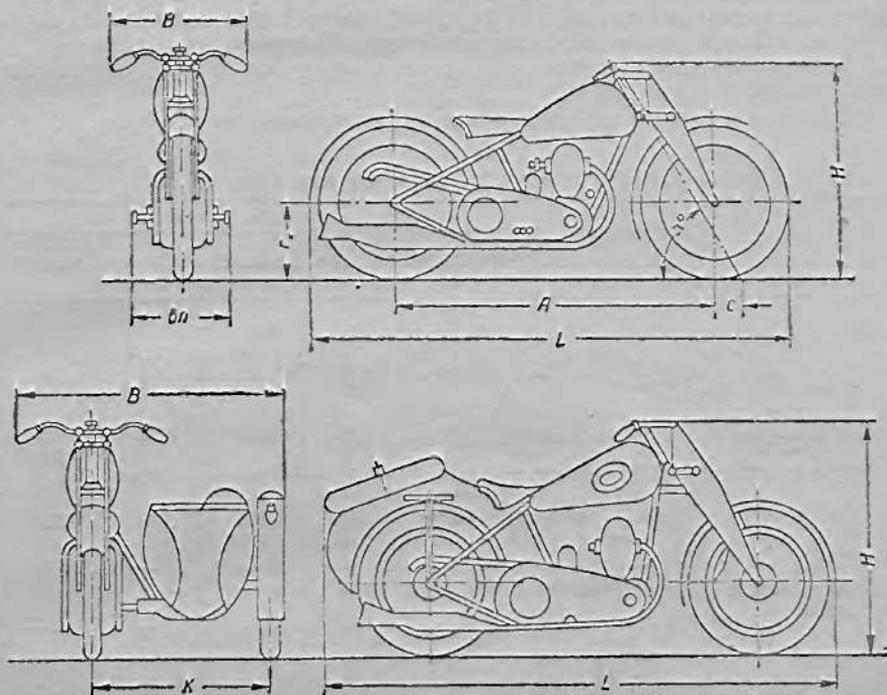
## Глава II

## ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МОТОЦИКЛА

## 1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Основные размеры определяют габариты мотоцикла, характеризуют размещение его агрегатов и механизмов, а также определяют посадку водителя и дорожные качества мотоцикла с точки зрения его проходимости и устойчивости.

Указанные на фиг. 12 и 13 параметры и их буквенные обозначения соответствуют ГОСТ 6253-52 (Методы типовых дорожных испытаний).



Фиг. 12. Основные размеры мотоцикла.

Основные размеры мотоцикла подразделяются на следующие три группы: Габаритные размеры (фиг. 12):  $L$  — максимальная длина;  $B$  — максимальная ширина;  $H$  — максимальная высота;  $b_n$  — ширина по подножкам;  $b_2$  — ширина по наиболее выступающим частям двигателя (на чертеже не показана).

Конструктивные параметры (фиг. 12):  $A$  — база мотоцикла;  $C$  — вылет передней вилки;  $K$  — расстояние между осями двух колес;  $r_n$  — радиус заднего колеса (с учетом деформации шины при нормальном давлении в ней);  $\alpha$  — угол наклона рулевой колонки в градусах.

Габаритные размеры определяются при сухом весе мотоцикла, а конструктивные — при ходовом.

Для мотоциклов с цепной передачей на ведущее колесо база  $A$  замеряется в двух крайних положениях колеса.

Размеры, характеризующие посадку водителя (фиг. 13):

- $h$  — расстояние передней кромки седла от горизонтальной площадки;
- $g$  — расстояние по вертикали от передней кромки седла до линии, соединяющей середины рабочей части обеих рукояток руля;

- l* — расстояние по горизонтали от вертикальной плоскости, касательной к средней точке задней кромки седла до линии, соединяющей середины обеих рукояток руля;
- m* — ширина руля, измеряемая между точками, лежащими на середине рабочей части обеих рукояток;
- S* — расстояние по горизонтали от вертикальной плоскости, проходящей через центр оси заднего колеса, до вертикальной плоскости, касательной к средней точке задней кромки седла;
- e* — расстояние по горизонтали от вертикальной плоскости, проходящей через центр оси заднего колеса, до вертикальной плоскости, проходящей через центр оси подножки;
- f* — расстояние по вертикали от передней кромки седла водителя до горизонтальной плоскости, проходящей через центр оси подножки.

Размеры мотоцикла, характеризующие посадку водителя, определяются при рабочем весе мотоцикла.

Основные размеры серийных дорожных мотоциклов даны в табл. 8.

Таблица 8

Основные размеры серийных дорожных мотоциклов (фиг. 12 и 13)

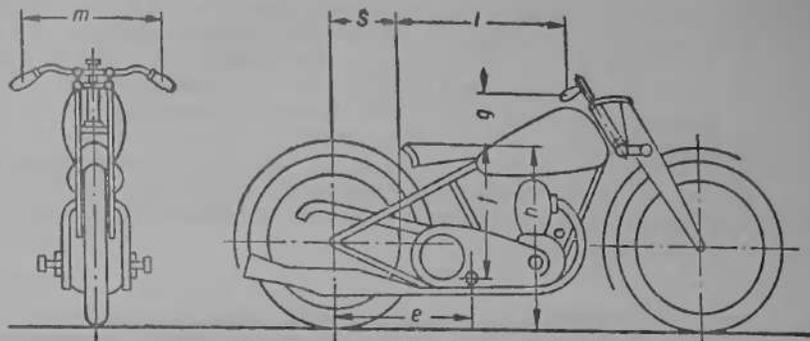
	Модели мотоциклов						
	К1Б	М1А	К-125	К-125*	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72**
Рабочий объем цилиндров двигателя в см <sup>3</sup> . . .	98	123	123	123	346	346	746
Габаритные размеры мотоцикла:							
<i>L</i> в мм . . .	2010	1938	1938	1938	2110	2120	2155 (2380)
<i>V</i> » » . . .	655	650	650	675	710	770	825 (1590)
<i>H</i> » » . . .	980	900	900	950	935	980	1000
<i>b<sub>n</sub></i> » » . . .	530	530	530	530	608	608	540
<i>b<sub>o</sub></i> » » . . .	—	—	—	—	—	—	614
Конструктивные параметры:							
<i>A</i> в мм . . .	1275	1220	1220	1255	1325	1430	1400
<i>C</i> » » . . .	67	83	83	120	107	125	60
<i>K</i> » » . . .	—	—	—	—	—	—	(1052)
<i>r<sub>к</sub></i> » » . . .	368	301	301	301	308	308	322
$\alpha$ в град. . .	63°11'	60°08'	60°08'	60°08'	59°31'	59°31'	63°44'
Размеры, характеризующие посадку водителя:							
<i>h</i> в мм . . .	740	724	724	710	710	765	720
<i>g</i> » » . . .	126	197	197	221	210	216	206
<i>l</i> » » . . .	520	665	665	658	620	563	692
<i>m</i> » » . . .	555	545	545	555	625	620	626
<i>S</i> » » . . .	285	152	152	175	232	280	241
<i>e</i> » » . . .	318—620***	457	457	460	495	500	508
<i>j</i> » » . . .	480	522	522	505	518	509	497

Проходимость и маневренность мотоцикла зависят от дорожных просветов, радиусов поворота, радиуса продольной проходимости и угла бокового крена. Определение этих параметров производится согласно ГОСТ 6253-52 по схемам, приведенным на фиг. 14, 15 и 16.

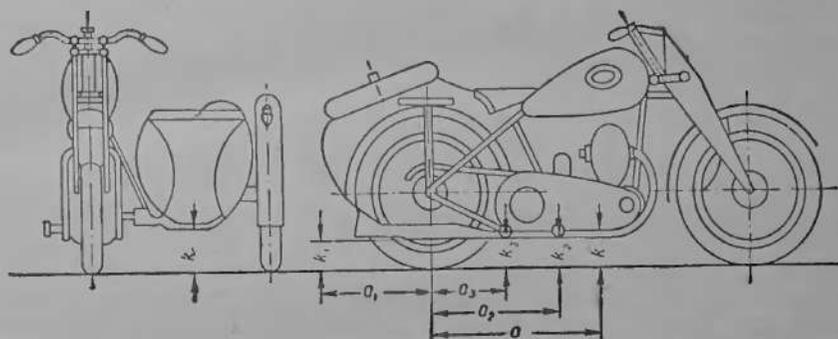
\* Модель 1952 г.

\*\* В скобках даны размеры для мотоцикла с коляской.

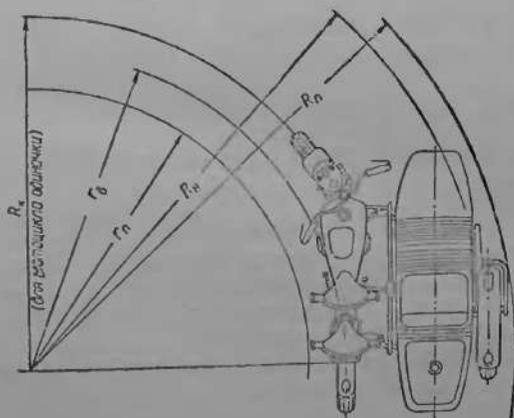
\*\*\* При горизонтальном положении педалей.



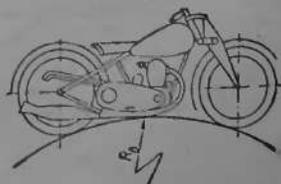
Фиг. 13. Размеры, характеризующие посадку водителя.



Фиг. 14. Нижние точки мотоцикла (дорожный просвет).



Фиг. 15. Радиусы поворота и круговой проходимости.



Фиг. 16. Радиус продольной проходимости.

Нижние точки мотоцикла — дорожные просветы (фиг. 14):

$K$  — расстояние до нижней точки машины между колесами;

$K_1$  — расстояние до нижней точки глушителя;

$K_2$  — расстояние до нижней точки подножки водителя;

$K_3$  — расстояние до нижней точки подножки пассажира;

$K_4$  — расстояние до нижней точки под прицепной коляской;

$a, a_1, a_2, a_3$  — расстояния между точками  $K, K_1, K_2, K_3, K_4$  и вертикальной плоскостью, проходящей через ось заднего колеса мотоцикла.

Нижние точки мотоцикла определяются при ходовом весе мотоцикла. Нижние точки серийных дорожных мотоциклов даны в табл. 9.

Таблица 9

Параметры проходимости и маневренности серийных дорожных мотоциклов

	Модели мотоциклов						
	К1Б	М1А	К-125	К-125*	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72с/к**
Рабочий объем цилиндра двигателя в см <sup>3</sup> . . .	98	123	123	123	346	346	746
Нижние точки мотоцикла — дорожные просветы (фиг. 14):							
$K$ в мм . . .	154	145	145	148	110	141	149
$a$ » » . . .	486	505	505	520	587	558	602
$K_1$ » » . . .	192	155	155	176	140	157	144
$a_1$ » » . . .	633	257	257	205	573	528	395
$K_2$ » » . . .	—	179	179	180	215	220	211
$a_2$ » » . . .	—	460	460	470	487	485	497
$K_3$ » » . . .	—	—	—	—	—	282	217
$a_3$ » » . . .	—	—	—	—	—	134	205
$K_4$ » » . . .	—	—	—	—	—	—	214
Радиусы поворота (фиг. 15):							
$R_n$ Вправо в м . . .	2,932	2,207	2,207	2,225	4,944	5,440	4,462
Влево » » . . .	3,260	2,712	2,712	1,825	4,862	4,915	5,528
$r_b$ Вправо » » . . .	1,468	1,815	1,815	1,811	4,075	4,550	1,566
Влево » » . . .	1,880	2,037	2,037	1,271	4,468	4,112	3,305
$r_n$ Вправо » » . . .	2,932	2,082	2,082	2,275	5,187	5,740	4,826
Влево » » . . .	3,260	2,291	2,291	2,825	5,294	5,050	6,092
$r_n$ Вправо » » . . .	2,762	1,606	1,606	1,611	3,571	4,060	1,390
Влево » » . . .	1,502	1,850	1,850	1,116	3,978	3,584	3,117
Радиус продольной проходимости $R_b$ (фиг. 16)	1000	1055	1055	1080	1680	1310	1280
Угол бокового крена $\gamma$ (фиг. 17)	36°	51°	51°	50°	49,5°	47,5°	—

Радиусы поворота и радиус продольной проходимости (фиг. 15 и 16):

$R_n$  — радиус окружности, описываемой при повороте внешним колесом;

$r_b$  — радиус окружности, описываемой при повороте внутренним колесом;

$R_n$  — радиус окружности, описываемой при повороте проекцией точки мотоцикла, наиболее удаленной от центра поворота;

$r_n$  — радиус окружности, описываемой при повороте проекцией точки мотоцикла, наиболее близкой к центру поворота;

$R_b$  — радиус продольной проходимости.

\* Модель 1952 г.

\*\* С коляской.

Радиусы поворота и круговой проходимости мотоцикла должны определять то минимальное пространство, на котором он может повернуться на  $180^\circ$  без использования заднего хода.

Радиусами круговой проходимости мотоцикла — внешним и внутренним — называются максимальный и минимальный радиусы кругового коридора, в который вписывается мотоцикл при предельно крутом повороте.

Радиусы круговой проходимости отличаются от соответствующих радиусов поворота на величину расстояния проекции крайней точки шасси или кузова от оси следа колеса.

Радиусы поворота и круговой проходимости зависят от угла поворота руля мотоцикла.

Определение радиусов и угла поворота мотоцикла производится вправо и влево.

Радиус продольной проходимости, характеризующей способность мотоцикла к переходу по выпуклостям пути, согласно ГОСТ 6253-52, определяется графически следующим образом:

На бумагу наносят низшие точки мотоцикла и окружности его колес в масштабе не менее  $1:5$  и проводят окружность через три точки: две точки колес (переднего и заднего) и одну из низших точек, находящуюся между колесами. Радиус этой окружности и будет радиусом продольной проходимости  $r_0$ . Радиус колес условно принимают равным замеренному радиусу колеса  $r_k$  с учетом деформации шин от нагрузки.

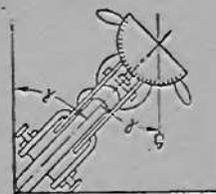
На фиг. 16 приведена схема определения радиуса продольной проходимости.

Радиусы поворота и радиус продольной проходимости серийных дорожных мотоциклов даны в табл. 9.

Угол бокового крена  $\gamma$  (фиг. 17). Согласно ГОСТ 6253-52 угол бокового крена  $\gamma$  определяется только для мотоциклов-одиночек. Замер угла бокового крена производится в обе стороны, вправо и влево, по схеме, приведенной на фиг. 17. Углы бокового крена серийных дорожных мотоциклов приведены в табл. 9.

Определение всех размеров производится на горизонтальной площадке при нормальном давлении в шинах с соблюдением правил, предусмотренных ГОСТ 6253-52.

Все линейные размеры, согласно ГОСТ 6253-52, замеряются по 8-му классу точности ОСТ 1010, а угловые — с точностью  $\pm 1^\circ$ .



Фиг. 17. Угол бокового крена.

## 2. ВЕСОВЫЕ ДАННЫЕ

Весовые данные характеризуют общий вес мотоцикла, распределение этого общего веса на переднее и заднее колеса (для мотоциклов с коляской также вес, приходящийся на колесо коляски), а также расположение центра тяжести мотоцикла.

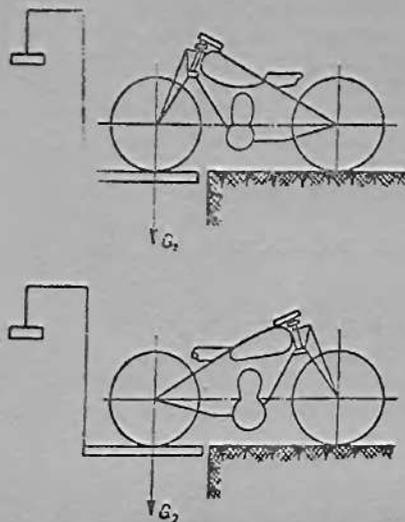
Под общим весом мотоцикла, согласно ГОСТ 6253-52, принято различать сухой вес мотоцикла, рабочий вес мотоцикла и ходовой вес мотоцикла.

Сухой вес мотоцикла — вес мотоцикла без топлива, масла, набора дорожного инструмента, запасных частей, дорожного снаряжения (без запасного колеса), без веса водителя и пассажиров.

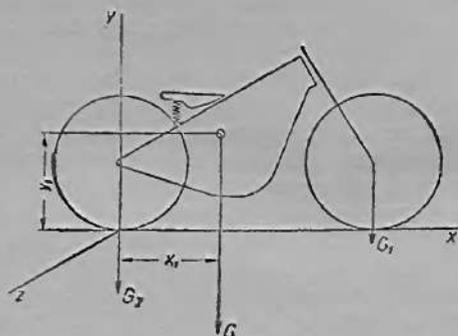
Рабочий вес мотоцикла — вес мотоцикла, заправленного топливом и маслом и укомплектованного набором дорожного инструмента, запасными частями и запасным колесом, без веса водителя и пассажиров.

Ходовой вес мотоцикла — вес мотоцикла, заправленного топливом и маслом и укомплектованного набором дорожного инструмента, запасными

частями, дорожным снаряжением и запасным колесом, с весом водителя, пассажиров и груза, согласно техническим условиям на испытуемый мотоцикл.



Фиг. 18. Схема определения весов.



Фиг. 19. Схема координат центра тяжести мотоцикла:

$G$  — общий вес;  $G_1$  — вес, приходящийся на переднее колесо;  $G_2$  — вес, приходящийся на заднее колесо;  $G_3$  — вес, приходящийся на колесо коляски;  $x_1, y_1, z$  — координаты центра тяжести ( $G$  и  $z_1$  на схеме не показаны).

Согласно ГОСТ 6253-52, определение веса сухого, рабочего и ходового, приходящегося на каждое из колес мотоцикла, производится в соответствии со схемами, приведенными на фиг. 18.

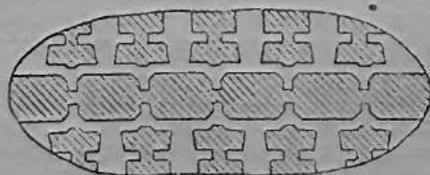
У мотоциклов с боковой прицепной коляской определяется также вес, приходящийся на колесо коляски. При определении веса мотоцикла водитель и пассажиры должны принимать такую же посадку, как и при движении. Определение веса производится с точностью  $\pm 0,5\%$  от общего веса мотоцикла.

Приведенные в табл. 10 и 11 весовые данные по серийным дорожным мотоциклам взяты из протоколов испытаний, проведенных лабораториями Центрального конструкторского бюро мотоцикlostроения. На фиг. 19 приведена схема координат центра тяжести.

Методика определения веса предусматривается ГОСТ 6253-52.

Удельное давление шины на дорогу влияет на проходимость мотоцикла.

Условное удельное статическое давление на дорогу определяется по данным взвешивания мотоцикла при его ходовом весе, распределенном по колесам и по замерам площадей отпечатков шин каждого колеса на горизонтальной площадке с твердым и ровным покрытием. Площадь отпечатка определяется планиметром или непосредственным подсчетом на бумаге миллиметровке.



Фиг. 20. Образец отпечатка шины.

Отношение веса мотоцикла к суммарной площади отпечатков колес дает среднее удельное статическое давление в  $\text{кг/см}^2$  на дорогу. На фиг. 20 показан образец отпечатка шины.

Величины удельных давлений серийных дорожных мотоциклов приведены в табл. 12.

Таблица 10

## Координаты центра тяжести

Модель мотоцикла		$x_1$	$y_1$	$z$	$G$	$G_1$	$G_2$	$G_3$
К1Б	Вес мотоцикла с полной заправкой без водителя . . .	577	510	—	64,9	30,5	34,4	—
	Вес мотоцикла с полной заправкой и водителем . . .	508	728	—	139,9	56,1	83,7	—
	Вес мотоцикла с полной заправкой, водителем и пассажиром . . . . .	352	—	—	214,9	60,1	154,9	—
М1А и К-125	Вес мотоцикла с полной заправкой без водителя . . .	548	403	—	72,8	32,5	40,4	—
	Вес мотоцикла с полной заправкой и водителем . . .	494	681	—	147,8	59,4	88,5	—
	Вес мотоцикла с полной заправкой, водителем и пассажиром . . . . .	350	—	—	222,8	62,0	160,9	—
ИЖ-350	Вес мотоцикла с полной заправкой без водителя . . .	622	427	—	154,0	70,8	83,2	—
	Вес мотоцикла с полной заправкой и водителем . . .	573	631	—	229,0	97,0	132,1	—
	Вес мотоцикла с полной заправкой, водителем и пассажиром . . . . .	453	—	—	304,0	100,2	203,8	—
М-72 (одиночка)	Вес мотоцикла с полной заправкой без водителя . . .	694	470	—	211,5	104,2	107,3	—
	Вес мотоцикла с полной заправкой и водителем . . .	643	592	—	286,5	130,7	155,7	—
	Вес мотоцикла с полной заправкой, водителем и пассажиром . . . . .	524	—	—	361,5	134,5	226,9	—
М-72 (с коляской)	Вес мотоцикла с полной заправкой без водителя . . .	428	480	260	358,7	112,9	152,8	93,1
	Вес мотоцикла с полной заправкой и водителем . . .	491	523	227	433,8	137,5	204,1	92,2
	Вес мотоцикла с полной заправкой, водителем и одним пассажиром . . . . .	422	569	177	508,8	139,3	286,2	83,3
	Вес мотоцикла с полной заправкой, водителем и двумя пассажирами . . . . .	430	584	244	583,8	157,3	294,4	132,1
	Вес мотоцикла с полной заправкой, водителем, двумя пассажирами и грузом 50 кг . . . . .	397	588	277	633,8	145,3	326,4	162,1

Условные обозначения:  $x_1$ ,  $y_1$ ,  $z$  — координаты центра тяжести. Для одиночек  $z$  принято равным нулю;

$G$  — общий вес мотоцикла в кг;

$G_1$  — вес, приходящийся на переднее колесо, в кг;

$G_2$  — вес, приходящийся на заднее колесо, в кг;

$G_3$  — вес, приходящийся на колесо коляски, в кг.

Примечание. Вес водителя и пассажира принят равным 75 кг. Вес дан без учета инструмента и запасных частей.

Таблица 11

## Весовые данные серийных дорожных мотоциклов

	Модели мотоциклов							
	К1Б	М1А	К-125	К-125*	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72	М-72с/к**
Рабочий объем цилиндров двигателя в см <sup>3</sup>	98	123	123	123	346	346	746	746
Сухой вес:								
Общий вес в кг . . . . .	58,5	71,0	71,0	74,2	143,8	150,0	205,0	335,6
Нагрузка на переднее колесо в кг . . . . .	27,2	33,3	33,3	35,2	64,3	67,1	96,6	103,2
То же в % . . . . .	46,5	46,9	46,9	47,5	44,7	46,8	47,2	31,0
Нагрузка на заднее колесо в кг . . . . .	31,3	37,7	37,7	39,0	79,5	82,9	108,5	138,0
То же в % . . . . .	53,5	53,1	53,1	52,5	55,3	53,2	52,8	41,0
Нагрузка на колесо коляски в кг . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	94,4
То же в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	28,0
Рабочий вес:								
Общий вес в кг . . . . .	67,0	80,5	80,5	84,5	156,3	164,0	219,0	358,6
Нагрузка на переднее колесо в кг . . . . .	31,0	37,9	37,9	40,3	70,8	75,3	104,7	114,5
То же в % . . . . .	46,3	47,1	47,1	47,6	45,3	47,9	47,8	32,0
Нагрузка на заднее колесо в кг . . . . .	36,0	42,6	42,6	44,2	85,5	88,7	114,5	148,2
То же в % . . . . .	53,7	52,9	52,9	52,4	54,7	52,1	52,2	41,5
Нагрузка на колесо коляски в кг . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	95,9
То же в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	20,5
Ходовой вес:								
Общий вес в кг . . . . .	142,0	155,5	155,5	159,6	231,3	239,0	293,3	683,6
Нагрузка на переднее колесо в кг . . . . .	57,4	64,0	64,0	63,6	95,3	98,2	129,5	174,7
То же в % . . . . .	40,4	41,2	41,2	39,9	41,2	43,4	44,2	25,5
Нагрузка на заднее колесо в кг . . . . .	84,6	91,5	91,5	96,0	136,0	140,8	163,8	308,5
То же в % . . . . .	59,6	58,8	58,8	60,1	58,8	56,6	55,8	45,0
Нагрузка на колесо коляски в кг . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	200,4
То же в % . . . . .	—	—	—	—	—	—	—	29,5

## Удельные давления серийных дорожных мотоциклов

Таблица 12

	Модели мотоциклов						
	К1Б	М1А	К-125	К-125*	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72с/к**
Рабочий объем цилиндров двигателя в см <sup>3</sup>	98	123	123	123	346	346	746
Переднее колесо:							
Нагрузка в кг . . . . .	57,4	65,4	65,4	63,6	95,3	99,56	170,6
Площадь отпечатка в см <sup>2</sup>	20,0	27,7	27,7	31,7	38,0	53,06	88,0
Среднее удельное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	2,87	2,35	2,35	2,0	2,5	1,68	1,93

\* Модель 1952 г.

\*\* С коляской.

Продолжение табл. 12

	Модели мотоциклов						
	К1Б	М1А	К-125	К-125*	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72с/к**
Заднее колесо:							
Нагрузка в кг . . . . .	84,6	90,7	90,7	96,0	136,0	149,59	311,0
Площадь отпечатка в см <sup>2</sup>	31,5	39,5	39,5	40,2	63,8	71,7	128,3
Среднее удельное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	2,68	2,75	2,75	2,38	2,13	2,08	2,41
Колесо коляски:							
Нагрузка в кг . . . . .	—	—	—	—	—	—	186,6
Площадь отпечатка в см <sup>2</sup>	—	—	—	—	—	—	105,0
Среднее удельное давление в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	—	—	—	—	—	—	1,77

Примечание. Таблица составлена на основании протоколов испытаний, произведенных лабораторией ЦКБ мотоциклостроения.

## Глава III

## ДИНАМИКА МОТОЦИКЛА

## 1. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ

Одним из основных показателей эксплуатационных качеств мотоцикла является динамика мотоцикла. Динамические качества мотоцикла определяют способность мотоцикла к достижению наибольшей средней скорости при заданных дорожных условиях.

Основными показателями динамических качеств мотоцикла являются:

1. Максимальная скорость  $v_{\max}$  на высшей передаче на горизонтальном участке асфальтированного или бетонированного шоссе.

2. Тяговая характеристика, определяющая зависимость между скоростью мотоцикла  $v$  и тяговыми усилиями  $P_k$ , возникающими на заднем колесе мотоцикла на различных передачах, а также характеризующая способность мотоцикла преодолевать возникающие сопротивления (подъемы) на дорогах различного покрытия.

3. Приемистость (ускорение) — способность мотоцикла к быстрому разгону.

4. Тормозной путь.

Первые три показателя динамических качеств зависят от следующих конструктивных факторов мотоцикла: эффективной мощности двигателя  $N_e$ ; к. п. д. силовой передачи  $\eta$ ; передаточных отношений на высшей и промежуточных передачах  $i_n$ ; величины радиуса ведущего (рабочего) колеса с учетом деформации шин  $r_k$ ; ходового веса мотоцикла  $G$ , т. е. веса мотоцикла с водителем, пассажиром и грузом; лобовой площади мотоцикла и водителя  $F$ ; коэффициента обтекаемости мотоцикла  $K$ , зависящего от формы мотоцикла и посадки водителя.

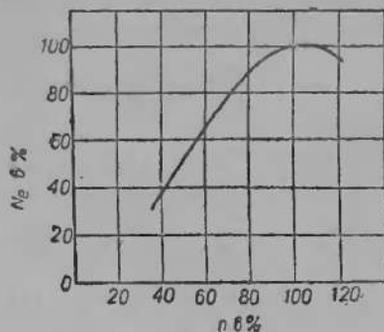
При определении показателей динамических качеств мотоцикла учитывают коэффициенты:  $f$  — коэффициент качения, зависящий от конструкции шин и дорожного покрытия;  $\delta$  — коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс (колес, маховиков) на разгон мотоцикла.

\* Модель 1952 г.

\*\* С коляской.

Величина тормозного пути зависит от конструкции тормозных устройств мотоцикла, подробное описание которых изложено в разделе четвертом, стр. 226.

Эффективная мощность  $N_e$ . Динамические качества мотоцикла зависят от эффективной мощности  $N_e$ , как функции числа оборотов двигателя. Графическое изображение  $N_e = f(n)$  — скоростная характеристика двигателя — является неизменным условием для графического определения динамических качеств мотоцикла. Практически скоростная характеристика определяется непосредственно на тормозном стенде при испытании двигателя. Скоростные характеристики двигателей отечественных мотоциклов, построенные по результатам проведенных испытаний, приведены в разделе втором, стр. 53.



Фиг. 21. Зависимость  $N_e \% = f(n\%)$ .

построение  $N_e = f(n)$  производится приближенно по эмпирической формуле

$$N_n = N_{\text{макс}} \left[ \frac{n_1}{n_m} + \left( \frac{n_1}{n_m} \right)^2 - \left( \frac{n_1}{n_m} \right)^3 \right],$$

где  $N_{\text{макс}}$  — заданная максимальная мощность двигателя при постоянных оборотах;

$N_n$  — эффективная мощность двигателя при соответствующих переменных оборотах.

По данным проф. И. М. Ленина, для всех автомобильных двигателей существует определенная постоянная зависимость между числом оборотов и мощностью на полном дросселе, выражаемая в процентах.

На основании произведенных автором расчетов и обработки данных, полученных при испытании ряда мотоциклетных двигателей, такая зависимость подтверждается и для мотоциклетных двигателей с несколько измененными соотношениями по сравнению с автомобильными. Графическая зависимость  $N_e \% = f(n\%)$  изображена на фиг. 21. Цифровое значение этой зависимости для мотоциклетных двигателей указано в табл. 13.

Таблица 13

Значение  $N_e \% = f(n\%)$

$n\%$	40%	60%	80%	100%	120%
$N_e\%$	38%	66%	90%	100%	91%

Полученная зависимость позволяет строить скоростные характеристики для четырехтактных двигателей значительно проще и точнее, чем по вышеприведенной или другим эмпирическим формулам.

Для двухтактных двигателей зависимость  $N_e \% = f(n\%)$  надо считать приближенной, так как характер наполнения цилиндра рабочей смесью в значительной степени зависит от системы продувки.

Механический коэффициент полезного действия силовой передачи  $\eta$ . Механический к. п. д. силовой передачи определяется как произведение к. п. д. отдельных агрегатов, входящих в общую систему силовой передачи.

Сопротивления, возникающие в механизме, подразделяются на: 1) трение рабочих поверхностей зубьев шестерен (механические потери); 2) трение шестерен о масло, залитое в картер (гидравлические потери); 3) трение, возникающее в подшипниках.

Величина  $\gamma$  для мотоциклов колеблется: для дорожных мотоциклов 0,8—0,85; для спортивных мотоциклов 0,85—0,9.

Рабочий радиус колеса  $r_k$ . Теоретический рабочий радиус колеса (радиус качения)  $r_k$  определяется соотношением

$$r_k = \frac{S}{2\pi}$$

где  $S$  — путь в метрах, проходимый центром колеса за один оборот последнего при заданной скорости, нагрузке, передаваемом крутящем моменте и давлении в шинах.

Соотношение  $\frac{r_k}{r_0}$  является степенью деформации шины, где  $r_0$  — радиус шины в свободном состоянии.

Для дорожных мотоциклов при расчетах рекомендуется принимать следующие средние величины  $r_k$  для мотоциклетных шин:

- для размеров 2,5 — 19 —  $r_k = 0,301$  м
- » » 3,25 — 19 —  $r_k = 0,308$  »
- » » 3,75 — 19 —  $r_k = 0,322$  »

На фиг. 22 показано значение  $r_k$  в зависимости от передаваемого крутящего момента, радиальной нагрузки и скорости. Приведенные графики построены на основании данных, полученных в результате испытаний, произведенных шж. Н. П. Поляковым в лаборатории ЦКБ мотоцикlostроения.

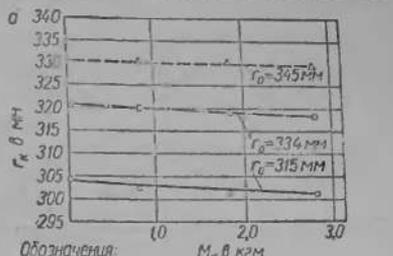
При испытаниях мотоциклов, согласно ГОСТ 6253-52, радиус заднего (ведущего) колеса  $r_k$ , с учетом деформации шины, определяется по формуле

$$r_k = \frac{L_1}{2\pi} = \frac{L_1}{6,28} \text{ мм,}$$

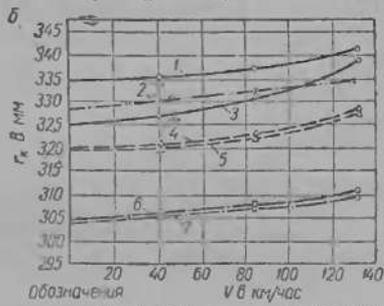
где  $L_1$  — длина окружности шины в м.

Длина окружности шины  $L_1$  определяется прокатыванием мотоцикла вручную по прямой. Перед прокатыванием на шине проводится мелом тонкая поперечная линия, которая за один оборот колеса даст на площадке два отпечатка, расстояние между которыми и есть длина окружности шины  $L_1$ .

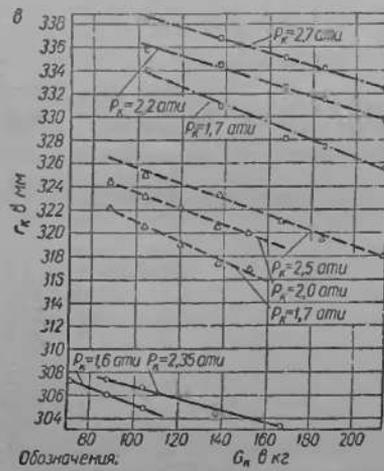
В табл. 14 приведены значения  $r_k$  для серийных дорожных мотоциклов отечественного производства.



Обозначения:  
 — 3,75-19;  $P_k=2,2$  атм;  $G_p=200$  кг;  $V=40,5$  км/час  
 ○ — 3,25-19;  $P_k=2,0$  атм;  $G_p=140,8$  кг;  $V=40,5$  км/час  
 ○ — 2,50-19;  $P_k=2,2$  атм;  $G_p=153$  кг;  $V=40,5$  км/час



Обозначения  
 ○ — 3,75-19;  $M_k=0$       ○ — 26x2,25;  $M_k=0$   
 ○ — 2,50-19;  $M_k=0$       ○ — 3,25-19;  $M_k=0$



Обозначения:  
 ○ — 2,50-19;  $V=40,6$  км/час;  $M_k=0$ ;  $r_0=315$  мм  
 ○ — 3,25-19;  $V=40,6$  км/час;  $M_k=0$ ;  $r_0=331$  мм  
 ○ — 3,75-19;  $V=40,6$  км/час;  $M_k=0$ ;  $r_0=335$  мм

Фиг. 22. Значение  $r_k$  в зависимости от передаваемого крутящего момента, радиальной нагрузки и скорости:

а — влияние крутящего момента  $M_k$  на радиус качения шины  $r_k$ ; б — влияние скорости на радиус качения шины  $r_k$ ; в — влияние радиальной нагрузки  $G_p$  на радиус качения шины  $r_k$ ; 1 —  $G = 163,8$  кг,  $P_0 = 2$  атм; 2 —  $G = 84,6$  кг,  $P_0 = 2$  атм; 3 —  $G = 308,5$  кг,  $P_0 = 2,5$  атм; 4 —  $G = 136$  кг,  $P_0 = 2$  атм; 5 —  $G = 140,8$  кг,  $P_0 = 2$  атм; 6 —  $G = 91,5$  кг,  $P_0 = 2$  атм; 7 —  $G = 96$  кг,  $P_0 = 2$  атм.

Таблица 14

Радиусы качения  $r_k$  и коэффициенты деформации шины  $\eta$  задних колес мотоциклов

Модель мотоцикла	Размер шина	Радиальная нагрузка в кг	Давление в шине $P_0$ в атм	Скорость качения $v_0$ в км/час	Свободный радиус $r_0$ в мм	Радиус качения $r_k$ в мм	Отношение $\eta = \frac{r_k}{r_0}$
К1Б	26×2,25	84,6	2,0	$\frac{41}{84}$	345,0	—	—
М1А	2,50—19	91,5	2,0	$\frac{41}{84}$	315,0	—	—
К-125*	2,50—19	96,0	2,0	$\frac{41}{84}$	315,0	—	—
ИЖ-350	3,25—19	136,0	2,0	$\frac{41}{84}$	334,0	320,7 323,0	0,961 0,968
ИЖ-49	3,25—19	140,8	2,0	$\frac{41}{84}$	334,0	320,6 322,5	0,960 0,966
М-72	3,75—19	163,8	2,0	$\frac{41}{84}$	344,5	335,0 337,0	0,973 0,979
М-72 с/к**	3,75—19	308,5	2,5	$\frac{41}{84}$	344,5	327,0 330,8	0,950 0,960

Таблица 15

Зависимость скорости мотоцикла от числа оборотов двигателя  $v = f(n)$ 

Марка мотоцикла	$r_k$	Передача	Переда-точное число	$\Delta 10^{-2}$	Обороты двигателя в минуту							
					1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
К1Б	0,368	1	16,54	0,84	12,57	16,77	20,96	25,15	29,34	33,53	37,72	41,92
			11,26	1,23	18,47	24,63	30,79	36,94	43,10	49,26	54,41	61,57
М1А	0,301	1	23,18	0,49	7,35	9,80	12,25	14,70	17,15	19,60	22,05	24,50
			23,75***	0,47	7,17	9,56	11,96	14,35	16,74	19,13	21,52	23,91
			11,89	0,95	14,33	19,10	23,88	28,66	33,43	38,21	43,00	47,76
К-125	0,301	2	11,73***	0,97	14,52	19,37	24,21	29,05	33,89	38,73	43,57	48,41
			7,33	1,55	23,24	30,99	38,74	46,48	54,23	61,98	69,73	77,47
			1	23,18	0,49	7,35	9,80	12,25	14,70	17,15	19,60	22,05
ИЖ-350 ИЖ-49	0,308	2	11,89	0,95	14,33	19,10	23,88	28,66	33,43	38,21	43,00	47,76
			7,33	1,55	23,24	30,99	38,74	46,48	54,23	61,98	69,73	77,47
			3	7,33	1,55	23,24	30,99	38,74	46,48	54,23	61,98	69,73
ИЖ-350 ИЖ-49	0,308	3	21,8	0,53	7,98	10,65	13,31	15,97	18,63	21,29	23,95	26,61
			11,3	1,03	15,40	20,54	25,67	30,81	35,94	41,08	46,21	51,34
			7,06	1,64	24,65	32,87	41,09	49,31	57,53	65,74	73,96	82,18
			5,06	2,29	34,40	45,87	57,33	68,80	80,26	91,73	103,20	114,66
М-72	0,322	1	16,65	0,73	10,93	14,57	18,22	21,86	25,50	29,15	32,79	36,43
			10,55	1,15	17,25	23,00	28,75	34,50	40,25	46,00	51,75	57,50
			7,85	1,54	23,18	30,91	38,64	46,36	54,09	61,82	69,55	77,27
			6,01	2,02	30,27	40,37	50,47	60,56	70,65	80,74	90,84	100,93

\* Модель 1952 г.

\*\* С коляской.

\*\*\* Для мотоцикла М1А выпуска после 1950 г.

Соотношение скорости мотоцикла и оборотов двигателя  $v = f(n)$ . Скорость движения мотоцикла и число оборотов двигателя связаны следующим уравнением:

$$v = An,$$

где  $A$  — постоянный коэффициент для данного мотоцикла и данной его передачи.

Коэффициент  $A$  определяется из уравнения

$$A = \frac{2\pi r_k 3,6}{60 i_0},$$

где  $i_0$  — общее передаточное отношение на соответствующей передаче.

Значение  $A$  для дорожных мотоциклов приведено в табл. 15. Соотношение  $v = An$  для серийных дорожных мотоциклов показано графически на фиг. 23.

В табл. 15 даны значения  $v = f(n)$  для серийных дорожных мотоциклов на различных передачах.

В табл. 16 даны значения  $v = f(n)$  на прямой передаче при различных передаточных отношениях.

Таблица 16

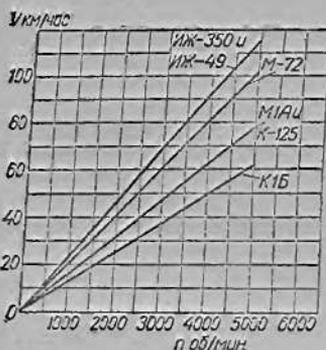
Зависимость скорости мотоцикла от числа оборотов двигателя при различных передаточных числах

Марка мотоцикла	Общее передаточное число силовой передачи	Передаточное отношение коробки передач—заднее колесо	Обороты двигателя в минуту							
			2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
М1А и К-125	7,86	14/40	36,10	43,32	50,4	57,76	64,98	72,20	79,42	86,64
	7,33*	15/40*	38,74	46,48	54,23	61,98	69,73	77,47	85,22	92,97
	6,875	16/40	41,30	49,56	57,82	66,08	74,34	82,60	90,86	99,12
	6,47	17/40	43,87	52,65	61,42	70,20	78,97	87,75	96,5	105,30
	6,11	18/40	46,47	55,77	65,06	74,36	83,65	92,95	102,24	111,54
	5,79	19/40	49,05	58,86	68,67	78,48	88,29	98,10	107,91	117,72
	5,50	20/40	51,62	61,95	72,27	82,60	92,92	103,5	113,57	123,90
5,24	21/40	54,20	65,04	75,88	86,72	97,56	108,40	119,4	130,08	
ИЖ-49 и ИЖ-350	5,36	17/42	54,12	64,95	75,77	86,6	97,42	108,25	119,07	129,90
	5,06*	18/42*	57,33	68,80	80,26	91,73	103,20	114,66	126,12	137,58
	4,80	19/42	60,42	72,57	84,60	96,68	108,76	120,85	132,93	145,02
	4,56	20/42	63,62	76,35	89,07	101,80	114,52	127,25	139,97	152,70
	4,34	21/42	66,85	80,82	93,59	106,96	120,33	133,70	147,07	160,44
М-72	6,01*	8/37*	50,47	60,56	70,65	80,74	90,84	100,93	111,02	121,12
	5,69	8/35	53,3	63,96	74,62	85,28	95,94	106,60	117,21	127,92
	5,06	9/35	59,95	71,94	83,93	95,92	107,91	119,90	131,89	143,88
	4,68	10/36	64,80	77,76	90,72	103,68	116,64	129,60	142,56	155,52
	4,23**	8/37	71,70	86,04	100,38	114,72	129,06	143,40	157,74	172,08
	4,01**	8/35	75,62	90,75	105,87	121,00	136,12	151,25	166,37	181,50
	3,56**	9/35	85,20	102,24	119,28	136,32	153,36	170,40	187,44	204,48
	3,30**	10/36	91,90	110,28	128,66	147,04	165,42	183,80	202,18	220,56

\* Стандартные передаточные числа силовой передачи для данных мотоциклов.

\*\* Передаточные числа силовой передачи при передаточном числе IV передачи в к.п.п. 0,916 (спортивная коробка передач мотоцикла М-75).

Фактор обтекаемости  $F \cdot K$ . Фактор обтекаемости мотоцикла есть произведение площади лобового сопротивления мотоцикла  $F$  м<sup>2</sup> на коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости) мотоцикла  $K$ . Произведение  $F \cdot K$  влияет пропорционально на сопротивление воздуха, возникающее при движении мотоцикла. При уменьшении  $F$  и  $K$  уменьшается сопротивление воздуха. Лобовую площадь  $F$  и коэффициент обтекаемости мотоцикла  $K$  при



Фиг. 23. Соотношение  $V = f(n)$  для серийных дорожных мотоциклов.

расчетах надо рассматривать одновременно, так как та и другая величины взаимно связаны между собой и одновременно изменяют свое цифровое значение от формы мотоцикла и посадки водителя.

Площадь лобового сопротивления  $F$  представляет собою площадь проекции мотоцикла с водителем на плоскость, перпендикулярную направлению движения. Приблизительно площадь лобового сопротивления  $F'$  мотоцикла может быть определена как произведение  $F' = \sigma (HВ)$  высоты мотоцикла с водителем на расстоянии между серединами рукояток руля, умноженное на соответствующий поправочный коэффициент  $\sigma$ , зависящий от типа посадки водителя. Принято различать два типа посадок (фиг. 24): прямая — нормальная

посадка; полулежачая — гоночная посадка.

Принятые значения  $F'$  и  $\sigma$  для различных типов посадок и замеренные площади лобового сопротивления для некоторых серийных дорожных мотоциклов, а также значение коэффициента обтекаемости  $K$  и произведение  $F \cdot K$  приведены в табл. 17.

Таблица 17

Лобовые площади серийных дорожных мотоциклов

Марка мотоцикла	$B$ в м	$H$ в м	$\sigma_1$	$F'$ в м <sup>2</sup>	$F$ в м <sup>2*</sup>	$K^*$	$K \cdot F$
Нормальная посадка							
К1Б . . . . .	0,56	1,47	0,48	0,40	0,42	0,065	0,027
М1А и К-125 . .	0,62	1,49	0,48	0,445	0,45	0,067	0,030
ИЖ-350 и ИЖ-49	0,70	1,57	0,48	0,53	0,54	0,0685	0,037
М-72 (одиночка)	0,78	1,64	0,48	0,61	0,57	0,073	0,042
М-72 (с коляской)	1,28	1,60	0,48	0,96	0,91**	0,082	0,075
Полулежачая посадка							
К1Б . . . . .	0,56	1,32	0,48	0,35	0,33	0,052	0,017
М1А и К-125 . .	0,62	1,30	0,48	0,38	0,36	0,045	0,016
ИЖ-350 и ИЖ-49	0,70	1,30	0,48	0,44	0,44	0,048	0,021
М-72 (одиночка)	0,78	1,32	0,48	0,49	0,16	0,061	0,028

В таблице принято:

$B$  — максимальная ширина мотоцикла в м;

$H$  — максимальная высота мотоцикла с водителем в м;

$\sigma_1$  — постоянный поправочный коэффициент;

$F'$  — расчетная лобовая площадь в м<sup>2</sup>, где  $F' = H \cdot b \cdot \sigma_1$ ;

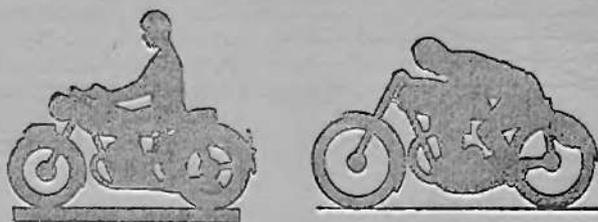
$F$  — замеренная лобовая площадь в м<sup>2</sup>.

\* Значения  $F$  и  $K$  для мотоциклов одиночек даны для одного водителя (без пассажира на заднем сидле).

\*\* Для мотоцикла М-72 с коляской значения  $F$  и  $K$  даны для водителя и двух пассажиров.

Коэффициент  $K$  представляет собой сопротивление воздуха в кг на  $1 \text{ м}^2$  лобовой поверхности при скорости движения  $1 \text{ м/сек}$ . Коэффициент  $K$  зависит от плотности воздуха  $\rho$  и аэродинамического коэффициента лобового сопротивления  $C_x$ ;  $K = \frac{\rho C_x}{2}$ . Плотность воздуха изменяется от температуры и давления, однако в расчетах принято принимать значение  $\rho$  при  $15^\circ \text{С}$  и  $760 \text{ мм}$  атмосферного давления,  $\rho = 0,125$ ;  $K = \frac{0,125 C_x}{2}$ .

Коэффициент лобового сопротивления  $C_x$  зависит от обтекаемой формы мотоцикла. В ряде случаев пользуются произведением  $F \cdot C_x$ , которое можно рассматривать как площадь лобового сопротивления, скорректированную аэродинамическим коэффициентом лобового сопротивления. Предельные значения величин  $F \cdot C_x$  приведены в табл. 18. Для мотоциклов с обтекателем  $F \cdot C_x$  становится, как это видно из табл. 18, минимальным.



Фиг. 24. Типы посадок.

Коэффициент сопротивления качению  $f$ . Коэффициент сопротивления качению  $f$  зависит от состояния и типа дорожного покрытия, а также от конструкции шин и величины давления в них.

При проведении практических расчетов движения принимают следующие средние значения коэффициента сопротивления качению  $f$ :

бетонное шоссе в хорошем состоянии . . . . .	0,012—0,015
асфальтовое шоссе . . . . .	0,014—0,018
булыжное шоссе . . . . .	0,015—0,020
грунтовая дорога . . . . .	0,070—0,080

Для приближенных расчетов для серийных дорожных мотоциклов принимают следующее среднее значение коэффициента качения:  $f = 0,016—0,018$ .

Таблица 18

Параметры обтекаемости мотоциклов при различных типах посадок

Параметры	Тип посадки							
	Дорожные мотоциклы				Спортивные и гоночные мотоциклы			
	Нормальная		Полулежащая		Гоночная		В обтекателе	
	мин. *	макс.	мин.	макс.	мин.	макс.	мин. *	макс.
$F$ в $\text{м}^2$	0,40	0,6	0,3	0,5	0,3	0,5	0,45	0,7
$C_x$	1,040	1,2	0,72	1,04	0,64	0,88	0,16	0,40 **
$F \cdot C_x$	0,416	0,72	0,216	0,52	0,19	0,44	0,072	0,28
$K$	0,065	0,075	0,045	0,065	0,040	0,055	0,01	0,025 **
$K \cdot F$	0,026	0,045	0,0135	0,0325	0,012	0,0275	0,0045	0,0175

Примечание. Меньшее значение параметров относится к мотоциклам малых кубатур.

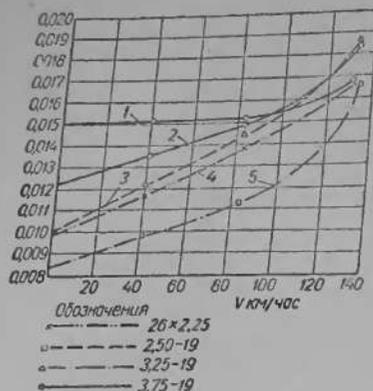
При больших скоростях величина  $f$  для одних и тех же условий изменяется. Изменение величины  $f$  в зависимости от скорости движения приведено на фиг. 25.

Для расчетов можно рекомендовать следующую эмпирическую формулу для вычисления коэффициента  $f$  при определении расчетной скорости гоночного мотоцикла

$$f = \frac{1}{P_0^{0,64}} \left( 20 + \frac{v^{3,7}}{1294000 P_x^{1,44}} \right).$$

\* Значения  $F_{\text{мин}}$ ,  $FC_{x\text{мин}}$  и  $KF_{\text{мин}}$  относятся к обтекателям для гоночных машин с уменьшенной лобовой площадью.

\*\* Значения  $C_{x\text{макс}}$  и  $K_{\text{макс}}$  относятся к обтекателям с открытой посадкой водителя.



Фиг. 25. Зависимость коэффициента качества  $f$  от скорости движения:

1 —  $G = 308,5$  кг,  $P_0 = 2,5$  ати; 2 —  $G = 163,8$  кг,  $P_0 = 2$  ати; 3 —  $G = 140,8$  кг,  $P_0 = 2$  ати; 4 —  $G = 84,6$  кг,  $P_0 = 2$  ати; 5 —  $G = 96$  кг,  $P_0 = 2$  ати.

где  $f$  — сопротивление качению в кг на тонну для твердого ровного грунта;  $P_0$  — внутреннее давление в шинах в кг/см<sup>2</sup>;  $v$  — скорость мотоцикла.

Коэффициент  $\delta$  учитывает влияние инерции вращающихся масс мотоцикла — колес, маховика — на его разгон (влияние прочих деталей вращения, ввиду их малого влияния на величину  $\delta$ , не учитывается). Значение коэффициента  $\delta$  для современных мотоциклов колеблется в пределах:

для высшей передачи . . . . . 1,08—1,13  
 » низшей » . . . . . 1,3—1,7

Нижний предел указанного значения  $\delta$  соответствует легким гоночным мотоциклам, верхний предел — тяжелым мотоциклам.

Для приближенного определения коэффициента  $\delta$  возможно использовать следующие эмпирические формулы:

для дорожных мотоциклов  $\delta = 1 + 0,1 i_k$ ;  
 » гоночных »  $\delta = 1,055 + 0,025 i_k^2$ ,

где  $i_k$  — соответствующие передаточные отношения коробки передач.

Величины коэффициента  $\delta$  для некоторых моделей мотоциклов, полученные экспериментальным путем в ЦКБ мотоцикlostроения, приведены в табл. 19.

Таблица 19

Значение коэффициента  $\delta$  для некоторых моделей мотоциклов

Модели мотоциклов	$I_m$ (маховика) в кг/м-сек <sup>2</sup>	$I_k$ (передне- го колеса)* в кг/м-сек <sup>2</sup>	Коэффициент $\delta$			
			I передача	II передача	III передача	IV передача
К1В	0,00663	0,034	1,143	1,090	—	—
М1А	0,00082	0,046	1,321	1,130	1,089	—
Л-300	0,00265	0,071	1,531	1,190	1,117	—
АМ-600	0,00731	0,067	1,771	1,391	1,187	1,127
М-72	0,00694	0,098	1,428	1,208	1,142	1,108
М-72 с коляской	0,00694	0,098	1,278	1,144	1,104	1,083

## 2. МАКСИМАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ

Максимальная скорость определяется на высшей передаче путем прохождения с хода замеренного горизонтального участка асфальтированной или бетонированной дороги длиной в 1 км. Время прохождения определяется не менее чем двумя секундомерами. Подсчет максимальной скорости производится, исходя из среднего времени, полученного в результате прохождения мерного участка в оба конца. Методика определения максимальной скорости при проведении испытаний установлена ГОСТ 6253-52 (Методы типовых дорожных испытаний).

При установлении рекордов скорости, согласно всесоюзным правилам соревнований по мотоспорту, уклон дороги допускается не более 1%.

\* Момент инерции заднего колеса превышает момент инерции переднего колеса на 2—4% (с учетом влияния цепи).

В табл. 20 приведены максимальные скорости, полученные при испытаниях, проведенных в 1949—1951 гг.

Таблица 20  
Результаты испытаний серийных дорожных мотоциклов  
на максимальную скорость

Модели мотоциклов	Скорость в км/час по техническим условиям	Фактическая скорость в км/час		Рост средней скорости в %
		1949 г.	1951 г.	
К15	50	56,5	58,5	5,5
М1А	70	76,0	79,5	2,0
К-125	70	75,0	80,0	8,5
ИЖ-49*	90	98,5	101,0	7,5
М-72	85	97,5	95,0	

Расчетная теоретическая максимальная скорость обычно определяется из баланса мощности мотоцикла

$$N_{\kappa} = N_f + N_w + N_i + N_j,$$

где  $N_{\kappa} = N_{e\eta}$  — мощность, подведенная к ведущему колесу;

$\eta$  — коэффициент полезного действия силовой передачи.

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления качению,

$$N_f = \frac{Gfv}{270},$$

где  $G$  — вес мотоцикла (ходовой);

$f$  — коэффициент качения.

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления воздуха,

$$N_w = \frac{KFr^3}{3500},$$

где  $K$  — коэффициент обтекаемости мотоцикла с водителем;

$F$  — лобовая площадь мотоцикла с водителем.

Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления подъема,

$$N_i = \frac{G \sin \alpha^0 v}{270},$$

где  $G$  — вес мотоцикла (ходовой);

$\alpha^0$  — угол подъема.

Мощность, расходуемая на преодоление условного сопротивления разгона,

$$N_j = \frac{\delta Giv}{g270},$$

где  $\delta$  — коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс;

$i$  — ускорение мотоцикла в м/сек<sup>2</sup>.

Для равномерного установившегося движения на горизонтальном участке дороги уравнение будет

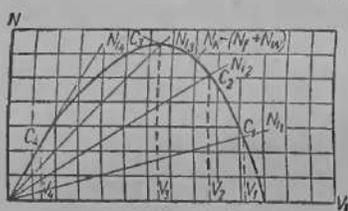
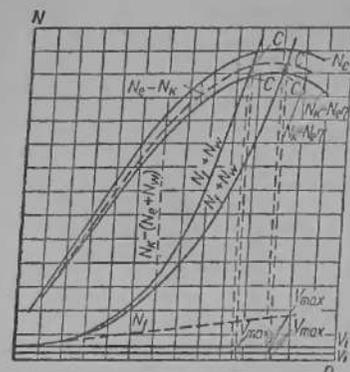
$$N_{\kappa} = N_f + N_w.$$

Графическое изображение уравнения  $N_{\kappa} = N_f + N_w$  мощностного баланса мотоцикла представляет собой диаграмму, представленную на фиг. 26.

По оси ординат отложен масштаб мощности  $N$ , по оси абсцисс сверху — масштаб скорости  $v$  и снизу — масштаб чисел оборотов двигателя  $n$ .

\* В 1949 г. ИЖ-350.

Теоретическая максимальная скорость  $v_{\max}$ , которая может быть достигнута на горизонтальном участке дороги при данной передаче  $i_n$  и заданных  $f, K, F, G$ , определяется точкой пересечения  $C$  кривых  $N_k$  и  $N_f + N_w$ . При изменении в определенных пределах передаточных чисел  $i_n$  и величин  $f, K, F, G$  достигается увеличение или уменьшение расчетной максимальной скорости при заданной максимальной мощности двигателя. В табл. 21 указаны предельные числовые значения мощности, затрачиваемой на сопротивление движению  $N_u$  в зависимости от скорости и различных значений  $K$  и  $F$ , приведенных в табл. 18, характеризующих ту или иную посадку водителя. Разность  $N_o - N_k$  представляет собой мощность, затрачиваемую на трение в механизме силовой передачи. Уменьшение этой разности приводит к увеличению максимальной скорости.



Фиг. 26. Баланс мощности мотоцикла.

Разность между кривой  $N_k$  и суммарной кривой  $N_f + N_w$  определяет избыточную мощность, которая может быть использована на преодоление подъемов и ускорение движения.

Отношение избыточной мощности к ходовому весу мотоцикла

$$100 \frac{N_k - (N_f + N_w)}{G}$$

(запаса мощности на тонну) является одним из сравнительных оценочных параметров тяговых качеств мотоцикла.

Таблица 21

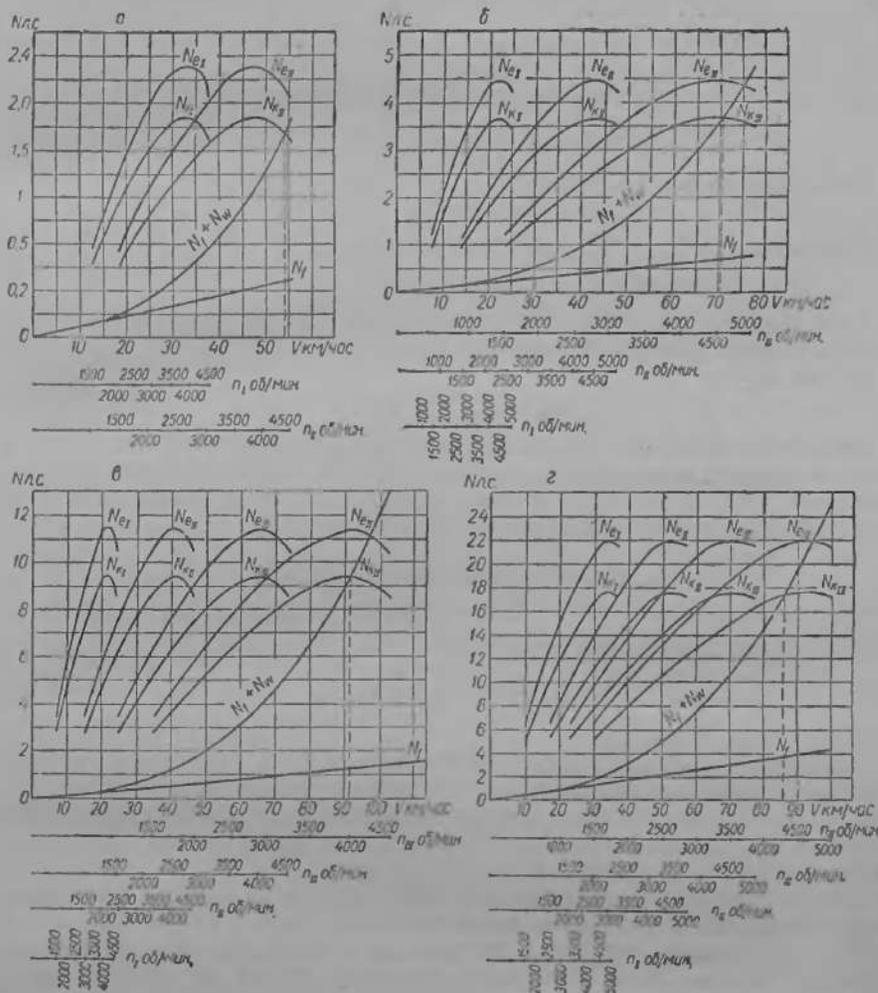
Мощность, затрачиваемая на сопротивление движению

v в км/час	N <sub>u</sub> в л. с.						N <sub>f</sub> в л. с.
	Нормальная посадка		Гоночная посадка		Обтекатель		
	мин.	макс.	мин.	макс.	мин. *	макс.	
20	0,06	0,10	0,03	0,06	0,01	0,04	0,34
40	0,47	0,82	0,22	0,50	0,08	0,32	0,68
60	1,61	2,78	0,74	1,70	0,28	1,08	1,02
70	2,59	4,41	1,18	2,70	0,44	1,715	1,19
80	3,80	6,58	1,75	4,02	0,66	2,56	1,36
90	5,41	9,38	2,50	5,73	0,94	3,65	1,53
100	7,43	12,85	3,43	7,86	1,285	5,0	1,70
110	9,88	17,14	4,57	10,46	1,714	6,65	1,87
120	12,82	22,25	5,92	13,57	2,225	8,64	2,04
130	16,35	28,25	7,54	17,25	2,825	10,49	2,21
140	20,4	35,30	9,43	21,60	3,53	13,72	2,39
150	25,1	43,4	11,55	26,50	4,34	16,88	2,56
160	30,4	52,6	14,05	32,10	5,26	20,48	2,73
170	36,5	63,1	16,85	38,60	6,31	24,56	2,90
180	43,3	75,0	20,0	45,80	7,50	29,16	3,07
190	51,0	88,2	23,55	53,90	8,82	34,30	3,24
200	59,4	103,0	27,45	62,80	10,3	40,0	3,41

\* Минимально возможная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха для мотоциклов с уменьшенной лобовой площадью в обтекателе.

В табл. 21 при расчете принято: ходовой вес мотоцикла  $G = 230$  кг; коэффициент сопротивления качению принят условно постоянным,  $f = 0,02$ . Значения  $K$  и  $F$  взяты по табл. 18.

При графическом изображении запаса мощности и мощности, расходуемой на преодоление подъемов (фиг. 26), точки пересечения  $C_1, C_2$  и  $C_3$  прямых  $N_{д1}, N_{д2}$  и  $N_{д3}$  с кривой определяют максимально возможную скорость мотоцикла на данном подъеме.



Фиг. 27. Диаграммы баланса мощности серийных дорожных мотоциклов:

а — мотоцикл К1Б; б — мотоциклы К-125 и М1А выпуска до 1950 г.; в — мотоцикл ИЖ-350; г — мотоцикл М-72 с коляской.

Касательная  $N_{д1}$  определяет максимальный угол подъема, а точка касания  $C_4$  — критическую устойчивую скорость на данной передаче.

Диаграммы баланса мощности некоторых серийных дорожных мотоциклов приведены на фиг. 27.

## 3. ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Тяговый баланс мотоцикла определяется уравнением

$$P_{\kappa} = P_w + P_f + P_i + P_j,$$

где левая часть уравнения — тяговое усилие  $P_{\kappa}$  — в каждый данный момент равно сумме всех сил сопротивления, возникающих при движении мотоцикла.

Окружное усилие на ведущем колесе

$$P_{\kappa} = \frac{M_{in}}{r_{\kappa}} 270 \frac{N_{\kappa}}{v},$$

где  $M$  — крутящий момент двигателя при соответствующих оборотах коленчатого вала.

Сила сопротивления воздуха движению мотоцикла

$$P_w = \frac{KFv^2}{13} = 270 \frac{N_w}{v}.$$

Сила сопротивления качению

$$P_f = C_f.$$

Сила сопротивления при движении на подъем

$$P_i = C \sin \alpha.$$

Сила условного сопротивления на преодоление сил инерции при разгоне  $P_j$  (при равномерно устойчивом движении  $P_j = 0$ ).

В этом случае

$$P_{\kappa} = P_w + P_f + P_i.$$

Графически изображенную зависимость между скоростью мотоцикла  $v$  и тяговым усилием, возникающим на заднем колесе мотоцикла на различных передачах, принято называть тяговой характеристикой мотоцикла. Тяговые характеристики мотоциклов К-125 и М1А изображены на фиг. 28.

## 4. ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Отношение величины избыточного тягового усилия к весу мотоцикла называется динамическим фактором мотоцикла

$$D = \frac{P_{\kappa} - P_w}{G_a},$$

где  $G_a$  — вес мотоцикла.

Указанное отношение, выведенное академиком Е. А. Чудаковым, служит основным измерителем для сравнительной оценки тяговых качеств мотоцикла.

Графически изображенная зависимость между скоростью мотоцикла  $v$  и динамическим фактором  $D$  на различных передачах носит название динамической характеристики мотоцикла.

Динамическая характеристика позволяет определить скорость мотоцикла, которая может быть достигнута на той или иной передаче на дорогах любого качества, на прямых участках и подъемах, а также определить предельные подъемы, которые данный мотоцикл может преодолеть на той или иной передаче.

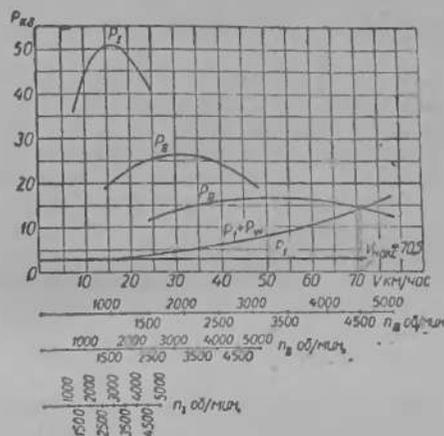
Определив графически избыток динамического фактора, т. е. величину отрезка, лежащего между кривой  $D$  и горизонталью, оценивающей данные дорожные условия, можно определить величину ускорения на любой передаче при движении с заданной скоростью

$$j = \frac{D'}{100} \frac{g}{\delta},$$

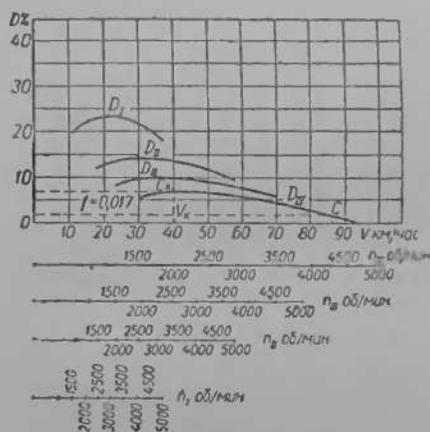
где  $D'$  — избыток динамического фактора;

$g$  — ускорение силы тяжести;

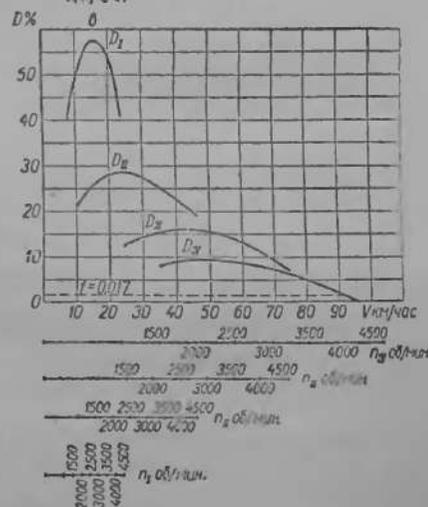
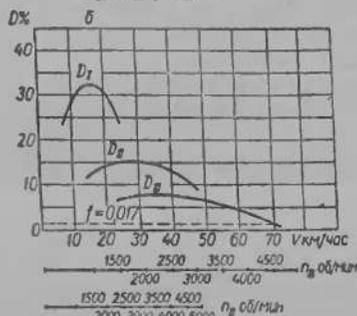
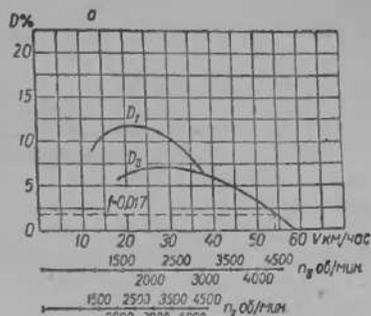
$\delta$  — коэффициент, учитывающий влияние инерции маховика и колес.



Фиг. 28. Тяговая характеристика мотоциклов К-125 и М1А.



Фиг. 29. Динамическая характеристика мотоцикла М-72 с коляской.



Фиг. 30. Динамические характеристики серийных дорожных мотоциклов:

а — мотоцикл К125; б — мотоциклы К-125 и М1А выпуска до 1950 г.; в — мотоцикл Шк-350.

Динамическая характеристика позволяет давать сравнительную объективную оценку эксплуатационных тяговых качеств мотоциклов, различных по своим основным конструктивным параметрам (вес, рабочий объем, мощность и т. п.).

Определение максимальной скорости, которая может быть достигнута в заданных дорожных условиях, производится графически следующим образом. Из соответствующего деления оси ординат, характеризующей заданные дорожные условия в %, проводится горизонталь. Пересечение горизонтали с кривой динамического фактора  $D$  в точке  $C$  (фиг. 29) указывает на значение максимальной скорости в заданных дорожных условиях. В том случае, когда горизонталь не пересекается, а является касательной к кривой  $D$ , точка касания  $C_k$  определяет так называемую критическую скорость  $v_k$  на данной передаче, т. е. единственную возможную устойчивую скорость данного мотоцикла на данной передаче, выше и ниже которой движение без переключения передач в данных дорожных условиях становится невозможным.

В табл. 22 указаны значения  $v_k$  и  $D_{\max}$  для разных передач дорожных серийных мотоциклов.

Динамические характеристики серийных дорожных мотоциклов изображены на фиг. 29 и 30.

Таблица 22

Основные данные динамической характеристики серийных дорожных мотоциклов

Параметры	Передача	Марки мотоциклов			
		К1Б	К-125 и М1А	ИЖ-350	М-72 с коляской
$v_k$ в км/час	I	21,0	16,7	16,0	23,0
$D_{\max}$ в % . .	I	12,0	32,1	57,2	22,9
$v_k$ в км/час	II	30,8	28,2	25,2	28,7
$D_{\max}$ в % . .	II	7,0	15,5	30,1	13,7
$v_k$ в км/час	III	—	37,5	43,5	37,0
$D_{\max}$ в % . .	III	—	7,5	16,1	9,8
$v_k$ в км/час	IV	—	—	58,5	40,5
$D_{\max}$ в % . .	IV	—	—	9,2	6,7
$v_{\max}$ на высшей передаче км/час . .		54,0	70,5	91,0	86,5

### 5. УСКОРЕНИЕ МОТОЦИКЛА

Время разгона является произведением приращения скорости на величину, обратную ускорению,

$$t = (v_2 - v_1) \frac{1}{j}.$$

Время разгона определяется графически путем построения кривой величины  $\frac{1}{j}$ , обратной ускорению. Площадь  $F$ , у которой одна сторона равна  $v_2 - v_1$ , а другая ограничена кривой  $\frac{1}{j}$  (фиг. 31), выражает в определенном масштабе время разгона

$$t = F \frac{ab}{3,6} \text{ сек.},$$

где  $F$  — площадь по графику  
 $ab$  — соответствующие масштабы.

При построении графиков обычно принято применять следующие масштабы:

$$\begin{aligned} 1 \text{ мм} &= a \text{ сек}^2/\text{м} = 0,1 \text{ сек}^2/\text{м}; \\ 1 \text{ мм} &= b \text{ км/час} = 1,0 \text{ км/час}; \\ 1 \text{ мм}^2 &= 0,1 \text{ сек}. \end{aligned}$$

На основании произведенных подсчетов строятся графики «времени разгона». Кривые «времени разгона» некоторых серийных дорожных мотоциклов изображены на фиг. 32.

Путь разгона определяется графически путем построения кривой времени разгона. Площадь, ограниченная отрезком кривой времени, ординатами скорости  $v_2$  и  $v_1$  и осью ординат (см. фиг. 31), выражает в определенном масштабе путь разгона от скорости  $v_1$  до  $v_2$

$$S = F \frac{ab}{3,6} \text{ м},$$

где  $F$  — площадь по графику в  $\text{мм}^2$ ;  
 $ab$  — соответствующие масштабы.

При построении графиков обычно принято принимать следующие масштабы:

$$\begin{aligned} 1 \text{ мм} &= a \text{ сек} = 0,25 \text{ сек}; \\ 1 \text{ мм} &= b \text{ км/час} = 1 \text{ км/час}; \\ 1 \text{ мм}^2 &= ab = 0,25 \text{ м}. \end{aligned}$$

Кривые «пути разгона» некоторых серийных дорожных мотоциклов изображены на фиг. 33.

При испытании на дороге время разгона и путь разгона определяются прибором, фиксирующим путь — время — скорость.

Для суждения о способности мотоцикла к разгону строится диаграмма ускорений согласно ГОСТ 6253-52.

Ускорения мотоцикла должны определяться при помощи кривых разгона, построенных для всех передач в координатах скорость—время. Ускорения должны определяться графо-аналитическим методом, заключающимся в определении отношения прироста скорости (отрезок  $AC$ , фиг. 34) ко времени, затраченному на этот прирост (отрезок  $BC$ ).

Эти отношения следует определять через интервал в 1 сек. или 5 км/час.

Величина ускорения должна относиться к среднему значению скорости (точка  $e$ ).

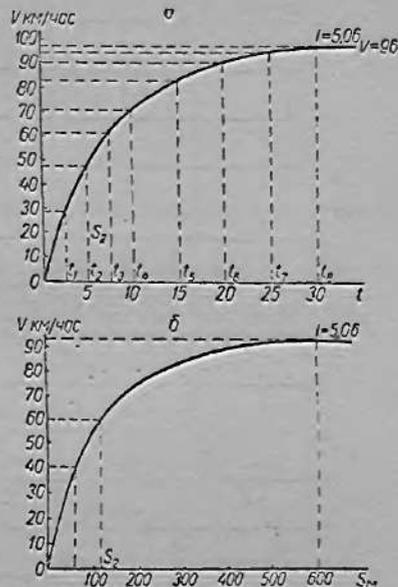
График ускорений в зависимости от скорости (фиг. 34) должен быть построен в координатах ускорение — скорость, причем при построении должны быть приняты следующие масштабы:

$$j = 1 \text{ м/сек}^2 = 40 \text{ мм}; \quad v = 10 \text{ км/час} = 20 \text{ мм}.$$

Диаграммы ускорений мотоциклов К-125 и М1А изображены на фиг. 35.

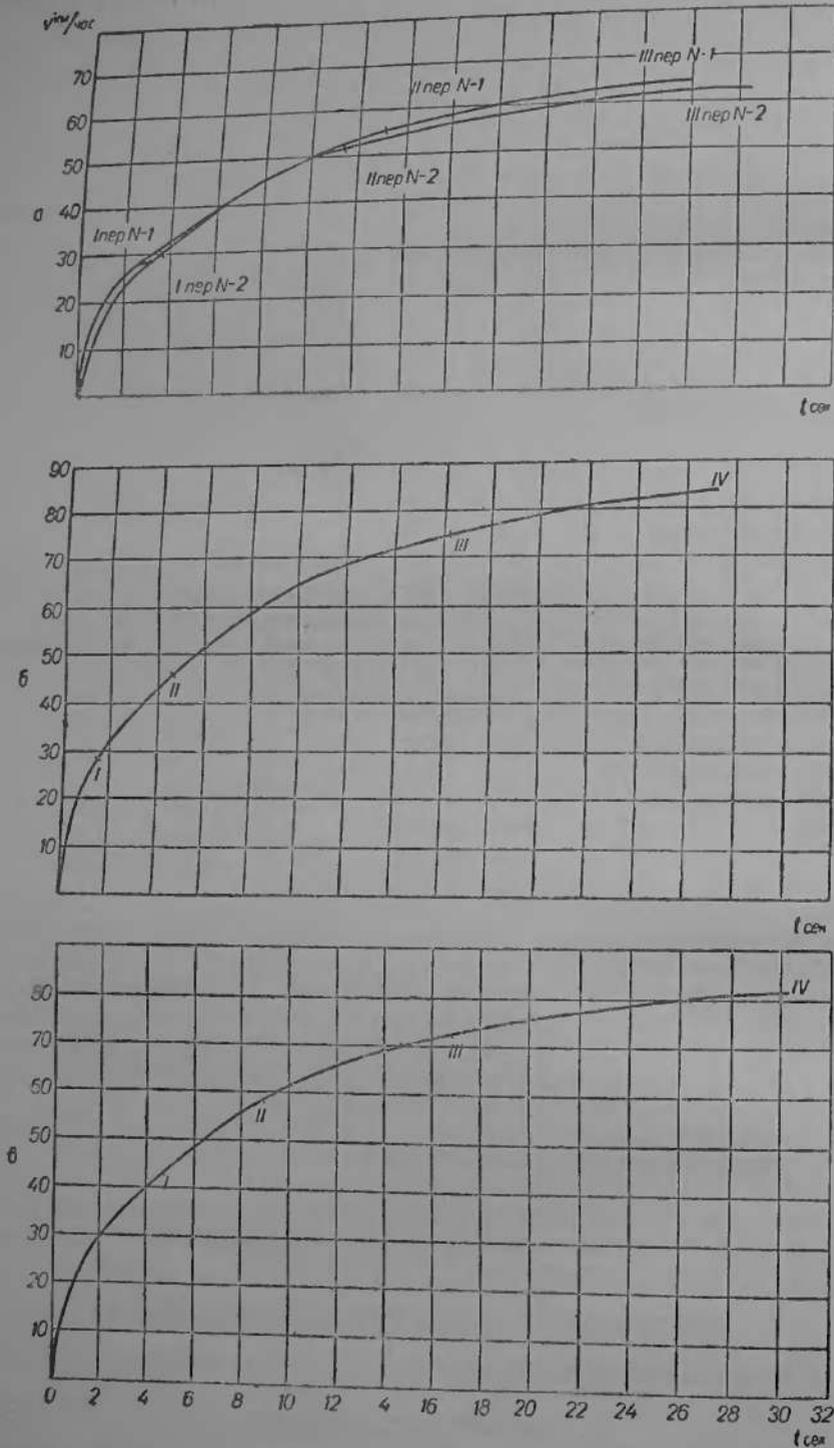
## 6. ТОРМОЗНОЙ ПУТЬ МОТОЦИКЛА

Теоретическое значение тормозного пути мотоцикла подсчитывается по формуле, приведенной в разделе четвертом, стр. 226 согласно нормам И 1365-51 Министерства автомобильной и тракторной промышленности.

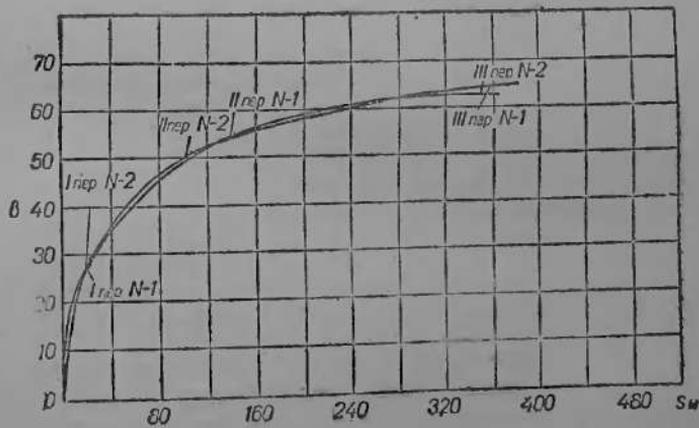
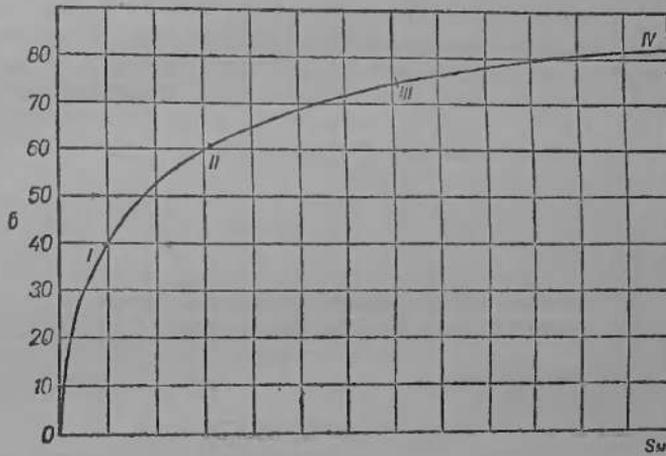
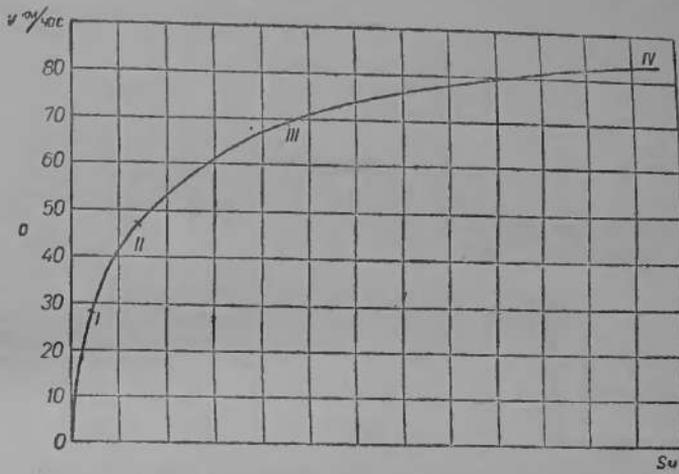


Фиг. 31. График времени и пути разгона мотоцикла:

$a$  — время разгона мотоцикла с рабочим объемом двигателя 350  $\text{см}^3$ ;  $b$  — путь разгона мотоцикла с рабочим объемом двигателя 350  $\text{см}^3$ .



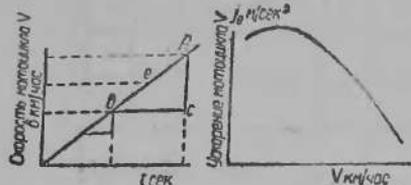
Фиг. 32. Диаграммы времени разгона серийных дорожных мотоциклов с последовательным переключением передач:  
 а — время разгона мотоцикла М1А с двигателями № 1 и № 2; б — время разгона мотоцикла ИЖ-350; в — время разгона мотоцикла М-72.



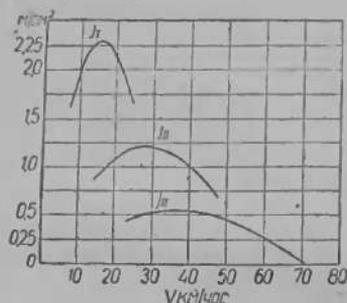
Фиг. 33. Диаграммы пути разгона серийных дорожных мотоциклов с последовательным переключением передач:  
 а — мотоциклы М1А с двигателями № 1 и № 2; б — мотоцикл ИЖ-950;  
 в — мотоцикл М-72.

Согласно ГОСТ 6253-52 продолжительность и минимальный путь торможения должны определяться непосредственным измерением времени и пройденного мотоциклом пути до полной остановки.

Время должно фиксироваться при помощи секундомеров (не менее двух), а расстояние при помощи рулетки или приборов, регистрирующих путь— время— скорость. Начинать торможение следует при пересечении линии, проведенной поперек шоссе, осью переднего колеса. Путь торможения должен замеряться от этой линии до линии на дороге, проведенной через ось переднего колеса.



Фиг. 34. График ускорения мотоцикла.



Фиг. 35. График ускорения мотоциклов К-125 и М1А выпуска до 1950 г.

Мотоциклы-одиночки должны испытываться на торможение одним водителем-испытателем, без пассажира и дополнительного груза. Путь и продолжительность торможения должны определяться при действии: а) одного заднего тормоза; б) одного переднего тормоза; в) одновременно двух тормозов.

Торможение мотоцикла должно производиться со скоростью  $v = 30$  км/час и  $v = 50$  км/час до полной остановки.

Значения тормозного пути для некоторых отечественных мотоциклов, полученные в результате испытаний лабораториями ЦКБ мотоцикlostроения, приведены в табл. 23.

Таблица 23

Тормозные пути серийных дорожных мотоциклов

Мотоцикл	Наименование торможения	Скорость в км/час			
		20	30	40	50
		Тормозной путь в м			
К1Б	Передним	—	—	18,03	—
	Задним	—	—	21,32	—
	Двумя	—	—	11,68	—
М1А	Передним	3,302	6,610	10,00	19,155
	Задним	4,252	7,282	12,002	21,507
	Двумя	2,892	4,182	6,865	10,942
К-125 *	Передним	8,855	13,90	19,22	30,750
	Задним	5,350	7,115	11,58	18,05
	Двумя	4,85	5,190	8,21	12,56
ИЖ-49	Передним	—	9,965	16,785	25,530
	Задним	—	8,000	13,000	19,507
	Двумя	—	6,025	9,375	14,280
М-72 с коляской	Передним	—	—	—	68,0
	Задним	—	—	—	34,50
	Двумя	—	—	—	26,0

\* Выпуска 1949 г.

## Глава IV

## ЭКОНОМИКА И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕРИЙНЫХ ДОРОЖНЫХ МОТОЦИКЛОВ

## 1. ЭКОНОМИКА МОТОЦИКЛОВ

Экономические свойства мотоцикла определяются расходом топлива на 100 км пути в зависимости от различных дорожных условий и средней скорости движения.

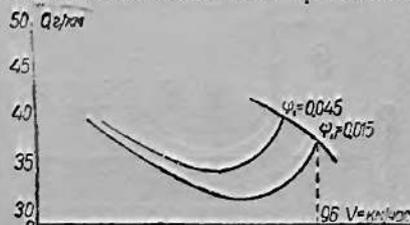
Экономика мотоцикла определяется испытаниями на асфальтированном шоссе и грунтовых дорогах при заданных средних скоростях.

Согласно ГОСТ 6253-52 определение производится с той же нагрузкой и регулировкой, как и при динамических испытаниях. Испытания проводятся при сухом полотне дороги и при скорости ветра не более 3 м/сек.

Длина участка должна быть не менее двух километров, один из которых должен быть мерным (мерный километр). Испытание мотоциклов с максимальной скоростью до 50 км/час допускается производить на мерном участке длиной не менее 400 м.

С целью исключения влияния дорожных и атмосферных условий на результаты замеров все определения производятся в двух противоположных направлениях.

Скоростные режимы устанавливаются в интервале от минимально устойчивой скорости до максимальной. Методика испытаний определена ГОСТ 6253-52. Достигнутые при испытаниях экономические свойства серийных дорожных мотоциклов приведены в табл. 24. На фиг. 37 приведены кривые расхода топлива в зависимости от скорости движения мотоцикла.



Фиг. 36. Экономическая характеристика мотоцикла с рабочим объемом двигателя 350 см³:

$\phi_1$  и  $\phi_2$  — коэффициенты суммарного сопротивления дороги;  $Q$  — расход топлива в г/км;  $v$  — скорость движения в км/час.

Таблица 24

Экономические свойства серийных дорожных мотоциклов (по асфальтированному шоссе)

Модели мотоциклов	К1Б	М1А и К-125	ИЖ-49	М-72 с коляской
Расход топлива в литрах на 100 км при скорости 20 км/час . . . . .	1,75	—	—	6,0
То же 30 » . . . . .	1,85	2,0	2,95	5,9
» » 40 » . . . . .	2,9	1,75	2,5	5,9
» » 50 » . . . . .	—	1,9	2,7	6,4
» » 60 » . . . . .	—	3,3	2,9	7,25
» » 70 » . . . . .	—	—	3,65	8,2
» » 80 » . . . . .	—	—	4,6	9,6
Расход при $v_{\text{экон}} = 40$ км/час* . . . . .	1,75	1,75	2,5	5,9
Запас хода в км при $v = 40$ км/час . . . . .	270	510	560	410
Радиус действия в км при $v = 40$ км/час . . . . .	135	205	280	205

\* Для мотоцикла К1Б — 20 км/час.

Технические характеристики серийных дорожных мотоциклов

Таблица 25

	К1Б	М1А	К-125	К-125*	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72**
<b>Общие данные</b>							
База мотоцикла в мм . . . . .	1275	1220	1220	1255	1325	1430	1400
Расстояние нижней точки мотоцикла от грунта в мм . . . . .	135***	142	142	150	120	140	135
Габаритные размеры в мм:							
длина . . . . .	2010	1938	1938	1938	2110	2120	2155(2380)
ширина . . . . .	655	650	650	675	710	770	825(1590)
высота . . . . .	980	900	900	950	935	980	1000
Высота седла в мм . . . . .	740	724	724	710	710	765	720
Вес мотоцикла (сухой) в кг . . . . .	59	71	71	74	143	150	205(335)
Вес мотоцикла с полной заправкой в кг . . . . .	67	80	80	85	156	164	219(358)
Запас хода по топливу при эксплуатационной скорости по шоссе в км . . . . .	325	370	370	370	320 — 360	310 — 350	300
Расход топлива на 100 км при эксплуатационной скорости в л . . . . .	2,4	2,45	2,45	2,45	Не более 4,5	Не более 4,5	(7)
Эксплуатационная скорость в км/час . . . . .	30	40	40	40	60—70	60—70	50—60
Максимальная скорость в км/час . . . . .	30	70	70	70	90	90	105(90—95)
<b>Двигатель</b>							
Тип двигателя . . . . .	Двухтактный	Двухтактный	Двухтактный	Двухтактный	Двухтактный	Двухтактный	Четырехтактный
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	48	52	52	52	72	72	78
Ход поршня в мм . . . . .	54	58	58	58	85	85	78
Число цилиндров . . . . .	Один	Один	Один	Один	Один	Один	Два
Рабочий объем цилиндра в см <sup>3</sup> . . . . .	98	123	123	123	346	346	746
Максимальная мощность в л. с. . . . .	2,3	4,5	4,5	4,5	10,5	10,5	22

\* Модель 1952 г.

\*\* В скобках — для мотоцикла с коляской.

\*\*\* Расстояние педали от грунта при нижнем положении 86 мм.

	К1Б	М1А	К-125	К-125*	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72**	
Число оборотов при максимальной мощности об/мин. . . . .	3900—4000	4800	4800	4800	4000	4000	4500—4900	
Охлаждение . . . . .	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное	
Система продувки . . . . .	Прямоточная	Возвратная двухканальная	Возвратная двухканальная	Возвратная двухканальная	Возвратная двухканальная	Возвратная двухканальная	—	
Смазка . . . . .		Примешиванием масла к топливу						Циркуляционная комбинированная
Система зажигания . . . . .	Маховичное магдино	Батарейное	Батарейное	Батарейное	Батарейное	Батарейное	Батарейное	
Свеча . . . . .	М12/ 0,18 × × 1,5	М14 × 1,25 А11/11	М14 × 1,25 А11/11	М14 × 1,25 А11/11	М14 × 1,25 А11/11	М14 × 1,25 А11/11	М14 × 1,25 А11/11	
Угол опережения зажигания . . . . .	30—31°	28°	28°	28°	1,5—5,5 мм до в. м. т	1,5—5,5 мм до в. м. т	позднее —4° после в. м. т., раннее 34±4° до в. м. т.	
Система питания								
Емкость топливного бака в л. . . . .	8	9	9	9	15	14	22	
Тип карбюратора . . . . .	К-26 или К-26А	К-30	К-30	К-30	К-28	К-28	К-37	
Воздухоочиститель . . . . .	Сетчатый	Сетчатый	Сетчатый	Сетчатый	Сетчатый	Центробежный	Двухступенчатой очистки	
Силовая передача								
Сцепление . . . . .	Двухдисковое полусухое		Многодисковое в масляной ванне				Двухдисковое сухое	
Тип коробки передач . . . . .			В общем картере с двигателем				В виде отдельного агрегата, соединяемого с картером двигателя	

\* Модель 1952 г.

\*\* В скобках — для мотоцикла с коляской.

Общее передаточное отношение (от двигателя к заднему колесу):

	K1B	M1A	K-125	K-125	ИЖ-350	ИЖ-49	M-72**
на 1-й передаче . . . . .	16,54	23,11	24,80	23,11	21,80	21,80	16,65
» 2-й » . . . . .	11,26	11,84	12,74	11,84	11,30	11,30	10,55
» 3-й » . . . . .	—	7,31	7,86	7,31	7,06	7,06	7,85
» 4-й » . . . . .	—	—	—	—	6,06	5,06	6,01
Тип передней передачи . . . . .	Шестерни	Цепь втулочная безроликовая 9,5×7,5			Цепь втулочная безроликовая 9,5×9,5		
Тип задней (главной) передачи . . . . .	Цепь 12,5×5,6***	Цепь роликовая 12,7×5,6			Цепь роликовая 15,8×6,3	Карданный вал	
Тип переключения передач . . . . .	Ручное	Ножное			Ножное и ручное		Ножное и ручное
Ходовая часть		Трубчатая, закрытого типа, сварная			Штампованная, закрытого типа, сварная		Трубчатая, двой- ная, закрытого типа, сварная
Рама . . . . .		Параллелограммная			Параллело- граммная	Телескопическая	
Передняя вилка . . . . .		Телескопическая			Нет	Пружинная	
Задняя подвеска . . . . .	Нет	Нет	Нет	Нет	Взаимозаменяемые		
Колеса . . . . .		Невзаимозаменяемые			3,95—19	3,25—19	3,75—19
Шины . . . . .	26 × 2,25	2,50—19	2,50—19	2,50—19	Колодочные	Колодочные	Колодочные
Тормоза . . . . .	****	Колодочные	Колодочные	Колодочные	Колодочные	Колодочные	Колодочные
Седло . . . . .	Велосипед- ного типа	С двумя пружинами резиновое			С одной пружины резиновое		
Электрооборудование							
Маховичное магдино . . . . .	МГ-10	—	—	—	—	—	—
Генератор . . . . .	—	Г-35	Г-35	Г-35	Г-36	Г-36	Г-11
Аккумуляторная батарея . . . . .	—	ЗМТ-7	ЗМТ-7	ЗМТ-7	ЗМТ-7	ЗМТ-7	ЗМТ-7
Реле-регулятор . . . . .	—	РР-30	П-35	П-35	П-35	П-35	РР-31
Сигнал . . . . .	Воздушный	С-35	С-35	С-35	С-35	С-35	С-35
Фара . . . . .	ФГ-7	ФП-7	ФП-7	ФП-7	ФГ-8	ФГ-8	ФГ-6
Задний фонарь . . . . .	ФП-7	ФП-7	ФП-7	ФП-7	ФП-7	ФП-7	ФП-7

\* Модель 1952 г.

\*\* В скобках — для мотоцикла с коляской.

\*\*\* Тип передачи педального привода — велосипедная цепь, передаточное число = 1,54.

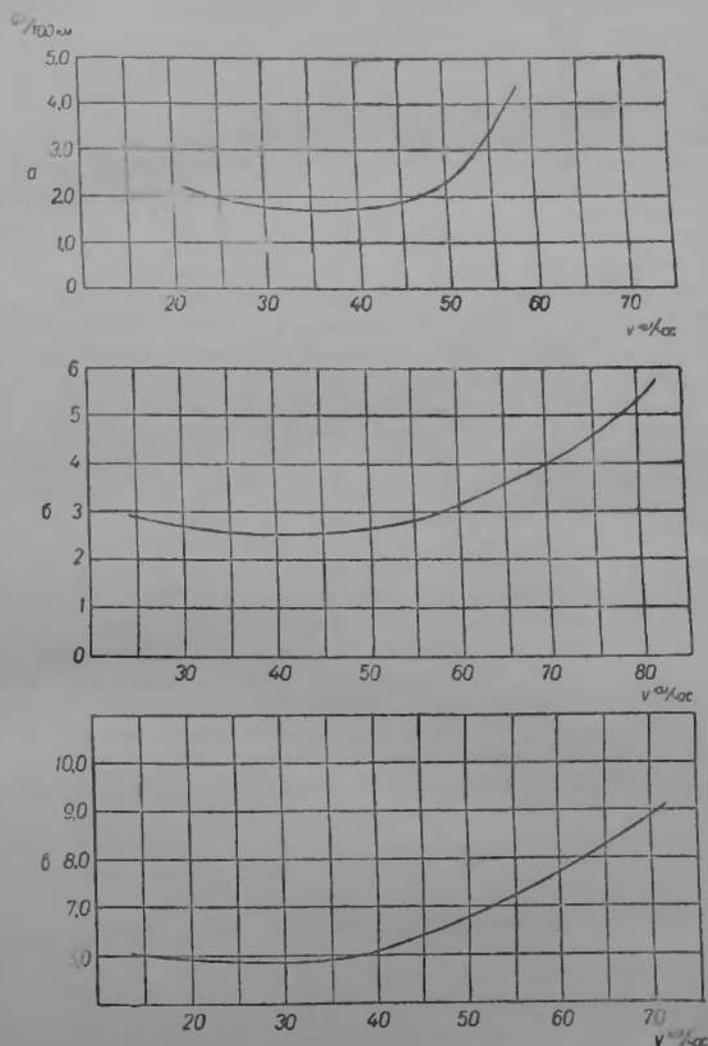
\*\*\*\* На переднем колесе — колодочный, на заднем колесе — педальный во втулке свободного хода.

Величину пробега мотоцикла на полном запасе топлива в баке принято называть запасом хода, а величину, равную половине запаса хода, принято называть радиусом действия мотоцикла. Величины запаса хода некоторых серийных дорожных мотоциклов приведены в табл. 25.

Для сравнительной оценки экономичности того или иного мотоцикла академиком Е. А. Чудаковым предложены так называемые экономические характеристики, выражающие графически зависимость между расходом, скоростью и дорожными условиями. Образец для экономической характеристики мотоциклов с рабочим объемом цилиндров двигателя 350 см<sup>3</sup> изображен на фиг. 36.

## 2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Техническая характеристика содержит данные по конструктивным параметрам, общим размерам, весовым и эксплуатационным показателям.



Фиг. 37. Кривые расхода топлива серийных дорожных мотоциклов: а — мотоцикл М1А; б — мотоцикл ПЖ-350; в — мотоцикл М-72.

Данные, приведенные в технической характеристике, позволяют судить о назначении и области применения того или иного мотоцикла. В зависимости от назначения технической характеристики в ней приводятся краткие или более подробные сведения, определяющие конструктивные параметры мотоцикла.

В табл. 25 приведены технические характеристики серийных дорожных мотоциклов.

Технические характеристики составлены на основании данных действующих технических условий и по материалам проведенных испытаний.

Принятая терминология и буквенные обозначения заимствованы из проектов стандарта «Технические характеристики» и ГОСТ 6253-52.

---

## Раздел второй

# ДВИГАТЕЛИ

### Глава V

#### ОБЩАЯ ЧАСТЬ

#### 1. ХАРАКТЕРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И КЛАССИФИКАЦИЯ МОТОЦИКЛЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Мотоциклетные двигатели относятся к разряду карбюраторных двигателей, работающих по циклу Отто, следовательно, они являются двигателями с внешним смесеобразованием и работают с предварительным сжатием рабочей смеси, принудительным зажиганием и сгоранием топлива при постоянном объеме. Характерной особенностью мотоциклетных двигателей является, прежде всего, их быстроходность, т. е. большое число оборотов коленчатого вала в минуту. По быстроходности и высокой литровой мощности мотоциклетные двигатели стоят на весьма высоком уровне. Для подтверждения этого достаточно сказать, что некоторые серийные модели, предназначенные для дорожных мотоциклов, имеют литровую мощность до 60 л. с./л при 5800—6500 об/мин., а у специальных двигателей гоночного типа литровая мощность превышает 180 л. с./л при 7000—10000 об/мин. и больше. Другими характерными чертами мотоциклетных двигателей являются — малый рабочий объем и число цилиндров. По числу и рабочему объему цилиндров мотоциклетные двигатели подразделяются главным образом на одноцилиндровые с рабочим объемом цилиндра до 350 см<sup>3</sup> и двухцилиндровые с рабочим объемом цилиндров до 1300 см<sup>3</sup>. В мировом парке одноцилиндровые двигатели составляют около 80%, а наиболее распространенный рабочий объем не превышает 350 см<sup>3</sup>. Двухцилиндровые двигатели составляют не более 15% от общего числа двигателей и имеют рабочий объем чаще всего до 750 см<sup>3</sup>. Трехцилиндровые конструкции в мотоцикlostроении почти не встречаются, а четырехцилиндровые являются весьма редким исключением. Двигатели с рабочим объемом цилиндра от 35 до 100 см<sup>3</sup> применяются для велосипедов и мотовелосипедов; до 500 см<sup>3</sup> — обычно для мотоциклов одиночек и от 500 до 1300 см<sup>3</sup> — для мотоциклов с колясками. Литраж двигателей определяет габариты, вес и скорости мотоциклов, поэтому, в зависимости от литража двигателей, мотоциклы еще подразделяются на сверхлегкие, легкие, средние и тяжелые. Третья характерная черта мотоциклетных двигателей — воздушное охлаждение. Если серийные малолитражные двигатели стационарного типа, а также двигатели автомобильные и авиационные встречаются как с воздушным, так и с водяным охлаждением, то мотоциклетные двигатели, как правило, имеют только естественное воздушное охлаждение от встречного потока воздуха, без специальных вентиляторов. Водяное охлаждение встречается лишь у некоторых гоночных двигателей с весьма высокой форсировкой, для которых надежный и независимый от внешних условий режим охлаждения является одним из основных требований.

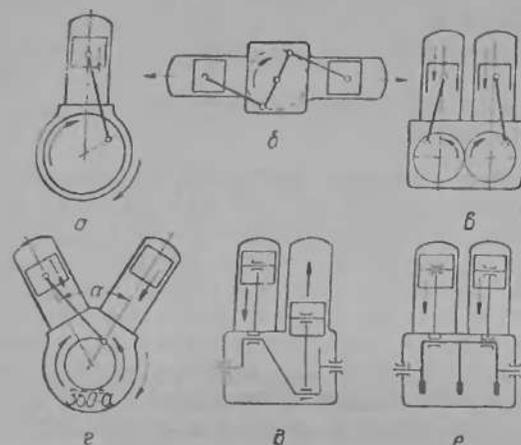
По выполнению рабочего процесса мотоциклетные двигатели подразделяются на двухтактные и четырехтактные, причем двигатели, имеющие рабочий объем цилиндра до 250 см<sup>3</sup>, выполняются обычно двухтактными и одноцилиндровыми, а с большим рабочим объемом — чаще четырехтактными. Это объясняется тем, что двухтактные двигатели до 350 см<sup>3</sup> оказываются более целесооб-

разными, несмотря на свою неудовлетворительную экономичность и недостаточную надежность в работе, так как их исключительная простота в устройстве, эксплуатации и уходе, а также сравнительно малый вес и низкая производственная стоимость обуславливают их исключительное применение для мотобелоснепов и легких мотоциклов. Однако пужно заметить, что приведенная градация не всегда соблюдается в указанных пределах.

При больших рабочих объемах цилиндра основные недостатки двухтактного двигателя становятся заметными, поэтому для средних и особенно

тяжелых мотоциклов, применяются исключительно четырехтактные двигатели.

На фиг. 38 представлены схемы различных одноцилиндровых и двухцилиндровых мотоциклетных двигателей. По схеме *a* выполнены все двухтактные и четырехтактные одноцилиндровые мотоциклетные двигатели, в том числе отечественные двигатели К1Б, М1А, К-125 и ИЖ-350, которые будут подробно рассмотрены ниже. В схеме одноцилиндрового двигателя силы инерции прямолинейно-возвратно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма уравниваются только наполовину, и увеличением противовесов можно лишь перевести



Фиг. 38. Схемы расположения цилиндров у мотоциклетных двигателей.

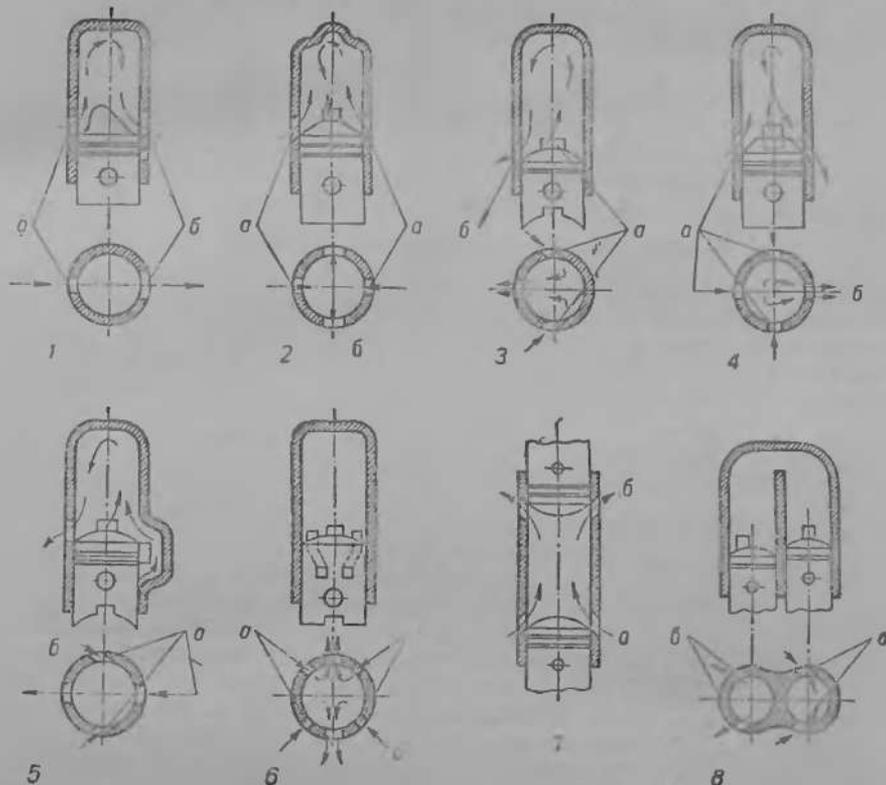
силы инерции из вертикальной в горизонтальную плоскость. По схеме *б* выполнен отечественный четырехтактный двигатель М-72, у которого цилиндры расположены в горизонтальной плоскости и обращены головками в разные стороны, а шатуны соединены с двумя кривошипами, расположенными под углом  $180^\circ$ . При таком устройстве поршни в цилиндрах всегда движутся в противоположных направлениях, поэтому рабочие такты чередуются равномерно и силы инерции уравниваются полностью. Двухцилиндровые двигатели выполняются также по схемам *в*, *г*, *д* и *е*.

Схема *в* с вертикальными параллельными цилиндрами и двумя коленчатыми валами, соединенными парой зубчатых колес и, следовательно, вращающимися в разные стороны, не обеспечивает хорошее уравнивание. Эта схема очень удобна при карданном приводе, так как она дает возможность получить прямую передачу в коробке передач путем совмещения осей коленчатого и карданного валов.

По схеме *г* цилиндры располагаются V-образно под углом друг к другу, поэтому рабочие такты чередуются в цилиндрах неравномерно, через  $360 \pm \alpha$ , а силы инерции полностью не уравниваются при углах  $\alpha$  от  $45$  до  $60^\circ$ , которые обычно существуют в выполненных конструкциях. При увеличении угла  $\alpha$  до  $90^\circ$  наступает почти полное уравнивание сил инерции, но при этом возрастает неравномерность чередования рабочих тактов и увеличиваются размеры двигателя настолько, что он иногда выходит за габариты рамы, поэтому угол между осями цилиндров обычно не допускается больше  $60^\circ$ . К недостаткам этой схемы относится и неравномерное охлаждение цилиндров, когда они располагаются один за другим (по ходу мотоцикла) что, впрочем, устраняется при повороте двигателя на  $90^\circ$ , когда плоскость, проходящая через оси цилиндров, располагается перпендикулярно плоскости движения мотоцикла. В последнем случае можно улучшить уравнивание двигателя за

счет ухудшения равномерности рабочих тактов. Эта схема применяется только для четырехтактных двигателей.

По схемам *д* и *е* цилиндры устанавливаются вертикально и параллельно. В первом случае кривошипы смещены на  $180^\circ$  и, следовательно, поршни движутся в разные стороны, поэтому силы инерции до некоторой степени уравновешиваются; во втором случае кривошипы совмещены, следовательно, поршни одновременно движутся вверх или вниз, поэтому уравновешивание в этой схеме не имеет преимуществ перед схемой одноцилиндрового двигателя.



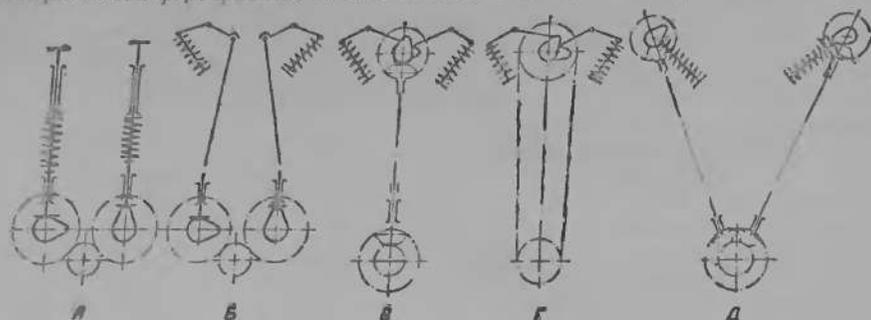
Фиг. 39. Схемы продувки, применяющиеся в двухтактных мотоциклетных двигателях:  
а — продувка; б — выпуск.

В отношении равномерности рабочих тактов схема *д* для четырехтактного двигателя не выгодна, так как дает чередование рабочих тактов непосредственно друг за другом, поэтому ее целесообразно применять только для двухтактных двигателей, а схему *е* для четырехтактных, так как она в этом случае дает равномерное чередование рабочих тактов.

По своему назначению, степени форсировки и конструктивному оформлению двигатели подразделяются на дорожные, спортивные и гоночные. Каждый из указанных типов, в зависимости от рабочего объема цилиндров, применяется для легких, средних или тяжелых мотоциклов.

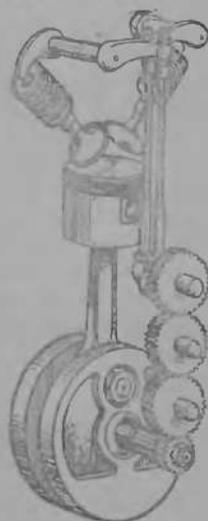
Дорожные двигатели предназначаются для нормальной эксплуатации на серийных мотоциклах, поэтому являются наиболее распространенными. Они работают на переменных режимах, в основном на средних оборотах и почти всегда с некоторой недогрузкой. Основные требования, которые предъявляются к двигателям этого типа, — надежность и долговечность в работе,

удобство в эксплуатации и простота в обслуживании, экономичность и дешевизна. Этим требованиям в большей или меньшей степени отвечают как двухтактные, так и четырехтактные двигатели, поэтому применяются те и другие с нормальной форсировкой, т. е. степенью сжатия до 6 и литровой мощностью



Фиг. 40. Схемы механизма распределения четырехтактных двигателей.

до 35—38 л. с./л при 4000—5000 об/мин. Двухтактные конструкции выполняются с рабочим объемом цилиндра до 350 см<sup>3</sup>, обычно имеют кривошипно-камерную продувку и симметричную диаграмму распределения. Продувка в этих конструкциях выполняется по схемам 1, 2, 3, 4, 5 и 6 (фиг. 39). Схема одноканальной поперечной продувки 1 основана на применении поршня



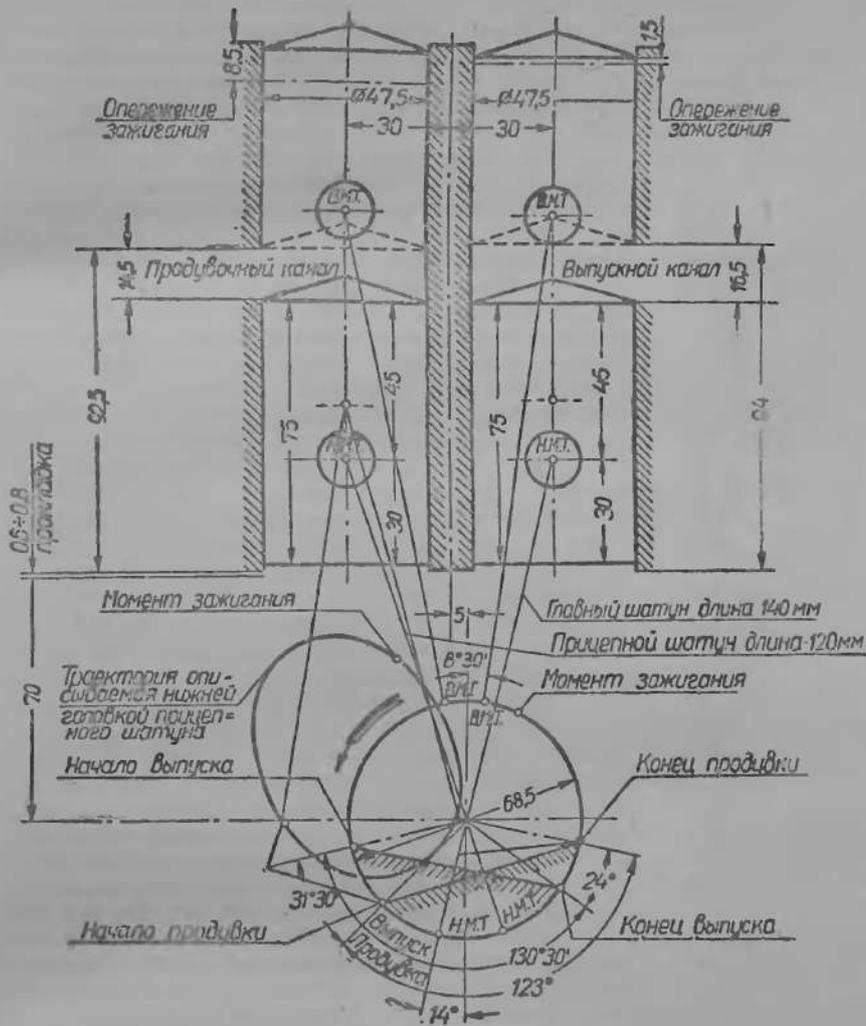
Фиг. 41. Механизм распределения с укороченным штанговым приводом.

с дефлектором, в современных конструкциях почти не применяется, так как является мало эффективной. Системы противоположных, возвратных или крестовидных продувок: двухканальной 2 и 3, трехканальной 4 и 5 или четырехканальной 6 имеют широкое распространение. Для этих систем применяются поршни со сферическим или коническим днищем, имеющим иногда направляющие каналы, причем продувка происходит или через окна, имеющиеся на боковой поверхности поршня (схема 6), что способствует его лучшему охлаждению, или через вырезы на юбке поршня, как показано на схеме 3. Во всех случаях свежая смесь всасывается в кривошипную камеру картера через окна в цилиндре, открываемые нижней кромкой поршня.

Наибольшее распространение имеет схема 3, по которой выполнена продувка у советских двухтактных двигателей М1А, К-125 и ИЖ-350. Четырехтактные конструкции выполняются с нижними и верхними клапанами по схемам А и Б (фиг. 40).

Спортивные двигатели предназначаются для установки на мотоциклы с повышенной динамикой и рассчитываются не только на условия эксплуатации дорожных двигателей, но также на длительную и напряженную работу, близкую к режиму полной мощности. Эти двигатели имеют среднюю форсировку, т. е. степень сжатия до 7,5 и литровую мощность до 70 л. с./л при 5000—6000 об/мин. Для них обычно применяется топливо с повышенным октановым числом и более развитое оребрение головок и цилиндров для лучшего охлаждения. В большинстве случаев двигатели выполняются четырехтактными с верхними клапанами и более сильными клапанными пружинами по сравнению с двигателями дорожными. Привод к клапанам осуществляется от верхнего распределительного вала (схема В и Г на фиг. 40) или укороченными штангами

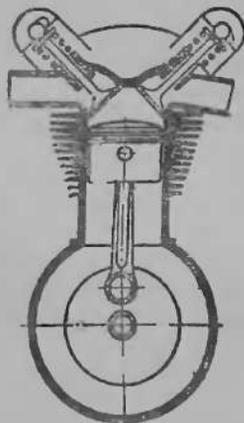
(фиг. 41). В этих случаях силы инерции в механизме распределения меньше, поэтому число оборотов двигателя может быть повышено. Подшипники большой головки шатуна и коленчатого вала, детали кривошипно-шатунного механизма и механизма распределения выполняются более прочными и износостойкими.



Фиг. 42. Схема двухтактного двигателя 200 см<sup>3</sup> с несимметричной диаграммой распределения.

Гоночные двигатели предназначены для специальных гоночных мотоциклов, на которых устанавливаются рекорды скорости в различных спортивных соревнованиях. Основным требованием, предъявляемым к гоночным двигателям, является достижение наибольшей литровой мощности при кратковременной или длительной работе двигателя. Решение этих задач требует максимальной форсировки двигателей по оборотам и среднему эффективному давлению при одновременном достижении надежности работы на режиме максимальной мощности, поэтому гоночные двигатели представляют большой интерес, с точки зрения подбора наиболее выгоднейших конструктивных и эксплуатационных

параметров. Однако они не являются характерными для серийных мотоциклетных двигателей, так как отличаются от них огромной тепловой и динамической напряженностью. Достаточно сказать, что для гоночных двигателей применяются степени сжатия более 14, число оборотов доводится до 10000 об/мин. и более, а литровая мощность превышает 180 л. с./л. Для достижения таких высоких показателей используются все средства, имеющиеся в распоряжении конструктора, и проводится тщательная доводка двигателей на испытательных стендах для подбора наилучших параметров. Гоночные двигатели выполняются двухтактными и четырехтактными с усиленной конструкцией кривошипно-шатунного механизма, механизма распределения, усиленными подшипниками и другими деталями, испытывающими большие нагрузки. Для



Фиг. 43. Схема четырехтактного двигателя с двумя распределительными валами.

уменьшения потерь на трение и отвода тепла от трущихся деталей применяются эффективные системы смазки. Органы распределения проектируются с увеличенным время-сечением, а газовые каналы спрямляются и хорошо полируются для получения наибольшего весового наполнения двигателей на высоких оборотах, причем нередко используется инерционный наддув путем подбора колебательных процессов в системе выпуска рабочей смеси. Для двухтактных конструкций применяется наиболее совершенная прямоточная продувка с двухпоршневым кривошипным механизмом, дающим возможность получить несимметричную диаграмму распределения. Прямоточная продувка и несимметричная диаграмма распределения показаны на фиг. 39 (схемы 7 и 8) и фиг. 42. При указанной системе распределения резко снижается коэффициент остаточных газов и повышается коэффициент наполнения двигателей (стр. 67). Для уменьшения их тепловой напряженности и сил инерции в кривошипно-шатунном механизме иногда применяются четырехцилиндровые конструкции с малым рабочим объемом цилиндров и термосифонным водяным охлаждением, как это имеет место на советских гоночных двигателях С2Б и ГК-1.

Это дает возможность повысить и степень сжатия. Для достижения большей эффективности рабочего цикла за счет увеличения давления всасывания, применяются поршневые или коловратные нагнетатели. Четырехтактные гоночные двигатели выполняются одноцилиндровыми, двухцилиндровыми и четырехцилиндровыми, без нагнетателей и с нагнетателями, которые применяются главным образом для многоцилиндровых двигателей. Механизм распределения двигателей проектируется с расчетом уменьшения сил инерции, так как силы инерции в первую очередь ограничивают число оборотов двигателя. В силу этих соображений для гоночных двигателей приемлемыми схемами являются В, Г и особенно Д (фиг. 40 и 43). Клапанные пружины применяются всегда усиленного типа и часто шпилечные, дающие наилучшие результаты.

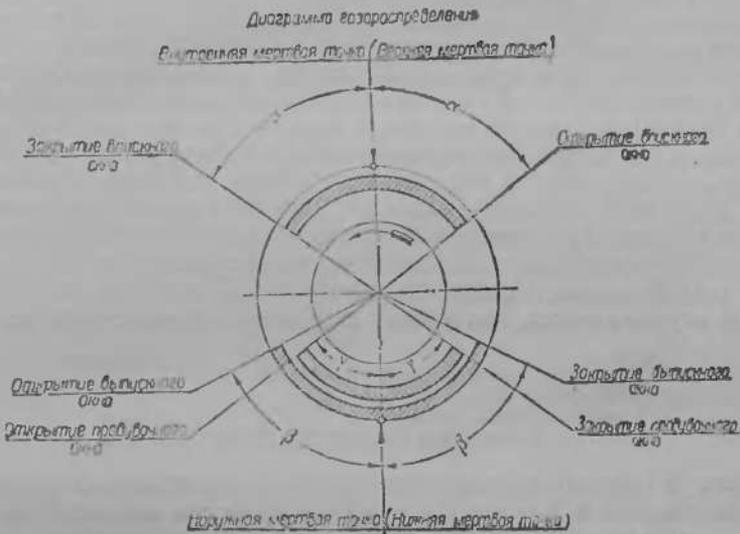
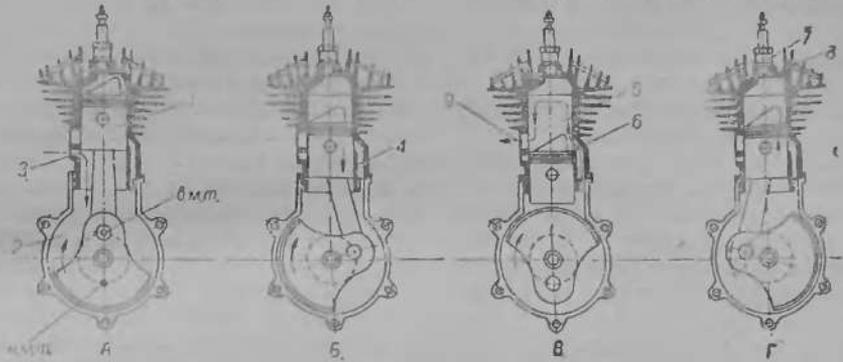
Схема Д с двумя распределительными валами, кулачки которых непосредственно действуют на наконечники стержней клапанов, имеет наименьшие силы инерции и поэтому является лучшей.

## 2. ПРИНЦИП РАБОТЫ И ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ МОТОЦИКЛЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Двухтактные двигатели.** На фиг. 44 представлена принципиальная схема работы двухтактного двигателя с симметричной диаграммой распределения, построенной по окружности кривошипа. Цилиндр двигателя герметично соединен с головкой и картером, в котором устанавливаются сальники на коренных шейках коленчатого вала, поэтому, внутреннее, герметически замкнутое

пространство соединяется с атмосферой только при помощи впускного окна 3 и выпускного окна 9.

Поршень 1 разделяет это пространство на две части и, перемещаясь вверх или вниз между мертвыми точками, открывает или закрывает своей верхней



Фиг. 44. Принципиальная схема работы двухтактного двигателя с симметричной диаграммой распределения.

#### Рабочие процессы двухтактного двигателя

	Схема А	Схема Б	Схема В	Схема Г
Над поршнем	Конец сжатия; воспламенение рабочей смеси	Расширение или рабочий ход (перед началом выпуска и продувки)	Конец выпуска и продувки. Выпускное и продувочное окна полностью открыты	Начало сжатия рабочей смеси в намере сжатия
Под поршнем	Конец впуска (впускное окно полностью открыто)	Рабочая смесь в картере снимается перед началом продувки	Конец продувки и сжатия рабочей смеси в картере	В картере создается разрежение перед впуском свежей смеси

кромкой выпускное и продувочное окна 6 и 9, а нижней кромкой — впускное окно 3, соединенное с карбюратором. Перекрытие поршнем окон в цилиндре и является механизмом распределения двухтактного двигателя. Его рабочие процессы происходят за два хода поршня.

При положении поршня, указанном на схеме *A*, когда он перемещается от нижней мертвой точки (н. м. т.) к верхней мертвой точке (в. м. т.), в замкнутом пространстве кривошипной камеры 2 создается разрежение (пониженное давление). При достижении нижней кромкой поршня впускного окна 3 атмосферный воздух вместе с парами бензина устремляется из карбюратора и наполняет кривошипную камеру. При обратном движении поршня (схема *B*) впускное окно закрывается и в кривошипной камере возрастает давление, под действием которого сжатая смесь поступает в канал 4 и через продувочное окно 6 входит в цилиндр 5, так как опускающийся поршень открывает верхнюю кромкой продувочное окно (схема *B*). Поступившая в цилиндр рабочая смесь при обратном ходе поршня вверх начинает сжиматься (схема *Г*) и перед достижением поршнем верхней мертвой точки воспламеняется от электрической искры, проскакивающей в этот момент между электродами запальной свечи 7, как показано на схеме *A*. К моменту достижения поршнем в. м. т. в камере сжатия 8 развивается полное давление газов, под действием которого поршень с силой отбрасывается вниз и в конце своего хода открывает верхней кромкой выпускное окно 9, через которое с большой скоростью выходят отработавшие газы. Вслед за выпускным окном поршень открывает и продувочное окно 6. При этом, к моменту начала продувки, давление газов в цилиндре понизится, а в кривошипной камере повысится настолько, чтобы свежая смесь могла поступать из кривошипной камеры в цилиндр, что обеспечивается соответствующей степенью сжатия в кривошипной камере, зависящей от соотношения объемов и падения давления газов в цилиндре за период между началом выпуска и началом продувки. В результате падения давления газов в цилиндре и повышения давления в кривошипной камере свежая смесь устремляется через продувочный канал в цилиндр, способствует удалению отработавших газов и заполняет пространство цилиндра. При этом поршень начинает подниматься, закрывает продувочное и выпускное окна и сжимает смесь в цилиндре до момента ее воспламенения. Далее все описанные рабочие процессы повторяются последовательно. Таким образом, рабочие процессы двухтактного двигателя осуществляются, как указано в приведенной ниже таблице.

Рабочие такты	Рабочие процессы	Положение поршня
1-й такт	Впуск, сжатие	<i>Г</i> и <i>A</i>
2-й такт	Рабочий ход (выпуск, продувка)	<i>Б</i> и <i>В</i>

На фиг. 45 показана индикаторная диаграмма двухтактного двигателя и диаграмма давлений в картере. По вертикальным осям отложены давления газов в цилиндре и картере, выраженные в  $\text{кг}/\text{см}^2$ , а по горизонталям — объемы цилиндра  $V'_h$  и ход поршня  $S_n$ . Точки *c* и *z* соответствуют теоретической индикаторной диаграмме, а *c'* и *z'* — действительной.

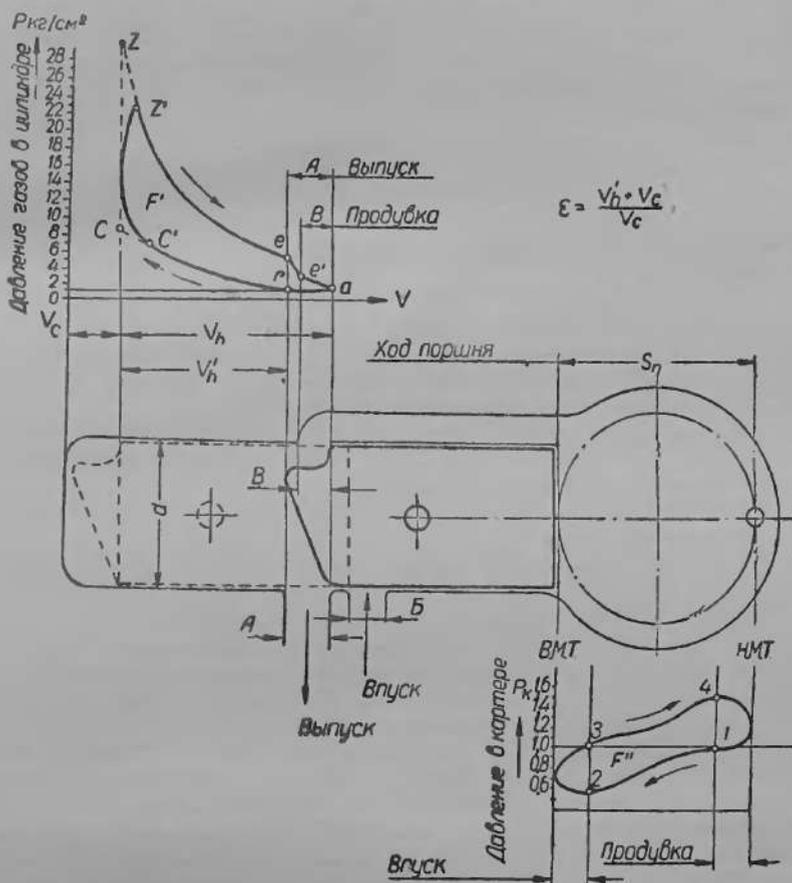
При движении поршня от точки *a* к точке *r*, т. е. от н. м. т. до момента закрытия выпускного окна, давление в цилиндре  $P_r$  сохраняется приблизительно постоянным, равным давлению в выпускной трубке (от 1,05 до 1,1  $\text{кг}/\text{см}^2$ ), поэтому сжатие рабочей смеси происходит не на протяжении всего хода поршня  $S_n$ , а лишь на участке  $S_n - A$ , соответствующем объему цилиндра  $V'_h$ .

Давление в конце сжатия в точке *c* зависит от действительной степени сжатия  $\epsilon_d$  (см. стр. 65). В точке *c'* рабочая смесь воспламеняется и давление газов резко возрастает. Однако смесь сгорает не мгновенно и при движущемся поршне, поэтому давление газов в цилиндре возрастает не как в теоретическом цикле по вертикали *cz*, а по кривой *c'z'*, достигая максимальной величины не в точке *z*, а в точке *z'*.

При обратном ходе поршня от в. м. т. к н. м. т. происходит расширение газов (рабочий ход) с падением давления в точке *e* до величины 3—5  $\text{кг}/\text{см}^2$ . В этот момент открывается выпускное окно и давление резко падает по ломаной кривой *ee'a*. В точке *e'* открывается продувочное окно, но давление газов

в цилиндре в этот момент обычно превышает давление в картере, поэтому отработавшие газы частично прорываются в продувочный канал и даже в кривошипную камеру картера.

Однако по мере приближения поршня к н. м. т. давление в картере возрастает, а в цилиндре падает, что видно из сравнения приведенных диаграмм



Фиг. 45. Индикаторная диаграмма и диаграмма давлений в картере двухтактного двигателя.

на фиг. 45. Действительно, с момента закрытия впускного окна (точка 3), в картере давление начинает повышаться и достигает максимума  $1,5 \text{ кг/см}^2$  перед открытием продувочного окна (точка 4). Из индикаторной диаграммы видно, что давление газов в цилиндре в этот момент больше, чем в картере, но уже в н. м. т. оно падает до  $1,05 \text{ кг/см}^2$ , а в картере еще сохраняется на уровне  $1,2 \text{ кг/см}^2$ .

За период продувки давление в картере постепенно падает по кривой 4—1. После закрытия продувочного окна в картере создается разрежение, достигающее максимального значения перед открытием впускного окна (точка 2). За период впуска давление возрастает по кривой 2—3 и далее продолжает повышаться до максимального значения по кривой 3—4.

Наибольшее давление в картере двухтактного двигателя  $P_k$  обычно бывает в пределах от  $1,25$  до  $1,5 \text{ кг/см}^2$ . Оно зависит от начального давления сжатия  $P_0$ , равного приблизительно  $1 \text{ кг/см}^2$ , объема, описываемого поршнем за период

сжатия смеси в картере  $V$ , и объема пространства, образующегося под поршнем, достигшим положения верхней мертвой точки, т. е.

$$P_x = \frac{(V + V_n) P_0}{V_x}$$

где объем  $V$  соответствует части хода поршня  $S_n - B - B$ . В первый период продувки из продувочного канала выходят отработавшие газы и вслед за ними — рабочая смесь, в которой обычно содержится некоторое количество отработавших газов. Эта смесь поступает в цилиндр и выталкивает из него отработавшие (остаточные) газы, но при этом неизбежно перемешивается с ними.

Отношение веса остаточных газов к весу свежего заряда называется коэффициентом остаточных газов  $\gamma$ , а отношение веса смеси, действительно поступившей в цилиндр, к весу смеси, которая могла бы заполнить рабочий объем цилиндра при температуре и давлении окружающей среды, называется коэффициентом наполнения  $\eta_n$ .

Оба коэффициента имеют большое влияние на протекание рабочего цикла.

Для двухтактных мотоциклетных двигателей при числе оборотов, соответствующем максимальной мощности, коэффициент наполнения обычно не превышает 0,55, а коэффициент остаточных газов в 3—4 раза больше, чем у четырехтактных двигателей и в среднем составляет 45%.

Кроме того, сжатие и рабочий ход у двухтактных двигателей происходят не на всем протяжении хода поршня, как у четырехтактных двигателей, а только на «полезной» части хода, равной  $S_n - A$ .

Этими причинами и объясняется сравнительно низкая эффективность двухтактных двигателей.

**Четырехтактные двигатели.** На фиг. 46 представлена принципиальная схема работы четырехтактного двигателя и его диаграмма распределения, построенная в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Рабочие процессы четырехтактного двигателя происходят на протяжении четырех тактов или ходов поршня над его днищем, следовательно, картер не участвует в осуществлении рабочих процессов, как у двухтактного двигателя.

Рабочие такты следуют друг за другом:

**1-й такт** — впуск: поршень, идущий от верхней мертвой точки (в. м. т.) к нижней мертвой точке (н. м. т.), создает в цилиндре разрежение, вызывающее поступление в цилиндр свежей смеси из карбюратора через кольцевой зазор, образующийся между седлом и приподнятым впускным клапаном.

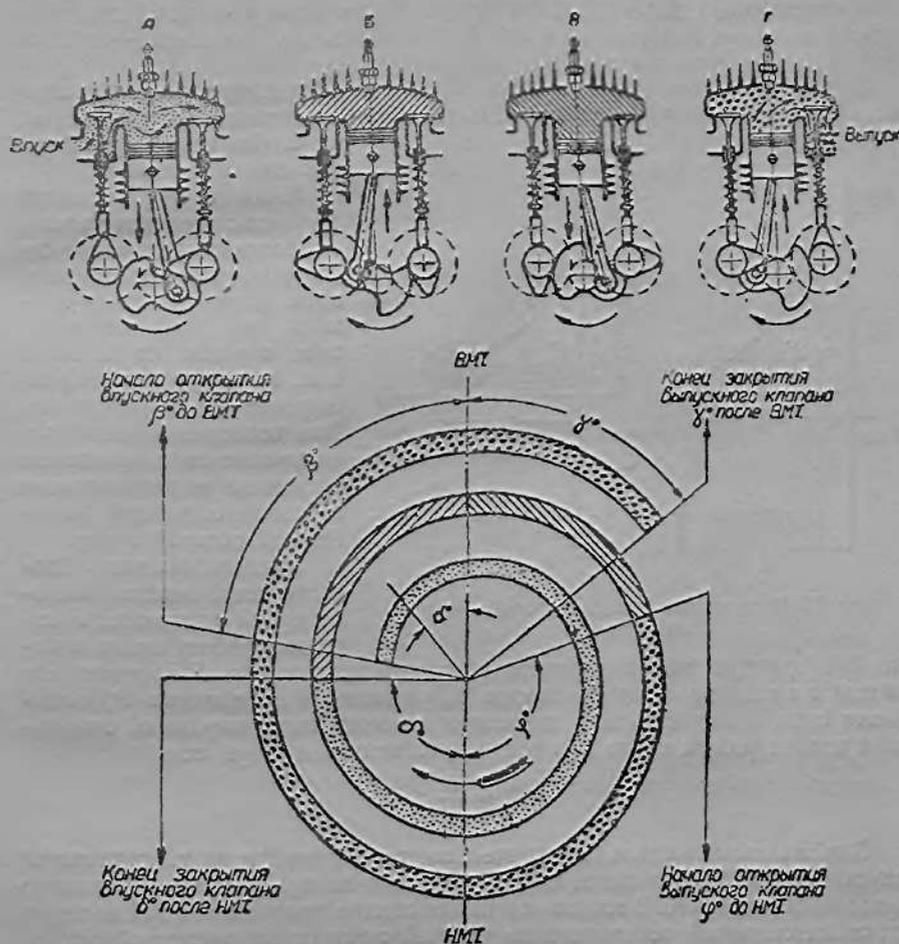
Вследствие большой скорости поршня поток рабочей смеси приобретает значительную инерцию, поэтому впускной клапан открывается до момента достижения поршнем в. м. т. и рабочая смесь устремляется в цилиндр навстречу поднимающемуся поршню, следует за поршнем к н. м. т. и продолжает наполнять цилиндр при обратном ходе поршня к в. м. т. до момента закрытия впускного клапана. Таким образом, фаза впуска длится на протяжении угла поворота коленчатого вала  $\beta^\circ + 180^\circ + \delta^\circ$ .

**2-й такт** — сжатие: поршень, идущий к в. м. т., сжимает рабочую смесь в камере сжатия. В конце такта сжатия перед в. м. т. (угол  $\alpha$ ) между электродами запальной свечи появляется искра, воспламеняющая смесь. Прежде чем в цилиндре возникает максимальное давление вспышки, поршень успевает достигнуть в. м. т. Сжатие продолжается на протяжении угла поворота коленчатого вала  $180^\circ - \delta^\circ$ . Клапаны при этом остаются закрытыми.

**3-й такт** — расширение (рабочий ход): поршень, под давлением быстро расширяющихся газов идет от в. м. т. к н. м. т. Расширение продолжается на протяжении угла  $180^\circ - \varphi^\circ$ . Клапаны остаются закрытыми.

**4-й такт** — выпуск: поршень, идущий к в. м. т., выталкивает из цилиндра отработавшие газы через кольцевой зазор, образующийся между седлом и приподнятым впускным клапаном.

Для лучшего очищения цилиндра от отработавших газов клапан открывается до н. м. т. (угол  $\varphi$ ) и отработавшие газы начинают вытекать из цилиндра с большой скоростью в атмосферу через выпускную систему; поршень, идущий теперь к в. м. т., способствует выпуску газов из цилиндра, и выпуск



Фиг. 46. Принципиальная схема работы четырехтактного двигателя и диаграмма газораспределения:

Рабочие процессы и такты

Схема А	Схема Б	Схема В	Схема Г
1-й такт	2-й такт	3-й такт	4-й такт
Впуск	Сжатие	Рабочий ход	Выпуск
Перекрытие клапанов $\beta + \gamma$ .			

продолжается некоторое время после в. м. т. (угол  $\gamma$ ), завершаясь продувкой камеры сжатия свежей рабочей смесью, начавшей в этот момент поступать в цилиндр. Таким образом, фаза выпуска продолжается на протяжении угла поворота коленчатого вала, равного  $\varphi + 180^\circ + \gamma^\circ$ , а одновременное открытие впускного и выпускного клапанов (перекрытие клапанов), за время

которого осуществляется продувка, происходит на протяжении поворота коленчатого вала на угол  $\beta^0 + \gamma^0$ .

На фиг. 47 показаны теоретическая и действительная индикаторные диаграммы четырехтактного двигателя.

В приведенных диаграммах по вертикальным осям отложены давления газов в цилиндре, выраженные в  $\text{кг}/\text{см}^2$ , а по горизонтальным осям — объемы цилиндра, пропорциональные ходу поршня.

При теоретическом цикле (А) газ, заполняющий цилиндр, начинает сжиматься в точке *a*, соответствующей н. м. т. Сжатие происходит по адиабате *ac*, т. е. без потерь тепла через стенки цилиндра.

В конце сжатия, когда поршень находится в в. м. т., происходит мгновенное сообщение тепла с повышением давления по вертикали *cz*.

При обратном ходе поршня от в. м. т. к н. м. т. происходит расширение по адиабате *ze*. Для повторения цикла газ возвращается в начальное состояние по вертикали *ea* с соответствующей неизбежной потерей тепла.

Заштрихованная площадь теоретической индикаторной диаграммы *F* выражает работу цикла и может быть представлена в виде равноугольного прямоугольника *F*, построенного по тому же рабочему объему цилиндра  $V_h$  с высотой  $P_i$ . Величина  $P_i$  называется средним индикаторным давлением и может быть выражена отношением полной работы цикла *L* к рабочему объему цилиндра, т. е.

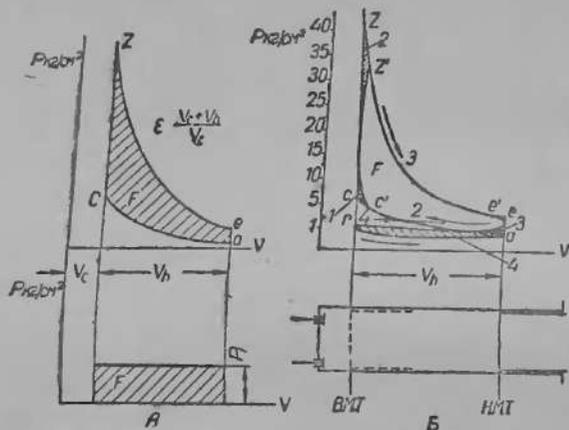
$$P_i = \frac{L}{V_h}.$$

В действительном цикле (Б) в точке *r*, соответствующей в. м. т., начинается впуск, который продолжается до н. м. т. (линия *ra*) при давлении, несколько меньшем атмосферного. В точке *a* начинается сжатие, продолжающееся до точки *c'*, соответствующей воспламенению рабочей смеси от электрической искры. Кривая *ac'* называется политропой сжатия. В результате воспламенения смеси давление в цилиндре быстро возрастает до максимального по кривой *c'z'*, а при обратном ходе поршня к н. м. т. происходит расширение газов по политропе расширения (линия *z'e'*). В точке *e'* открывается выпускной клапан, поэтому давление в цилиндре начинает резко снижаться, доходя до 4—5  $\text{кг}/\text{см}^2$  к моменту достижения поршнем н. м. т. При обратном ходе поршня давление в начале хода продолжает быстро снижаться, а потом постепенно выравнивается, но остается больше атмосферного до конца хода (точка *r*).

Таким образом, давление в цилиндре при выпуске изменяется по кривой *e'r*. Дальше все процессы последовательно повторяются.

### 3. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ И ПАРАМЕТРЫ МОТОЦИКЛЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В настоящем разделе приводится краткое изложение методов определения основных параметров двигателей, приводятся необходимые расчетные формулы из теоретических курсов по двигателям внутреннего сгорания.



Фиг. 47. Индикаторные диаграммы четырехтактного двигателя.

применительно к мотоциклетным двигателям и даются некоторые пояснения, отражающие их характерные особенности.

Цифровые значения рассмотренных в данном разделе параметров для серийных мотоциклетных двигателей приводятся в следующей главе.

Рабочий объем цилиндра  $V_h$ , т. е. геометрический объем, описываемый поршнем, определяется формулой

$$V_h = \frac{\pi d^2 S}{4}.$$

В двухтактных двигателях различают полный объем цилиндра  $V_h$  и так называемый полезный объем  $V'_h$ , отнесенный к полезной части хода поршня,

$$V'_h = \frac{\pi d^2 S}{4} (1 - A),$$

где  $d$  — диаметр цилиндра;

$S$  — ход поршня;

$A$  — отношение высот выпускных окон к ходу поршня.

В существующих конструкциях соотношение между  $S$  и  $d$  выполняется в пределах

$$\frac{S}{d} = 0,82 \div 1,2.$$

Конструкции с малым отношением  $\frac{S}{d}$  позволяют повысить число оборотов двигателя без увеличения средней скорости поршня  $V_{cp}$ , т. е. без увеличения износа поршневой группы, так как

$$V_{cp} = \frac{S \cdot n}{30},$$

где  $n$  — число оборотов коленчатого вала в минуту.

Один из основных параметров двигателя — степень сжатия  $\varepsilon$  — представляет отношение полного объема цилиндра  $V_h + V_c$  к объему камеры сжатия  $V_c$ , т. е.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}.$$

В двухтактных двигателях, кроме степени сжатия  $\varepsilon$ , различают действительную степень сжатия  $\varepsilon_\partial$ , отнесенную к полезному ходу поршня и равную

$$\varepsilon_\partial = \frac{V'_h + V_c}{V_c}.$$

Определение рабочего объема цилиндра и построение индикаторной диаграммы (фиг. 57) может быть теоретически выполнено на основании теплового расчета двигателя, однако необходимо заметить, что тепловые процессы быстроходных мотоциклетных двигателей недостаточно изучены и трудно поддаются экспериментальному исследованию, а от правильного выбора основных исходных данных и эмпирических коэффициентов зависит точность расчета и правильность построения индикаторной диаграммы.

Практически рабочий объем двигателя достаточно правильно определяется по методу аналогии с выполненными конструкциями или на основании известного значения среднего эффективного давления  $P_e$  (см. стр. 68), а индикаторная диаграмма представляет интерес лишь для выполнения динамических и прочностных расчетов проектируемого мотоциклетного двигателя, поэтому для определения основных точек индикаторной диаграммы можно пользоваться приведенными ниже приближенными формулами.

Процессы сжатия и расширения в реальном двигателе предполагаются политропическими, т. е.

$$PV^{n_1} = \text{const},$$

$$PV^{n_2} = \text{const},$$

где  $n_1$  и  $n_2$  — соответственно показатели политроп сжатия и расширения. Политропа занимает среднее положение между адиабатой, характеризующей сжатие и расширение без потерь тепла в стенку цилиндра, и изотермой, характеризующей протекание этих процессов без нагревания или охлаждения, т. е. с постоянной температурой сжимаемых и расширяющихся газов.

Для определения показателей политроп можно пользоваться формулами проф. В. И. Сороко-Новицкого, учитывающими число оборотов двигателя:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n},$$

$$n_2 = 1,22 + \frac{130}{n}.$$

причем для двухтактного двигателя рекомендуется принимать

$$n_1 = 1,25 - 1,27.$$

Определение основных точек индикаторной диаграммы двухтактного и четырехтактного двигателя производится следующим образом.

**Впуск (всасывание).** Давление  $P_0$  и температура  $T_0$  окружающей среды, при которой рабочая смесь поступает в цилиндр, принимаются для четырехтактных двигателей:

$P_0 = 1 \text{ кг/см}^2$  и  $T_0 = 15^\circ \text{C} = 273 + 15 = 288^\circ \text{K}^*$ , так как в четырехтактных двигателях рабочая смесь поступает из карбюратора непосредственно в цилиндр.

В двухтактных двигателях смесь поступает из карбюратора в кривошипную камеру картера, где нагревается о стенки камеры и от остаточных газов, а также сжимается до давления  $P'_0$  (фиг. 57). Вследствие этого температура смеси до поступления в цилиндр повышается приблизительно на  $30-40^\circ$  ( $T'_0$ ) по сравнению с четырехтактными двигателями.

В конце впуска или в начале сжатия давление  $P_a$  для четырехтактных двигателей в среднем составляет  $0,8 \text{ кг/см}^2$ .

Для двухтактного двигателя давление начала сжатия равно давлению конца выпуска ( $1,05-1,1 \text{ кг/см}^2$ ), т. е.

$$P_a = P_r.$$

Для четырехтактного двигателя давление выпуска может быть принято  $P_r = 1,1-1,2 \text{ кг/см}^2$ .

Температура начала сжатия  $T_a$  имеет средние значения:

для четырехтактных двигателей . . . . .	340—360° K
» двухтактных . . . . .	360—460° K

Температура остаточных газов  $T_r$  колеблется в пределах  $900-1100^\circ \text{K}$  и может быть принята для двухтактных и четырехтактных двигателей в среднем  $T_r = 1000^\circ \text{K}$ .

**Сжатие.** Давление в конце сжатия (точка  $c$ ) определяется формулой

$$P_c = P_a \epsilon^n$$

или приблизительно

$$P_c \approx 2P_a(\epsilon - 1).$$

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \epsilon^{n-1}.$$

Для двухтактного двигателя в указанные формулы подставляется действительная степень сжатия  $\epsilon_\theta$ .

\* Абсолютная температура в градусах Кельвина.

**Сгорание.** Давление в конце сгорания (точка  $z$ ) зависит от многих переменных факторов, значение которых колеблется в широких пределах и поэтому трудно поддается точному определению.

Рекомендуется пользоваться приближенными формулами:

$$\begin{aligned} \text{для двухтактных двигателей} \dots P_z &\approx 3P_c; \\ \text{» четырехтактных »} \dots P_z &\approx 4P_c. \end{aligned}$$

Можно также пользоваться эмпирической формулой

$$P_z = \bar{\tau}_\varepsilon - 2,$$

причем для двухтактных двигателей в эту формулу подставляется действительная степень сжатия  $\varepsilon_\theta$ .

В точке  $z'$  фактическое давление вспышки определяется приблизительно выражением  $P'_z \approx 0,85 P_z$ .

Температура конца сгорания может быть приблизительно определена из формулы

$$T_z = \frac{P_z}{P_c} T_c.$$

**Расширение.** Давление и температура конца расширения (точка  $e$ ) находятся из выражений

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \\ T_e &= \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}. \end{aligned}$$

Для двухтактных двигателей участок диаграммы, соответствующий высоте выпускного окна  $A$ , не рассчитывается.

Эффективность рабочего цикла, как уже отмечалось выше, в очень большой степени зависит от степени сжатия  $\varepsilon$ , коэффициента наполнения  $\eta_v$ , коэффициента остаточных газов  $\gamma$  и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

Для четырехтактного двигателя коэффициенты  $\eta_v$  и  $\gamma$  определяются из формул

$$\begin{aligned} \eta_v &= \left( \frac{\varepsilon P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{T_0}{P_0(\varepsilon - 1)}, \\ \gamma &= \frac{P_r T_0}{P_0 T_r \beta \eta_v (\varepsilon - 1)}, \end{aligned}$$

где  $\beta$  — коэффициент молекулярного изменения, который для автобензина может быть определен по формуле проф. В. И. Сороко-Новицкого:

$$\beta = 1 + \frac{0,262 - 0,209\alpha}{\alpha + 0,017}.$$

В этой формуле коэффициент  $\alpha$  характеризует состав рабочей смеси по количеству воздуха и топлива. Он выражает отношение весового количества воздуха, участвующего в сгорании, к количеству воздуха, теоретически необходимому для сгорания 1 кг топлива.

Для двухтактных двигателей  $\gamma$  принимается в среднем равным 45%, а  $\eta'_v$ , относящийся к полезной части хода поршня, определяется формулой

$$\eta'_v = \frac{\varepsilon_\theta}{\varepsilon_\theta - 1} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \gamma T_c}.$$

#### 4. РАБОТА ГАЗОВ, МОЩНОСТЬ, КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, РАСХОД ТОПЛИВА И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

В результате сгорания топлива в цилиндре двигателя, тепловая энергия превращается в работу. Эта работа называется индикаторной и для теоретического цикла выражается площадью  $L$  или средним индикаторным давлением  $P'_i$  (фиг. 47), которое находится по известной формуле

$$P'_i = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left( \frac{P_2}{P_c} \cdot \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}}{n_1 - 1} \right) \text{ кг/см}^2.$$

В реальном двигателе часть индикаторной работы теряется вследствие скругления заштрихованных углов диаграммы: введение опережения зажигания вызывает потерю площади 1, происходящее не мгновенно сгорание топлива обуславливает потерю работы, определяемой площадью 2, и открытие выпускного клапана до н. м. т. приводит к потере работы, определяемой площадью 3. Указанные потери учитываются коэффициентом полноты диаграммы  $\eta$ , который приблизительно равен 0,95.

Кроме того, часть индикаторной работы затрачивается на преодоление насосных потерь, т. е. на осуществление впуска и выпуска, что характеризуется площадью 4.

Для двухтактного двигателя насосные потери выражаются площадью  $F''$  (фиг. 45).

Таким образом, исправленное среднее индикаторное давление  $P_i$  может быть выражено формулой

$$P_i = P'_i - \Delta P_i \text{ кг/см}^2,$$

где  $\Delta P_i$  — часть среднего индикаторного давления, соответствующая насосным потерям.

Индикаторная мощность представляет собой секундную индикаторную работу и выражается формулами:

для двухтактных двигателей

$$N_i = \frac{P_i V_h \cdot n}{450} \text{ л. с.},$$

для четырехтактных двигателей

$$N_i = \frac{P_i V_h \cdot n}{900} \text{ л. с.}$$

В процессе работы двигателя часть полезной индикаторной мощности затрачивается на механические потери — трение и приведение в действие вспомогательных агрегатов двигателя, поэтому только разность между индикаторной мощностью и мощностью механических потерь  $N_m$  передается трансмиссии мотоцикла и носит название эффективной мощности двигателя  $N_e$ , которая выражается формулой

$$N_e = N_i - N_m.$$

Механические потери в двигателе оцениваются так называемым механическим коэффициентом полезного действия  $\eta_m$ :

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i}.$$

Среднее эффективное давление  $P_e$ , т. е. среднее давление цикла с учетом всех рассмотренных потерь, может быть выражено через среднее индикаторное давление и механический к. п. д.

$$P_e = P_i \eta_m \text{ кг/см}^2.$$

Эффективная мощность двигателя может быть выражена также через среднее эффективное давление:

для двухтактного двигателя

$$N_e = \frac{P_e V_h \cdot n}{450} \text{ л. с.},$$

для четырехтактного двигателя

$$N_e = \frac{P_e V_h \cdot n}{900} \text{ л. с.}$$

В указанных формулах  $V_h$  выражается в литрах.

При максимальной мощности двигателей значения  $P_e$  можно приблизительно принимать:

для двухтактных двигателей:

нормальной форсировки, работающие на автобензине . . . . . 2,9—3,9 кг/см<sup>2</sup>  
форсированные, работающие на метиловом спирте . . . . . 4,5—7 »

для четырехтактных двигателей:

при нормальной форсировке и работе на автобензине . . . . . 5—6 кг/см<sup>2</sup>;  
» средней форсировке . . . . . 6,5—7,5 »  
» высокой форсировке . . . . . 8—12 »

Налоговая мощность  $N_n$  определяется по условной, принятой в СССР, формуле

$$N_n = 0,3D^2 S \cdot i,$$

где  $D$  — диаметр цилиндра в см;

$S$  — ход поршня в м;

$i$  — число цилиндров.

Крутящий момент на валу двигателя  $M_k$ , зависящий от мощности двигателя и числа оборотов коленчатого вала, определяется формулой

$$M_k = 716,2 \frac{N_e}{n} \text{ кгм.}$$

Максимальный крутящий момент не совпадает с максимальной мощностью.

Момент  $M_n$ , соответствующий максимальной мощности, всегда меньше максимального момента  $M_k$ . Отношение  $\frac{M_k}{M_n}$  определяет приспособленность

двигателя к изменениям нагрузки и называется коэффициентом запаса момента. Значение коэффициента запаса может колебаться в довольно широких пределах даже для одноклассовых серийных двигателей. Чем больше коэффициент запаса, тем лучше приспособляется двигатель к изменениям нагрузки. Для дорожных мотоциклетных двигателей коэффициент запаса приближается к 1,25; для спортивных и гоночных двигателей приблизительно равен 1,1—1,2.

Расход топлива обычно определяется непосредственным замером на двигателе и подсчитывается по формуле

$$G_T = 3,6 \frac{V \gamma_T}{t},$$

где  $G_T$  — часовой расход топлива в кг/час;

$V$  — объем мерного сосуда в см<sup>3</sup>;

$\gamma_T$  — удельный вес топлива в условиях испытаний;

$t$  — время в секундах при замере расхода топлива.

Для представления об экономичности различных двигателей существует понятие об удельных расходах топлива, которые выражаются в граммах на одну индикаторную или эффективную лошадиную силу в час и представляют отношение часовых расходов топлива к индикаторной или эффективной мощности, развиваемой двигателем, т. е.

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} 10^{-3} \text{ кг/э. л. с. час};$$

$$g_T = \frac{G_T}{N_e} 10^{-3} \text{ кг/э. л. с. час}.$$

Для определения использования тепла в цилиндре реального двигателя существуют индикаторный  $\eta_i$  и эффективный  $\eta_e$  коэффициенты полезного действия.

Индикаторный к. п. д. оценивает совершенство превращения тепловой энергии топлива в полезную работу и зависит в основном от скоростного режима и нагрузки

$$\eta_i = \frac{632}{g_i \cdot H},$$

где  $g_i$  — удельный индикаторный расход топлива;  
 $H$  — теплотворная способность топлива.

Эффективный к. п. д. оценивает общее использование тепла с учетом тепловых и механических потерь.

Он зависит от механического состояния двигателя (степени износа), нагрузки и состава рабочей смеси

$$\eta_e = \frac{632}{g_T \cdot H},$$

где  $g_T$  — удельный эффективный расход топлива.

##### 5. КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СЕРИЙНЫХ МОТОЦИКЛЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

На фиг. 48, 49, 50 и 51 представлены общие виды и разрезы двигателей К1Б, М1А (К-125), ИЖ-350 и М-72. Двухтактные одноцилиндровые двигатели К1Б, М1А (К-125) и ИЖ-350 выполнены вместе с коробками перемены передач и муфтами сцепления в общих разъемных картерах, причем двигатели М1А и К-125 почти одинаковы по своей конструкции.

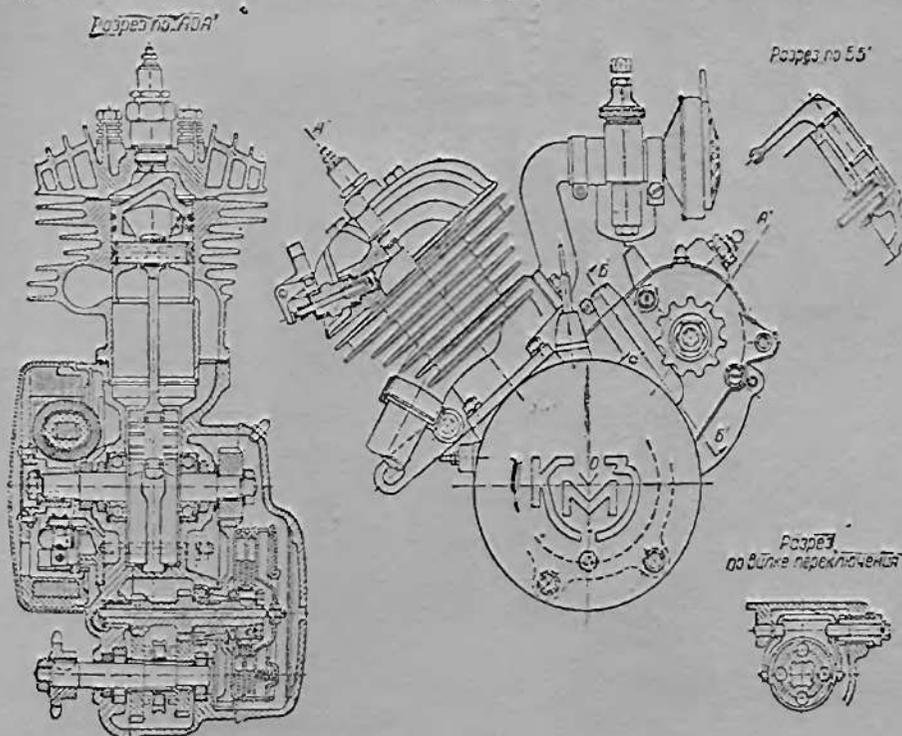
Каждый двигатель предназначен для определенного (одноименного) мотоцикла и применяется только для него в отличие от некоторых автомобильных двигателей, устанавливаемых на разных моделях автомобилей.

Конструктивными особенностями двухтактных двигателей является разъемный картер, неразъемный кривошипно-шатунный механизм и простейшая система смазки (фиг. 48, 49 и 50).

Половины картера спариваются при помощи контрольных шпилек, изготовленных с большой точностью относительно главных осей картера, чем достигается соосность его полови при сборке, а следовательно, правильная установка и взаимодействие всех валов и механизмов двигателя. Кривошипная камера у двухтактных двигателей работает как продувочный насос, поэтому вертикальная плоскость разъема полови картера, сопряженные его с цилиндром и коренными шейками коленчатого вала должны быть герметичными, что достигается установкой уплотнительных прокладок и специальных сальников.

Коленчатый вал, состоящий из отдельно изготовленных маховиков или щек с противовесами и кривошипных пальцев, собирается вместе с шатуном и шатунным подшипником на прессовой посадке с большим натягом и представляет в собранном виде неразъемную сборку.

Коренные подшипники — шариковые или роликовые; шатунные — роликовые без сепаратора (фиг. 48 и 49) или с сепаратором (фиг. 50). Применение подшипников качения позволяет обеспечить надежную работу двигателей на высоких оборотах при наличии упрощенной смазки: введения в горячее небольшого количества масла. Смесь горючего с маслом, поступающая через карбюратор в кривошипную камеру, является вполне достаточной смазкой для подшипников, цилиндра и поршня с поршневыми кольцами. Отсутствие у двухтактных двигателей масляных резервуаров, насосов и смазочных каналов



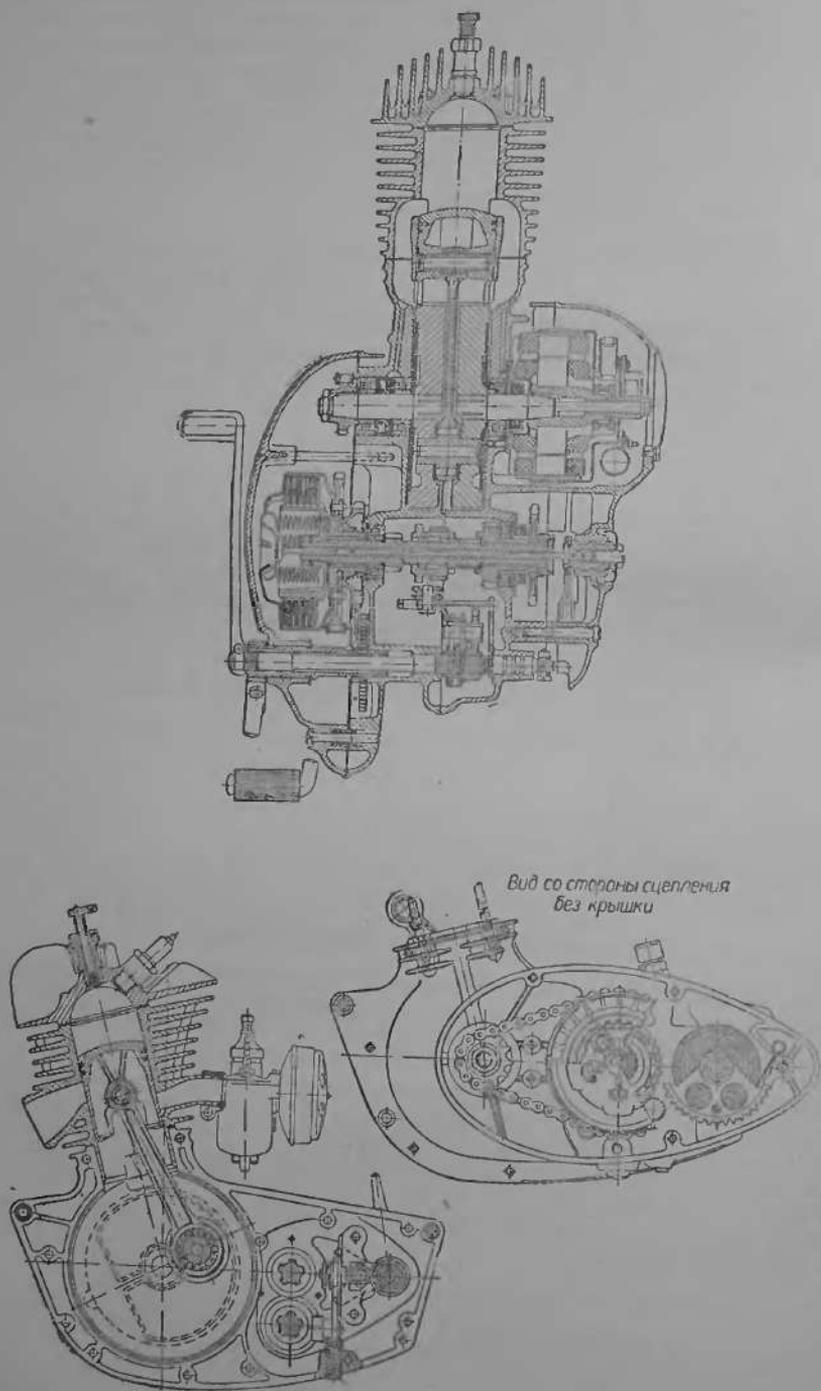
Фиг. 48. Общий вид и разрез двигателя К1В.

является их достоинством, так как упрощает конструкцию, снижает стоимость двигателя и создает большое удобство в эксплуатации.

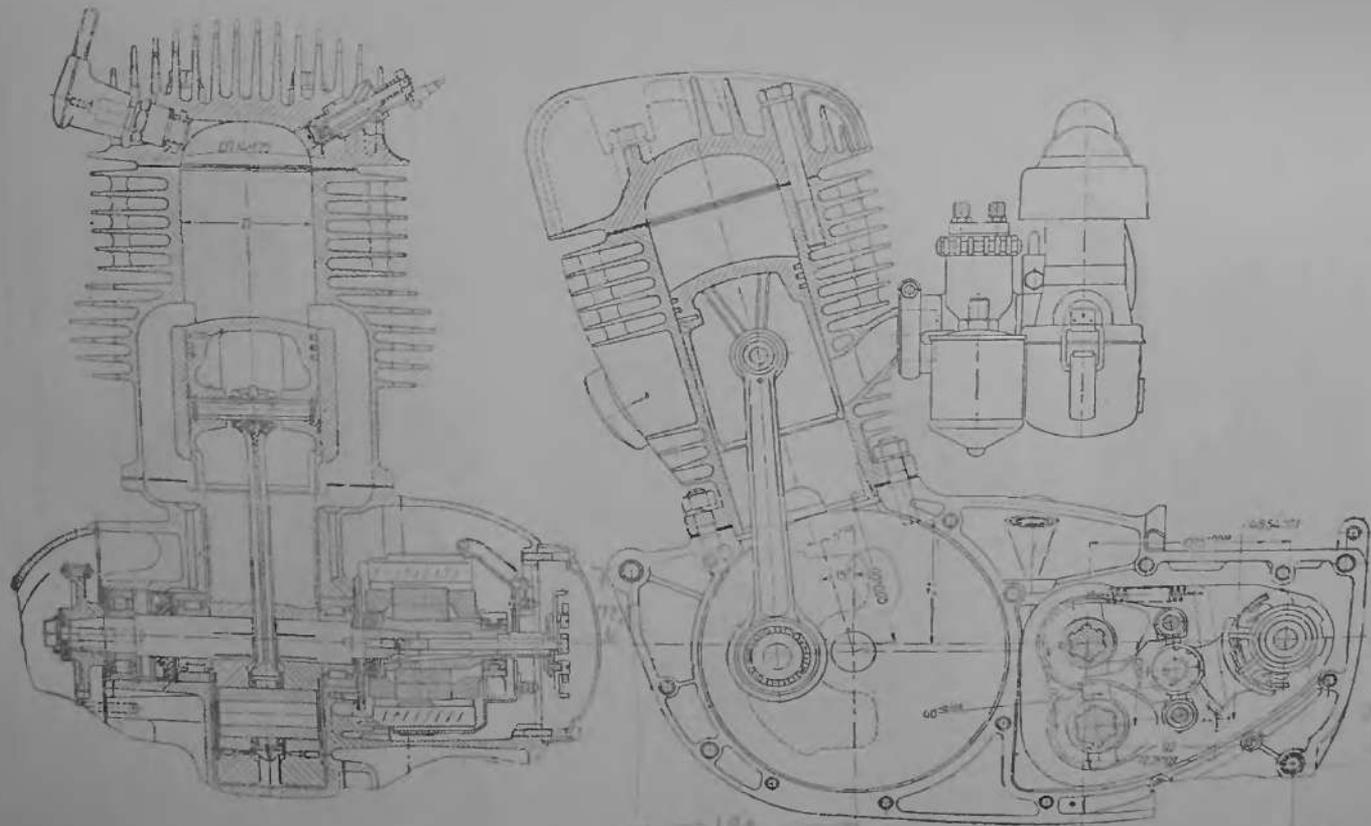
Четырехтактный двухцилиндровый двигатель М-72 имеет неразъемный картер с передней и задней крышками, в которых устанавливается на шарикоподшипниках коленчатый вал неразъемной конструкции, соединенный винтовыми шестернями с распределительным валом (фиг. 51). Кривошипные пальцы коленчатого вала расположены в одной плоскости в соответствии с горизонтально расположенными цилиндрами. Шатунные подшипники роликовые, однорядные с дюралюминиевыми сепараторами. На каждом цилиндре устанавливается отдельный карбюратор. В нижней части картера помещается масляный резервуар и масляный насос, имеющий привод от распределительного вала.

Двухдисковая муфта сцепления автомобильного типа смонтирована в маховике. Коробка перемены передач, представляющая отдельный узел, присоединяется непосредственно к муфте сцепления и закрепляется на фланце картера двигателя в четырех точках.

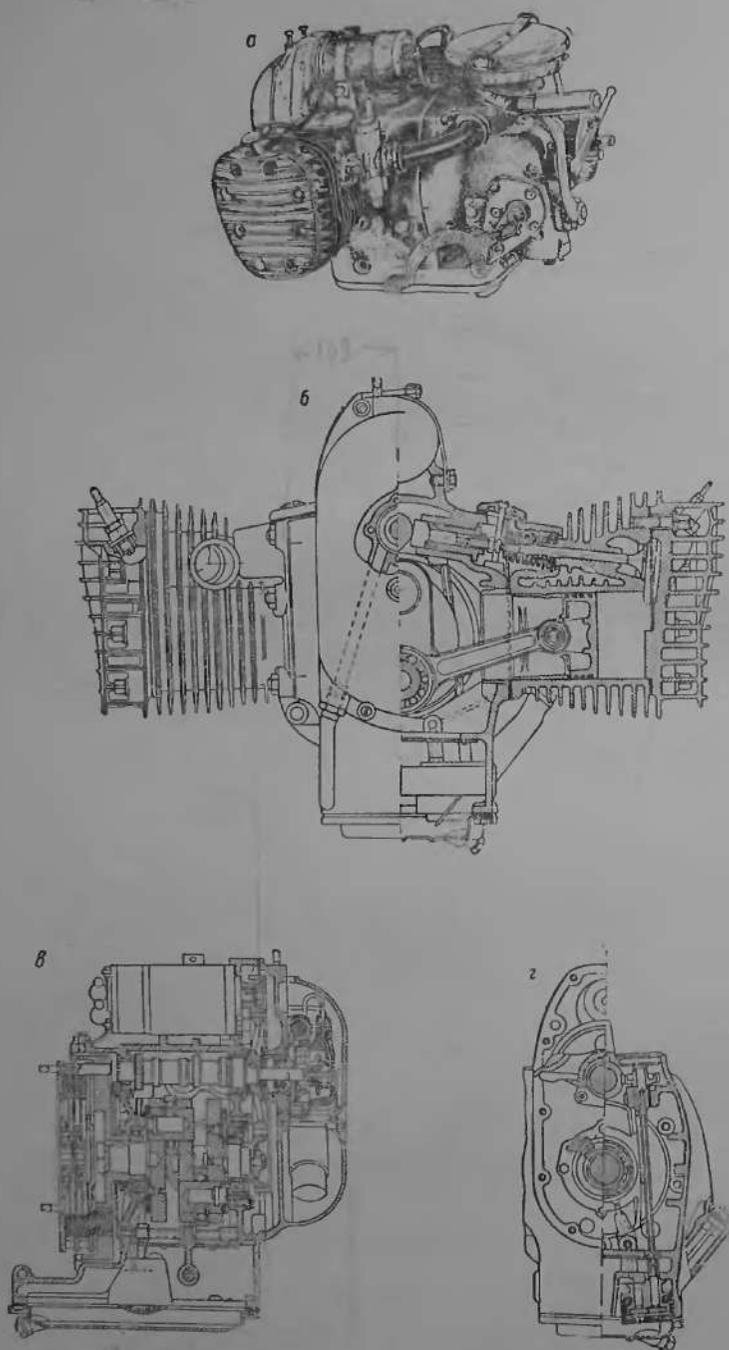
Технические характеристики мотоциклетных двигателей даны в табл. 26 и 27.



Фиг. 49. Разрезы двигателя М1А (К-125).



Фиг. 56. Разрез двигателя ИЖ-350



Фиг. 51. Общие виды и разрезы двигателя мотоцикла М-72:

а — общий вид с коробкой переключ.; б — поперечный разрез; в — продольный разрез;  
 г — разрез по масляному каналу.

Таблица 26

## Технические характеристики советских мотоциклетных двигателей

Характеристики и параметры	Обозначение	Размерность	Марки двигателей				
			К1Б	М1А и К-125	ИЖ-350	М-72	
Тип двигателя	—	—	Двухтактный с кривошипно-камерной продувкой и симметричной диаграммой распределения			Четырехтактный с боковыми клапанами	
Система продувки	—	—	Поперечная, одноканальная, поршень с дефлектором	Возвратная, двухканальная, поршень без дефлектора		—	
Охлаждение	—	—	Воздушное — встречным потоком воздуха				
Система питания:							
Марка карбюратора	—	—	К-26	К-26А	К-30	К-28	К-37
Диаметр диффузора	—	—	16	14	16	24	24
Производительность главного жиклера	—	см <sup>3</sup> /мин	100	92	135	—	160
Производительность жиклера холостого хода	—	см <sup>3</sup> /мин	Нет	Нет	Нет	—	21
Воздухоочиститель	—	—	Сетчатый контактно-масляный		Сетчатый контактно-масляный или инерционный	Двухступенчатой очистки контактно-масляный и инерционно-масляный	
Топливо	—	—	Автобензин по ГОСТ 2084-51				
Система зажигания:							
Конструкция приборов зажигания	—	—	Магнето-генератор МГ-10		Батарейное		
Опережение зажигания	—	Градусы	30—31		28	Автомат от 15 до 27	30±2
Зазор между контактами прерывателя	—	мм	0,35—0,45		0,4—0,6	0,4—0,6	0,4—0,5
Марка запальной свечи	—	—	Тип М12/20 М18×1,5		Тип НА11/11; М14×1,25		
Система смазки:							
Схема смазки	—	—	Масло в горячем в пропорции от 1:20 до 1:25			Шестеренчатый одноступенчатый насос	
Производительность масляного насоса	—	л/час	Нет	Нет	Нет	См. табл. 52 стр. 164	
Масло	—	—	Автол 10 зимой и летом				Зимой—автол 6, летом—автол 10—18
Число цилиндров	—	—	1	1	1	2	

Характеристики и параметры	Обозначение	Размерность	Марки двигателей			
			К1Б	М1А и К-125	ИЖ-350	М-72
Диаметр цилиндра	$d$	мм	48	52	72	78
Ход поршня	$S$	мм	54	58	85	78
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	$\frac{S}{d}$	—	1,125	1,115	1,138	1,00
Рабочий объем цилиндров полный	$V_h$	см <sup>3</sup>	98	123	346	746
Объем цилиндров, отнесенный к полезной части хода поршня	$V'_h$	см <sup>3</sup>	71,8	91	263,4	746
Степень сжатия полная	$\epsilon$	—	$5,8 \pm 0,2$	$6,25 \pm 0,2$	5,8	$5,5 \pm 0,2$
Степень сжатия действительная	$\epsilon_{\partial}$	л. с.	4,5	4,87	4,65	$5,5 \pm 0,2$
Степень сжатия в картере	—	—	1,3	1,28	1,38	—
Мощность максимальная эффективная	$N_e^*$	л. с.	2,3	4,5	11,5	22,0
Мощность литровая	$N_l$	л. с./л	23,4	36,0	33,2	29,4
Мощность удельная поршневая	$N_{y, n}$	л. с./см <sup>2</sup>	0,16	0,223	0,282	0,23
Мощность литророботная	$N$	$\frac{\text{л. с./л}}{\text{об/мин.}}$	0,0058	0,008	0,0083	0,0063
Мощность налоговая	$N_n$	у. л. с.	0,373	0,47	0,721	2,847
Число оборотов коленчатого вала при максимальной мощности $N_e$	$n_N$	об/мин.	4000	4500	4100	4800 (макс)
Число оборотов коленчатого вала при максимальном крутящем моменте $M_k$	$n_M$	об/мин.	2800	3200	3100	3100
Отношение $\frac{n_N}{n_M}$	—	—	1,42	1,4	1,32	1,55

\* Номинальные значения.

Продолжение табл. 25

Характеристики и параметры	Обозначение	Размерность	Марки двигателей			
			К1Б	М1А и К-125	ИЖ-350	М-72
Крутящий момент	$M_k$	кгм	0,47	0,82	2,45	4,0
Крутящий момент при максимальной мощности $N_e$	—	кгм	0,4	0,75	2,1	3,4
Коэффициент запаса момента	—	—	1,18	1,09	1,165	1,18
Удельный расход топлива	$g_e$	гр/л.с.ч.	460	390	440	310
Сухой вес двигателя с коробкой передач и муфтой сцепления	$G$	кг	12	17,5	43,8	75
Литровый вес двигателя	$G_l$	кг/л	122,4	142,2	125,1	100,5
Удельный вес двигателя	$G_{л.с.}$	кг/л.с.	5,2	3,9	3,8	3,4

Таблица 27.

Некоторые параметры рабочих процессов двигателей \*

Параметры	Обозначение	Размерность	Марки двигателей			
			К1Б	М1А и К-125	ИЖ-350	М-72
Число оборотов коленчатого вала	$n$	об/мин.	4000	4500	4000	4200
Эффективная мощность	$N_e$	л.с.	2,25	4,3	11,3	22,5
Давление вспышки	$P_z$	кг/см <sup>2</sup>	20,2	21,1	20,8	27,0
Среднее эффективное давление	$P_e$	кг/см <sup>2</sup>	2,85	3,5	3,8	6,5
Индикаторная мощность	$N_i$	л.с.	3,05	5,6	14,2	28,42
Среднее индикаторное давление	$P_i$	кг/см <sup>2</sup>	3,5	4,5	4,55	8,2
Мощность трения	$N_m$	л.с.	0,8	1,3	2,8	5,92

\* Приведенные данные получены на основании испытания серийных двигателей в лаборатории Центрального конструкторского бюро Главмоторостроения.

Продолжение табл. 27

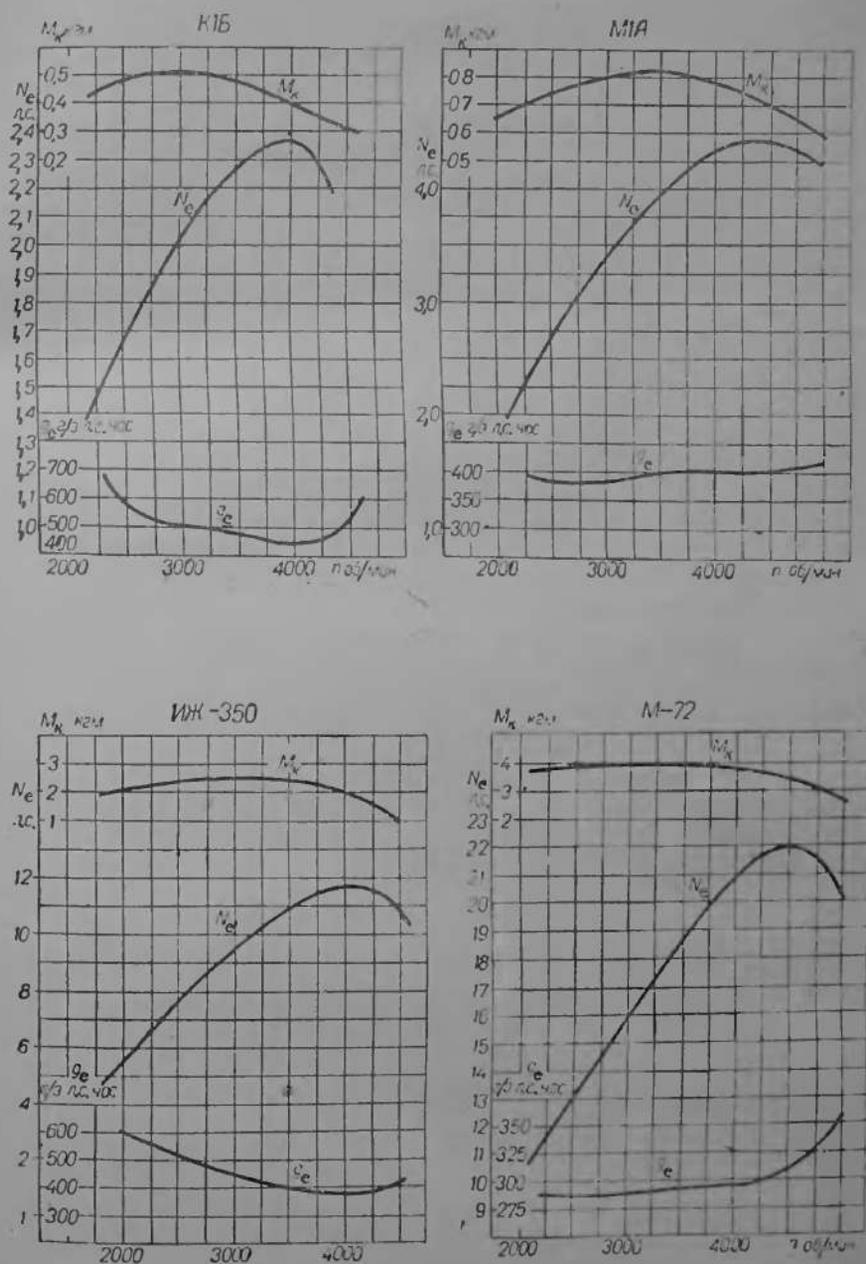
Параметры	Обозначение	Размерность	Марки двигателей			
			К1Б	М1А и К-125	ИЖ-350	М-72
Давление трения	$P_m$	кг/см <sup>2</sup>	0,8	1,0	0,9	1,7
Среднее давление в кривошипной камере	$P_k$	мм рт.ст.	+63	+15	+92	-18,5
Механический коэффициент полезного действия	$\eta_m$	—	0,73	0,77	0,82	0,793
Индикаторный коэффициент полезного действия	$\eta_i$	—	0,18	0,2	0,17	0,243
Эффективный коэффициент полезного действия	$\eta_e$	—	0,132	0,153	0,135	0,192
Коэффициент наполнения	$\eta_{\text{н}}$	—	—	0,47	0,5	—
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$	—	—	—	—	0,83
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$	г/л.с.·час	450	390	440	310
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$	г/л.с.·час	332	298	350	245
Часовой расход топлива	$G_m$	кг/час	1,03	1,67	4,48	6,2

На фиг. 52, 53, 54, 55 и 56 представлены скоростные характеристики двигателей и зависимость их параметров от числа оборотов коленчатого вала. Диаграммы (фиг. 53—56) получены автором при испытании серийных двигателей на стендах.

Характеристики двигателя К1Б (фиг. 53) сняты при следующих условиях: карбюратор К26А с производительностью жиклера 100 см<sup>3</sup>/мин и средним положением дозирующей иглы дросселя; угол опережения зажигания 30°; степень сжатия 5,9; топливо А-66 по ГОСТ 2084-51; барометрическое давление 745 мм рт.ст. и температура окружающей среды 16° С.

Характеристики двигателя М1А (фиг. 54) сняты с двигателя после пробега 6000 км.

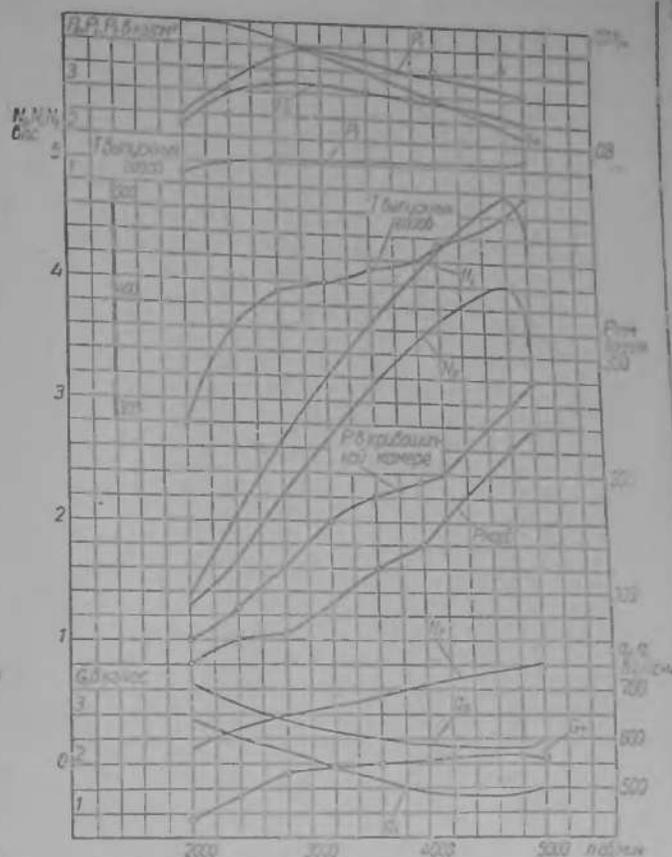
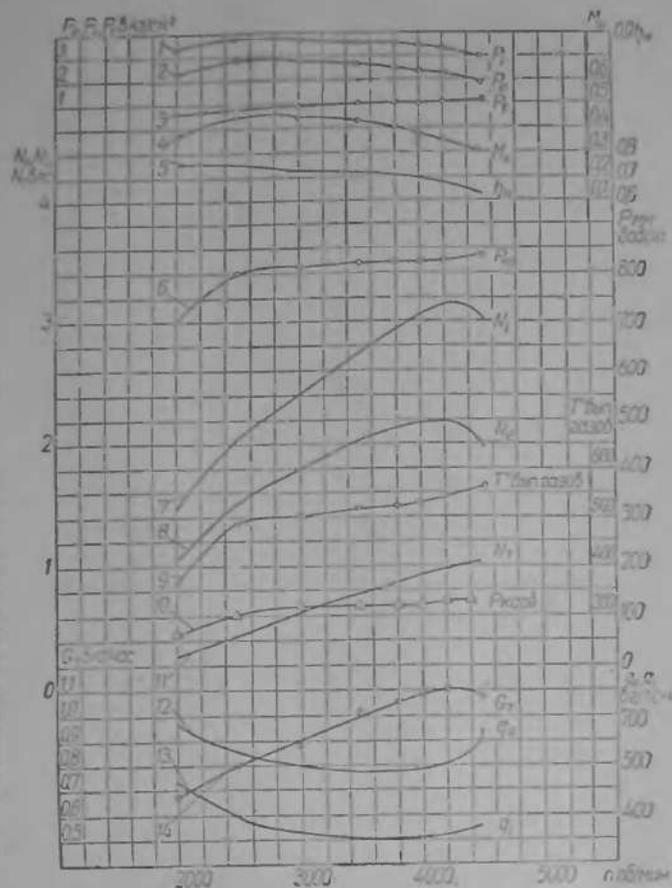
Регулировка двигателя выполнена по техническим условиям (см. табл. 26). Характеристики двигателя ИЖ-38 (фиг. 55) сняты в лаборатории двигателей центрального конструкторского бюро Главмотовелопроба.



Фиг. 52. Скоростные характеристики серийных мотоциклетных двигателей (номинальные).

Фиг. 53. Характеристики двигателя мотоцикла К1Б:

1 — среднее индикаторное давление; 2 — среднее эффективное давление; 3 — давление топлива; 4 — крутящий момент двигателя; 5 — механический коэффициент полезного действия; 6 — среднее давление в цилиндрической камере; 7 — полная индикаторная мощность; 8 — эффективная мощность; 9 — температура отработавших газов; 10 — расширение по несвязанной трубе; 11 — мощность трения; 12 — удельный эффективный расход топлива; 13 — индикаторный расход топлива; 14 — часовой расход топлива.



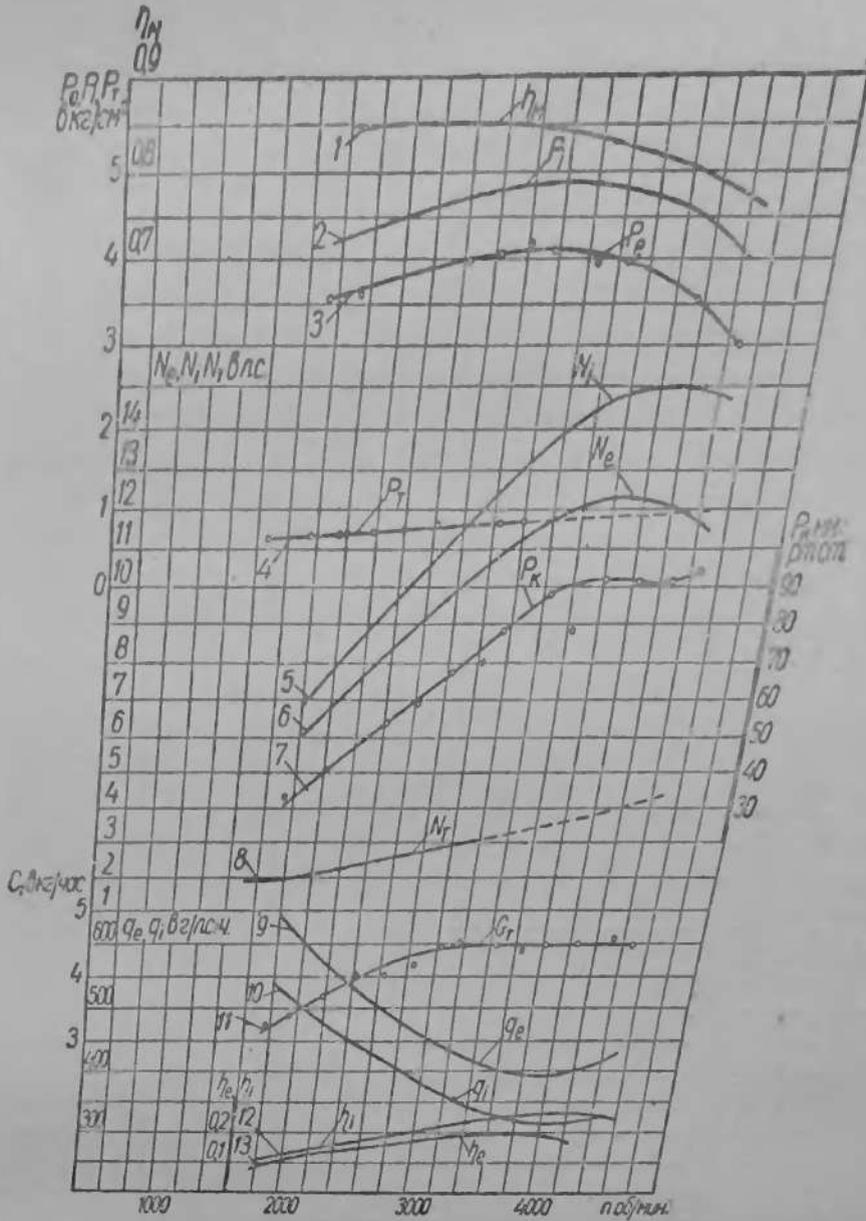
Фиг. 54. Характеристики двигателя мотоцикла М1А (обозначение кривых соответствует фиг. 53).

угол опережения зажигания наиболее выгоднейший;

регулировка двигателя выполнена по техническим условиям.

Параметры приведены к нормальным атмосферным условиям.

На фиг. 57 показаны индикаторные диаграммы двухтактного двигателя К1Б и четырехтактного М-72, определенные расчетным путем.

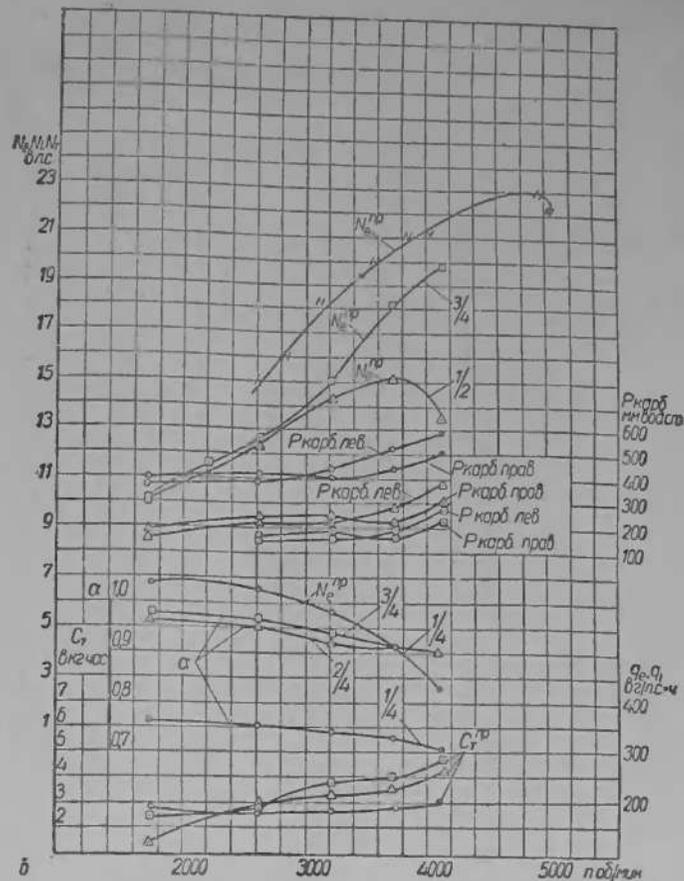
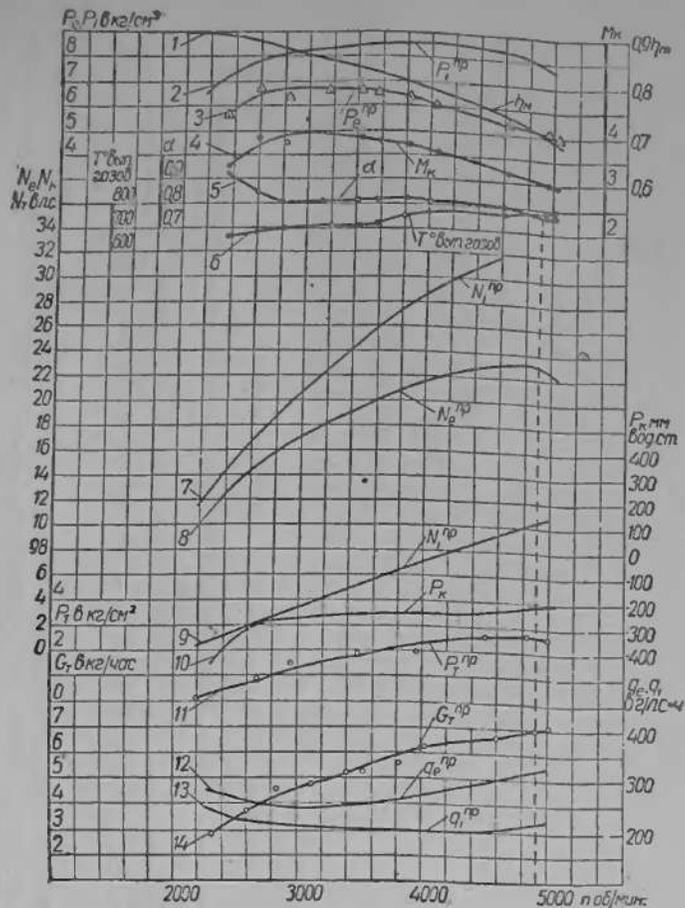


Фиг. 55. Характеристики двигателя мотоцикла ИЖ-350:

1 — механический коэффициент полезного действия; 2 — среднее индикаторное давление; 3 — среднее эффективное давление; 4 — давление трения; 5 — условная индикаторная мощность; 6 — эффективная мощность; 7 — среднее давление в цилиндрической камере; 8 — мощность трения; 9 — удельный эффективный расход топлива; 10 — удельный индикаторный расход топлива; 11 — часовой расход топлива; 12 — индикаторный коэффициент полезного действия; 13 — эффективный коэффициент полезного действия.

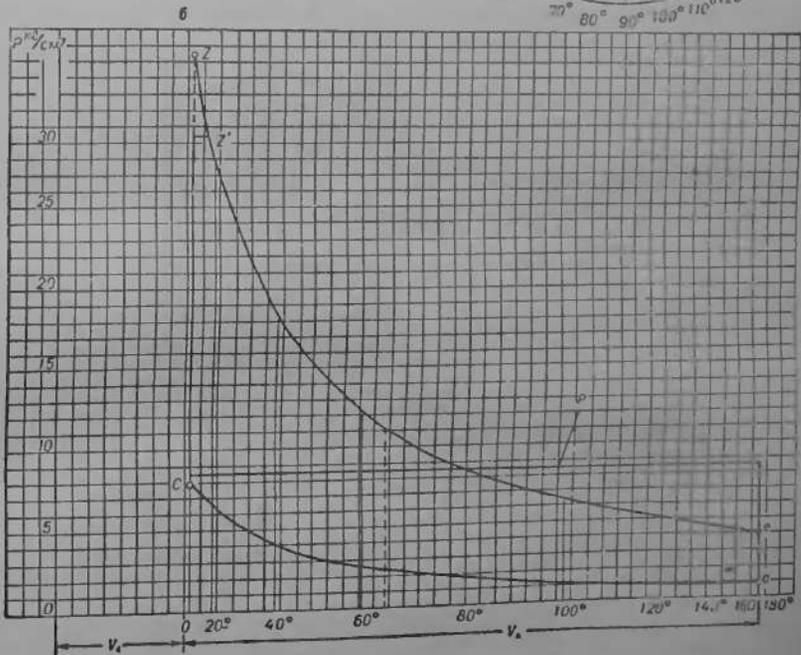
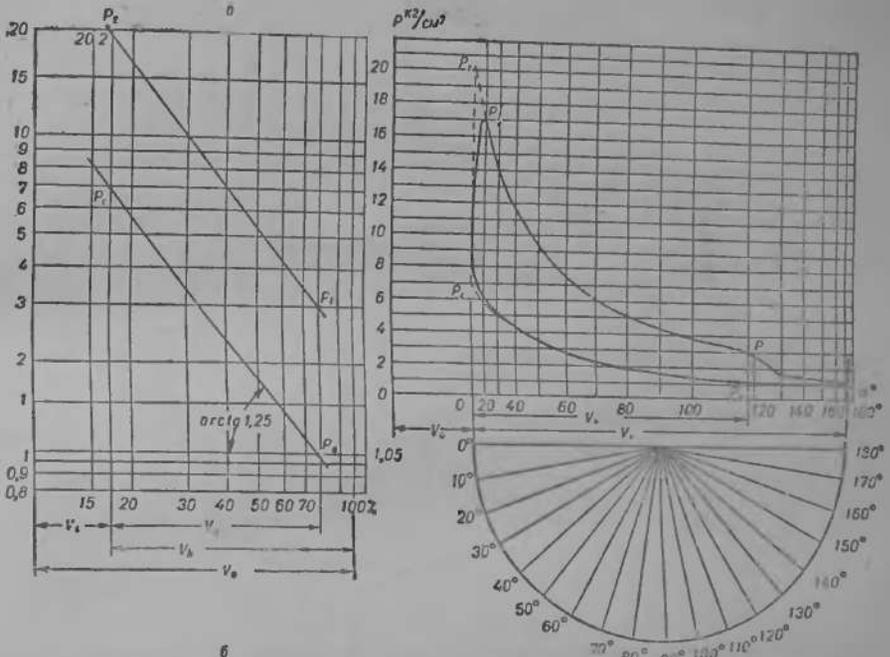
В числе наиболее интересных гоночных двигателей, изготовленных в СССР, следует отметить двухтактный двигатель С2Б с прямоточной продувкой конструкции С. Ю. Иващенко.

Разрезы двигателя показаны на фиг. 58. Краткая техническая характеристика приводится на стр. 85.

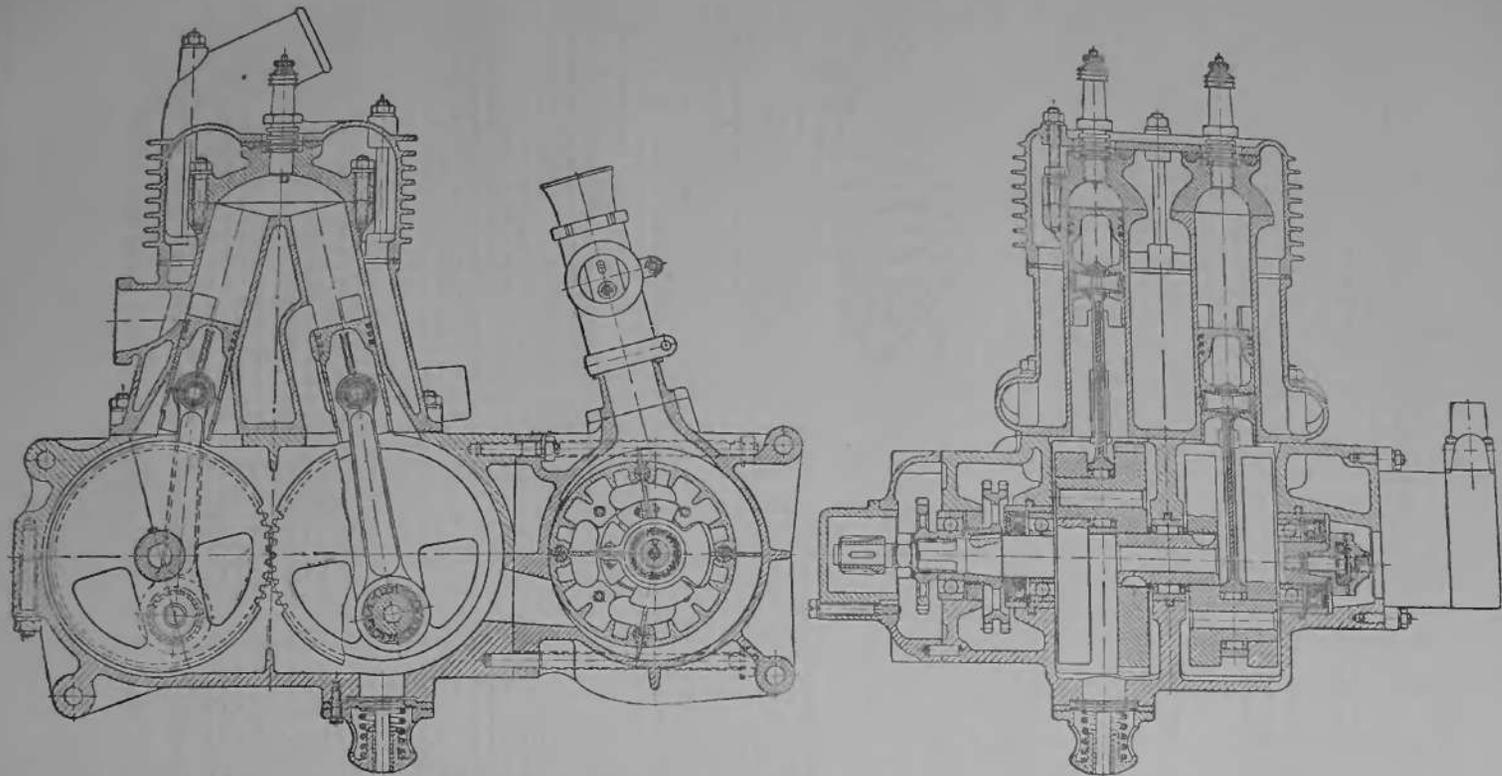


Фиг. 56. Характеристики двигателя мотоцикла М-72:

1 — механический коэффициент полезного действия; 2 — среднее индикаторное давление; 3 — среднее эффективное давление; 4 — крутящий момент двигателя; 5 — коэффициент избытка воздуха; 6 — температура отработавших газов; 7 — условная индикаторная мощность; 8 — эффективная мощность; 9 — мощность трения; 10 — среднее разрежение в картере; 11 — давление трения; 12 — удельный эффективный расход топлива; 13 — удельный индикаторный расход топлива; 14 — часовой расход топлива;  $\square$  — 25% подъема дросселя;  $\triangle$  — 50% подъема дросселя;  $\square$  — 75% подъема дросселя;  $\square$  — полный дроссель.



Фиг. 57. Индикаторные диаграммы двигателей (расчетные):  
 а — 11Е; б — 377.



Фиг. 58. Общий вид гоночного двигателя С2Б.

## Техническая характеристика двигателя С2Б

Тип двигателя — двухтактный с нагнетателем, двумя парами Л-образных цилиндров, двумя спаренными коленчатыми валами и прямоточной продувкой

Диаметр цилиндров — 33,5 мм.

Ход поршня —  $2 \times 70,5$  мм.

Рабочий объем цилиндров — 248 см<sup>3</sup>.

Степень сжатия полная — 6.

Мощность эффективная — 43 л. с.

Число оборотов при максимальной мощности — 7000—7200 об/мин.

Система охлаждения — водная, термосифонная; емкость системы 5 л; радиатор трубчатый.

Карбюратор — специальный с двумя поплавковыми камерами и воздушным корректором; диаметр диффузора 27 мм, истечение жиклера 890 см<sup>3</sup>/мин.

Зажигание — от магнето с приводом от коленчатого вала. Опережение постоянное 40° до в. м. т. по выпускному поршню.

Топливо — специальная смесь: бензин, изооктан, изопентан, этиловый спирт, ацетон, касторовое масло.

Диаграмма распределения — несимметричная.

Фазы распределения: выпуск — 142°; впуск — 139,5°; предварение впуска — 26 5°; наддув — 24°; рабочий ход — 110°; сжатие — 84°; сдвиг фаз между коленчатыми валами 25,5°.

Нагнетатель — коловратный, объемный с лопатками на шарикоподшипниках; центробежная сила лопаток уравновешивается противовесами.

Количество лопаток — 4.

Эксцентриситет — 8 мм.

Диаметр ротора — 108 мм.

Длина лопатки — 120 мм.

Диаметр статора — 124 мм.

Производительность за 1 оборот — 706 см<sup>3</sup>.

Передаточное число привода — 1 : 1.

Привод — цепь втулочная 9,6 × 8 × 4,8 мм.

Зазор между лопатками и статором — 0,1—0,2 мм.

По аналогичной конструктивной схеме выполнены гоночные двухтактные двигатели с прямоточной системой продувки С1Б и С3Б, имеющие рабочий объем цилиндров соответственно 125 и 350 см<sup>3</sup>.

## Глава VI

## КОНСТРУКЦИЯ, КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

### 1. КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

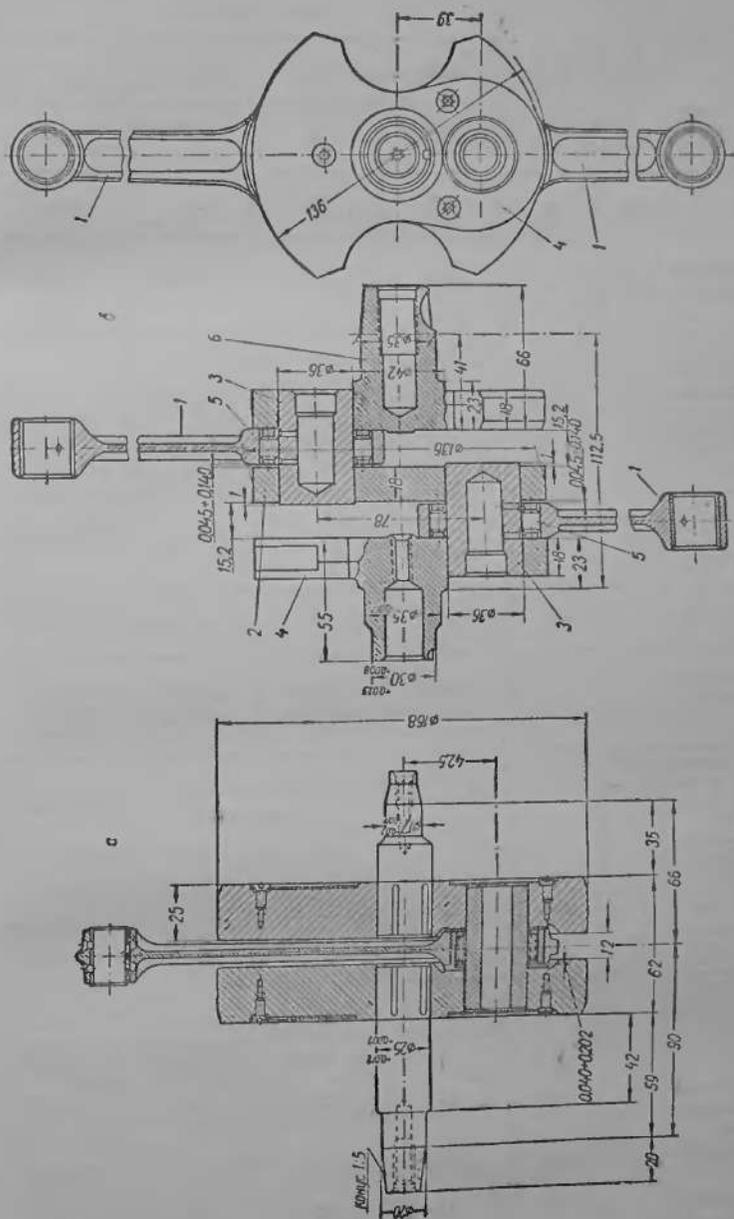
В группу деталей двигателя, объединенную общим названием «кривошипно-шатунный механизм», входят следующие элементы:

- 1) коленчатый вал;
- 2) шатун;
- 3) поршневая группа, включающая в себя поршень, поршневые кольца, поршневой палец и стопорные кольца;
- 4) корпус двигателя, состоящий из картера, цилиндров и головок цилиндра;
- 5) маховик.

Кривошипно-шатунный механизм предназначен для превращения поступательно-возвратного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала.

В настоящем разделе приводится описание устройства кривошипно-шатунного механизма двигателей К1Б, М1А, ИЖ-350 и М-72; даются основные данные по конструкции узлов и деталей с указанием размеров, допусков и условий селекционной сборки; указываются основные технические условия на изготовление деталей, весовые допуски, чистота обработки трущихся поверхностей по ГОСТ 2789-51, материалы, термосборка деталей и некоторые данные кинематики и динамики кривошипно-шатунных механизмов.





Фиг. 60. Кривошипно-шатунные механизмы двигателей:

а — М1А (К-123); б — М-72.

Общие данные кривошипно-шатунных механизмов

Элементы кривошипно-шатунных механизмов	Обозначение	Размерность	Марки двигателей			
			К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72
Радиус кривошипа	$r$	мм	27	29	45,5	39
Длина шатуна	$L$	»	110	125	175	150
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda = \frac{r}{L}$	—	0,245	0,232	0,243	0,26
Смещение осей цилиндров относительно оси коленчатого вала в сторону его вращения (деаксиальность кривошипно-шатунного механизма)	—	мм	0	0	5 + 0,2	0
Поверхность кривошипного пальца под запрессовку в цапфы и маховики	—	—	Цилиндрическая с рифлением		Цилиндр. гладкая	Конусность 1:140
Диаметр и длина запрессовки	—	мм	21 × 10	17 × 14,15	29 × 18,65	36 × 18
Натяг при запрессовке кривошипного пальца	—	»	-0,089 -0,121	-0,067 -0,098	-0,086 -0,110	Макс. -0,21 -0,074 * -0,120
Поверхность коренных шеек под запрессовку в маховики	—	—	Цельные	Цилиндрическая с рифлением		Цельные
Диаметр и длина запрессовки	—	мм	—	17,2 × 20	25 × 24	—
Натяг при запрессовке коренных шеек	—	»	—	-0,057 -0,089	-0,081 -0,110	—
Шатунный подшипник:			Роликовый однорядный без сепаратора	Роликовый двухрядный без сепаратора	Роликовый двухрядный с сепаратором	Роликовый однорядный с сепаратором
диаметр рабочей шейки кривошипного пальца	—	»	21	21	29	36
диаметр и длина роликов	—	»	6 × 8	5 × 8	4 × 6	7 × 10
количество роликов	—	шт.	14	32	32	12
радиальный зазор в роликоподшипн.	—	мм	0,004—0,024	0,002—0,020	0,008—0,016	0,010—0,024
осевой люфт шатуна	—	»	0,26—0,45	0,3—0,55	0,04—0,202	0,045—0,14

\* Натяг изменяется по длине корпуса.

Продолжение табл. 28

Элементы кривошипно-шатунных механизмов	Обозначение	Размерность	Марки двигателей			
			К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72
Средняя скорость поршня при числе оборотов коленчатого вала	—	$\frac{м/сек}{об/мин.}$	$\frac{7,2}{4000}$	$\frac{8,25}{4500}$	$\frac{11,3}{4000}$	$\frac{12,1}{4600}$
Удельное давление на втулку малой головки шатуна (максимальное)	—	$кг/см^2$	93	243	234	306
Общий вес вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс	—	г	348	—	532	947
Груз, уравновешивающий собранный кривошипно-шатунный механизм, установленный на центрах	—	г	—	$68 \pm 2$	$159 \pm 10$	0
Уравновешенность	—	%	46	57,5	55	100
Вес кривошипно-шатунного механизма	—	г	1066	3410	7460	4893

Таблица 29

Основные требования к точности деталей кривошипно-шатунных механизмов после сборки

Геометрические погрешности	Обозначение	Размерность	Марки двигателей			
			К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72
Битие коренных шеек	Погрешность	мм	0,03	0,02	0,03	0,05
	Длина	мм	48	10	76	20
Непараллельность оси коренных шеек к оси малой головки шатуна	То же	»	$\frac{0,12}{100}$	$\frac{0,05}{100}$	$\frac{0,08}{100}$	$\frac{0,12}{100}$
То же в перпендикулярной плоскости (скрещивание осей)	»	»	$\frac{0,12}{100}$	$\frac{0,07}{100}$	$\frac{0,08}{100}$	$\frac{0,15}{100}$
Непараллельность оси малой головки шатуна к опорной плоскости цилиндра перпендикулярно к плоскости качания шатуна	»	»	Не задается	Не задается	$\frac{0,12}{100}$	Не задается
Амплитуда качания малой головки шатуна за счет радиального зазора в роликоподшипнике	—	мм	То же	То же	65	То же

Продолжение табл. 29

Геометрические погрешности	Обозначение	Размерность	Марки двигателей			
			К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72
Осевой люфт коленчатого вала, установленного в картере на подшипниках	—	мм	0,02—0,06	0,2—0,3	0,3—0,4	0,25
Радиальный люфт коленчатого вала, установленного в картере на подшипниках	—	»	Не задается	Не задается	0,02	Не задается
Неперпендикулярность торцов цапф (маховиков) коленчатого вала к осям отверстий коренных шеек	Погрешность	мм	0,04	0,04	0,05	0,05
	Длина	мм	18	100	100	65
Непараллельность осей коренных шеек (отверстий в маховиках) к осям отверстий под кривошипный палец	То же	»	$\frac{0,03}{100}$	$\frac{0,04}{100}$	$\frac{0,03}{100}$	$\frac{0,03}{100}$
			То же в перпендикулярной плоскости (скрещивание осей)	»	»	$\frac{0,03}{100}$

Таблица 30

Условия селекционной сборки деталей кривошипно-шатунных механизмов и весовые данные

Детали	Марка двигателя	Размерные селекционные группы		Весовые данные в г	
		Цветовые или цифровые индексы	Предельные размеры в мм	Вес детали	ТУ и допуски
Цапфы коленчатого вала или маховики (радиусы кривошипа)	К1Б	1	26,99—27,00	424 (прав.) 446 (лев.)	
		2	27,00—27,01		
		3	27,01—27,02		
	М1А	1	29,02—29,00	3100 × 2	Балансировочный груз на плече $r = 144$
2		29,00—28,98			
ИЖ-350	1	42,48—42,50	1324 (пер.) 1395 (зад.)	Балансировочный груз на плече $r = 350 \pm 5$	
	2	42,50—42,52			
М-72	Нет	Комплекуются при сборке с точностью $39 \pm 0,01$		Балансировочный груз на плече $r = 368 \pm 8$	
Щека кривошипа	М-72	1	78,14—78,11	780	
		2	78,11—78,08		
		3	78,08—78,05		
		4	78,05—78,02		
		5	78,02—77,99		
		6	77,99—77,96		

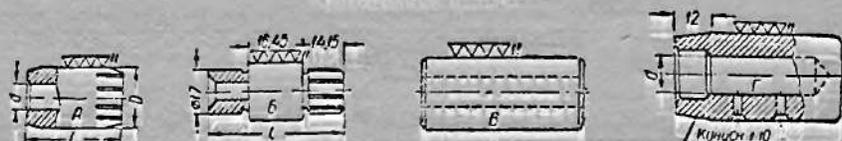
Продолжение табл. 30

Детали	Марка двигателя	Размерные селекционные группы		Весовые данные в г	
		Цветовые или цифровые индексы	Предельные размеры в мм	Вес детали	TU и допуски
Шатун (большая головка)	К1Б	Белый Красный Зеленый	33,000—33,005 33,005—33,010 33,010—33,015		
	М1А	Красный Желтый Черный Белый Красный, желтый Красный, черный Красный, белый Красный, желтый	30,994—30,998 30,998—31,002 31,002—31,006 31,006—31,010 31,010—31,014 31,014—31,018 31,018—31,022 31,022—31,026		Вес вращающейся части 65 ± 2
	ИЖ-350	Нет Внутренний диаметр запрессованной втулки	37 + 0,006 42,5 ± 0,110 ± 0,060		Вес вращающейся части 255
		Диаметр головки шатуна под запрессовку	42,5 + 0,016		
Ролик	К1Б	I II III	5,990—5,993 5,993—5,996 5,996—6,000	2	198 200 202
		М1А	1 2 3 4 5 6		4,996—4,999 4,999—5,002 5,002—5,005 5,005—5,008 5,008—5,011 5,011—5,014
	ИЖ-350	Красный Белый Зеленый Черный	4,000—3,998 3,998—3,996 3,996—3,994 3,994—3,992		

Детали	Марки двигателя	Размерные селекционные группы		Весовые данные в г			
		Цветовые или цифровые индексы	Предельные размеры в мм	Вес детали	TU и допуски		
	M-72	1 2 3 4 5 6	7,004—7,002 7,002—7,000 7,000—6,998 6,998—6,996 6,996—6,994 6,994—6,992	3			
Сепаратор:	ИЖ-350	M-72	Шайба ролик- подшипника:	K1B	M1A	ИЖ-350	M-72
наружный диаметр	37 <sup>-0,2</sup> <sub>-0,43</sub>	49,8 <sup>-0,2</sup>	толщина	1 <sup>-0,02</sup>	1,8 <sup>-0,05</sup>	1,65 <sup>-0,012</sup> <sub>-0,025</sub>	—
внутренний диаметр	29,5 <sup>+0,045</sup>	37 <sup>+0,25</sup>	внутренний диаметр	—	—	29 <sup>+0,08</sup> <sub>+0,04</sub>	Нет
ширина сепаратора	16 <sup>-0,05</sup> <sub>-0,20</sub>	15,15 <sup>-0,15</sup>	наружный диаметр	—	38	48 <sup>-0,62</sup>	—
ширина паза	4 <sup>+0,15</sup> <sub>+0,007</sub>	7,1 <sup>+0,1</sup>					
длина паза	12 <sup>+0,28</sup> <sub>+0,08</sub>	10,1 <sup>+0,1</sup>					

Кривошипные пальцы

Таблица 31



Марка двигателя	Тип пальца	Основные размеры в мм				Вес в г	
		D	d	l	Селекционные группы		
				предельные размеры	цветовые индексы		
K1B	A	21 <sup>+0,006</sup> <sub>-0,003</sub>	8	30,3 <sup>-0,03</sup>	21,006—21,003	Белый Красный Зеленый	70
					21,003—21,000		
					21,000—20,997		
M1A	Б	21 <sup>-0,002</sup> <sub>-0,026</sub>	6	44,65 <sup>-0,4</sup>	20,974—20,978	Красный Желтый Черный Белый Красный, желтый Красный, черный	
					20,978—20,982		
					20,982—20,986		
					20,986—20,990		
					20,990—20,994		
					20,994—20,998		
ИЖ-350	B	29 <sup>-0,009</sup>	14	58 <sup>-0,1</sup> <sub>-0,2</sub>		Нет	233
M-72	Г	36 <sup>-0,016</sup>	17,5	52 <sup>-0,2</sup>	36,000—35,996	Красный Белый Зеленый Черный	319—325
					35,996—35,992		
					35,992—35,988		
					35,988—35,984		

### 3. ШАТУНЫ

На фиг. 61 и в таблице 33 показана конструкция, основные размеры и технические условия на изготовление шатунов.

Все шатуны имеют неразъемные головки. В малые головки запрессовываются бронзовые втулки под поршневые пальцы плавающего типа; большие головки подвергаются цементации и закалке на высокую твердость, так как они непосредственно сопрягаются с роликами шатунных подшипников. Исключением является шатун двигателя ИЖ-350: в большую головку этого шатуна запрессовывается термически обработанная втулка, которая и является наружной обоймой шатунного роликоподшипника.

Смазка поршневых пальцев осуществляется при помощи отверстий и канавок, имеющих в бронзовых втулках (фиг. 61). Для улучшения смазки шатунных роликоподшипников в больших головках шатунов двигателей М1А, ИЖ-350 и М-72 имеются специальные пазы или канавки на торцах большой головки. Эту роль в шатунном роликоподшипнике двигателя К1Б выполняют масляные карманы, сделанные на внутренних поверхностях цапф коленчатого вала. Условия селективного подбора шатунов по размерам отверстий головок и весовым допускам даны в табл. 30 и 36. Материалы и термообработка шатунов приведены в табл. 42.

### 4. ПОРШНЕВАЯ ГРУППА

На фиг. 62 и 63 показаны поршни; в табл. 34 и 35 приведены основные размеры серийных и ремонтных поршней и технические условия на их изготовление.

Для всех двигателей поршни применяются алюминиевые, но различные по своей конструкции. Поршень двигателя К1Б имеет дефлектор на днище, два верхних компрессионных кольца и гладкую коническую юбку (фиг. 62,а).

Для двигателя М1А применяется поршень с полусферическим днищем, двумя верхними компрессионными кольцами и конической юбкой, имеющей два противоположных паза у основания юбки для осуществления продувки (фиг. 62,б). Для двигателя ИЖ-350 применяется поршень, подобный М1А, но отличающийся от него наличием сквозного температурного разреза на юбке (фиг. 63,б). Поршень двигателя М-72 имеет следующие особенности: днище плоское; над компрессионными кольцами имеется канавка, предохраняющая от пригорания верхнее компрессионное кольцо; нижнее кольцо маслосборное. В канавке маслосборного кольца перпендикулярно плоскости поршневого пальца имеются два противоположных сквозных выреза, ограничивающих тепловой поток от головки поршня к юбке и обеспечивающих сток масла от маслосборного кольца; юбка поршня с большими холодильничками, значительным овалом на конической поверхности и внутренними ребрами жесткости (фиг. 63,а).

Все поршни имеют ступенчатые головки с различными зазорами между ступенями и зеркалом цилиндров (табл. 34). На внутренней поверхности юбки поршня у ее основания поршни имеют различные ребра жесткости.

В табл. 36 приводятся основные данные поршневых пальцев. Поршневые пальцы применяются для всех двигателей плавающего типа и закрепляются в поршнях при помощи проволочных стопорных колец (табл. 37).

В табл. 38 даны основные размеры серийных и ремонтных поршневых колец. Двухтактные двигатели маслосборных поршневых колец не имеют. Их компрессионные кольца, в отличие от колец четырехтактных двигателей, стопорятся на поршнях в определенном положении при помощи специальных штифтов, запрессованных в канавки поршня (см. фиг. 62 и 63). Это необходимо для исключения произвольного поворота замков в плоскость расположения окон цилиндра, так как в этом случае возможна поломка колец. Все кольца изготавливаются по методу термической фиксации замков. Упругость

Уровень информации	Содержание информации	Уровень детализации данных	Горизонт связи																		
1	Видимые детали элементов 2 и 3 (рисунки 4 и 5 и детали 4002 и 4003)	Детали 4002, 4003 и их взаимное положение (рис. 400, 400, 400) Видимые детали 4002 и 4003, их взаимное положение (рис. 400, 400, 400) и детали 4002 и 4003	См. рис. 400, 400																		
2	Видимые детали 2 и 3 (рисунки 4 и 5) и детали 4002 и 4003	<table border="1" data-bbox="742 304 982 441"> <thead> <tr> <th data-bbox="742 304 811 327">Горизонт</th> <th data-bbox="816 304 982 327">Уровень А</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td data-bbox="742 330 811 350">1</td> <td data-bbox="816 330 982 350">40, 40, 40, 40</td> </tr> <tr> <td data-bbox="742 353 811 373">2</td> <td data-bbox="816 353 982 373">40, 40, 40, 40</td> </tr> <tr> <td data-bbox="742 376 811 396">3</td> <td data-bbox="816 376 982 396">40, 40, 40, 40</td> </tr> <tr> <td data-bbox="742 399 811 419">4</td> <td data-bbox="816 399 982 419">40, 40, 40, 40</td> </tr> <tr> <td data-bbox="742 422 811 441">5</td> <td data-bbox="816 422 982 441">40, 40, 40, 40</td> </tr> </tbody> </table>	Горизонт	Уровень А	1	40, 40, 40, 40	2	40, 40, 40, 40	3	40, 40, 40, 40	4	40, 40, 40, 40	5	40, 40, 40, 40							
Горизонт	Уровень А																				
1	40, 40, 40, 40																				
2	40, 40, 40, 40																				
3	40, 40, 40, 40																				
4	40, 40, 40, 40																				
5	40, 40, 40, 40																				
3	Видимые детали 2 и 3 (рисунки 4 и 5) и детали 4002 и 4003	Видимые детали 2 и 3 (рисунки 4 и 5) и детали 4002 и 4003	<table border="1" data-bbox="1084 447 1554 1113"> <thead> <tr> <th data-bbox="1084 447 1238 476">1-й уровень</th> <th data-bbox="1243 447 1443 476">2-й уровень</th> <th data-bbox="1448 447 1554 476">3-й уровень</th> </tr> <tr> <th data-bbox="1084 479 1238 510">4002</th> <th data-bbox="1243 479 1443 510">4003</th> <th data-bbox="1448 479 1554 510">4002</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td data-bbox="1084 514 1238 648">  </td> <td data-bbox="1243 514 1443 648">+</td> <td data-bbox="1448 514 1554 648">  </td> </tr> <tr> <td data-bbox="1084 652 1238 786">  </td> <td data-bbox="1243 652 1443 786">+</td> <td data-bbox="1448 652 1554 786">  </td> </tr> <tr> <td data-bbox="1084 789 1238 924">  </td> <td data-bbox="1243 789 1443 924">-</td> <td data-bbox="1448 789 1554 924">  </td> </tr> <tr> <td data-bbox="1084 927 1238 1061">  </td> <td data-bbox="1243 927 1443 1061">-</td> <td data-bbox="1448 927 1554 1061">  </td> </tr> </tbody> </table>	1-й уровень	2-й уровень	3-й уровень	4002	4003	4002		+			+			-			-	
1-й уровень	2-й уровень	3-й уровень																			
4002	4003	4002																			
	+																				
	+																				
	-																				
	-																				

1	Объемы для группы 2, включая различные объемы для каждой группы	Всего объём на период работы (1, 2, 3, 4)																																							
2	Объемы различных размеров А, соответствующие различным группам работы в период работы от 1 до 4 кварталов и годовых в объеме за работу	<table border="1"> <tr> <td rowspan="2">Всего работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> </tr> <tr> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> </tr> </table>	Всего работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	См. стр. № 4																											
	Всего работы	Группы работы		Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы																																		
		Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы																																			
Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	<table border="1"> <tr> <td rowspan="4">Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> </tr> <tr> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> </tr> <tr> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> </tr> <tr> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> <td>Группы работы</td> </tr> </table>	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы																
Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы		Группы работы																																			
	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы		Группы работы																																			
	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы		Группы работы																																			
	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы	Группы работы																																				
1	2	3	4																																						
3	Объем, включая работу 2 и годовую работу с соответствующими объемами, включая различные объемы для каждой группы	См. стр. № 1	См. стр. № 1																																						
4	Совместимость всех элементов 2 и группы с соответствующими объемами для работы	Группы для 2	См. стр. № 2																																						
	Группы для 2	Группы для 2	<table border="1"> <tr> <td rowspan="6">Группы для 2</td> <td colspan="6">Различные группы для 2</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> <td>5</td> <td>6</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </table>	Группы для 2	Различные группы для 2						1	2	3	4	5	6	1	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0	0	См. стр. № 2
	Группы для 2	Различные группы для 2																																							
1		2	3		4	5	6																																		
1		0	0		0	0	0																																		
2		0	0		0	0	0																																		
3		0	0		0	0	0																																		
4		0	0	0	0	0																																			
Группы для 2	Группы для 2	Группы для 2	Группы для 2																																						
1	2	3	4	Группы для 2 объединены в одну группу																																					
5	Всего объем работы 2 и соответствующий объем работы с соответствующими объемами, включая различные объемы для каждой группы	См. стр. № 1	См. стр. № 1																																						

Шатуны  
Основные размеры и технические условия (см. фиг. 61)

Основные размеры и технические условия	Обозначение	Марки двигателей			
		К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72
Длина шатуна	$L$	$110 \pm 0,05$	$125 \pm 0,1$	$175 - 0,1$	$150 \pm 0,05$
Вес в г	—	$127 \pm 9$	$120 \pm 4$	328	$336 + 10$
Малая головка:					
Наружный диаметр	$d_1$	$20 - 0,34$	$20 - 0,6$	24	$31 \pm 0,25$
Внутренний диаметр	$d_2$	$14 \div 0,019$	$14 + 0,035$	$17,5 \div 0,018$	$23,5 \div 0,023$
Наружный диаметр втулки	$d_3$	$14 \begin{smallmatrix} + 0,048 \\ \div 0,029 \end{smallmatrix}$	$14 \begin{smallmatrix} \div 0,115 \\ \div 0,06 \end{smallmatrix}$	$17,5 \begin{smallmatrix} \div 0,05 \\ \div 0,03 \end{smallmatrix}$	$23,5 \begin{smallmatrix} \div 0,042 \\ \div 0,028 \end{smallmatrix}$
Внутренн. диаметр втулки	$d_4$	$12 \begin{smallmatrix} + 0,007 \\ - 0,005 \end{smallmatrix}$	$12 \begin{smallmatrix} \div 0,027 \\ \div 0,016 \end{smallmatrix}$	$15 \begin{smallmatrix} \div 0,017 \\ \div 0,006 \end{smallmatrix}$	$21 \begin{smallmatrix} \div 0,005 \\ - 0,007 \end{smallmatrix}$
Ширина головки	$b_1$	16,5	$16 \pm 0,25$	$25 - 0,28$	$25 - 0,28$
Вес возвратно-движущей части в г	—	—	$55 \pm 2$	128	$139 + 2$
Большая головка:					
Наружный диаметр	$d_5$	$44 - 0,34$	39	48	$64 \pm 0,25$
Внутренний диаметр	$d_6$	$33 + 0,015$	$31 \begin{smallmatrix} \div 0,025 \\ \div 0,010 \end{smallmatrix}$	$42,5 \div 0,016$	$50 \pm 0,006$
Наружный диаметр втулки	$d_7$	Нет	Нет	$42,5 \begin{smallmatrix} \div 0,11 \\ \div 0,06 \end{smallmatrix}$	Нет
Внутренн. диаметр втулки	$d_8$	»	»	$37 \div 0,006$	»
Ширина головки	$b_2$	$10 - 0,1$	$16 - 0,1$	$16 \begin{smallmatrix} - 0,016 \\ - 0,035 \end{smallmatrix}$	$15,2 - 0,035$
Вес вращающейся части в г	—	—	$65 \div 2$	200	$197 + 8$
Допустимая непараллельность осей головок на длине 100 мм	—	$\frac{0,05}{0,1}$	$\frac{0,03}{0,05}$	$\frac{0,05}{0,1}$	$\frac{0,03}{0,05}$ *
Разностенность малой головки	—	Не задается	Не задается	0,5	Не задается
Разностенность большой головки	—	То же	То же	0,5	То же
Неперпендикулярность торцов большой головки к оси отверстия на крайних точках	—	0,05	—	0,05	0,05

\* Над чертой указаны непараллельности осей головок шатунов в плоскости, проходящей через оси головок; под чертой указаны непараллельности осей головок в перпендикулярной плоскости (скрещивание осей).







Основные размеры серийных и ремонтных поршней

Таблица 54

Элементы поршня	Обозначение	Серийные поршни, размеры в мм				Размеры Ремонтные группы	Ремонтные поршни, размеры в мм				
		Марки двигателей					Марки двигателей				
		К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72		К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72	
Диаметр 1-го пояса	А	47,84 <sub>-0,02</sub>	51,83 <sub>-0,03</sub>	71,75 <sub>-0,03</sub>	77,4 <sub>-0,05</sub>	Л	1	48,04 <sub>-0,02</sub>	52,08 <sub>-0,03</sub>	72,25 <sub>-0,03</sub>	77,6 <sub>-0,06</sub>
» 2-го »	Б	47,88 <sub>-0,02</sub>	51,86 <sub>-0,03</sub>	71,81 <sub>-0,03</sub>	77,45 <sub>-0,06</sub>		2	48,24 <sub>-0,02</sub>	52,33 <sub>-0,03</sub>	72,75 <sub>-0,03</sub>	77,9 <sub>-0,06</sub>
» 3-го »	В	47,91 <sub>-0,02</sub>	51,87 <sub>-0,03</sub>	71,85 <sub>-0,03</sub>	77,6 <sub>-0,06</sub>		3	—	—	—	78,4 <sub>-0,06</sub>
» 4-го »	Г	—	51,89 <sub>-0,03</sub>	71,88 <sub>-0,03</sub>	77,4 <sub>-0,06</sub>	Б	1	48,08 <sub>-0,02</sub>	52,11 <sub>-0,03</sub>	72,31 <sub>-0,03</sub>	77,65 <sub>-0,06</sub>
» 5-го »	Д	—	—	—	на 0,03—0,05 меньше Е		2	48,28 <sub>-0,02</sub>	52,36 <sub>-0,03</sub>	72,81 <sub>-0,03</sub>	77,95 <sub>-0,06</sub>
» юбки поршня	Е	47,93 <sub>-0,02</sub>	51,92 <sub>-0,03</sub>	71,93 <sub>-0,03</sub>	78 <sub>-0,06</sub> — <sub>-0,09</sub>		3	—	—	—	78,45 <sub>-0,06</sub>
Диаметр отверстия под поршневой палец	Ж	12 <sub>-0,005</sub> — <sub>-0,024</sub>	12 <sub>-0,005</sub> — <sub>-0,027</sub>	15 <sub>-0,004</sub> — <sub>-0,015</sub>	21 <sub>-0,004</sub> — <sub>-0,015</sub>	В	1	48,11 <sub>-0,02</sub>	52,12 <sub>-0,03</sub>	72,35 <sub>-0,03</sub>	77,8 <sub>-0,06</sub>
							2	48,31 <sub>-0,02</sub>	52,37 <sub>-0,03</sub>	72,55 <sub>-0,03</sub>	78,1 <sub>-0,06</sub>
							3	—	—	—	78,6 <sub>-0,06</sub>
Диаметр канавок компрессорных колец	З	43,7 <sub>-0,17</sub>	47,2 <sub>-0,1</sub>	65,2 <sub>-0,2</sub>	70,8 <sub>-0,2</sub>	Г	1	—	52,14 <sub>-0,03</sub>	72,38 <sub>-0,03</sub>	77,6 <sub>-0,06</sub>
							2	—	52,39 <sub>-0,03</sub>	72,88 <sub>-0,03</sub>	77,9 <sub>-0,06</sub>
							3	—	—	—	78,4 <sub>-0,06</sub>
Диаметр канавки масло-сборного кольца	И	—	—	—	78,4 <sub>-0,06</sub>	Д	—	—	—	на 0,03—0,05 меньше Е	

Двигатели

Элементы поршня	Обозначение	Серийные поршни, размеры в мм				Ремонтные поршни, размеры в мм					
		Марки двигателей				Размеры Ремонтные группы	Марки двигателей				
		К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72		К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72	
Диаметр по холодильникам	К	Глубина 0,2	Глубина 0,5	71 ± 0,2	77,2 <sub>-0,05</sub>	Е	1	48,13 <sub>-0,02</sub>	52,17 <sub>-0,03</sub>	72,43 <sub>-0,03</sub>	78,2 <sub>-0,04</sub> -0,09
							2	48,33 <sub>-0,02</sub>	52,42 <sub>-0,03</sub>	7,93 <sub>-0,03</sub>	78,5 <sub>-0,05</sub> -0,09
Высота поршня	Л	57,5 <sub>-0,2</sub>	67 <sub>-0,19</sub>	95 <sub>-0,23</sub>	80 <sub>-0,25</sub>	3	—	—	—	79,0 <sub>-0,06</sub> -0,09	
Расстояние от верхней кромки до отверстия под палец	М	28 ± 0,2	32 ± 0,15	47 ± 0,15	41 ± 0,15	Ж	—	12 <sub>-0,005</sub> -0,024	12 <sub>-0,005</sub> -0,020	15 <sub>-0,004</sub> -0,015	18 <sub>-0,004</sub> -0,010
Ширина первой канавки	а	2,5 <sub>+0,08</sub> +0,005	2,5 <sub>+0,08</sub> +0,005	2,5 <sub>+0,08</sub> +0,005	3 <sub>+0,005</sub> +0,040	3	1	43,9 <sub>-0,17</sub>	47,45 <sub>-0,1</sub>	65,7 <sub>-0,2</sub>	70,8 <sub>-0,2</sub>
							2	41,1 <sub>-0,17</sub>	47,7 <sub>-0,1</sub>	66,2 <sub>-0,2</sub>	70,8 <sub>-0,2</sub>
							3	—	—	—	70,8 <sub>-0,2</sub>
Ширина второй канавки	б	—	—	—	3 <sub>+0,045</sub> +0,025	И	—	—	—	77,4 <sub>-0,2</sub>	
Ширина третьей канавки	в	—	—	—	5 <sub>+0,040</sub> +0,025	К	1	Глубина 0,2	Глубина 0,5	71 ± 0,2	77,4 <sub>-0,06*</sub>
							2	—	—	—	77,7 <sub>-0,06*</sub>
							3	—	—	—	77,7 <sub>-0,06*</sub>
						Г	1	3,5	—	—	—
							2	3,6	—	—	—

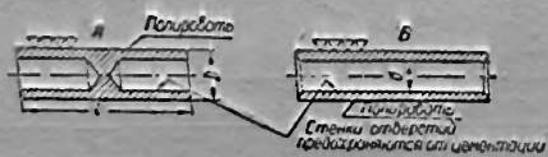
\* Приведены нижние диаметры холодильников. Верхние меньше указанных соответственно на 0,05—0,08 мм.

Таблица допусков при изготовлении поршней

Допустимые отклонения	Марки двигателей			
	К1Б	М1А	КЖ-350	М-72
Неперпендикулярность оси отверстия поршневого пальца к боковой поверхности поршня на длине 100 мм	0,05	0,04	0,05	0,04
Эллиптичность юбки	0,01	0,01	0,01	0,01
Неконцентричность канавок поршневых колец к оси поршня	0,05	0,15	—	—
Смещение внутренних торцов бобышек поршневого пальца относительно оси поршня	0,5	—	—	0,3
Разностенность стенок юбки	0,3	0,3	—	—
Смещение оси отверстия поршневого пальца от диаметральной плоскости	—	0,2	0,2	0,2
Смещение частей стержня кокиля	—	0,3	0,3	0,5
Овальность и конусность отверстия поршневого пальца	0,005	0,005	0,004	0,004
Отклонение от перпендикулярности боковых плоскостей канавок вверх на длине 50 мм (вниз не допускается)	0,05	0,05	0,05	—
Бвенные проточки под стопорные кольца относительно оси отверстия поршневого пальца	—	—	—	0,3
Разностенность стенок бобышек поршневого пальца	—	—	1,0	1,0
Вес поршня	110 ± 5	128 ± 2	325 ± 2	330 ± 10

Таблица 36

Поршневые пальцы



Марка двигателя	Основные размеры в мм						
	D	l	d	Селекционные группы		Ремонтные пальцы	Тип пальца
				предельные размеры	цветовые группы		
К1Б	12 <sup>-0,012</sup>	41 <sup>-0,17</sup>	7 <sup>+0,2</sup>	11,988—11,992 11,992—11,996 11,996—12,000	Белый Красный Зеленый	Нет	А

Продолжение табл. 36

Марка двигателя	Основные размеры в мм					Ремонтные пальцы	Тип пальца
	D	i	d	Селекционные группы			
				предельные размеры	цветовые группы		
М1А *	12 <sub>-0,0075</sub>	43 <sub>-0,2</sub>	8 $\pm$ 0,25	12,070—11,9975 11,9975—11,995 11,995—11,9925	Белый Черный Красный	12,1 <sub>-0,005</sub>	Б
ИЖ-350	15 <sub>-0,005</sub>	64 <sub>-0,1</sub>	9 $\pm$ 0,2	14,9975—15,0000 14,9975—14,9950	Белый Черный	15,1 <sub>-0,005</sub> 15,2 <sub>-0,005</sub>	Б
М-72	21 <sub>-0,012</sub>	66 <sub>-0,2</sub>	16 $\pm$ 0,12	21,000—20,996 20,996—20,992 20,992—20,988	Красный Белый Зеленый	Нет	Б

\* У двигателя К-125 диаметр поршневого пальца 14 мм.

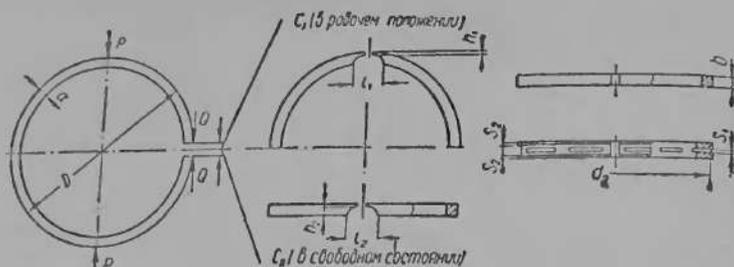
Таблица 37

Стопорные кольца



Размеры и технические условия	Обозначение	Марки двигателей		
		К1Б	М1А	М-72
Тип кольца	Эскиз	А	А	Б
Диаметр проволоки в мм		1,0	1,0	1,6
Материал и ГОСТ		Проволока Г 1 ГОСТ 5047-49	Проволока В И ГОСТ 5047-49	Проволока В И ГОСТ 5047-49
Диаметр наружный в свободном состоянии в мм	D	14 <sub>-0,43</sub>	13,9 $\pm$ 0,5	23,5 $\pm$ 0,5 <sub>-0,25</sub>
Расстояние между концами в мм	b	3,5 $\pm$ 0,3	3 $\pm$ 0,5	7,0
Высота загибки	C	12,5 <sub>-0,43</sub>	11,8 $\pm$ 0,5	22,0
Радиус загибки внутренний в мм	R	1,0	1,5	1,4
После обжатия кольца остаточная деформация не допускается (в таблице указано сколько раз обжимается кольцо)		5-кратное обжатие	3-кратное обжатие	3-кратное обжатие

## Поршневые кольца



Марка двигателя	Назначение кольца	Основные размеры колец в мм						
		D	a	b	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	l <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>
К1Б	Компрессионные	48 <sub>-0,05</sub>	1,95±0,06	2,5 <sup>-0,003</sup> <sub>-0,018</sub>	0,15 <sub>-0,3</sub>	4—6	—	—
М1А	Компрессионные	52 <sub>-0,01</sub>	2,1±0,08	2,5 <sup>-0,010</sup> <sub>-0,022</sub>	0,2 <sub>-0,35</sub>	7—10	3,5	0,8 <sub>-0,2</sub>
	Компрес. верхнее	72 <sup>+0,03</sup>	2,9±0,08	2,5 <sup>-0,010</sup> <sub>-0,022</sub>	0,3 <sub>-0,45</sub>	7,2—10,7	3,5	1,2
ИЖ-350	Компрес. нижнее	72 <sup>+0,03</sup>	2,9±0,08	2,5 <sup>-0,010</sup> <sub>-0,022</sub>	3 <sub>-0,45</sub>	7,2—10,7	3,5	1,2
	Компрессионные	78 <sup>+0,03</sup>	3,2 <sub>-0,10</sub>	3 <sub>-0,015</sub>	0,15 <sub>-0,55</sub>	9—13	—	—
М-72	Масло сборное	78 <sup>+0,03</sup>	3,2 <sub>-0,10</sub>	5 <sub>-0,015</sub>	0,15 <sub>-0,45</sub>	9—13	d <sub>2</sub> =76 <sub>-0,2</sub>	S <sub>1</sub> =1,5

Продолжение табл. 38

Марка двигателя	Назначение кольца	Основные размеры колец в мм		Контрольная нагрузка в кг при C <sub>1</sub>		Покр. тие	Количество ступ.	Ремонтные кольца	
		l <sub>2</sub>	h <sub>2</sub>	P	Q			Размеры D	Цветовые индексы
К1Б	Компрессионные	2	1	1,9 <sub>-2,6</sub>	—	Нет	2	48,2 <sub>-0,05</sub>	Белый
								48,4 <sub>-0,05</sub>	Красный
М1А	Компрессионные	—	—	—	1—1,4	Хромир. пористое (верхнее)	2	52,25 <sub>-0,01</sub>	Белый
								52,5 <sub>-0,01</sub>	Красный
ИЖ-350	Компрес. верхнее	—	—	1,06±10%	—	Хромир. пористое (верхнее)	1	72,5 <sup>+0,03</sup>	I
	Компрес. нижнее	—	—	1,06±10%	—	Нет	2	73 <sup>+0,03</sup>	II
	Компрессионные	—	—	3—4	—	Хромир. пористое (верхнее)	2	78,2 <sup>+0,03</sup> 78,5 <sup>+0,03</sup> 79 <sup>+0,03</sup>	Зеленое Красное Белое
М-72	Масло сборное	S <sub>2</sub> =0,8	—	2,3—4	—	Нет	1	78,2 <sup>+0,03</sup> 78,5 <sup>+0,03</sup> 79 <sup>+0,03</sup>	Зеленое Красное Белое

Таблица 39

Условия селекционной сборки деталей поршневой группы

Детали поршневой группы	Марки двигателей	Размерные селекционные группы		Группы селекции	Зазоры и натяги в мм
		Цветовые или цифровые индексы	Предельные размеры в мм		
Цилиндр (диаметр зеркала)	К1Б	1	48,000—48,007	1	0,085—0,097
		2	48,007—48,014		
		3	48,014—48,021		
		4	48,021—48,027	2	0,087—0,099
Поршень (диаметр юбки)	»	1	47,910—47,915	3	0,089—0,101
		2	47,915—47,920		
		3	47,920—47,925	4	0,091—0,102
		4	47,925—47,930		
Поршень (отверстие поршневого пальца)	»	Белый	11,976—11,982	Белый	—0,006 —0,016
		Красный	11,982—11,988		
		Зеленый	11,988—11,995	Красный	—0,004 —0,014
Палец поршня	»	Белый	11,988—11,992		
		Красный	11,992—11,996		
		Зеленый	11,996—12,000		
Шатун (малая головка—палец)	»	Белый	11,995—11,999		0,003 0,011 0,003 0,011
		Красный	11,999—12,003		
		Зеленый	12,003—12,007		
Цилиндр (диаметр зеркала)	М1А	0	51,995—51,985	0	0,065—0,085
		1	51,985—51,975		
		2	51,975—51,965		
Поршень (диаметр юбки)	»	0	51,92—51,91	1	0,065—0,085
		1	51,91—51,90		
		2	51,90—51,89		
Поршень (отверстие поршневого пальца)	»	Белый	11,995—11,990	Белый	—0,0025 —0,010
		Черный	11,990—11,985		
		Красный	11,985—11,980	Черный	—0,005 —0,0125
Палец поршня	»	Белый	12,000—11,9975		
		Черный	11,9975—11,995		
		Красный	11,995—11,9925		
Шатун (малая головка—палец)	»	Нет	12 <sup>+0,027</sup> <sub>-0,016</sub>	Белый	0,016 0,0295
				Черный	0,0185 0,032
				Красный	0,021 0,0345

Продолжение табл. 39

Детали поршневой группы	Марки двигателей	Размерные селекционные группы		Группы селекции	Зазоры и натяги в мм
		Цветовые или цифровые индексы	Предельные размеры в мм		
Цилиндр (диаметр зеркала)	ИЖ-350	00	72,02—72,01	00	0,08—0,100
		0	72,01—72,00		
		1	72,00—71,99	0	0,08—0,100
Поршень (диаметр юбки)	»	00	71,93—71,92		
		0	71,92—71,91		
		1	71,91—71,90		
Поршень (отверстие поршневого пальца)	»	Белый	14,996—14,990	Белый	—0,0015 —0,0100
		Черный	14,990—14,985		
Палец поршня	»	Белый	14,9975—15,0000	Черный	—0,005 —0,0125
		Черный	14,9975—14,9950		
Шатун (малая головка—палец)	»	Нет	15 <sup>+0,017</sup> <sub>+0,005</sub>	Белый	—0,006 —0,0195
				Черный	—0,008 —0,0210
Цилиндр (диаметр зеркала)	М-72	1	78,03—78,02	1	0,08—0,100
		2	78,02—78,01		
		3	78,01—78,00	2	0,08—0,100
Поршень (диаметр юбки)	»	1	77,94—77,93		
		2	77,93—77,92		
		3	77,92—77,91		
Поршень (отверстие поршневого пальца)	»	Красный	20,996—20,992	Красный	—0,000 —0,008
		Белый	20,992—20,988		
		Зеленый	20,988—20,984	Белый	—0,000 —0,008
Палец поршня	»	Красный	21,000—20,996		
		Белый	20,996—20,992	Зеленый	—0,000 —0,008
		Зеленый	20,992—20,990		
Шатун (малая головка—палец)	М-72	Красный	21,005—21,001		—0,001 —0,009
		Белый	21,001—20,997		—0,001 —0,009
		Зеленый	20,997—20,993		—0,001 —0,009

## 5. КОРЕННЫЕ ПОДШИПНИКИ И САЛЬНИКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

В табл. 40 даны основные характеристики подшипников, применяющихся для двигателей К1Б, М1А, ИЖ-350 и М-72. На фиг. 64 показан кривошипно-шатунный механизм двигателя ИЖ-350 с деталями специального роликоподшипника и сальниками.

Допуски на цветовые группы роликов 4:

красный	от 5,004 до 5,001 мм
белый	» 5,001 » 4,998 »
зеленый	» 4,998 » 4,995 »
черный	» 4,995 » 4,992 »

Допуски на цветовые группы наружного кольца 2:

красный	от 41,011 до 41,009 мм
белый	» 41,009 » 41,006 »
зеленый	» 41,006 » 41,003 »
черный	» 41,003 » 41,000 »

Допуски на цветовые группы внутреннего кольца 3:

красный	от 30,991 до 30,989 мм
белый	» 30,989 » 30,986 »
зеленый	» 30,986 » 30,983 »
черный	» 30,983 » 30,980 »

Комплектовка деталей роликоподшипника производится следующим образом.

Индекс группы наружного кольца	Индекс группы внутреннего кольца			
	Красный	Белый	Зеленый	Черный
Красный	Белый	Белый	Красный	Красный
Белый	Зеленый	Белый	Белый	Красный
Зеленый	Зеленый	Зеленый	Белый	Белый
Черный	Черный	Зеленый	Зеленый	Белый
Цветовой индекс группы роликов				

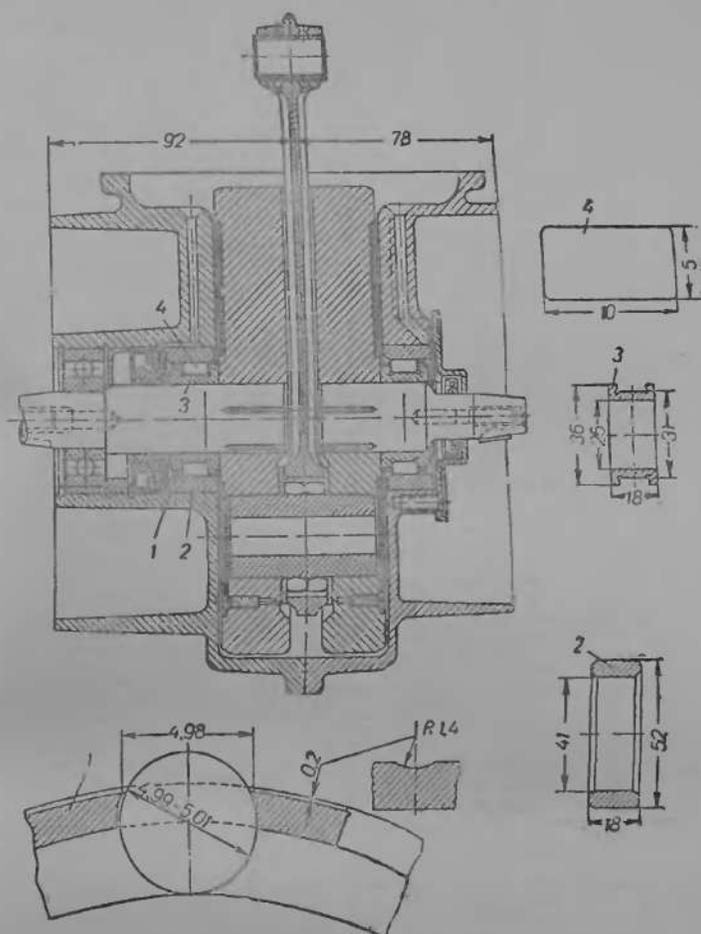
На фиг. 65 показаны сальники, применяющиеся для уплотнения кривошипных камер картера. К сальникам двухтактных двигателей предъявляются высокие требования в отношении обеспечения герметичности и надежности в работе.

Таблица 40

## Коренные подшипники коленчатых валов

Конструкция и характеристики подшипников	Марки двигателей					
	К16	М1А	ИЖ-350	А-72		
Основные размеры в мм	40 × 17 × 10	40 × 17 × 12	52 × 20 × 15	47 × 20 × 14	72 × 35 × 17	
Тип подшипника	Радиально-упорядный, однорядный, шариковый	Радиальный, однорядный, шариковый	Радиальный, однорядный, шариковый	Радиальный, однорядный, шариковый	Радиальный, однорядный, шариковый	
Обозначение, ГОСТ	Специальный № 106703 (ОКБ-267)	№ 203 ГОСТ 6121-39	№ 204 ГОСТ 6121-39	№ 204 ГОСТ 6121-39	№ 207 ГОСТ 6121-39	
Серия	—	Легкая	Средняя	Легкая	Легкая	
Технические условия	ТУ завода-изготовителя № ГОСТ 521-45	ГОСТ 520-45	ГОСТ 520-45	ГОСТ 520-45	ГОСТ 520-45	
Размеры сопряженных диаметров в мм	внешнее кольцо	40 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,014</sub>	40 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,014</sub>	52 <sup>+0,004</sup> <sub>-0,017</sub>	47 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,014</sub>	72 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,017</sub>
	корпус	40 <sup>-0,012</sup> <sub>-0,023</sub>	40 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,048</sub>	52 <sup>-0,033</sup> <sub>-0,014</sub>	47 <sup>-0,014</sup> <sub>-0,042</sub>	—
	внутреннее кольцо	17 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,013</sub>	17 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,013</sub>	25 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,013</sub>	20 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,013</sub>	35 <sup>+0,003</sup> <sub>-0,013</sub>
	шарфа	17 ± 0,005	17 <sup>+0,005</sup> <sub>-0,013</sub>	25 <sup>+0,012</sup> <sub>-0,042</sub>	20 <sup>+0,006</sup> <sub>-0,042</sub>	35 <sup>+0,017</sup> <sub>-0,017</sub>
Ширина в мм	10 <sub>-0,1</sub>	12 <sub>-0,1</sub>	15 <sub>-0,1</sub>	14 <sub>-0,1</sub>	17 <sub>-0,12</sub>	
Количество применяемых подшипников	По одному на каждой шарфе	На левой шарфе 2; на правой — 1	Один, заменяет подшипник 47 × 20 × 14 мм	Один, заменяет подшипник 52 × 20 × 15 мм	По одному на каждой шарфе	
Особые условия монтажа	Радиальный зазор устраняется при отсутствии осевого зазора	Нет	Радиальный зазор допускается 0,015—0,025 мм	Применяется при установке кольца (см. фиг. 64)	Нет	

Применяющиеся сальники 4, 5, 6 и 7 с манжетами, изготовленными из специальной бензо-маслостойкой резины, работающей при высоких скоро-



Фиг. 64. Кривошипный механизм двигателя мотоцикла ИЖ-350 с деталями роликоподшипника и установленными сальниками:

1 — сепаратор; 2 — наружное кольцо роликоподшипника; 3 — внутреннее кольцо роликоподшипника; 4 — сальник.

стях скольжения и температуре около  $70^{\circ}\text{C}$ . Эти сальники являются самоподжимными, так как на их манжеты надеваются специальные спиральные пружины кольцевой формы, которые обеспечивают надежный контакт манжеты с полированными поверхностями коренных шеек. Они выполняются двух типов: с манжетами, завальцованными в стальные штампованные корпуса, прошлифованные по наружной поверхности для плотной посадки в корпус картера, и с завулканизированными в резину каркасами, которые сообщают сальнику жесткость и возможность плотной его посадки в картер без наружного металлического корпуса (эскиз 4).

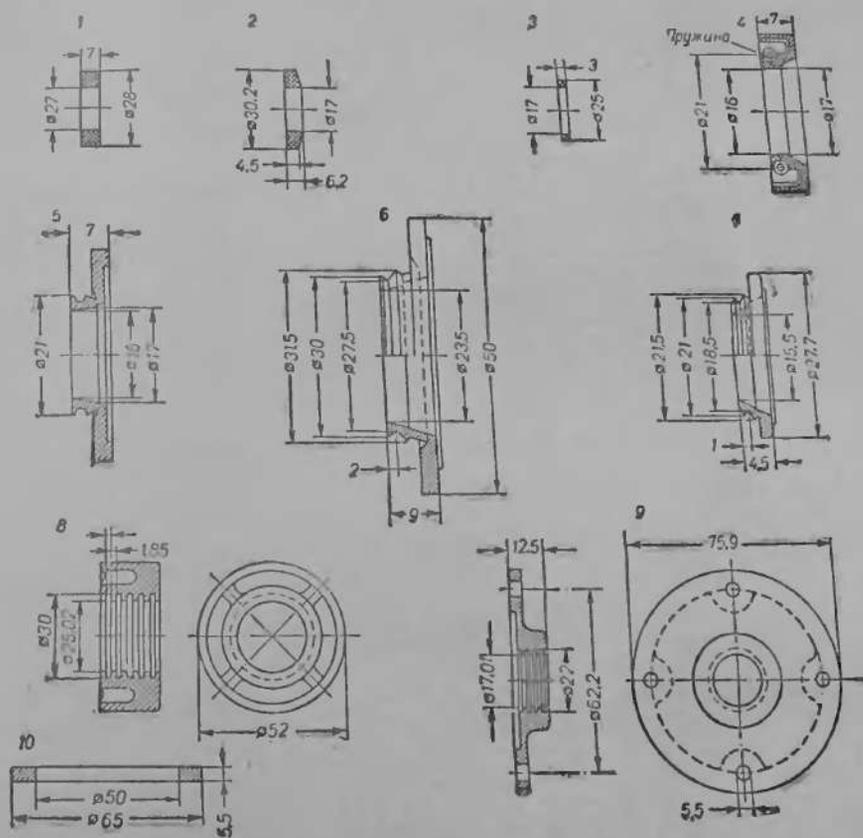
В табл. 41 даны основные характеристики сальников.

Сальники коренных шеек коленчатых валов

Конструкция и характеристика сальников	Марки двигателей									
	К1Б			М1А		ИЖ-350			М-72	
Эскиз сальника по фиг. 65	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Где устанавливается сальник	На левой шейке между картером и основанием магнетогенератора	На шейках вала в левой и правой половинах картера	На правой шейке между картером и шестерней	На левой шейке между шарико-подшипниками	На правой шейке с правой стороны картера	На левой шейке между коренными подшипниками	На правой шейке с правой стороны картера	Устанавливается вместо сальника 6	Устанавливается вместо сальника 7	В крышке задней шайфы коленчатого вала
Материал сальника	Фетр авиационный	1) Прессованный асбест графитизированный 2) Фетр авиационный	Фетр авиационный	Манжета из маслостойкой, бензостойкой и термостойкой резины, гр. VII	Манжета из маслобензостойкой резины гр. VII	Манжета из маслобензостойкой резины гр. VII		Алюминиево-цинковый сплав ЦАМ-10-5		Фетр авиационный
Технические условия	—	Перед установкой пропитать в животном сале	—	Сальник должен обеспечивать герметичность при давлении 0,4 атм, 5000 об/мин. и температуре 70°C	Манжета, надетая на калибр $\varnothing 24$ , не должна иметь световых просветов. Рабочая температура 70°C		Биеение наружной поверхности относительно внутренней не более 0,02 мм		Биеение наружной поверхности относительно внутренней — не более 0,04 мм. Торцевое биеение не более 0,06 мм	

## 6. КАРТЕРЫ И КРЫШКИ

Картер мотоциклетного двигателя является основанием для установки цилиндров, опорой для подшипников коленчатого вала, камерой продувочного насоса (у двухтактных двигателей) или резервуаром для масла (у некоторых четырехтактных двигателей), местом для установки различных вспомогательных

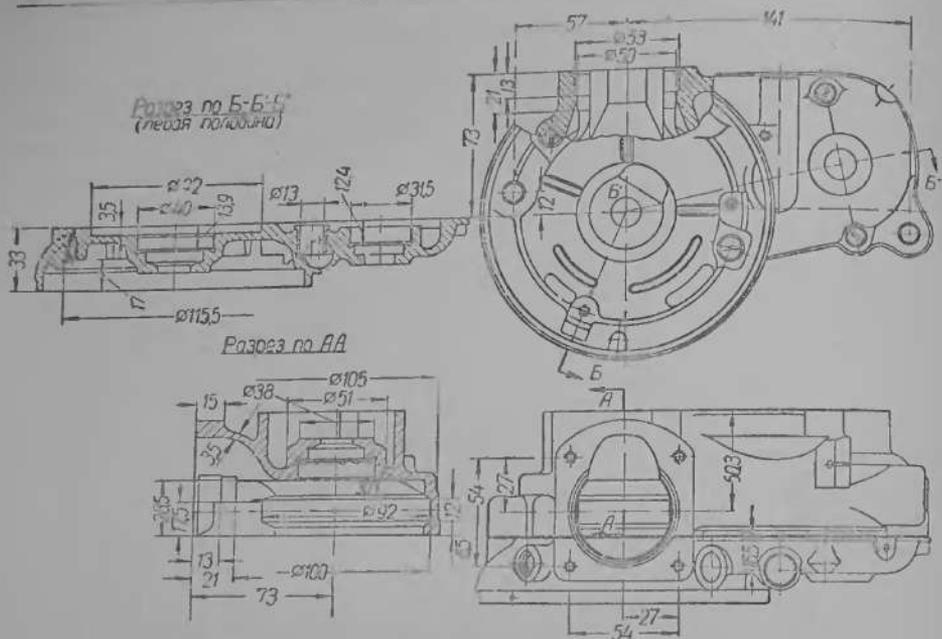


Фиг. 65. Сальники коренных шеек коленчатых валов.

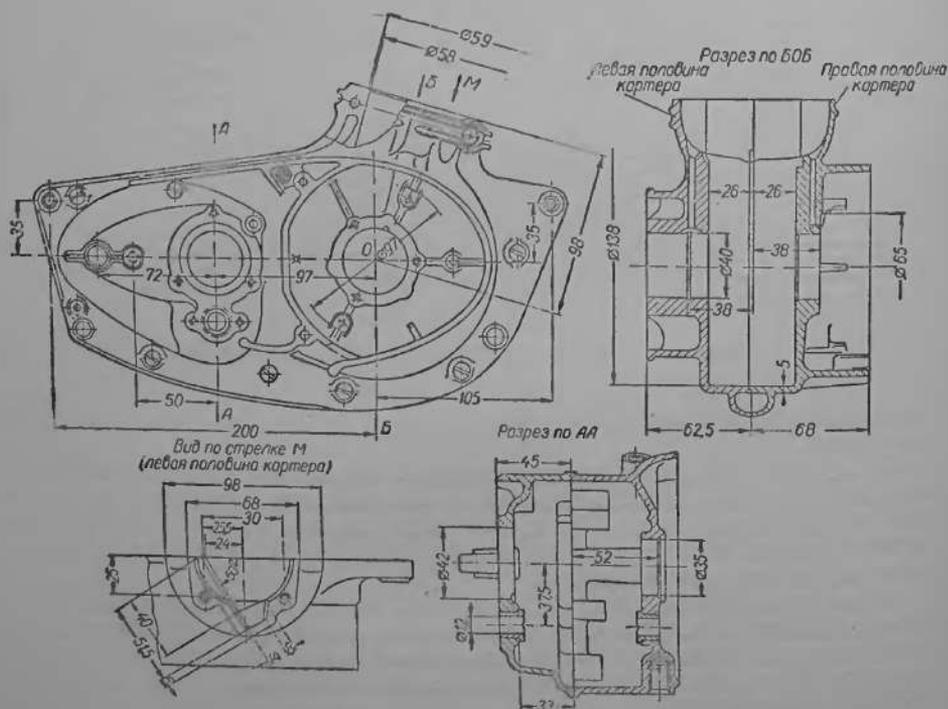
механизмов и агрегатов и основной деталью крепления двигателя к раме мотоцикла.

У двухтактных двигателей неотъемлемой принадлежностью самого двигателя является только часть картера, т. е. кривошипная камера с фланцами для установки цилиндров. Остальная часть служит корпусом для коробки передач, муфты сцепления и генератора, питающего систему зажигания и электрооборудование мотоцикла.

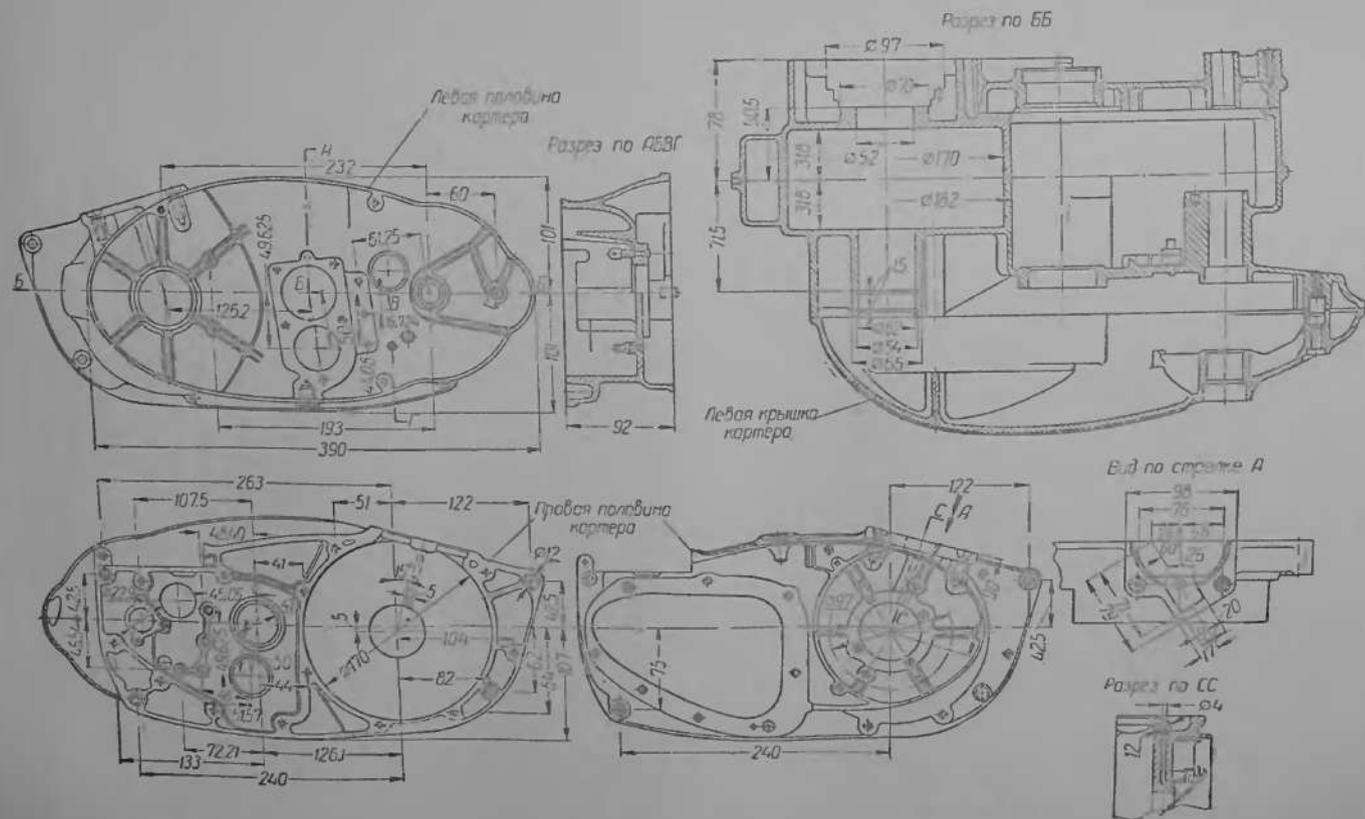
У двигателей К1Б, М1А, К-125, ИЖ-350 картер выполняется разъемным и состоит из двух половин с отъемными крышками для механизма сцепления и генератора. Половины картера должны взаимно центрироваться для получения соосности противоположных отверстий для коренных шеек коленчатого вала и валов коробки передач. Это достигается наличием контрольных шпилек, изготовленных с большой точностью относительно главных осей картера. У собранных половин совместно обрабатываются фланцы для установки цилиндра, поэтому половины картера порознь невзаимозаменяемы.



Фиг. 66. Картер двигателя КІВ (общий вид и разрезы).

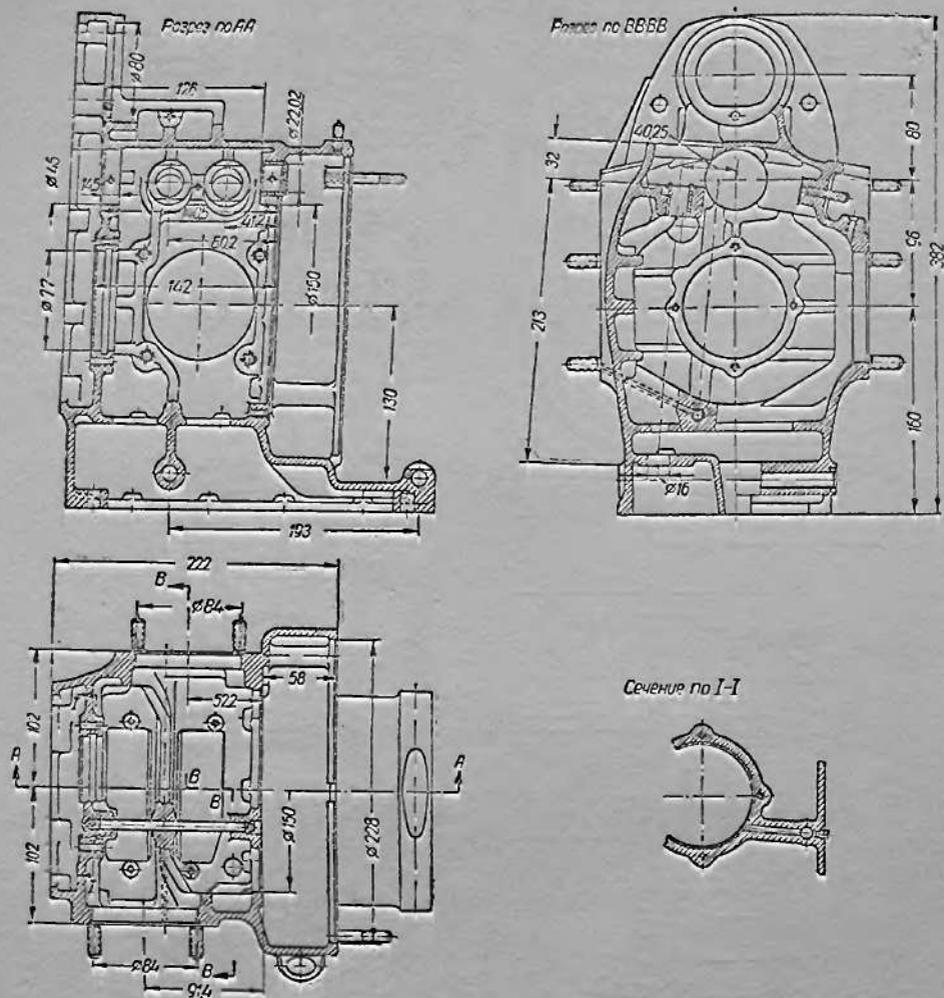


Фиг. 67. Картер двигателя М1А.



Фиг. 65. Картер двигателя ПЖ-350.

У двигателя М-72 картер неразъемный. Это является конструктивным преимуществом, так как упрощает достижение необходимой точности в изготовлении и обеспечивает взаимозаменяемость. Коленчатый вал фиксируется в картере при помощи корпуса переднего подшипника. Задней опорой вала



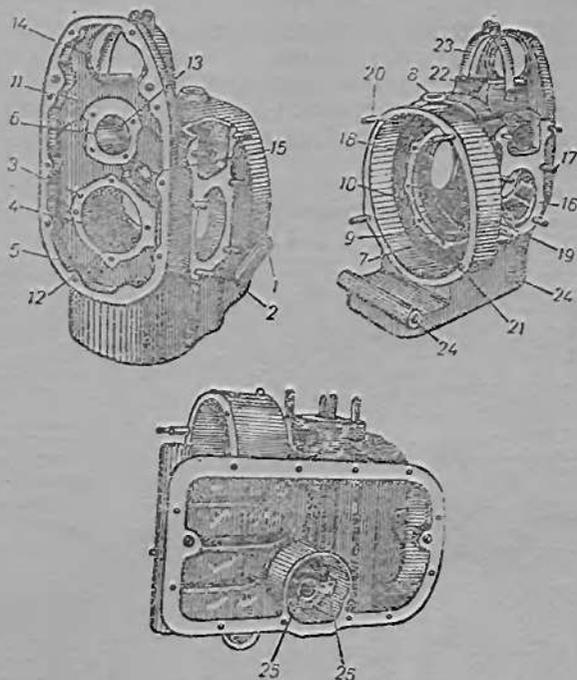
Фиг. 69. Картер двигателя М-72 (разрезы)

является отъемная алюминиевая крышка; в центральном отверстии крышки запрессовывается подшипник задней коренной шейки вала. На нижнем фланце картера устанавливается стальной штампованный поддон, который является резервуаром для масла.

Шестерни распределения закрываются передней крышкой, на поверхности которой устанавливаются приборы системы зажигания. Для защиты их от влаги и грязи предназначена специальная крышка.

Все картеры отливаются из алюминиевых сплавов (табл. 42) и вместе с крышками имеют значительную поверхность, поэтому они имеют существенное значение в охлаждении двигателя.

На фиг. 66, 67, 68, 69 и 70 показаны картеры двигателей К1Б, М1А (К-125), ИЖ-350 и М-72 с основными размерами (без допусков).



Фиг. 70. Картер двигателя М-72:

1 — наливное отверстие; 2 — отверстие для смазки левого цилиндра; 3 — отверстие для смазки правого цилиндра; 4 — проточка для смазки распределительных шестерен; 5 — отверстие для стекаания масла в картер; 6 — отверстие для смазки подшипника распределительного вала; 7 — отверстие для прохода масла в корпус заднего подшипника; 8 — отверстие для монтажа шестерни привода масляного насоса; 9 — трубка маслосборника; 10 — канал для смазки левого цилиндра; 11 — коробка распределительных шестерен; 12 — отверстие для переднего подшипника распределительного вала; 13 — окно для шестерни генератора; 14 — боковое отверстие; 15 — обрабатываемые поверхности под фланец цилиндра; 16 — шпилька; 17 — отверстие для измерения уровня масла; 18 — отверстие для измерения уровня масла; 19 — картер маховика; 20 — шпилька крепления коробки передач; 21 — отверстие для болта крепления коробки передач; 22 — подушка генератора; 23 — хомут крепления генератора; 24 — отверстие для крепления двигателя к раме; 25 — место установки масляного насоса; 26 — масляный канал.

## 7. ЦИЛИНДРЫ

На фиг. 71, 72, 73 и 74 показаны цилиндры двигателей К1Б, М1А, ИЖ-350 и М-72 со всеми основными размерами (без допусков).

Все цилиндры имеют съемные алюминиевые головки и снаружи покрываются черным жароупорным лаком для предотвращения коррозии.

У двухтактных двигателей цилиндры устанавливаются на картере в вертикальном положении с некоторым наклоном вперед для лучшего охлаждения. У всех двигателей, кроме М1А и К-125 цилиндры закрепляются на картере за нижний фланец при помощи резьбовых шпилек, а головки соединяются с цилиндрами при помощи болтов. Двигатели М1А и К-125 имеют длинные шпильки в картере, которые проходят через нижний фланец и ребра цилиндров, а также через установленные на цилиндрах головки, поэтому крепление цилиндров и головок у этих двигателей осуществляется одними и теми же шпильками.

Для крепления карбюраторов у цилиндров двигателей М1А, К-125 и ИЖ-350 имеются специальные патрубки, отлитые вместе с цилиндрами, на которых карбюраторы закрепляются специальными хомутами.

У двигателя К1Б патрубок съемный, имеющий фланцевое крепление к цилиндру на двух шпильках.

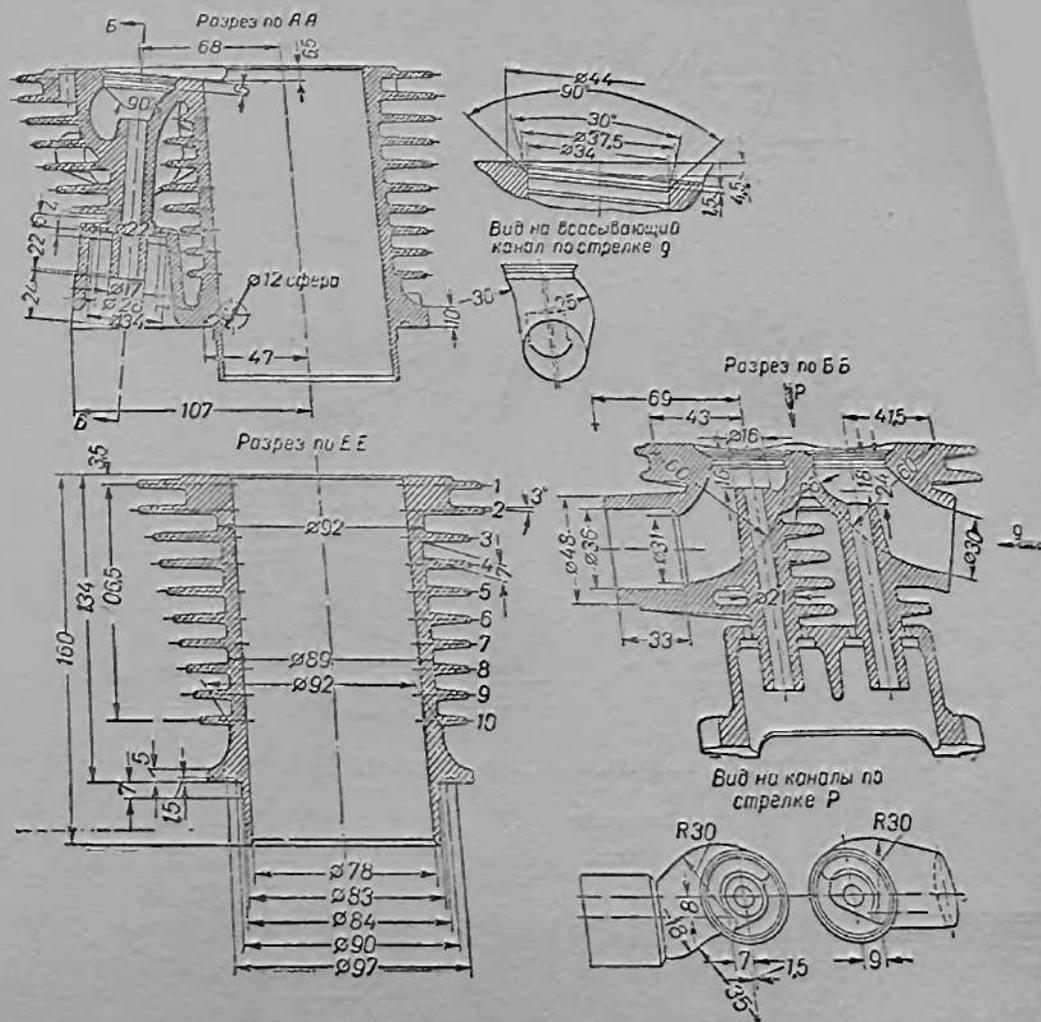






объему жидкости, помещающейся в камере сгорания, когда поршень находится в верхней мертвой точке.

Геометрическая форма камеры сжатия и расположение запальной свечи имеют большое значение с точки зрения допустимой степени сжатия и значения коэффициента остаточных газов.



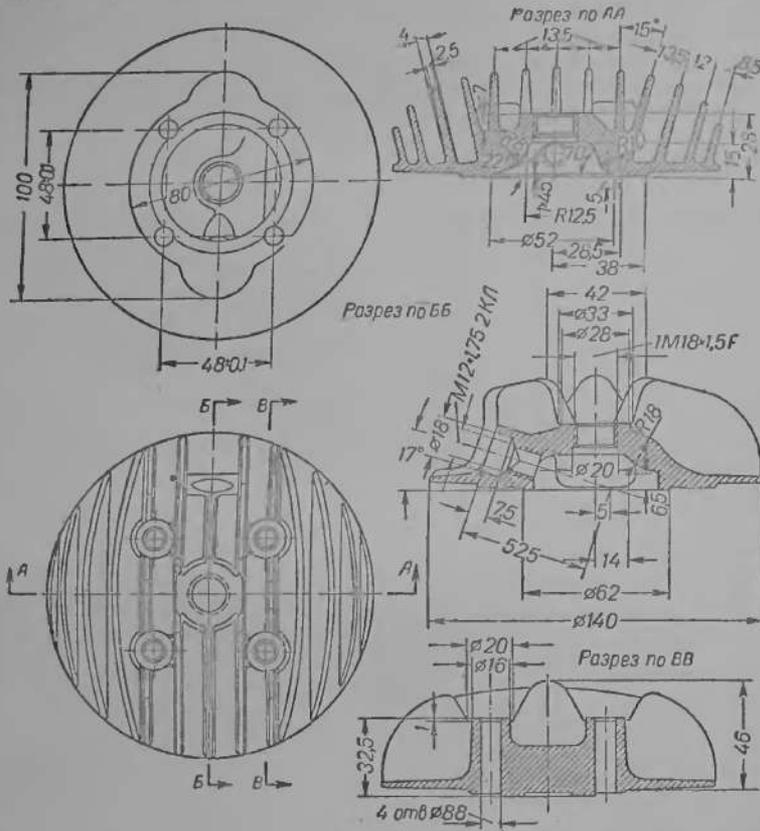
Фиг. 74. Левый цилиндр двигателя М-72.

В этом смысле наиболее выгодными являются полусферические камеры (М1А, К-125) или им подобные (ИЖ-350). Для четырехтактных двигателей с боковыми клапанами целесообразной формой камеры является принцип для головки цилиндра двигателя М-72, причем зазор между плоскими поверхностями головки и днищем поршня должен выбираться возможно меньше, так как с уменьшением этого зазора увеличивается допустимая степень сжатия.

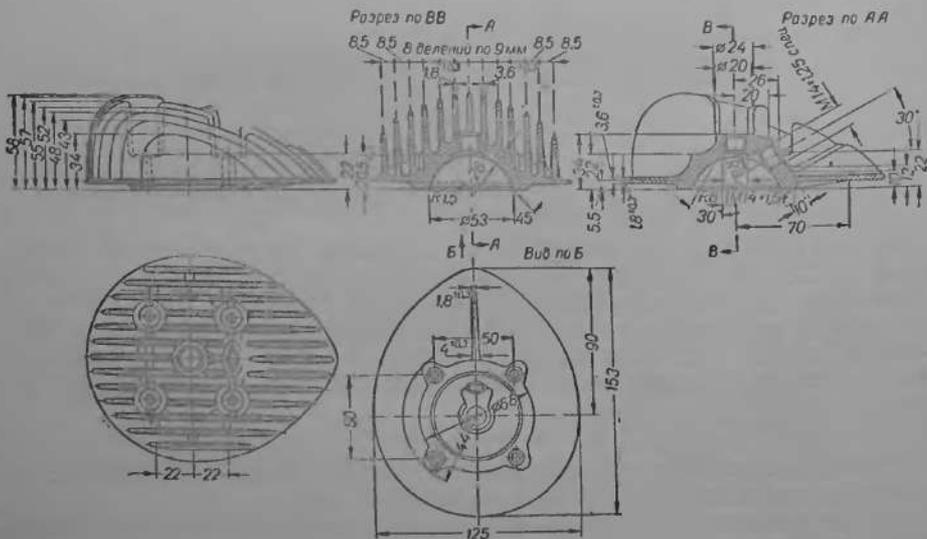
## 9. МАХОЗИКИ

В большинстве мотоциклетных двигателей маховики располагаются в картере и имеют наружный диаметр не более 200 мм.

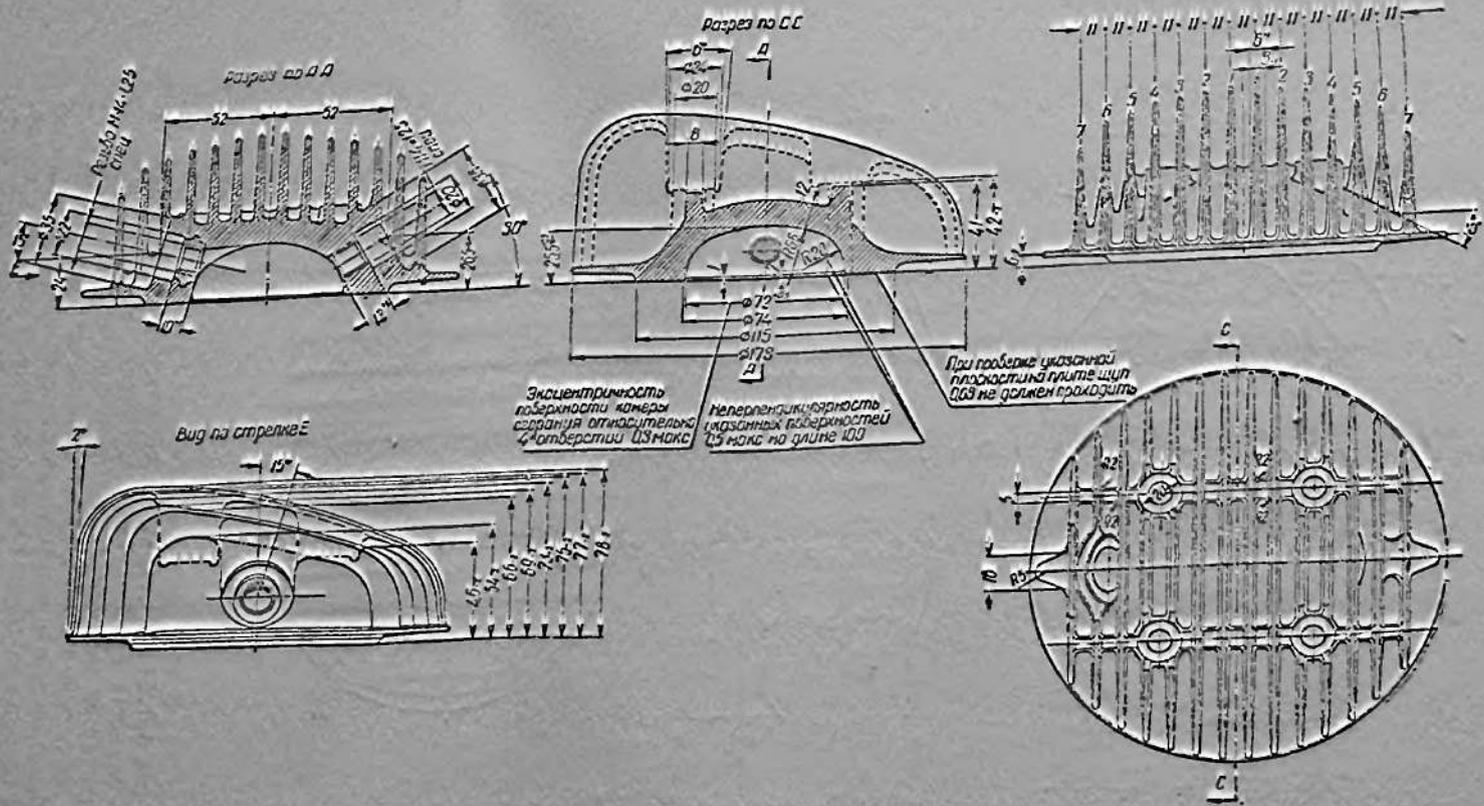
Для одноцилиндровых мотоциклетных двигателей в отличие от многорядных автомобильных двигателей, имеет большее значение степень равномерности вращения коленчатого вала, характеризующаяся диаграммой танга



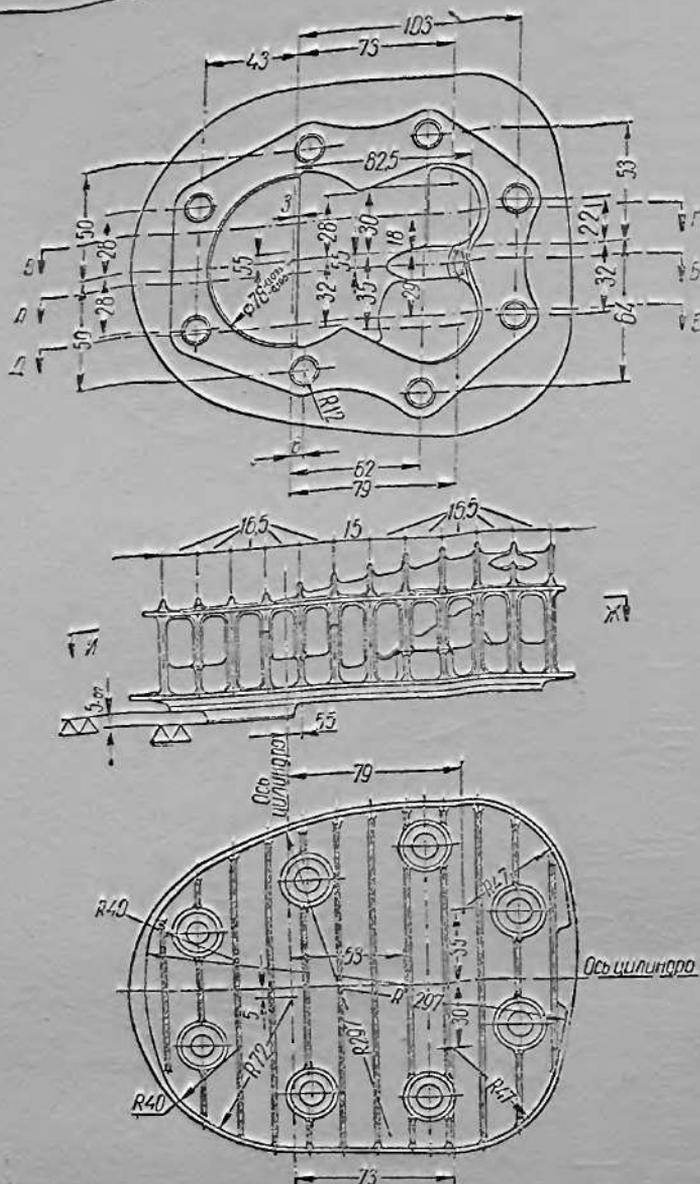
Фиг. 75. Головка цилиндра двигателя К1В.



Фиг. 76. Головка цилиндра двигателя М1А



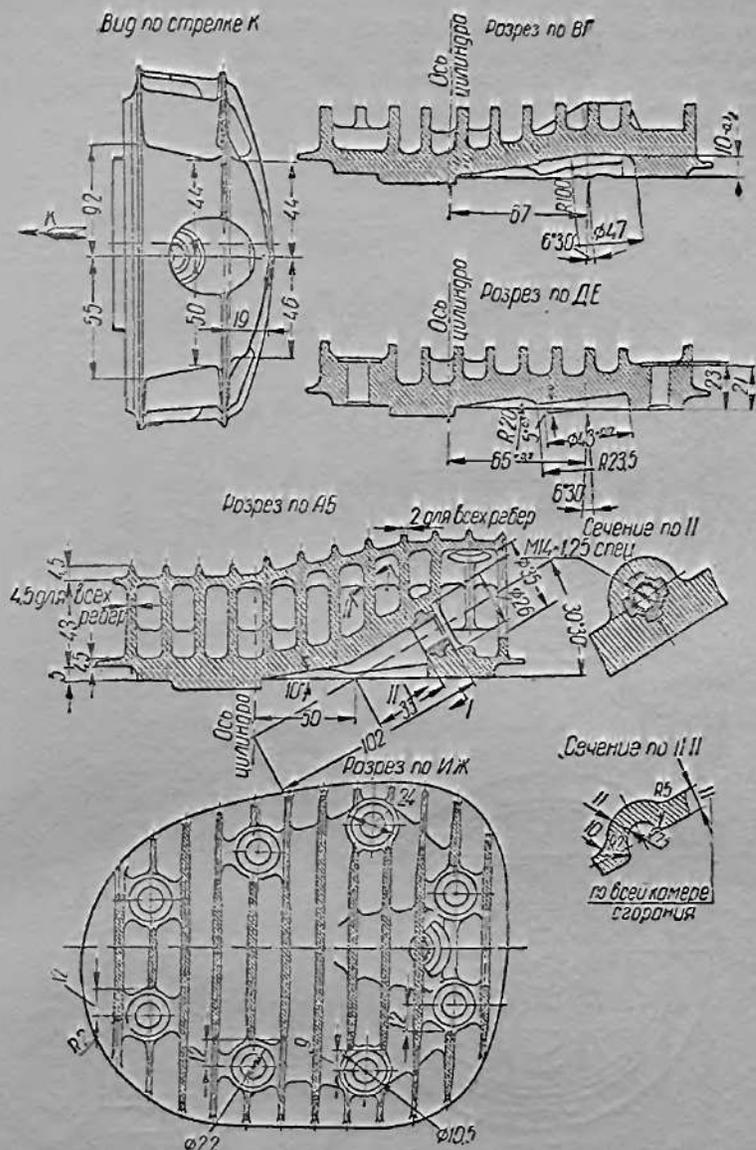
Фиг. 77. Головка цилиндра двигателя 20Ж-350.



Фиг. 78. Головка правого

ных усилий (см. фиг. 81 и 85), однако расчет маховиков производится не по степени равномерности вращения коленчатого вала, а на условия трогания мотоцикла с места и на требования, предъявляемые к его разгону.

Малый динамический момент инерции маховика не может обеспечить трогание мотоцикла с места при резком включении сцепления без значительного падения числа оборотов двигателя или даже его полной остановки, в то время как при большом динамическом моменте маховика не обеспечивается быстрый разгон мотоцикла, т. е. необходимая приемистость.

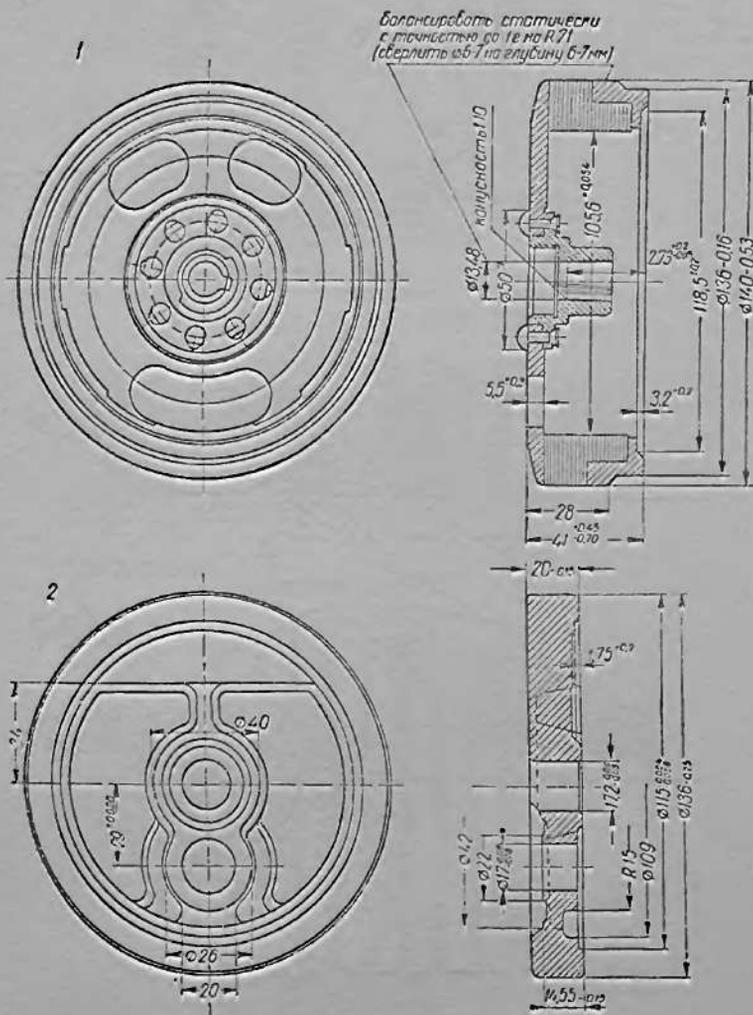


цилиндра двигателя М-72.

Правильно рассчитанный маховик должен в достаточной степени удовлетворять указанным противоречивым требованиям и обеспечивать, кроме того, вполне устойчивую работу двигателя на малых оборотах.

Известно, что энергия вращающегося маховика определяется не весом его, а моментом инерции, поэтому маховикам придается такая форма, при которой достигается наибольший момент инерции и наименьший вес.

Это условие соблюдается при размещении наибольшей массы маховика на его наибольшем диаметре, однако диаметр маховика всегда ограничивается конструктивными соображениями и это относится в первую очередь к двухтактным двигателям, для которых уменьшение объема картера является необходимым условием, обеспечивающим нормальную продувку.



Фиг. 79. Маховики двигателей:

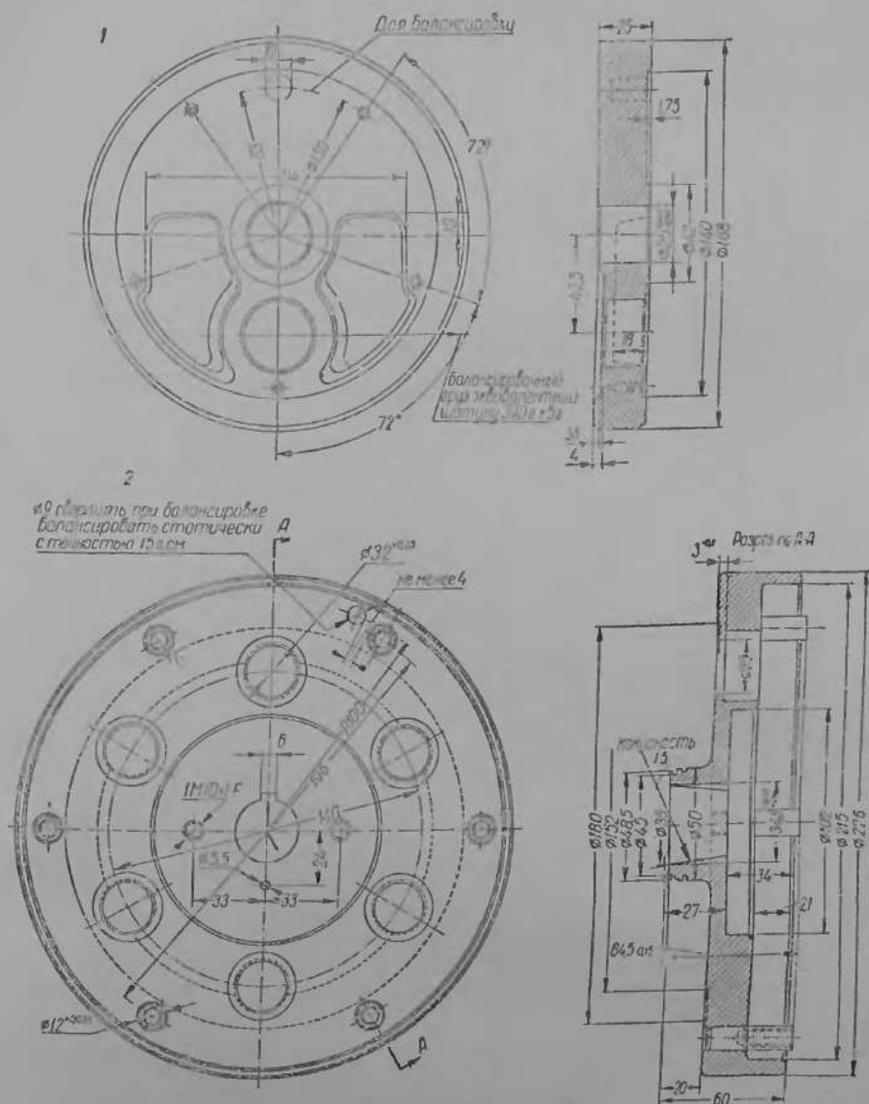
1 — маховик К1Б; 2 — маховик М1А.

На фиг. 79 и 80 показаны маховики двигателей К1Б, М1А, ИЖ-350 и М-72. На размерах допуски не показаны.

У двигателя К1Б маховик наружный из алюминиевого сплава; он устанавливается на шпонке и конусе левой цапфы коленчатого вала. В ободу маховика заливается шестиполюсная магнитная система, генератора, состоящая из шести магнитов с пластинчатыми наконечниками. Ступица

маховика приклепывается к его диску и одновременно является кулачком грывателя

Маховик допускает при 7000 об/мин. окружную скорость 50 м/сек, имеет вес 1,6 кг и момент инерции вместе с коленчатым валом двигателя, равный 0,000663 кг м/сек<sup>2</sup>.



Фиг. 80. Маховики двигателей:

1 — маховик ПЖ-350; 2 — маховик М-72.

Внутренние маховики двигателей М1А, К-125 и ПЖ-350 (фиг. 79,2 и 80,1) одновременно являются щеками коленчатого вала, поэтому имеют противовесы, уравновешивающие силы инерции (см. табл. 30). Вес и моменты инерции маховиков указаны в табл. 44.

Детали	Марки двигателей							
	К1В		М1А		ИЖ-350		М-72	
	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость
Шейки коленчатого вала (цапфы и маховики)	Сталь 35 по ГОСТ 1050-52	$H_B$ 235—262	Сталь 45 по ГОСТ 1050-52	В состоянии поставки	Чугун СЧ 24-44 по ГОСТ 1412-48	$H_B$ 170—210	Сталь 30ХМА по ГОСТ 4543-48 (сталь 30ХГСА заменитель)	$R_C$ 29—33
Коренные шейки	—	—	Сталь 15Х по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,4—0,6 $R_C$ 56—60	Сталь 15Х по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,3—0,5 $R_C$ 57—62	—	—
Кривошипный палец	Сталь 15Х по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,7—1,0 $R_C$ 60—63	Сталь 12ХН3А по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,9—1,0 $R_C$ 58—62	Сталь 15Х по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,3—0,5 $R_C$ 57—62	12ХН3 по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,7—1,0 $R_C$ 58—62
Шатун	Сталь 12ХН2 по ГОСТ 4543-48 (Сталь 18ХГМ—заменитель)	Цементация нижней головки 0,7—1,0 $R_C$ 60—63	Сталь 12ХН3А по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации нижней головки 0,8—1,0 $R_C$ 60—63	Сталь 45 по ГОСТ 1050-52	$H_B$ 248—286	12ХН3 по ГОСТ 4543-48	Цементация нижней головки 0,7—1,0 $R_C$ 58—62 верхней головки $R_B$ 90—98
Втулка верхней головки шатуна	Бронза 0Ф10-1 по Ст. 9-3692 НКТП или по ТУ211 АМТУ-49 МАП		Свинцовистая бронза: Pb 15—20%, Sn 6—8%, Ni 1,5—3%, Cu остальное	$H_B$ 80—100	Бронза ОЦ4-3 по ГОСТ 5017-49		Бронза 0Ф10-1 по Ст. 9-3692 НКТП или по ТУ211 АМТУ-49 МАП	$H_B$ 80—100
Втулка нижней головки шатуна	Нет	Нет	Нет	Нет	Сталь 20ХГ по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,8—1,0 $R_C$ 59—63	Нет	Нет

Детали	Марки двигателей							
	К1Б		М1А		ИЖ-350		М-72	
	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость
Сепаратор	Нет	Нет	Нет	Нет	Латунь ЛС 59-1 по ГОСТ 1019-47		Алюминиевый сплав Д1 по ГОСТ 4784-49	
Ролик	Сталь ШХ15 по ГОСТ 801-47	$R_C$ 61—65	Сталь ШХ15 по ГОСТ 801-47	$R_C$ 61—65	Сталь ШХ15 по ГОСТ 801-47	$R_C$ 60—64	Сталь ШХ15 по ГОСТ 801-47	$R_C$ 61—65
Шайбы шатунного роликоподшипника	Сталь 65Г по ГОСТ 1050-52	$R_C$ 42—48	Сталь 10 по ГОСТ 1050-52	Цианировать на глубину 0,2—0,4 $R_C$ 58—60	Сталь 10 по ГОСТ 1050-52 (Сталь 15—заменитель)	Цементация $R_C$ 58—62	Нет	Нет
Поршень	Алюминиевый сплав № 1 по ТУ Н1160-50 МА и ТП	Старение $H_B$ 95—130	Алюминиевый сплав № 1 по ТУ Н1160-50 МА и ТП	Старение $H_B$ 95—130	Алюминиевый сплав	Старение	Алюминиевый сплав № 1 по ТУ Н1160-50 МА и ТП	Старение $H_B$ 95—130
Поршневой палец	15Х по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,4—0,7 $R_C$ 58—62	Сталь 15Х по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,4—0,6 $R_C$ 58—62	Сталь 15Х по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,4—0,7 $R_C$ 58—62	Сталь 12ХН3 по ГОСТ 4543-48	Глубина цементации 0,7—1,0 Шор 80—90
Поршневые кольца	Чугун модифицированный, термически обработанный по ТУ завода-изготовителя	Старение $R_B$ 97—104	Легированный чугун: С 3,3—3,6%; Si 1,7—2,0%; Mn 0,5—0,8%; P 0,4—0,6%; S < 0,12%; Cr 0,25—0,4%; Ni < 0,2%	$R_C$ 24—28	Спец. жаростойкий чугун: С 3,7—3,9%; Si 2,5—2,85%; Mn 0,5—0,8%; P 0,3—0,5%; S < 0,12	Старение $H_B$ 230—250	Специальный чугун: С 3,7—3,9%; Si 2,4—2,6%; Mn 0,5—0,7%; P 0,4—0,6%; S < 0,03%	$R_B$ 95—102
Кольца стопорные	Проволока ПП-1 по ГОСТ 5047-49		Проволока ПВ-11 по ГОСТ 5047-49			Калить. Оксидировать $R_C$ 42—52	Проволока 1,6 В-II по ГОСТ 5047-49	

Копирование произведено из оригинала

Детали	Марки двигателей							
	К16		М1А		ИЖ-350		М-72	
	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость
Штифты стопорные для поршневых колец	Латунь Л62 по ГОСТ 1019-47				Сталь 35 по ГОСТ 1050-52 (сталь 45—заменитель)	Калить. Оксидировать $R_C 40-45$	Нет	Нет
Картер	Алюминиевый сплав АЛ 25 по ГОСТ 1583-47		Алюминиевый сплав: Zn 2—4%; Si 3—6%; Cu 4—7%; Mg до 0,5%; Mn до 0,5%; Al остальное	Старение. Твердость $H_B 65-100$	Алюминиевый сплав АЛ 10 по ГОСТ 2685-44	Старение	Алюминиевый сплав АЛ 5 по ГОСТ 2685-44	Старение. Твердость $H_B = 70$
Цилиндр			Специальный цилиндрический чугун по ТУ № 10	Старение. Твердость $H_B 207-255$	Чугун специальный: C 3,2—3,5%; Mn 0,6—0,8%; Si 1,4—1,6%; P 0,4—0,6%; Cr 0,1—0,15%; Ni 0,3—0,4%; S не более 0,1%	Старение после предварительной механической обработки при температуре 300—320° С 3 часа. Твердость $H_B = 210-230$	Чугун специальный: C 3—3,5%; Si 1,8—2,5%; Ni 0,6—1,2%; Mn 0,5—0,9%; Cr 0,25—0,55%; P 0,2—0,6%; S 0,12 не более	
Головка цилиндра	Алюминиевый сплав АЛ 25 по ГОСТ 1583-47	Старение. Твердость $H_B 80-95$	Алюминиевый сплав: Zn 2—4%; Si 3—6%; Cu 4—7%; Al остальное	Твердость $H_B 65-100$ Предел прочности при растяжении 16—20 кг/см <sup>2</sup>	Алюминиевый сплав АЛ 5 по ГОСТ 2685-44		Алюминиевый сплав АЛ 25 по ГОСТ 1583-47	

У двигателя М-72 маховик наружный; устанавливается на шпонке и конусе задней цапфы коленчатого вала и находится в закрытой камере между двигателем и коробкой передач.

Маховик является одновременно корпусом муфты сцепления, поэтому имеет шесть запрессованных пальцев для ведущих дисков и шесть цилиндрических углублений на торцевой поверхности, предназначенных для установки пружин муфты сцепления.

Детали муфты сцепления, вращаясь вместе с маховиком, дополняют его момент инерции.

Таблица 43

Чистота обработки основных деталей кривошипно-шатунного механизма мотоциклетных двигателей по нормам МА и ТП № Н1367-51

Наименование деталей	Обрабатываемые поверхности	Классы чистоты	
		$H_{ск}$ в мк	Обозначения по ГОСТ 2789-51
Цилиндр	Зеркало	0,2	▽▽▽▽10
Поршень	Юбка	1,00	▽▽▽7в
Поршень	Отверстие под поршневой палец	0,8	▽▽▽8
Палец поршневой	Наружная поверхность	0,1	▽▽▽▽11
Шатун	Отверстие большой головки	0,25	▽▽▽9в
Шатун в сборе	Отверстие малой головки	0,4	▽▽▽9
Палец кривошипа	Наружная поверхность	0,2	▽▽▽▽11
Кольцо поршневое компрессионное	Торец	0,5	▽▽▽8в
Кольцо поршневое масляестемное	Торец	0,5	▽▽▽8в
Цапфа кривошипа правая (передняя, задняя)	Отверстие под палец кривошипа	2,5	▽▽66
Цапфа кривошипа правая (задняя)	Цилиндрическая часть шейки	0,63	▽▽▽86
Цапфы кривошипа	Коническая часть шейки	1,00	▽▽▽7в
Цапфа кривошипа левая (передняя)	Шейка малого диаметра	1,00	▽▽▽7в
Цапфа кривошипа левая (передняя)	Шейка большого диаметра	0,8	▽▽▽8
Шейки кривошипа	Отверстие	2,5	▽▽66

## 10. МАТЕРИАЛЫ, ТЕРМООБРАБОТКА, ЧИСТОТА ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ И ОСОБЫЕ УСЛОВИЯ СБОРКИ

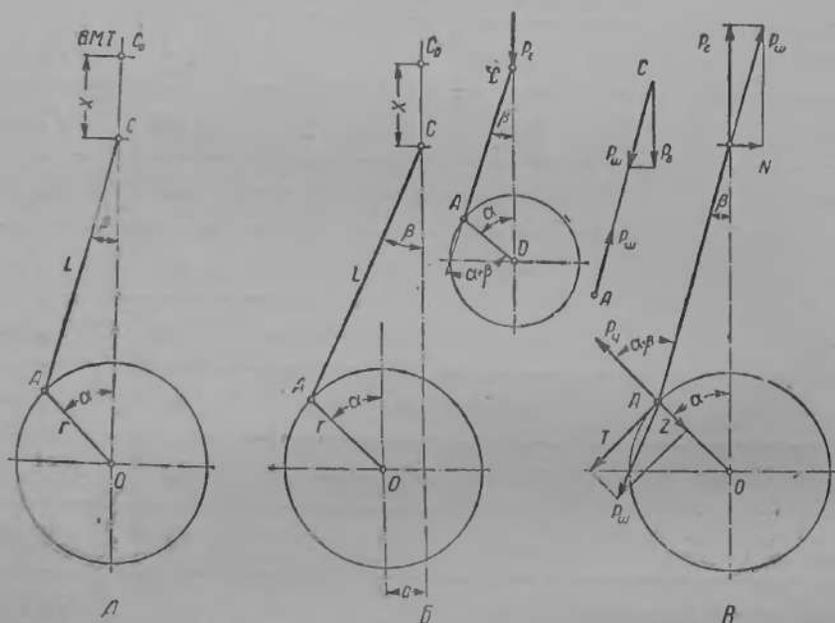
В табл. 42 указаны материалы деталей кривошипно-шатунных механизмов и соответствующие ГОСТ, применяемая термообработка и твердости рабочих поверхностей.

В табл. 43 указаны принятые нормы чистоты обработки поверхностей трения основных деталей кривошипно-шатунных механизмов по ГОСТ 2789-51. Мерилом чистоты поверхностей служит среднее квадратичное отклонение  $H_{ср}$  высот поверхностей в микронах от средней линии профиля.

Дополнительные условия сборки, кроме указанных в приведенных таблицах, относятся только к кривошипно-шатунному механизму двигателя М-72, для которого в табл. 32 приводится последовательность селекционной сборки деталей.

## 11. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

В данном разделе рассматриваются кинематика и динамика одноцилиндрового двигателя К1Б с аксиальным кривошипным механизмом, могущего



Фиг. 81. Схемы кривошипных механизмов и действующих сил:

А — аксиальный кривошипно-шатунный механизм (двигатели К1Б, М1А, К-125, М-72);  
 Б — деаксиальный кривошипно-шатунный механизм (двигатель ИЖ-350); В — схема сил, действующих в аксиальном кривошипно-шатунном механизме.

быть примером, в отношении схемы расчетов, для других одноцилиндровых двигателей с аналогичным кривошипным механизмом (М1А, К-125), а также для двухцилиндрового двигателя М-72.

Двигатель ИЖ-350 имеет дезаксированный кривошипный механизм.

Соответствующие схемы кривошипных механизмов и действующих сил представлены на фиг. 81. Кинематика кривошипно-шатунного механизма характеризуется величинами перемещений, скоростей и ускорений поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала и его числа оборотов. Для аксиального механизма (схема А) эти параметры выражаются известными формулами.

Путь поршня от верхней мертвой точки

$$x = r \left( 1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right),$$

где  $r$  — радиус кривошипа;

$\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$\alpha$  — угол поворота кривошипа;

$L$  — длина шатуна.

Скорость поршня

$$v = \omega r \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right),$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращения кривошипа, равная  $\frac{\pi n}{30}$  ( $n$  — число оборотов в минуту).

Ускорение поршня

$$j = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha).$$

На фиг. 82 приведены диаграммы пути, скорости и ускорения поршня по углу поворота коленчатого вала, построенные по данным формулам, для двигателя К1Б при 4000 об/мин. и двигателя М-72 при 4900 об/мин.

Для дезаксированного механизма (схема Б) формулы будут иметь вид:  
Путь поршня от верхней мертвой точки

$$x = \sqrt{(r+L)^2 - a^2} - r \cos \alpha - B \cos \beta,$$

где

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left( \frac{r \sin \alpha + a}{L} \right)^2}.$$

Полный ход поршня при малых значениях  $\frac{a}{r}$  и  $\frac{r}{L}$  приближенно равен

$$x = 2r + \frac{a^2 r}{L^2 - r^2}.$$

Скорость поршня

$$v = \omega r (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta),$$

где

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{r \sin \alpha + a}{L \sqrt{1 - \left( \frac{r \sin \alpha + a}{L} \right)^2}}.$$

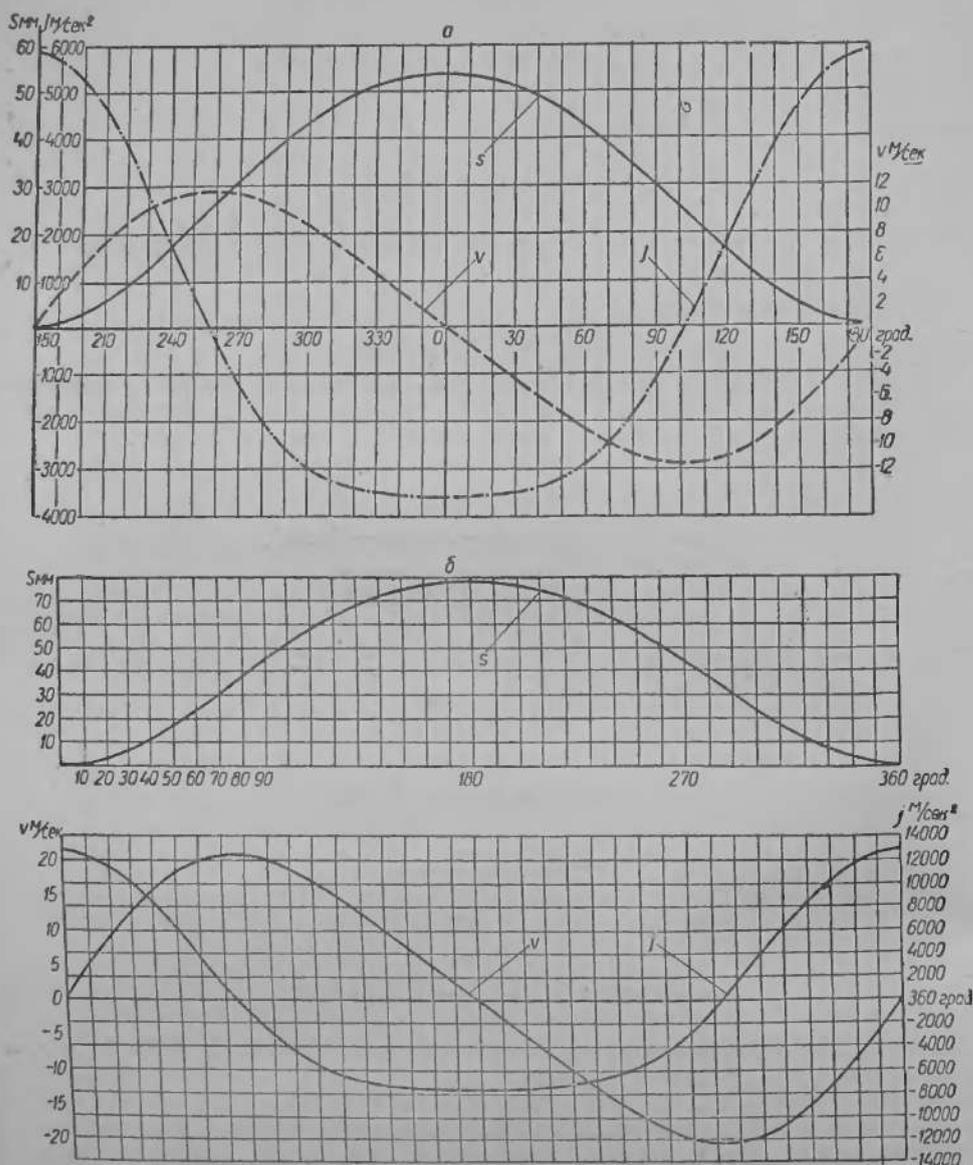
Ускорение поршня

$$j = \omega^2 r \left( \cos \alpha + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \beta} - \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta \right).$$

Следует заметить, что дезаксирование кривошипного механизма, применяемое иногда для двухтактных двигателей, имеет целью исключить возможность обратного вращения коленчатого вала при пуске двигателя, что при постоянном и значительном угле опережения зажигания иногда может иметь место вследствие реверсивности двухтактного двигателя. Дезаксирование позволяет также уменьшить боковое давление поршня на стенку цилиндра при рабочем ходе, что особенно целесообразно при коротком шатуне, но в многооборотных мотоциклетных двигателях боковое давление поршня характеризуется главным образом силами пнерции, а не давлением газов, поэтому дезаксирование в этом отношении оказывается бесполезным.

Теоретически, в дезаксированном кривошипном механизме ход поршня при равных условиях больше, чем в аксиальном ( $S > 2r$ ), а скорости и ускорения поршня имеют несколько иные значения, однако разница получается столь ничтожная что дезаксированный кривошипный механизм практически не отличается от нормального по значениям  $x$ ,  $v$  и  $j$ . Так, например, для двигателя ИЖ-350 длина хода увеличивается менее чем на 0,01 мм по сравнению

с аналогичным аксальным механизмом, что в значительной мере перекрывается зазорами и колебаниями допусков.



Фиг.82. Диаграммы пути, скорости и ускорения поршня для двигателей:  
а — КМВ; б — М-72.

Силы, действующие в кривошипном механизме по схеме В (фиг. 81). Суммарная нагрузка на поршень  $P_{\Sigma}$  равна алгебраической сумме сил давления газов  $P_g$  и сил инерции  $P_j$ , т. е.

$$P_{\Sigma} = P_g + P_j.$$

Суммарная сила  $P_{\Sigma}$  разлагается на силу, вызывающую боковое давление поршня на стенку цилиндра

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta$$

и силу, действующую вдоль шатуна,

$$P_{ш} = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta}.$$

Сила  $P_{ш}$ , в свою очередь, разлагается на радиальную силу, нагружающую кривошип и коренные подшипники,

$$Z = P_{ш} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

и тангенциальную силу, создающую крутящий момент на валу двигателя,

$$T = P_{ш} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Крутящий момент

$$M_{к} = Tr.$$

Кроме указанных переменных сил действует постоянная, при данных оборотах, центробежная сила, определяемая массой вращающихся частей  $\frac{G_b}{g}$ , числом оборотов коленчатого вала и радиусом вращающейся массы:

$$P_y = \frac{G_b}{g} \omega^2 r,$$

где  $G_b$  — вес вращающихся частей кривошипного механизма, к которым относится часть веса шатуна, отнесенная к его большой головке, и кривошипный палец с деталями шатунного подшипника.

Давление газов в цилиндре находится из индикаторной диаграммы (см. фиг. 57). Оно определяется для любого положения поршня активным давлением газов на  $1 \text{ см}^2$  площади поршня без учета атмосферного давления, т. е.

$$P = (p - 1) F,$$

где  $p$  — давление газов на поршень;

$F$  — площадь поршня в  $\text{см}^2$ .

Для динамических расчетов учитывается только давление газов при сжатии и рабочем ходе.

Кроме давления газов учитываются силы инерции поступательно движущихся частей, к которым относится поршень, поршневые кольца, поршневой палец и приблизительно  $\frac{1}{3}$  массы шатуна, отнесенной к его малой головке.

Сила инерции поступательно движущихся частей

$$P_j = \frac{G_n}{g} r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

где  $G_n$  — вес поступательно движущихся частей в кг;

$g$  — ускорение силы тяжести =  $9,81 \text{ м/сек}^2$ ;

$r$  — радиус кривошипа;

$\omega$  — угловая скорость =  $\frac{\pi n}{30}$  ( $n$  — число оборотов в минуту);

$\alpha$  — угол поворота кривошипа;

$\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Максимальное значение сил инерции  $P_j$  поступательно движущихся масс для мертвых точек, учитывая, что  $\cos 0^\circ = 1$  и  $\cos 180^\circ = -1$  и полагая  $\pi^2 \approx g$ , принимает вид:

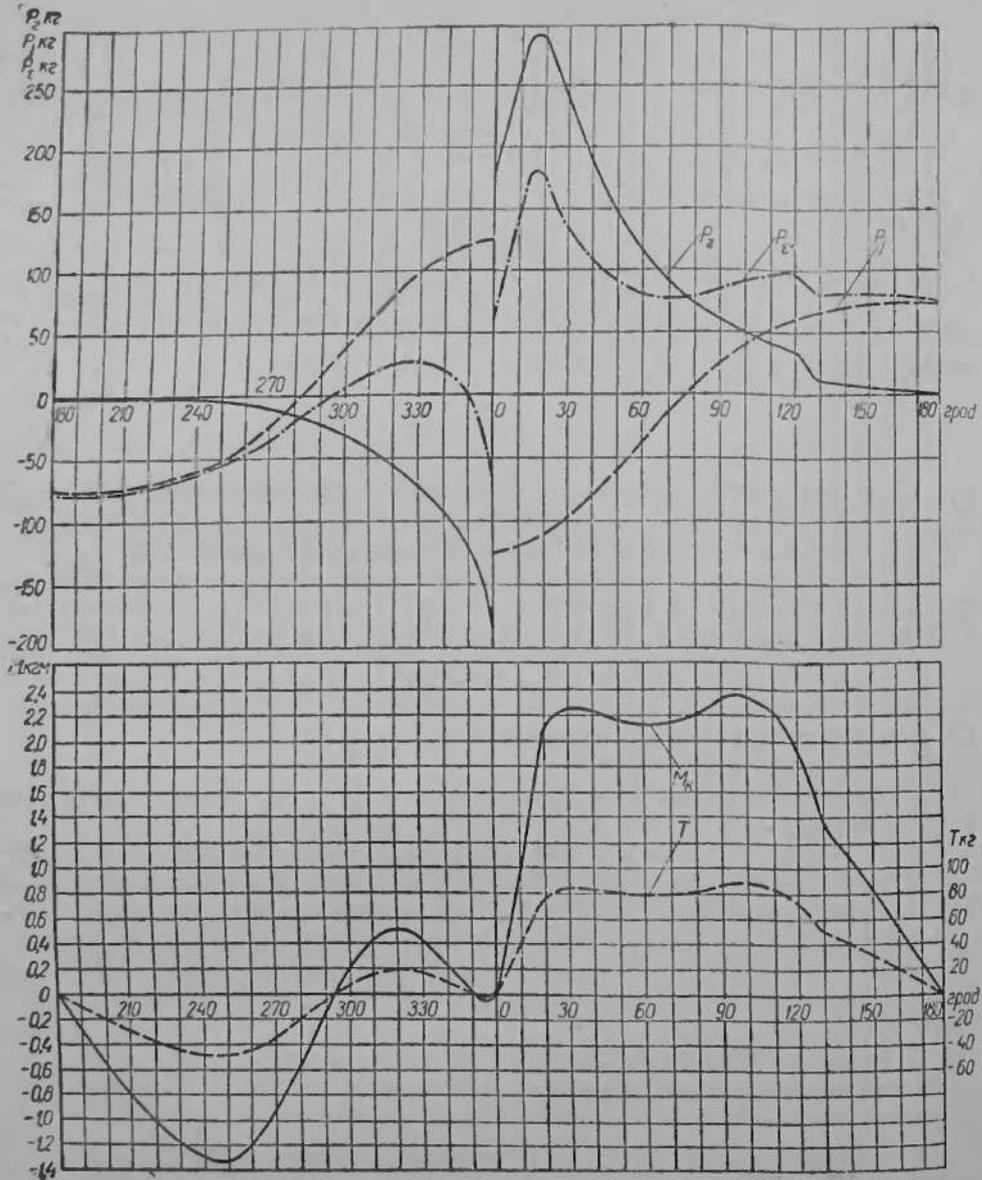
Для верхней мертвой точки

$$\oplus P_j = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_n r (1 \oplus \lambda);$$

Для нижней мертвой точки

$$-P_d = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_{ш} (1 - \lambda).$$

В мертвых точках силы инерции  $P_i$  противоположны по направлению и различны по абсолютной величине.



Фиг. 83. Диаграмма сил  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $T$  и крутящих моментов  $M_h$  двигателя К1Б при 4000 об/мин.

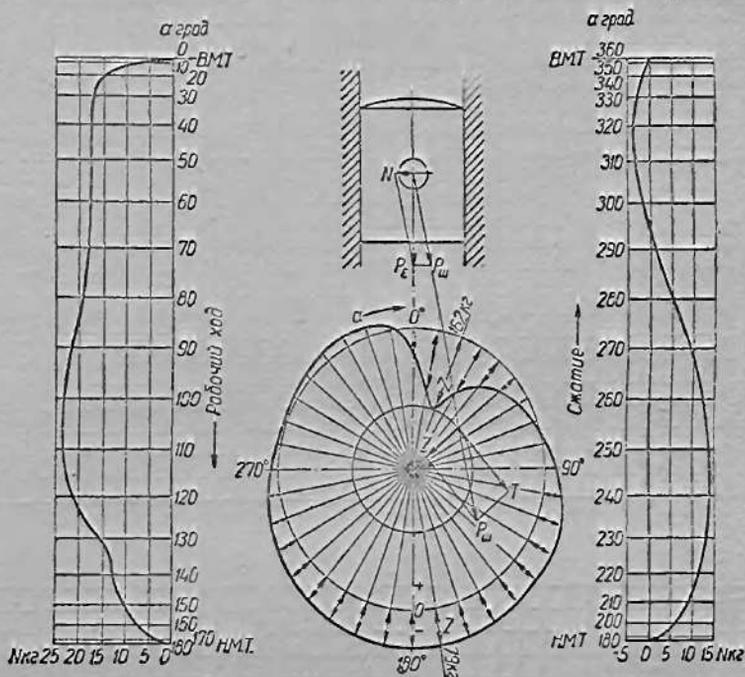
На фиг. 83 показаны диаграммы сил  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $T$  и крутящих моментов  $M_h$  для двигателя К1Б при 4000 об/мин.

На фиг. 84 показаны диаграмма боковой силы  $N$  и полярная диаграмма радиальной силы  $Z$  двигателя К1Б при 4000 об/мин.

Для двигателя М-72 диаграммы сил  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $T$ ,  $N$ ,  $Z$  и  $M_h$  показаны на фиг. 85, 86 и 87.

В диаграммах на фиг. 83 и 84 дана суммарная величина соответствующих сил, а в диаграммах на фиг. 85 и 86, кроме суммарных сил, даны их значения отдельно от газовых и инерционных нагрузок\*.

Уравновешивание сил инерции. Силы инерции в кривошипно-шатунных механизмах мотоциклетных двигателей уравновешиваются противовесами,



Фиг. 84. Диаграмма боковой силы  $N$  и полярная диаграмма радиальной силы  $Z$  двигателя К1Б при 4000 об/мин.

расположенными на щеках или маховиках коленчатого вала, которые развивают постоянную центробежную силу.

$$P_n = m\omega^2 R,$$

где  $m$  — масса противовеса;

$R$  — расстояние центра тяжести противовеса от оси вращения.

В одноцилиндровых двигателях К1Б, М1А, К-125 и ИЖ-350 полностью уравновешены только центробежные силы  $P_v$  и часть сил  $P_j$ , так как сила инерции, развиваемая противовесами  $P_n$ , постоянная при данных оборотах, а силы  $P_j$  переменные. Остаток неуравновешенной силы

$$P_j - P_n = (1 - A) \frac{G_n}{g} \omega^2 r (1 + \lambda),$$

где  $A$  — коэффициент уравновешенности, обычно заключающийся в пределах 0,45—0,6.

$$\text{Общий вес противовесов } G = \frac{r(G_{op} + AG_n)}{R},$$

где  $G_{op}$  — вес вращающихся частей;

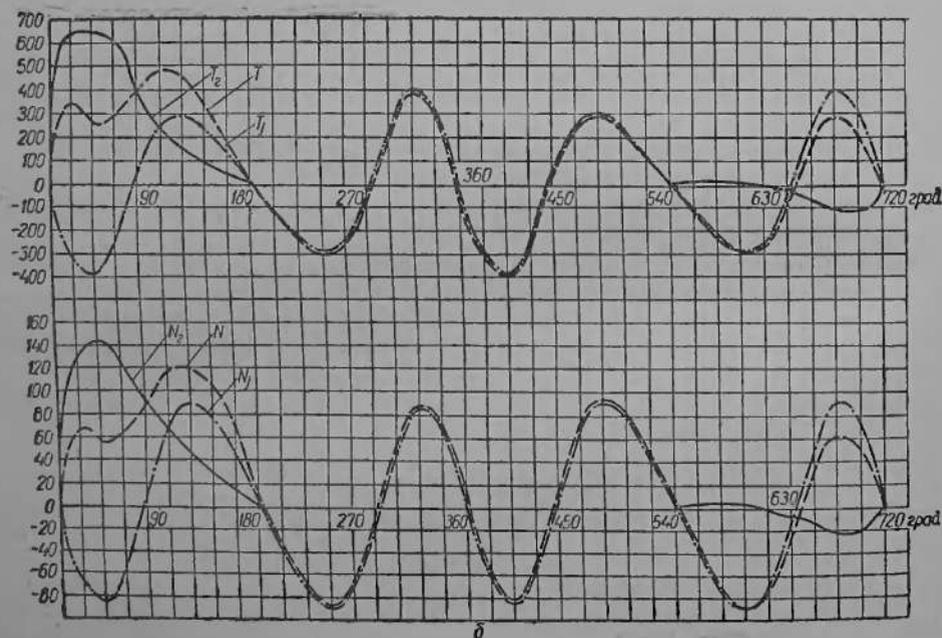
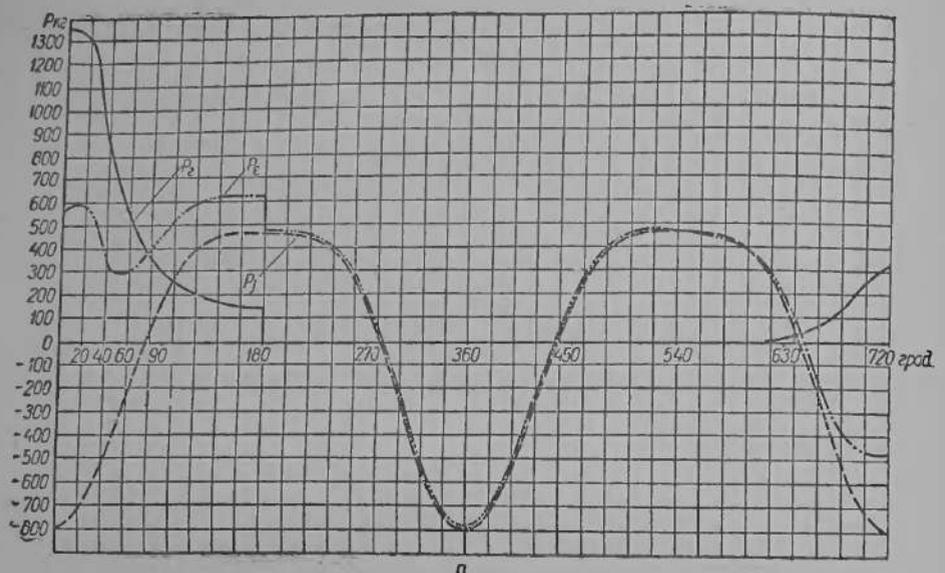
$G_n$  — вес поступательно движущихся частей;

$A$  — коэффициент уравновешенности;

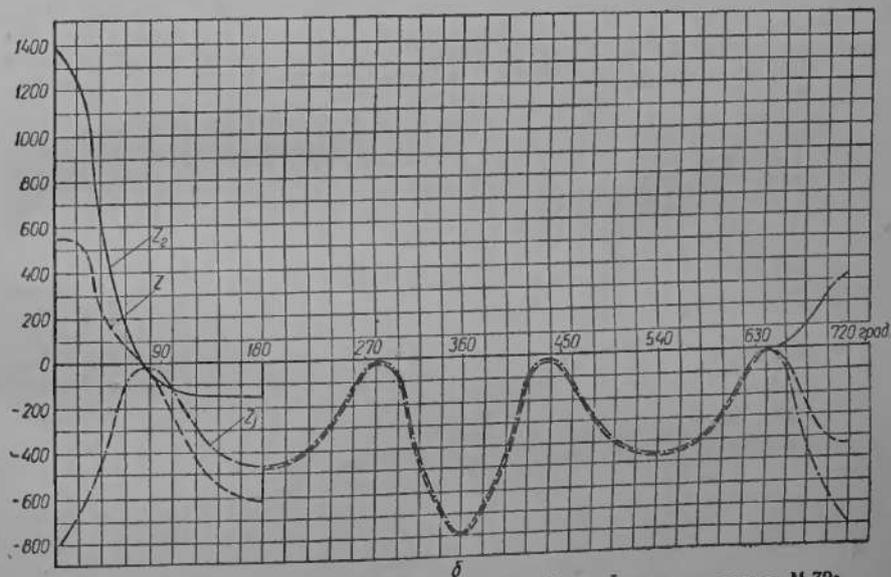
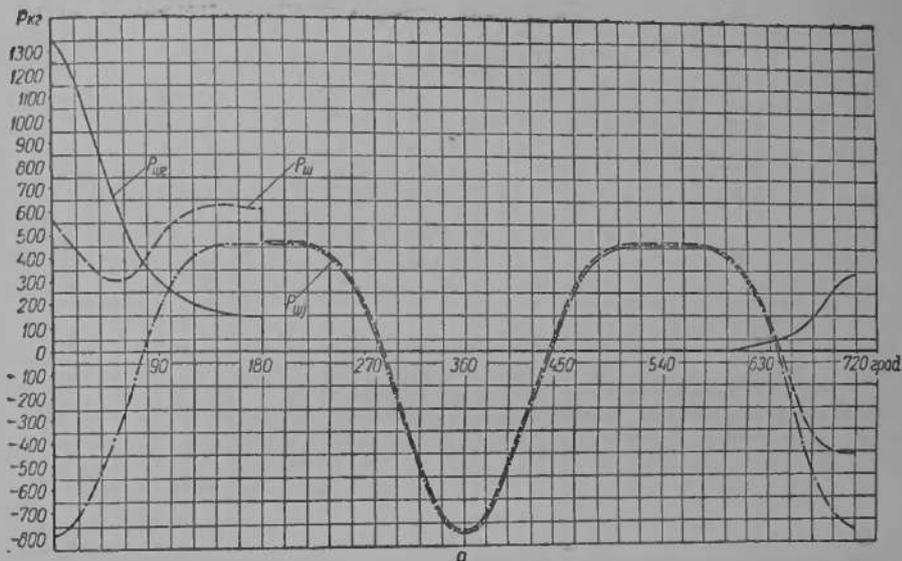
$r$  — радиус кривошипа;

$R$  — расстояние от центра тяжести противовесов до оси вращения

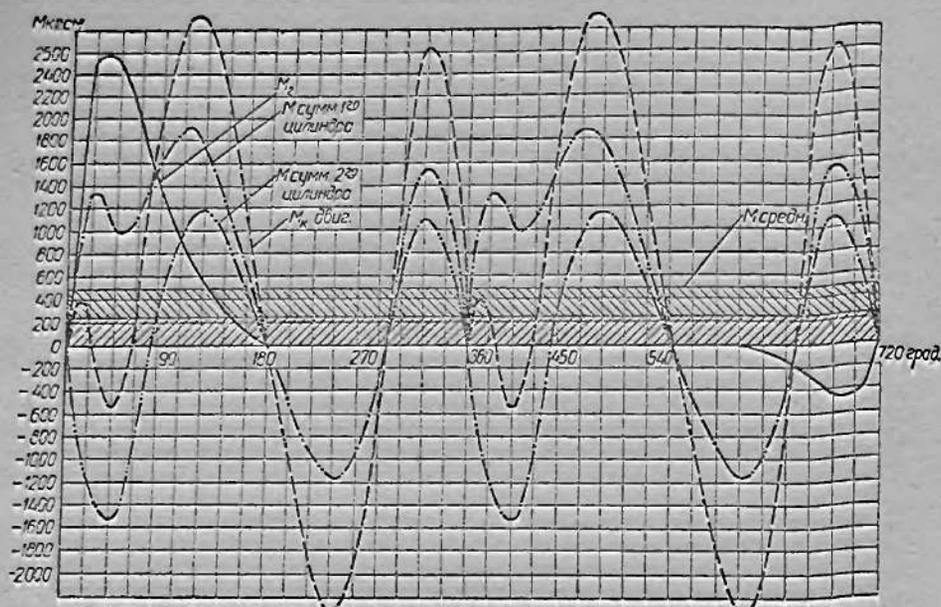
\* Диаграммы приведены по материалам расчета двигателя М-72, выполненного ВКБ Московского мотоциклетного завода.



Фиг. 85. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя М-72:  
 а — диаграмма сил  $P_0$ ,  $P_j$  и  $P_k$ ; б — диаграмма сил  $N_0$  и  $N_j$ ,  $T_0$  и  $T_j$ .



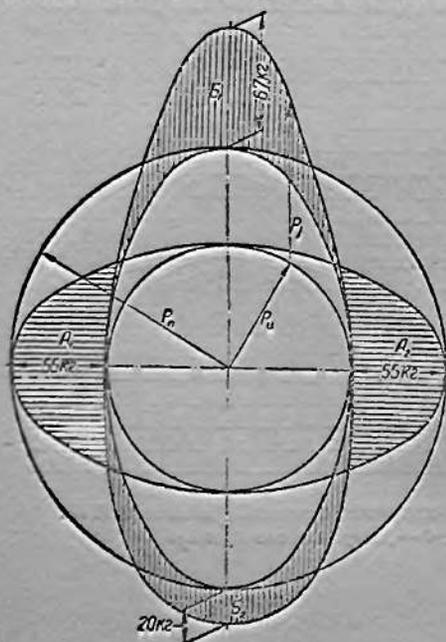
Фиг. 86. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя М-72:  
 а — диаграмма сил  $P_{шг}$  и  $P_{шд}$ ; б — диаграмма сил  $Z_г$  и  $Z_д$ .



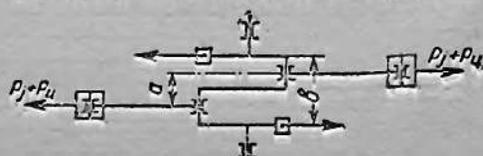
Фиг. 87. Диаграмма крутящих моментов двигателя М-72.

Полярная диаграмма уравновешивания двигателя К1Б приведена на фиг. 88.

В кривошипно-шатунном механизме двигателя М-72 силы инерции вращающихся масс  $P_v$  и масс, движущихся возвратно-поступательно  $P_p$ , уравнове-



Фиг. 88. Полярная диаграмма уравновешивания центробежных и поступательных сил инерции в двигателе К1Б при 4 000 об/мин.



Фиг. 89. Схема уравновешивания двигателя М-72.

шены полностью, так как указанные массы расположены симметрично относительно оси вращения, а поршни движутся всегда в противоположных направлениях.

Противовесы, имеющиеся на цапфах, предназначены для уравновешивания моментов, создаваемых силами  $P_v$  и  $P_p$  на плече  $a$  (фиг. 89). Вес одного противовеса принимается

$$\frac{G}{2} = \frac{R_a (G_{cp} + 0,5G_n)}{rb}$$

где  $a$  — расстояние между осями цилиндров;

$b$  — расстояние между центрами тяжести противовесов.

Напряжения в некоторых деталях кривошипно-шатунных механизмов мотоциклетных двигателей приведены в табл. 44

Таблица 44

Напряжения в некоторых деталях кривошипно-шатунных механизмов мотоциклетных двигателей

Детали и сечения	Марки двигателей		
	М1А	ИЖ-350	М-72
	Суммарные напряжения в кг/см <sup>2</sup>		
Напряжение в стенках цилиндра вдоль оси	69	74	66
Напряжение изгиба фланца цилиндра	—	76	287
Напряжение в шпильках головки на разрыв	400	340	510
Напряжение в шпильках цилиндра на разрыв	—	340	204
Удельное давление на боковой поверхности поршня	1,75	2,0	2,5
Удельное давление в бобышках поршня	158	195	163
Напряжение изгиба поршневого пальца	2310	1620	2100
Напряжение в стержне шатуна от продольного изгиба	560	690	1292
Напряжение в стержне шатуна от сил инерции массы шатуна	340	272	209
Суммарное напряжение в стержне шатуна	900	962	1501
Напряжение разрыва в стенках малой головки шатуна	—	—	495
Удельное давление на втулку малой головки шатуна	222	234	306
Напряжение разрыва в стенках большой головки шатуна	—	—	755
Напряжение изгиба шатунной шейки коленчатого вала	1730	785	830
Напряжение изгиба цапфы коренной шейки	940	835	465
Напряжение среза коренной шейки	108	76	89
Напряжение изгиба шейки коленчатого вала	—	—	630
Максимальный угол закручивания коренной цапфы в мин.	7	17,5	1,5
Вес поршневой группы, отнесенный к площади поршня, в г/см <sup>2</sup>	6,44	6,5	8,7
Вес поступательно движущихся частей, отнесенный к площади поршня, в г/см <sup>2</sup>	10,2	11,3	14,95
Вес вращающихся частей, относительный к площади поршня, в кг/см <sup>2</sup>	3,84	—	5,35
Вес маховиков с кривошипами в кг	3,5	6,2	13,28*
Момент инерции маховиков в кгм/сек <sup>2</sup>	0,00082	0,00281	0,00694*
Окружная скорость на поверхности маховика в м/сек при 5000 об/мин.	35,6	44	59,3

## Глава VII

## МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

## 1. ДВУХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

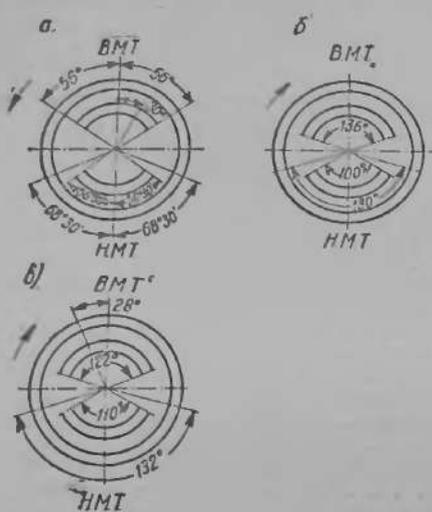
В двухтактных двигателях К1Б, М1А, К-125 и ИЖ-350 распределение осуществляется поршнем, открывающим впускные окна цилиндра в верхней мертвой точке, а выпускные и продувочные в нижней мертвой точке. Проходные сечения окон при этом нарастают от нуля до максимума, а затем уменьшаются от максимума до нуля. Вследствие этого диаграмма распределения оказывается симметричной относительно мертвых точек.

На фиг. 90 показаны диаграммы распределения двигателей К1Б, М1А (К-125) и ИЖ-350, построенные по углу поворота коленчатого вала. Высота окон определяется соответствующими углами, указанными на диаграммах, а площадь окон обычно предварительно выбирается по аналогии с выполненными конструкциями и окончательно уточняется экспериментальным путем.

Ширина окон ограничивается конструктивными соображениями и не должна превышать 50° по окружности цилиндра для каждого окна, так как при большей ширине окон поршневые кольца могут задевать за кромки окна и ломаться, поэтому при необходимости увеличения ширины окон нужно их разделять перемычками (см. цилиндр двигателя ИЖ-350 на фиг. 73).

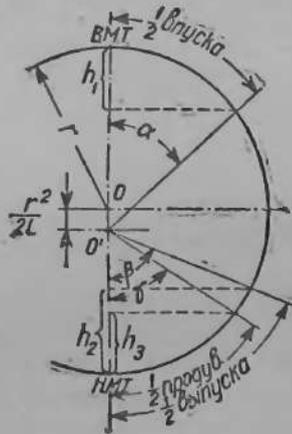
\* Включая маховичные массы кривошипного механизма и муфты сцепления.

При заданной диаграмме распределения высота окон может быть определена расчетом по формулам для пути поршня или найдена графически по диаграмме, приведенной на фиг. 91 (обозначения параметров общие на фиг. 91, 92 и в табл. 46). Положение окон в цилиндре зависит от параметров кривошипно-шатунного механизма, размеров поршня и конструкции двигателя. На фиг. 92 приведена схема для определения положения окон.

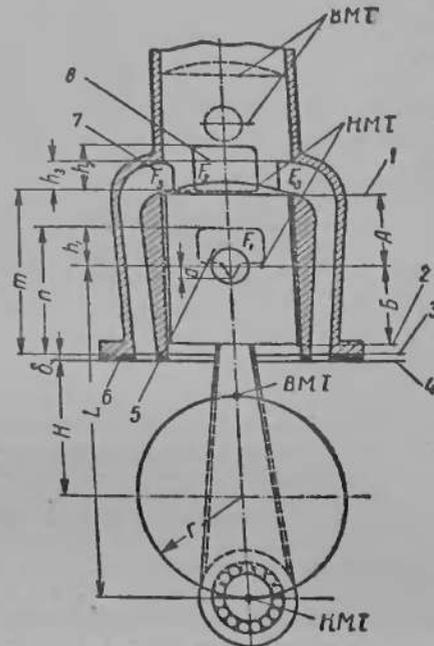


Фиг. 90. Диаграмма распределения двигателей:

а — К1Б; б — ИЖ-350; в — М1А.



Фиг. 91. Диаграмма для определения высоты окон.



Фиг. 92. Схема для определения положения окон в цилиндре двухтактного двигателя:

1 — верхняя кромка поршня; 2 — нижняя кромка поршня; 3 — опорный фланец цилиндра; 4 — опорный фланец картера; 5 — впускное окно; 6 — прокладка; 7 — продувочное окно; 8 — выпускное окно.

При совпадении верхней кромки поршня с нижними кромками выпускных и продувочных окон в н. м. т. и совпадении нижней кромки поршня с верхней кромкой впускных окон в в. м. т. должны соблюдаться равенства:

$$L + A = r + H + \delta + m.$$

$$L + r - B = H + \delta + n$$

и 
$$L + r - B = H + \delta + m - b,$$

где  $b = m - n \approx 3-6$  мм, т. е. юбка поршня в в. м. т. должна быть ниже кромок выпускного и продувочного окон, причем первое равенство определяет положение нижних кромок выпускных и продувочных окон, второе — положение верхних кромок впускных окон.

Для двигателей К1Б и М1А эти равенства соблюдены с точностью 0,2 мм; для двигателя ИЖ-350 первое равенство соблюдено, а второе равенство нарушено, так что левая часть его больше правой части на 2,3 мм, поэтому в в. м. т. нижняя кромка поршня устанавливается выше верхней кромки впускных окон на 2,3 мм (без учета дезаксажа кривошипного механизма). При этих условиях продолжительность открытия окон соответственно увеличивается.

Время-сечение окон зависит от размера окон и числа оборотов коленчатого вала двигателя, так как основным параметром распределения является так называемое время-сечение, т. е. мгновенное значение площади проходного сечения окон в единицу времени.

Как известно, число оборотов максимального наполнения двигателя, от которого зависит мощность и крутящий момент двигателя, определяются отношением площади проходного сечения впускных органов к рабочему объему цилиндра и зависит от сопротивления впускной системы.

Однако двухтактные мотоциклетные двигатели, работающие обычно на высоких оборотах, отличаются несовершенством продувки и вследствие этого нередко имеют низкую мощность при наличии равных время-сечений с четырехтактными двигателями на всех фазах. Система продувки быстрогоходных двухтактных двигателей имеет поэтому решающее значение, а высокие обороты оказывают сильное влияние на направление и скорости газовых потоков внутри цилиндра, что, в конечном счете, определяет качество очистки и зарядки цилиндра.

Тепловые процессы быстрогоходных двухтактных мотоциклетных двигателей недостаточно изучены, и в настоящее время не существует еще надежного метода расчета окон, основанного на тепловом расчете двигателей.

На фиг. 93 и 94 приведены диаграммы время-сечений органов распределения для двигателей К1Б и ИЖ-350, построенные следующим образом.

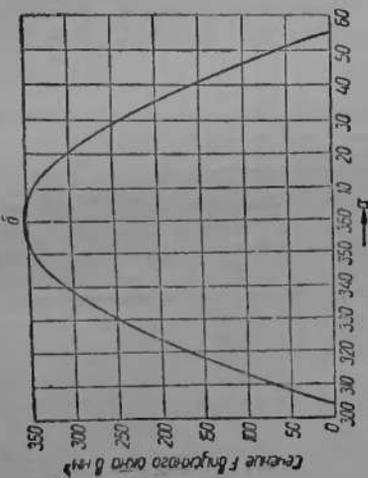
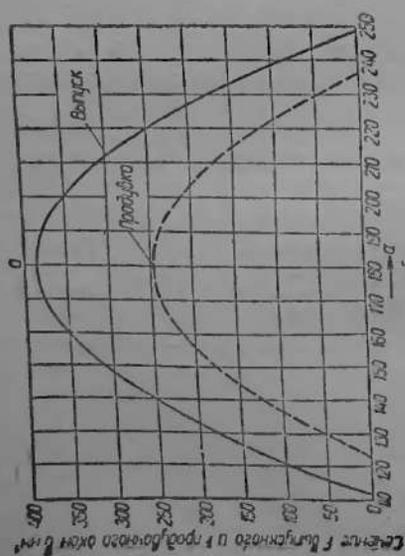
Зная пути поршня для соответствующих углов поворота коленчатого вала, рабочую диаграмму распределения двигателя и размеры окон, можно определить их площади сечения, соответствующие выбранным положениям поршня в пределах диаграммы распределения от момента открытия до момента закрытия окон.

Результаты соответствующих расчетов для двигателя К1Б сведены в табл. 45. Далее строится диаграмма время-сечений окон в определенном

Таблица 45

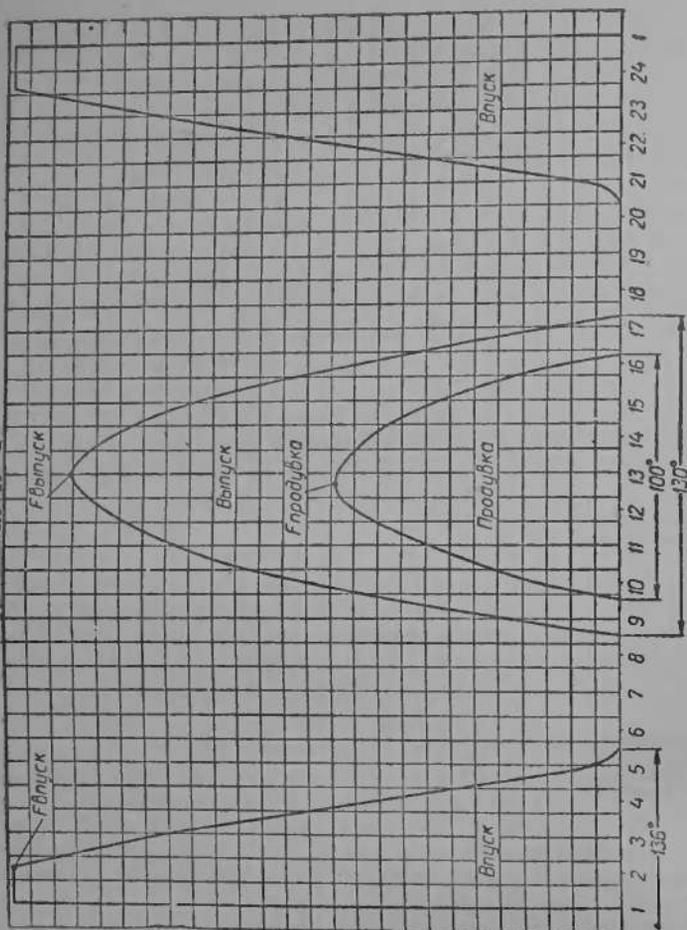
Площади проходных сечений окон в зависимости от положения поршня у двигателя К1Б

Впускные окна			Выпускные окна			Продувочные окна	
Положение кривошипа до в.м.т. $\alpha^\circ$	Путь поршня $X$ мм	Площадь окна $F = X \cdot b$ мм <sup>2</sup>	Положение кривошипа до в.м.т. $\alpha^\circ$	Путь поршня $X$ мм	Площадь окна $F = X \cdot b$ мм <sup>2</sup>	Путь поршня $X$ мм	Площадь окна $F = X \cdot b$ мм <sup>2</sup>
56°	0	0	68°30'	0	0	0	0
50°	2,57	64,25	60°	3,25	88	0	0
40°	6,47	161,7	56°30'	4,46	120	0	0
30°	9,72	243,0	50°	6,56	177,1	2,1	52,5
20°	12,17	304,25	40°	9,26	250,0	4,8	120,0
10°	13,67	341,7	30°	11,46	309,4	7,0	175,0
0°	14,17	354,25	20°	13,06	352,6	8,6	215,0
			10°	13,96	377,0	9,5	237,5
			0°	14,26	385,0	9,8	245,0



Фиг. 93. Диаграммы время-сечений органов распределения двигателя КИБ:

а — диаграмма сечений впускного и продувочного окон; б — диаграмма сечений впускного окна.



Фиг. 94. Диаграммы время-сечений органов распределения двигателя ИЖ-350.

масштабе, причем, по оси абсцисс откладываются углы поворота кривошипа, пропорциональные времени открытия окна, а по оси ординат — соответствующие пути поршня, пропорциональные площади открытия окна. При совпадении кромок поршня с кромками окон в мертвых точках площадь диаграмм описывается кривой линией (см. диаграмму для двигателя К1Б).

На фиг. 94 вследствие несоответствия кромок поршня с кромками окон (на фазе всасывания) верхняя часть диаграммы имеет горизонтальный участок, выражающий в принятом масштабе для оси абсцисс время полного открытия окон (см. диаграмму для двигателей ИЖ-350 и ИЖ-49 на фиг. 94).

При построении диаграмм для двигателя К1Б были приняты масштабы: для осей ординат  $1 \text{ мм}^2 = 0,5 \text{ мм}$  и для осей абсцисс  $1^\circ = 2 \text{ мм}$ ; двигатель ИЖ-350: для осей ординат  $10 \text{ мм}^2 = 1 \text{ мм}$  и для осей абсцисс  $1^\circ = 1 \text{ мм}$ .

Площади  $F$  диаграмм, построенных для двигателя К1Б в указанном масштабе, равны: впускные окна  $245000 \text{ мм}^2 \times 1$ ; продувочные окна  $18000 \text{ мм}^2 \times 1$ ; выпускные окна  $35000 \text{ мм}^2 \times 1$ . Расчет время-сечений выполнен по известной формуле

$$\int_{t_1}^{t_2} f dt = \frac{F a b}{6n}$$

где  $f$  — переменное сечение окна;

$a$  — масштаб ординат;

$\frac{b}{6n}$  — масштаб абсцисс;

$n$  — число оборотов двигателей (в расчете принято  $n = 4000$  об/мин.).

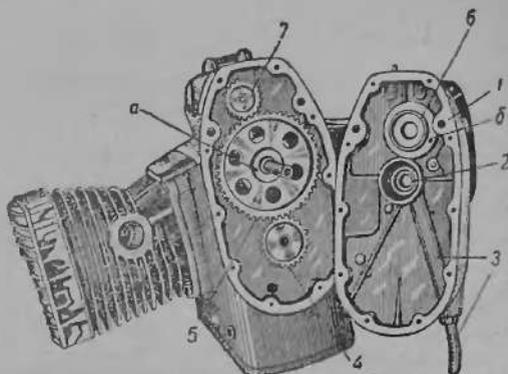
В табл. 46 приведены параметры органов распределения двигателей К1Б, М1А (К-125) и ИЖ-350.

Для двигателя ИЖ-350 площади сечения окон определены графически делением окружности кривошипа на 24 части (через  $15^\circ$ ) и расчет время-сечений выполнен с учетом принятых масштабов.

Механизм распределения двигателя М-72. Механизм распределения двигателя М-72 по своей конструктивной схеме является типичным для двигателей с боковыми клапанами. Клапанный механизм приводится в действие от пары шестерен со спиральным зубом, имеющих передаточное число  $1 : 2$ . Шестерни соединяют коленчатый и распределительный вал, как показано на фиг. 95. Детали устройства механизма приведены на фиг. 96, 97 и 98.

Распределительный вал устанавливается на двух подшипниках скольжения, имеет две пары гармонических распределительных кулачков, один кулачок зажигания и винтовую шестерню для привода к маслососу.

Распределительные кулачки действуют непосредственно на плоские толкатели, скользящие в пазах направляющих втулок. Регулировочные болты толкателей сопрягаются со штоками клапанов. Между сопряженными поверхностями устанавливается тепловой зазор для холодного двигателя  $0,1 \text{ мм}$ . Оси



Фиг. 95. Коробка распределительных шестерен:

1 — крышка распределительной коробки; 2 — сальник; 3 — трубка сапуна; 4 — шестерня распределения впускной; 5 — трубка сапуна; 6 — шестерня распределительного вала; 7 — шестерня генератора; а — поводок сапуна, впрессованный в шестерню распределительного вала; б — отверстие в стенке сапуна для поводка а.

Таблица 46

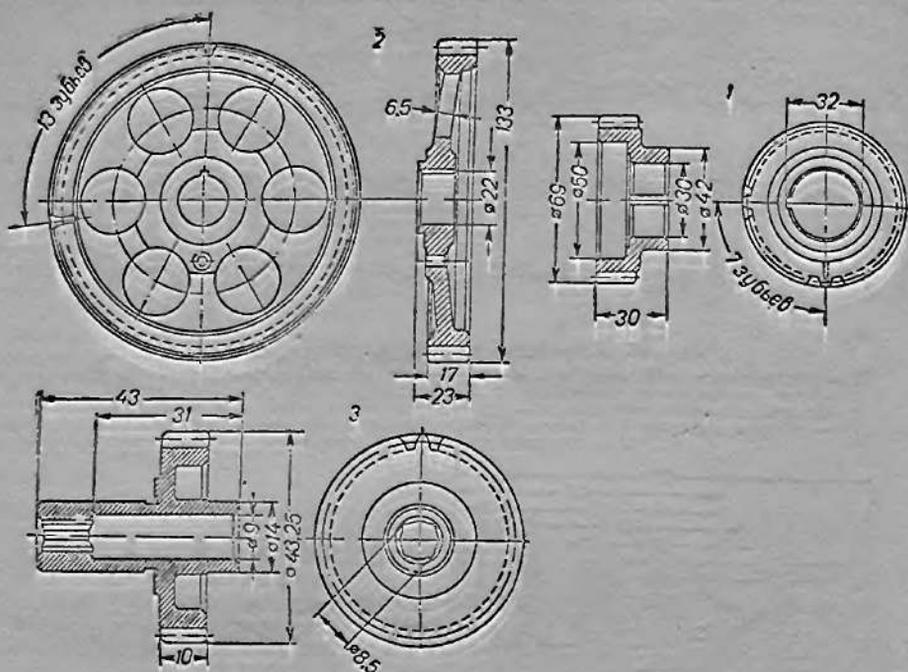
## Характеристика органов распределения двухтактных двигателей

Параметры органов распределения	Обозначение по фигуре 92	Марки двигателей		
		К1Б	М1А (К-125)	ИЖ-350
Радиус окружности кривошипа в мм . . . . .	$r$	27	29	42,5
Длина шатуна в мм . . . . .	$L$	110	125	175
Расстояние от оси поршневого пальца до верхней кромки поршня в мм . . . . .	$A$	28	32	47
Расстояние от оси поршневого пальца до нижней кромки поршня в мм . . . . .	$B$	29,5	30	48
Толщина прокладки между картером и цилиндром в мм . . . . .	$\delta$	0,3	0,2	0,2
Расстояние от оси коленчатого вала до опорного фланца картера в мм . . . . .	$H$	73	98	90
Расстояние от опорного фланца цилиндра до верхней кромки впускного окна в мм . . . . .	$n$	33	26	77
Расстояние от опорного фланца цилиндра до нижних кромок выпускных и продувочных окон в мм . . . . .	$m$	37,5	30	89
<b>Впускные окна:</b>				
Количество окон . . . . .		1	1	2
Высота окон в мм . . . . .	$h_1 + a$	9+5	12,5+5	21+7,5
Диаметр всасывающего патрубка (ширина окна в мм) . . . . .	$d + b_1$	25	16,5×28	24×24,75
Угол открытия по углу поворота коленчатого вала . . . . .	$\alpha^\circ$	112	122	136
Площадь одного окна в мм <sup>2</sup> . . . . .	$F_1$	266	442	760
Площадь всасывающих окон в % к площади поршня . . . . .		14,7	20,7	37,3
Время-сечение фазы всасывания при 400 об/мин. в мм <sup>2</sup> /сек . . . . .		2,04	—	4,35
<b>Выпускные окна:</b>				
Количество окон . . . . .		1	1	2
Высота окон в мм . . . . .	$h_2$	14,5	15	21
Ширина окон в мм . . . . .	$b_2$	27	30	29
Угол открытия по углу поворота коленчатого вала . . . . .	$\beta^\circ$	137	132	130
Площадь одного окна в мм <sup>2</sup> . . . . .	$F_2$	395	540	705
Площадь выпускных окон в % к площади поршня . . . . .		21,8	25,4	34,5
Время-сечение фазы выпуска при 4000 об/мин. в мм <sup>2</sup> /сек . . . . .		2,92	—	4,11
<b>Продувочные окна:</b>				
Количество окон . . . . .		1	2	2
Высота окон в мм . . . . .	$h_3$	10	10,5	13
Ширина окон в мм . . . . .	$b_3$	25	17	18
Угол открытия по углу поворота коленчатого вала . . . . .	$\gamma^\circ$	113	110	110
Площадь одного окна в мм <sup>2</sup> . . . . .	$F_3$	254	248	410
Площадь продувочных окон в % к площади поршня . . . . .		14	23,3	20
Время-сечение фазы продувки при 4000 об/мин. в мм <sup>2</sup> /сек . . . . .		1,5	—	1,67

толкателей и клапанов расположены под углом 2°30' и имеют небольшое смещение в горизонтальной и вертикальной плоскости. Все одноименные детали клапанного механизма взаимозаменяемы.

На фиг. 97, 98 и 99 показаны основные детали механизма распределения со всеми размерами (без допусков). Установка распределительных шестерен по меткам относительно распределительного вала выполняется по монтажной схеме,



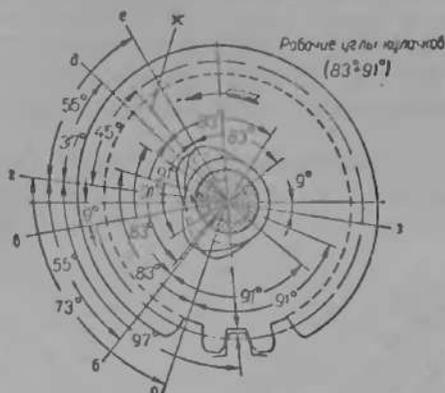


Фиг. 99. Шестерни механизма распределения и привода к маслонаосу:  
 1 — шестерня коленчатого вала; 2 — шестерня распределительного вала; 3 — шестерня привода к маслонаосу.

### Размеры зуба шестерни

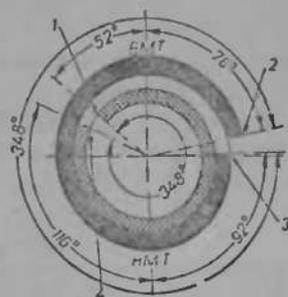
Параметры	1	2	3	
			Шестерня привода	Шестерня распределительного вала
Число зубьев	48	24	24	12
Модуль по нормали	2,5	2,5	1,5	1,5
Диаметр начальной окружности в мм	123	61	40,25	40,25
Угол зацепления	20°	20°	20°	20°
Направление винтовой линии	Правое	Левое	Правое	Левое
Угол наклона зуба к оси	20-21,8°	20-21,3°	26-34°	63-20°
Шаг винтовой линии в мм	1083,43	511,7	252,88	—
Коэффициент профильного смещения	—	—	—	—
Толщина зуба теоретическая в мм	3,927	3,927	2,356	2,353
Толщина зуба действительная в мм	3,922	3,927	2,353	2,353
Коэффициент эксцентриситета при беззазорном зацеплении с эталонной шестерней в мм:				
для всех шестерен	0-0,07	0-0,07	0,03-0,13	0,03-0,15
для каждой шестерни	0,04	0,04	0,05	0,1
при поворачивании на зуб	0,02	0,02	0,04	0,05

приведенной на фиг. 100. Эта схема обеспечивает получение номинальной диаграммы распределения (фиг. 101), которая справедлива при тепловом зазоре



Фиг. 100. Монтажная схема механизма распределения при положении поршней в в. м. т.:

а — выпускной кулачок правого цилиндра; б — выпускной кулачок левого цилиндра; в — ось толкателей правого цилиндра; г — ось шпони распределительного вала; д — выпускной кулачок правого цилиндра; е — выпускной кулачок левого цилиндра; жс — ось кулачка и толкателя; з — ось толкателей правого цилиндра.



Фиг. 101. Диаграмма распределения двигателя М-72 при тепловом зазоре 0,1 мм:

1 — закрытие выпускного клапана; 2 — открытие выпускного клапана; 3 — закрытие выпускного клапана; 4 — открытие выпускного клапана.

в клапанном механизме 0,1 мм. При этих условиях моменты открытия и закрытия клапанов определяются нижеследующим расчетом.

Левый цилиндр

Всасывающий клапан:	Открытие . . . . .	$90 + 97 + 55 - 91 - 9 = 142^\circ$ , что соответствует $76^\circ$ до в. м. т. по окружности кривошипа.
	Закрытие . . . . .	$90 + 97 + 55 + 83 - 9 = 316^\circ$ , что соответствует $90^\circ$ после н. м. т. по окружности кривошипа.
Выпускной клапан:	Открытие . . . . .	$90 + 97 - 55 - 91 - 9 = 32^\circ$ , что соответствует $116^\circ$ до н. м. т. по окружности кривошипа.
	Закрытие . . . . .	$90 + 97 - 55 + 83 - 9 = 206^\circ$ , что соответствует $52^\circ$ после в. м. т. по окружности кривошипа.

Правый цилиндр

Всасывающий клапан:	Открытие . . . . .	$90 - 9 - (97 + 37 - 91) = 38^\circ$ , что соответствует $76^\circ$ до в. м. т. по окружности кривошипа.
	Закрытие . . . . .	$97 + 37 + 83 - 90 + 9 = 136^\circ$ , что соответствует $90^\circ$ после н. м. т. по окружности кривошипа.
Выпускной клапан:	Открытие . . . . .	$91 + 73 - (97 - 90) - 9 = 148^\circ$ , что соответствует $116^\circ$ до н. м. т. по окружности кривошипа.
	Закрытие . . . . .	$97 - 73 + 83 - 90 + 9 = 20^\circ$ , что соответствует $52^\circ$ после в. м. т. по окружности кривошипа.

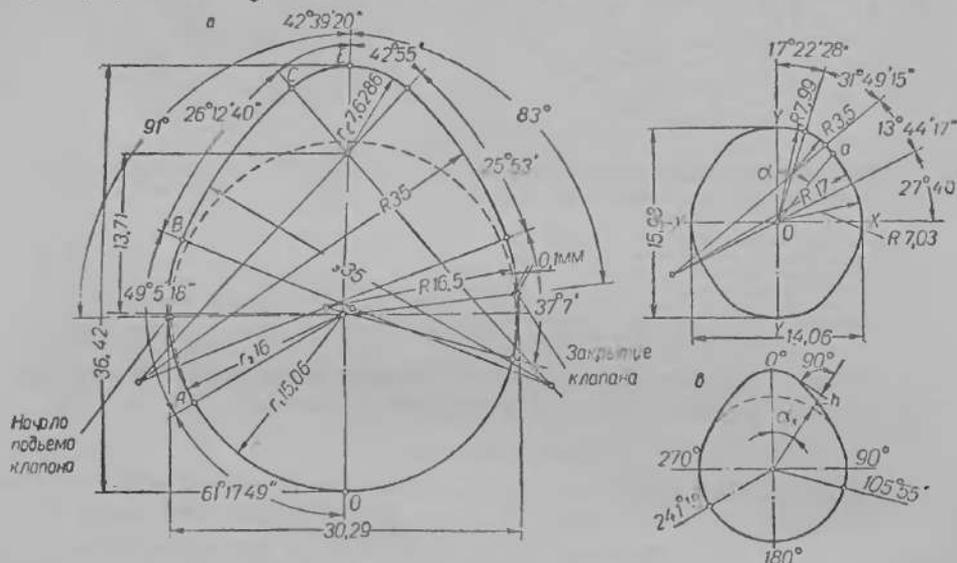
2. ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ КУЛАЧКОВ

Простейший гармонический кулачок, образованный сопряжением двух боковых радиусов с начальной окружностью и имеющий переход по спирали от начальной окружности к первому боковому радиусу, получил широкое распространение, но он не исчерпывает всех преимуществ, присущих много-

радиусному гармоническому кулачку с плавным сопряжением боковых радиусов, подобранных с расчетом наибольшей полноты диаграммы подъема клапана и наименьших отрицательных ускорений.

Гармонические кулачки двигателя М-72, обеспечивающие подъем клапана 6,3 мм, имеют одинаковый несимметричный профиль, образованный тремя боковыми радиусами, плавно сопрягающимися между собой и с начальной окружностью кулачка.

Тепловой зазор при таком кулачке выбирается постепенно на большой дуге радиуса  $r_2$ , и подъем клапана начинается в точке В, где первый малый радиус рабочего профиля  $r_2$  переходит во второй большой радиус  $r_3$ . Механизм



Фиг. 102. Профиль распределительного кулачка и кулачка зажигания двигателя М-72: а — распределительный кулачок; б — кулачок зажигания; в — текущий угол поворота кулачка.

**Примечание.** Отклонения от величин подъема, указанных в табл. 47 в одном кулачке: 1. На участках от 0 до 69° и от 300 до 360° не должны превышать 0,08, причем нарастание для каждых 3° не более 0,03. 2. На участках от 69 до 165° 54,31' и от 241° 17,52' до 300° не должно превышать 0,03, причем нарастание для каждых 3° не должно превышать 0,015.

при этом работает сравнительно бесшумно и диаграмма подъема клапана имеет большую полноту (фиг. 102).

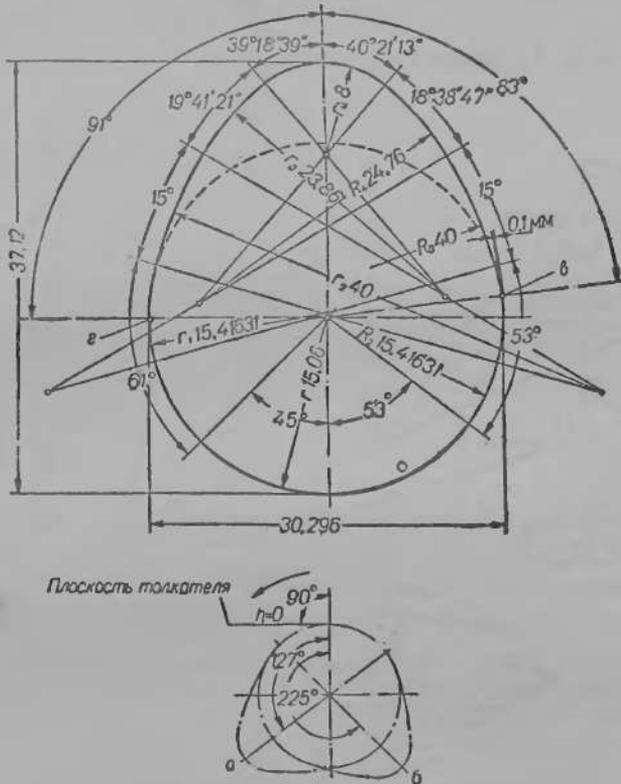
Увеличением числа радиусов рабочей части профиля кулачка и правильным их подбором может быть достигнуто большее время-сечение фазы, уменьшены отрицательные ускорения за счет плавного замедления подъема клапана и уменьшены силы инерции в механизме распределения за счет уменьшения диаметра толкателя.

Для выяснения этих преимуществ рассмотрим четырехрадиусный гармонический кулачок и трехрадиусный кулачок двигателя М-72. Поскольку в технической литературе не освещен вопрос проектирования многорадиусных гармонических кулачков, здесь приводится краткое изложение теории гармонического кулачка, причем все выводы и расчетные формулы будут в равной мере справедливы для одноименных участков профиля трехрадиусного кулачка мотоцикла М-72 и четырехрадиусного кулачка.

**Построение профиля.** По конструктивным соображениям выбирается радиус начальной окружности  $r_1$ , высота подъема клапана  $h$ , радиус закругления вершины кулачка  $r_6$ , рабочий угол по принятой диаграмме распределения  $\alpha_1$  и тепловой зазор  $S$  (фиг. 103 и 104).

Профиль кулачка определяется последовательным сопряжением радиусов  $r_1; r_2; r_3; r_4$  и  $r_5$  с соответствующими центрами:  $M; M_1; M_2; M_3; M_4$  и центральными углами  $\alpha; \beta; \beta_1; \beta_2; \beta_3$ .

Так как центром вращения кулачка является точка  $M$ , подъем толкателя на дуге  $OA$  будет равен нулю. Дуга  $AB$  радиуса  $r_2$  с центром  $M_1$ , расположенным на прямой  $AM_1$ , должна строиться с расчетом открытия клапана в точке  $B$ ,



Фиг. 103. Четырехрадиусный гармонический кулачок:

*a* — положение кулачка, соответствующее моменту начала опускания толкателя;  
*b* — положение кулачка, соответствующее началу подъема толкателя; *e* — конец опускания клапана; *e* — начало подъема клапана.

согласно принятому тепловому зазору  $S$ . Для решения этой задачи необходимо найти зависимость между величинами  $MM_1, S$  и углом  $\beta$ .

По фиг. 104,б находим

$$BF = BM_1 - FK - KM_1;$$

из треугольника  $KMF$

$$FK = \sqrt{FM^2 - KM^2},$$

где

$$FM = r_1.$$

Из треугольника  $KMM_1$ ,  $KM_1 = MM_1 \cos \beta$  и  $KM = MM_1 \sin \beta$ , поэтому  $FK = \sqrt{r_1^2 - MM_1^2 \sin^2 \beta}$ .

Учитывая, что  $r_2 = r_1 + MM_1$  и полагая  $MM_1 = m$ , получим

$$BF = S = r_2 - \sqrt{r_1^2 - m^2 \sin^2 \beta} - m \cos \beta$$

или окончательно

$$S = m(1 - \cos \beta) + r_1 - \sqrt{r_1^2 - m^2 \sin^2 \beta}. \quad (1)$$

Данная формула упрощается при допущении:  $FM = FK = r_1$ , что для практических расчетов обеспечивает достаточную точность, так как ошибка не превышает 0,5%.

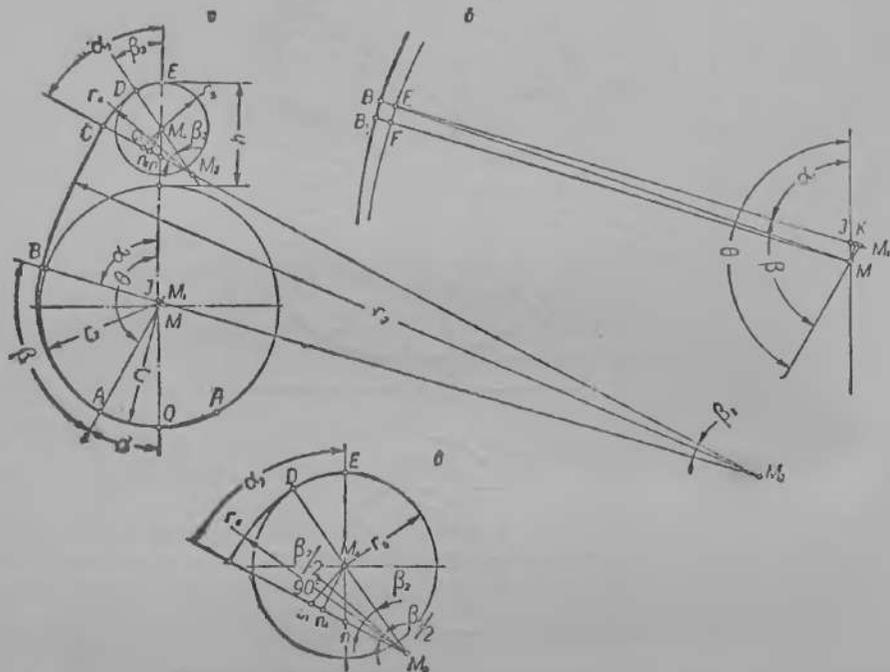
В этом случае  $\cos \beta = \frac{KM_1}{MM_1}$  и  $KM_1 = BM_1 - FK - BF$ ,

но  $BM_1 = r_2$ ;  $FK = r_1$  и  $BF = S$ , поэтому

$$\cos \beta = \frac{r_2 - r_1 - S}{r_2 - r_1},$$

где  $r_2 - r_1 = m$ . Следовательно, окончательно

$$m = \frac{S}{1 - \cos \beta}. \quad (2)$$



Фиг. 104. Построение профиля четырехрадиусного гармонического кулачка.

Дуга  $BC$  радиуса  $r_3$  с центром  $M_2$  и центральным углом  $\beta_1$ , обуславливающая положительные ускорения, строится из условий плавного слияния с дугой  $AB$ , что обеспечивается при расположении центров радиусов этих дуг на общей прямой, поэтому прямая  $M_2B$  должна проходить через центр  $M_1$  радиуса  $r_2$ .

Из треугольника  $IMM_1$  по теореме синусов находим

$$MI = \frac{MM_1 \sin \beta}{\sin \alpha_1},$$

$$M_1I = \frac{MM_1 \sin \theta}{\sin \alpha_1}.$$

Сторона  $In$ , противолежащая углу  $\beta_1$ , в треугольнике  $M_2In$

$$In = \frac{M_2I \cos \beta_1}{\sin \alpha_2};$$

сторона  $IM_2 = r_3 - r_2 + IM_1$ ;

сторона  $M_2n = \frac{M_2I \sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}$ .

Дуга  $CD$  радиуса  $r_4$  с центром  $M_3$  и центральным углом  $\beta_2$  должна также плавно сопрягаться с дугой  $BC$ . Для этого центр ее радиуса  $M_3$  должен лежать на прямой  $M_2C$ .

На дуге  $CD$  начинают действовать отрицательные ускорения, влияющие на характеристики клапанных пружин, так как в точке  $C$  начинается замедление подъема клапана.

По фиг. 104,а и 104,б находим, что  $nC_1 = M_2C - M_2n - CC_1$ . Так как  $M_2C = r_3$ ;  $CC_1 = r_6$  и  $M_2n = \frac{M_2l \sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}$ ,

то

$$nC_1 = \frac{M_2l \sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} - r_6.$$

Определяем стороны треугольника  $nM_3M_4$ :

$$nM_4 = MM_4 - MI - In,$$

где  $MM_4 = r_1 + h - r_5$ .

Из треугольника  $n_1C_1M_4$  определяем угол  $\beta_2$ . Угол при вершине  $M_4$  в этом треугольнике по построению равен  $\frac{\beta_2}{2}$ :

$$\text{очевидно, что } \operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} = \frac{n_1C_1}{n_1M_4},$$

но  $n_1C_1 = nC_1 - nM_4 \cos \alpha_2$

и  $n_1M_4 = nM_4 \sin \alpha_2$ ,

$$\text{следовательно, } \operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} = \frac{nC_1 - nM_4 \cos \alpha_2}{nM_4 \sin \alpha_2};$$

кроме того,  $r_4 = r_5 + M_3M_4$ .

Из треугольника  $nM_3M_4$  сторона  $M_3M_4$  может быть выражена равенством

$$M_3M_4 = \frac{nM_4 \sin \alpha_2}{\sin \beta_2},$$

$$\text{следовательно, } r_4 = r_5 + \frac{nM_4 \sin \alpha_2}{\sin \beta_2}.$$

Дуга  $DE$  радиуса  $r_5$  с центром  $M_4$  и центральным углом  $\beta_3$  замыкает рабочий профиль кулачка. Правая сторона профиля может быть симметричной или несимметричной, как у кулачка двигателя М-72. В том и другом случае профиль может быть построен по выведенным формулам в соответствии с заданными требованиями.

### 3. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА МЕХАНИЗМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Для изготовления кулачка, его контроля в производстве и динамического расчета механизма распределения должны быть известны пути, скорости и ускорения толкателя по углу поворота кулачка.

Для каждого отдельного участка профиля, т. е. для дуг  $OA$ ,  $AB$ ,  $BC$ ,  $CD$  и  $DE$ , пути, скорости и ускорения выражаются различными законами.

По построению кулачка очевидно, что на дуге  $OA$  радиуса  $r_1$ , центр которого  $M$  совпадает с осью вращения кулачка, толкатель не может подниматься, поэтому пути, скорости и ускорения на этой дуге будут равны нулю, т. е.

$$\begin{aligned} h_{OA} &= 0; \\ V_{OA} &= 0; \\ I_{OA} &= 0. \end{aligned}$$

В точке  $A$  начинается подъем толкателя, а в точке  $B$  вместе с толкателем начинает подниматься клапан.

Определим подъем толкателя  $h_1$  в произвольно выбранной точке  $a$  (фиг. 105,а). Для этого проведем прямую  $M_1a$  и касательную к дуге  $AB$  в точке  $a$ . Из точки  $M$  опустим перпендикуляр  $Mg$  на прямую  $M_1a$ .

Точка  $b$  будет лежать на пересечении касательной с прямой  $Mb$ , параллельной прямой  $M_1a$ , а отрезок  $ac_1$  будет равен отрезку  $bc$ . Подъем толкателя в произвольной точке  $a$  выразится равенством

$$h_1 = M_1a - CM - M_1q.$$

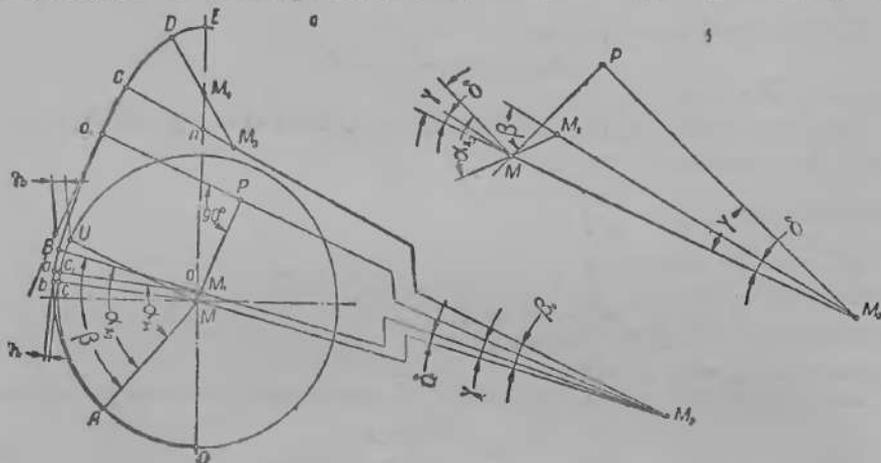
Так как  $M_1a = r_2$ ;  $CM = r_1$ ;  $M_1q = MM_1 \cos \alpha_{x1}$  и  $MM_1 = r_2 - r_1$ , то

$$h_1 = r_2 - r_1 - (r_2 - r_1) \cos \alpha_{x1}$$

и окончательно

$$h_{AB} = (r_2 - r_1) (1 - \cos \alpha_{x1}). \quad (3)$$

Данное уравнение определяет путь толкателя на дуге  $AB$  и действительно в пределах изменения текущего угла поворота кулачка  $\alpha_{x1}$  от  $\alpha_{x1} = 0$  до  $\alpha_{x1} = \beta$ .



Фиг. 105. Схема для определения подъема толкателя на дуге  $BC$ .

Для получения скорости толкателя на дуге  $AB$  дифференцируем уравнение пути по времени

$$\frac{dh_{AB}}{dt} = \frac{d(r_2 - r_1)(1 - \cos \alpha_{x1})}{dt} + \frac{d(1 - \cos \alpha_{x1})(r_2 - r_1)}{dt}$$

или

$$\frac{dh_{AB}}{dt} = \sin \alpha_{x1} \frac{d\alpha_{x1}}{dt} (r_2 - r_1).$$

В этом выражении величина  $\frac{dh_{AB}}{dt}$  есть скорость  $v$  и  $\frac{d\alpha_{x1}}{dt}$  — угловая скорость вращения  $\omega$ , поэтому скорость толкателя будет выражаться формулой

$$v_{AB} = (r_2 - r_1) \sin \alpha_{x1} \cdot \omega. \quad (4)$$

После дифференцирования скорости по времени получаем ускорение толкателя на дуге  $AB$ :

$$I_{AB} = (r_2 - r_1) \cos \alpha_{x1} \cdot \omega^2. \quad (5)$$

Определим подъем толкателя на дуге  $BC$  в произвольно выбранной точке  $a_1$ . Для этого проведем касательную к дуге в точке  $a_1$  и из точки  $M$  опустим перпендикуляр на касательную. Отрезок  $h_2$  будет выражать подъем толкателя в точке  $a_1$

$$h_2 = M_2a_1 - PM_2 - MU.$$

Так как  $M_2a_1 = r_2$ ;  $PM_2 = MM_2 \cos \gamma$  и  $MU = r_1$ , то, подставляя данные значения в формулу, получим

$$h_{BC} = r_2 - MM_2 \cos \gamma - r_1. \quad (6)$$

В этой формуле величина  $MM_2$  находится из треугольника  $MM_1M_2$  по обобщенной теореме Пифагора:

$$MM_2^2 = MM_1^2 + M_1M_2^2 - 2MM_1M_2 \cos(180^\circ - \beta).$$

Подставляя в это выражение фактические значения величин  $MM_1$  и  $MM_3$ , окончательно получим

$$MM_2 = \sqrt{(r_3 - r_2)^2 + (r_2 - r_1)^2 - 2(r_3 - r_2)(r_2 - r_1) \cos(180^\circ - \beta)}.$$

Из фиг. 105, б видно, что угол  $\gamma$  может быть выражен в зависимости от углов  $\beta$ ,  $\delta$  и текущего угла поворота кулачка  $\alpha_{z_2}$ , т. е.

$$\gamma = \alpha_{z_2} - \beta + \delta;$$

кроме того, угол  $\delta$ , в свою очередь, определяется из уравнения:

$$\sin \delta = \frac{MM_1 \sin \beta}{MM_2},$$

но  $MM_1 = r_3 - r_1$ , поэтому

$$\sin \delta = \frac{(r_3 - r_1) \sin \beta}{MM_2}.$$

Для определения скорости толкателя на дуге  $BC$  дифференцируем уравнение пути по времени

$$v = \frac{dh_{BC}}{dt} = \frac{d(r_3 - MM_2 \cos \gamma - r_1)}{dt} = MM_2 \sin \gamma \frac{d\gamma}{dt}$$

и окончательно

$$v_{BC} = MM_2 \sin \gamma \omega. \quad (7)$$

Дифференцируя скорость толкателя по времени, получаем ускорение

$$I_{BC} = MM_2 \cos \gamma \omega^2. \quad (8)$$

Формулы (6), (7) и (8) справедливы для дуги  $BC$  в пределах изменения текущего угла поворота кулачка  $\alpha_{z_2}$  от  $\alpha_{z_2} = \beta$  до  $\alpha_{z_2} = \beta + \beta_1$ , причем в точке  $B$  подъем толкателя может быть определен как по формуле (3), так и по формуле (6), так как точка  $B$  общая для кривой профиля  $AC$ .

Определим путь толкателя на дуге  $CD$  в произвольно выбранной точке  $a_2$  (фиг. 106, а). Для этого проведем касательную к дуге  $CD$  в точке  $a_2$  и опустим на касательную перпендикуляры  $MS$  и  $M_3a_2$  из точек  $M$  и  $M_3$ .

Кроме того, на прямую  $MS$  опустим перпендикуляр  $M_3e$  из точки  $M_3$ . Подъем толкателя в точке  $a_2$  по построению будет равен

$$h_3 = Se - Ue,$$

но  $Ue = UM - MM_3 \cos \varphi$ , поэтому

$$h_3 = Se - UM + MM_3 \cos \varphi.$$

Подставляя в это выражение значения  $Se = r_4$  и  $UM = r_1$ , окончательно получим

$$h_{CD} = r_4 - r_1 + MM_3 \cos \varphi. \quad (9)$$

В этой формуле  $MM_3$  по фиг. 106, а может быть определена из треугольника  $MM_3M_4$  на основании обобщенной теоремы Пифагора

$$MM_3^2 = MM_4^2 + M_3M_4^2 - 2MM_4M_3M_4 \cos(\alpha_2 - \beta_2).$$

По условиям построения

$$MM_4 = r_1 + h - r_6$$

и

$$M_3M_4 = r_4 - r_6,$$

следовательно

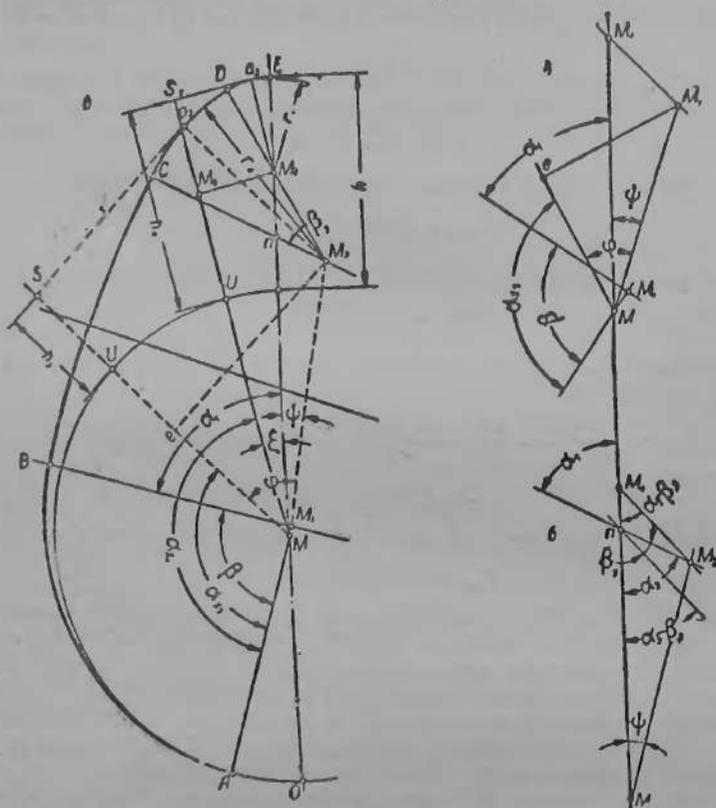
$$MM_3 = \sqrt{(r_1 + h - r_6)^2 + (r_4 - r_6)^2 - 2(r_1 + h - r_6)(r_4 - r_6) \cos(\alpha_2 - \beta_2)}.$$

Угол  $\varphi$  в формуле (9) по фиг. 106,  $\theta$  определяется из выражения

$$\varphi = \beta + \alpha_1 + \psi - \alpha_{x_2},$$

где угол  $\psi$ , по теореме синусов, находится из уравнения

$$\sin \psi = \frac{(r_4 - r_6) \sin(\alpha_2 - \beta_2)}{MM_3}.$$



Фиг. 106. Схема для определения подъема толкателя на дугах  $CD$  и  $DE$ .

Скорости и ускорения толкателя на дуге  $CD$  получаем, дифференцируя уравнение (9), при этом аналогично предыдущему получим

$$V_{CD} = MM_3 \sin \varphi \cdot \omega, \quad (10)$$

$$I_{CD} = -MM_3 \cos \varphi \cdot \omega^2. \quad (11)$$

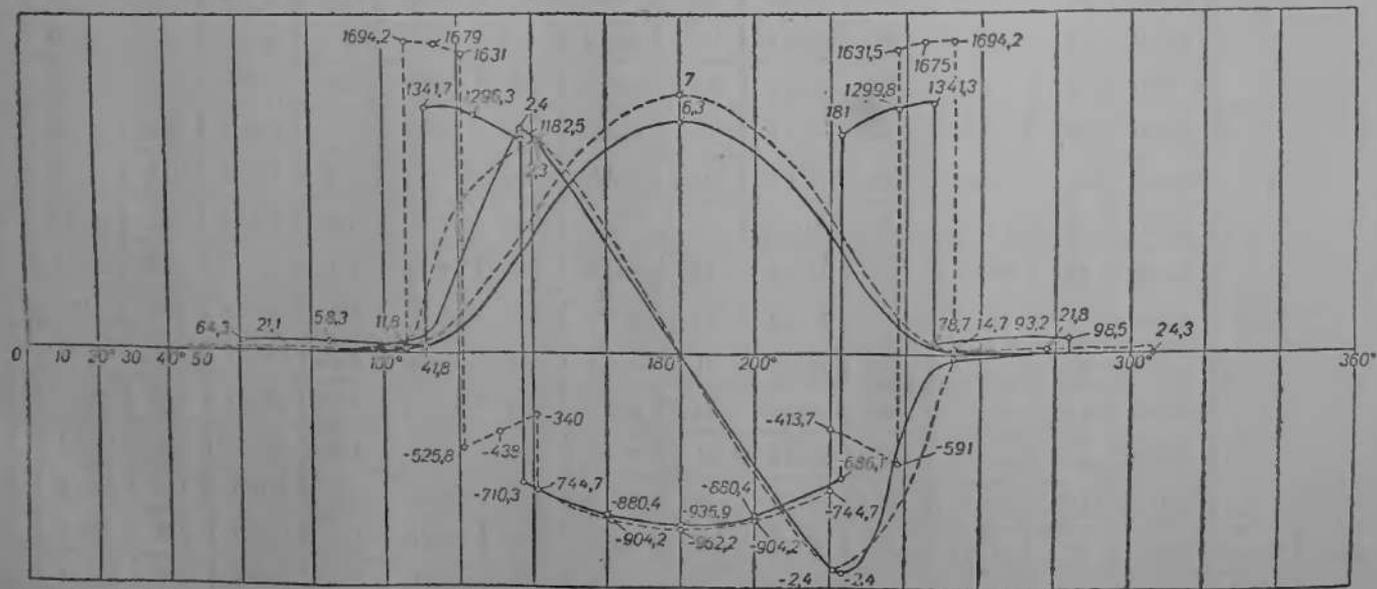
Формулы (9), (10) и (11) справедливы для дуги  $CD$  в пределах изменения текущего угла поворота кулачка  $\alpha_{x_2}$  от  $\alpha_{x_2} = \beta + \beta_1$  до  $\alpha_{x_2} = \beta + \beta_1 + \beta_2$ , причем в точке  $C$  подъем толкателя может быть определен как по формуле (6), так и по формуле (9), так как точка  $C$  общая для кривой профиля  $BD$ .

На последней дуге профиля кулачка  $DE$  путь толкателя определяем в произвольно выбранной точке  $a_3$  (фиг. 106,  $a$ ). Для этого проведем касательную к точке  $a_3$  и опустим на касательную перпендикуляры  $MS_1$  и  $M_4 a_3$  из точек  $M$  и  $M_4$ .

Подъем толкателя  $h_4$  в точке  $a_3$  будет определяться уравнением

$$h_4 = M_3 a_3 + M_6 M - MU,$$

но  $M_4 a_3 = r_6$ ;  $M_6 M = MM_4 \cos \xi$ ;  $MU = r_1$  и  $MM_4 = r_1 + h - r_6$ .



Фиг. 107. Диаграмма путей скоростей и ускорений толкателя

— кривые для трехходового кулачка М-72;  
 - - - кривые для четырехходового кулачка.

Пути толкателя  $h$  по углу поворота  $\alpha_x$  трехрадиусного гармонического кулачка двигателя М-72

$\alpha^\circ$	$h$ мм														
241°18'	0,0000	273	0,1402	305	1,0799	337	5,2101	9	6,1312	41	2,9371	73	0,2312	105	0,0002
243	0,0004	275	0,1580	307	1,2795	339	5,3894	11	6,0482	43	2,6129	75	0,2046	105°55'	0,0000
245	0,0020	277	0,1766	309	1,5035	341	5,5531	13	5,9486	45	2,2986	77	0,1795		
247	0,0046	279	0,1963	311	1,7492	343	5,7009	15	5,8343	47	2,2005	79	0,1560		
249	0,0085	281	0,2168	313	2,0170	345	5,8343	17	5,7000	49	1,7346	81	0,1340		
251	0,0134	283	0,2382	315	2,3067	347	5,9486	19	5,5531	51	1,4858	83	0,1137		
253	0,0195	285	0,2604	317	2,6180	349	6,0482	21	5,3894	53	1,2594	85	0,0949		
255	0,0267	287	0,2835	319	2,9371	351	6,1312	23	5,2101	55	1,0558	87	0,0778		
257	0,0351	289	0,3074	321	3,2447	353	6,1979	25	5,0155	57	0,8753	89	0,0623		
259	0,0445	291	0,3320	323	3,5394	355	6,2479	27	4,8058	59	0,7179	91	0,0485		
261	0,0550	293	0,3663	325	3,8206	357	6,2812	29	4,5810	61	0,5840	93	0,0364		
263	0,0666	295	0,4,62	327	4,0882	359	6,2979	31	4,3418	63	0,4736	95	0,0261		
265	0,0792	297	0,5098	329	4,3418	1	6,2979	33	4,0882	65	0,3866	97	0,0174		
267	0,0930	299	0,6172	331	4,5810	3	6,2812	35	3,8206	67	0,3241	99	0,0105		
269	0,1078	301	0,7481	333	4,8058	5	6,2479	37	3,5394	69	0,2887	101	0,0053		
271	0,1235	303	0,9023	335	5,0155	7	6,1979	39	3,2447	71	0,2592	103	0,0019		

Значение радиуса-вектора  $OA$  кулачка зажигания по углу поворота

Угол поворота	Радиус-вектор $OA$	Угол поворота	Радиус-вектор $OA$	Угол поворота	Радиус-вектор $OA$
17°22'28"	7,990	34°	7,576	51°	7,120
18°	7,989	35°	7,537	52°	7,106
19°	7,986]	36°	7,501	53°	7,092
20°	7,979	37°	7,465	54°	7,080
21°	7,969	38°	7,431	55°	7,070
22°	7,957	39°	7,399	56°	7,060
23°	7,940	40°	7,368	57°	7,052
24°	7,911	41°	7,339	58°	7,045
25°	7,899	42°	7,311	59°	7,039
26°	7,874	43°	7,284	60°	7,035
27°	7,845	44°	7,259	61°	7,032
28°	7,814	45°	7,235	62°	7,030
29°	7,779	46°	7,212		
30°	7,741	47°	7,191		
31°15'40"	7,689	48°	7,171		
32°	7,657	49°	7,153		
33°	7,616	50°	7,136		

Подставляя в формулу для  $h_d$  данные значения, окончательно получим

$$h_{DE} = r_b + (r_1 + h - r_2) \cos \xi - r_1. \quad (12)$$

Скорости и ускорения толкателя получаем, дифференцируя уравнение (12), т. е.

$$v_{DE} = (r + h - r_b) \sin \xi \omega, \quad (13)$$

$$I_{DE} = -(r_1 + h - r_2) \cos \xi \omega^2. \quad (14)$$

Формулы (12), (13) и (14) справедливы для дуги  $DE$  в пределах изменения текущего угла поворота кулачка  $\alpha_{z1}$  от  $\alpha_{z1} = \beta + \beta_1 + \beta_2$  до  $\alpha_{z1} = \beta + \alpha_1$ , причем, в точке  $D$  подъем толкателя может быть определен как по формуле (9), так и по формуле (12), так как точка  $D$  общая для кривой профиля  $CE$ .

Рабочий профиль трехрадиусного распределительного кулачка двигателя М-72 (фиг. 102) определяется дугами  $AB$ ,  $BC$  и  $DE$ . В нем нет четвертой дуги  $CD$  (фиг. 103), тем не менее для трехрадиусного кулачка останутся справедливыми выведенные формулы для построения элементов профиля, формулы для определения подъема толкателя (3), (6), (12); формулы скоростей (4), (7) и (13) и формулы ускорений (5), (8) и (14).

В табл. 47 и 48 даны подъемы толкателей по углу поворота кулачков через 2 и 5°. На фиг. 107 приведена диаграмма путей, скоростей и ускорений толкателя для двух рассмотренных кулачков.

Весовые данные деталей механизма распределения, упругость клапанных пружин и силы, действующие в механизме распределения двигателя М-72, приведены в табл. 49.

Таблица 48

Пути толкателя  $h$  по углу поворота  $\alpha_x$  четырехрадиусного гармоничного кулачка

Текущий угол поворота кулачка $\alpha_x$	Подъем толкателя $h$	Текущий угол поворота кулачка $\alpha_x$	Подъем толкателя $h$	Текущий угол поворота кулачка $\alpha_x$	Подъем толкателя $h$
225°	0,000	315°	2,960	45°	2,937
230°	0,001	320°	3,712	50°	2,214
235°	0,005	325°	4,457	55°	1,549
240°	0,012	330°	5,116	60°	0,947
245°	0,021	335°	5,683	65°	0,492
250°	0,033	340°	6,152	70°	0,222
255°	0,048	345°	6,521	75°	0,137
260°	0,064	350°	6,786	80°	0,113
265°	0,083	355°	6,946	85°	0,092
270°	0,104	360°	7,000	90°	0,072
275°	0,127	5°	6,946	95°	0,054
280°	0,152	10°	6,786	100°	0,039
285°	0,178	15°	6,521	105°	0,026
290°	0,266	20°	6,152	110°	0,016
295°	0,537	25°	5,683	115°	0,008
300°	0,994	30°	5,116	120°	0,003
305°	1,595	35°	4,457	125°	0,000
310°	2,253	40°	3,711	127°	0,000

Таблица 49

Вес деталей и характеристики механизма распределения двигателя М-72

Наименование	Значения
Вес деталей клапанного механизма:	
Толкатель с болтом и контргайкой в кг . . . . .	0,082
Клапан в кг . . . . .	0,1225
Сухари и тарелка клапана в кг . . . . .	0,056
Пружина клапана в кг . . . . .	0,2325
Расчетный вес комплекта деталей в кг . . . . .	0,496
Упругость пружины (предварительный натяг при сжатии на 15 мм и 20 мм) в кг	20,4 и 27,3
Упругость пружины при полном подъеме клапана 6,3 мм (сжатие пружины на 26,2 мм) в кг . . . . .	35,8
Максимальное давление газов на клапан в кг . . . . .	87
Максимальное положительное ускорение толкателя при числе оборотов двигателя 5000 об/мин в м <sup>2</sup> /сек . . . . .	1342
Максимальное отрицательное ускорение толкателя в м <sup>2</sup> /сек . . . . .	938
Максимальное давление толкателя на кулачок в момент начала подъема клапана в кг . . . . .	112
Максимальная сила инерции массы комплекта деталей при числе оборотов двигателя 5000 об/мин. в кг . . . . .	22,3
Минимальный расчетный радиус лопатки толкателя в мм . . . . .	9,4
Зазор между штоком клапана и направляющим отверстием цилиндра в мм	0,05—0,1
Время сечения клапана при числе оборотов двигателя 5000 об/мин. в мм <sup>2</sup> /сек	2,34
Скорость газа, протекающего через клапан ( $\eta_0 = 0,81$ ) в м/сек . . . . .	127

Силы инерции, развиваемые массой деталей клапанного механизма, как известно, определяются произведением общей массы деталей на соответствующие ускорения толкателя, определяемые приведенными выше формулами, т. е.

$$P_i = \frac{G}{g} I,$$

где  $G$  — вес комплекта деталей клапанного механизма;

$g$  — ускорение силы тяжести =  $9,81 \text{ м/сек}^2$ ;

$I$  — ускорение толкателя.

В табл. 50 указаны материалы, термообработка и чистота поверхностей трения деталей механизма распределения двигателя М-72.

Таблица 50

Материалы, термообработка и чистота поверхностей трения деталей механизма распределения двигателя М-72

Детали	Материал и ГОСТ	Термообработка и твердость	Чистота поверхностей по ГОСТ 2789-51
Распределительный вал	Сталь 15 по ГОСТ 1050-52	Цемент, на глубину 0,8—1,3 мм; твердость $R_C = 58-63$	Шейки $\nabla\nabla\nabla 9$ Кулачки $\nabla\nabla\nabla 8\text{в}$
Клапан	Сталь Х9С2 (ЭХ8) по ГОСТ 5632-51	Твердость торца штока $R_C = 43-54$ ; твердость стержня и головки $H_B = 255-302$	Шток $\nabla\nabla\nabla\nabla 10$
Толкатель	Специальный чугун с отбелом торца головки	Твердость торца головки $R_C = 50$ ; твердость стержня $H_B = 207-255$	Стебель $\nabla\nabla\nabla 8$ Головка $\nabla\nabla\nabla 9\text{в}$
Направляющая втулка толкателя	Алюминиевый сплав Д1 по ГОСТ 4784-49	Твердость $H_D < 55$	
Болт толкателя	Сталь 15Х по ГОСТ 4543-48	Цементация головки на глубину 0,7—1,0; твердость $R_C = 58-62$	Головка полируется
Пружина клапана	Сталь 65Г. Проволока 3,75 II, ГОСТ 1071-41		
Тарелка клапана	Сталь 35, ГОСТ 1050-52	Нет	
Сухари	Сталь 35, ГОСТ 1050-52	Нет	
Шестерня распределительного вала	Специальный чугун	Твердость $H_B = 170-229$	Зуб шевангуется
Шестерня коленчатого вала	Сталь 45, ГОСТ 1050-52	Нет	Зуб шевангуется

## Глава VIII

## ОХЛАЖДЕНИЕ, СМАЗКА И ВЫПУСК ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

## 1. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатели К1Б, М1А, К-125, ИЖ-350, ИЖ-49 и М-72 имеют воздушную систему охлаждения встречным потоком воздуха, следовательно, интенсивность их охлаждения зависит от скорости мотоциклов. С увеличением скорости мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, возрастает пропорционально кубу скорости; в такой же степени возрастает и тепловыде-

ление двигателей, подлежащее отдаче в окружающую среду, однако интенсивность охлаждения двигателей возрастает при этом в значительно меньшей степени, поэтому с увеличением скорости мотоциклов температура нагревания цилиндров и головок постепенно возрастает, что ограничивает допустимую продолжительность работы двигателей на полном дросселе.

Кроме того, при попутном ветре или преодолении продолжительных подъемов и тяжелых дорог интенсивность охлаждения нередко оказывается недостаточной даже на средних режимах работы двигателей. В этих случаях может оказаться необходимым охлаждать двигатель на остановках, преодолевать подъемы на высших передачах с разгона на большой скорости, делать спуски с выключенным двигателем или прибегать к другим приемам, устраняющим перегревание двигателя.

Указанные недостатки нетрудно было бы устранить введением принудительного охлаждения двигателей от специальных вентиляторов, но в обычных условиях эксплуатации мотоциклов это не является необходимым.

Обусловливается это: во-первых, редкой и непродолжительной работой мотоциклетного двигателя на полном дросселе; во-вторых, охлаждающая поверхность ребер цилиндров и головок двигателей всегда выбирается с достаточно большим запасом; в-третьих, поршни, головки цилиндров и картера изготавливаются обычно из алюминиевых сплавов, имеющих высокий коэффициент теплопроводности. Все это в совокупности приводит к достижению удовлетворительного среднего теплового баланса на рабочих режимах мотоциклетного двигателя.

Единственным требованием, предъявляемым в эксплуатации к системе охлаждения мотоциклетных двигателей является содержание в чистоте охлаждающих поверхностей цилиндров, головок и картера. Это относится в большой степени к двигателю М-72, так как цилиндры расположены близко к поверхности дороги и при езде по грязным дорогам часто забиваются грязью, которая заметно снижает интенсивность охлаждения двигателя.

В табл. 51 приведены некоторые данные, характеризующие систему охлаждения мотоциклетных двигателей.

Таблица 51

Основные данные, характеризующие состояние системы охлаждения мотоциклетных двигателей

Марка двигателя	Поверхности охлаждения			Угол наклона ссн цилиндра вперед от вертикали	Условия работы двигателей и температура нагревания				
	цилиндра	головки цилиндра	картера		Мощность $N_e$ в л. с.	Число оборотов в мин. при $N_e$	Скорость обдува $v$ в м/сек	Температура головок, замеренная термопарой $t^{\circ}\text{C}$	Температура масла $t^{\circ}\text{C}$
К1Б	Фиг. 71	Фиг. 75	Фиг. 66	30°	2,2	4100	75	510	—
М1А	» 72	» 76	» 67	15°	4,0	4800	85	480	—
ИЖ-350	» 73	» 77	» 68	15°	—	—	—	—	—
М-72	» 74	» 78	» 69	—	23,0	4800	110	780	85

## 2. СИСТЕМА СМАЗКИ

**Двухтактные двигатели.** Смазка двухтактных двигателей К1Б, М1А (К-125) и ИЖ-350 настолько проста, что не требует никаких пояснений и не нуждается в уходе и контроле: масло (автол 10) смешивается с горючим в пропорции от 1 : 25 до 1 : 20 по объему, т. е. от 40 до 50 см<sup>3</sup> на 1 л бензина и вместе с бензином поступает через бензобак и карбюратор в кривошипную камеру двигателей. При этом масляным туманом смазываются в достаточной степени корен-

ные и шатунные подшипники коленчатого вала, стенки цилиндров, поршни, малая головка шатунов и поршневые кольца. Несмотря на исключительную простоту данной системы смазки она вполне себя оправдывает и применяется почти для всех малолитражных двухтактных двигателей.

**Четырехтактный двигатель М-72.** Двигатель М-72 имеет комбинированную систему смазки: часть деталей смазывается под давлением от масляного насоса, остальные детали—посредством разбрызгивания масла и образования масляного тумана. Система смазки двигателя М-72 показана на фиг. 108.

Масло заливается в картер двигателя через заливное отверстие, закрываемое пробкой 14 со стержневым указателем уровня (шупом). Допускаемые пределы колебания уровня масла в картере определяются рисками, нанесенными на шупе.

Масляным резервуаром и одновременно охлаждающей камерой является нижняя часть картера 19, закрытая снизу стальным штампованным поддоном, имеющим спускную пробку 15. Соединение поддона с картером уплотняется специальной пробковой прокладкой.

Одноступенчатый шестеренчатый насос 1 приводится в действие от распределительного вала при помощи пары шестерен 35 и 36 со спиральным зубом и штанги 4 с муфтой 39, соединяющей ведомую шестерню с насосом. Насос имеет нагнетающие шестерни 2 и 3, вращающиеся в алюминиевом корпусе. Масло засасывается насосом из поддона в отверстие 33 и поступает через канал 34 в горизонтальную трубку картера 22, являющуюся главной магистралью системы смазки. Из магистрали масло подается по четырем раздаточным каналам: по вертикальным отверстиям 23 и 25 к двум маслоуловителям 12, вращающимся вместе с коленчатым валом; по отверстию 5 и кольцевому каналу фланца цилиндра на верхнюю стенку левого (по ходу мотоцикла) цилиндра и по кольцевому каналу 26 корпуса переднего подшипника коленчатого вала и маслопроводной трубке 29 к ведущей шестерне коленчатого вала.

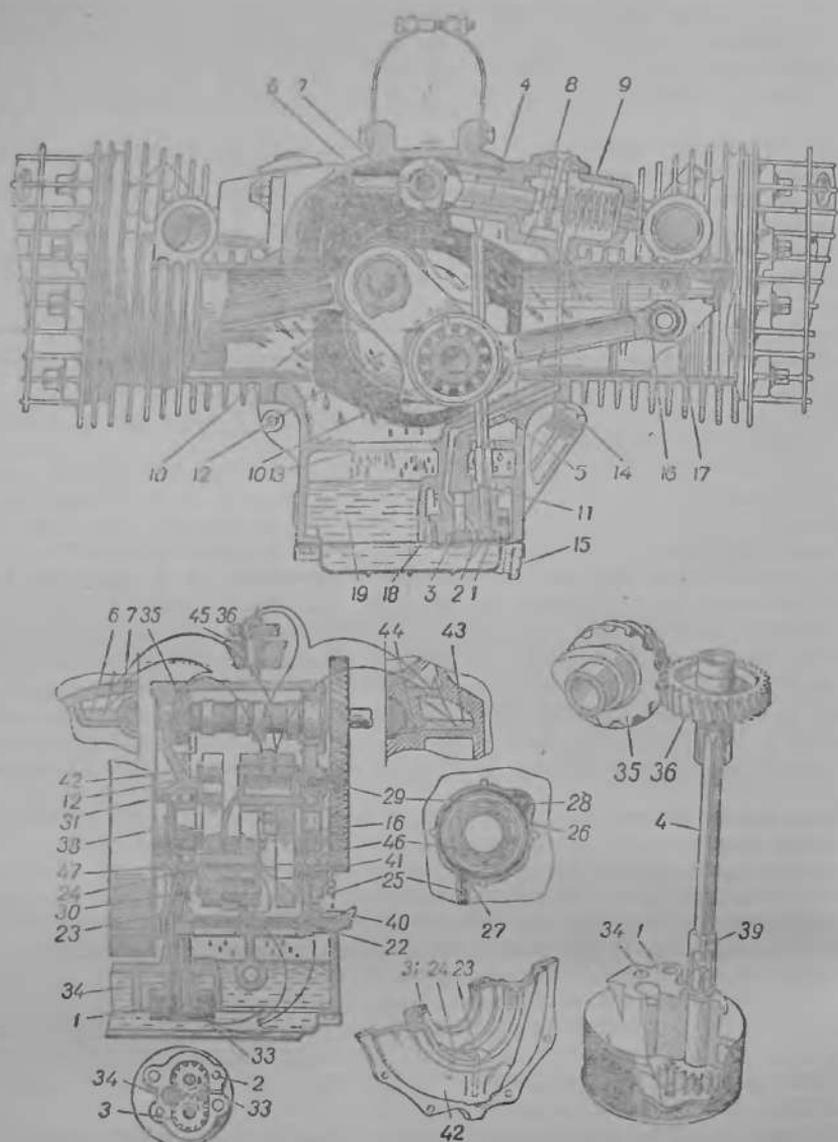
Далее масло разносится на трущиеся поверхности деталей кривошипно-шатунного механизма и механизма распределения следующим образом.

В маслоуловителе 12 масло стекает из канавок, имеющих в гнездах 23 и 41 коренных подшипников коленчатого вала и увлекается вращающимися маслоуловителями, причем под действием центробежных сил заполняет внутреннюю кольцевую форму маслоуловителей, являющихся своеобразными центрифугами, в которых, под влиянием центробежных сил, выпадают твердые частицы, загрязняющие масло. Очищенное масло устремляется через отверстия маслоуловителей в полости кривошипных пальцев коленчатого вала, откуда по каналам 30 выходит в роликоподшипники больших головок шатунов.

Излишнее масло, выливаясь через зазоры из роликоподшипников и маслоуловителей, разбрасывается центробежными силами по всему внутреннему пространству картера, как показано на фиг. 108. При этом, вследствие вращения коленчатого вала по часовой стрелке (фиг. 108), масляные брызги омывают верхнюю стенку правого цилиндра и нижнюю стенку левого цилиндра; кроме того, забрасываются в масляные ванны, 6, 43 и 45, где масло осаждается и самотеком подходит к подшипнику шестерни 36 привода маслонасоса и подшипникам распределительного вала по каналам 7 и 44.

Нижняя стенка правого цилиндра смазывается маслом, стекающим с верхней стенки, но у левого цилиндра верхняя стенка оказывается недоступной для масляных брызг, поэтому ее смазка осуществляется через специальные каналы под давлением от масляного насоса.

Масляными брызгами смазываются кулачки распределительного вала и рабочие поверхности толкателей. Головки толкателей впрессовывают смазку в зазоры вдоль направляющих втулок, откуда смазка достигает регулировочных болтов и штоков клапанов.



Фиг. 108. Система смазки двигателя М-72:

1 — корпус масляного насоса; 2 — ведущая шестерня; 3 — ведомая шестерня; 4 — соединительная штанга; 5 — маслопровод левого цилиндра; 6 — масляный нарман; 7 — маслопроводный канал; 8 — сверление в клапанной коробке; 9 — сверление в левом цилиндре; 10 — пальцы кривошипа; 11 — прокладка корпуса масляного насоса; 12 — маслоуловитель; 13 — сетка масляного стока; 14 — пробка заливного отверстия; 15 — пробка сборного поддона; 16 — отверстие для смазки поршневого пальца; 17 — поршневое маслоотборное кольцо; 18 — фильтр масляного насоса; 19 — масляный резервуар; 20 — главный магистраль; 21 — масляный канал в заднем подшипнике; 22 — маслоотстойный канал; 23 — канавка переднего подшипника; 24 — кольцевая канавка; 25 — смазочные отверстия в корпусе подшипника; 26 — углубление для выхода масла; 27 — маслопроводная трубка; 28 — радиальные отверстия в вальце кривошипа; 29 — сальник кривошипа; 30 — входное отверстие масляного насоса; 31 — выходное отверстие масляного насоса; 32 — ведущая шестерня; 33 — шестерня привода масляного насоса; 34 — маслоотражательная палец; 35 — соединительная муфта ведущей шестерни; 36 — сливное отверстие; 37 — радиусное углубление в корпусе подшипника; 38 — корпус подшипника; 39 — масляный нарман; 40 — углубление для смазки шестерни привода масляного насоса; 41 — черепаший опорный шариковый подшипник; 42 — валик опорный шариковый подшипник; 43 — валик опорный шариковый подшипник; 44 — валик опорный шариковый подшипник; 45 — валик опорный шариковый подшипник; 46 — валик опорный шариковый подшипник; 47 — валик опорный шариковый подшипник.

Быстрое вращение деталей кривошипно-шатунного механизма, интенсивное разбрызгивание масла и высокая температура способствуют образованию в картере так называемого масляного тумана, который проникает ко всем трудно доступным для масла поверхностям трения — поршневым пальцам, штокам клапанов и другим деталям, обеспечивая их надежную смазку.

Подающееся от насоса масло к ведущей шестерне коленчатого вала разнесится по шестерням распределения и генератора, разбрызгивается по стенкам коробки распределения и стекает в поддон через отверстие 40, соединяющее камеру коробки с картером. Аналогично сток излишнего масла осуществляется из клапанных коробок через сливные отверстия 8.

Для стока скапливающегося масла перед сальником маховика 31 имеется в корпусе заднего подшипника коленчатого вала сливное отверстие 24, в которое стекает масло, отражаемое маслосгонной канавкой маховика 38.

Для устранения попадания масла в прерыватель имеется специальный сальник с кожаной майжетой, который устанавливается в корпус крышки распределительной коробки. В отверстии корпуса распределителя, через которое проходит распределительный вал, имеется, кроме того, маслосгонная нарезка, препятствующая проникновению масла к сальнику.

Излишнее и осевшее в виде капель на стенках картера и деталях масло стекает в поддон картера через сетку стока масла 13, предназначенную для гашения масляной пены, нарушающей нормальную работу масляного насоса.

Если оставить картер двигателя герметически закрытым, то при сближении поршней к внутренним мертвым точкам в картере повысилось бы давление, масло выдавливало бы через щели и поры стенок картера и затрачивалась бы излишняя энергия на преодоление сопротивления воздуха.

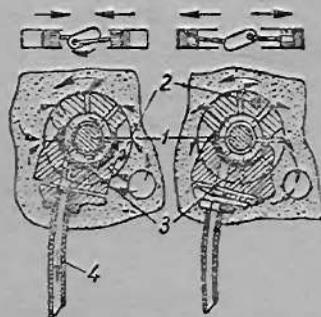
Для устранения этого предназначен золотниковый сапун, смонтированный в корпусе распределительной коробки и вращающийся вместе с шестерней распределительного вала. Сапун имеет два диаметрально противоположных отверстия на цилиндрической поверхности и ряд сквозных радиальных отверстий в задней стенке, выходящих в центральное отверстие. Центробежные силы отбрасывают масло от радиальных отверстий сапуна и таким образом предотвращают проникновение его в полость сапуна.

Вместе с тем, сапун пропускает прорвавшиеся из цилиндров газы, которые уходят через вентиляционную трубку в атмосферу.

При сближении поршней в цилиндрах отверстие в цилиндрическом корпусе сапуна совпадает с вентиляционным каналом 3 распределительной коробки, поэтому пространство картера и распределительной коробки сообщается с атмосферой.

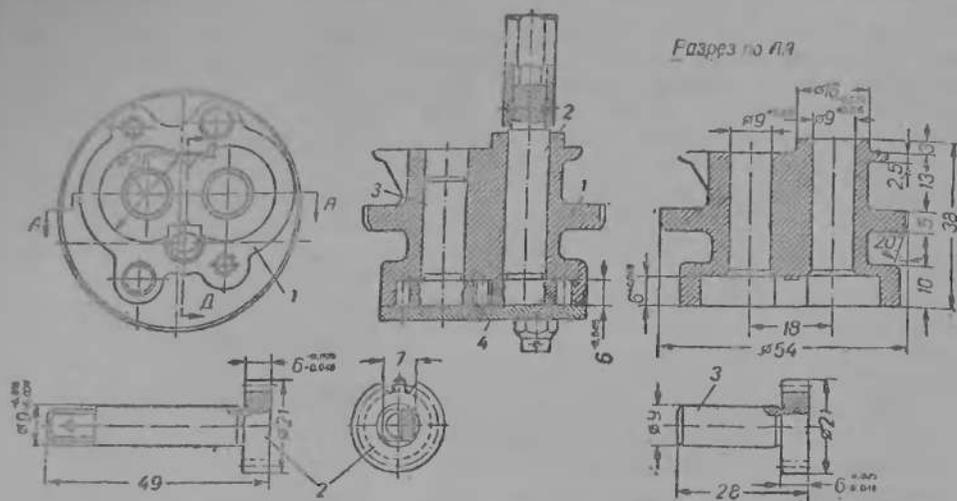
При обратном движении поршней сапун перекрывает вентиляционный канал, благодаря чему в картере создается разрежение, поэтому капли масла и масляный туман отсасываются обратно в картер. На всем рабочем диапазоне оборотов двигателя в картере поддерживается разрежение, которое постепенно уменьшается по мере увеличения числа оборотов, и на самых больших оборотах переходит в давление более атмосферного (при наличии прорыва газов через поршневые кольца).

Сапун вращается вдвое медленнее коленчатого вала, но два отверстия на его поверхности попеременно совпадают с вентиляционным каналом, поэтому открытие и закрытие сапуна происходит при каждом обороте коленчатого вала.



Фиг. 109. Схема работы сапуна:

1 — распределительный вал; 2 — поддон сапуна; 3 — сапун; 4 — вентиляционный канал в корпусе коробки распределителя.



Фиг. 110. Масляный насос двигателя М-72:

1 — корпус масляного насоса; 2 — ведущая шестерня масляного насоса; 3 — ведомая шестерня масляного насоса; 4 — крышка корпуса масляного насоса.

#### Параметры шестерен

Число зубьев—12.

Модуль по нормали—1,5.

Диаметр начальной окружности в мм—18.

Угол зацепления инструмента по нормали—20°.

Толщина зуба теоретическая (без люфта) по

дуге начальной окружности в мм—2,356.

Толщина зуба действительная по нормали и дуге начальной

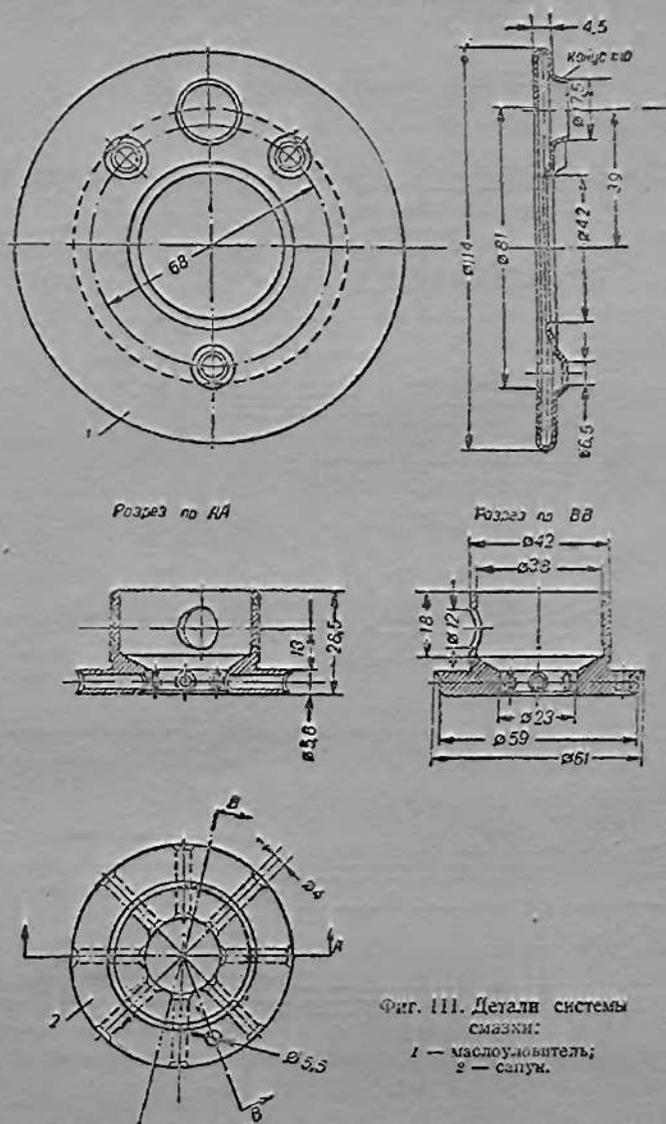
окружности в мм—2,353.

Таблица 52

#### Основные детали системы смазки двигателя М-72

Наименование	Значения
Заправочная емкость системы смазки в л . . . . .	2,0
Сорт применяемого масла по ГОСТ: зимой АС-5 или автол 6 летом АС-9,5 или автол 10—18	
Общее передаточное число от коленчатого вала к ведущей шестерне масляного насоса $i$ . . . . .	1 : 4
Производительность масляного насоса в $см^3/мин$ при числах оборотов коленчатого вала $n$ и температуре масла 15° С: $n = 800$ об/мин. . . . .	160
$n = 2000$ » . . . . .	560
$n = 5200$ » . . . . .	1450
Изменение температуры масла в картере при температуре окружающей среды от 18 до 23° С, числе оборотов в минуту 2200—4900, нагрузке от 11,5 до 23 л. с. и скорости охлаждающей струи воздуха 85 км/час . . . . .	от 70 до 85° за 40 мин. работы двигателя
Средний удельный расход масла на режиме $n = 3200$ об/мин. и $N_e = 18$ л. с. в г/л.л.ч. . . . .	5,6
Изменение разрежения в картере двигателя в мм вод. ст. при $n = 2200$ об/мин.; $N_e = 11,5$ л. с. . . . .	—510
» $n = 3580$ » ; $N_e = 21,3$ » . . . . .	—430
» $n = 4800$ » ; $N_e = 22,7$ » . . . . .	—320

Открывается сапун за  $82^{\circ}30'$  до нижней мертвой точки и закрывается через  $59^{\circ}$  после нижней мертвой точки. Схема работы сапуна показана на фиг. 109.



Фиг. 111. Детали системы смазки:

1 — маслоуловитель;  
2 — сапун.

Масляный насос и детали системы смазки показаны на фиг. 110 и 111. В табл. 52 приведены основные данные системы смазки.

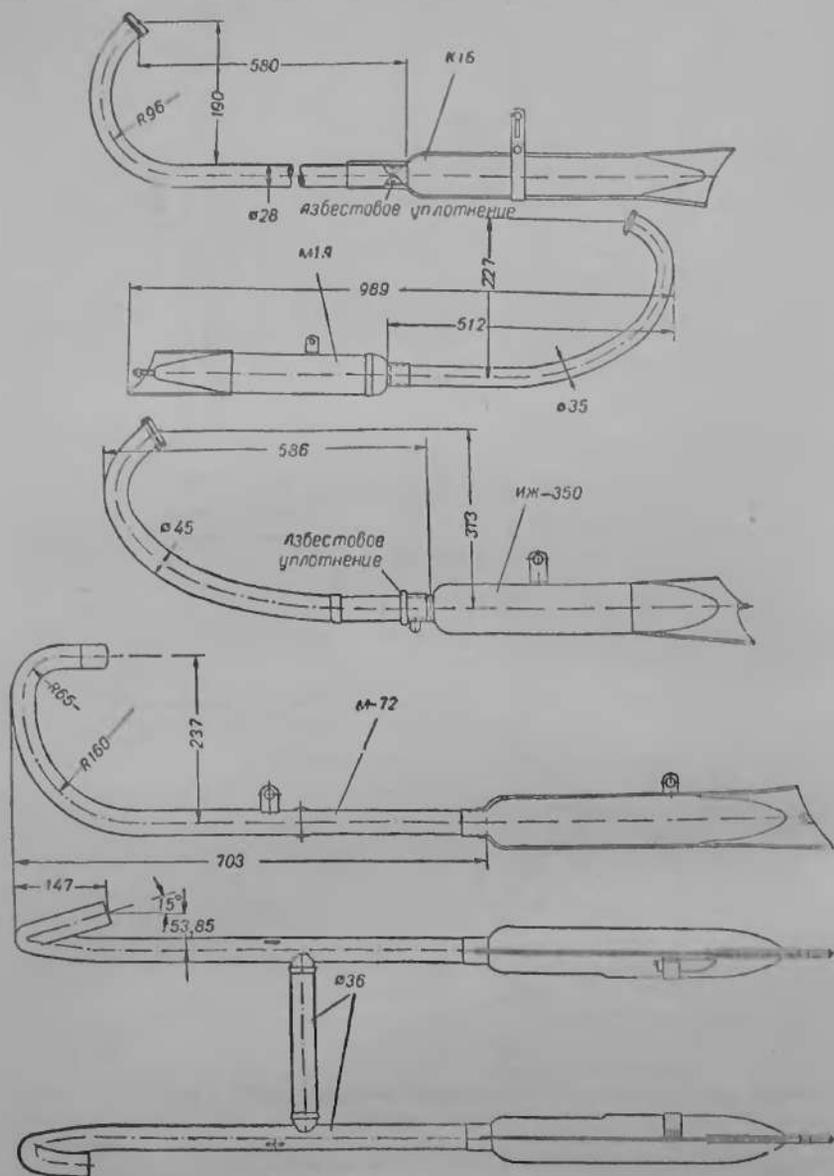
### 3. СИСТЕМА ВЫПУСКА И ГЛУШИТЕЛИ

На фиг. 112 и 113 показана выпускная система двигателей К1Б, М1А, К-125, ИЖ-350 и М-72.

Двигатели К1Б, М1А, и К-125 имеют одну выпускную трубку; двигатели ИЖ-350 и М-72 — две. У двигателей К1Б и М-72 глушители неразъемные; у двигателя М1А, К-125 и ИЖ-350 — разъемные.

В выпускных системах двухтактных двигателей происходят сложные колебательные процессы, создающие благоприятные гармоника для повы-

шения мощности двигателей несмотря на имеющиеся сопротивления выпуску отработанных газов, так как на рабочем диапазоне оборотов двигателей перед выпускными окнами цилиндров создаются последовательно подпор и отсос

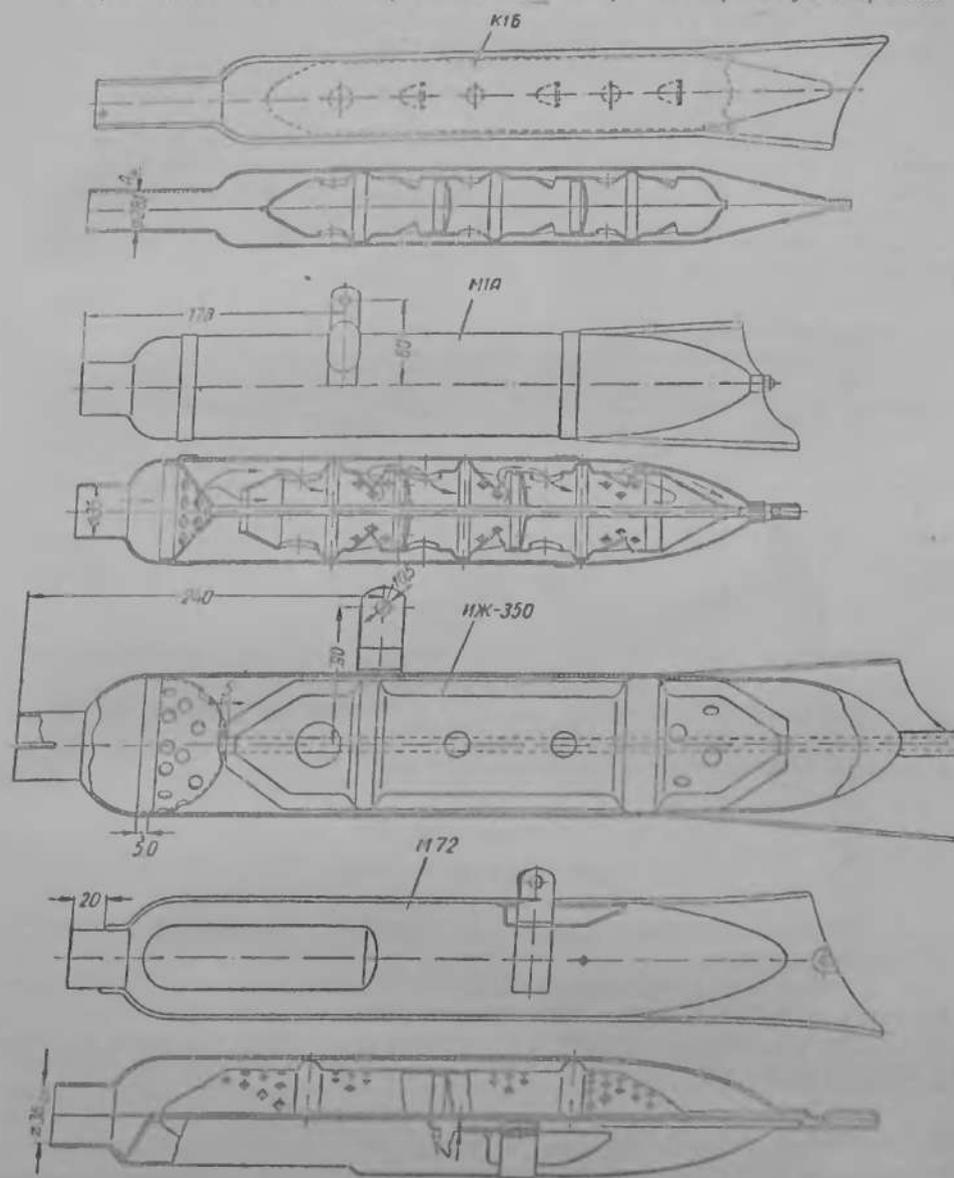


Фиг. 112. Выпускные трубы двигателей К16, М1А (К-125), ИЖ-350 и М-72.

газов к глушителю в определенные моменты выпуска, что улучшает зарядку и очищение цилиндров от отработавших газов. Это явление зависит главным образом от длины выпускной трубы и числа оборотов двигателя. В силу указанных особенностей и в противоположность четырехтактному двигателю

выпускная система двухтактного двигателя при правильном выборе ее размеров не может рассматриваться как фактор, снижающий мощность двигателя.

Процесс выпуска у двухтактного двигателя совершается при каждом обороте коленчатого вала сравнительно за короткий промежуток времени



Фиг. 113. Глушители.

( $120-160^\circ$  по углу поворота кривошипа) и представляет собой свободное истечение газов с критической скоростью, поэтому он сопровождается обычно резким шумовым эффектом.

Глушение шума у двухтактных двигателей может быть достигнуто только значительным увеличением объемов выпускной системы за счет увеличения ее

габаритных размеров или введения двух выпускных труб у одноцилиндровых двигателей, что повышает вес мотоцикла и удорожает его стоимость.

У четырехтактных двигателей, при вдвое меньшем числе рабочих ходов на тех же оборотах двигателя, выпуск совершается за значительно большей промежуток времени (у двигателя М-72 продолжительность фазы выпуска составляет  $348^\circ$  по углу поворота коленчатого вала). Кроме того, при движении поршня от нижней до верхней мертвой точки выпуск происходит принудительно под давлением поршня. В силу этого работа четырехтактного двигателя сопровождается меньшим шумом.

Для выравнивания давления в выпускных трубах двигателя М-72 между ними устанавливается соединительная труба, обеспечивающая равные давления за выпускными клапанами цилиндров даже при полном засорении одного из глушителей.

В табл. 53 приведены характеристики выпускных систем советских мотоциклетных двигателей.

Таблица 53

Характеристика выпускных систем двигателей К1Б, М1А, К-125, ИЖ-350 и М-72

Марка двигателя	Число цилиндров	Число выпускных труб и глушителей	Объем в см <sup>3</sup>		Диаметры внутрен. в мм	
			Выпускные трубы	Глушители	Выпускные трубы	Глушители
К1Б	1	1	360	845	26,0	53
М1А и К-125	1	1	470	1500	32,6	69,5
ИЖ-350	1	2	1000 общий	1675×2	42,0	87
М-72	2	2	1510 общий	1350×2	33,0	70

Температуры отработавших газов при заводской регулировке двигателей, замеренные термометрами на расстоянии 150 мм по развернутым дугам выпускных труб, колеблются для двухтактных двигателей в пределах от 500 до 680°С и для двигателя М-72 от 560 до 700°С при полных нагрузках, соответствующих минимальному и максимальному числу оборотов.

## Глава IX

### СИСТЕМА ПИТАНИЯ

В систему питания мотоцикла входит бензобак, бензопровод, карбюратор и воздухоочиститель.

В бензопровод, соединяющий бензобак с карбюраторами, включаются фильтры, отстойники, бензокраны и бензошланги.

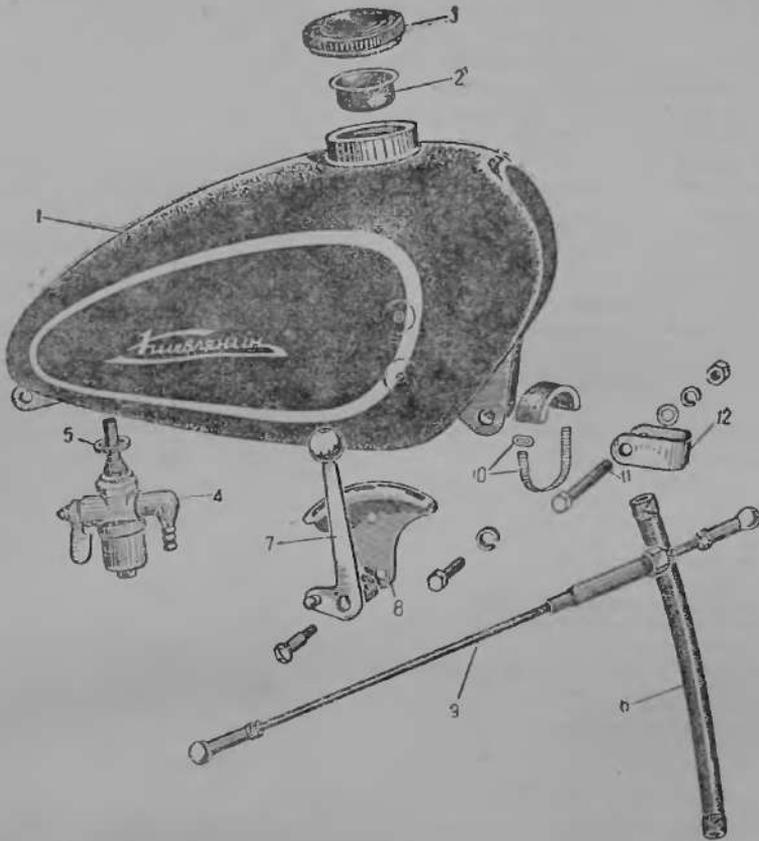
Подача топлива из бензобаков к карбюраторам осуществляется по бензопроводу самотеком.

#### 1. ТОПЛИВНЫЕ БАКИ И БЕНЗОПРОВОДЫ

Топливные баки, как правило, устанавливаются на верхних трубах рамы мотоцикла между рулевой колонкой и седлом водителя. Так как баки обычно имеют значительный объем и являются очень заметной деталью мотоцикла, им придается красивая, обтекаемая форма, сочетающаяся с конструкцией рамы и подчеркивающая внешние очертания мотоцикла. Для удобства установки баков на раме имеется в средней части седловина, разделяющая бак на два продольных отсека.

Топливные баки изготавливаются из тонколистовой стали путем штамповки. К верхней стенке приваривается широкая горловина для заправки бака

горючим, закрывающаяся специальной пробкой с уплотнением. На пробках двухтактных мотоциклов (М1А, ИЖ-350) имеются мерные стаканы для составления смеси из бензина и масла. В днище бака устанавливается футорка для



Фиг. 114. Топливный бак мотоцикла К1Б и его детали:

1 — топливный бак; 2 — сетка фильтра; 3 — винтовая пробка бака; 4 — бензокран; 5 — уплотнительная шайба; 6 — бензошланг; 7 — рычаг переключения передач; 8 — кулиса рычага; 9 — тяга переключения передач; 10 — прокладка и хомут прокладки бензобака; 11 — болт; 12 — хомут крепления бензобака.

бензокрана. Отсеки бака не являются замкнутыми и иногда соединяются трубками, обеспечивающими полный слив горючего (М-72). Детали бака соединяются сваркой.

Внутренняя поверхность подвергается антикоррозионной обработке, наружная — декоративной отделке.

На боковых стенках некоторых баков (М1А, ИЖ-350, М-72) устанавливаются резиновые подколеники, служащие опорой для ног водителя и предохраняющие наружную отделку от повреждения. У мотоциклов, имеющих ручное переключение в коробках передач (К1Б, ИЖ-350) на баках устанавливаются с правой стороны кулисы и рычаги переключения передач, которые соединяются специальными тягами с рычагами коробок передач. У топливного бака мотоцикла М-72 в верхней стенке имеется инструментальный ящик для укладки шоферского инструмента.

Крепление баков к рамам мотоциклов осуществляется болтами при помощи специальных хомутов и кронштейнов. Бензокраники применяются трехходовые стандартного типа с фильтрами топлива и отстойниками, имеющие три положения рукоятки: «открыт», «включен на резерв», «закрыт». Выходной штуцер краника может быть одноканальным (К1Б, М1А, ИЖ-350) или двухканальным (М-72) в зависимости от числа карбюраторов.

Между штуцерами бензокраников и карбюраторов устанавливаются гибкие соединительные бензошланги с манжетами на концах, изготовленные из упругой бензостойкой резины, которые плотно облегают рифленые поверхности штуцеров.

На фиг. 114, 115, 116 и 117 показаны детали устройства топливных баков и бензопроводов мотоциклов К1Б, М1А, ИЖ-350 и М-72. В табл. 54 приведены их основные характеристики.

Устройство и работа трехходового бензокраника КР показаны на фиг. 118.

Таблица 54

Основные характеристики топливных баков и бензопроводов

Характеристики	Марки мотоциклов			
	К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72
Объем топливного бака в л. . . . .	8	9	15	22
Объем резерва в л. . . . .	0,9			2,5
Объем мерного стакана пробки бака в см <sup>3</sup> . . . . .	Нет	100	100	Нет
Средний запас хода по топливу, включая резерв, в км . . . . .	300		180	300
Толщина стенки бака в мм . . . . .	1,0	1,0	1,0	1,0
Вес собранного бака в кг . . . . .	2,93	3,4	4,9 <sup>2</sup>	8,18
Наличие фильтра в заливной пробке . . . . .	Есть	Нет	Нет	Есть
Наличие соединительной трубки отсеков бака . . . . .	Нет			»
Наличие подколесников . . . . .	»	Есть	Есть	»
Наличие на баке кулис и рычагов переключения передач . . . . .	Есть	Нет	»	Нет
Тип бензокраника . . . . .	КР 12	КР 12	КР 12	КР 15
Длина бензопроводной трубки в мм . . . . .	200—5	140	100	285±5 175±5

## 2. КАРБЮРАТОРЫ

Все карбюраторы, применяющиеся на рассматриваемых серийных советских мотоциклах, имеют горизонтальные смесительные камеры с вертикальным ходом дроссельного золотника и дозирующие иглы, устанавливающиеся в различных положениях относительно дросселя.

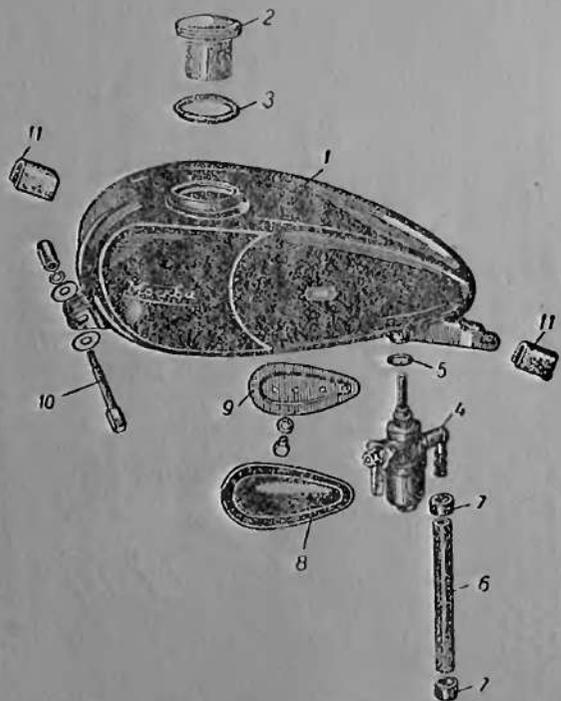
Компенсация рабочей смеси в карбюраторах осуществляется по методу понижения давления у жиклера или пневматическим торможением. Основные данные карбюраторов приведены в табл. 55.

Карбюраторы К-26А, К-26 и К-30. Все три типа карбюраторов совершенно аналогичны по конструкции и работают по общей принципиальной схеме, показанной на фиг. 119.

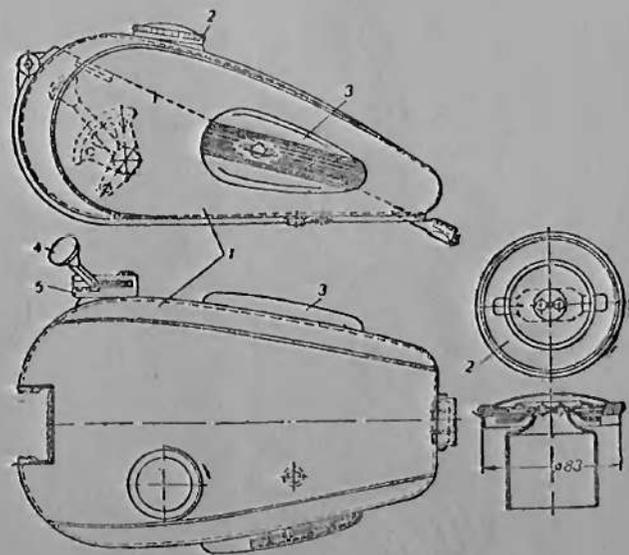
Компенсация рабочей смеси у всех карбюраторов достигается понижением разрежения у жиклеров, причем положение дросселя с дозирующей иглой определяет не только количество рабочей смеси, поступившей в двигатель, но также и ее качество. Карбюраторы различаются тарировкой жиклеров, уровнем топлива в поплавковых камерах, размерами дозирующих игл и диаметрами смесительных камер.

Карбюратор К-26А имеет диаметр смесительной камеры 14 мм, а карбюраторы К-26 и К-30 — 16 мм.

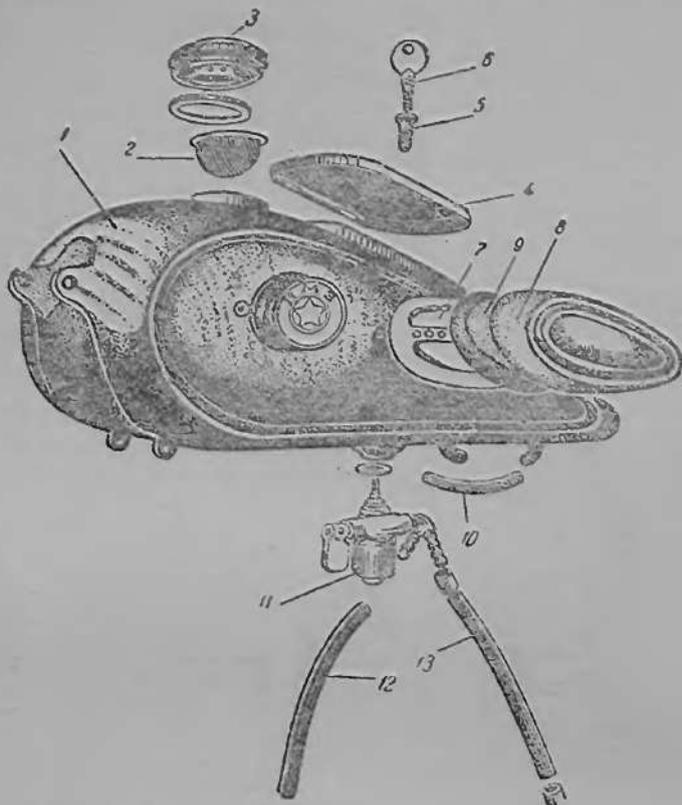
На фиг. 120 показаны схемы работы карбюраторов при малых и полных нагрузках двигателей. На фиг. 121 показана конструкция карбюраторов.



Фиг. 115. Топливный бак мотоцикла М1А и его детали:  
 1 — топливный бак; 2 — заливная пробка с мерным стаканом; 3 — уплотнительная прокладка пробки; 4 — бензокраник; 5 — уплотнительная шайба; 6 — бензопланг; 7 — манжета бензопланга; 8 — подколеник; 9 — пластина крепления подколеника; 10 — шпилька крепления бензобака; 11 — установочная прокладка бензобака.

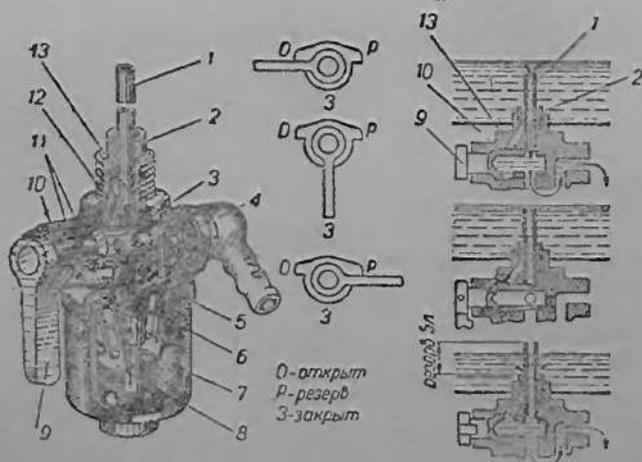


Фиг. 116. Топливный бак мотоцикла ИЖ-350:  
 1 — топливный бак; 2 — заливная пробка с мерным стаканом; 3 — уплотнительная прокладка пробки; 4 — бензокраник; 5 — манжета бензопланга; 6 — бензопланг; 7 — манжета бензопланга; 8 — подколеник; 9 — пластина крепления подколеника; 10 — шпилька крепления бензобака; 11 — установочная прокладка бензобака.



Фиг. 117. Топливный бак мотоцикла М-72 и его детали:

1 — топливный бак; 2 — сетка фильтра; 3 — вальцованная пробка бака; 4 — крышка инструментального ящика; 5 — замок; 6 — ключ; 7 — пластина крепления подколесника; 8 — подколесник; 9 — губчатая резина; 10 — соединительная труба отсеков бака; 11 — бензокран; 12 и 13 — бензокангли.



Фиг. 118. Устройство и работа бензокрана КР:

1 — заборная трубка; 2 — заборная трубка резерва; 3 — вольтизм крана; 4 — двухпроводный интуер; 5 — уплотнительная прокладка; 6 — пружина сетки фильтра; 7 — корпус отстойника; 8 — корпус фильтра; 9 — рукоятка крана; 10 — гайка уплотнительных прокладок; 11 — уплотнительные прокладки; 12 — канал резерва; 13 — корпус бензокрана.

Таблица 55

Сравнительные данные мотоциклетных карбюраторов

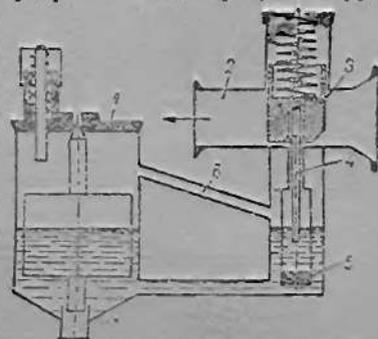
Наименование	Марки двигателей			
	К1Б	М1А	ИЖ-350	М-72
Типы применяемых карбюраторов . . . . .	К-26А К-26	К-30	К-28	К-37
Вес собранного карбюратора в г . . . . .	350	350	860	860
Метод компенсации рабочей смеси . . . . .	Понижение давления у жиклера		Пневматическое торможение топлива	
Диаметр смесительной камеры в мм . . . . .	14 <sup>+0,12</sup> 16 <sup>+0,12</sup>	16 <sup>+0,12</sup>	24 <sup>+0,14</sup>	24 <sup>+0,14</sup>
Уровень топлива в поплавковой камере от верхнего края камеры в мм . . . . .	22 <sup>±1,5</sup> 25 <sup>±1,5</sup>	22 <sup>±1,5</sup>	24 <sup>±1,5</sup>	22 <sup>±1,5</sup>
Тарировка жиклеров:				
Жиклер малых оборотов . . . . .	Нет	Нет	Нет	21 <sup>±1</sup>
Главный жиклер . . . . .	92 <sup>±2</sup> 100 <sup>±2</sup>	135 <sup>±2</sup>	190 <sup>±2,5</sup>	160 <sup>±2</sup>
Размеры дозирующей иглы в мм:				
Диаметр цилиндрической части . . . . .	2,5	2,5	2,5	2,5
Диаметр конической части наименьший . . . . .	1,9	1,82	1,7	1,83
Длина корпуса . . . . .	28	27	34	18
Внутренний диаметр распылителя в мм . . . . .	2,5	2,5	2,6	2,7
Воздухоочиститель . . . . .	Сетчатый контактно-масляный		Двухступенчатый очистки: контактно-масляный и инерционно-масляный	
Максимальный расход топлива при максимальных оборотах и мощности двигателя в л/час . . . . .	0,96—1,1	2,4	4,5	7,5

Смесительная и поплавковая камеры выполнены в общей отливке 1. Нижняя часть смесительной камеры закрывается штуцером 2. Над штуцером в трубчатом канале устанавливается жиклер 5.

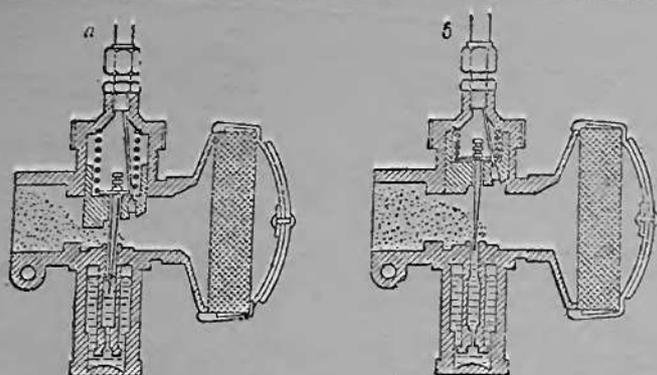
Верхняя часть смесительной камеры, пересекающая диффузор карбюратора под прямым углом, является направляющей для дроссельного золотника 8. На дроссельном золотнике устанавливается дозирующая игла 6 на пружинном замке 7.

Дозирующая игла может устанавливаться в четырех различных положениях. При опускании иглы вниз рабочая смесь обедняется; при поднятии иглы — обогащается. По мере подъема дроссельного золотника вместе с иглой увеличивается кольцевое сечение между иглой и корпусом распылителя, поэтому одновременно увеличивается расход топлива и воздуха при сохранении приблизительно постоянства рабочей смеси.

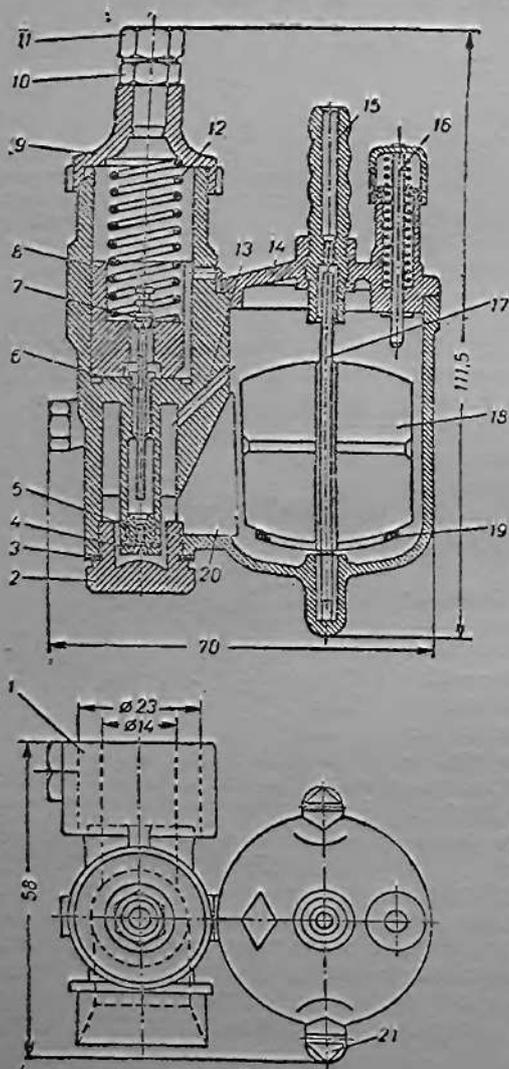
Сохранение постоянства рабочей смеси достигается автоматически понижением разрежения над жиклером при увеличении числа оборотов двигателя, когда разрежение в диффузоре карбюратора возрастает, так как при этом увеличивается поступление атмосферного воздуха по каналу 13. Атмосферный воздух препятствует передаче полного разрежения, создающегося в диффузоре, к жиклеру. Вследствие этого истечение топлива из жиклера уменьшается и смесь обедняется.



Фиг. 119. Принципиальная схема карбюраторов К-26А, К-26 и К-30:  
1 — поплавковая камера; 2 — смесительная камера; 3 — воздушный дроссель; 4 — игла распылителя; 5 — жиклер; 6 — воздушный канал.



Фиг. 120. Схемы работы карбюраторов К-26А, К-26 и К-30:  
а — при малых нагрузках; б — при полных нагрузках.



Фиг. 121. Карбюраторы К-26А,  
К-26 и К-30:

1 — корпус карбюратора (поплачковая и смешительная камеры); 2 — штуцер смешительной камеры; 3 — уплотнительная прокладка; 4 — прокладка жиклера; 5 — иккер; 6 — дозирующая игла дросселя; 7 — замок иглы; 8 — дроссельный золотник; 9 — крышки смешительной камеры; 10 — контргайка; 11 — упор облочин троса; 12 — пружина дросселя; 13 — воздушный канал; 14 — крышка поплавковой камеры; 15 — штуцер бензоплава; 16 — иголка усилителя поплавка; 17 — игольчатый клапан поплавка; 18 — поплавок; 19 — замок игольчатого клапана; 20 — топливный канал; 21 — винт крышки поплавковой камеры.

Для регулировки малых оборотов в крышке 9 устанавливается упор оболочки троса 11. Положение упора фиксируется контргайкой 10. Пружина дросселя 12 упирается верхним торцом в крышку 9, а нижним на замок дозирующей иглы и отжимает дроссель вместе с иглой вниз. Подъем дросселя осуществляется тросом. Поплавковая камера имеет крышку 14 с установленными в ней штуцером для надевания бензошланга 15 и кнопку утопителя поплавка 16. Игольчатый клапан поплавка 17, соединенный с поплавком 18 при помощи пружинного замка 19, регулирует поступление топлива в поплавковую камеру. Топливо из камеры поступает к жиклеру по каналу 20.

**Карбюратор К-28.** Карбюратор работает по схеме, представленной на фиг. 122. Компенсация рабочей смеси достигается пневматическим торможением. Регулировка состава смеси на разных режимах осуществляется при помощи жиклера холостого хода, дозирующей иглы, связанной с золотниковым дросселем, и воздушным корректором, действующим независимо от дросселя.

При малых открытиях дросселя, соответствующих режиму холостого хода или малым нагрузкам двигателя, незначительное разрежение в диффузоре карбюратора не может обеспечить подачу топлива через распылитель 22. В то же время за дросселем во всасывающей трубе создается большое разрежение, поэтому питание двигателя на прикрытом дросселе обеспечивается системой холостого хода с дозирующим каналом *a*.

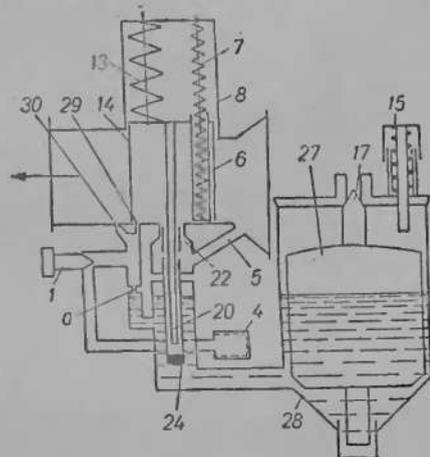
При закрытом дросселе, вследствие значительного разрежения над отверстием 30, поступает топливо через канал *a* и смешивается с воздухом, проходящим через воздушный канал 4.

Регулировочный винт 1 дозирует поступление воздуха, уменьшает разрежение в каналах и способствует образованию эмульсии. По мере подъема дросселя разрежение над отверстием 30 уменьшается, а над отверстием 29 возрастает, поэтому питание двигателя постепенно переходит с отверстия 30 на отверстие 29, причем оба отверстия работают приблизительно до  $\frac{1}{8}$  полного подъема дросселя. При дальнейшем его подъеме разрежение над отверстиями 30 и 29 уменьшается, а в диффузоре над распылителем 22 возрастает, поэтому начинает работать главный жиклер.

Приблизительно в пределах от  $\frac{1}{8}$  до  $\frac{1}{4}$  полного дросселя состав смеси регулируется вырезом передней стенки дросселя, но вместе с ним поднимается и дозирующая игла, увеличивающая кольцевое сечение между корпусом распылителя, что способствует более интенсивному поступлению топлива и воздуха в двигатель.

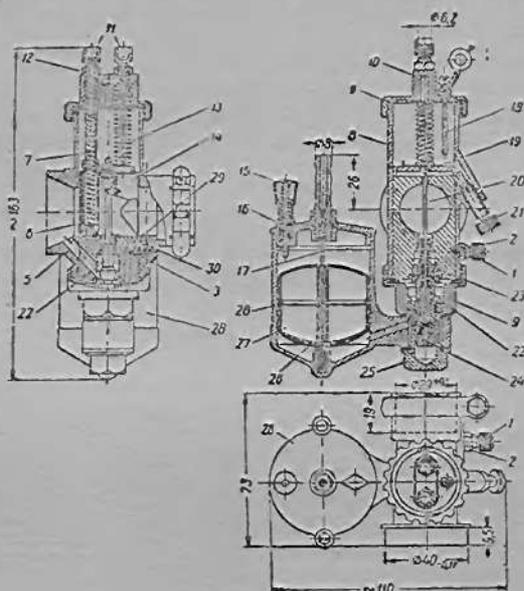
Вместе с тем увеличивается приток воздуха и к распылителю по воздушному каналу 5, следовательно, обогащение эмульсии, вызванное увеличением разрежения над распылителем, тормозится притоком воздуха и таким образом сохраняется постоянство рабочей смеси в пределах от  $\frac{1}{4}$  до  $\frac{3}{4}$  полного подъема дросселя.

На последней четверти подъема дросселя дозирующая игла не оказывает влияния на истечение топлива из распылителя, так как расход топлива определяется главным жиклером и отчасти зависит от системы торможения, которая постепенно прекращает работу. Это приводит к некоторому обогащению



Фиг. 122. Принципиальная схема карбюратора К-28.

рабочей смеси, что и необходимо для получения максимальной мощности на полном дросселе. При максимальных нагрузках число оборотов двигателя, а следовательно, и разрежение в диффузоре падает. При этом качество рабочей смеси должно поддерживаться воздушным корректором 6, который увеличивает разрежение в диффузоре и способствует обогащению смеси.



Фиг. 123. Карбюратор К-28:

1 — винт регулировки качества смеси на холостом ходу (малые обороты); 2 — контргайка; 3 — воздушный канал; 4 — фильтр воздушного канала (см. Фиг. 122); 5 — воздушный корректор; 6 — воздушный корректор; 7 — пружина воздушного корректора; 8 — смесительная камера; 9 — накидная гайка смесительной камеры; 10 — крышка смесительной камеры; 11 — упоры тросов; 12 — контргайка; 13 — пружина дроссельного золотника; 14 — дроссельный золотник; 15 — кнопка упорителя поплавка; 16 — крышка поплавковой камеры; 17 — иглочатый клапан поплавка; 18 — ограничитель хода дросселя; 19 — ващетка дозирующей иглы дросселя; 20 — дозирующая игла дросселя; 21 — упор для регулировки малых оборотов; 22 — распылитель; 23 — соединительный штуцер; 24 — главный жиклер; 25 — соединительный штуцер; 26 — защелка иглочатого клапана; 27 — поплавок; 28 — поплавковая камера; 29 и 30 — отверстия каналов системы холостого хода в малых оборотах.

Таким образом, карбюратор К-28 обеспечивает необходимый состав рабочей смеси на всех режимах работы двигателя. Конструкция карбюратора показана на фиг. 123.

Карбюратор состоит из поплавковой камеры 28 и смесительной камеры 8, соединяющихся герметично при помощи уплотнительных прокладок. В крышке поплавковой камеры 16 имеется штуцер для надевания резинового бензошланга и кнопка упорителя поплавка 15. Поплавок 27 соединяется пружинным замком 26 с иглочатым клапаном 17, регулирующим поступление топлива в камеру.

Смесительная камера представляет собой пересечение двух полых цилиндров под прямым углом; в нижней части вертикального цилиндра имеется запрессованный диффузор с ввернутой в него резьбовой втулкой для установки распылителя 22. В нижнем торце распылителя устанавливается главный жиклер 24. Диффузор соединяется с корпусом смесительной камеры двумя вертикальными пазами, насаженными на выступы корпуса (правая проекция) и имеет между ними кольцевой зазор. В этот зазор входят стенки полого дроссельного золотника 14, имеющего два вертикальных паза, охватывающих выступы корпуса. В верхней стенке диффузора имеется специальное гнездо с пружинным замком 19 для установки дозирующей иглы дросселя 20 в одном из пяти возможных положений и Т-образный паз для воздушного коррек-

тора 6. Верхний полый цилиндр смесительной камеры имеет крышку 10 с накидной гайкой 9. В крышке устанавливаются упоры оболочек тросов 11 с контргайками 12. Дроссельный золотник и воздушный корректор удерживаются пружинами 13 и 7 в нижнем положении, причем нижняя часть пружины воздушного корректора входит в его отверстие, а верхняя направляется втулкой. При таком устройстве дроссельный золотник вместе с дозирующей иглой и воздушный корректор могут независимо подниматься тросами или опускаться под действием силы пружин. Установка дросселя на малые обороты осуществляется регулировочным винтом 21. На период обкатки двигателя устанавливается ограничитель подъема дросселя 18, который потом срезается.

К камере распылителя воздух подводится по каналу 5; к системе холостого хода — через воздушный канал 4. Поступление воздуха из жиклера дозируется регулировочным винтом 1.

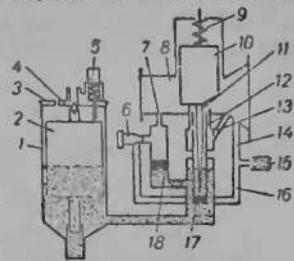
К распылителю топливо поступает из поплавковой камеры по топливным каналам, а к системе холостого хода по каналам и отверстиям, имеющимся в нижней части диффузора (левая верхняя проекция).

Карбюратор К-37. Карбюратор работает по схеме, представленной на фиг. 124. Компенсация рабочей смеси достигается пневматическим торможением топлива. Регулировка состава смеси на разных режимах осуществляется системой жиклера малых оборотов и дроссельным золотником, связанным с дозирующей иглой.

При незначительном подъеме дроссельного золотника, соответствующем холостому ходу или малым оборотам двигателя, во всасывающей трубе, а следовательно, и в системе холостого хода создается значительное разрежение, вызывающее поступление в двигатель топлива из жиклера малых оборотов 18 и воздуха через отверстие 14 по каналу 16. В канал 16 включен воздушный жиклер 15, через который поступает дополнительный воздух. В воздушном канале имеется винт 6, которым регулируется количество воздуха, поступающего в камеру над жиклером малых оборотов, где образуется эмульсия. Работа карбюратора на малых оборотах показана на схеме 125,а. По мере подъема дросселя, приблизительно до  $\frac{1}{3}$  его хода, система малых оборотов работает с постепенным замедлением до полного выключения, так как разрежение над отверстием 7 уменьшается, а над распылителем 12 возрастает.

В соответствии с возрастающим разрежением над распылителем постепенно включается в работу главный жиклер 17, который компенсирует некоторое обеднение смеси, обусловленное увеличившимся расходом воздуха через диффузор при уменьшающейся подаче топлива из жиклера малых оборотов.

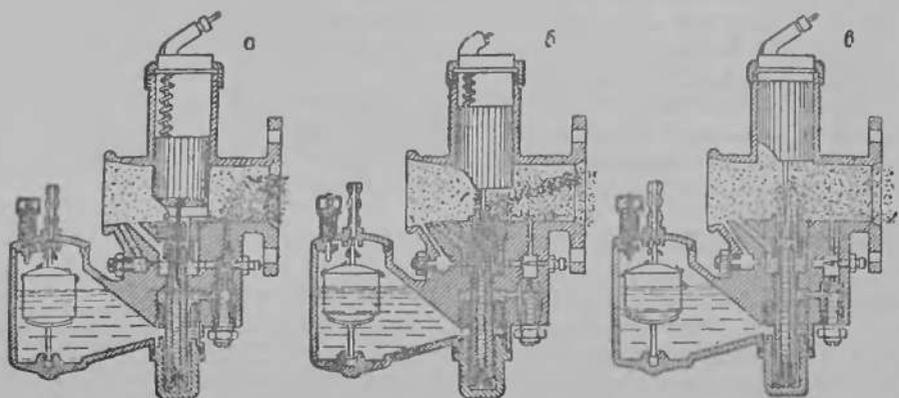
При дальнейшем подъеме дросселя до  $\frac{2}{3}$  его хода расход воздуха через диффузор продолжает возрастать, но обеднение смеси устраняется дозирующей иглой. Коническая игла поднимается вместе с дроссельным золотником, вследствие чего увеличивается кольцевое сечение между корпусом распылителя и иглой, что приводит к более интенсивной подаче топлива из главного жиклера. При этом, по мере увеличения разрежения над распылителем, увеличивается и приток воздуха к камере распылителя по воздушному каналу 13. Поступающий воздух к распылителю способствует образованию эмульсии и одновременно создает незначительное пневматическое торможение топлива, устраняющее обогащение смеси. Схема работы карбюратора на средних оборотах показана на фиг. 125,б.



Фиг. 124. Принципиальная схема карбюратора К-37:

- 1 — поплавковая камера; 2 — поплавок; 3 — крышка поплавковой камеры; 4 — воздушный канал; 5 — топливный канал; 6 — винт регулировки малых оборотов; 7 — дроссельный золотник; 8 — смесительная камера; 9 — пружина; 10 — крышка смесительной камеры; 11 — дозирующая игла; 12 — распылитель; 13 — канал дополнительного воздуха; 14 — воздушный жиклер; 15 — воздушный канал системы малых оборотов; 16 — главный жиклер; 17 — жиклер малых оборотов; 18 — ограничитель подъема дросселя.

При полностью открытом дросселе кольцевое сечение между дозирующей иглой и корпусом распылителя настолько увеличивается, что количество топлива, поступающего в распылитель, перестает зависеть от положения иглы, а определяется только пропускной способностью главного жиклера. При этом рабочая смесь несколько обогащается, что и требуется для получения максимальной мощности двигателя на полном дросселе. Однако вследствие того, что при полностью открытом дросселе сечение диффузора и пропускная способность жиклера остаются постоянными, а скорость воздуха в диффузоре может возрастать, должно произойти чрезмерное обогащение рабочей смеси, свойственное простейшим одножиклерным карбюраторам. Это явление в карбюраторе К-37 устраняется системой пневматического торможения топлива.



Фиг. 125. Схема работы карбюратора.

Система представляет собой воздушную камеру под втулкой распылителя, соединенную с патрубком карбюратора воздушным каналом 13. Поступающий по каналу воздух смешивается с топливом и образуется эмульсия, которая при выходе из распылителя понижает разрежение над главным жиклером, причем интенсивность процесса торможения возрастает по мере увеличения разрежения над распылителем. Схема работы карбюратора на полном дросселе показана на фиг. 125, в.

Таким образом, карбюратор К-37 автоматически обеспечивает нормальный состав рабочей смеси на всех режимах работы двигателя путем плавного взаимодействия рабочих органов, дозирующих расход воздуха и топлива.

При резком открытии дросселя, вследствие большей подвижности воздуха может происходить временное объединение рабочей смеси, ухудшающее приемистость мотоцикла. Этот недостаток устраняется поднятием дозирующей иглы.

Двигатель М-72 имеет два карбюратора — правый и левый — по своему устройству совершенно одинаковых, но независимозаменяемых (фиг. 126 и 127).

Корпус карбюраторов 27 представляет собой отливку с двумя пересекающимися в одной плоскости и под прямым углом полыми цилиндрами: горизонтальным, являющимся диффузором карбюратора, и вертикальным, служащим направляющей для дроссельного золотника 8. За одно целое со смесительной камерой отливается поплавковая камера, расположенная сбоку и имеющая аналогичное с описанными выше устройство.

В нижней части корпуса карбюратора имеется воздушный канал камеры распылителя 14, распылитель 17 и штуцер с сетчатым фильтром топлива 19. В нижней части распылителя устанавливается главный жиклер 20. Топливные каналы главного жиклера соединяются с жиклером малых оборотов, причем подвод воздуха к системе жиклера малых оборотов осуществляется через отверстие 13 по внутренним каналам и через воздушный жиклер 15.

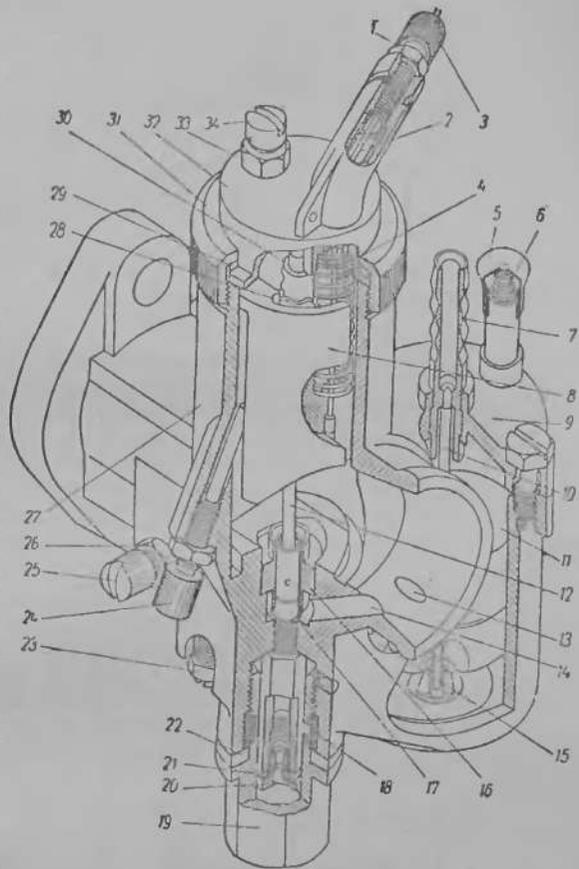
Приток дополнительного воздуха регулируется винтом 25, который в положении, соответствующем максимальным оборотам холостого хода на прикрытом дросселе, стопорится контргайкой 26. Дозирующая игла дроссельного золотника соединяется с золотником при помощи пружинного замка и может иметь восемь различных положений, так как игла имеет четыре отверстия, а дроссель два.

Расстояние между отверстиями в корпусе золотника в полтора раза больше, чем между отверстиями в игле, поэтому игла по высоте может устанавливаться относительно дросселя в восьми различных положениях, как показано на фиг. 128.

Пружина дросселя 4 отжимает его вниз. Дроссель поднимается тросом, причем подъем дросселя на период обкатки мотоцикла ограничивается упором 34, который через 2000 км пробега мотоцикла срывается. Пружина дросселя и ограничительный винт устанавливаются в крышке 32, которая соединяется с корпусом карбюратора накидной гайкой 31. В приливе крышки устанавливается упор оболочки троса 3 с контргайкой 1.

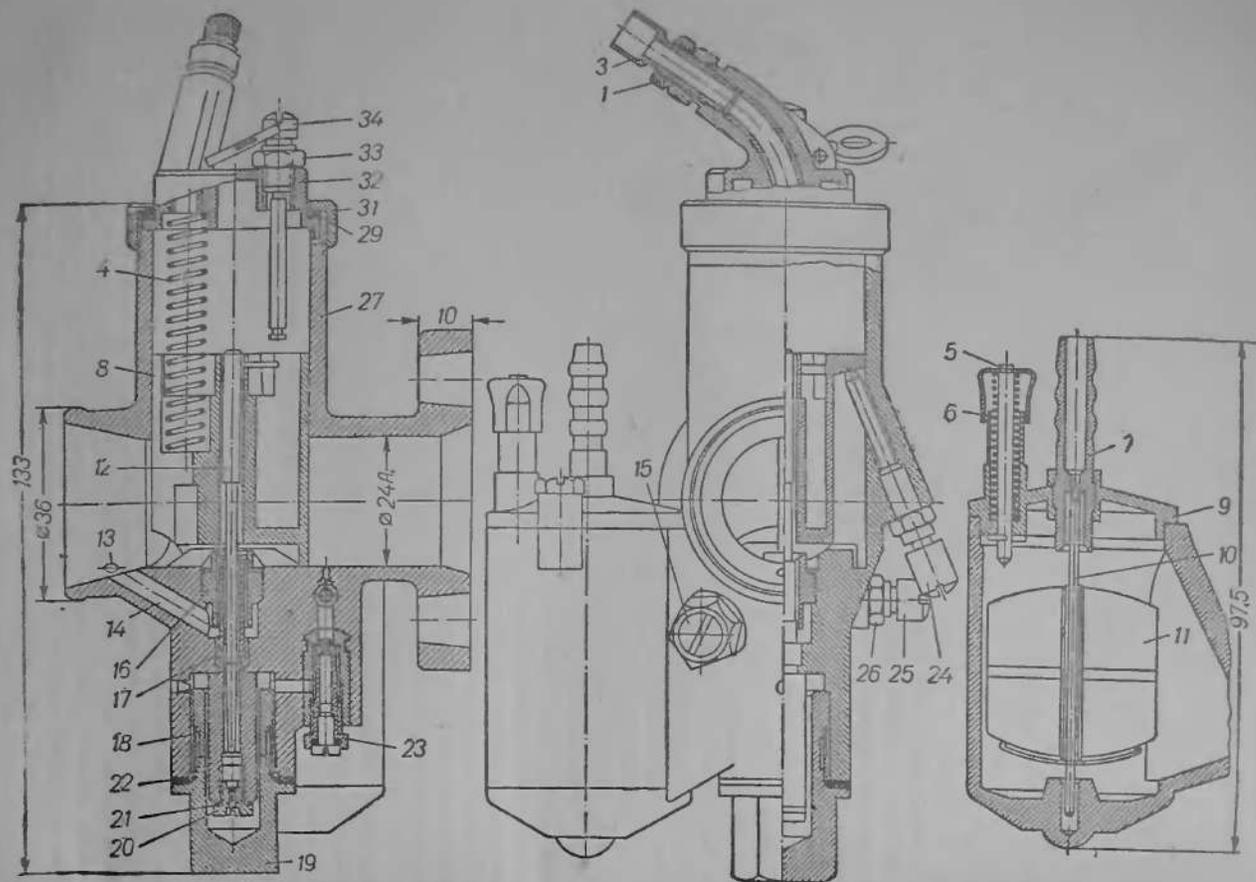
Обязательным условием нормальной работы двигателя является синхронная регулировка карбюраторов.

Регулировка производится на прогревом двигателя в два приема: при незначительно поднятом дросселе (малые обороты) и при поднятом дросселе приблизительно до  $\frac{1}{2}$  его хода (средние обороты). При регулировке малых оборотов винт 25 вывертывается до положения, соответствующего максимальным устойчивым оборотам, после этого винт контрится гайкой 26 и упорным винтом 24, дроссель опускается до получения минимальных устойчивых оборотов холостого хода. Упорами оболочки тросов 3 выбираются люфты и обеспечивается одновременный подъем дросселей в правом и левом



Фиг. 126. Устройство карбюратора К-37 (левый карбюратор):

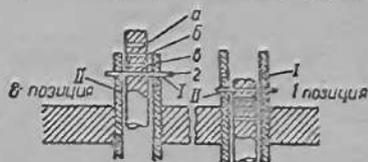
1 — контргайка; 2 — трос; 3 — упор оболочки троса; 4 — пружина дроссельного золотника; 5 — вставка утопителя; 6 — пружинка; 7 — штуцер бешоапалита; 8 — дроссельный золотник; 9 — крышка поплавковой камеры; 10 — игельчатый клапан; 11 — поплавок; 12 — дозирующая игла дросселя; 13 — канал добавочного воздуха; 14 — воздушный канал распылителя; 15 — воздушный жиклер с фильтром добавочного воздуха; 16 — втулка распылителя; 17 — распылитель; 18 — топливный фильтр; 19 — штуцер; 20 — главный жиклер; 21 и 22 — уплотнительная прокладка; 23 — наконечник малых оборотов; 24 — винт регулировки положения дросселя; 25 — винт регулировки малых оборотов; 26 — контргайка; 27 — корпус карбюратора; 28 — пружинная защелка дозирующей иглы дросселя; 29 — уплотнительная прокладка; 30 — наконечник дозирующей иглы дросселя; 31 — накидная гайка крышки корпуса; 32 — крышка; 33 — контргайка ограничитель; 34 — упор.



Фиг. 127. Разрезы карбюратора К-31 (правый карбюратор).

карбюраторах. Для достижения синхронной работы цилиндров на малых и средних оборотах последовательной регулировкой упорных винтов 24 и 3 устанавливаются на слух одинаковые обороты в правом и левом цилиндре путем попеременного снятия с запальных свечей проводов высокого напряжения.

Когда достигнута совершенно равномерная работа цилиндров на всех режимах, винты и упоры должны быть законтрены. В процессе эксплуатации мотоцикла необходимо постоянно следить за синхронностью работы цилиндров и, по мере надобности, производить регулировку карбюраторов. Нарушение этого условия приводит к потере мощности, повышению расхода топлива и преждевременному выходу двигателя из строя.

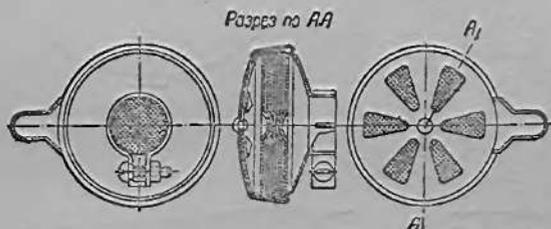


Фиг. 128. Положение иглы относительно дроссельного золотника:

Позиция . . .	1	2	3	4	5	6	7	8
Игла . . . . .	а	б	а	б	а	б	а	б
Дроссель . . .	II	II	I	II	I	II	I	I

### 3. ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛИ

На карбюраторах мотоциклов К1Б, М1А и ИЖ-350 устанавливаются простейшие контактно-масляные воздухоочистители, представляющие собой набор штампованных сеток, завальцованных в металлический корпус, имеющий поворотную заслонку (фиг. 129). Воздухоочистители карбюраторов К-26А, К-26 и К-30 имеют одинаковые размеры и совершенно аналогичны по конструкции. Воздухоочиститель карбюратора К-28 по устройству подобен указанным



Фиг. 129. Воздухоочиститель карбюратора К-26А, К-26, К-30 и К-28.

воздухоочистителям, но больше по размерам, в соответствии с увеличенным диаметром диффузора.

На двигателе М-72 устанавливается более совершенный воздухоочиститель двухступенчатой очистки: инерционно-масляной и контактно-масляной.

Воздухоочиститель устанавливается в горловине коробки перемены передач и соединяется с карбюраторами двумя трубами. В горловине коробки передач трубы уплотняются резиновыми втулками, а у карбюраторов — резиновыми манжетами, которые зажимаются хомутами (фиг. 130). Разрез воздухоочистителя показан на фиг. 131.

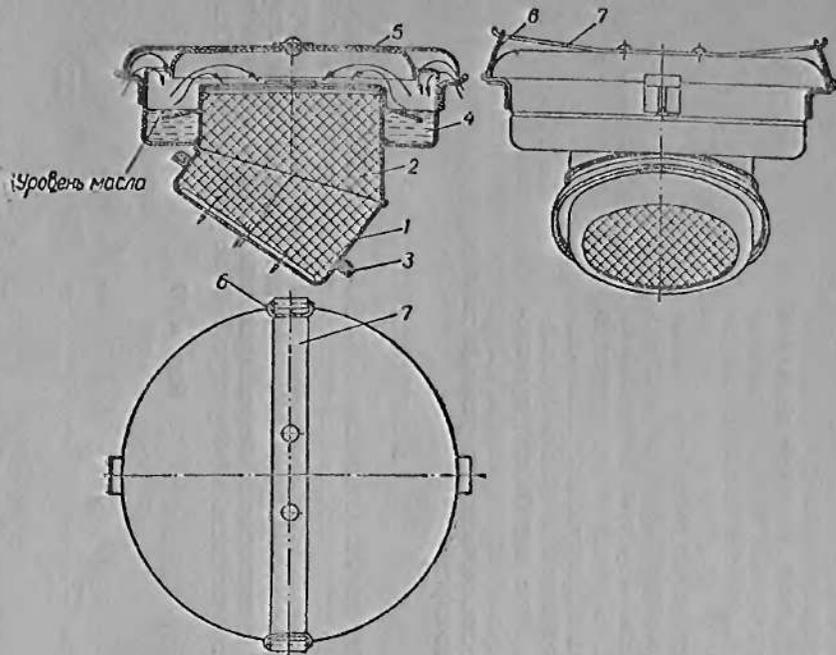
В камеру контактно-масляной очистки между двумя сетками вставляются пять промасленных пакетов из проволоки. В масляную ванну заливается автол 6 до уровня кольцевой выкладки, имеющейся на корпусе.

Во время работы двигателя воздух засасывается под крышку корпуса воздухоочистителя и над уровнем масла делает резкий поворот вверх по направлению к верхней сетке камеры контактно-масляной очистки. При этом крупные частицы пыли, под действием центробежных сил, выпадают в масло и оседают на дно ванны, а мелкие частицы пыли проходят вместе с воздухом через лабиринтовые пути набивки, постепенно прилипают к влажной поверхности



Фиг. 130. Установка воздухоочистителя на двигатель М-72:

1 — воздухоочиститель; 2 — воздушная заделка; 3 — опорный вент крепления воздухоочистителя; 4 — всасывающая труба левого карбюратора; 5 — уплотнительные манжеты; 6 — винтовые хомут манжеты.



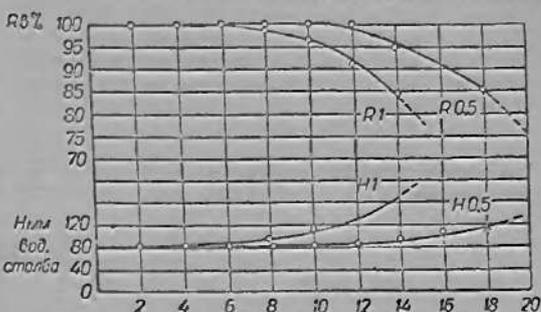
Фиг. 131. Разрез двухступенчатого воздухоочистителя двигателя М-72:

1 — корпус; 2 — набивка контактно-масляной очистки воздуха; 3 — уплотнительная манжета корпуса с сальником; 4 — ванна инерционно-масляной очистки воздуха; 6 — крышка воздухоочистителя; 6 — петли замка крышки; 7 — пружинный замок крышки.

проволочных пакетов. Воздухоочиститель должен промываться без разборки пакетов через 10 час. работы двигателя в сильно запыленной атмосфере (при толщине слоя пыли на дороге 80—100 мм), что соответствует пылесодержанию воздуха приблизительно  $1 \text{ г/м}^3$ , и через 15 час. при средней запыленности (слой пыли на дороге 20—40 мм), что соответствует пылесодержанию около  $0,5 \text{ г/м}^3$ . При работе двигателя на шоссейных дорогах среднего качества, для которых пылесодержание воздуха можно принять равным  $0,2 \text{ г/м}^3$ , периодичность промывки воздухоочистителя устанавливается 25 час.

При указанных условиях воздухоочиститель обеспечивает почти стопроцентную очистку воздуха. Средний расход воздуха в этих условиях принимается равным  $80 \text{ м}^3/\text{час}$  при разрежении всасывания 80 мм вод. ст.

На фиг. 132 показана характеристика изменения степени фильтрации воздуха  $R$  и сопротивления воздухоочистителя  $M-72 H$  по времени при работе на воздухе с пылесодержанием  $0,5 \text{ г/м}^3$  и  $1 \text{ г/м}^3$ .

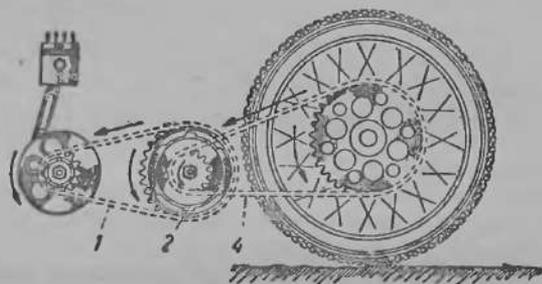


Фиг. 132. Характеристика работы воздухоочистителя двигателя М-72.

## Раздел третий

# СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА

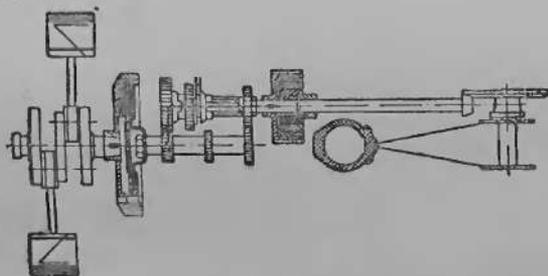
Силовой передачей мотоцикла называется группа механизмов, передающих движение от коленчатого вала двигателя к заднему ведущему колесу мотоцикла.



Фиг. 133. Схема цепной силовой передачи.

Силовые передачи мотоциклов разделяются на два типа: цепная передача и передача карданным валом.

Цепная передача (фиг. 133) состоит из передней цепной передачи, сцепления, коробки передач и задней (главной) цепной передачи. Цепная передача применяется на мотоциклах М1А, К-125, К1Б, ИЖ-350, ИЖ-49 и гоночных мотоциклах С1Б, С2Б и С3В.



Фиг. 134. Схема передачи карданным валом.

Передача карданным валом (фиг. 134) состоит из сцепления, коробки передач, карданного вала с карданным шарниром и задней конической шестеренчатой передачи (главной передачи). Передача карданным валом применяется на мотоцикле М-72 и гоночных мотоциклах М-76, М-35 и М-35К.

## Глава X

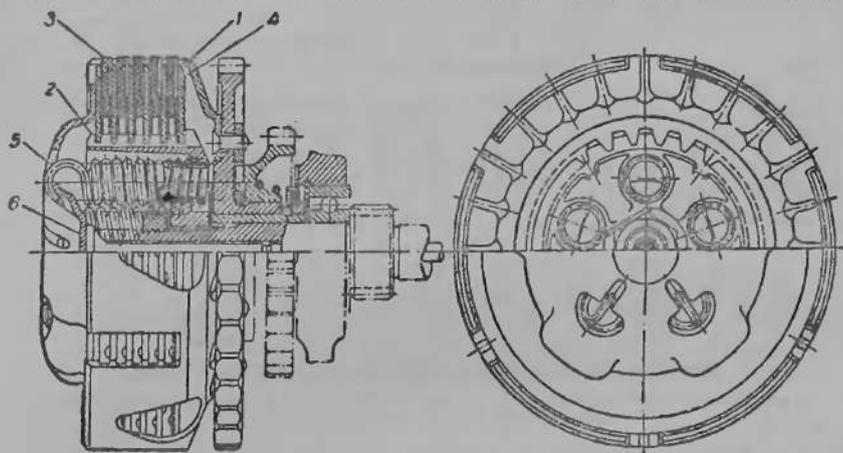
### СЦЕПЛЕНИЕ

#### 1. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

Сцепление дает возможность отсоединить двигатель от коробки передач, как на стоянке, так и на ходу и плавно соединять двигатель с коробкой передач.

Необходимость в этом возникает при трогании с места, при переключении передач и при торможении.

Сцепление состоит из ведущего барабана 1 (фиг. 135) приводимого в движение от двигателя при помощи передней цепной передачи, ведомого барабана 2, сидящего на шлицах первичного вала коробки передач, набора ведущих дисков 3, изготовленных из фрикционной пластмассы, набора ведомых дисков 4, сидящих в пазах ведомого барабана, нажимных пружин 5 и механизма



Фиг. 135. Конструкция сцепления мотоциклов с цепной передачей (К-125):

1 — ведущий барабан; 2 — ведомый барабан; 3 — ведущие диски; 4 — ведомые диски; 5 — пружины сцепления; 6 — нажимной диск.

выжима сцепления. Подобную изображенную на фиг. 135 конструкцию сцепления имеют все советские мотоциклы с цепной передачей: ИЖ-350, ИЖ-49, К-125, К1Б, М1А.

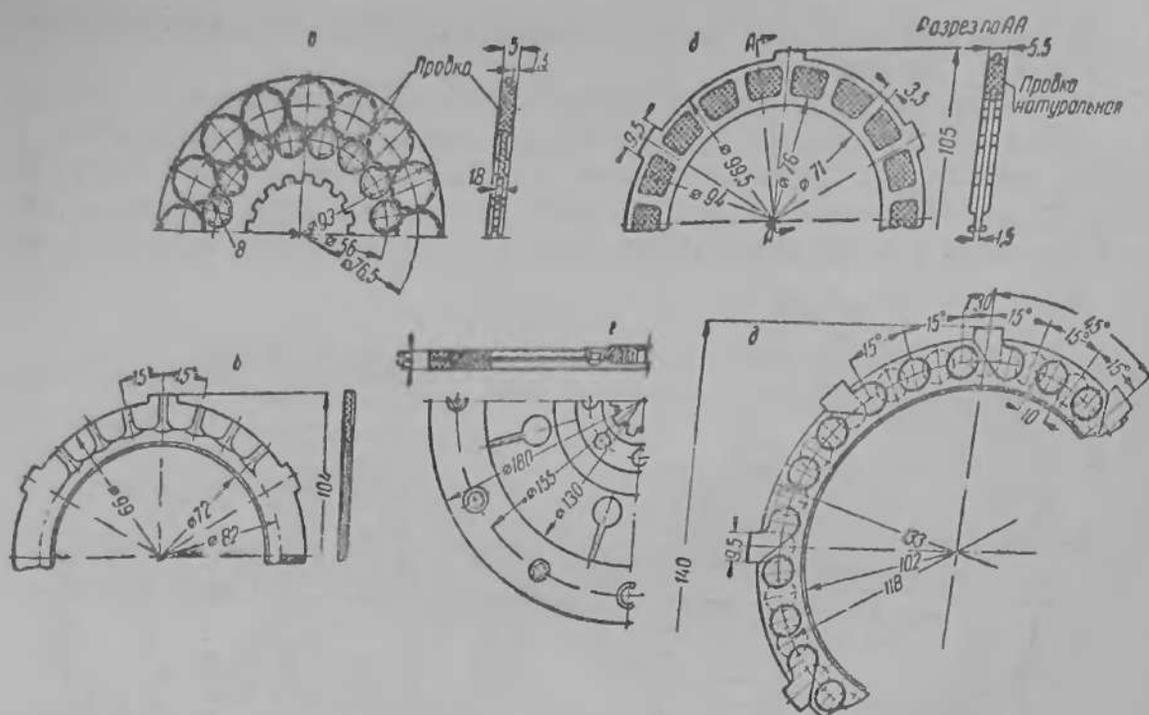
Пружины 5, с одной стороны, своими витками ввинчены в отверстия ведомого барабана 2, имеющие соответствующую нарезку, а с другой стороны, крючками закреплены на нажимном диске 6. Пружины находятся постоянно в растянутом состоянии, вследствие чего нажимной диск 6 сдвигает набор ведомых и ведущих дисков, стоящих попеременно и упирающихся в последний ведомый диск 4. Диск 4 имеет упор на ведомом барабане.

Таким образом, при включенном сцеплении усилие, создаваемое пружинами, не передается на подшипники первичного вала коробки передач. Между прижатыми друг к другу дисками возникает момент сил трения, препятствующий проскальзыванию ведомых дисков относительно ведущих и дающий возможность передать крутящий момент, передаваемый передней цепной передачей от двигателя, на ведомый барабан сцепления, и через шлицы, на первичный вал коробки передач.

Величина момента трения зависит от суммарной силы нажатия пружин, числа поверхностей трения, а также от среднего радиуса трущихся поверхностей.

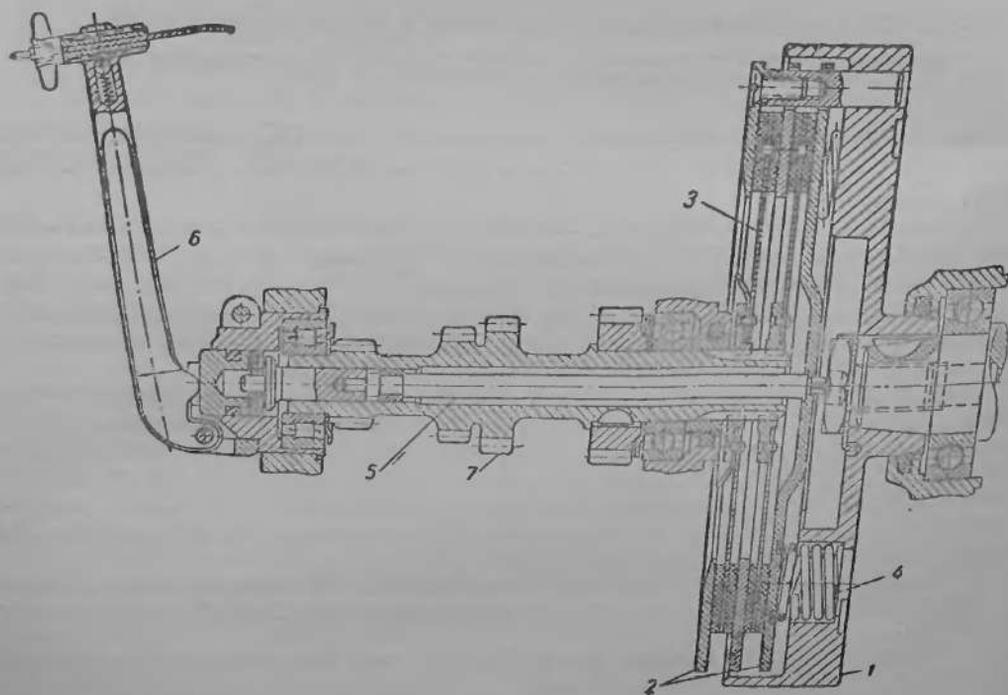
Момент трения должен быть больше, чем максимальный крутящий момент, подводимый к сцеплению.

При необходимости отсоединения двигателя от коробки передач — сцепление выключается; при этом, при помощи механизма выключения сцепления, нажимной диск перемещается влево, пружины натягиваются еще сильнее, но контакт между ведомыми и ведущими дисками нарушается, силы трения исчезают и ведомые диски начинают проскальзывать относительно ведущих. При этом усилие пружин передается на подшипник первичного вала.



Фиг. 136. Диски сцепления серийных советских мотоциклов:

- а — диск сцепления ведомый К1Б; б — диск ведущий М1А; в — диск ведущий К-125;  
 г — диск ведомый М-72; д — диск ведущий ИЖ-350.



Фиг. 137. Конструкция сцепления мотоцикла М-72:

- 1 — маховик двигателя; 2 — ведущие диски; 3 — ведомые диски; 4 — пружина сцепления; 5 — шток выключения сцепления; 6 — рычаг выключения сцепления; 7 — первичный вал коробки передач.

Работа сцепления мотоциклов ИЖ-350 и ИЖ-49 (см. фиг. 139) происходит точно так же, как описано выше.

На фиг. 136 изображены диски сцепления серийных мотоциклов.

Сцепление мотоцикла М-72, имеющего силовую передачу карданным валом, изображено на фиг. 137. Ведущим элементом сцепления М-72 является маховик двигателя 1 и ведущие диски 2. Два ведомых диска 3 приклепаны к ступицам, сидящим на шлицах первичного вала коробки передач.

Конструктивные особенности механизмов сцепления представлены в табл. 56, а основные размеры и расчетные данные — в табл. 57.

Таблица 56  
Конструктивные особенности механизмов сцепления

Марка мотоцикла	Тип сцепления	Материал фрикционных накладок	Количество нажимных пружин	Число поверхностей трения
К1Б	В масляной ванне	Пробка	6	4
М1А	То же	»	5	6
К-125	»	Пластмасса	5	10
ИЖ-350	»	»	5	12
ИЖ-49	»	»	5	12
М-72	Сухое	Асбестовая ткань бакелизированная	6	4

Таблица 57  
Основные размеры и расчетные данные механизмов сцепления

Марка мотоцикла	Данные пружин						Суммарная сила пружин во включенном состоянии $P$ в кг
	Диаметр проволоки $d$ в см	Диаметр пружины $D$ в см	Число рабочих витков $n$	Деформация пружины при включенном сцеплении $\Delta l_1$ в см	Деформация пружины при выключенном сцеплении $\Delta l_2$ в см	Напряжение материала $\tau$ в кг/см <sup>2</sup>	
К1Б	0,13	0,72	6,5	0,9	1,1	11900	70
М1А	0,18	1,02	9	1,25	1,55	9920	76
К-125	0,18	1,02	9	1,25	1,55	9920	76
ИЖ-350	0,25	1,35	7	1,05	1,35	7450	131
ИЖ-49	0,25	1,35	7	1,05	1,35	7450	131
М-72	0,275	2,675	4,25	2,25	2,55	6500	105

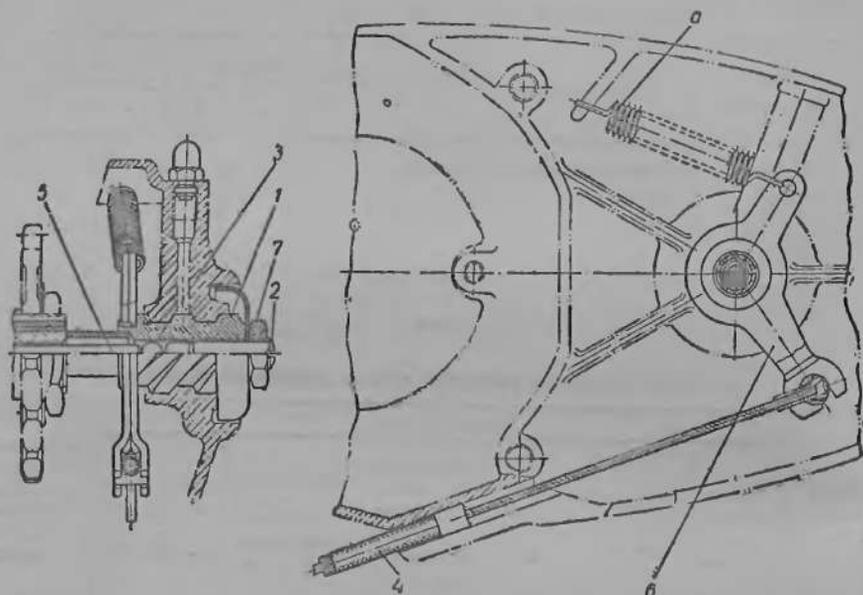
Продолжение табл. 57

Марка мотоцикла	Радиус дисков трения наружный $R_n$ в см	Радиус дисков трения внутренний $R_{вн}$ в см	Средний радиус трения $R_{ср}$ в см	Площадь трения одной поверхности $F$ в см <sup>2</sup>	Удельное давление $p_0$ в кг/см <sup>2</sup>	Момент трения $M_{т}$ в кгсм	Крутящий момент, подводимый к сцеплению в кгсм	Коэффициент запаса $\beta$
К1Б	4,45	2,4	3,425	29,2	9,4	240	118	2,0
М1А	4,7	3,8	4,25	18,4	4,13	484	225	2,15
К-125	4,7	3,8	4,25	18,4	4,13	808	225	3,6
ИЖ-350	—	—	5,9	18,85	6,95	2320	532	4,36
ИЖ-49	—	—	5,9	18,85	6,95	2320	532	4,36
М-72	9,0	6,5	7,75	122	0,86	813	400	203

Примечание. 1. Пружинки М1А и К-125 имеют предварительный натяг — 3,5 кг. 2. Коэффициент трения принят равным  $\mu = 0,25$ .

## 2. МЕХАНИЗМЫ ВЫКЛЮЧЕНИЯ И РЕГУЛИРОВКА СЦЕПЛЕНИЯ

Механизм выключения сцепления мотоциклов с цепной передачей (ИЖ-49, ИЖ-350, М1А и К-125) изображен на фиг. 138. Червяк 1 может поворачиваться на некоторый угол в отверстии левой крышки картера коробки передач, имеющем крупную трапециевидальную нарезку, соответствующую нарезке червяка. При повороте червяк перемещается в осевом направлении и концом винта 2 давит на шарик 3. Шарик 3 передает усилие стержню 5, пропущенному через сквозное центральное отверстие первичного вала, а стержень, в свою очередь, передает усилие грибку (см. фиг. 135). Последний, упираясь в нажимной



Фиг. 138. Механизм выключения сцепления М1А, К-125, ИЖ-49 и ИЖ-350:  
а — возвратная пружина.

диск, оттягивает пружины и освобождает набор ведущих и ведомых дисков от давления нажимных пружин.

Поворот червяка осуществляется при помощи рычага, находящегося на левой стороне руля, троса 4 и рычага 6, жестко закрепленного на червяке. После переборки мотоцикла, а также по мере износа фрикционного материала дисков сцепления, механизм выключения требует регулировки. Регулировка сцепления М1А и К-125 заключается в установлении нужной величины свободного хода рычага выключения сцепления, обеспечивающей нормальную работу сцепления без пробуксовки, а также полное его выключение. Практикой установлено, что нормальный свободный ход конца рычага выключения сцепления равен 5—6 мм. Для установки нормальной величины свободного хода следует отпустить контргайку 7 и при помощи отвертки поворачивать регулировочный винт 2 в ту или другую сторону. Когда сцепление отрегулировано, контргайку следует затянуть.

Конструкция механизма выключения сцепления на мотоциклах ИЖ-350 и ИЖ-49 аналогична с конструкцией М1А. В сцеплении ИЖ-350 (фиг. 139) регулировке подлежит натяжение нажимных пружин. Гайки натяжных пружин при правильной регулировке должны быть завернуты до упора, а затем отвернуты обратно на два оборота. Это дает величину осевого хода нажимного диска 2,5—3 мм. Конструкция механизма выключения сцепления М-72 ясна

из чертежа (см. фиг. 136). Регулировка сводится к установке свободного хода рычага выключения сцепления 4—5 мм при помощи барашка.

Регулировка механизма выключения сцепления мотоцикла К1Б также контролируется величиной свободного хода рычага на руле. Регулировка сцепления производится при помощи упора оболочки троса сцепления или при помощи регулировочного винта (см. фиг. 143).

### 3. РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ

Расчетные данные, приведенные в табл. 57, определены по приведенным ниже формулам.

Суммарная сила нажатия пружин

$$P = z \frac{\Delta_1 \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \text{ кг},$$

где  $z$  — количество нажимных пружин;

$\Delta_1$  — сжатие пружины при включенном сцеплении в см;

$G$  — 880000 кг/см<sup>2</sup> — модуль упругости второго рода для пружинной стали;

$d$  — диаметр проволоки в см;

$D$  — диаметр пружины в см;

$n$  — число рабочих витков.

Напряжение материала пружины

$$\tau' = \frac{P_1 8D}{\pi d^3} \text{ кг/см}^2,$$

где  $P_1$  — сила нажатия одной пружины при выключенном сцеплении, равная

$$P_1 = \frac{\Delta_2 \cdot G d^4}{8 D^3 \cdot n} \quad (\Delta_2 \text{ — сжатие пружины при выключенном сцеплении}).$$

Средний радиус трения

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_n + R_{\text{вн}}}{2} \text{ см},$$

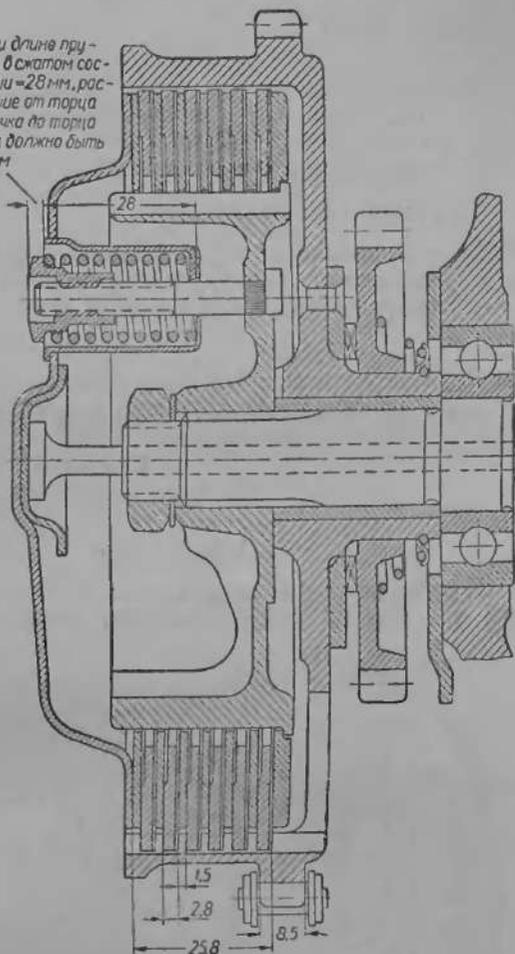
где  $R_n$  — наружный радиус поверхности трения в см;

$R_{\text{вн}}$  — внутренний радиус поверхности трения в см.

Площадь трения одной поверхности трения

$$F = \pi (R_n^2 - R_{\text{вн}}^2) \text{ см}^2,$$

При длине пружины в сжатом состоянии = 28 мм, расстояние от торца колпачка до торца вилки должно быть = 3 мм



Фиг. 139. Сцепление мотоцикла ИЖ-350.

Удельное давление

$$p_0 = \frac{P}{F} \text{ кг/см}^2.$$

Момент трения

$$M_m = i \cdot P \cdot \mu R_{cp} \text{ кгсм},$$

где  $i$  — количество поверхностей трения, равное удвоенному количеству тех дисков, число которых меньше на единицу (ведомых или ведущих);

$\mu$  — коэффициент трения, принятый равным 0,25;

Коэффициент запаса сцепления  $\beta = \frac{M_m}{M_n}$ ,

где  $M_n$  — максимальный крутящий момент, подведенный к сцеплению, равный максимальному крутящему моменту двигателя, умноженному на передаточное число передней передачи

$$M_n = M_k i_{п.п.}$$

где  $i_{п.п.}$  — передаточное число передачи от двигателя к сцеплению;

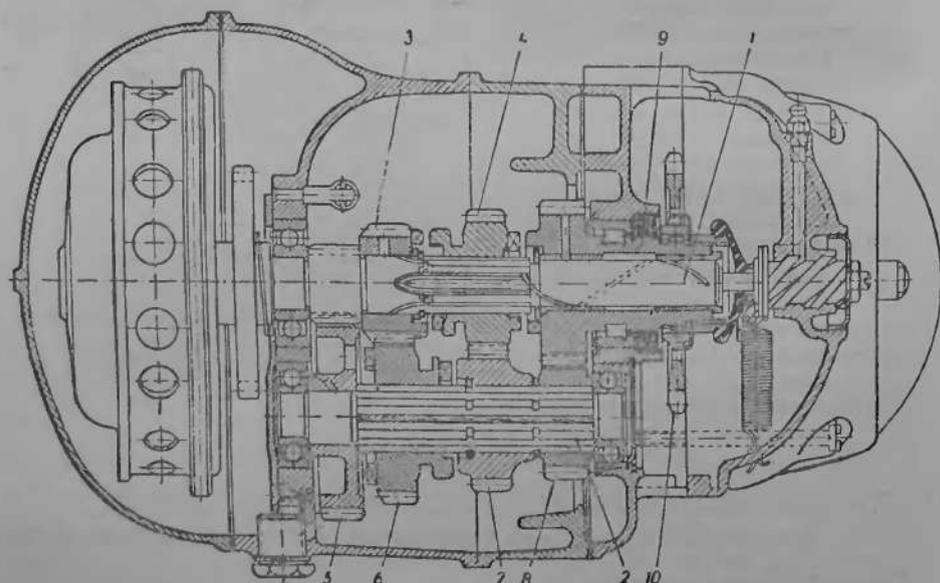
$M_k$  — максимальный крутящий момент двигателя

## Глава XI

### КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

#### 1. НАЗНАЧЕНИЕ И УСТРОЙСТВО

Коробка передач — это механизм, который позволяет при почти неизменной величине крутящего момента, развиваемого двигателем, изменять



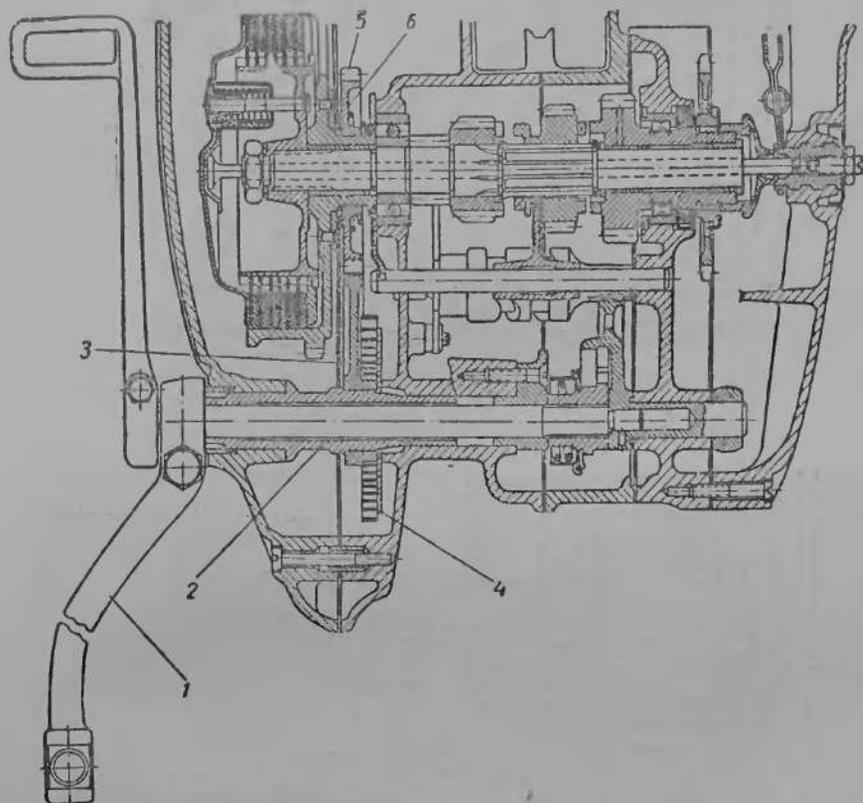
Фиг. 140 Коробка передач мотоцикла ИЖ-350 (ИЖ-49):

1 — первичный вал; 2 — промежуточный вал; 3 — шестерня второй передачи первичного вала; 4 — шестерня третьей передачи первичного вала; 5 — шестерня первой передачи промежуточного вала; 6 — шестерня второй передачи промежуточного вала; 7 — шестерня третьей передачи промежуточного вала; 8 — шестерня промежуточного вала; 9 — вторичный вал; 10 — цепная зубчатка.

в значительных пределах величину тягового усилия на заднем колесе, соответственно изменяя скорость движения мотоцикла. Необходимость в этом возни-

кает вследствие весьма различных дорожных условий, которые должен преодолевать мотоцикл, и слабой приспособляемости мотоциклетного двигателя к изменению нагрузки.

Внутри коробки передач имеется несколько пар шестерен с различными числами зубьев, которые можно попеременно вводить в зацепление, изменяя тем самым передаточное число между двигателем и задним колесом. Механизм коробки передач позволяет также совсем отсоединить двигатель от заднего



Фиг. 141. Коробка передач мотоцикла ИЖ-350 (разрез по валу переключения передач и пускового механизма):

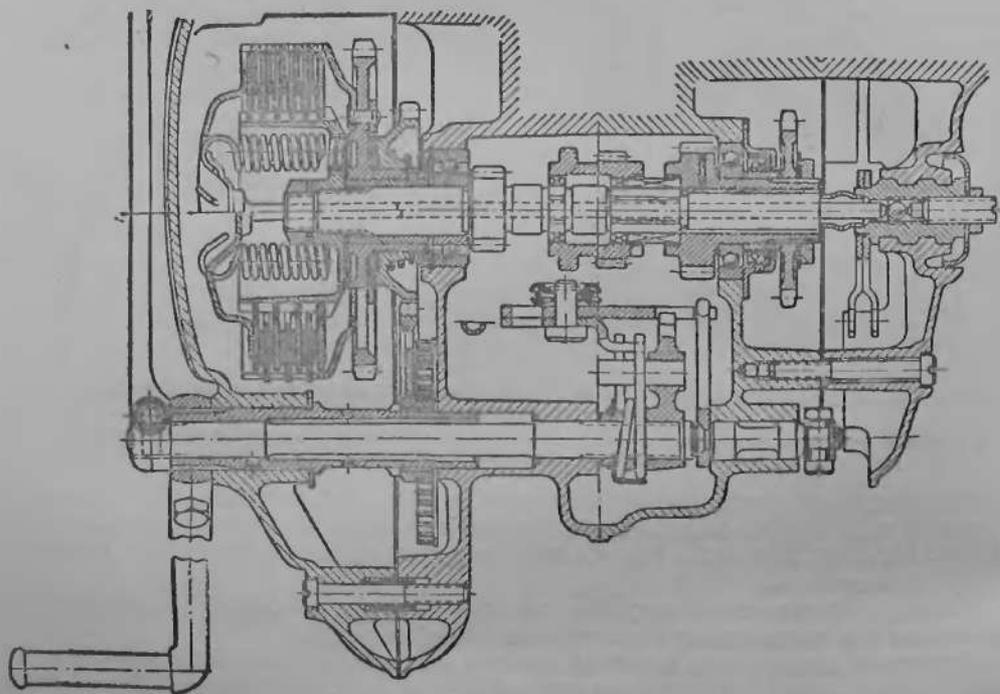
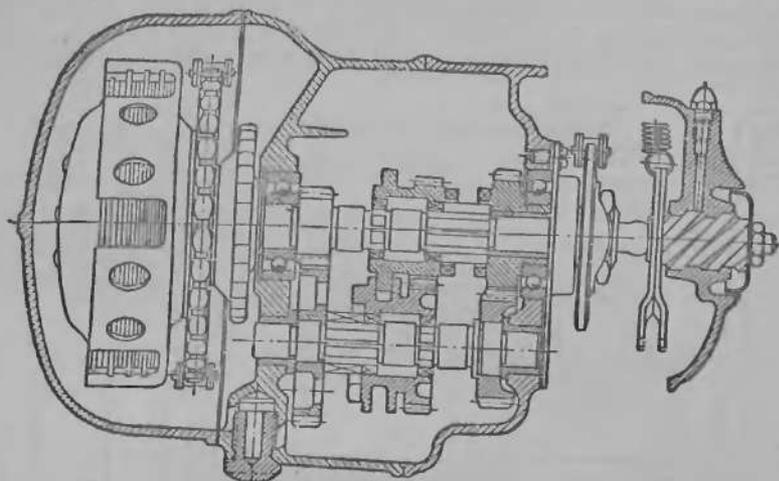
1 — педаль пускового механизма; 2 — вал пускового механизма; 3 — сектор; 4 — пружина; 5 — шестерня; 6 — пружина храповика.

колеса, поставив рычаг переключения в нейтральное положение (т. е. на холостой ход). Устройство коробок передач советских мотоциклов показано на фиг. 140, 141, 142, 143 и 144. Основные данные по коробкам передач представлены в табл. 60.

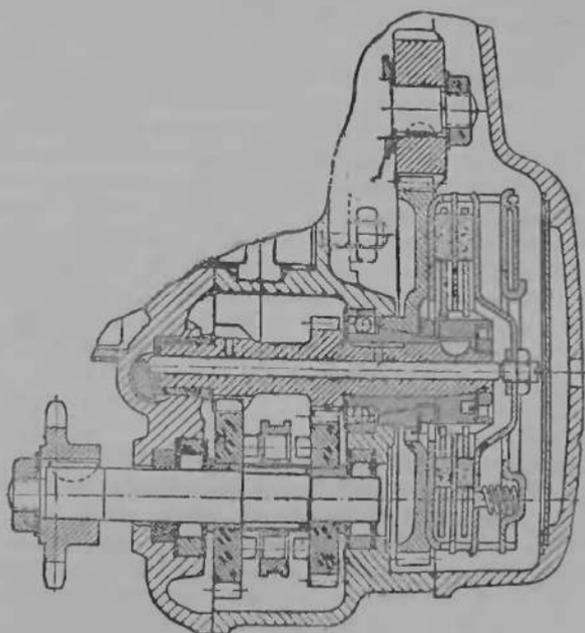
Конструктивная схема коробки передач зависит от общей компоновки мотоцикла и в частности от конструкции задней передачи.

Примером конструкции коробки передач мотоцикла с цепной задней передачей может служить коробка передач ИЖ-350 (фиг. 140); такую же конструкцию коробки имеет мотоцикл ИЖ-49. Все механизмы коробки передач расположены в общем картере с двигателем; картер имеет разъем по плоскости, перпендикулярной к осям валов.

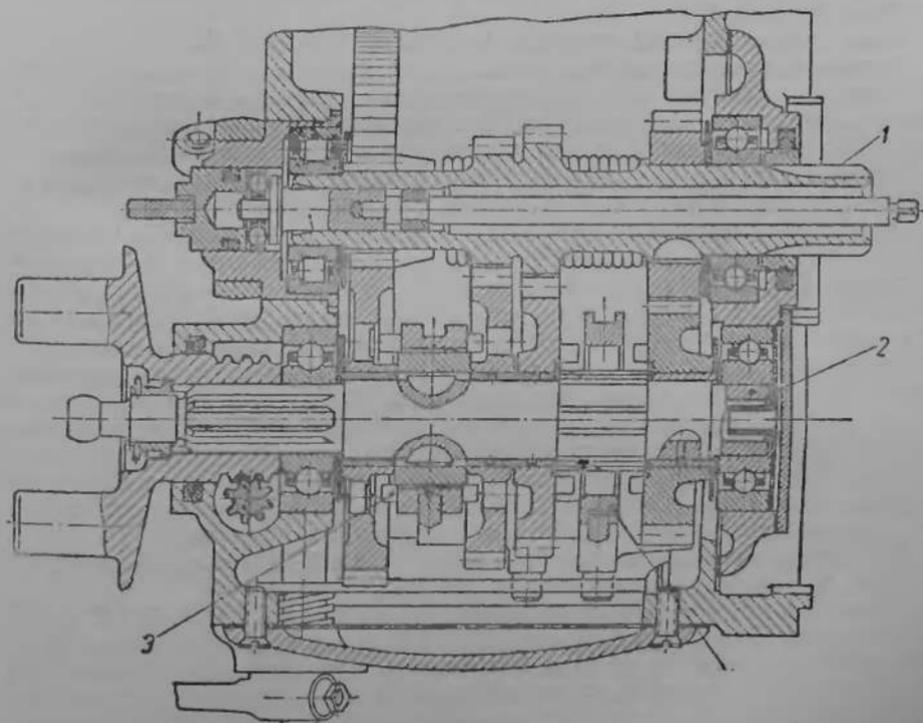
Крутящий момент, подводимый к механизму сцепления, передается непосредственно первичному валу 1, на шлицах которого закреплен ведомый барабан сцепления. При включении 1-й, 2-й или 3-й передачи крутящий момент



Фиг. 142. Коробка передач мотоцикла М1А.



Фиг. 143. Коробка передач и сцепление мотоцикла К1Б.



Фиг. 144. Коробка передач мотоцикла М-72:

1 — первичный вал; 2 — вторичный вал; 3 — муфта включения первой и второй передач; 4 — муфта включения третьей и четвертой передач.

передается через одну из пар шестерен 1—5, 3—6 или 4—7 на промежуточный вал 2 и затем, через постоянно включенную пару шестерен 8 и 9 на вторичный вал. Шестерня 9 изготовлена за одно целое со втулкой, являющейся вторичным валом. На шлицах вторичного вала укреплен цепная зубчатка 10, являющаяся ведущей зубчаткой задней цепной передачи, при помощи которой крутящий момент передается на заднее колесо. Для включения 4-й передачи подвижная шестерня 4 передвигается вправо и ее торцевые кулачки входят в зацепление с торцевыми кулачками шестерни вторичного вала. При этом первичный и вторичный валы начинают вращаться как одно целое; такая передача называется прямой передачей. Наличие в конструктивной схеме прямой передачи является преимуществом коробок передач цепных мотоциклов, так как в этом случае механические потери на 4-й передаче ниже, чем у коробок, имеющих на 4-й передаче включенную нагруженную пару шестерен.

Кроме группы деталей, участвующих в передаче крутящего момента, работа которой описана выше, в каждой коробке передач имеются механизм переключения и пусковой механизм. На всех советских мотоциклах, кроме К1Б, применяется ножное переключение передач с селектором.

Принцип работы механизма ножного переключения состоит в том, что переключение передач производится нажатием ногой на педаль вверх или вниз до упора, причем, после того как нога снимается с педали, педаль возвращается в первоначальное положение, а сужая передача остается включенной. На мотоциклах ИЖ-350 и ИЖ-49 управление переключением двойное, т. е. ножное, при помощи педали, расположенной с левой стороны картера двигателя, и ручное, при помощи рычага, укрепленного с правой стороны бензобака. Водитель может пользоваться либо тем, либо другим способом переключения по желанию.

Конструкция пускового механизма изображена на фиг. 141.

Ножная педаль пускового механизма 1 укреплена на шлицах вала пускового механизма 2, имеющего опору в левой половине картера и в левой крышке картера. На том же валике внутри крышки картера укреплен на шлицах зубчатый сектор 3 и спиральная плоская пружина 4, изготовленная из стальной ленты. На ступице ведущего барабана сцепления помещается шестерня 5, имеющая на своем торце зубья со скосами.

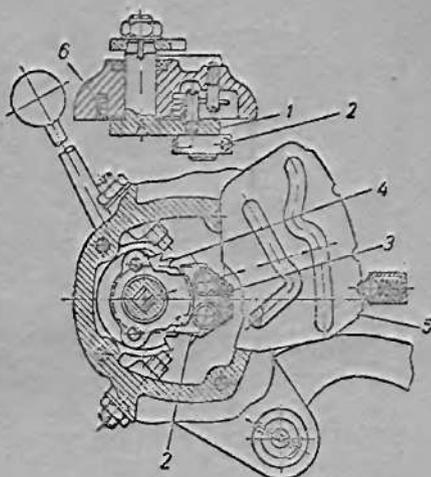
Пружина 4 прижимает шестерню 5 влево, причем торцевые зубья шестерни находятся в зацеплении с зубьями диска, приклепанного к ведущему барабану сцепления. Пружина 4 поддерживает педаль пускового механизма в поднятом положении, а сектор 3 выводит из зацепления с шестерней 5. При нажатии на педаль 1 сектор поворачивается и, вступая в зацепление с шестерней 5, поворачивает вместе с ней ведущий барабан сцепления и, через переднюю цепную передачу, коленчатый вал двигателя. Торцевые зубья шестерни 5 и диска, приклепанного к ведущему барабану, представляют собой храповик, передающий крутящий момент только в одну сторону. Это дает возможность пружине 4 вернуть сектор и педаль в первоначальное положение. Пусковой механизм мотоциклов ИЖ-350, ИЖ-49, М1А и К-125 дает возможность запустить двигатель при выжатом сцеплении и включенной передаче.

Конструкция коробок передач мотоциклов М1А и К-125 близка к конструкции ИЖ-49 (ИЖ-350) и изображена на фиг. 142.

Коробка передач мотоцикла М-72 изображена на фиг. 144, 145, 146 и 147. В отличие от ИЖ-49, коробка передач М-72 не имеет прямой передачи. Крутящий момент от первичного вала 1 передается на вторичный вал 2 через одну из четырех пар шестерен и со вторичного вала через упругую муфту на карданный вал. Таким образом, при включении любой из передач (в том числе и четвертой), под нагрузкой находится одна пара шестерен. Включение передач производится при помощи подвижных муфт 3 и 4.

Механизм ножного переключения (селектор) изображен на фиг. 145. Педаль переключения через промежуточный рычаг поворачивает кривошип 1,

на котором помещаются две собачки 2. Между собачками имеется пружина 3, стремящаяся свести концы собачек. При повороте кривошипа одна из собачек своим концом (зубом) входит в зацепление с храповиком 4 и поворачивает его. Храповик закреплен на валу, на котором также закреплен сектор переключения 5. На секторе имеются пазы, в которых помещаются шипы вилок переключения. При повороте храповика, а вместе с ним и сектора, приходят в движение вилки переключения, действующие на муфты и включающие ту или иную передачу. Для включения 1-й передачи следует нажать носком левой ноги вниз на переднее плечо педали переключения. Для переключения с низших передач на высшие, т. е. с 1-й на 2-ю, со 2-й на 3-ю и т. д., нужно нажать на педаль каблук. Для перехода с высших передач на низшие нажимают на педаль носком. После того как включилась та или иная передача, ногу снимают с педали, возвратная пружина двустороннего действия 6 возвращает кривошип с собачками и педаль в первоначальное положение, а храповик и сектор остаются в положении включенной передачи.



Фиг. 145. Устройство механизма переключения мотоцикла М-72.

1 — кривошип собачек; 2 — собачки; 3 — пружина; 4 — храповик; 5 — сектор переключения; 6 — возвратная пружина.

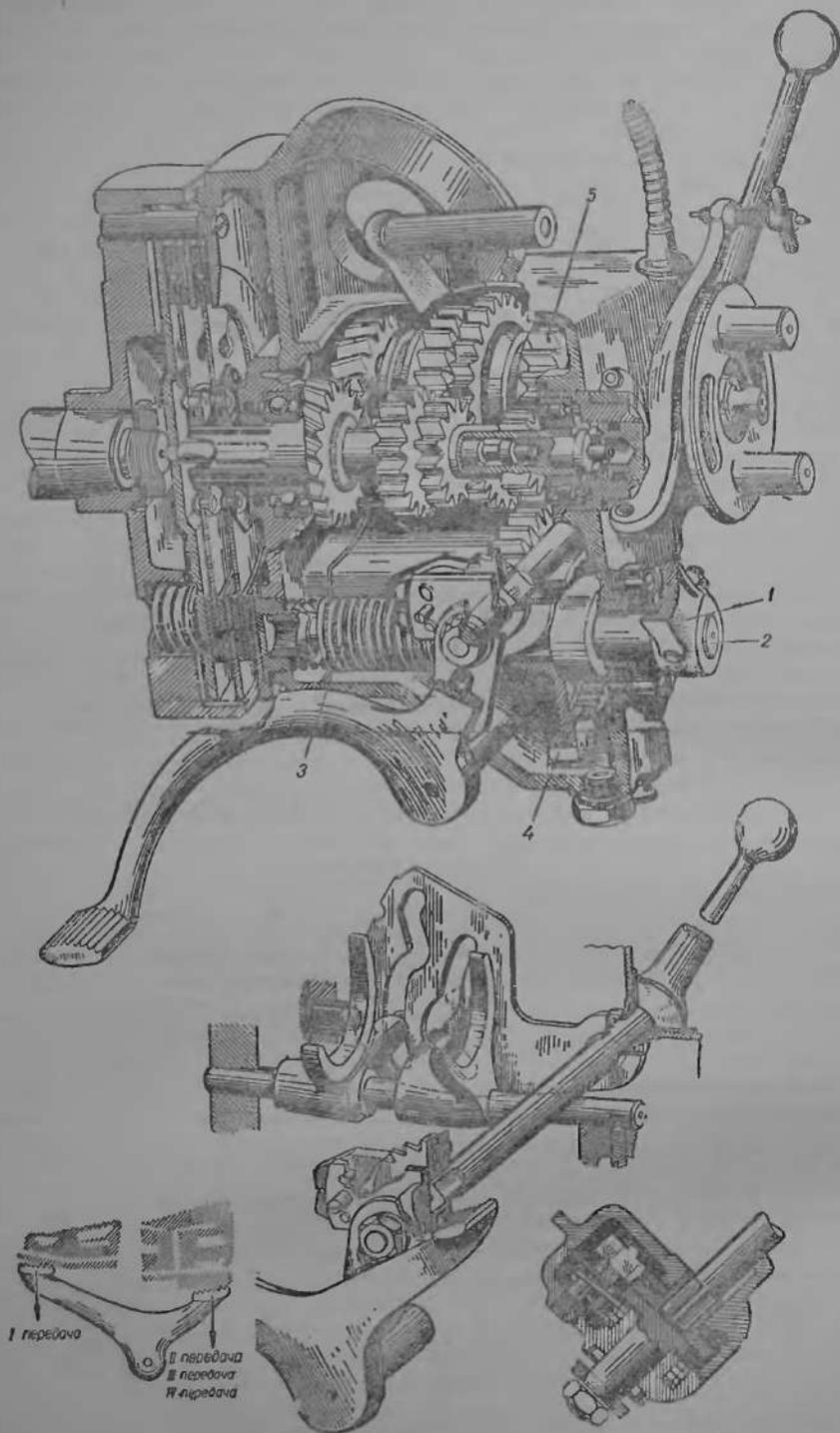
Пусковой механизм М-72 (фиг. 146) состоит из ножной педали 1, поворачивающейся в плоскости, перпендикулярной к оси мотоцикла, валика с собачкой 2, возвратной пружины 3 и шестерни с внутренними зубьями 4.

Пусковые механизмы

Таблица 5б

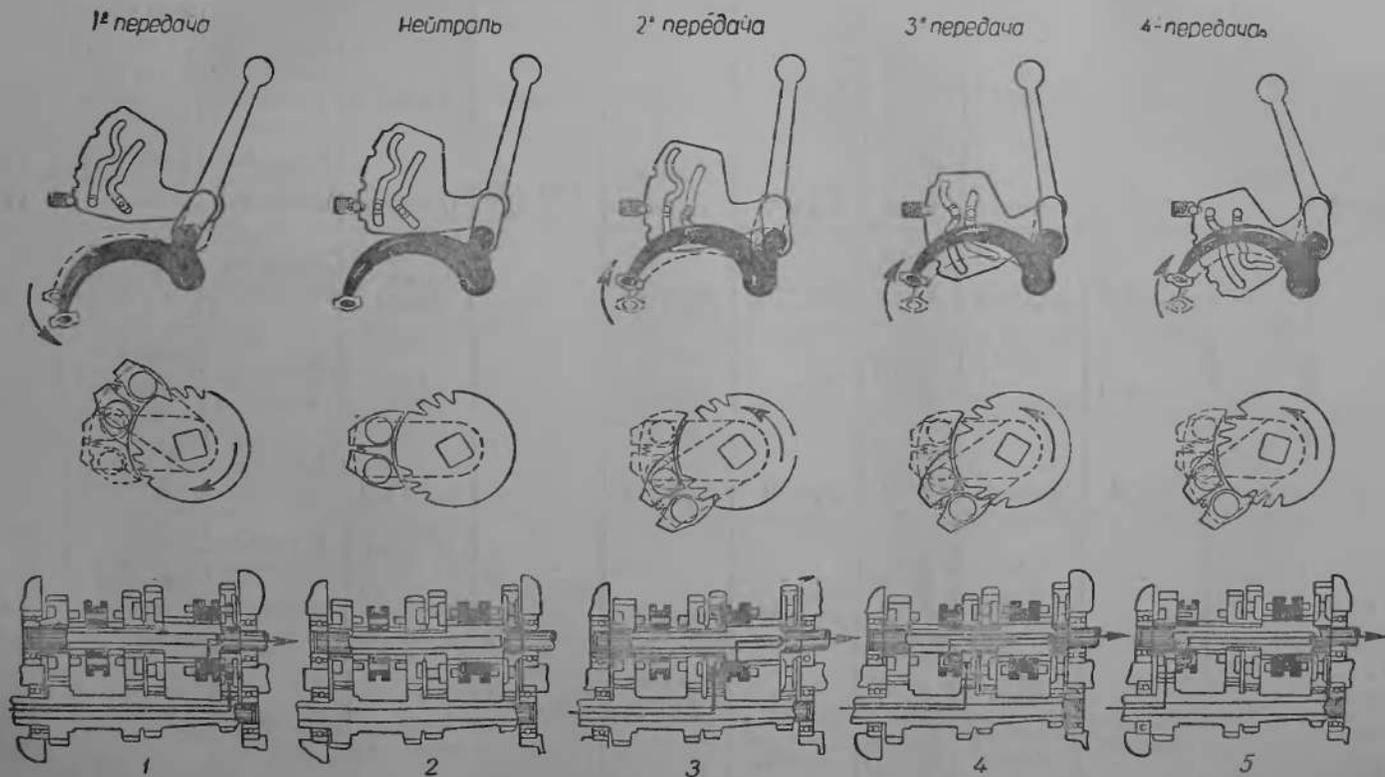
Марка мотоцикла	Принцип работы	Длина рычага	Угол поворота рычага (приблиз.)	Передаточное число пускового механизма	Число оборотов двигателя за один поворот рычага	Расположение рычага
К1Б	Две педали велосипедного типа, запуск с хода или на подставке	—	—	—	—	—
М1А К-125	Сектор и храповик, действующие на ведущий барабан сцепления	160	130°	0,266	1,36	С левой стороны, поворот рычага в плоскости продольной оси мотоцикла
ИЖ-350 ИЖ-49		170	130°	0,28	1,29	
М-72	Храповик с собачкой	267	61°	0,24	0,71	С левой стороны, поворот поперек мотоцикла

*Примечание.* Передаточным числом пускового механизма называется отношение числа зубьев ведомого элемента к числу зубьев ведущего элемента, умноженное на обратную величину передаточного числа передней передачи. Ведущим элементом является сектор, связанный с ножным рычагом.



Фиг. 146. Устройство пускового механизма мотоцикла М-72:

1 — педаль пускового механизма; 2 — вал пускового механизма; 3 — пружина;  
4 — шестерня; 5 — шестерня вторичного вала.



Фиг. 147. Схема действия ножного переключения мотоцикла М-72:

1 — выключена первая передача; 2 — нейтральное положение; 3 — вторая передача; 4 — третья передача; 5 — четвертая передача.

## Опоры валов коробок передач

Марка мотоцикла	Наименование и назначение подшипника	Тип подшипника	Основные размеры	Обозначение по каталогу Министерства автомобильной промышленности	Диаметр наружного кольца или наружный диаметр втулки в мм	Диаметр отверстия в корпусе в мм	Посадка наружного кольца в корпусе в мм	Диаметр внутреннего кольца или втулки в мм	Диаметр цапфы вала в мм	Посадка внутреннего кольца на цапфе (или цапфы во втулке) в мм	Ширина подшипника или длина втулки в мм
К1Б	Подшипник первичного вала	Радиально-упорный специальный шариковый	15×35×8, внутреннее кольцо специальной формы	686015 (ОКБ 266)	35 <sup>-0,011</sup>	35 <sup>-0,012</sup> <sub>-0,028</sub>	Натяг 0,028 0,001	15 <sup>+0,005</sup> <sub>-0,010</sub>			8 <sup>-0,1</sup>
	Втулка первичного вала	Подшипник скольжения (втулка)	13×16×14	—	16 <sup>+0,048</sup> <sub>+0,029</sub>	16 <sup>+0,019</sup>	Натяг 0,048 0,010	13 <sup>+0,019</sup>	13 <sup>-0,016</sup> <sub>-0,033</sub>	Зазор 0,052 0,016	14
	Подшипник вторичного вала правый	Роликовый специальный без сепаратора	Ролики 4×6	—	28 <sup>+0,012</sup> <sub>-0,002</sub>	28 <sup>-0,010</sup> <sub>-0,024</sub>	Натяг 0,036 0,012	Диаметр беговой дорожки 21,01 <sup>+0,013</sup>	12,99 <sup>-0,008</sup>		
	Подшипник вторичного вала левый	Роликовый специальный без сепаратора	Ролики 4×8	—	31,5 <sup>+0,014</sup> <sub>+0,002</sub>	31,5 <sup>-0,012</sup> <sub>-0,028</sub>	Натяг 0,036 0,012	23,51 <sup>+0,013</sup>	15,49 <sup>-0,008</sup>		
М1А и К-125	Подшипник первичного вала левый	Радиальный однорядный шариковый	15×35×11	№ 202 ОСТ 6121	35 <sup>-0,011</sup>	35 <sup>-0,004</sup> <sub>-0,020</sub>	Зазор 0,007 Натяг 0,020	15 <sup>-0,010</sup>	15 <sup>-0,008</sup>	Зазор 0,008 Натяг 0,010	11 <sup>-0,10</sup>
	Подшипник первичного вала правый (он же подшипник вторичн. вала)	Радиальный однорядный шариковый	20×42×9	№ 100704	42 <sup>-0,011</sup>	42 <sup>-0,012</sup> <sub>-0,028</sub>	Натяг 0,028 0,001	20 <sup>-0,010</sup>	20 <sup>-0,009</sup>	Зазор 0,008 Натяг 0,010	9 <sup>-0,10</sup>

Марка мотоцикла	Наименование и назначение подшипника	Тип подшипника	Основные размеры	Обозначение по каталогу Министерства автомобильной промышленности	Диаметр наружного кольца или наружный диаметр втулки в мм	Диаметр отверстия в корпусе в мм	Посадка наружного кольца в корпусе в мм	Диаметр внутреннего кольца или втулки в мм	Диаметр цапфы вала в мм	Посадка внутреннего кольца на цапфе (или цапфы во втулке) в мм	Ширина подшипника или длина втулки в мм
М1А и К-125	Втулка промежуточного вала левая	Подшипник скольжения (втулка)	12×16×13	—	16 <sup>+0,115</sup> / <sub>+0,080</sub>	16 <sup>+0,027</sup>	Натяг 0,115 0,053	12 <sup>+0,018</sup>	12 <sup>-0,032</sup> / <sub>-0,059</sub>	Зазор 0,077 0,032	13 <sup>-0,5</sup>
	Втулка промежуточного вала правая	Подшипник скольжения (втулка)	12×16×13	—	16 <sup>+0,115</sup> / <sub>+0,080</sub>	16 <sup>+0,027</sup>	Натяг 0,115 0,053	12 <sup>+0,018</sup>	12 <sup>-0,032</sup> / <sub>-0,059</sub>	Зазор 0,077 0,032	13 <sup>-0,5</sup>
	Втулка вторичного вала	Подшипник скольжения (втулка)	12×14×40	—	14 <sup>+0,030</sup> / <sub>+0,028</sub>	16 <sup>+0,018</sup>	Натяг 0,039 0,010	12 <sup>+0,018</sup>	12 <sup>-0,032</sup> / <sub>-0,059</sub>	Зазор 0,077 0,032	40 <sup>-0,34</sup>
ИЖ-350 и ИЖ-49	Подшипник первичного вала левый	Радиальный однорядный шариковый	20×47×14	№ 204	47 <sup>-0,011</sup>	47 <sup>-0,012</sup> / <sub>-0,028</sub>	Натяг 0,001 0,028	20 <sup>-0,010</sup>	20С <sub>1</sub> <sup>-0,009</sup>	Зазор 0,009 Натяг 0,010	14 <sup>-0,1</sup>
	Подшипник первичного и вторичного валов	Роликовый специальный без сепаратора ЗППЗ	Ролики 5×8 Число роликов 22	—	47 <sup>-0,011</sup>	40 <sup>-0,012</sup> / <sub>-0,028</sub>	Натяг 0,001 0,028	Диаметр по роликам 30,3 <sup>+0,02</sup>	Диаметр беровой дорожки 30,3 <sup>-0,013</sup> / <sub>-0,020</sub>	Зазор радиальный в подшипнике 0,009—0,022	16,5 <sup>-0,1</sup>
	Подшипник промежуточного вала левый	Радиальный однорядный шариковый	17×40×12	№ 203	40 <sup>-0,011</sup>	40 <sup>-0,012</sup> / <sub>-0,028</sub>	Натяг 0,001 0,028	17 <sup>-0,010</sup>	17С <sub>1</sub> <sup>-0,008</sup>	Зазор 0,008 Натяг 0,010	12 <sup>-0,1</sup>
	Подшипник промежуточного вала правый	Радиальный однорядный шариковый	17×40×12	№ 203	40 <sup>-0,011</sup>	40 <sup>-0,012</sup> / <sub>-0,028</sub>	Натяг 0,001 0,028	17 <sup>-0,010</sup>	17Д <sub>1</sub> <sup>-0,006</sup> / <sub>-0,014</sub>	Зазор 0,014 Натяг 0,004	12 <sup>-0,1</sup>

Марка мотоцикла	Наименование и назначение подшипника	Тип подшипника	Основные размеры	Обозначение по каталогу Министерства автомобильной промышленности	Диаметр наружного кольца или наружный диаметр втулки в мм	Диаметр отверстия в корпусе в мм	Посадка наружного кольца в корпусе в мм	Диаметр внутреннего кольца или втулки в мм	Диаметр цапфы вала в мм	Посадка внутреннего кольца на цапфе (или цапфы во втулке) в мм	Ширина подшипника или длина втулки в мм
ИЖ-350 и ИЖ-49	Втулка вторичного вала (правая опора первичн. вала)	Втулки 2 штуки из сплава ЦАМ 10—5	17×20×23	—	$20^{+0,145}_{+0,100}$	$20^{+0,015}$	Натяг 0,145 0,055	$17^{+0,019}$	$17^{-0,030}_{-0,035}$	Зазор 0,074 0,030	23
М-72	Подшипник первичного вала передний	Радиальный однорядный шариковый	25×52×15	№ 205	$52^{-0,013}$	$52_{H}^{+0,008}_{-0,023}$	Зазор 0,021 Натяг 0,023	$25^{-0,010}$	$25_{H}^{+0,017}_{+0,002}$	Натяг 0,002 0,027	$15^{-0,1}$
	Подшипник первичного вала задний	Роликовый однорядный с запяточком на наружном кольце с короткими роликами	20×47×14	№ 12204	$47^{-0,011}$	$47_{H}^{-0,020}_{-0,047}$	Натяг 0,009 0,047	$20^{-0,010}$	$20_{H}^{+0,017}_{+0,002}$	Натяг 0,002 0,027	$14^{-0,1}$
	Подшипник вторичного вала передний	Радиальный однорядный шариковый	20×52×15	№ 304	$52^{-0,013}$	$52^{+0,008}_{+0,023}$	Зазор 0,021 Натяг 0,023	$20^{-0,010}$	$20_{H}^{+0,017}_{+0,002}$	Натяг 0,002 0,027	$15^{-0,1}$
	Подшипник вторичного вала задний	То же	20×52×15	№ 304	$52^{-0,013}$	$52_{H}^{+0,008}_{-0,023}$	Зазор 0,021 Натяг 0,023	$20^{-0,010}$	$20^{-0,014}$	Зазор 0,014 Натяг 0,010	$15^{-0,1}$

Примечание. Кольцо подшипника вторичного вала правое сортируется по диаметру беговой дорожки на три группы: 21,010—21,014; 21,014—21,019; 21,019—21,023. Ролики 4×6 сортируются на три группы: 3,996—3,999; 3,999—4,002; 4,002—4,006. Кольцо подшипника вторичного вала левое сортируется по диаметру беговой дорожки на три группы: 23,510—23,514; 23,514—23,519; 23,519—23,523. Ролики 4×8 сортируются на три группы: 3,996—3,999; 3,999—4,002; 4,002—4,006.

При повороте пусковой педали собачка вступает в зацепление с внутренними зубьями шестерни и заставляет ее вращаться. Шестерня 4, находясь в зацеплении с шестерней 5 вторичного вала, заставляет ее вращаться; шестерня 5, в свою очередь, заставляет вращаться первичный вал, а с ним вместе диски сцепления и коленчатый вал двигателя.

В табл. 58 указаны конструктивные особенности и передаточные числа пусковых механизмов.

Данные по опорам валов коробок передач представлены в табл. 59, а основные данные по коробкам передач приведены в табл. 60.

Таблица 60

Основные данные по коробкам передач

Марка мотоцикла	Расположение коробки передач	Силовая схема	Число передач	Способ переключения	Передаточные числа			
					1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача
К1Б	В одном картере с двигателем	Без прямой передачи	2	Ручной	2,6	1,77	—	—
К-125	То же	С промежуточным валом и прямой передачей	3	Ножной	3,16	1,62	1,0	—
М1А	»	То же	3	»	3,16 3,24	1,62 1,60	1,0 1,0	—
ИЖ-49	»	»	4	Ножной и ручной	4,32	2,24	1,4	1,0
ИЖ-350	»	»	4	То же	4,32	2,24	1,4	1,0
М-72	Крепится на шпильках к двигателю	Без прямой передачи	4	»	3,6	2,28	1,7	1,3

Примечания. 1. Для М1А во второй строке приведены передаточные числа коробок передач последних выпусков (после 1950 г.). 2. Под передаточным числом понимается отношение числа оборотов ведущего вала к числу оборотов ведомого вала.

Таблица 61

Основные данные шестерен коробки передач мотоцикла К1Б

Наименование шестерен	Число зубьев	Модуль по нормам в мм	Диаметр делительной окружности в мм	Угол зацепления	Высота зуба в мм	Толщина зуба по зубомеру в мм	Высота головки зуба по зубомеру в мм	Изменение межцентрового расстояния при беззазорном зацеплении с эталонной шестерней в мм		
								для всех шестерен	для одной шестерни	при повороте на один зуб
Шестерня 1-й передачи первичного вала . . .	10	2	20	20°	3,83	3,49—0,10	2	+0,04 —0,09	0,11	0,04
Шестерня 1-й передачи вторичного вала . . .	26	2	52	20°	4,33	2,78—0,10	1,5	+0,04 —0,09	0,11	0,04
Шестерня 2-й передачи первичного вала . . .	13	2	26	20°	3,83	3,49—0,10	2	+0,04 —0,09	0,11	0,04
Шестерня 2-й передачи вторичного вала . . .	23	2	46	20°	4,33	2,78—0,10	1,5	+0,04 —0,09	0,11	0,04

Межцентровое расстояние в картере  $36 + 0,027$  мм.

Основные данные по шестерням коробок передач советских мотоциклов приведены в табл. 61, 62, 63 и 64.

Таблица 62

## Основные данные шестерен коробки передач мотоциклов М1А и К-125

Наименование шестерен	Число зубьев	Модуль по норм. модулю в мм	Диаметр делительной окружности в мм	Угол зацепления	Высота зуба в мм	Толщина зуба по зубомеру в мм	Высота головки зуба по зубомеру в мм	Изменение межцентрового расстояния при беззазорном зацеплении с эталонной шестерней в мм		
								для всех шестерен	для одной шестерни	при повороте на один зуб
Шестерня 1-й передачи ведущая	13	1,5	19,5	20°	3,95	3,39	2,902	+0,040 -0,100	0,080	0,035
	11	1,75	19,25	20°	3,79	3,31	2,637	+0,040 -0,100	0,080	0,035
Шестерня 1-й передачи ведомая (промежуточного вала)	35	1,5	52,5	20°	3,15	2,355	1,526	+0,040 -0,100	0,080	0,035
	31	1,75	54,25	20°	3,79	2,744	1,724	+0,040 -0,100	0,080	0,035
Шестерня 2-й передачи ведущая	21	1,5	31,5	20°	3,15	2,354	1,544	+0,040 -0,100	0,080	0,035
	18	1,75	31,5	20°	3,848	2,745	1,810	+0,040 -0,100	0,080	0,035
Шестерня 2-й передачи промежуточного вала	29	1,5	43,5	20°	3,15	2,355	1,532	+0,040 -0,100	0,080	0,035
	25	1,75	43,75	20°	3,848	2,657	1,670	+0,040 -0,100	0,080	0,035
Шестерня 1-й и 2-й передач промежуточного вала	23	1,5	34,5	20°	3,15	2,354	1,540	+0,040 -0,100	0,080	0,035
	20	1,75	35	20°	3,848	2,746	1,802	+0,040 -0,100	0,080	0,035
Шестерня вторичного вала	27	1,5	40,5	20°	3,15	2,355	1,534	+0,040 -0,100	0,080	0,035
	23	1,75	40,25	20°	3,848	2,73	1,670	+0,040 -0,100	0,080	0,035

Примечания. 1. Для каждой шестерни в первой строке приведены данные по машинам выпуска до 1950 г., а во второй строке — по машинам последних выпусков (только М1А). 2. Межцентровое расстояние в картере  $37,5^{+0,03}$  мм (первичный вал — промежуточный вал).

Таблица 63

## Основные данные шестерен коробок передач мотоциклов ИЖ-350 и ИЖ-49

Наименование шестерен	Число зубьев	Модуль по норм. модулю	Диаметр делительной окружности в мм	Угол зацепления
Шестерня 1-й передачи ведущая	12	2	24	20°
Шестерня 2-й передачи ведущая	15	2,5	37,5	20°
Шестерня 3-й передачи ведущая	20	2,5	50	20°
Шестерня промежуточного вала	15	2,75	41,25	20°
Шестерня промежуточного вала 1-й передачи	37	2	74	20°
Шестерня промежуточного вала 2-й передачи	24	2,5	60	20°
Шестерня промежуточного вала 3-й передачи	20	2,5	50	20°
Шестерня вторичного вала	21	2,75	57,75	20°
Сектор пускового механизма	53	2,5	132,5	30°
Шестерня пускового механизма	32	2,5	80	30°

Примечания. 1. Межцентровое расстояние в картере —  $50^{+0,025}$  мм (первичный вал — промежуточный вал). 2. Межцентровое расстояние в картере —  $107,5^{+0,035}$  мм (вал пускового механизма — первичный вал).

Таблица 64

Основные данные шестерен коробки передач мотоцикла М-72

Наименование шестерен	Число зубьев	Модуль по нормали	Диаметр делительной окружности в мм	Угол зацепления	Направление винтовой линии	Угол наклона винтовой линии	Высота зуба в мм	Толщина зуба по зубомеру в мм	Высота головки зуба по зубомеру в мм	Изменение межцентрового расстояния при беззазорном зацеплении с эталонной шестерней в мм		
										для всех шестерен	для одной шестерни	при повороте на один зуб
Шестерня 1-й передачи ведущая	10	2,5	25	20°	—	—	5,69	-0,060 4,64—0,105	3,688	+0,03 -0,10	0,10	0,03
Шестерня 1-й передачи ведомая	36	2,5	90	20°	—	—	5,69	-0,060 3,93—0,105	2,48	+0,03 -0,10	0,08	0,03
Шестерня 2-й передачи ведущая	14	2,5	35	20°	—	—	5,69	-0,060 4,66—0,105	3,625	+0,03 -0,10	0,10	0,03
Шестерня 2-й передачи ведомая	32	2,5	80	20°	—	—	5,69	-0,060 3,93—0,105	2,49	+0,03 -0,10	0,08	0,03
Шестерня 3-й передачи ведущая	17	2,5	42,5	20°	—	—	5,69	-0,060 4,36—0,105	3,157	+0,03 -0,10	0,10	0,03
Шестерня 3-й передачи ведомая	29	2,5	72,5	20°	—	—	5,69	-0,060 4,23—0,105	2,93	+0,03 -0,10	0,08	0,03
Шестерня 4-й передачи ведущая	20	2,5	50,84	22°30'	Правое	10°27'	5,75	-0,060 4,09—0,105	2,78	+0,03 -0,10	0,08	0,03
Шестерня 4-й передачи ведомая	26	2,5	66,09	22°30'	Левое	10°27'	5,75	-0,060 3,76—0,105	2,35	+0,03 -0,10	0,08	0,03
Шестерня пускового механизма	42	2,5	105	20°	—	—	5,75	-0,110 3,93—0,190	2,54	+0,05 -0,12	0,10	0,04

Примечания. 1. Межцентровое расстояние в картере  $58,49 \pm 0,04$  мм (первичный вал — вторичный вал) 2. Межцентровое расстояние в картере  $97,53 \pm 0,05$  мм (вал пускового механизма — вторичный вал).

## 2. РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕН

При определении основных данных шестерен, приведенных в табл. 61—64, применяются следующие расчетные формулы:

1. Диаметр делительной окружности  $d_0 = mz$  — диаметр окружности, на которой шаг  $t = m\pi$ , а угол зацепления равен углу зацепления инструмента, где  $m$  — модуль, а  $z$  — число зубьев.

2. Толщина зуба по зубомеру (нормальная хордальная толщина зуба по делительному цилиндру) —  $s_{xn} = d_0 \sin \delta_n = mz \sin \delta_n$  для прямозубых некорректированных шестерен, где  $\delta_n = \frac{90^\circ}{z}$ .

Для винтовых и конических шестерен вместо числа зубьев  $z$  подставляется теоретическое число зубьев  $z_m$ .

Для винтовых шестерен

$$z_m = \frac{z}{\cos^2 \beta_0},$$

где  $\beta_0$  — угол наклона винтовой линии.

Для конических шестерен

$$z_m = \frac{z}{\cos \lambda},$$

где  $\lambda$  — угол начального конуса.

3. Высота головки зуба по зубомеру (нормальная хордальная высота головки зуба)

$$h_{zn} = m \left[ \frac{z}{2} (1 - \cos \delta_n) + f \right],$$

где  $f$  — коэффициент высоты головки зуба, равный  $\frac{h}{m}$ , т. е. отношению действительной высоты головки зуба к модулю.

Действительная высота головки зуба определяется по формуле

$$h = \frac{D_e - d_d}{2},$$

где  $D_e$  — диаметр окружности выступов.

4. Толщина зуба по зубомеру для коррегированных шестерен (прямо-зубых и винтовых)

$$s_{xn} = \frac{d_d \sin \delta_n}{\cos^2 \beta_d}; \quad \delta_n = \frac{s \cos^2 \beta_d}{d_d},$$

где  $s$  — номинальная толщина зуба по дуге делительной окружности

$$s = m_n \left( \frac{\pi}{2} \pm 2\xi_n \operatorname{tg} \alpha_{on} \right),$$

где  $\xi_n$  — коэффициент смещения инструмента (коэффициент коррекции);

$\alpha_{on}$  — угол зацепления инструмента.

Для винтовых шестерен вместо нормального модуля  $m_n$  следует подставить торцевой модуль  $m_s$ , а также, соответственно, коэффициент коррекции в торцевом сечении  $\xi_s$  и угол зацепления инструмента в торцевом сечении  $\alpha_{os}$ . Зависимости между этими величинами следующие:

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_d}; \quad \operatorname{tg} \alpha_{os} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{on}}{\cos \beta_d}.$$

5. Высота головки зуба по зубомеру для коррегированных шестерен:

$$h_{zn} = 0,5 \left[ D_d - \frac{d_d}{\cos^2 \beta_d} (\cos \delta_n - \sin^2 \beta_d) \right].$$

6. Межцентровое расстояние

$$A = \frac{m_n (z_{ш} + z_{к}) \cos \alpha_{os}}{2 \cos \beta_d \cos \alpha_s},$$

где  $\alpha_s$  — угол зацепления в торцевом сечении;

$\alpha_s$  — определяется по формуле

$$\operatorname{inv} \alpha_s = \frac{2 (\xi_{ш} + \xi_{к}) \operatorname{tg} \alpha_{os}}{z_{ш} + z_{к}} + \operatorname{inv} \alpha_{os}.$$

Для прямозубых шестерен  $\alpha_{os}$  и  $\alpha_s$  заменяются соответственно  $\alpha_o$  и  $\alpha_n$ .

Эвольвентная функция, равная разности тангенса угла и угла в радианах ( $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ ), определяется по табл. 65.

7. Диаметр окружности впадин при нарезании червячной фрезой или гребенкой

$$D_i = d_d - 2m_n (f + c'_n - \xi_n),$$

где  $c'_n$  — коэффициент радиального зазора, равный 0,25.

8. Высота зуба

$$h = \frac{2f + c'_n}{2(f + c'_n)} \left( A - \frac{D_{ш} + D_{к}}{2} \right)$$

9. Диаметр окружности выступов

$$D_e = D_i + 2h.$$

Таблица 65

Значения  $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ 

$\alpha^\circ$	Часть числа, общая для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	0,000	00177	00225	00281	00346	00420	00504	00598	00704	00821	00950	01092	01248
2	0,000	01418	01603	01804	02020	02253	02503	02771	03058	03364	03689	04035	04402
3	0,000	04790	05201	05634	06091	06573	07079	07610	08167	08751	09362	10000	10668
4	0,000	11364	12090	12847	13634	14453	15305	16189	17107	18059	19045	20067	21125
5	0,000	22220	23352	24522	25731	26978	28266	29594	30963	32374	33827	35324	36864
6	0,00	03845	04008	04175	04347	04524	04706	04897	05093	05280	05481	05687	05898
7	0,00	06115	06337	06564	06797	07035	07279	07528	07783	08044	08310	08582	08861
8	0,00	09145	09435	09732	10034	10343	10559	10980	11308	11643	11984	12332	12687
9	0,0	13048	13416	13792	14174	14563	14960	15363	15774	16193	16618	17051	17492
10	0,00	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21299	21810	22330	22859	23396
11	0,00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28616	29241	29875	30518
12	0,00	31171	31832	32504	33185	33875	34575	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0,00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921
14	0,00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460
15	0,00	61498	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73735
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15093	15293	15493	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34324	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36796	37168	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285

№	Часть числ. общая для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
31	0,0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65799
32	0,0	66364	67934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0,	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0,	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0,	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0,	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0,	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0,	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0,	16737	16855	16974	17093	17214	17336	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0,	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0,	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0,	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112
46	0,	23263	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0,	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0,	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0,	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703
50	0,	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0,	34478	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0,	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0,	40202	40659	40747	40977	44288	44502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0,	43390	43667	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526
55	0,	46822	47119	47419	47720	48023	48328	48635	48944	49255	49568	49882	50199
56	0,	50518	50838	51161	51486	51813	52141	52472	52805	53141	53478	53817	54159
57	0,	54703	54849	55197	55547	55900	56255	56612	56972	57333	57698	58064	58433
58	0,	58804	59178	59554	59933	60314	60697	61083	61472	61863	62257	62653	63052
59	0,	63454	63658	64265	64674	65086	65501	65919	66340	66763	67189	67618	68050

Расчет зубьев шестерен на прочность \*. В табл. 65 приведены исходные данные для расчета и расчетные напряжения в зубьях шестерен коробок передач советских мотоциклов.

Расчет произведен по формулам, приведенным в работе академика Е. А. Чулакова «Конструкция и расчет автомобиля», Машгиз, 1951 г.

Первый метод:

Напряжение изгиба у корня зуба

$$\sigma' = 24 \frac{Ph}{bt^2},$$

где  $P$  — окружное усилие на диаметре начальной окружности шестерни;

$h$  — высота зуба;

$b$  — длина зуба или ширина зубчатого венца шестерни;

$t$  — шаг зацепления.

Второй метод (формула Льюиса):

$$\sigma'_1 = \frac{P}{ybt},$$

где  $y$  — коэффициент, учитывающий форму и число зубьев.

Значение коэффициента  $y$

Число зубьев	$y$ при $\alpha = 20^\circ$	Число зубьев	$y$ при $\alpha = 20^\circ$
10	0,064	22	0,105
11	0,072	23	0,106
12	0,078	24	0,107
13	0,083	25	0,108
14	0,088	26	0,110
15	0,092	27	0,111
16	0,094	28	0,112
17	0,096	29	0,113
18	0,098	30	0,114
19	0,100	33	0,117
20	0,102	34	0,118
21	0,104	36	0,120

Таблица 65

Данные расчета зубьев шестерен на прочность

Марка мотоцикла и наименование наиболее нагруженной шестерни	Наибольший крутящий момент, передаваемый шестерней в кгсм	Окружное усилие в кг	Длина зуба в см	Шаг зацепления в см	$y$	Напряжение по первому методу расчета в кг/см <sup>2</sup>	Напряжение по второму методу расчета в кг/см <sup>2</sup>
К1Б шестерни 1-й передачи	118	118	0,9	0,628	0,064	3060	3260
М1А и К-125 шестерни 1-й передачи	207	212	1,15	0,4725	0,083	7825	4700
	207	212	1,15	0,550	0,072	5550	4650
ИЖ-350 и ИЖ-49 шестерни 1-й передачи	515	428	1,8	0,628	0,078	6500	4860
М-72 шестерни 1-й передачи	395	316	1,3	0,785	0,064	5390	4830

Примечание. Для мотоцикла М1А во второй строке приведены данные по мотоциклам выпуска после 1950 г.

\* Подробное изложение методов расчета зубьев на прочность и долговечность см. «Машиностроение», энциклопедический справочник, т. 2, Машгиз, 1948.

Данные по шлицевым соединениям сцепления и коробки передач мотоцикла К1Б

Таблица 67

Наименование шлицевого соединения	Тип шлицев	Число шлицев	Характер соединения	Способ центрирования	Наружный диаметр $D_n$ в мм	Зазор по наружному диаметру $C_n$ в мм	Внутренний диаметр $D_a$ в мм	Зазор по внутреннему диаметру $C_a$ в мм	Ширина шлицев $b$ в мм	Зазор по ширине шлицев $C_b$ в мм
Муфта переключения передач на вторичном валу коробки передач:	Прямоугольные	4	Подвижное	По наружному диаметру	$18^{+0,120}$	$0,120-$	$14^{+0,120}$	$0,500-$	$4,8^{+0,080}$	$0,200-$
а) отверстие . . . . .					$18^{-0,120}$	$-0,360$	$13,5^{-0,240}$	$-0,860$	$4,6^{-0,080}$	$-0,360$
б) вал . . . . .										

Данные по шлицевым соединениям сцепления и коробки передач мотоциклов М1А и К-125

Таблица 68

Наименование шлицевого соединения	Тип шлицев	Число шлицев	Характер соединения	Способ центрирования	Наружный диаметр $D_n$ в мм	Зазор по наружному диаметру $C_n$ в мм	Внутренний диаметр $D_a$ в мм	Зазор по внутреннему диаметру $C_a$ в мм	Ширина шлицев $b$ в мм	Зазор по ширине шлицев $C_b$ в мм
Бедомый барабан сцепления на первичном валу:	Эвольвентные	14	Неподвижное	По ширине шлицев	$14$	До 0,20	$12^{+0,018}$	$0,340-$	$1,57^{+0,025}$	$0,010-$
а) отверстие . . . . .					$14^{-0,050}$		$11,66$	$-0,358$	$1,56^{-0,025}$	$-0,050$
б) вал . . . . .										
Подвижная шестерня передач на первичном валу:	Трапецевидные на валу Прямоугольные в отверстиях	5	Подвижное	По наружному диаметру	$20^{+0,022}$	$0,110-$	$15^{+0,018}$	$0,800-$	$6^{+0,030}$	1,8
а) отверстие . . . . .					$20^{-0,110}$	$-0,262$	$14,2^{-0,200}$	$-1,018$	$4,2$	
б) вал . . . . .										
Подвижная шестерня 2-й передачи на промежуточном валу:	Трапецевидные на валу	5	»	То же	$20^{+0,022}$	$0,110-$	$15^{+0,018}$	$0,800-$	$6^{+0,030}$	1,8
а) отверстие . . . . .					$20^{-0,110}$	$-0,262$	$14,2^{-0,200}$	$-1,018$	$4,2$	
б) вал . . . . .										
Шестерня на промежуточном валу:	Трапецевидные на валу Прямоугольные в отверстиях	5	Неподвижное	»	$18^{+0,018}$	Натяг $0,010-$ $-0,039$	$15^{+0,059}$	$0,832-$	$4,6^{+0,012}$	0,3
а) отверстие . . . . .					$18^{-0,039}$		$+0,032$		$14,2^{-0,200}$	
б) вал . . . . .										
Звездочка на вторичном валу:	Прямоугольные	6	»	»	$20^{+0,021}$	$0,000-$ $-0,030$	$17,1^{+0,027}$	$0,390-$	$4^{+0,060}$	$0,040-$
а) отверстие . . . . .					$20^{-0,009}$		$17^{-0,250}$		$-0,527$	
б) вал . . . . .										

Примечание. Боковые поверхности шлицев на промежуточном и первичном валах образуют угол 6°.

Данные по шлицевым соединениям сцепления и коробки передач мотоциклов ИЖ-49 и ИЖ-350

Наименование шлицевого соединения	Тип шлицев	Число шлицев	Характер соединения	Способ центрирования	Наружный диаметр $D_n$ в мм	Зазор по наружному диаметру $C_n$ в мм	Внутренний диаметр $D_e$ в мм	Зазор по внутреннему диаметру $C_e$ в мм	Ширина шлицев $b$ в мм	Зазор по ширине шлицев $C_d$ в мм
Ведомый барабан сцепления на первичном валу: а) отверстие . . . . . б) вал . . . . .	Эвольвентные	17	Неподвижное	По ширине шлицев	$17^{+0,200}_{+0,100}$ $17^{-0,008}$	0,100— —0,208	$15^{+0,049}$ 14,66	0,340— —0,359	$1,57^{+0,025}$ $1,56^{-0,025}$	0,010— —0,060
Подвижная шестерня 2-й и 4-й передач на первичном валу: а) отверстие . . . . . б) вал . . . . .	Прямоугольные	6	Подвижное	То же	$22^{+0,140}$ $22^{-0,300}$ $22^{-0,430}$	0,300— —0,570	$18^{+0,013}$ $18^{-0,290}$ $18^{-0,400}$	0,290— —0,419	$5^{+0,060}_{+0,030}$ $5^{-0,030}$ $5^{-0,078}$	0,060— —0,138
Подвижная шестерня 1-й и 3-й передач на промежуточном валу: а) отверстие . . . . . б) вал . . . . .	»	6	»	»	$25^{+0,140}$ $25^{-0,300}$ $25^{-0,430}$	0,300— —0,570	$21^{+0,023}$ $21^{-0,200}$ $21^{-0,430}$	0,300— —0,453	$5^{+0,060}_{+0,030}$ $5^{-0,030}$ $5^{-0,078}$	0,060— —0,138
Шестерня промежуточного вала на промежуточном валу: а) отверстие . . . . . б) вал . . . . .	»	6	Неподвижное	»	$25^{+0,140}$ $25^{-0,300}$ $25^{-0,430}$	0,300— —0,570	$21^{+0,023}$ $21^{-0,200}$ $21^{-0,430}$	0,300— —0,453	$5^{+0,060}_{+0,030}$ $5^{-0,030}$ $5^{-0,078}$	0,060— —0,138
Звездочка на вторичном валу: а) отверстие . . . . . б) вал . . . . .	Эвольвентные	8	»	»	36,5 $36^{-0,016}$	0,3	$33^{+0,039}$ 32	1,0	$6,4^{+0,024}$ $6,4^{-0,023}$ $6,4^{-0,045}$	0,023 0,069

Данные по шлицевым соединениям сцепления и коробки передач мотоцикла М-72

Наименование шлицевого соединения	Тип шлицев	Число шлицев	Характер соединения	Способ центрирования	Наружный диаметр $D_n$ в мм	Зазор по наружному диаметру $C_n$ в мм	Внутренний диаметр $D_e$ в мм	Зазор по внутреннему диаметру $C_e$ в мм	Ширина шлицев $b$ в мм	Зазор по ширине шлицев $C_b$ в мм
Ступица ведомого диска на первичном валу к.п.	Прямоугольные	10	Подвижное	По ширине шлиц	а) отверстие . . . . .	1—1,56	20,5+0,28	0,3—0,58	4+0,05	0,04—0,16
б) вал . . . . .					25—0,28					
Муфта переключения 1-й и 2-й передач на муфте вторичного вала:	»	6	»	По внутреннему диаметру	а) отверстие . . . . .	0,50—1,18	32+0,027	0,075—0,142	8+0,10	0,20—0,36
б) вал . . . . .					38,5+0,34 38—0,34					
Муфта переключения 3-й и 4-й передач на вторичном валу:	»	6	»	То же	а) отверстие . . . . .	—	24+0,023	0,050—0,118	7+0,1	0,23—0,38
б) вал . . . . .					—					
Диск гибкой муфты карданного вала на вторичном валу:	»	6	Неподвижн.	По наружному диаметру	а) отверстие . . . . .	0,000—0,047	16+0,18	1,00—1,48	4+0,040 +0,014	0,022—0,071
б) вал . . . . .					20+0,033 20—0,014					

Данные по мелкошлицевым соединениям коробок передач

Таблица 71

Наименование шлицевого соединения и марка мотоцикла	Номинальный диаметр в мм	Число шлицев	Шаг в мм	Диаметр начальной окружности в мм	Отверстие — размеры в мм			Вал — размеры в мм		
					Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Угол шлица в град.	Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Угол шлица в град.
М1А и К-125. Посадка рычага на валик механизма переключения	12	30	1,152	$11 \begin{smallmatrix} -0,035 \\ -0,125 \end{smallmatrix}$ (вал) $11 \pm 0,068$ (отверстие)	12	$10,1 \begin{smallmatrix} -0,40 \\ +0,23 \end{smallmatrix}$	48° (угол шлица протяжки)	$12 \begin{smallmatrix} -0,15 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$	17,37	60° (угол зуба фрезы)
Посадка рычага на вал пускового механизма	20	33	1,761	$18,5 \begin{smallmatrix} -0,08 \\ -0,16 \end{smallmatrix}$ (вал) $18,5 \pm 0,08$ (отверстие)	20	$17,3 \begin{smallmatrix} +0,40 \\ -0,23 \end{smallmatrix}$	49°5'27" (угол шлица протяжки)	$20 \begin{smallmatrix} -0,30 \\ -0,48 \end{smallmatrix}$	17,37	60° (угол зуба фрезы)
ИЖ-49 и ИЖ-350. Посадка рычага пускового механизма на вал	23,5	34	2,033	$21,970 \begin{smallmatrix} -0,05 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$ (вал) $22,03 \pm 0,05$ (отверстие)	23,76	$21,1 \pm 0,28$	60°	$23,55 \begin{smallmatrix} -0,15 \\ -0,15 \end{smallmatrix}$	20,65	49°24'42"
Посадка державки собачек механизма ножного переключения на валик	14	31	1,317	$13,07 \begin{smallmatrix} -0,05 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$ (вал) $13,02 \pm 0,05$ (отверстие)	14,18	$12,4 \pm 0,1$	60°	$13,75 \begin{smallmatrix} -0,1 \\ -0,1 \end{smallmatrix}$	12,06	48°23'14"
Посадка рычага ножного переключения на валик	14	31	1,317	$12,98 \begin{smallmatrix} -0,05 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$ (вал) $13,02 \pm 0,05$ (отверстие)	14,18	$12,3 \pm 0,24$	60°	$13,75 \begin{smallmatrix} -0,1 \\ -0,1 \end{smallmatrix}$	12,06	48°23'14"

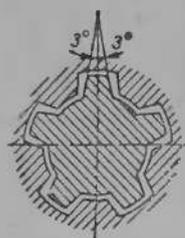
Коробки передач

### 3. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ В СЦЕПЛЕНИИ И КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ

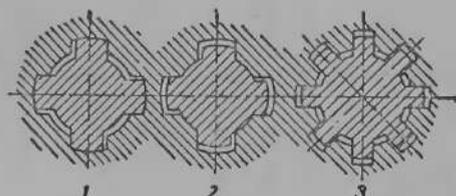
В сцеплении и коробке передач широко применяются шлицевые соединения.

По типу шлицевые соединения разделяются на прямоугольные, трапецевидные и эвольвентные. В большинстве случаев применяются прямоугольные шлицы. Эвольвентные шлицы применяются в посадке ведомого барабана сцепления на первичный вал коробки передач мотоциклов М1А и ИЖ-350 — ИЖ-49.

Трапецевидные шлицы применяются в подвижном соединении шестерен на валиках в коробке передач мотоцикла М1А, причем трапецевидную форму



Фиг. 148. Трапецевидные шлицы валов коробки передач М1А.



Фиг. 149. Способы центрирования шлицевых соединений:

- 1 — центрирование по наружному диаметру;
- 2 — центрирование по внутреннему диаметру;
- 3 — центрирование по ширине шлиц.

имеют только шлицы на валу, а пазы в отверстии имеют прямоугольную форму (фиг. 148). По характеру посадки шлицевые соединения разделяются на подвижные и неподвижные. Неподвижные шлицевые соединения применяются при креплении ведомого барабана сцепления на первичном валу, при креплении неподвижных шестерен на промежуточном валу, а также при креплении звездочки на вторичном валу. Подвижные шлицевые соединения применяются для муфт и шестерен переключения передач.

По способу центрирования шлицевые соединения разделяются на соединения, центрируемые по наружному диаметру, по внутреннему диаметру и по ширине шлицев (фиг. 149).

Шлицевые соединения мотоциклов, выпускаемых в настоящее время, не соответствуют нормам. При проектировании новых мотоциклов следует руководствоваться нормалью Министерства автомобильной и тракторной промышленности Н 469-47—«Прямоугольные шлицевые соединения», а также ГОСТ 6033-51 — «Эвольвентные шлицевые соединения».

Данные по шлицевым соединениям сцепления и коробки передач приведены в табл. 67—70.

## Глава XII

### ЦЕПНАЯ И КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧИ

#### 1. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ПО ЦЕПНЫМ ПЕРЕДАЧАМ

Цепная передача применяется на большинстве советских мотоциклов, причем на мотоциклах М1А, К-125, ИЖ-49 и ИЖ-350 передача при помощи цепи осуществляется как от двигателя на коробку передач, так и от коробки передач на заднее колесо. На мотоцикле К1В передача от двигателя к коробке передач осуществляется шестернями и цепь применяется для передачи от коробки передач на заднее колесо. На мотоцикле К1В, кроме того, имеется привод от ножных педалей велосипедного типа на заднее колесо при помощи велосипедной цепи.

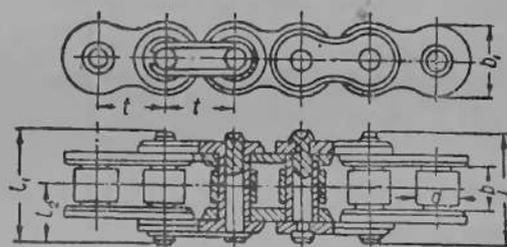
Передняя цепная передача советских мотоциклов герметически закрыта от проникновения в нее пыли и влаги и работает в масляной ванне, обеспечивающей хорошую смазку цепи. Для передней передачи применяются безроликовые втулочные цепи. Для передачи от коробки передач на заднее колесо применяются втулочно-роликовые цепи, работающие без укрытия от попадания в них пыли и влаги. Передние цепи не требуют регулировки и ухода, а задние цепи нуждаются в тщательном уходе.

Устройство цепной передачи мотоцикла М1А см. на фиг. 49.

Размеры, технические условия, правила приемки и методы испытания мотоциклетных втулочно-роликовых цепей регламентированы общесоюзным стандартом ГОСТ 3609-52 (табл. 72).

Основные данные по цепным передачам приведены в табл. 73.

Таблица 72

Цепи втулочно-роликовые и втулочные  
(по ГОСТ 3609-52)

Цепи втулочно-роликовые (тип II)

№ цепи	Цепь					Прямое соединительное звено (замок)		Нагрузка при измерении длины цепи в кг	Разрушающая нагрузка в кг, не менее	Теоретический вес 1 лог. ж	
	t	d	b	b <sub>1</sub>	i <sub>макс</sub>	i <sub>1макс</sub>	i <sub>2макс</sub>				
	Размеры в мм										
2	12,7	8,5	5,6	11,8	13,6	15,8	9	13	1500	0,6	
3			8,2		16,2	19,1	11			0,7	
4	15,875	10,16	9,5	14,6	20	22	12,5	20	2000	1,05	
5			6,5		17	19	11			0,95	

Продолжение табл. 72

Цепи втулочные (тип I)

№ цепи	Шаг цепи t в мм	Диаметр втулки d в мм	Расстояние между внутренними пластинами b в мм	Ширина наружной пластины b <sub>макс</sub> в мм	Длина валика b <sub>вал</sub> в мм	Разрушающая нагрузка на одну ветвь в кг	Нагрузка измененная шага в кг	Вес 1 лог. ж цепи не более в кг
1	8	5	3	9	7	500	6	0,24
2	9,525	5	7,5	7	16,3	1000	8	0,50
3		6	9,5		18,8	1200		0,50

Таблица 73

Основные данные по цепным передачам серийных мотоциклов

Марка мотоцикла и наименование передачи	Тип цепи	Шаг цепи в мм	Диаметр ролика в мм		Ширина цепи в мм	Число зубьев веду- щей зубчатки	Диаметр начальной окружности ведущей зубчатки в мм	Число зубьев веду- мой зубчатки	Диаметр начальной окружности ведомой зубчатки в мм	Передающее число	Число звеньев (ша- гов) цепи
ИЖ-49, ИЖ-350: Передняя цепь . . . Задняя цепь . . .	Втулочная Втулочно-роликовая цепь 5 (ГОСТ 3609-52)	9,525	6,00	9,525	24	72,9	52	157,7	2,17	66	
		15,875	10,16	6,5	18	91,42	42	212,4	2,33	100	
М1А, К-125: Передняя цепь . . . Задняя цепь . . .	Втулочная Втулочно-роликовая цепь 2 (ГОСТ 3609-52)	9,525	5	7,5	12	36,78	33	100,2	2,75	44	
		12,7	8,5	5,6	15	61,1	40	161,9	2,67	108	
К1Б: Задняя цепь . . .	Втулочно-роликовая цепь 2 (ГОСТ 3609-52)	12,7	8,5	5,6	11	45,1	28	113,5	2,55	106	
Цепь педального привода . . .	Втулочно-роликовая велосипедная (ГОСТ 3609-52)	12,7	7,8	3,4	34	137,49	22	89,24	0,65	104	

Марка мотоцикла и наименование передачи	Тип цепи	Разрывное усилие (согласно ГОСТ) $P_p$ в кг	Максимальное усилие, передаваемое цепью $P_m$ в кг	Запас прочности $S$	Максимальное число оборотов ведущей зубчатки в об/мин.	Скорость $v$ в м/сек	Межцентровое расстояние в мм
ИЖ-49, ИЖ-350: Передняя цепь . Задняя цепь . .	Втулочная Втулочно-роликовая цепь 5 (ГОСТ 3609-52)	1200 2000	67,5 504	18 4	4000 1845	15,25 8,7	126,2±0,04 Регулируется
М1А, К-125: Передняя цепь . Задняя цепь . .	Втулочная Втулочно-роликовая цепь 2 (ГОСТ 3609-52)	— 1500	45 232	— 6,5	4800 1745	9,25 5,58	97±0,05 Регулируется
К1Б: Задняя цепь . .	Втулочно-роликовая цепь 2 (ГОСТ 3609-52)	1500	136	11	900	1,9	»
Цепь педального привода . . .	Втулочно-роликовая велосипедная (ГОСТ 3609-52)	750	—	—	—	—	»

Максимальное усилие  $P_m$ , передаваемое цепью, подсчитывается по формуле

$$P_m = \frac{2M_n}{D_0},$$

где  $M_n$  — максимальный крутящий момент, подведенный к ведущей зубчатке,

$$M_n = M_k i_{nn} i_i;$$

$n$  — число оборотов при максимальной мощности;

$i_{nn}$  — передаточное число передней цепной передачи;

$i_i$  — передаточное число первой передачи;

$M_k$  — максимальный крутящий момент двигателя;

$D_0$  — диаметр начальной окружности ведущей зубчатки.

При определении  $P_m$  для передней цепи  $i$  принимается равным единице.

Коэффициент запаса прочности  $S$  определяется как отношение разрывного усилия к максимальному усилию на цепи.

Скорость  $v$  определяется по формуле

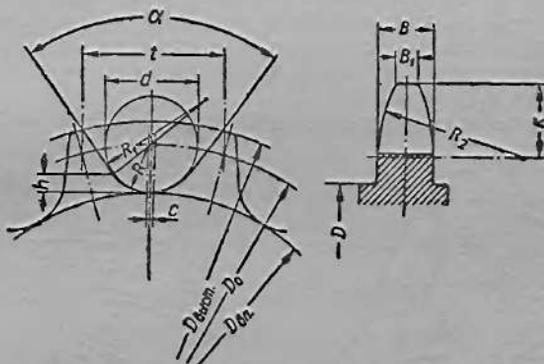
$$v = \frac{D_0 \pi n}{1000 \cdot 60} \text{ м/сек.}$$

где  $n$  — число оборотов ведущей зубчатки в минуту;

$D_0$  — диаметр начальной окружности в мм.

## 2. ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБА

Профиль зуба зубчатки строится в настоящее время по ГОСТ 4000-48 (фиг. 150).



Фиг. 150. Профиль зуба цепной зубчатки по ГОСТ 4000-48.

Диаметр начальной окружности определяется по формуле

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}},$$

где  $t$  — шаг цепи;

$z$  — число зубьев зубчатки.

Для удобства подсчета величина  $\sin \frac{180^\circ}{z}$  заменяется  $\frac{1}{x}$ , а формула принимает вид

$$D_0 = tx.$$

Значения  $x$  в зависимости от числа зубьев находятся из табл. 74.

Диаметр окружности выступов  $D_{внст}$  зубчаток с  $z \leq 16$  определяется по формуле

$$D_{внст} = D_0 + 0,55d,$$

где  $d$  — диаметр ролика (или втулки) цепи.

Значения величины  $x$  для построения профиля зуба  
Значения величины  $x$  для построения профиля зуба

Таблица 7-1

$z$	$x$	$z$	$x$	$z$	$x$
9	2,924	30	9,567	51	16,244
10	3,237	31	9,885	52	16,562
11	3,55	32	10,202	53	16,880
12	3,864	33	10,521	54	17,194
13	4,179	34	10,838	55	17,517
14	4,494	35	11,156	56	17,835
15	4,809	36	11,474	57	18,153
16	5,126	37	11,792	58	18,471
17	5,441	38	12,109	59	18,769
18	5,759	39	12,427	60	19,107
19	6,076	40	12,746	61	19,425
20	6,392	41	13,063	62	19,744
21	6,709	42	13,382	63	20,061
22	7,027	43	13,699	64	20,380
23	7,344	44	14,018	65	20,698
24	7,661	45	14,336	66	21,016
25	7,979	46	14,654	67	21,335
26	8,296	47	14,972	68	21,653
27	8,614	48	15,290	69	21,971
28	8,931	49	15,607	70	22,289
29	9,250	50	15,926		

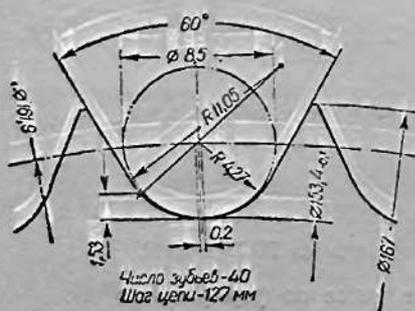
Для  $z \geq 16$  —  $D_{\text{выст}} = D_0 + 0,8 d$ .

Диаметр окружности впадин  $D_{\text{вт}} = D_0 - d$ .

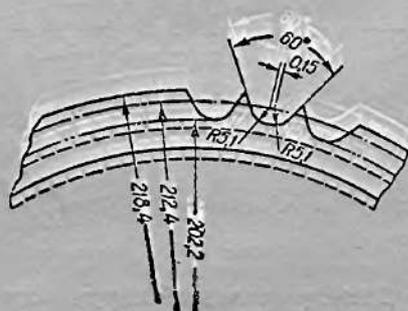
Расстояние между центрами радиусов впадины зуба  $c = 0,004 t + 0,15$  мм.

Радиус впадины зуба  $R = 0,503 d$ .

Радиус сопряжения впадины с боковой стороной зуба  $R_1 = 1,3d$ .



Фиг. 151. Профиль зуба зубчатки заднего колеса М1А.



Фиг. 152. Профиль зуба зубчатки заднего колеса мотоцикла ИЖ-350.

Высота от основания зуба до точки сопряжения дуг радиусов  $R$  и  $R_1$   $h = 0,18 d$ .

Угол между боковыми сторонами соседних зубьев:  $\alpha = 72^\circ$  для  $z$  от 9 до 12;  $\alpha = 70^\circ$  для  $z$  от 13 до 16;  $\alpha = 60^\circ$  для  $z$  от 16 и более.

Параметры профиля радиуса поперечного сечения зуба определяются по следующим формулам:

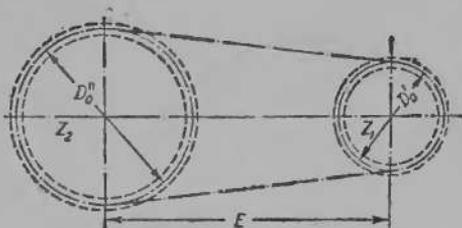
Ширина зуба  $B = 0,93b - 0,15$  мм, где  $b$  — ширина цепи (расстояние между внутренними пластинками цепи).

Ширина вершины зуба  $B_1 = B - 0,4d$ .

Радиус закругления зуба  $R_2 = 0,7d$ .

Расстояние между вершиной зуба и линией центров радиусов его закругления  $k = 0,8d$ .

На фиг. 151 изображен профиль зуба зубчатки заднего колеса М1А.



Фиг. 155 Схема цепной передачи для расчета межцентрового расстояния.

На мотоциклах ИЖ-350 и ИЖ-49 профиль зуба цепных зубчаток строится проще, чем по ГОСТ 4000-48, однако зубчатки и цепи работают вполне удовлетворительно (фиг. 152). В настоящее время заводы перешли на изготовление профиля зуба по ГОСТ 4000-48.

На фиг. 154 и 155 изображены зубчатки и цепь мотоцикла ИЖ-350.

### 3. РАСЧЕТ ДЛИНЫ ЦЕПИ И МЕЖЦЕНТРОВОГО РАССТОЯНИЯ

Подсчет расстояния между центрами цепных зубчаток (фиг. 153) производится по следующим формулам.

Длина замкнутой цепи, выраженная в шагах (неокругленное значение),

$$L_1 = 2E_1 + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}{E_1},$$

где  $z_1$  и  $z_2$  — числа зубьев ведущей и ведомой зубчаток.

Полученную величину необходимо округлить до целого числа шагов, причем желательно округлять до ближайшего четного числа, чтобы не применять переходного звена.

Приблизительное расстояние между центрами зубчаток, выраженное в шагах,  $E_1 = \frac{E'}{t}$ , где  $t$  — шаг цепи в мм;  $E'$  — предварительное расстояние между центрами зубчаток в мм — величина, которой необходимо задаться из конструктивных соображений.

Окончательное расстояние между центрами (по округленному значению  $L_1$ )

$$E = \left(\frac{e + \sqrt{e^2 - 8m}}{4}\right) t, \text{ мм},$$

где  $e = L_1 - \frac{z_1 + z_2}{2}$  — вспомогательная величина;

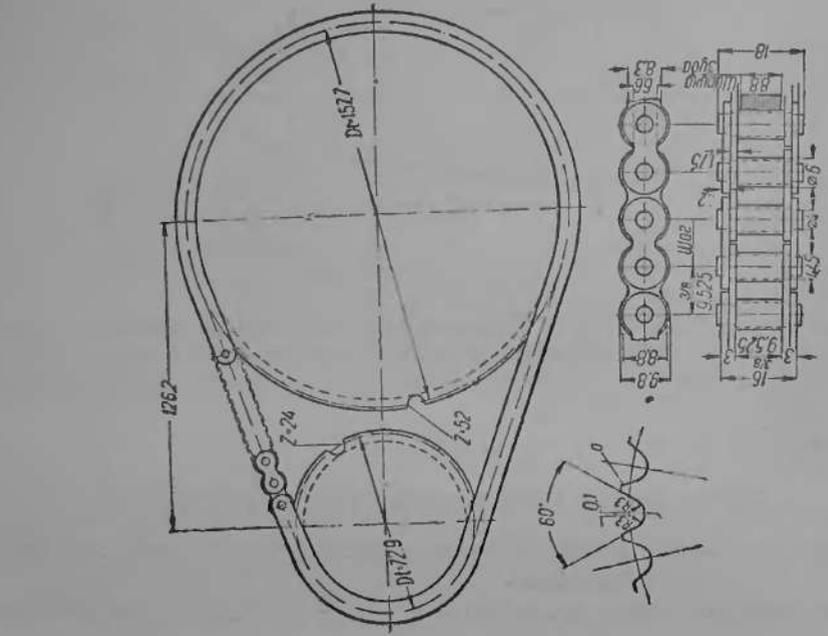
$m = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$  — вспомогательная величина, определяемая из табл. 75.

Длина развернутой цепи между осями конечных шарниров или замкнутой цепи  $L = L_1 t$  мм.

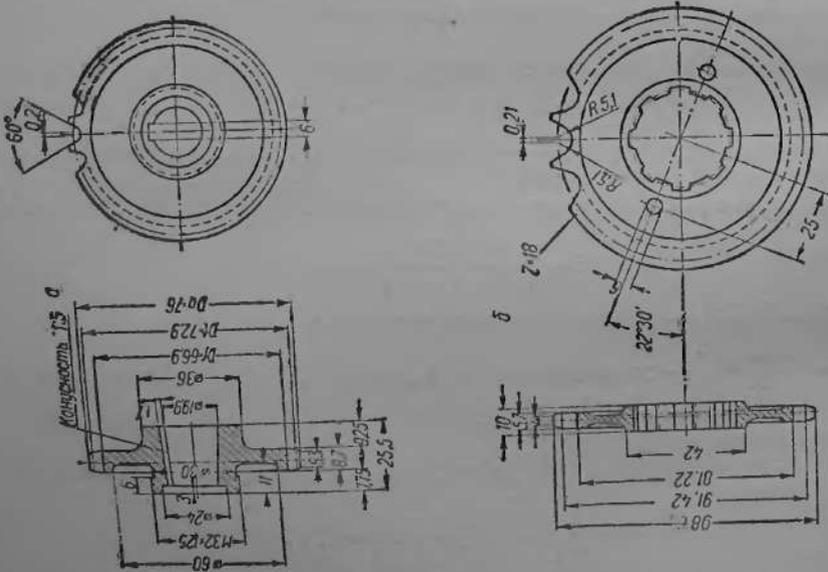
Величина, на которую следует уменьшить  $E$  для получения предварительного провисания  $f$ .

$$a = \frac{1}{2} \left[ f - \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi E_1}\right)^2 t \right] \approx 0,5f,$$

где  $f$  — стрела провисания ведомой ветви цепи в мм.



Фиг. 155. Цепь передней передачи ИЖ-350:  
а — профиль зацепления обеих цепных колес.



Фиг. 154. Цепные зубчатки мотоцикла ИЖ-350:  
а — зубчатка ведущая передней передачи; б — зубчатка ведомая ведущая передней передачи; в — зубчатка коробки.

Таблица 75

Значения величины  $m = \left( \frac{z_2 - z_1}{2n} \right)^2$ 

$z_2 - z_1$	$m$						
1	0,025	26	17,12	51	65,9	76	146,3
2	0,101	27	18,47	52	68,5	77	150,2
3	0,228	28	19,86	53	71,2	78	154,1
4	0,405	29	21,3	54	73,9	79	158,1
5	0,633	30	22,8	55	76,6	80	162,1
6	0,912	31	24,3	56	79,4	81	166,2
7	1,24	32	25,9	57	82,3	82	170,3
8	1,62	33	27,6	58	85,2	83	174,5
9	2,05	34	29,3	59	88,2	84	178,7
10	2,53	35	31,0	60	91,2	85	183,0
11	3,07	36	32,8	61	94,3	86	187,3
12	3,65	37	34,7	62	97,4	87	191,7
13	4,28	38	36,6	63	100,5	88	196,2
14	4,97	39	38,5	64	103,8	89	200,6
15	5,70	40	40,5	65	107,0	90	205,2
16	6,49	41	42,6	66	110,3	91	209,8
17	7,32	42	44,7	67	113,7	92	214,4
18	8,21	43	46,8	68	117,1	93	219,1
19	9,14	44	49,0	69	120,6	94	223,8
20	10,13	45	51,3	70	124,1	95	228,6
21	11,17	46	53,6	71	127,7	96	233,4
22	12,26	47	56,0	72	131,3	97	238,3
23	13,40	48	58,4	73	135,0	98	243,3
24	14,59	49	60,8	74	138,7	99	248,3
25	15,83	50	63,3	75	142,5	100	253,3

## 4. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

Передача карданным валом применяется, главным образом, на тяжелых мотоциклах с коляской. К преимуществам карданной передачи следует отнести высокую надежность, отсутствие необходимости в регулировке и простоту ухода. К недостаткам карданной передачи относятся более высокая стоимость изготовления и больший вес по сравнению с цепной передачей.

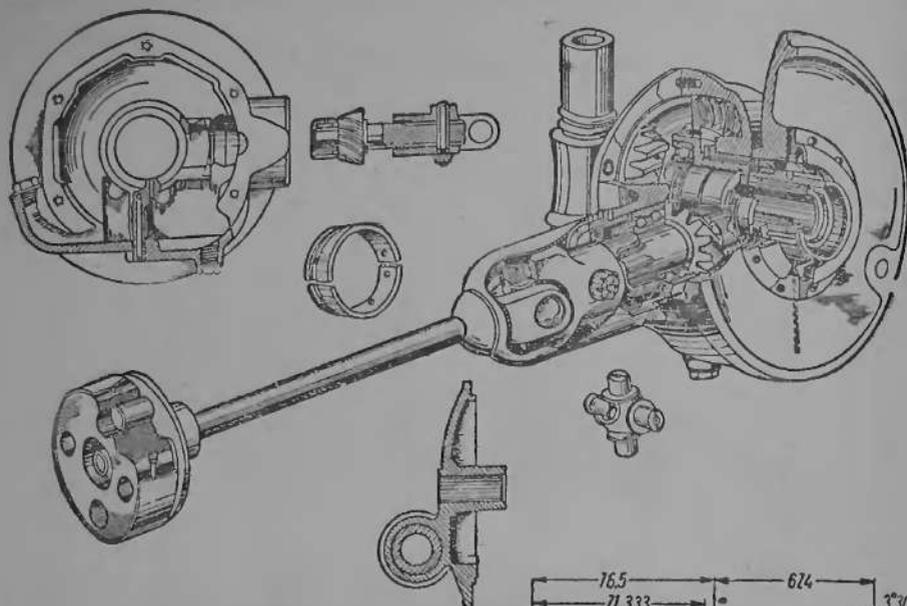
Карданная передача применяется на дорожном мотоцикле М-72, а также на спортивных мотоциклах М-76 и М-35. Конструкция карданной передачи мотоциклов М-76 и М-35 аналогична с конструкцией М-72.

Карданный вал и задняя передача М-72 изображены на фиг. 156 и 157.

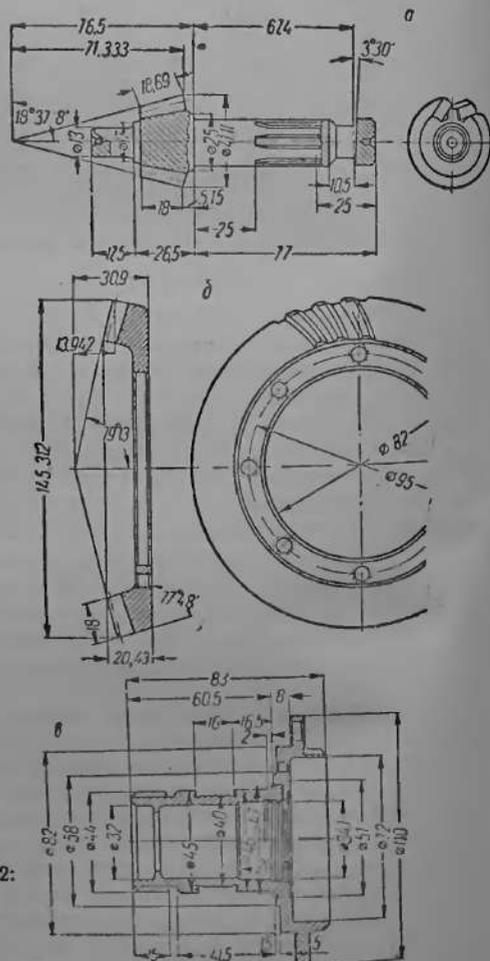
Крутящий момент от вторичного вала коробки передач передается упругой муфте, представляющей собой резиновый диск (фиг. 156), в два отверстия которого со стороны коробки передач вставлены пальцы ведущего диска, а со стороны главной передачи — два пальца ведомого диска, напрессованного на карданный вал. Шаровой конец вторичного вала коробки передач вставлен в отверстие в торце карданного вала, чем достигается их взаимное центрирование.

Резиновый диск имеет внутри стальную втулку, а снаружи — стальное кольцо, предохраняющее диск от быстрого разрушения. Эластичная муфта позволяет передавать крутящий момент под некоторым углом. Ввиду того, что заднее колесо, а вместе с ним и главная передача поддресорены, т. е. имеют возможность перемещаться относительно рамы вверх и вниз, угол, образованный вторичным валом коробки передач и карданным валом, во время движения мотоцикла непрерывно меняется. Этим и вызывается необходимость применения эластичной муфты и карданного шарнира.

Задний конец карданного вала представляет собой вилку, в которую вставлены два шипа крестовины карданного шарнира. Вторая вилка кардана



Фиг. 156. Карданный вал и главная передача М-72



Фиг. 157. Основные детали задней передачи М-72:

а — шестерня ведущая; б — шестерня ведомая;  
в — ступица задней передачи.

насажена на шлицы хвостовика ведущей конической шестерни задней передачи и закреплена на нем при помощи клина.

Шипы крестовины кардана помещаются в игольчатых подшипниках, расположенных в отверстиях вилок кардана. Игольчатые подшипники имеют уплотнение и смазываются через масленку.

Ведущая коническая шестерня задней передачи имеет восемь спиральных зубьев. Со стороны карданного вала хвостовик шестерни опирается на двойной шариковый подшипник, а со стороны оси колеса ведущая шестерня поддерживается игольчатым подшипником. В зацеплении с ведущей шестерней находится ведомая шестерня, имеющая 37 зубьев. Таким образом, передаточное число главной передачи М-72 равно  $\frac{37}{8} = 4,62$ .

Ведомая шестерня закреплена при помощи болтов на ступице. Ступица опирается с правой стороны (по ходу мотоцикла) на шарикоподшипник, а с другой стороны на подшипник скольжения, состоящий из двух бронзовых вкладышей.

Передача от ступицы ведомой шестерни к ступице заднего колеса происходит при помощи эвольвентного шлицевого соединения. Регулировка зазора в зацеплении достигается при помощи регулировочных шайб, позволяющих изменять положение ведомой шестерни вдоль оси колеса. Нормальный зазор между зубьями шестерен равен  $0,1 \div 0,15$  мм.

Регулировочные шайбы, помещаемые между торцом вилки и кольцом подшипника, служат для установки клина в положении, обеспечивающем натяг, и, в то же время, дающем возможность затянуть гайку клина.

Для залитки смазки в картере имеются наливное и спускное отверстия, закрытые пробками.

Основные детали главной передачи показаны на фиг. 157.

Основные данные конических шестерен задней передачи М-72 представлены в табл. 76.

Таблица 76

Основные данные конической пары задней передачи М-72

Наименование параметра	Ведущая шестерня	Ведомая шестерня
Число зубьев	8	37
Род спирали	По системе Глисон	или Оргавтопрома
Угол начального конуса	12°12'	77°48'
Лобовой модуль	3,9076	3,9076
Питч	6,5	6,5
Диаметр начальной окружности	31,261	144,581
Длина образующей начального конуса	73,96	73,96
Расчетная ширина венца	18	18
Коэффициент высоты зуба $y = \frac{h_{2к} + h_{2и}}{2m}$	0,8	0,8
Коэффициент сдвига профиля	$K = \frac{h_{2и}}{m} - y = 0,358$	$K = \frac{h_{2к}}{m} - y = -0,358$
Высота зуба номинальная	6,99	6,99
Высота головки зуба	$h_{2и} = 4,525$	$h_{2к} = 1,73$
Высота ножки зуба	2,462	5,26
Номинальный угол зацепления в нормальном сечении	17°30'	17°30'
Направление спирали	Правое	Левое
Метод нарезки зуба	Односторонний	Двусторонний
Угол ножки зуба	1°54'	4°4'
Угол внутреннего конуса	10°18'	73°14'
Угол зуба	5°25'	5°25'
Высота головки зуба по зубомеру	5,002	1,735
Толщина зуба по зубомеру	5,9—0,05	4,00—0,05

Передаточные числа силовой передачи. Передаточные числа силовой передачи мотоцикла определяются из тягового расчета.

Общие передаточные числа силовой передачи советских мотоциклов представлены в табл. 77.

Таблица 77

Общие передаточные числа

Марка мотоцикла	Передаточное число передней передачи	Передаточные числа в коробке передач				Передаточное число задней передачи	Общие передаточные числа			
		1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача		1-я передача	2-я передача	3-я передача	4-я передача
К1Б	2,5	2,6	1,77	—	—	2,54	16,54	11,26	—	—
М1А	2,75	3,16	1,62	1,0	—	2,67	23,18	11,89	7,33	—
	2,75	3,24	1,60	1,0	—	2,67	23,80	11,75	7,33	—
К-125	2,75	3,16	1,62	1,0	—	2,67	23,18	11,89	7,33	—
ИЖ-49 и ИЖ-350	2,17	4,32	2,24	1,40	1,0	2,33	21,80	11,30	7,06	5,06
М-72	1,0	3,6	2,28	1,70	1,30	4,62	16,65	10,55	7,85	6,01

### 5. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Данные по материалам и термической обработке 25 наименований основных деталей силовой передачи советских мотоциклов представлены в табл. 78.

Таблица 78

Материалы и термическая обработка основных деталей силовой передачи

Наименование детали	Марки мотоциклов			
	М-72	ИЖ-49, ИЖ-350	М1А	К1Б
Ведомый диск сцепления	Сталь 65 Г	Сталь 40	Сталь 45	Сталь 30, лист 1,8
Ведущий диск сцепления	Сталь 45—65	Пластмасса	Сталь 20—35, лист 1,5	Сталь 30, лист 1,8
Ведущий барабан сцепления	—	Серый чугун СЧ 24-44. Твердость по Бринелю $H_B = 190—230$	Сталь 10 весьма глубокой вытяжки, лист 2	Сталь 08 весьма глубокой вытяжки, лист 2
Ведомый барабан сцепления	Сталь 40X. Твердость $R_C = 35—40$	Серый чугун СЧ 24-44. Твердость по Бринелю $H_B = 190—230$	Серый чугун СЧ 18-26	Сталь 35. Калишь. Твердость $R_C = 28—32$
Нажимная пружина сцепления	Проволока $\phi$ 2,75 П ГОСТ 1071-41	Проволока $\phi$ 2,5 пружинная	Проволока $\phi$ 1,8 В-1, ГОСТ 5047-49. Термообработка, отпуск	Проволока 1,3 П-1 ГОСТ 5047-49
Зубчатка передней передачи ведущая	—	Сталь 20. Цементировать. Глубина слоя — 0,3—0,4. Твердость $R_C = 60—63$	Сталь 12 ХНЗА. Цанировать. Глубина слоя 0,3—0,5. Твердость $R_C = 56—60$	Сталь 15X. Цементировать. Глубина слоя 0,25—0,4. Твердость $R_C = 58—62$

Продолжение табл. 78

Наименование детали	Марки мотоциклов			
	М-72	ИЖ-49, ИЖ-350	М1А	К1Б
Зубчатка ведущего барабана сцепления	—	За одно целое с ведущим барабаном сцепления	Серый чугун СЧ 18-36	Сталь 35. Твердость по Бринеллю $H_B = 235-265$
Первичный вал коробки передач	Сталь 12ХН3. Цементовать. Глубина слоя на зубе 0,7—1,0. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цементовать. Глубина слоя 0,25—0,45. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цианировать. Глубина слоя 0,15—0,25. Твердость по Роквеллу $R_C = 58-62$	Сталь 15Х. Цементовать. Глубина слоя 0,35—0,5. Твердость $R_C = 58-62$
Шестерни первичного вала	Сталь 12ХН3. Цементовать. Глубина слоя на зубе 0,7—1,0. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цементовать. Глубина слоя 0,25—0,45. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цианировать. Глубина слоя 0,2—0,3. Твердость по Роквеллу $R_C = 58-62$	За одно целое с первичным валом
Промежуточный вал	—	Сталь 12ХН3А. Цементовать. Глубина слоя 0,4—0,6. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цианировать на глубину 0,25—0,45. Твердость $R_C = 58-62$	—
Шестерни промежуточного вала (для М-72 и К1Б шестерни вторичного вала)	Сталь 12ХН3. Цементовать. Глубина слоя на зубе 0,7—1,0. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цементовать. Глубина слоя 0,25—0,45. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цианировать на глубину 0,2—0,3. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 15Х. Цементовать. Глубина слоя 0,25—0,4. Твердость $R_C = 58-62$
Вторичный вал	Сталь 12ХН3. Цементация. Глубина слоя на шлифованных поверхностях 0,5—0,8. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цементовать. Глубина слоя 0,25—0,45. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цианировать. Глубина слоя 0,15—0,25. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 15Х. Цементовать. Глубина слоя 0,6—0,8. Твердость $R_C = 58-62$
Муфты переключения	Сталь 12ХН3. Цементовать. Глубина слоя 0,7—1,0. Твердость $R_C = 58-62$	—	—	Сталь 15Х. Цементовать. Глубина слоя 0,25—0,40. Твердость $R_C = 58-62$
Сектор пускового механизма	—	Сталь 12ХН3А. Цементовать только зуб на глубину 0,2—0,4. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХН3А. Цементовать. Глубина слоя 0,4—0,5. Твердость $R_C = 58-62$	—

Продолжение табл. 78

Наименование детали	Марки мотоциклов			
	М-72	ИЖ-49, ИЖ-350	М1А	К1Б
Шестерня пускового механизма с храповиком	Сталь 12ХНЗ. Цементировать. Глубина слоя на зубе 0,7—1,0. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХНЗА. Цементировать. Глубина слоя 0,25—0,45. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХНЗА. Цементировать. Глубина слоя 0,4 — 0,5. Твердость $R_C = 58-62$	—
Собачка механизма переключения	Сталь 12ХНЗ. Цементировать. Глубина слоя 0,4—0,6. Твердость $R_C = 56-60$	Сталь 20ХГ. Цементировать. Глубина слоя 0,25—0,45. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 20 или 20Х. Цанировать рабочие поверхности на глубину 0,3 — 0,4. Твердость $R_C = 58-62$	—
Втулка бронзовая вторичного вала (для К1Б—втулка первичного вала)	Бронза АЖМЦ 10—3—1,5	Сплав ЦАМ-10—5	Бронза ОЦ-5—8—4 ГОСТ 614-41	Бронза ОЦ-5—8—4
Диск гибкой муфты карданного вала ведущий	Сталь 45	—	—	—
Карданный вал	Сталь 30ХМА. Твердость по Бринелю $H_B = 230-285$	—	—	—
Коническая шестерня задней передачи ведущая	Сталь 12ХНЗ. Цементировать. Глубина слоя 0,9—1,1. Твердость $R_C = 58-62$	—	—	—
Коническая шестерня задней передачи ведомая	Сталь 12ХНЗ. Цементировать. Глубина слоя 0,9—1,1. Твердость $R_C = 58-62$	—	—	—
Цепная зубчатка коробки передач	—	Сталь 15Х. Цементировать. Глубина слоя 0,5—0,6. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 12ХНЗА. Цементировать. Глубина слоя 0,6 — 0,8. Твердость $R_C = 58-62$	Сталь 15Х. Цементировать. Глубина слоя 0,6—0,8. Твердость $R_C = 58-62$
Цепная зубчатка заднего колеса	—	Сталь 50	Сталь 40Г	Сталь 45
Картер коробки передач	Алюминиевый сплав АЛ-5	Алюминиевый сплав АЛ-10	Алюминиевый сплав типа АЛ-25. Твердость по Бринелю $H_B = 65-100$	Алюминиевый сплав АЛ-25. Старение. Твердость по Бринелю $H_B = 85-95$
Картер главной передачи	Алюминиевый сплав АЛ-4	—	—	—

Наиболее ответственные детали силовой передачи — валы и шестерни — изготавливаются из цементуемых легированных сталей, причем на мотоциклах ИЖ-49, М-72 и М1А применяются хромоникелевые стали 12ХН3, Х1Н и Х2Н.

Необходимо отметить, что применение хромоникелевых сталей для этих деталей не целесообразно, так как автомобильная промышленность уже несколько лет тому назад освоила и успешно применяет для аналогичных деталей сталь 18ХГТ, обладающую более высокими механическими свойствами, чем сталь типа 12ХН3, и одновременно с этим имеющую меньшую стоимость, чем хромоникелевые стали.

В настоящее время поставлен вопрос о замене хромоникелевых цементуемых сталей сталью 18ХГТ (о свойствах стали 18ХГТ см. статью Асенова в журнале «Автомобильная и тракторная промышленность» № 4 за 1950 г., а также «Автомобильные конструкционные стали», Справочник под редакцией Гуляева и Козловского, Машгиз, 1951 г.).

К ходовой (экипажной) части мотоцикла относятся рама с задней подвеской, передняя вилка, колеса с тормозами, седло водителя и пассажира и грязевые щитки.

От общей компоновки ходовой части и конструкции ее отдельных узлов зависит ряд весьма важных эксплуатационных качеств мотоцикла — устойчивость, проходимость, управляемость, комфортабельность (удобство посадки и эластичность подвески) и т. д.

### Глава XIII

## РАМЫ, СЕДЛА И ЩИТКИ

### 1. РАМЫ СЕРИЙНЫХ МОТОЦИКЛОВ

Рама мотоцикла является основанием, к которому крепятся все узлы и механизмы мотоцикла. Рама выполняется из труб или из штампованных профилей.

Рамы советских мотоциклов подразделяются в зависимости от применяемого материала на трубчатые (М-72, М1А, К-125, К1Б) и штампованные (ИЖ-350, ИЖ-49). По принципу соединения деталей рамы подразделяются на неразборные (М-72, М1А, К-125) и разборные (ИЖ-350, ИЖ-49). Кроме того, по принципу крепления заднего колеса рамы разделяются на жесткие (М1А, ИЖ-350) и пружинные (М-72, ИЖ-49).

Соединение отдельных деталей трубчатой рамы достигается при помощи электросварки. Существует также способ соединения деталей рамы при помощи припайки медью концов труб к кованым узловым деталям — такую конструкцию рамы имел мотоцикл АМ-600. На современных советских мотоциклах пайка медью не применяется.

Метода расчета мотоциклетных рам не существует, поэтому проектирование рамы нового мотоцикла производится путем сравнения с выполненными конструкциями с последующей экспериментальной проверкой.

Технические данные рам мотоциклов приведены в табл. 79.

Рама мотоцикла К1Б, изображенная на фиг. 158, трубчатая, одинарная, закрытая, неразборная, цельносварная.

На фиг. 159 показана конструкция рамы мотоцикла М1А. Головка рамы 1 располагается под углом 61° к горизонтальной плоскости. В головке имеются расточки для подшипников рулевой колонки передней вилки. К головке рамы 1 при помощи электросварки приварена верхняя труба рамы 2 и передний подкос рамы 3. Для усиления места приварки, в трубы 2 и 3 вставлены усиленные вставки 4. Кронштейны 5 и 6 служат для крепления двигателя и коробки передач. Седло водителя крепится на отверстия 7 и кронштейны 8. На трубе 9 крепятся подножки водителя. Задняя вилка рамы заканчивается двумя лазами 10, в которых закрепляется ось заднего колеса ближе или дальше от двигателя, в зависимости от натяжения задней цепи.

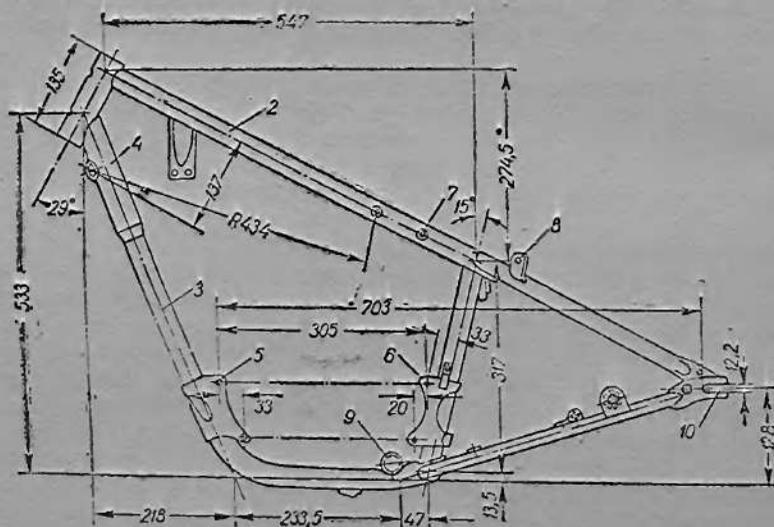
Рама мотоцикла М-72 (фиг. 160) также трубчатая, сварная, закрытая, но в отличие от рамы М1А — двойная. К рулевой головке приварена верхняя



Рама серийных мотоциклов

Марка мотоцикла	Тип рамы	Вес рамы в кг	Угол наклона рулевой колонки	Применяемый материал
К1Б	Трубчатая, неразборная, жесткая	—	59°	Трубы 24×2; 20×2. Сталь 20
К-125	То же	5,2	61°	Трубы 28×1,5; 32×2; 22×1,5. Сталь 20
М1А	»	5,2	61°	Трубы 28×1,5; 32×2; 22×1,5. Сталь 20
ИЖ-49	Штампованная, разборная, с пружинной подвеской заднего колеса		60°	Лист 1, 5, 3; Сталь 10
ИЖ-350	Штампованная, разборная, жесткая	14	60°	Лист 1, 5, 3; Сталь 10
М-72	Трубчатая, сварная неразборная с пружинной подвеской заднего колеса	18	64°	Стальные цельнотянутые трубы переменного сечения Сталь 35. Толщина стенки 2; 2,5 и 3 мм

труба и два передних подкоса, вследствие чего рама представляет собой пространственную ферму, способную выдержать большие нагрузки от боковой коляски, большого веса всех узлов и большой скорости движения.



Фиг. 159. Рама мотоцикла М1А:

1 — головка рамы; 2 — верхняя труба рамы; 3 — передний подкос; 4 — усиленная вставка; 5 и 6 — кронштейны крепления двигателя и коробки передач; 7 — отверстия для крепления седла; 8 — кронштейн седла; 9 — труба подножек водителя; 10 — пазы крепления оси заднего колеса.

В целях увеличения прочности рамы без увеличения ее веса, рама изготовляется из труб переменного сечения. Трубы рамы имеют увеличенное эллиптическое сечение в местах приварки к головке, т. е. в наиболее напряженных сечениях. Эллиптическое сечение постепенно переходит в круглое сечение меньшего размера в зоне меньших нагрузок. Отличительной особенностью рамы М-72 является также наличие кронштейнов, в которых крепятся детали пружинной подвески заднего колеса.



Рама ИЖ-49 (фиг. 161) штампованная из листа и сварена в продольной плоскости. Задняя часть рамы трубчатая и крепится к основной раме на болтах.

Рама ИЖ-49 отличается от рамы ИЖ-350 тем, что имеет пружинную подвеску заднего колеса.

## 2. ЗАДНЯЯ ПОДВЕСКА

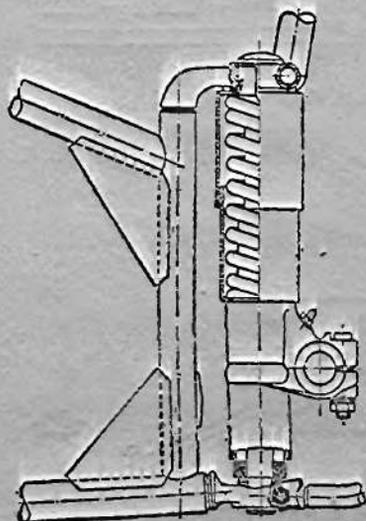
Пружинная подвеска заднего колеса в раме мотоцикла дает значительные преимущества:

а) увеличение устойчивости по плохим, ухабистым дорогам, а также по хорошим дорогам на больших скоростях;

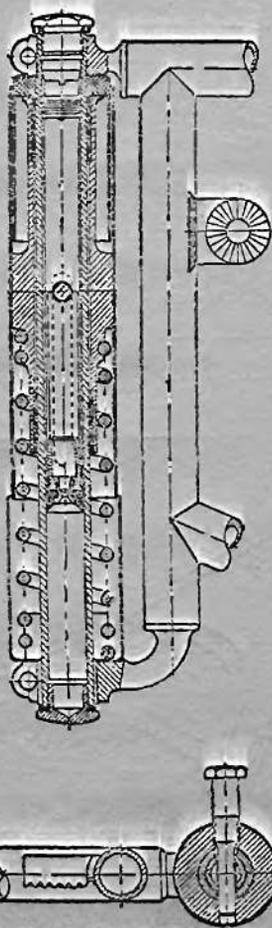
б) увеличение комфортабельности езды и, в связи с этим, меньшую утомляемость водителя;

в) увеличение долговечности экипажной части, ввиду уменьшения динамических нагрузок от ударов о неровности дороги.

Учитывая указанные преимущества, мотоциклетные заводы вводят пружинную подвеску заднего колеса — Ижевский завод применяет заднюю подвеску на мотоциклах с 1951 г. На мотоцикле М-72 имеется задняя



Фиг. 162. Подвеска заднего колеса М-72.



Фиг. 163. Подвеска заднего колеса ИЖ-49.

подвеска с начала выпуска, т. е. с 1941 г. Ковровский завод на своих спортивных мотоциклах также применяет заднюю подвеску.

На фиг. 162 изображена задняя подвеска мотоцикла М-72.

На фиг. 163 изображена задняя подвеска мотоцикла ИЖ-49. Эта подвеска имеет гидравлический амортизатор, предназначенный для гашения колебаний пружин подвески. Подвеска ИЖ-49 имеет вилку поперечной жесткости, назначение которой — разгрузить вертикальные стержни подвески от изгибающих боковых усилий, возникающих при поворотах, заносах и наклонах, а также разгрузить втулки от нагрузок и уменьшить их износ.

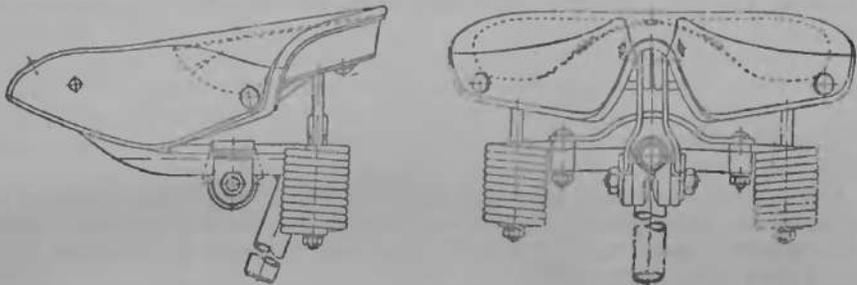
Таблица 80

Марка мотоцикла	Тип подвески	Задние подвески			Размеры пружин			Напряжения в пружине в кг/мм <sup>2</sup>	
		Вес неподвижных частей в кг	Нагрузка на заднюю подвеску в кг	Ход подвески наибольший в мм	Число витков	Диаметр пружины в мм	Диаметр проволоки в мм	Ст. статической нагрузки	Ст. динамической нагрузки
М-72 ИЖ-49	Свечная без амортизатора с вилкой поперечной жесткости и гидравлический амортизатором	26	283	56	8	46,2	8,2	30,2	68,5
		17,5	123	63	7	40	6,5	22,8	100

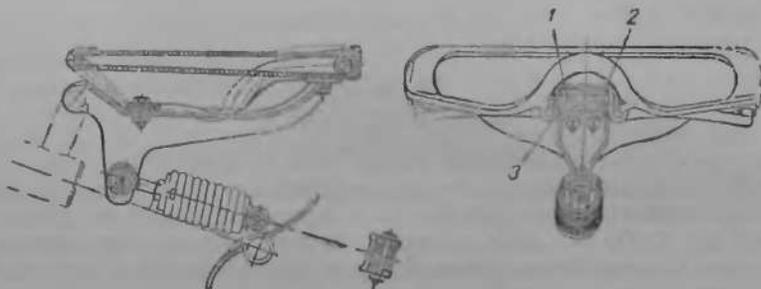
*Примечание.* Под наибольшим ходом подвески понимается разница между длиной рабочей части пружины в свободном состоянии и длиной рабочей части пружины, сжатой до соприкосновения витков.

### 3. СЕДЛА, ГРЯЗЕВЫЕ ЩИТКИ И БАГАЖНИКИ

Седло мотоцикла К1Б, изображенное на фиг. 164, аналогично по своей конструкции велосипедному седлу. Крепление седла предусматривает возможность установки его в различных положениях по высоте и по наклону



Фиг. 164. Седло водителя мотоцикла К1Б



Фиг. 165. Седло водителя мотоцикла М-72

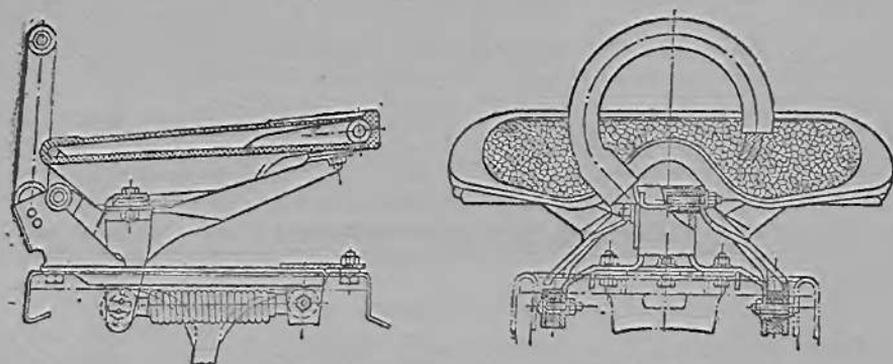
в зависимости от роста водителя и удобства посадки. Покрышка седла изготовлена из кожи. Пружины работают на растяжение.

Мотоциклы М1А и К-125 оборудованы седлами, не имеющими регулировки, с пружинами, работающими на сжатие.

На мотоциклах ИЖ-350 и ИЖ-49 применяется седло с одной цилиндрической пружиной, работающей на растяжение. В конструкции предусмотрена

регулировка натяжения пружины в зависимости от веса водителя и состояния дороги. Покрышка седла изготовлена из резины.

Мотоцикл М-72 оборудован двумя седлами — седлом водителя (фиг. 165) и седлом пассажира на багажнике (фиг. 166). Седло водителя имеет одну пружину, работающую на растяжение и имеющую регулировку натяжения. Резиновая покрышка седла надета на стальной каркас. Седло качается вокруг



Фиг. 166. Седло пассажира мотоцикла М-72.

шарнира, расположенного в передней части. Ось шарнира 1 представляет собой трубку, имеющую на своей наружной поверхности резьбу, сопрягающуюся с резьбой втулки 2 с зазором. По бокам втулки 2 имеются два сальника 3. При качении седла на шарнире происходит некоторое осевое перемещение деталей шарнира, сжимающее сальники 3. Сопряжение деталей шарнира не по цилиндрической поверхности и на резьбе уменьшает износ шарнира и лучше удерживает смазку.

Седло пассажира М-72 крепится на багажнике и имеет две пружины, работающие на растяжение, и рукоятку, изготовленную из стального троса, вставленного в резиновую трубку. Конструкция шарнира и покрышки седла аналогична седлу водителя.

Грязевые щитки колес и багажники изготавливаются из листового материала. От конструкции грязевых щитков и багажника зависят не только эксплуатационные качества мотоцикла, но и его внешний вид. В табл. 93 представлены данные о материалах, применяемых для грязевых щитков и багажников серийных мотоциклов.

## Глава XIV

### ПЕРЕДНЯЯ ВИЛКА

#### 1. ПЕРЕДНИЕ ВИЛКИ СЕРИЙНЫХ МОТОЦИКЛОВ

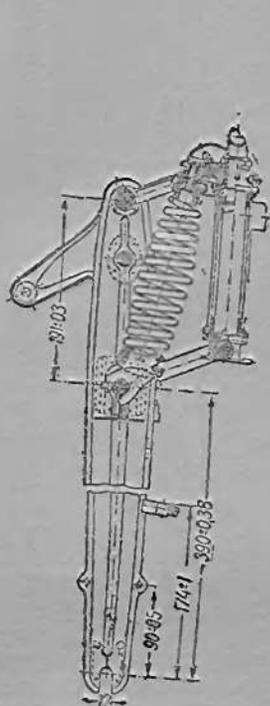
Переднее колесо мотоцикла — управляемое и всегда имеет пружинную подвеску. Основное назначение передней вилки — соединить переднее колесо с рамой так, чтобы оно имело возможность вертикального перемещения при ударе о неровности дороги и, в то же время, имело бы возможность поворачиваться при повороте руля.

Передняя вилка мотоцикла крепится к головке рамы на двух упорных шариковых подшипниках. Головка рамы обычно наклонена к горизонтальной плоскости на угол от 59 до 65° (см. табл. 79). Ось переднего колеса вынесена вперед по отношению к оси головки рамы на некоторую величину, называемую эксцентриситетом передней вилки. Наличие угла наклона головки рамы и эксцентриситета передней вилки приводит к тому, что ось головки рамы (или ось рулевой колонки передней вилки) пересекает плоскость дороги впереди точки соприкосновения переднего колеса с дорогой на некоторую величину  $C$ , которую принято называть «вылетом передней вилки». Вылет передней вилки

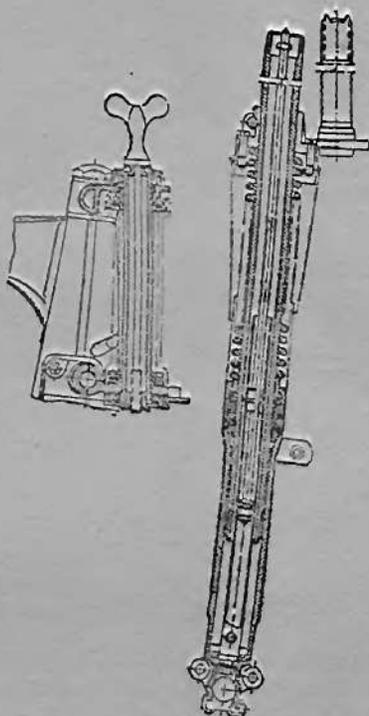
вызывает стабилизацию переднего колеса в средней продольной плоскости всего мотоцикла и обеспечивает устойчивость мотоцикла на ходу.

Величины вылета передней вилки мотоциклов приведены в табл. 8 (раздел первый).

Передние вилки современных мотоциклов разделяются на три типа — телескопические, параллелограммные и рычажные. Типичная конструкция парал-



Фиг. 167. Передняя вилка мотоцикла М1А.



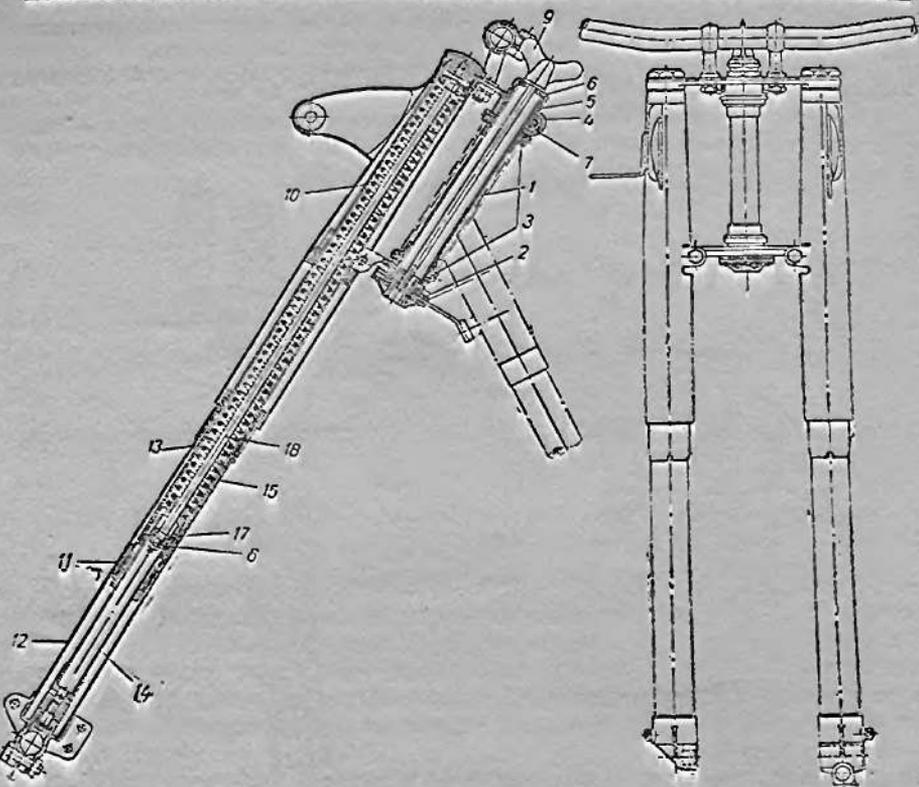
Фиг. 168. Передняя вилка мотоцикла М-72.

лелограммной вилки представлена на фиг. 167. Подобную конструкцию имеют передние вилки мотоциклов ИЖ-350, М1А, К1В, К-125 (до 1951 г.).

Мотоциклы ИЖ-49, М-72 и К-125 последних выпусков и опытные образцы М1А (под маркой М1М) имеют телескопическую переднюю вилку (фиг. 168).

Как показывает практика, телескопические передние вилки имеют значительные преимущества в смысле устойчивости, комфортабельности, а также надежности. Телескопические передние вилки получали всеобщее признание и внедряются на всех советских мотоциклах.

В качестве примера рассмотрим конструкцию передней вилки мотоцикла Ковровского завода (фиг. 169). Стержень рулевой колонки 1, запрессованный в отверстие нижнего мостика передней вилки 2, вставлен в отверстие головки рамы, в которую запрессованы два упорных шарикоподшипника 3. Верхний мостик вилки 4 надет на стержень рулевой колонки сверху. При помощи гайки 5 и контргайки 6 регулируется зазор в шарикоподшипниках 3 таким образом, чтобы вся передняя вилка легко поворачивалась, но не имела продольных и боковых качаний. После того как зазор в подшипниках отрегулирован, верхний мостик зажимается на стержне рулевой колонки болтом 7. Под нижним мостиком имеется рулевой фрикционный демпфер 8, регулируемый барашком 9. В верхнем и нижнем мостиках жестко закреплены две трубы



Фиг. 169. Передняя вилка К-125.

вилки 10, имеющие на концах втулки 11. Эти втулки скользят по внутренней поверхности наконечников перьев вилки 12, в которых закреплены втулки 13, скользящие по наружной поверхности труб 10. Изнутри к наконечникам 12 прикреплены трубки гидравлических амортизаторов 14. Внутри труб 10 помещаются пружины 15, опирающиеся одним концом на трубку гидравлического амортизатора, а другим — на пробку, ввернутую в верхний мостик.

В нижнюю часть полости наконечника перьев 12 заливается по  $100 \text{ см}^3$  жидкого масла. Для уменьшения нагрузки на пружину, а также для гашения

Таблица 81

## Передние вилки

Марка мотоцикла	Тип вилки	Вес неподдресованных частей в кг	Нагрузка на переднюю вилку в кг	Ход передней вилки наибольший в мм	Размеры пружин в мм			Напряжение в пружине в кг/см <sup>2</sup>	
					Диаметр проволоки	Диаметр пружин	Число витков (рабочих)	от статической нагрузки	от динамической нагрузки
К1Б	Параллелограммная шарнирная . . .				5,5	Переменный	19,5		
М1А	То же . . . . .	15	49		7		12		
К-125	Телескопическая . . .	12,5	51,5	125	3,5	20,5	50	31,4	53
ИЖ-350	Параллелограммная шарнирная . . . . .	—			8,5	Переменный	14		
ИЖ-49	Телескопическая . . .	18,1	80,1	150	4		20	75	31,8
М-72	„ . . . . .	25,4	149	90	7	44	16	24,5	63,5

колебания пружины служит гидравлический амортизатор, состоящий из трубки 14, в которую входит поршень 16 с автоматическим клапаном 17. Поршень и клапан крепятся гайкой на конце неподвижного штока 18. При ходе колеса вверх поршень и клапан пропускают масло вверх свободно. При ходе колеса вниз клапан под давлением масла закрывается, проход масла в пространство над поршнем затрудняется и обратный ход колеса затормаживается.

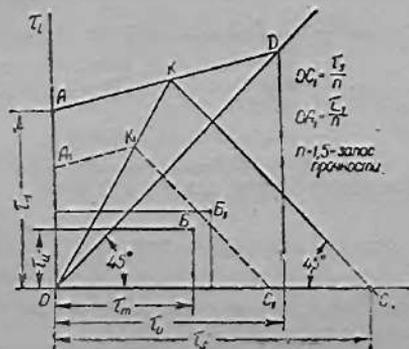
## 2. РАСЧЕТ ПРУЖИН ПОДВЕСКИ

Пружины передней вилки, а также и задней подвески работают под ударной непрерывно изменяющейся нагрузкой. Напряжение материала пружин меняется от некоторой величины, имеющейся при неподвижном состоянии, до наибольшей величины, ограниченной ходом передней вилки (или задней подвески). В этих условиях работы поломка пружин происходит после более или менее продолжительного срока службы мотоцикла в результате усталости материала пружин. Для расчета пружин подвески мотоцикла на долговечность можно воспользоваться диаграммой прочности пружин при переменных напряжениях\* (фиг. 170). По оси ординат откладывается величина  $\tau_0 = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$  называемая амплитудой цикла, где  $\tau_{\max}$  — наибольшее напряжение цикла (в нашем случае — напряжение, соответствующее полному ходу передней вилки);  $\tau_{\min}$  — наименьшее напряжение цикла, соответствующее напряжению в состоянии покоя. По оси абсцисс откладывается среднее значение напряжения цикла

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

Для построения диаграммы нужно знать значение предела усталости пружинной стали при пульсирующей нагрузке  $\tau_0$ , значение предела усталости для знакопеременного симметричного цикла  $\tau_{-1}$  и предела текучести проволоки  $\tau_s$ .

Значения указанных величин для высокоуглеродистой, кремнемарганцевой и хромованадиевой пружинной проволоки приводятся в табл. 82 (данные заимствованы из энциклопедического справочника «Машиностроение»).



Фиг. 170. Диаграмма прочности пружин при переменных напряжениях.

Таблица 82

Механические и усталостные свойства пружинных сталей

Группа стали	Предел текучести $\tau_s$ в кг/мм <sup>2</sup>	Предел прочности $\tau_b$ в кг/мм <sup>2</sup>	Модуль упругости $G$ в кг/мм <sup>2</sup>	Предел усталости при симметричном цикле $\tau_{-1}$ в кг/мм <sup>2</sup>	Предел усталости при пульсирующем цикле $\tau_0$ в кг/мм <sup>2</sup>
Высокоуглеродистая . . .	65—90	110—140	$7,6 \cdot 10^3$	35—40	40—85
Кремнемарганцевая . . .	95—100	135	$7,5 \cdot 10^3$	—	95—100
Хромованадиевая . . . .	95—100	120—130	$8 \cdot 10^3$	50—55	50—90

Значение  $\tau_{-1}$  для данной стали откладывают на оси ординат и получают точку A. На оси абсцисс откладывают значение  $\tau_0$  и из этой точки восстанавливают перпендикуляр до пересечения с линией, проведенной из начала координат под углом  $45^\circ$  в точке D.

\* См. «Машиностроение» — энциклопедический справочник, т. 2, а также «Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении» под редакцией С. Д. Полемаева, Машгиз, 1952.

На оси абсцисс откладывают значение  $\tau_e$  и из этой точки  $C$  проводят линию под углом  $45^\circ$ . Через точку  $A$  и точку  $D$  проводят линию до пересечения с линией, выходящей из точки  $C$ . Пересечение этих линий образует точку  $K$ .

Запас прочности  $n$  принимаем равным 1,5, и на оси абсцисс откладываем величину  $\frac{\tau_e}{n}$ , а по оси ординат величину  $\frac{\tau_{-1}}{n}$ ; получаем точки  $C_1$  и  $A_1$ . Из этих точек проводим линии  $A_1K_1$  и  $C_1K_1$  параллельно линиям  $AK$  и  $CK$ .

Поэтому этого нужно найти значения наименьшего напряжения  $\tau_{\min}$  по формуле

$$\tau_{\min} = \frac{P \cdot 8 \cdot D}{\pi d^3},$$

где  $P$  — статическая нагрузка на пружину от веса подрессоренных частей мотоцикла и веса водителя в кг;

$D$  — диаметр пружины в см;

$d$  — диаметр проволоки пружины в см.

Наибольшее напряжение  $\tau_{\max}$  находится из условия наибольшей возможной деформации пружины

$$\tau_{\max} = \frac{\Delta G d}{\pi D^2 i},$$

где  $\Delta$  — наибольшее сжатие пружины (до упора или до соприкосновения витков) в см;

$G$  — модуль упругости для пружинной стали, принимается равным 800000 кг/см<sup>2</sup>;

$i$  — число витков пружины.

Зная значения  $\tau_{\min}$  и  $\tau_{\max}$ , определяем координаты точки, характеризующие цикл нагружения данной пружины

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad \text{и} \quad \tau_e = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}.$$

Искомая точка должна лежать либо на линии  $A_1K_1C_1$ , либо внутри этой линии — тогда должна быть обеспечена прочность пружины при неограниченном числе циклов.

#### Примерный расчет пружины передней вилки М-72

Данные:

Нагрузка на переднее колесо — 174,7 кг.

Вес неподрессоренных деталей (переднее колесо с тормозом, щиток и нижняя часть вилки) — 25,4 кг.

Нагрузка на одну пружину  $P = \frac{174,7 - 25,4}{2} = 74,65 \approx 75$  кг.

$D$  — диаметр пружины 44 мм.

$d$  — диаметр проволоки 7 мм.

$\Delta$  — наибольшее сжатие пружины 75 мм.

$i$  — число витков пружины 13.

Материал проволоки — 50 ХФА, для которой  $\tau_0 = 70$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\tau_{-1} = 52$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\tau_e = 97$  кг/мм<sup>2</sup>.

Запас прочности  $n = 1,5$ .

Определяем искомые величины

$$\tau_{\min} = \frac{P8D}{\pi d^3} = \frac{75 \cdot 8 \cdot 44}{\pi \cdot 7^3} = 24,5 \text{ кг/мм}^2,$$

$$\tau_{\max} = \frac{\Delta G d}{\pi D^2 i} = \frac{75 \cdot 80000 \cdot 7}{\pi \cdot 44^2 \cdot 13} = 53,2 \text{ кг/мм}^2,$$

$$\tau_e = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{53,2 - 24,5}{2} = 14,35 \text{ кг/мм}^2;$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{53,2 + 24,5}{2} = 38,8 \text{ кг/мм}^2.$$

Строим диаграмму прочности, наносим точку  $B$ , характеризующую цикл рассматриваемой пружины. Как видно из фиг. 170, пружина передней вилки

из стали 50ХФА удовлетворяет условно усталостной прочности при запасе прочности  $n = 1,5$ .

Необходимо заметить, что приведенный метод расчета пружин пока не подкреплен фактическими данными по пружинам мотоциклетной подвески. В расчете пружин передней вилки М-72 максимальная деформация  $\Delta l$  условно принята равной 75 мм. Деформация пружины при сжатии до соприкосновения витков равна 90 мм — это соответствует эксплуатации мотоцикла на большой скорости по очень плохой дороге (например, спортивные соревнования по бездорожью — «кросс»). Точка  $B_1$  (см. фиг. 170), характеризующая работу пружины при деформации 90 мм, лежит вне ломаной линии  $A_1K_1C_1$ , т. е. усталостная прочность в этом случае не обеспечена. Это обстоятельство подтверждается практикой эксплуатации мотоцикла М-72.

Весьма эффективным способом повышения усталостной прочности пружин подвески мотоцикла является дробеструйная обработка поверхности, получающая в настоящее время все более широкое распространение.

Как пример влияния дробеструйной обработки на долговечность пружины приведем результаты испытаний пружин подвески, проведенных в ЦКБ мотоцикlostроения:

Пружина 1, изготовленная из стали 65Г при испытании на стенде сломалась после 133600 циклов.

Пружина 2, изготовленная также из стали 65Г и подвергнутая дробеструйной обработке, прошла 367200 циклов и не сломалась.

Таким образом, обработка дробью поверхности пружин повысила их долговечность более чем в три раза.

## Глава XV

### КОЛЕСА

Мотоциклетное колесо состоит из втулки, обода, спиц и резиновой пневматической шины. Кроме того, к колесу относятся также детали тормоза.

По принципу конструкции втулки колеса разделяются на легкоъемные и нелегкоъемные. Легкоъемным колесом называется такое колесо, которое можно снять с мотоцикла, не разъединяя замок задней цепи, т. е. ведомая зубчатка задней передачи в этом случае остается на раме мотоцикла. Передача крутящего момента на втулку заднего колеса осуществляется в такой втулке при помощи кулачков, свободного шлицевого соединения или при помощи нескольких цилиндрических пальцев (ИЖ-350 и М-72). Нелегкоъемным колесом называется колесо, в котором ведомая зубчатка задней передачи соединяется со втулкой колеса неразъемным соединением (например, на заклепках) и для снятия заднего колеса необходимо разъединить замок цепи и тягу заднего тормоза (М1А).

Кроме того, колеса подразделяются на взаимозаменяемые и невзаимозаменяемые. Взаимозаменяемость колес имеет значение для мотоциклов с коляской, где имеется обычно запасное колесо, и крайне важно, чтобы оно подошло в качестве заднего колеса, переднего колеса или колеса коляски. Мотоцикл М-72 с коляской имеет взаимозаменяемые колеса. Мотоциклы-одиночки М1А, К-125, ИЖ-350, ИЖ-49 и К1Б имеют невзаимозаменяемые колеса.

#### 1. ОБОДЬЯ

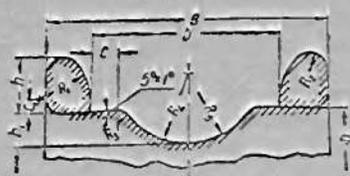
Обод колеса изготавливается обычно из листовой стали путем вальцовки. Иногда ободья колес гоночных мотоциклов с целью облегчения изготавливаются из дюралюмина. Размеры профиля поперечного сечения и диаметра обода обусловлены ГОСТ 3188-46 в соответствии со стандартными размерами шин.

Размеры ободьев в соответствии с ГОСТ 3188-46 приведены в табл. 83.

Основные данные ободьев отечественных мотоциклов даны в табл. 84.

Конструкция ободьев серийных мотоциклов ясна из фиг. 171.

Ободья колес



(Размеры в мм)

Условное обозначение профиля	Ширина посадочной поверхности $b$	Диаметр обода $D$	Ширина обода $B$	Высота борта $h$	$h_1$	$c$	$c_1$	$R_1$	$R_2$	$R_3$	$R_4$	$R_5$
1,5—19	$38^{+0,5}$	$454^{+0,4}$	$54^{+0,5}$	$10,5^{+0,5}$	$5^{+1}_{-0,5}$	$5^{+1}$	4	7	3	5,5	22	7
1,6—18	$40^{+0,5}$	$459^{+0,4}$	$58^{+0,5}$	$12^{+0,5}$	$8^{+1,0}_{-0,5}$	$5^{+1,0}$	$4,5^{+1,0}$	8	3	5	14	—
1,6—19	$40^{+0,5}$	$484^{+0,4}$	$58^{+0,5}$	$12^{+0,5}$	$8^{+1,0}_{-0,5}$	$5^{+1,0}$	$4,5^{+1,0}$	8	3	5	14	—
1,85—19	$47^{+0,5}$	$484^{+0,4}$	$68^{+1,0}_{-0,5}$	$14^{+0,5}$	$9^{+1,0}_{-0,5}$	$6^{+1,0}$	$3,^{+1,0}$	12,5	3,5	6	15	—
2,15—19	$55^{+0,5}$	$484^{+0,4}$	$76^{+1,0}_{-0,5}$	$14^{+0,5}$	$9^{+1,0}_{-0,5}$	$7,5^{+1,0}$	$3,5^{+1,0}$	12,5	3,5	7	19	—
3,00—16	$76^{+1,0}$	$406^{+0,4}$	$101^{+1,0}$	$17,5^{+1,0}_{-0,5}$	$19^{+1,0}_{-0,5}$	$14^{+1,0}$	$5^{+1,0}$	13	4	6	30	16

Таблица 84

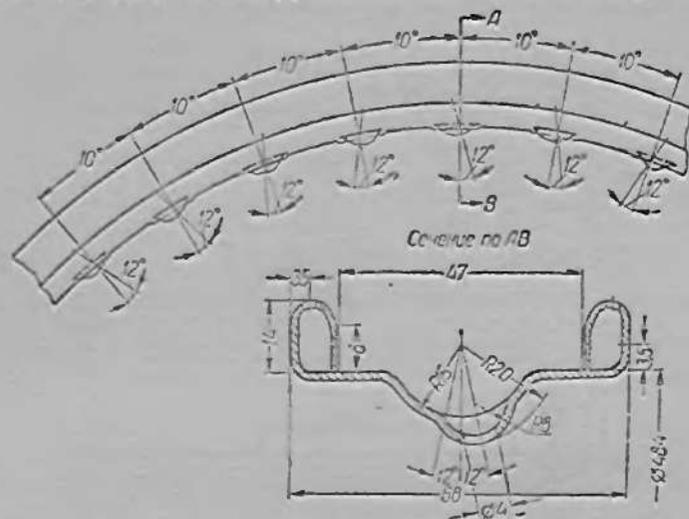
Ободья

Марка мотоцикла	Условное обозначение по ГОСТ	Диаметр посадочной поверхности	Ширина посадочной поверхности	Толщина материала в мм	Марка материала	Число отверстий под спицы
К1Б	—	559	32	1,5 (ГОСТ 503-41)	Сталь 10	36
М1А	—	484,2	$38^{+0,5}$	1,5	То же	36
К-125	—	484,2	$38^{+0,5}$	1,5	»	36
ИЖ-350 (ИЖ-49)	1,85—19	484,2	47	1,5	Сталь 08 или 10	36
М-71	2,15—19	484,2	55	1,8	Сталь 10	40

## 2. СПИЦЫ

Размеры мотоциклетных спиц стандартизованы согласно ГОСТ 3229-46. Спицы разделяются на три типа: тип А с резьбой, накатанной по утонченному (редуцированному) участку спицы, тип Б — с резьбой, накатанной по исходному диаметру проволоки, и имеющий редуцированную среднюю часть, и тип В — прямой (без загиба у головки).

Редуцирование спиц производится с целью увеличения их долговечности при переменных и ударных нагрузках. Спицы работают при значительной



Фиг. 171. Обод колеса мотоцикла ИЖ-350.

предварительной затяжке, и если равное усилие затяжки достигается при большей деформации спицы, то изменение расчетной нагрузки на спицу, получающееся в результате совместного действия предварительной затяжки и внешней нагрузки, будет значительно меньше, чем при малой деформации спицы.

Редуцирование спицы позволяет получить большую деформацию ее стержня при затяжке, что благоприятно влияет на долговечность (усталостную прочность).

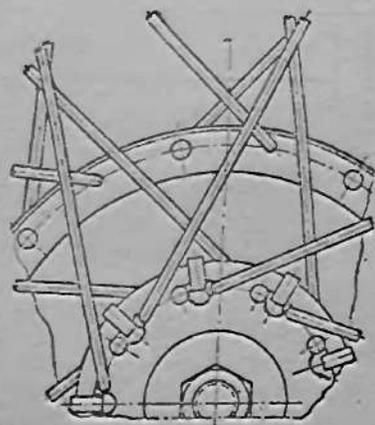
В табл. 85 даны размеры спиц по ГОСТ 3229-46.

Необходимо заметить, что спицы мотоциклов не соответствуют ГОСТ, так как они не редуцированы. Объясняется это тем, что не все заводы освоили редуцирование спиц, представляющее известные технологические трудности.

Размеры спиц, применяемых на мотоциклах, приведены в табл. 86.

Способ закрепления спиц во фланцах втулок показан на фиг. 172.

К ободу спица крепится при помощи ниппеля, вставленного в отверстие обода и опирающегося своей головкой на выдавленную в ободу лунку. Размеры ниппелей в соответствии с ГОСТ 3228-46 приведены в табл. 87.



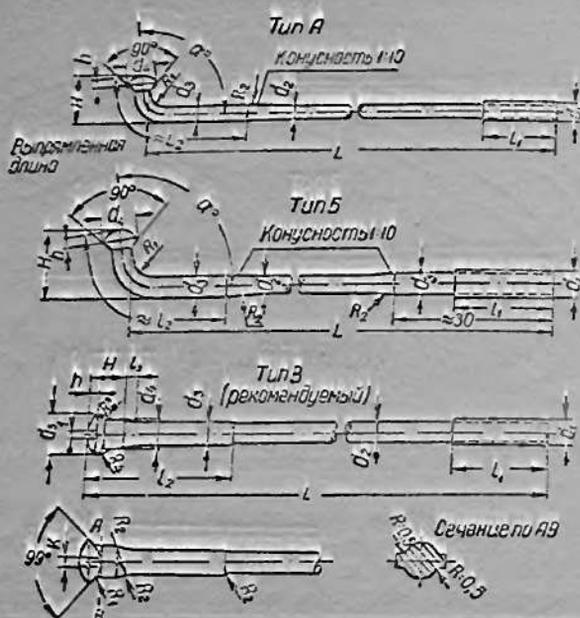
Фиг. 172. Способ закрепления спиц во фланце втулок.

### 3. ВТУЛКИ

Втулки колес серийных мотоциклов изображены на фиг. 173, 174, 175, 176 и 177.

Втулка заднего колеса М1А (фиг. 173) нелегкосъемная; она состоит из корпуса 1, изготовленного из трубы, фланцев 2, приваренных к корпусу, тормозного барабана 3, изготовленного за одно целое с ведомой зубчаткой задней передачи и прикрепленного к большому фланцу, двух шариковых

## Спиды колес



Тип спицы	Размеры в мм												Вес 1000 шт. спиц в кг	Разрывное усилие в кг/мм <sup>2</sup>
	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$L$	$\alpha$ градусы	$L_1$	$L_2$	$H$	$h$	$R_1$	$R_2$		
А	М3	2,65	3	$5,5 \pm 0,3$	$188 \pm 0,5$ $222 \pm 0,5$	95°	14	30	9	1,5	3	30	9 10,4	550
	М3,5	3,05	3,5	$6 \pm 0,3$	$184 \pm 0,5$ $220 \pm 0,5$	95°	14	30	11,5	1,5	3	30	12 14	
					$210 \pm 0,5$ $214 \pm 0,5$ $216 \pm 0,5$	90°							11,7 12,5 12,7	
Б	М4	3	3,5	$6 \pm 0,3$	$160 \pm 0,5$ $210 \pm 0,5$ $214 \pm 0,5$ $216 \pm 0,5$	110°	17	30	10,75	1	3	10	9,4	800
													11,7	
													12,5	
	М5	3,7 4	4,5 4,5	$7,5 \pm 0,5$ $7,5 \pm 0,5$	$127 \pm 0,5$ $212 \pm 0,5$	95° 100°	18 18	30 35	— 11	1,5 1,5	4,5 4,5	30 30	— 12,5	850 1000
													23	

Тип спицы	Размеры в мм														Разрывное усилие в кг/мм <sup>2</sup>	
	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$l_1$	$l_2$	$H$	$h$	$l_3$	$K$	$R_1$	$R_2$	$R_3$		$R_4$
Б	М3	2,65	3,0	3,5	$6 \pm 0,3$	14	17	4	1	1,5	1	0,5	15	0,5	2	550
	М3,5	3,05	3,5	4,0	$7 \pm 0,3$	14	20	5	1	1,7	1,5	0,5	15	0,5	2	800
	М4	3,5	4,0	4,8	$8 \pm 0,5$	17	25	6	1,5	2,2	1,5	1	20	1	2,5	800
	М5	4,5	5,0	5,8	$9 \pm 0,5$	19	28	6,5	1,5	2,5	2	1	20	1	2,5	1000

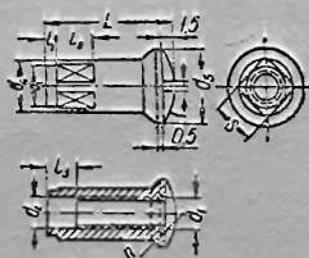
Спицы мотоциклов

Таблица 86

Марка мотоцикла	Диаметр резьбы в мм	Диаметр редуцир. части в мм	Диаметр проволоки в мм	Длина малой спицы в мм	Длина большой спицы в мм	Число малых спиц (на одно колесо)	Число больших спиц (на одно колесо)
К1Б	M3×0,5	—	2,65	224 <sup>-1,5</sup>	261 <sup>-1,0</sup>	18	18
M1A	M3,5×0,6	—	—	188 <sup>±0,5</sup>	222 <sup>±0,5</sup>	18	18
К-125	M3,5×0,6* M3×0,5	— 2,65	3,1 —	188 <sup>±0,5</sup>	222 <sup>±0,5</sup>	18	18
ИЖ-350 и ИЖ-49	M4×0,7	3	3,5	160	210 214 216 } три раз- мера	18	18
M-72	M4,5×0,7	—	4	127 <sup>±0,5</sup>	127 <sup>±0,5</sup>	20	20

Таблица 87

Ниппели для спиц



Размеры в мм

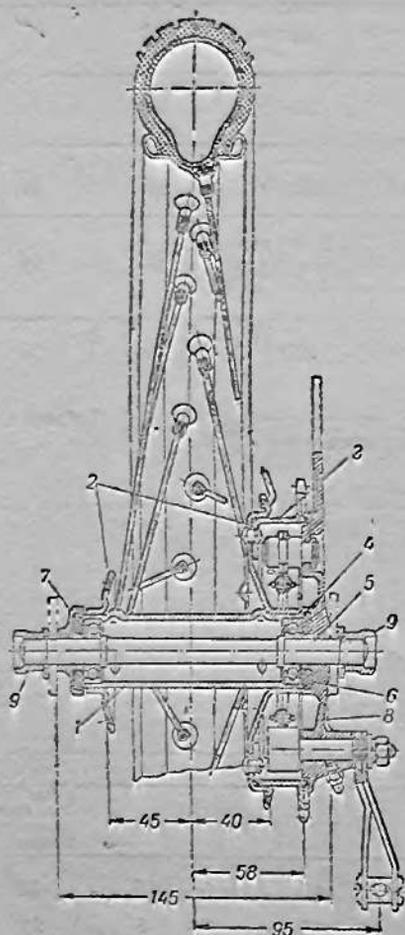
$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$L$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$R$	$S$	Вес 1000 шт. стальных ниппелей в кг
M3	3,1 <sup>+0,1</sup>	4,4 <sup>-0,1</sup>	5,6 <sup>-0,025</sup>	8,6 <sup>-0,2</sup>	14	1,5	4,5	2,5	5	4,5 <sup>-0,15</sup>	1,9
M3,5	3,6 <sup>+0,1</sup>	4,9 <sup>-0,1</sup>	6,2 <sup>-0,03</sup>	9,6 <sup>-0,2</sup>	16	1,5	4,5	4	5,6	5 <sup>-0,12</sup>	2,5
M4	4,2 <sup>+0,1</sup>	5,5 <sup>-0,1</sup>	6,5 <sup>-0,1</sup>	10 <sup>-0,2</sup>	18	1,5	4,5	5	6,5	5,5 <sup>-0,12</sup>	3,04
M5	4,5 <sup>+0,1</sup>	7,1 <sup>-0,1</sup>	8,2 <sup>-0,03</sup>	12,1 <sup>-0,2</sup>	20	1,5	4,5	5	7,5	7 <sup>-0,12</sup>	5,10

подшипников 4, запрессованных в корпус втулки, и оси колеса 5. Подшипники с торцов закрыты сальниками 6, один из которых помещается в корпусе 7, а другой — в углублении крышки тормозного барабана 8. При помощи гаек 9 колесо крепится в раме. Смазка подшипников колеса осуществляется порцией густой смазки (солидола), закладываемой во втулку при сборке колеса. Спицы своими головками вставляются в отверстия фланцев 2, причём в малом фланце головки спиц закрепляются специальным предохранителем.

\* Размеры по временному чертежу до введения редуцированных спиц.

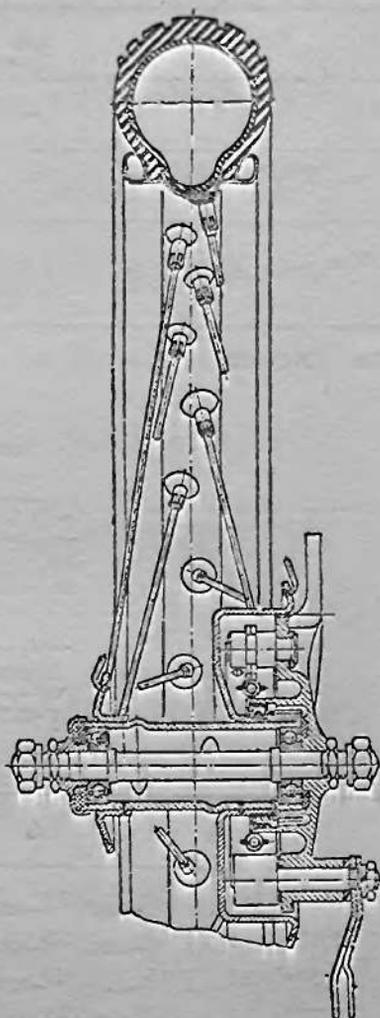
Втулка переднего колеса М1А отличается от втулки заднего колеса тем, что большой фланец сам представляет собой тормозной барабан 1, а также наличием ведущей шестерни редуктора спидометра 2, напрессованной на корпус втулки (фиг. 174).

Втулка заднего колеса мотоцикла ИЖ-350 изображена на фиг. 175. Колесо ИЖ-350 — легкосъемное. На корпусе втулки 1 приварены малый фланец 2



Фиг. 173. Втулка заднего колеса М1А:

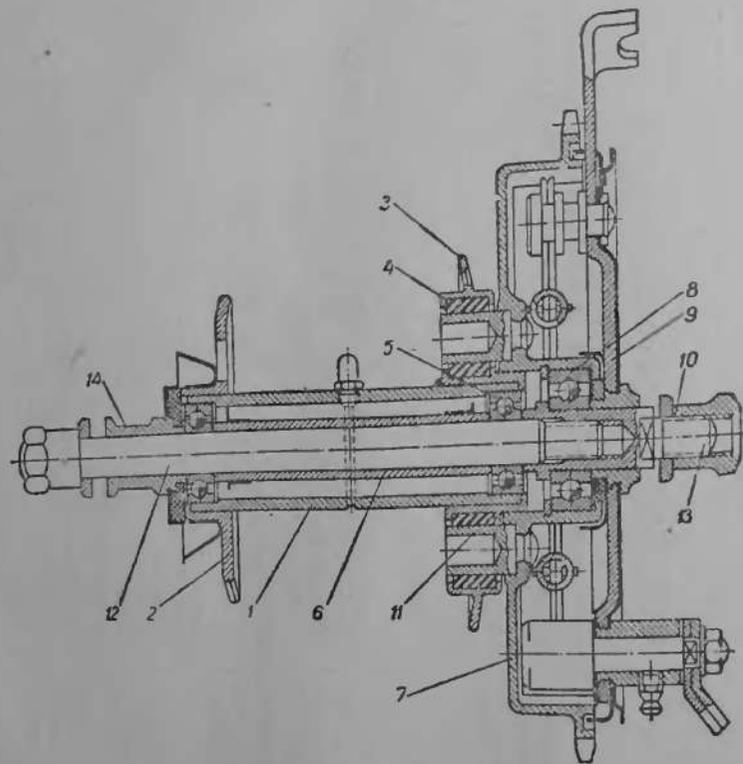
1 — корпус втулки; 2 — фланец; 3 — тормозной барабан; 4 — подшипники; 5 — ось колеса; 6 — сальник; 7 — корпус сальника; 8 — крышка тормозного барабана; 9 — гайки крепления колеса.



Фиг. 174. Втулка переднего колеса М1А.

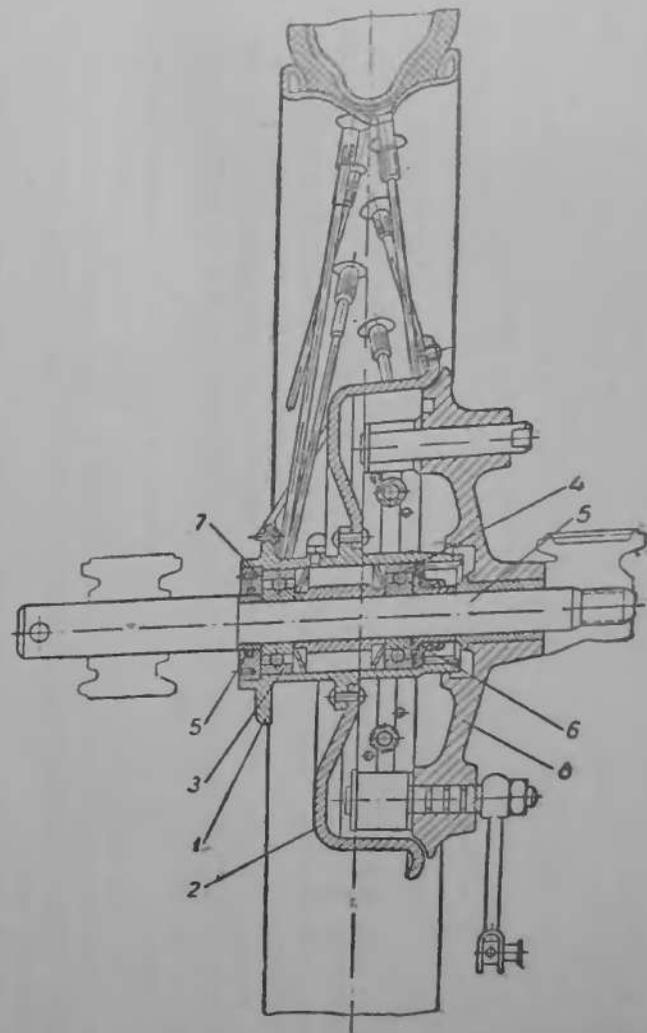
и большой фланец 3, имеющий углубления, в которые вставлены амортизирующие резиновые втулки 4. В корпус втулки с двух сторон загрессованы два шариковых подшипника 5, между которыми находится распорная втулка 6.

Тормозной барабан 7, представляющий собой одно целое с ведомой зубчаткой задней передачи, сидит на шарикоподшипнике 8 и вместе с ним и с крышкой тормозного барабана 9 крепится к раме при помощи гайки 10. Независимо от втулки колеса к тормозному барабану приклепаны ведущие пальцы 11, вставленные в амортизирующие резиновые втулки 4.



Фиг. 175. Втулка заднего колеса ИЖ-350:

1 — корпус втулки; 2 — малый фланец; 3 — большой фланец; 4 — резиновая втулка; 5 — подшипник; 6 — распорная втулка; 7 — тормозной барабан; 8 — шарикоподшипник; 9 — крышка тормозного барабана; 10 — гайка крепления оси тормозного барабана; 11 — воздушная палочка; 12 — ось заднего колеса; 13 — ось тормозного барабана; 14 — распорная втулка.



Фиг. 176. Втулка колеса М-72:

1 — корпус втулки; 2 — тормозной барабан; 3 — подшипник; 4 — распорная втулка; 5 — сальник; 6 — лабиринтный сальник.

Ось колеса 12 имеет с одной стороны шестигранную головку под ключ, а с другой стороны резьбу, которая винчивается в отверстие оси тормозного барабана 13.

Для того чтобы снять заднее колесо ИЖ-350, достаточно отвинтить ось 12 и вынуть ее, после чего вынуть распорную втулку 14, подвинуть колесо влево до тех пор, пока ведущие пальцы 11 выйдут из втулок 4, и вынуть колесо из задней вилки рамы.

Втулка взаимозаменяемого колеса М-72 (фиг. 176) состоит из корпуса (или ступицы) 1, изготовленного из поковки и имеющего два фланца. К одному из фланцев на заклепках крепится тормозной барабан 2; в корпус втулки запрессованы два шариковых подшипника 3, между которыми помещается распорная втулка 4.

На правой стороне корпуса втулки имеются внутренние эвольвентные шлицы, в которые входит конец ступицы задней передачи в том случае, если колесо используется как заднее.

На переднем колесе и на колесе коляски эти шлицы не используются. С левой стороны подшипник закрыт войлочным (фетровым) сальником 5, с правой стороны имеется лабиринтовый сальник 6. В корпусе втулки имеется масленка, дающая возможность пополнять запас густой смазки, имеющийся в полости втулки.

Оси колес взаимозаменяемые: ось переднего колеса — короткая, ось заднего колеса — длинная.

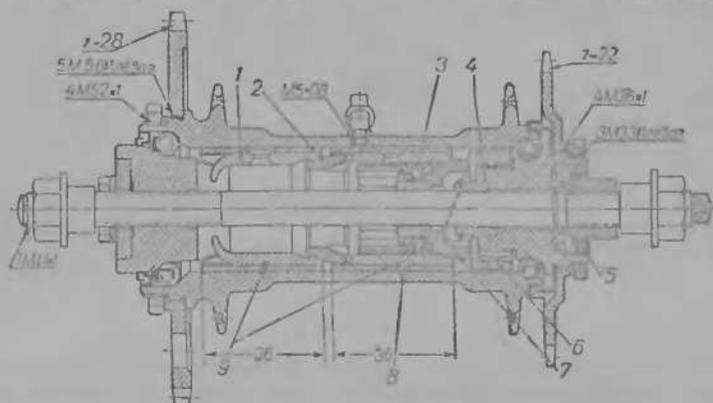
В табл. 88 даны основные сведения о втулках колес.

Втулки колес

Таблица 88

Марка мотоцикла	Тип колес	Тип и размеры подшипников	Посадка подшипника в корпус	Диаметр оси колеса в мм	Посадка оси в подшипник	Размеры резьбы на оси
К15 Задняя	Втулка велосипедного типа	Шариковые насыпные	—	11— <sup>0,12</sup>	—	1М11×1
Передняя	Втулка мотоциклетного типа	Шариковые радиальные № 201 12×32×10	Натяг 0,035, зазор 0,003	12— <sup>0,012</sup>	Натяг 0,010, зазор 0,012	2М12×1
М1А	Легкосъемные и взаимозаменяемые	Шариковые радиальные № 201 12×32×10 2 шт.	Натяг 0,047 0,010	12	Натяг 0,011, зазор 0,010	2М11×1
ИЖ-350	Легкосъемные, но взаимозаменяемые	Шариковые радиальные № 202 15×35×11 2 шт.  Шариковый радиальный № 204 20×47×14 1 шт. на оси тормоз. бараб.	Натяг 0,033, зазор 0,002	Передняя: 15— <sup>0,012</sup> Задняя: 15— <sup>0,032</sup> — <sup>0,059</sup>	Натяг 0,010, зазор 0,012	2М14×1
М-72	Легкосъемные и взаимозаменяемые	Шариковые радиальные № 204 20×47×14 2 шт.	Натяг 0,042 0,007	20— <sup>0,02</sup> — <sup>0,04</sup>	Зазор 0,04 0,01	Левая 1М18×1,5 на оси переднего колеса, 1М14×1,5 на оси заднего колеса

На серийных мотоциклах в колесах применяются шариковые радиальные однорядные подшипники, не допускающие регулировки в процессе эксплуатации и, в случае износа, подлежащие замене. На мотоцикле К1Б стоит задняя



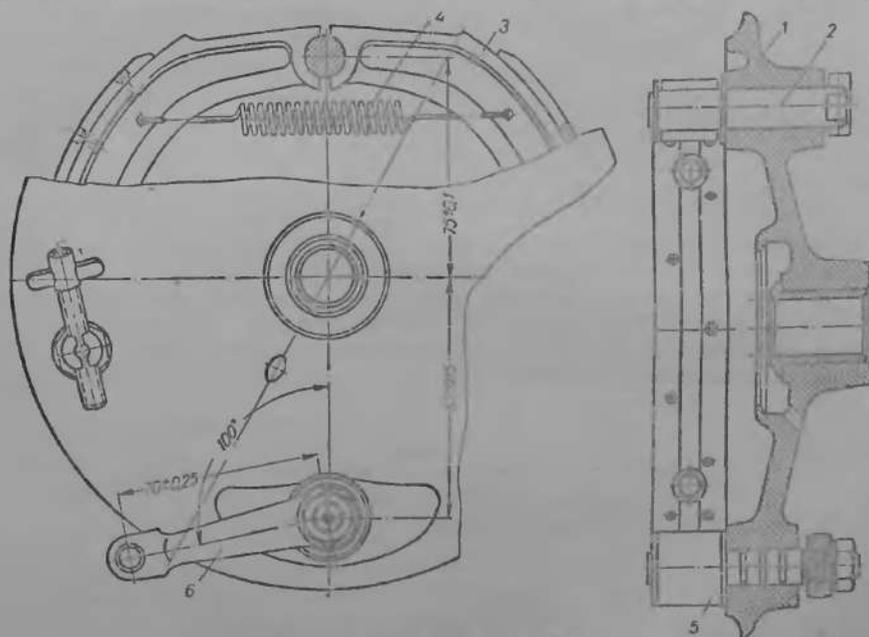
Фиг. 17а. Задняя втулка К1Б:

1 — втулка радиальная гладкая; 2 — втулка с двойным пояском; 3 — тормозные ролики; 4 — втулка свободного хода; 5 — сальник детонаций; 6 — хвостовик; 7 — хвостовик втулки с тормозными роликами; 8 — тормозная лента; 9 — прижимные створчатые болты.

втулка велосипедного типа, допускающая регулировку зазора в подшипниках (фиг. 177).

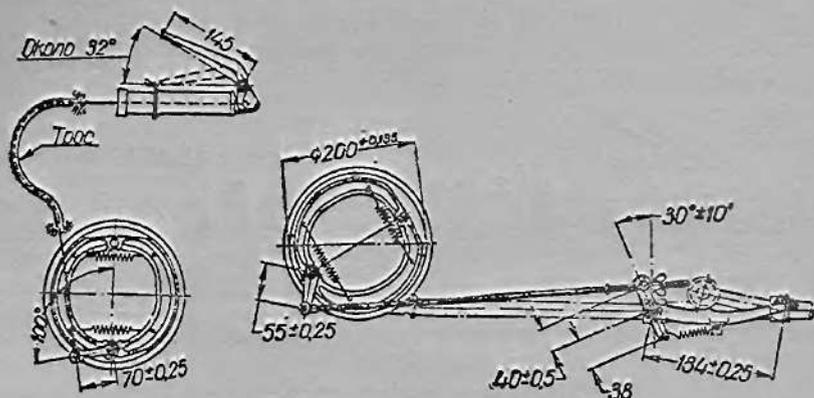
#### 4. Тормоза

На советских мотоциклах применяются колодочные тормоза с двумя колодками, имеющими фрикционные накладки. Тормоз заднего колеса управ-



Фиг. 178. Передний тормоз М-72:

1 — крышка тормозного барабана; 2 — ось тормозных колодок; 3 — тормозные колодки; 4 — пружины; 5 — регулировочный болт; 6 — рычаг.

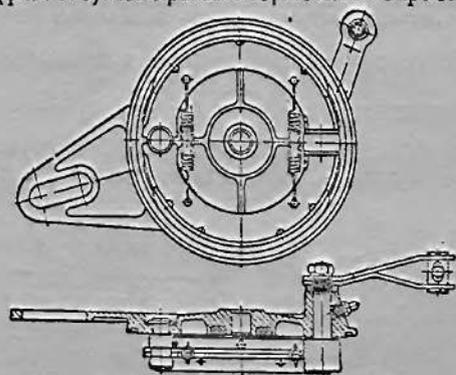


Фиг. 179. Схема привода тормозов М-72.

ляется при помощи ножной педали, а тормоз переднего колеса—ручным рычагом на правой стороне руля. Наличие двух независимо действующих тормозов вызываетея соображениями безопасности движения.

В качестве примера рассмотрим конструкцию переднего тормоза М-72 (фиг. 178). На крышке тормозного барабана 1, отлитой из алюминиевого сплава,

неподвижно закреплена ось тормозных колодок 2. Тормозные колодки 3, имеющие накладки из фрикционного материала, сжимаются пружинами 4. Между концами тормозных колодок помещается кулачок 5 ось которого вставлена в отверстие крышки тормозного барабана. Колодки помещаются внутри тормозного барабана с некоторым зазором. На оси тормозного кулачка закреплен рычаг 6. При повороте рычага поворачивается кулачок и разжимает колодки, заставляя их прижаться к внутренней рабочей поверхности тормозного барабана. Между накладками колодок и тормозным барабаном возникает сила трения, заставляющая мотоцикл снизить скорость или остановиться.



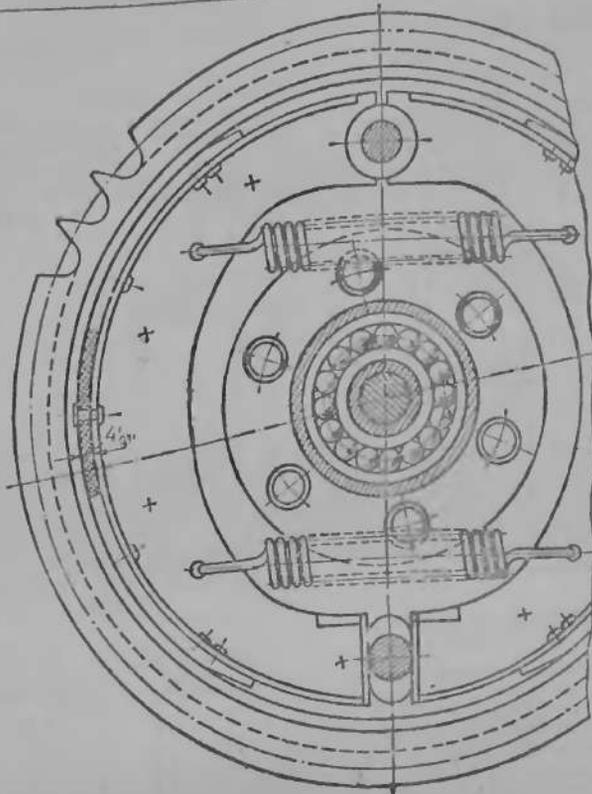
Фиг. 180. Задний тормоз М1А.

На фиг. 179 изображены схемы привода переднего и заднего тормоза М-72. Конструкция тормозов М1А и ИЖ-350 изображена на фиг. 180 и 181. Мотоцикл К1Б имеет задний тормоз велосипедного типа (см. фиг. 177). Конструкция переднего тормоза К1Б аналогична конструкции М1Б. Основные данные тормозов даны в табл. 89.

Таблица 89

## Тормоза

Марка мотоцикла	Диаметр тормозной окружности в мм	Ширина колодки в мм	Угол прилегания колодки
К1Б	125±0,03	20±0,5	120°
М1А	125	20±0,5	120°
ИЖ-350	180	20±0,5	110°
М-72	200±0,165	25±0,8	104°



Фиг. 181. Задний тормоз ИЖ-350.

## 5. ШИНЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ

На мотоциклах в настоящее время применяются пневматические резиновые шины с прямобортными покрышками. Надежность крепления на ободьях прямобортных покрышек обеспечивается наличием в их бортах завулканизированных проволочных колец. Размеры и технические условия на шины пневматические для мотоциклов обусловлены ГОСТ 5252-51 (табл. 90).

Таблица 90

Шины пневматические  
(По ГОСТ 5252-51)

Обозначение шины	Рисунок протектора покрышки	Вес в кг, не более		Число слоев каркаса	Основные габаритные размеры в мм					Тип вентиля	Ободная лента в мм			
		покрышки	камеры		покрышек						Толщина стенок, не менее	длина бороздки	ширина ленты	толщина ленты
					наружный диаметр	ширина профиля	длина внутренней плоскостной полой полуобручковой вставки	ширина	толщина стенок, не менее					
2,50—19	Дорожный	3,9	0,75	4	633 ± 5	66 ± 3	760 ± 10	73 ± 5	2,8	M-0,1	635 ± 10	20 ± 2	2 ± 0,5	
3,25—19	•	5,5	0,85	4	670 ± 5	85 ± 3	760 ± 10	97 ± 5	2,8	M-0,2	670 ± 10	25 ± 2	2 ± 0,5	
3,75—19	•	7,3	1,1	4	695 ± 5	97 ± 3	780 ± 10	120 ± 5	2,8	M-0,2	695 ± 10	30 ± 2	2 ± 0,5	

Размеры шин и рекомендуемые давления воздуха даны в табл. 91.

Пневматические шины серийных мотоциклов

Таблица 91

Марка мотоцикла	Обозначение по ГОСТ-5652-51	Рекомендуемое давление		Радиус качения при норм. нагрузке и давлении	Наружный диаметр покрышки в мм	Ширина профиля покрышки в мм	Вес	
		переднее колесо	заднее колесо				покрышки	камеры
К1Б	26"×2,25"	1,5	2	0,368	775	56		
М1А и К-125	2,5—19	1,5	2	0,301	633±5	66±3	3,9	0,75
ИЖ-350 и ИЖ-49	3,25—19	1,5	1,8 для одиночки, 2,3 с пассажиром	0,308	670±5	85±3	5,5	0,85
М-72	3,75—19	См. табл. 92		0,322	695±5	97±3	7,3	1,1

Таблица 92

Нормы давления в шинах мотоцикла М-72

Нагрузка на мотоцикл	Давление в шинах в ат		
	Переднее колесо	Заднее колесо	Колесо коляски
Один водитель . . . . .	1,0	2,0	0,8
Водитель с одним пассажиром в коляске . . . . .	1,2	2,0	1,2
Водитель с двумя пассажирами . . . . .	1,2	2,2	1,4
Водитель, два пассажира и 50 кг груза в коляске . . . . .	1,4	2,5	1,6
Водитель, два пассажира и 100 кг груза в коляске . . . . .	1,6	2,75	1,8

## 6. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ ХОДОВОЙ ЧАСТИ

В табл. 93 даны применяемые в настоящее время материалы основных деталей ходовой части серийных мотоциклов.

Таблица 93

Материалы и термическая обработка основных деталей ходовой части

Наименование детали	Марки мотоциклов				
	К1Б	М1А и К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
Трубы рамы	Сталь 35. Труба ГОСТ 1459-43	Сталь 20. Трубы электросварные ГОСТ 1753-48	Сталь 10. Лист 1,5. Лист 3	Сталь 20. Трубы электросварные ГОСТ 1753-48 (задняя вилка)	Сталь 35. Бесшовные трубы специального профиля
Перо передней вилки	Сталь 08 Лист 1,2	Сталь 20. Лист 1	Сталь 25. Лист 2,5	Сталь 45. Труба 35ХС ГОСТ 301-44	Сталь 35. Труба бесшовная. Твердость НВ=200÷240
Пружина передней вилки	Сталь 65Г	Сталь 60С2А $\varnothing 7-0,1$ . Закалка и отпуск	Сталь 50ХФА. Закалка. Твердость RC=48-52	Проволока 4В-1. Отпуск 240-260° ГОСТ 5047-49	Сталь 50ХФА. Закалка
Рулевая колонка (стержень)	Сталь 35 Труба 26×2,5	Сталь 35. Труба 26×2,5 ГОСТ 301-44	Сталь 25. Труба 27×4,5	Сталь 25. Труба 27×4,5	Сталь 35
Мостик передней вилки верхний	Сталь 20	Ковкий чугун КЧ 40-3 ГОСТ 1215-41 или КЧ 33-8, или сталь 20	Ковкий чугун КЧ 35-10 ГОСТ 1251-41	Сталь 35	Ковкий чугун КЧ 35-10 ГОСТ 1215-41

Продолжение табл. 93

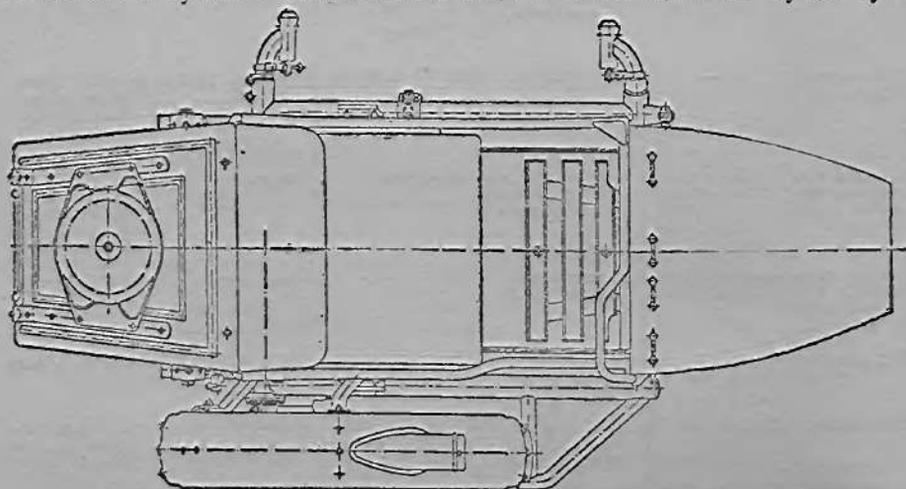
Наименование детали	Марка мотоциклов				
	К1Е	М1А и К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
Мостик передней вилки	Сталь 20	Ковкий чугун КЧ-30—3 или КЧ-30—8 ГОСТ 1215-41 или сталь 20	Ковкий чугун КЧ 35—10 ГОСТ 1215-41	Сталь 35	Ковкий чугун КЧ 35—10 ГОСТ 1215-41
Серьга шарнира передней вилки	Сталь 15	Верхняя—ковкий чугун. Нижняя—сталь 40	Ковкий чугун КЧ 35—10 верхняя. Сталь 35—45—нижняя	Ковкий чугун КЧ 35—10—верхняя. Сталь 35—45—нижняя	—
Пружина задняя подвески	—	—	—	Сталь 60 С2А ГОСТ 1765-42. Закалка. Твердость $H_C = 48-52$	Сталь 65Г 28,2+0,2. Закалка. Твердость $H_C = 41-46$
Ось шарнира передней вилки	Сталь 45. Твердость $H_C = 30-35$	Сталь 20 шлифовать на глубину 0,15—0,25 $H_C = 55-60$	Сталь 15—20. Труба. Цементация на глубину 0,2—0,3. Твердость $H_C = 55-62$	—	—
Шток задней подвески	—	—	—	Сталь 45. Труба 20Х4,5	Сталь 20. Цементация на глубину 0,6—0,8. Твердость $H_C = 58$
Обшивки тормозной колодки фронтальной	Асбестоучюпная масса по ТУ треста Асбестхимна	Картон асбестовый прессованный «Латекс»	«Феродо»	«Феродо»	Накладка тормозная асбестовая прессованная или лента по ГОСТ 1136-41
Крышка тормозного барабана (диск тормозной)	Алюминиевый сплав АЛ-25	Алюминиевый сплав АЛ-25	Сталь 10—15	Сталь 10—15	Алюминиевый сплав АМг 5
Обод колеса	Сталь 10. Лента 1,2—0,09 ГОСТ 503-41	Сталь 10. Лента 1,5—0,08 ГОСТ 503-41	Сталь 08. Лента 1,5±0,15	Сталь 08. Лента 1,5±0,15	Сталь 10. Лента 1,8
Спицы колеса	Проволока Ø 2,65 ГОСТ 3110-46	Проволока сплассенная стальная ГОСТ 3110-46	Проволока сплассенная стальная ГОСТ 3110-46	Проволока сплассенная стальная ГОСТ 3110-46	Сталь сопротивлению разрыву 100—120 кг/мм <sup>2</sup>
Корпус втулки колеса (ступица)	Сталь 20. Бесшовный. Труба 30Х3 ГОСТ 301-44	Сталь 20. Труба 30Х3 ГОСТ 1453-43	Сталь 15 или 20. Бесшовная труба 42Х4,5 ГОСТ 301-44	Сталь 15 или 20. Бесшовная труба 42Х4,5 ГОСТ 301-44	Сталь 45
Тормозной барабан	Сталь 10. Лист 2,5±0,2	Сталь 08. Лист 2,5 передний ГОСТ 214-47. Сталь 40Г—задний	Сталь 10. Лист—барабан переднего колеса. Сталь 30—барабан заднего колеса	Сталь 10. Лист—барабан переднего колеса. Сталь 30—барабан заднего колеса	Сталь 10 или 25. Лист 4,5
Ось колеса	Сталь 45. Твердость $H_C = 30-35$ . Сталь 40Г—ось заднего колеса	Сталь 45. Твердость $H_B = 221-255$	Сталь 45	Сталь 45	Сталь 30ХМА или 30ХГСА. Твердость $H_C = 30-35$
Колодки тормоза	Сталь 08. Лист 2	Алюминиевый сплав АЛ-25 или сталь 10. Лист	Сталь 10—15. Лист 2	Сталь 10—15. Лист 2	Алюминиевый сплав АЛ-5
Кулачок тормоза	Сталь 40Г	Сталь 40Г. Твердость $H_C = 32-39$	Сталь 35—40	Сталь 35—40	Сталь 35. Твердость $H_C = 25-32$
Седло подителити—нариас	Сталь 10—15	Сталь 20	Сталь 20—25. Лист 3	Сталь 20—25. Лист 3	Сталь 10
Седло подителити—покрышка	Кожа	Кожзаменитель	Резина	Резина	Резина

Наименование детали	Марки мотоциклов				
	К1Б	М1А и К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
Шитки колес	Сталь 08. Лента 0,8×140	Сталь 08. Лента 0,65×140 ГОСТ 503-41	Сталь 10. Лист 1	Сталь 10. Лист 1	Сталь 08. Лист 1
Багажник		Сталь 20. Лист 2 в сталь 08. Лист 1,5	Сталь 10. Лист 2,5	Сталь 10. Лист 2,5	Сталь 10 или 20, Лист 2,5

## Глава XVI

## КОЛЯСКА МОТОЦИКЛА М-72

Прицепная коляска мотоцикла состоит из прямоугольной трубчатой рамы с легкоъемным взаимозаменяемым колесом и одноместного цельнометаллического кузова с багажником в задней части. Коляски существуют



Фиг. 182. Общий вид прицепной коляски мотоцикла М-72.

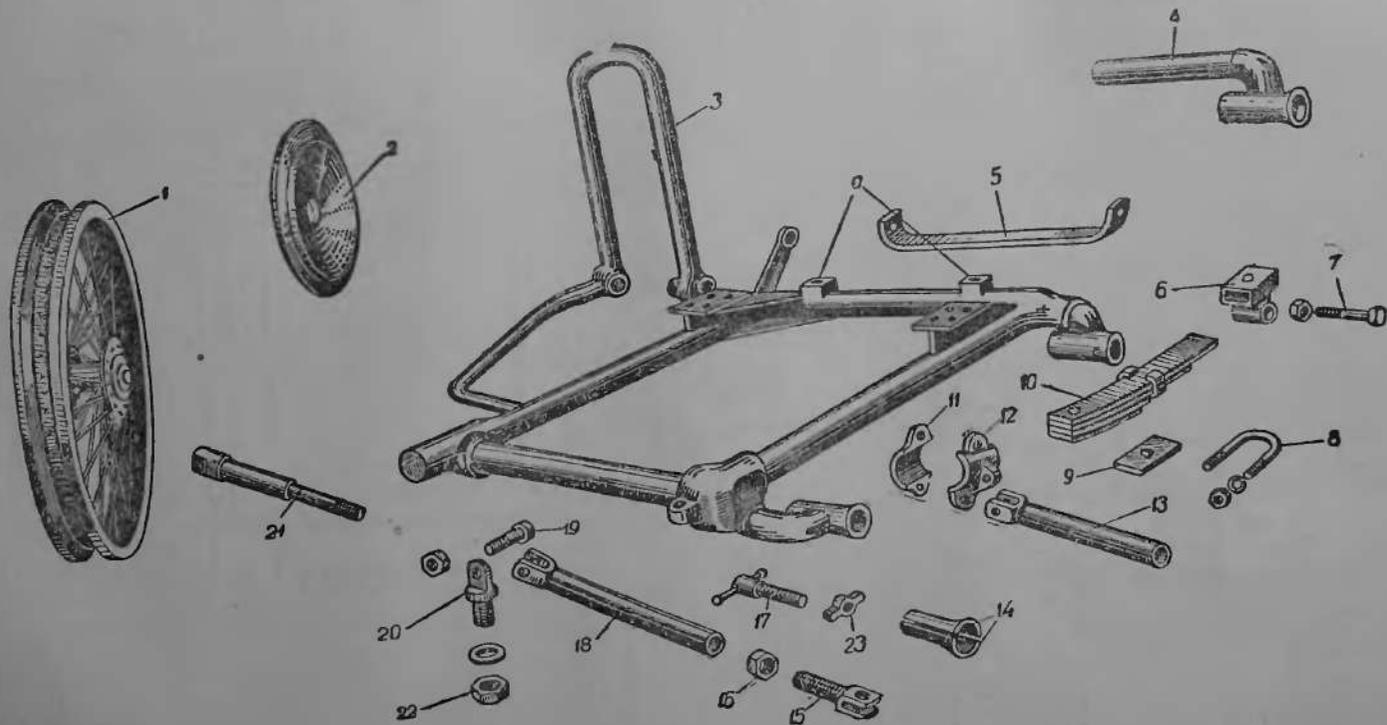
двух типов: 1) с жестким креплением колеса на двухопорной оси; 2) с торсионной подвеской колеса на консольной оси. Первый тип колясок имеет большое распространение несмотря на меньшую комфортабельность. Коляски с торсионной подвеской имеют плавный ход, более долговечны и передают меньшие нагрузки на раму мотоцикла.

Общий вид коляски показан на фиг. 182.

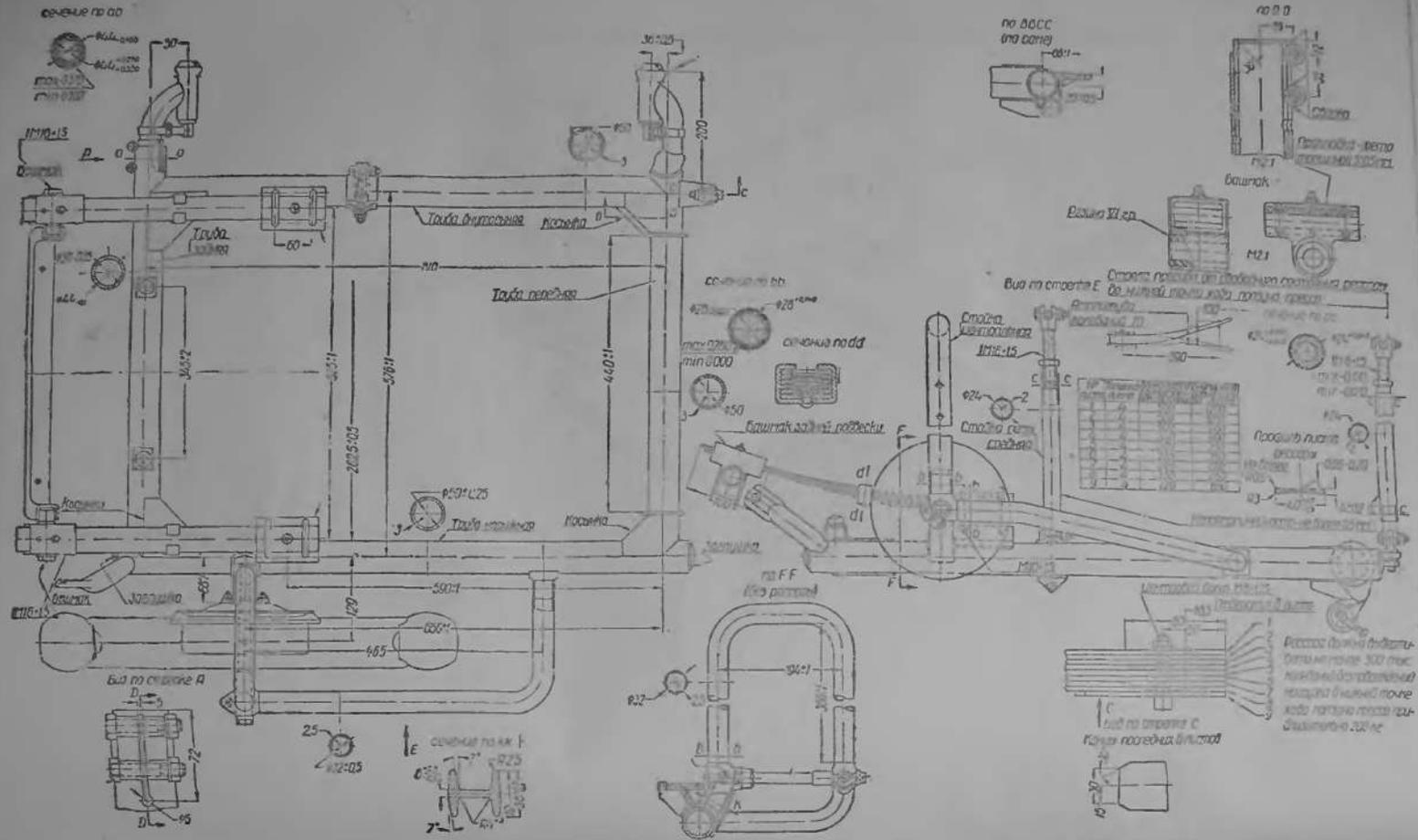
## 1. РАМА КОЛЯСКИ

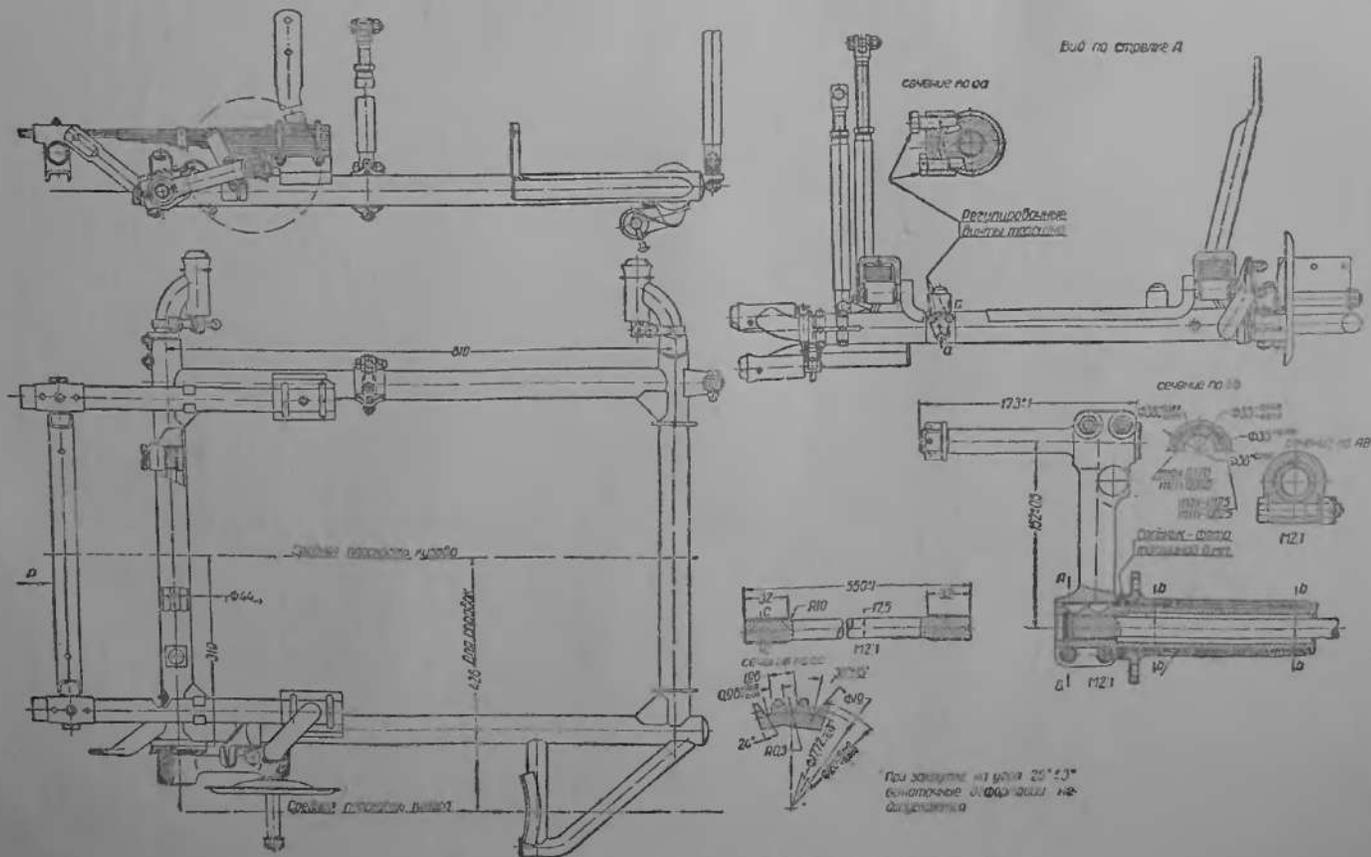
На фиг. 183 показаны детали шасси коляски с жестким креплением колеса (в разобранном виде).

Рама 3 представляет собой трубчатую прямоугольную конструкцию с двумя дугообразными кронштейнами с правой стороны, пересекающимися под прямым углом и предназначенными для крепления двухопорной оси колеса 21. С левой стороны на углах рамы имеются зажимные муфты с цапговыми зажимами для крепления кронштейнов, при помощи которых коляска присоединяется к раме мотоцикла. В задней части к раме привариваются кронштейны для установки листовых рессор 10, на которых закрепляются рессоры двумя стремлянками 8.



Фиг. 183. Рама коляски с жестким креплением ведущего колеса в разобранном виде.



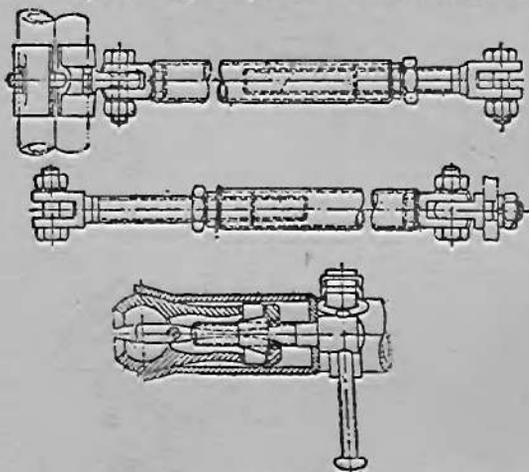


Фиг. 185. Общий вид рамы и торсионной подвески несущего колеса.

На установленные рессоры надеваются башмаки 6 с масленками для смазки, которые соединяются с балкой задней подвески кузова коляски 5 шарнирными болтами 7.

Взаимозаменяемое колесо 1 с защитным щитком 2 тормозного барабана (который здесь не используется, так как привода и тормоза колесо не имеет) устанавливается на оси 21, которая ввинчивается в основание внутренней опоры и зажимается во внешней опоре болтом. Общий вид рамы и деталей шасси коляски с жестким креплением несущего колеса показан на фиг. 184.

На колясках с торсионной подвеской несущего колеса кронштейны с правой стороны отсутствуют. У этих колясок в задней поперечной трубе рамы



Фиг. 186. Тяги и цапговый зажим крепления коляски к мотоциклу.

устанавливается торсионный вал с мелкошлицевым соединением, который у внутреннего конца трубы входит в неподвижную шлицевую втулку, а с наружной стороны проходит через опорную втулку. На выступающие шлицы вала надевается кронштейн, затягивающийся зажимным хомутом; на противоположном конце кронштейна устанавливается консольная ось колеса. Общий вид рамы и деталей шасси с торсионной подвеской несущего колеса показан на фиг. 185.

Последняя модель коляски с торсионной подвеской колеса имеет незначительные конструктивные изменения.

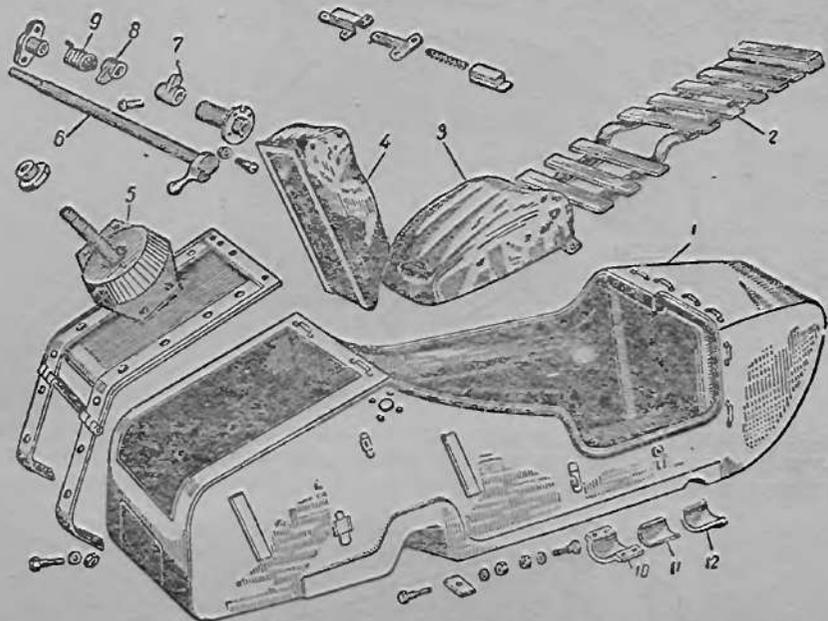
У колясок с торсионной подвеской подрессорное колесо, следуя неровностям дороги, колеблется в вертикальной плоскости; при увеличении нагрузки торсионный вал скручивается и колесо поднимается относительно кузова; при уменьшении нагрузки, вследствие своей упругости, вал раскручивается и колесо опускается относительно кузова. Таким образом, на кузов коляски и мотоцикл передаются не полные колебания колеса, как в случае его жесткого крепления, а только колебания, не поглощенные торсионной подвеской. Собранный рама соединяется с мотоциклом в четырех точках: двумя цапговыми зажимами 14 к шаровым головкам рамы мотоцикла и двумя стойками 13 и 18. Передняя стойка 18 соединяется с рамой коляски шарнирным болтом 19 при помощи ушка 20, вставленного в петлю рамы и зажатого гайкой 22, а средняя стойка 13 соединяется шарнирным болтом с хомутами 11 и 12, охватывающими левую трубу рамы. В стойки ввинчиваются регулировочные вилки 15, закрепленные гайками 16, которые после окончательной регулировки соединяются с ушками рамы мотоцикла. Стойки и цапговый зажим в собранном виде отдельно показаны на фиг. 186.

## 2. КУЗОВ КОЛЯСКИ

Кузов коляски (фиг. 187) изготавливается из нескольких стальных листов толщиной в 1 мм, сваренных между собой точечной и газовой сваркой. Борты кузова 1 усилены трубкой, которая выступает на переднем борту и служит рукояткой. Кузов оборудован мягким сидением, состоящим из двух пружинных подушек—сидения 3 и спинки 4. Дно кузова перед сидением имеет деревянный настил 2. Под передним бортом кузова имеется предохранитель, состоящий из фанерного основания, покрытого слоем ваты, обтянутой дерматином или текстолитом.

Проем кузова коляски закрывается текстуринитовым тентом 1 и боковым клапаном 2 (фиг. 188), которые крепятся застежками и ремнями к кнопкам и скобам корпуса. Собранный щиток колеса 3 закрепляется на раме коляски в трех местах: к центральной стойке двумя болтами 4, в задней части болтом 5 и в передней части к трубе рамы при помощи хомута 6 и сухаря 7.

Багажник кузова закрепляется крышкой, имеющей специальный замок. На крышке устанавливается держатель запасного колеса 8.



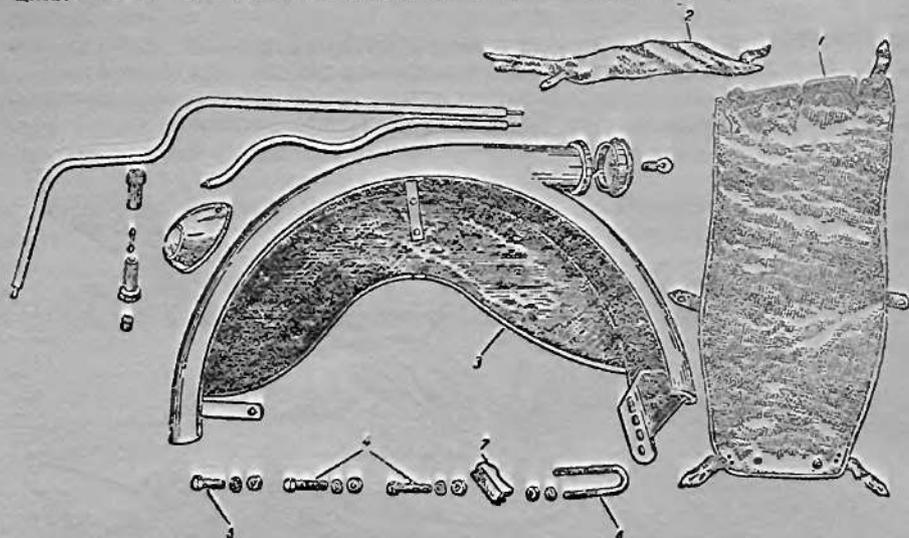
Фиг. 187. Детали кузова коляски в разобранном виде.

Крышка может быть открыта только поворотом в замке валика 6 с установленными на нем кулачками 7 и 8. В свободном состоянии валик замка отжимается пружиной 9 в противоположную сторону. При повороте валика за рычаг кулачки отжимают языки замка и крышка открывается. Детали устройства замка багажника показаны на фиг. 187 и 189.

Собранный кузов соединяется с рамой коляски в четырех точках. В передней части он крепится к поперечной трубе рамы двумя скобами 10 с резиновыми подушками 12 в обоймах 11. Скобы крепятся к раме и кузову болтами. Переднее крепление кузова является шарнирным, так как резиновые подушки допускают колебание кузова на рессорах относительно передней трубы рамы, но в то же время являются и гасителями этих колебаний. Задняя часть кузова опирается на балку 5 (фиг. 183), подвешенную при помощи башмаков на концах рессор. Для свободного колебания кузова на рессорах в нижней части его корпуса имеется поперечное углубление. При сильных колебаниях удары кузова смягчаются двумя резиновыми буферами, вставленными в обоймы, приваренные к задней трубе рамы в основаниях а.

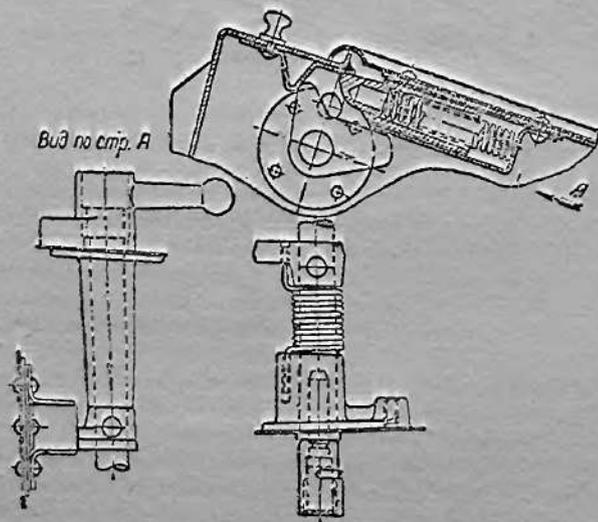
Коляски снабжаются различным оборудованием. Для того чтобы компенсировать боковое усилие, создаваемое коляской, надо сделать так, чтобы колесо коляски по отношению к плоскости колес мотоцикла стояло под небольшим углом и имело бы по длине базы мотоцикла «схождение» в пределах 10—15 мм (фиг. 190). Кроме того, для легкого управления мотоциклом с коляской необходимо мотоцикл несколько отклонить от вертикальной плоскости

в сторону, противоположную коляске. Рекомендуемый угол «развала» мотоцикла —  $2^\circ$ . Чем больше схождение колеса коляски и чем больше угол

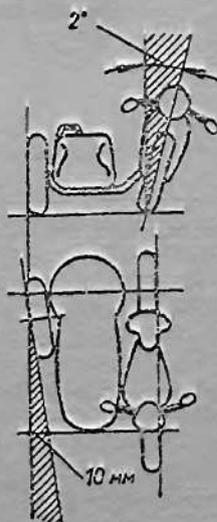


Фиг. 188. Детали грязевого щитка колеса и тент.

«развала» мотоцикла, тем меньше коляска тянет мотоцикл на себя, и при дальнейшем увеличении этих величин начинается стремление к повороту мотоцикла в сторону, противоположную коляске. Вполне естественно, что



Фиг. 189. Замок багажника коляски.



Фиг. 190. Регулировка крепления коляски.

влияние коляски на управление мотоциклом изменяется, оно зависит от поперечного профиля дороги, а также от нагрузки в коляске.

Рекомендуется регулировать установку коляски для средних условий. При такой установке мотоцикл с одним пассажиром в коляске не должен тянуть ни вправо, ни влево при езде по дороге с плоским профилем. Многие мотоциклисты предпочитают регулировать коляску с некоторой тенденцией к повороту мотоцикла от коляски. В случае увеличения нагрузки в коляске

такая установка лучше, но зато при езде с пенагруженной коляской значительно увеличивается опасность опрокидывания.

Для регулировки установки коляски рекомендуется прислонить к плоскости колес мотоцикла и коляски два прямых бруса длиной 2000—2100 мм.

Для регулировки установки коляски следует отсоединить верхние тяги крепления коляски к мотоциклу, отпустить четыре болта зажима коленистого рычага заднего нижнего крепления. Вдвигая и выдвигая коленистый рычаг, в трубе рамы, подбирают нужное схождение колес, после чего на глаз устанавливается желаемый «развал». Когда эти величины выбраны, необходимо отрегулировать длину, присоединить тяги верхних креплений коляски и надежно закрепить все болты.

Установку коляски надо проверить ездой на ровном участке дороги и в случае надобности повторить регулировку.

Материалы, термообработки и покрытия основных деталей прицепной коляски указаны в табл. 94.

Таблица 94

Материал, термообработка и покрытие основных деталей прицепной коляски мотоцикла М-72

Наименование деталей	Материал	ГОСТ	Термообработка	Покрытие
Трубы рамы коляски	Труба бесшовная Ø50×4,5. Сталь 35	301-50		Окраска
Трубы кронштейна колеса	Труба бесшовная Ø32×2,5. Сталь 45	301-50		•
Вит шарового зажима	Сталь 35	1050-52	$R_B = 79-91$	• Фосфати- рование
Губки шарового зажима	Сталь 40	1050-52		
Гайка винта шарового зажима	Сталь 35	1050-52	$H_B = 143-187$	То же
Трубы кронштейна крепления рамы (передняя и задняя)	Труба бесшовная Ø36,5×4,5. Сталь 35	301-50		Окраска
Наконечник кронштейна крепления рамы коляски	Труба бесшовная Ø38×3. Сталь 35	301-50		
Вилка стойки рамы регулировочная	Сталь 35	1050-52		
Труба стойки рамы	Труба бесшовная Ø28×2. Сталь 35	301-50		
Обшивка кузова	Сталь 10. Лист 1 мм	914-47		•
Труба ступицы оси рычага	Труба бесшовная Ø46±0,5×5,5±0,75. Сталь 20	301-50		
Втулка ступицы оси рычага	Бронза ОЦС 4-4-1,7			
Рычаг оси колеса	Сталь 35	1050-52	$H_B = 269-311$	Хромирова- ние масляное
Ось колеса (двухсторонная)	Сталь 30ХГСА или 30ХМА	4543-48	$R_C = 30-36$	
Ось колеса (консольная)	Сталь 60С <sub>2</sub> ХФА или 60С <sub>2</sub> А	В-2052-43	$R_C = 30-35$	
Вал торсионный	Сталь 60С <sub>2</sub> или 35ХМА	В-2052-43 4543-48	Калка в масле. $R_C = 30-40$	
Муфта торсионного вала внутренняя	Сталь 45	1050-52		
Стремлянка рессоры прицепа	Сталь 35Х		$R_C = 28-35$	
Лист рессоры	Сталь 50ХГ		$H_B = 363-418$	
Башмак	Ковкий чугун КЧ35-10			
Тент	Текстовинил			

Глава XVII

ОРГАНЫ УПРАВЛЕНИЯ МОТОЦИКЛОВ К1Б, М1А, ИЖ-350 и М-72

1. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

В настоящем разделе дается краткое описание органов управления мотоциклов К1Б, М1А, К-125, ИЖ-350, ИЖ-49 и М-72, приводятся схемы и чертежи основных узлов и деталей, а также сводные таблицы основных размеров.

В понятие «Органы управления» не входят такие принадлежности, как воздушный сигнал, или такие приборы контроля, как спидометр и контрольная лампа системы электрооборудования, однако эти предметы включены в общие схемы расположения органов управления мотоциклов. Таким образом, в данном разделе рассматриваются механизмы управления, приборы контроля и некоторые принадлежности, имеющие отношение к управлению мотоциклом во время его движения.

Расположение основных органов управления диктуется ГОСТ 3185-46, который распространяется на мотоциклы всех типов, кроме специально спортивных и мотовелосипедов (фиг. 191).

Собственно рулевым управлением мотоцикла во всех случаях является трубчатый руль, связанный с передней вилкой, вращающейся в головке рамы на упорных шарикоподшипниках. В зависимости от назначения и удобства пользования, остальные органы управления мотоцикла располагаются на руле—для управления руками, и в нижней части рамы— для управления ногами водителя. Приборы контроля обычно размещаются в фаре или на бензобаке.

Характерной особенностью мотоциклов является широкое применение в системе механизмов управления тросов в оболочках для

Фиг. 191. Схема расположения органов управления мотоцикла по ГОСТ 3185-46:

1 — рычаг тормоза переднего колеса; 2 — магнетка воздушного корректора карбюратора; 3 — вращающаяся рукоятка дроссели карбюратора; 4 — рычаг переключения передач; 5 — педаль тормоза заднего колеса; 6 — педаль ножного переключения передач; 7 — переключатель света; 8 — шпилька сигнала; 9 — магнетка опережения зажигания; 10 — рукоятка; 11 — рычаг декомпрессора; 12 — рычаг сцепления.

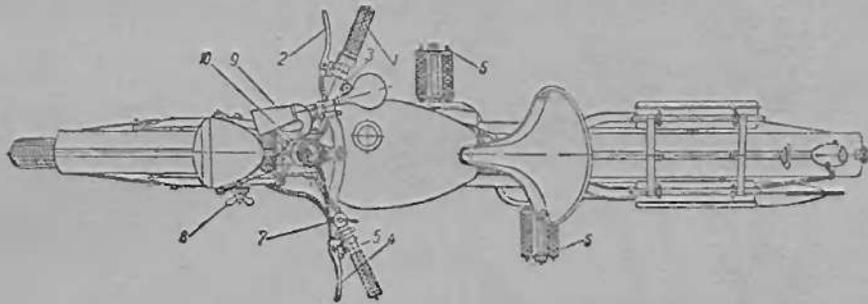
передачи усилий и движения между рычагами управления. Тросами, заключенными в особую гибкую металлическую оболочку, изготовленную из стальной проволоки с плотно навитыми витками, могут передаваться значительные усилия. Оболочка имеет снаружи плотную лакированную хлопчатобумажную оплетку и металлические манжеты (наконечники) на концах. Трос сплетается из нескольких стальных жил и имеет на концах припаянные металлические наконечники (см. фиг. 199 и 208).

Оболочка, надевая на трос, одним концом упирается в неподвижный упор, а другим концом в упор регулируемый.

В отдельных случаях применяются и два регулируемых упора. Их назначение заключается в том, чтобы устранить люфт в соединении и держать трос в напряженном состоянии. При этих условиях трос, передвигаясь в неподвижной оболочке, будет передавать усилие в одну сторону (будет тянуть или поворачивать какой-либо ползун или рычаг). На сжатие гибкий трос работать не может, поэтому движение в обратном направлении обычно осуществляется возвратной пружиной.

Применяются также обратные системы: неподвижный трос и скользящая по нему оболочка, однако и в этом случае принцип действия механизма остается неизменным. Такие системы применяются для открытия декомпрессионного клапана у мотоциклов М1А (К-125) и ИЖ-350.

В системе механизмов пожного и ручного управления на мотоциклах применяются также педали и рычаги с жесткими регулируемыми тягами.



Фиг. 192. Схема расположения органов управления на мотоцикле К1Б:

1 — вращающаяся рукоятка дроссельного золотника карбюратора; 2 — рычаг тормоза переднего колеса; 3 — рычаг переключения передач; 4 — рычаг сцепления; 5 — рычаг декомпрессора; 6 — педаль по ходу; при торможении зажимать против хода мотоцикла; при пуске двигателя вращать педаль по ходу; при езде дергать педали в горизонтальном положении; 7 — переключатель света; 8 — баранки амортизатора передней вилки; 9 — воздушный сигнал; 10 — спидометр.

Ниже приводится описание расположения, назначения и устройства механизмов управления по каждому мотоциклу, при этом приводятся чертежи основных деталей и узлов тех механизмов управления, которые входят в настоящий раздел; все остальные механизмы описаны в соответствующих разделах справочника.

## 2. МОТОЦИКЛ К1Б

На фиг. 192 представлена схема расположения органов управления мотоцикла К1Б.

*Вращающаяся рукоятка управления дроссельным золотником* 1 расположена на правой стороне руля и связана тросом с дроссельным золотником карбюратора.

При повороте рукоятки на себя увеличивается число оборотов двигателя, при повороте от себя — уменьшается.

*Рычаг ручного тормоза* 2 расположен на правой стороне руля и соединен тросом управления с колодочным тормозом втулки переднего колеса. Нажатием на рычаг приводится в действие тормоз. Опущенный рычаг возвращается в исходное положение автоматически.

*Рычаг переключения передач* 3 расположен на правой стороне топливного бака и соединен тягой с механизмом переключения коробки передач. Рычаг имеет три положения, зафиксированных на секторе переключения:

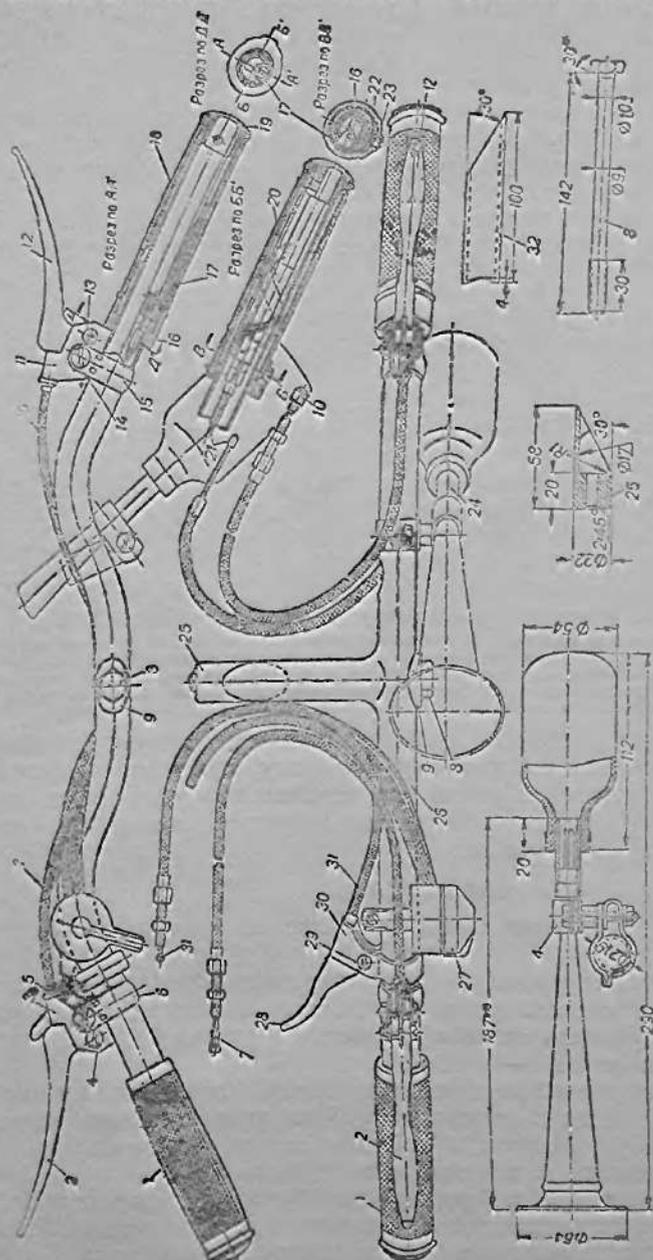
1) нейтральное положение 0, при котором вращение от двигателя на заднее колесо и от педалей к двигателю не передается;

2) включена первая передача 1 (рычаг устанавливается назад);

3) включена вторая передача 2 (рычаг устанавливается вперед).

*Рычаг сцепления* 4 расположен на левой стороне руля и соединен тросом управления со сцеплением, которое соединяет двигатель с ведущим колесом

мотоцикла. Нажатием на рычаг производится отключение двигателя от ведущего колеса мотоцикла; при постепенном отпускании рычага происходит плавное включение заднего колеса на установленной передаче.



Фиг. 193. Руль мотоцикла К15 в сборе:

1 — левая рукоятка руля; 2 — рычаг сцепления; 3 — кронштейн рычага сцепления; 4 — ось рычага сцепления; 5 — болт комута; 6 — хомут крепления кронштейна; 7 — трос сцепления; 8 — болт кронштейна; 9 — болт кронштейна; 10 — трос переключения передач; 11 — хомут крепления рычага тормоза переднего колеса; 12 — рычаг тормоза переднего колеса; 13 — ось рычага переключения передач; 14 — болт комута; 15 — хомут крепления кронштейна; 16 — упорное кольцо ручья газа; 17 — поводок; 18 — пружина рычага ручья газа; 19 — анкерная; 20 — спираль поводка; 21 — трос тросового привода; 22 — пружина рукоятки просекательного золотника; 23 — статорный штифт пружины; 24 — воздушный штифт; 25 — ось рычага декомпрессора; 26 — рычаг декомпрессора; 27 — переключатель света; 28 — рычаг декомпрессора; 29 — ось рычага декомпрессора; 30 — кронштейн кронштейна руля; 31 — трос декомпрессора; 32 — кронштейн кронштейна руля.

Рычаг декомпрессора 5 расположен на левой стороне руля и соединен тросом управления с декомпрессором, установленным на головке цилиндра двигателя.

При нажатии на рычаг камера сгорания сообщается с атмосферой. Декомпрессор предназначен для очищения (продувки) камеры сгорания и остановки двигателя. Отпущенный рычаг возвращается в исходное положение автоматически.

Педали 6 предназначены для пуска двигателя, торможения через втулку заднего колеса и передвижения мотоцикла при неработающем двигателе. Последнее достигается вращением педалей вперед; при повороте педалей в обратном направлении действует тормоз заднего колеса.

Переключатель света 7 расположен на левой стороне руля и включен в систему электрооборудования мотоцикла. Рычаг переключателя света имеет четыре положения: 1-е положение — включен дальний свет фары и задний фонарь, 2-е положение — включен ближний свет фары и задний фонарь (оба положения относятся к ночной езде, когда питание ламп производится от маховичного генератора), 3-е и 4-е положения (при дневной езде) — все выключено.

Амортизатор передней вилки 8, расположенный на левом пере вилки, предназначен для гашения ее продольных колебаний и изменения жесткости вилки. При быстрой езде по ухабистым дорогам рекомендуется затягивать барашек амортизатора и отпускать при движении по ровной дороге.

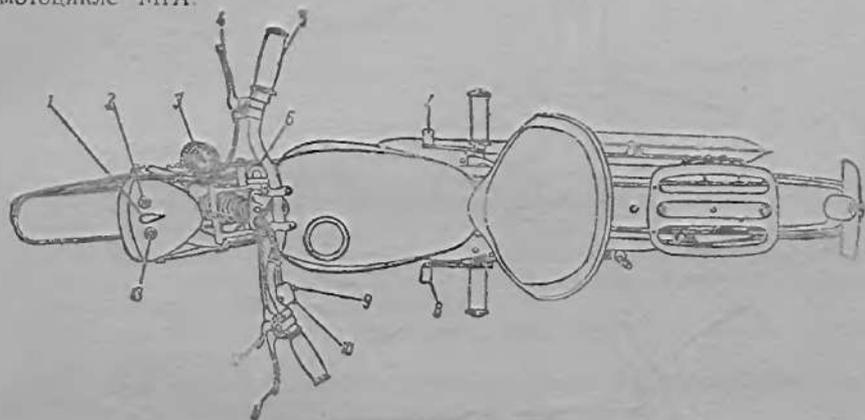
Воздушный сигнал 9 расположен на правой стороне руля.

Спидометр 10 — прибор, указывающий скорость движения мотоцикла и общую протяженность пройденного пути. Скорость движения указывается прибором в км/час, а пройденный путь — в километрах.

Устройство рулевого управления мотоцикла К1Б показано на фиг. 193.

### 3. МОТОЦИКЛ М1А

На фиг. 194 представлена схема расположения органов управления на мотоцикле М1А.



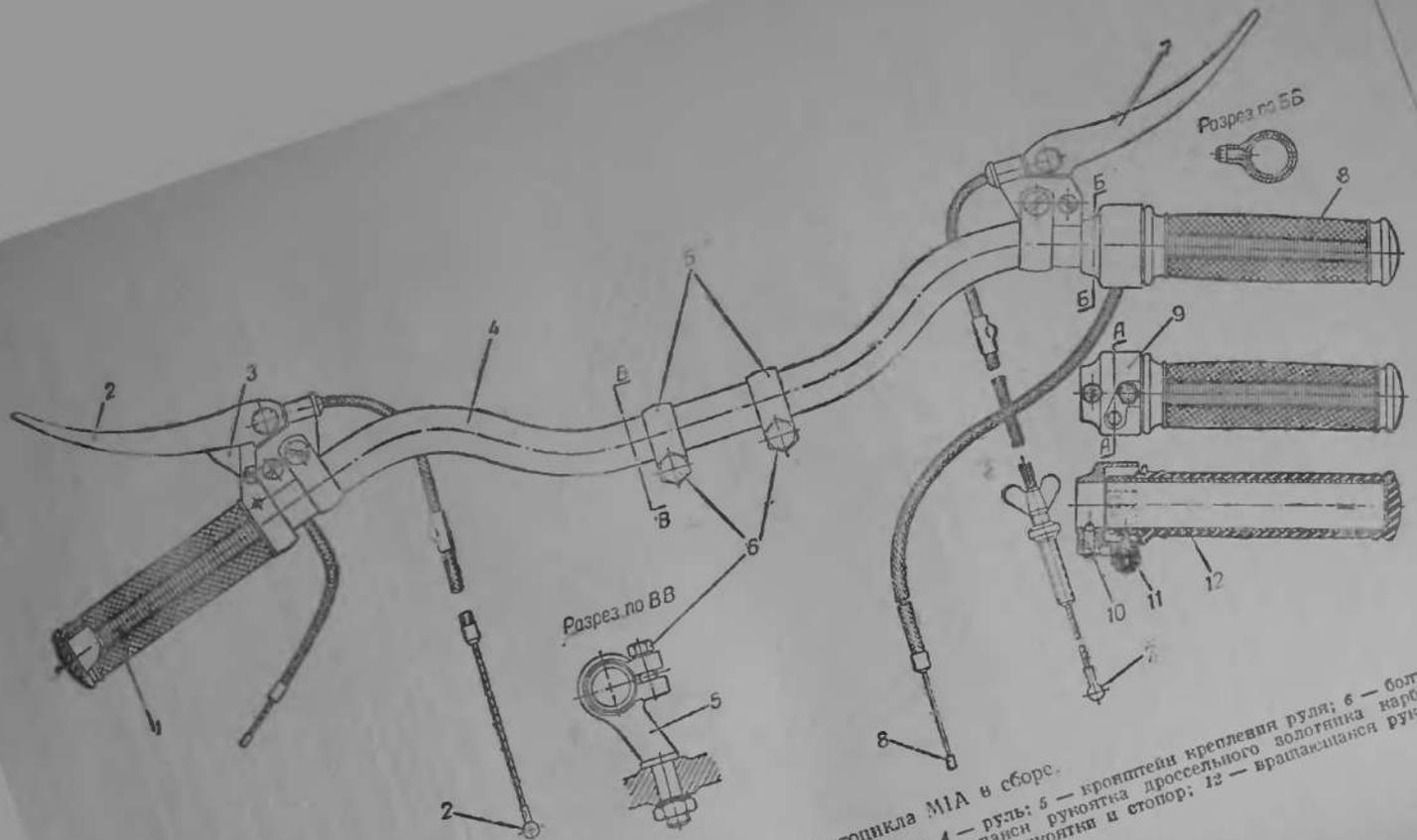
Фиг. 194. Схема расположения органов управления на мотоцикле М1А:

1 — ключ зажигания; 2 — предохранитель; 3 — спидометр; 4 — рычаг тормоза заднего колеса; 5 — вращающаяся рукоятка дроссельного золотника карбюратора; 6 — наконечник амортизатора продольных колебаний вилки; 7 — педаль тормоза заднего колеса; 8 — педаль ножного переключения передач; 9 — переключатель света; 10 — спидометр; 11 — рычаг сцепления; 12 — рычаг деномпрессора; 13 — контрольная лампа.

Ключ зажигания и центральный переключатель 1 расположены в фаре и имеют следующие положения:

- 1) ключ вынут, центральный переключатель в нейтральном положении — все приборы выключены (стоянка днем);
- 2) ключ вынут, центральный переключатель повернут вправо — горят задний фонарь и малая лампа фары (стоянка в пути ночью);
- 3) ключ вставлен до отказа, центральный переключатель в нейтральном положении — включено зажигание, при нажатии на кнопку работает сигнал (езда днем)\*;

\* При вставленном до отказа ключе и неработающем двигателе контрольная лампа 13 горит. После заводки двигателя контрольная лампа гаснет. На мотоциклах К-125 применяется распределительная коробка П-35 (см. фиг. 240).

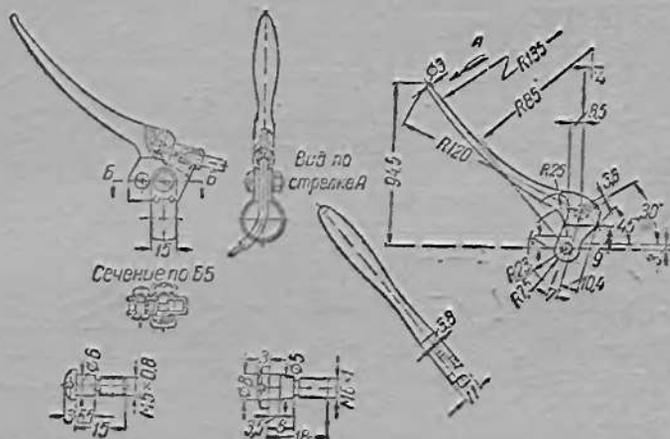


Фиг. 195. Руль мотоцикла М1А в сборе.

1 — левая рукоятка руля; 2 — рычаг сцепления руля; 3 — рычаг тормоза переднего колеса; 4 — руль; 5 — рукоятка дроссельного золотника карбюратора; 6 — болты крепления руля; 7 — рычаг тормоза переднего колеса; 8 — пружинящая рукоятка дроссельного золотника карбюратора; 9 — корпус рукоятки; 10 — стопор корпуса рукоятки; 11 — ограничитель хода рукоятки; 12 — вращающаяся рукоятка.

4) ключ вставлен до отказа, центральный переключатель повернут вправо — включено зажигание, горят задний фонарь и малая лампа фары, при нажатии на кнопку работает сигнал (езда ночью по хорошо освещенным улицам);

5) ключ вставлен до отказа, центральный переключатель повернут влево — включено зажигание, горят задний фонарь и большая лампа фары, при нажатии на кнопку работает сигнал. Переключателем на руле включается



Фиг. 196. Рычаг сцепления и тормоза переднего колеса мотоцикла М1А.

дальний или ближний свет (езда ночью по плохо освещенным улицам и за городом).

*Предохранитель фары 2.*

*Спидометр 3* предназначен для указания скорости движения и общего пробега мотоцикла.

*Рычаг тормоза переднего колеса 4* расположен на правой стороне руля. Нажатием на рычаг приводится в действие тормоз. Пользоваться ручным тормозом следует совместно с ножным.

*Вращающаяся рукоятка управления дроссельным золотником карбюратора 5* расположена на правой стороне руля.

Поворот рукоятки на себя увеличивает обороты вала двигателя, поворот от себя — уменьшает.

*Боковой амортизатор 6* расположен на правой стороне передней вилки. Он не является непосредственным органом управления, но от состояния его затяжки зависит устойчивость и спокойствие езды на мотоцикле.

*Педаля тормоза заднего колеса 7* расположена под носком правой ноги водителя. Нажатием на педаль вниз производится торможение. Пользоваться ножным тормозом следует во всех случаях необходимости торможения.

*Педаля ножного переключения передач 8* расположена под левой ногой водителя. Перемещением педали вверх или вниз включаются соответствующие передачи. После каждого нажатия педаль возвращается в исходное положение автоматически.

Для включения 1-й передачи педаль нажимается вниз.

Для включения 2-й передачи педаль нажимается вверх.

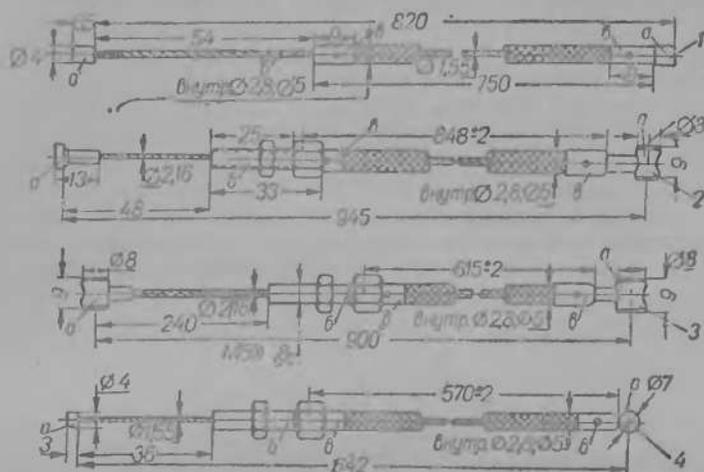
При включении 3-й передачи — еще раз вверх.

Переключение с высших на низшие передачи происходит в обратном порядке.

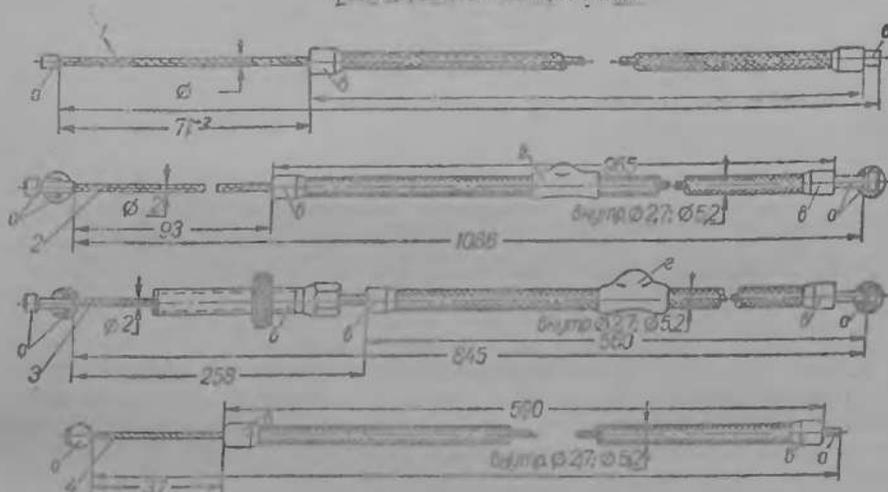
Холостой ход (нейтраль) находится между первой и второй передачами, поэтому для переключения с 1-й передачи на нейтраль педаль переключения



Тросы управления мотоцикла К1Б



Тросы управления мотоцикла М1А



Фиг. 199. Тросы управления мотоциклов К1Б и М1А.

- 1 — трос управления двухсезонным автоматическим карбюратором; 2 — трос сцепления;  
 3 — трос тормоза переднего колеса; 4 — трос декомпрессора; а — наконечники;  
 б — упоры регулировки тросов; в — наконечники (маленькие) обмотки тросов; г — маховики.

Контрольная лампа 13 — является прибором контроля зарядки аккумулятора (см. фиг. 194).

Детали устройства механизмов управления показаны на фиг. 195, 196, 197, 198 и 199. Рычаги сцепления, тормоза переднего колеса и декомпрессора на мотоциклах К1Б и М1А применяются взаимозаменяемой конструкции.

4. МОТОЦИКЛ ИЖ-350

На фиг. 200 представлена схема расположения органов управления на мотоцикле ИЖ-350.

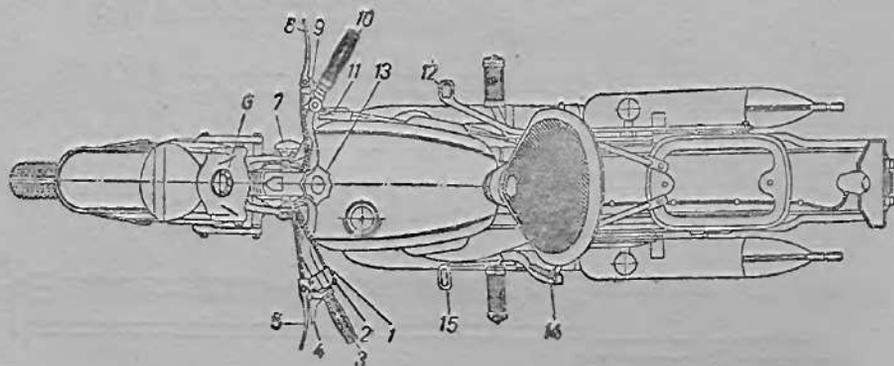
Рычаг переключения света 1 расположен на левой рукоятке руля. Поворотом рычага из одного крайнего положения (нижнего) в другое крайнее

положение (верхнее) включается ближний или дальний свет двухнитевой лампы фары при включенном ключе зажигания распределительной коробки.

Кнопка электросигнала 2 расположена на корпусе переключателя ближнего и дальнего света.

Неподвижная левая рукоятка руля 3.

Рычаг декомпрессора 4 расположен на левой стороне руля и соединен тросом управления с декомпрессором. При нажатии на рычаг открывается клапан декомпрессора в головке цилиндра двигателя, сообщая камеру сгорания с атмосферой. Пользоваться декомпрессором следует для продувки камеры сгорания при запуске двигателя, при разряженной аккумуляторной батарее и при необходимости быстрой остановки двигателя. При опущенном рычаге клапан декомпрессора закрывается.



Фиг. 200. Схема расположения органов управления на мотоцикле ИЖ-350:

1 — переключатель света; 2 — кнопка сигнала; 3 — левая рукоятка; 4 — рычаг декомпрессора; 5 — рычаг сцепления; 6 — спидометр; 7 — маховичок амортизатора продольных колебаний вилки; 8 — рычаг тормоза переднего колеса; 9 — манетка воздушного корректора карбюратора; 10 — вращающаяся рукоятка дроссельного золотника карбюратора; 11 — рычаг переключения передач; 12 — педаль тормоза заднего колеса; 13 — маховичок амортизатора поперечных колебаний вилки; 14 — рычаг пускового механизма; 15 — педаль ножного переключения передач.

Рычаг сцепления 5 расположен на левой стороне руля и соединен тросом управления с муфтой сцепления. При нажатии на рычаг отключается двигатель от коробки передач (от ведущего колеса мотоцикла); при постепенном отпускании рычага происходит плавное включение ведущего колеса на установленной передаче.

Спидометр 6 расположен в кожухе передней вилки и предназначен для определения скорости движения мотоцикла и величины пройденного пути. Скорость движения указывается прибором в км/час, а пройденный путь в километрах.

Амортизатор продольных колебаний передней вилки 7 установлен на правом пере вилки и предназначен для устранения колебаний вилки. При быстрой езде по ровным дорогам рекомендуется затягивать маховичок амортизатора и отпускать при езде по хорошим дорогам.

Рычаг тормоза переднего колеса 8 расположен на правой стороне руля и соединен тросом управления с колодочным тормозом переднего колеса. Нажатием на рычаг приводится в действие тормоз. Пользоваться ручным тормозом следует одновременно с ножным. При опущенном рычаге тормоз выключается.

Рычаг манетки воздушного корректора карбюратора 2 расположен на правой стороне руля и соединен тросом управления с воздушной заслонкой диффузора. Воздушным корректором регулируется поступление в карбю-

ратор воздуха независимо от положения дроссельного золотника. Поворотом рычага по направлению к водителю поднимается корректор и рабочая смесь обедняется; поворотом от водителя — обогащается.

*Поворотная рукоятка газа 10* является одновременно правой рукояткой руля и соединяется тросом управления с дроссельным золотником карбюратора. Вращением рукоятки в сторону водителя дроссельный золотник поднимается и двигатель увеличивает число оборотов; при вращении рукоятки в противоположную сторону дроссельный золотник опускается и двигатель уменьшает обороты.

*Рычаг ручного переключателя передач 11* установлен на правой стороне бензобака и связан жесткой тягой с механизмом переключения коробки передач. Рычаг имеет 5 положений: положение холостого хода и положения включения 1-й, 2-й, 3-й и 4-й передачи, указанных на секторе рычага. Рычаг ручного переключения спарен с рычагом ножного переключения (см. позицию 14), поэтому оба рычага могут включать любые передачи. Перед включением передач следует выключать сцепление и сбрасывать газ с последующим одновременным плавным включением сцепления и прибавлением газа.

*Рычаг тормоза заднего колеса 12* расположен у правой ноги водителя и связан жесткой тягой с колодочным тормозом заднего колеса. При нажатии рычага тормоз включается, при снятии усилия — выключается. Тормозом заднего колеса следует пользоваться одновременно с тормозом переднего колеса.

*Амортизатор поперечных колебаний передней вилки 13* установлен перед средней частью руля. При поворачивании головки амортизатора по часовой стрелке сопротивление повороту вилки увеличивается, при повороте против часовой стрелки — уменьшается.

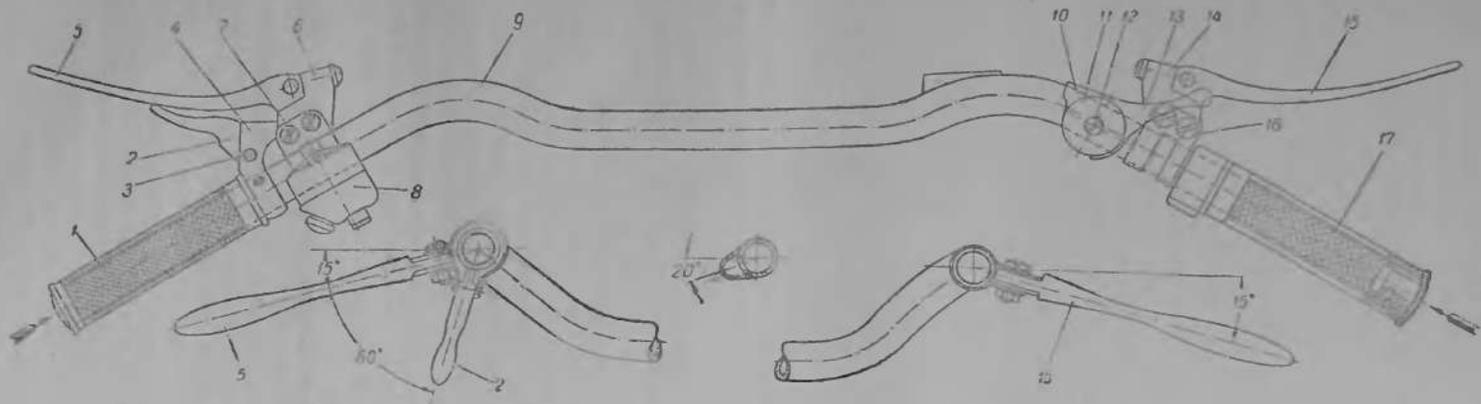
*Ключ зажигания 14* установлен на распределительной коробке и имеет 6 различных положений: в положении 0 — все выключено (гаражная стоянка); в положении 1 — включен стояночный свет фары и задний фонарь (ночная стоянка); в положении 2 — включены зажигание и электросигнал (дневная езда); в положении 3 — включены зажигание, электросигнал, стояночный свет фары и задний фонарь (езда по городу в ночное время); в положении 4 — включены зажигание, электросигнал, переключатель главной лампы фары и задний фонарь (езда за городом в ночное время); в положении 5 — включено зажигание и электросигнал (положение запуска двигателя без аккумулятора). Для запуска двигателя без аккумулятора, на 2-й или 3-й передаче дается мотоциклу разгон с выключенным сцеплением. При появлении всплеск после включения сцепления, оно должно быть снова выключено, а рычаги переключения передач установлены на холостой ход. Если аккумулятор есть, но разряжен, то ключ зажигания должен быть быстро переставлен в положение 2. При отсутствии аккумулятора ключ должен оставаться в положении 5, длительная езда без аккумулятора не рекомендуется.

*Рычаг пускового механизма 15* расположен на левой стороне мотоцикла и предназначен для запуска двигателя.

*Рычаг ножного переключения передач 16* расположен у левой ноги водителя и связан с механизмом переключения коробки передач, а также спарен с рычагом ручного переключения (см. позицию 10).

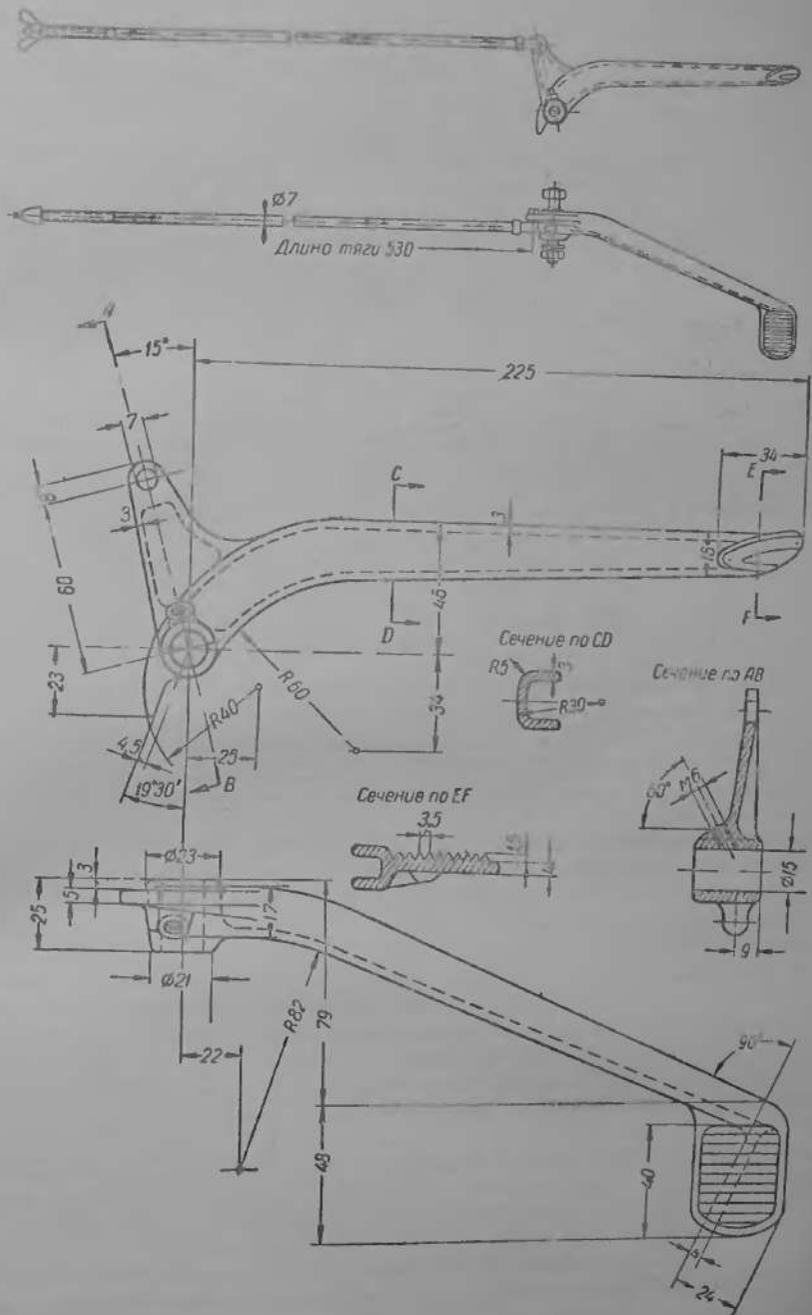
Переключение с холостого хода на 1-ю передачу производится опусканием рычага ногой вниз до упора. Для последовательного переключения с 1-й передачи на 2-ю, 3-ю и 4-ю передачи рычаг поднимается ногой вверх до упора (после нажима вверх или вниз рычаг всегда устанавливается в неизменное положение).

Для включения холостого хода нужно из положения 2-й передачи перевести рычаг на половину хода вниз, а из положения 1-й передачи — на половину хода вверх.



Фиг. 201. Руль мотоцикла ИЖ-530 в сборе:

1 — левая рукоятка руля; 2 — рычаг декомпрессора; 3 — ось рычага декомпрессора; 4 — кронштейн рычага декомпрессора; 5 — рычаг сцепления; 6 — кронштейн рычага сцепления; 7 — ось рычага сцепления; 8 — корпус переключателя света и кнопки сигнала; 9 — руль; 10 — корпус манетки воздушного корректора карбюратора; 11 — упорная шайба; 12 — зажимной пилот; 13 — рычаг манетки воздушного корректора; 14 — кронштейн рычага тормоза переднего колеса; 15 — рычаг тормоза переднего колеса; 16 — ось рычага тормоза переднего колеса; 17 — вращающийся рукоятка дроссельного золотника карбюратора.



Фиг. 202. Педаль и тяга тормоза заднего колеса мотоцикла 125X-350.

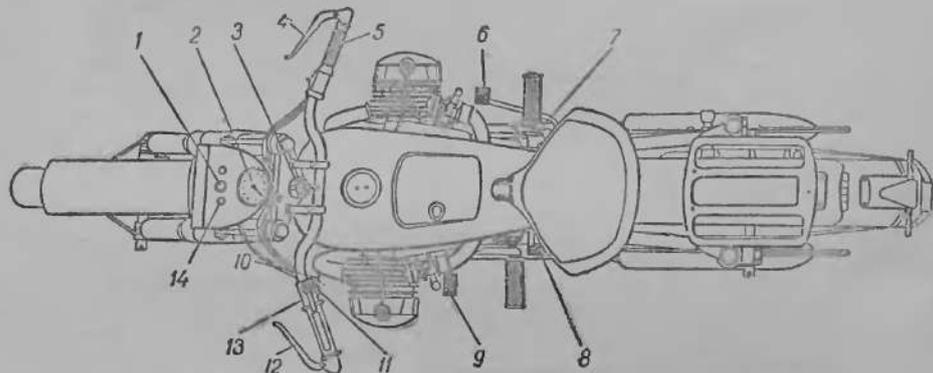
Перевод рычага вызывает поворот и рычага ручного переключения на бензобаке, что дает возможность определять включенные передачи.

Детали устройства механизмов управления показаны на фиг. 201, 202 и 208.

#### 5. МОТОЦИКЛ М-72

На фиг. 203 представлена схема расположения органов управления на мотоцикле М-72.

Для запуска двигателя *ключ замка зажигания 1* центрального переключателя следует вставить до отказа в отверстие замка, расположенного в верхней части фары. При этом с левой стороны замка загорается красная *контрольная лампочка 14*. Это значит, что включено зажигание и электрический звуковой сигнал для езды днем.



Фиг. 203. Схема расположения органов управления на мотоцикле М-72:

1 — ключ зажигания; 2 — спидометр; 3 — барашек амортизатора поперечных колебаний вилок; 4 — рычаг тормоза переднего колеса; 5 — вращающаяся рукоятка дроссельных заслонок карбюратора; 6 — педаль тормоза заднего колеса; 7 — рычаг ручного переключения передач; 8 — рычаг пустого механизма; 9 — педаль ножного переключения передач; 10 — рычаг переключения света; 11 — кнопка сигнала; 12 — рычаг сцепления; 13 — рычаг опережения зажигания; 14 — контрольная лампа.

При повороте ключа влево в фаре одновременно включаются лампы малого света, лампа заднего, а также габаритного и заднего фонарей коляски — для езды ночью по хорошо освещенным улицам. При повороте ключа вправо в фару включается лампа главного света, задний фонарь и фонарь коляски, которые включены, как в предыдущем случае, для езды ночью по шоссе и по плохо освещенным улицам. Если нужно выключить зажигание и сигнал, не включая света, например, для стоянки ночью, при установке ключа влево ключ следует либо вынуть из замка совсем, либо несколько вытянуть вверх, при этом шариковый затвор зафиксирует приподнятое положение ключа.

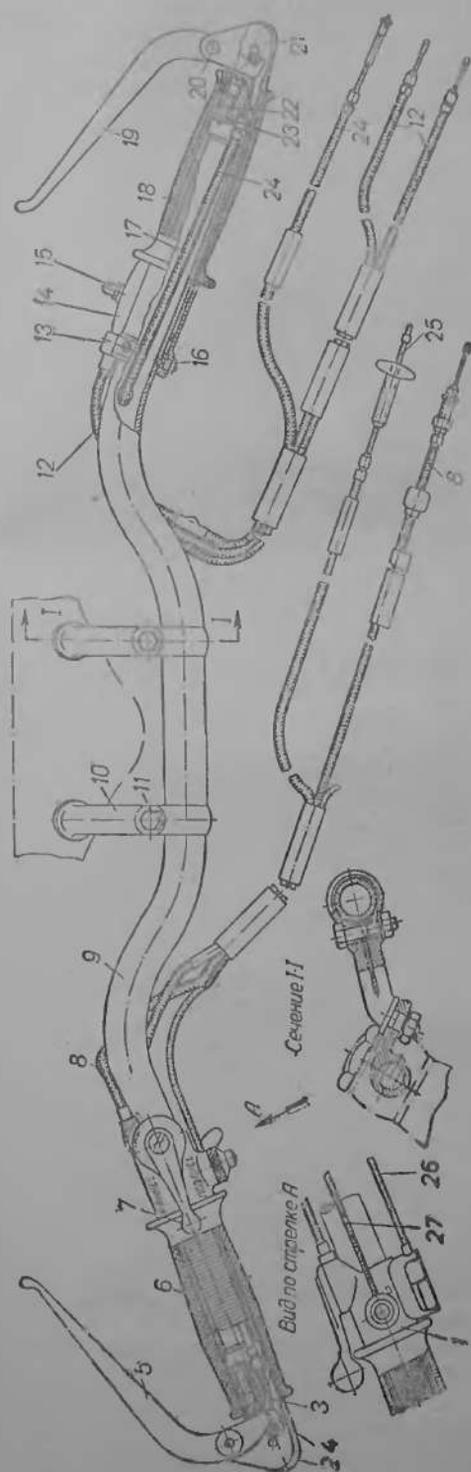
Лампа главного света имеет две нити дальнего и ближнего света, переключаемые рычагом переключателя света 10, расположенным на левой стороне руля.

*Спидометр 2* расположен в корпусе фары с задней стороны. Стрелка спидометра показывает в км/час скорость движения мотоцикла в данный момент. Цифры в нижней части спидометра указывают общий километраж пробега машины.

*Амортизатор поперечных колебаний передней вилки 3* управляется барашком, установленным в центре руля. При поворачивании барашка слева направо сопротивление повороту вилок увеличивается, а при поворачивании справа налево — уменьшается.

*Рычаг управления тормозом переднего колеса 4* установлен на правом конце руля. При нажатии на рычаг тормозится переднее колесо мотоцикла.

*Вращающаяся ручка управления дроссельными заслонками карбюратора 5* (ручка газа) расположена на правой стороне руля. При повороте ручки



Фиг. 204. Руль мотоцикла М-72 в сборе:

1 — комбинационная мачетка; 2 — кронштейн рычага сцепления; 3 — кронштейн рычага сцепления; 4 — ось рычага; 5 — комбинированный трос; 6 — трос сцепления; 7 — трос переключения передач; 8 — рукоятка переключения передач; 9 — рукоятка переключения передач; 10 — рукоятка переключения передач; 11 — рукоятка переключения передач; 12 — рукоятка переключения передач; 13 — рукоятка переключения передач; 14 — рукоятка переключения передач; 15 — рукоятка переключения передач; 16 — рукоятка переключения передач; 17 — рукоятка переключения передач; 18 — рукоятка переключения передач; 19 — рукоятка переключения передач; 20 — рукоятка переключения передач; 21 — рукоятка переключения передач; 22 — рукоятка переключения передач; 23 — рукоятка переключения передач; 24 — рукоятка переключения передач; 25 — рукоятка переключения передач; 26 — рукоятка переключения передач; 27 — рукоятка переключения передач.

на себя дроссельные заслонки поднимаются, количество подаваемой в двигатель горючей смеси увеличивается и увеличивается число оборотов двигателя. При повороте ручки от себя заслонки опускаются, подача горючей смеси уменьшается и число оборотов двигателя уменьшается.

Педаль тормоза заднего колеса 6 расположена под правой ногой водителя. При нажатии на педаль заднее колесо мотоцикла тормозится.

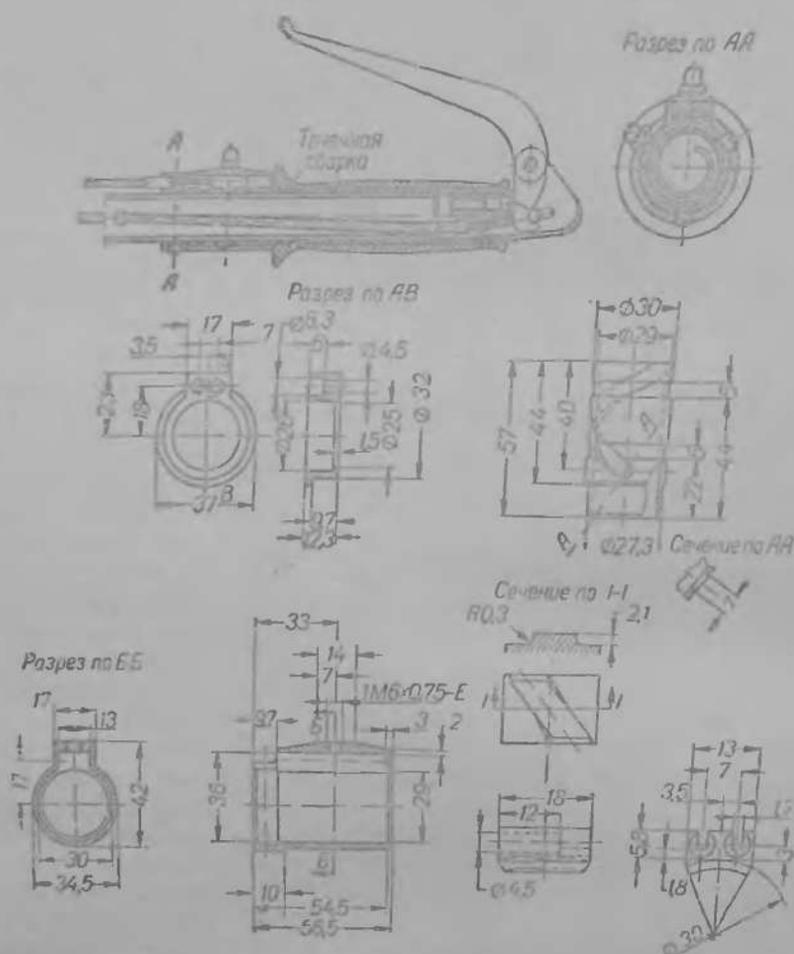
Ручной рычаг переключения передач 7 расположен с правой стороны машины в задней части коробки перемены передач. Крайнее заднее положение рычага включает первую низшую передачу, а крайнее переднее четвертую — и высшую передачу. Этот рычаг имеет вспомогательное значение и служит, в основном, для быстрого отыскивания нейтрального положения шестерен коробки передач. В нейтральном положении рычаг стоит с небольшим наклоном назад, не доходя до крайнего положения первой передачи. В случае поломки педали перемены передач этим рычагом пользуются для переключения, как основным.

Рычаг пускового механизма 8 расположен на левой стороне мотоцикла и предназначен для запуска двигателя.

Педаль переключения передач 9 расположена под левой ногой водителя. Педаль имеет две

опоры; одну — под носок ноги и вторую — под пятку. При нажатии педали носком включаются низшие передачи; при нажатии пяткой — высшие. После каждого нажатия педаль возвращается в исходное положение.

Рычаг переключения света 10 установлен на корпусе комбинированной манетки и предназначен для включения дальнего или ближнего света фары.



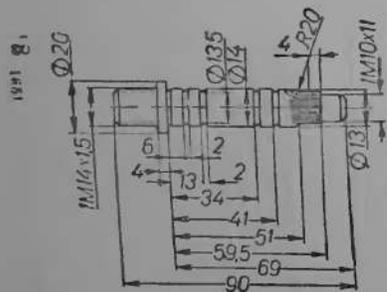
Фиг. 206. Вращающаяся рукоятка дросселей карбюраторов мотоцикла М-72 и ее детали:

1 — верхняя полушайба; 2 — полушайба; 3 — упорное кольцо рукоятки; 4 — винт крепления корпуса и упорного кольца; 5 — стопорный винт рукоятки; 6 — наконечник рукоятки со спиральным пазом полушайбы; 7 — опорная пружинка.

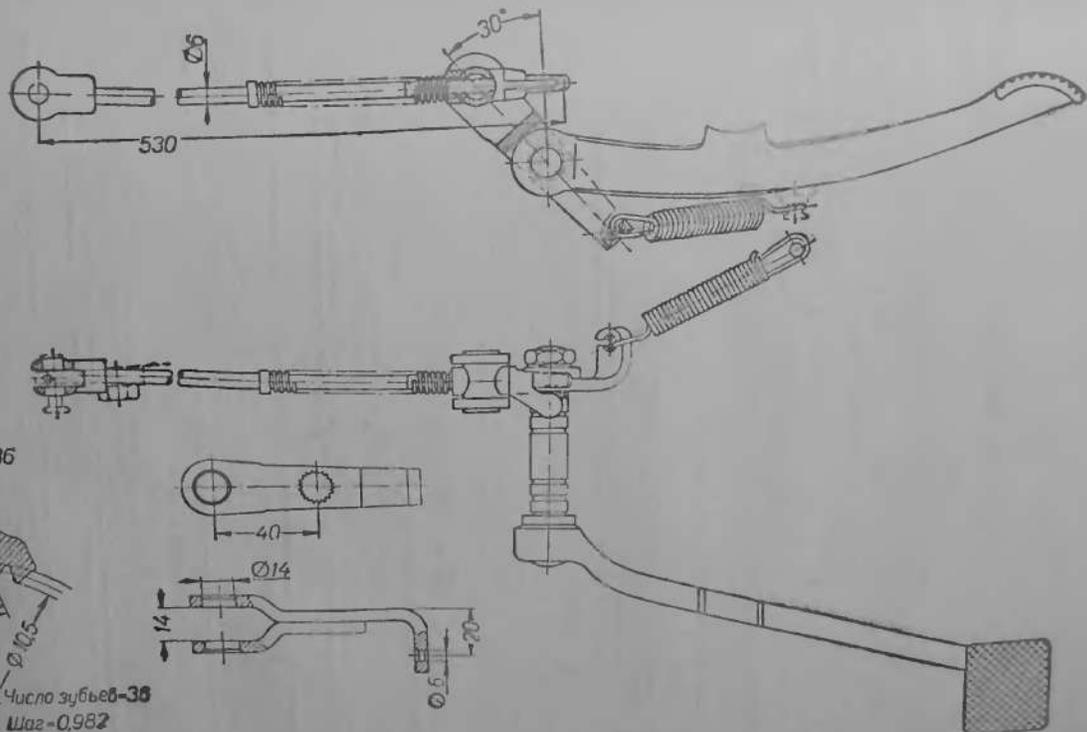
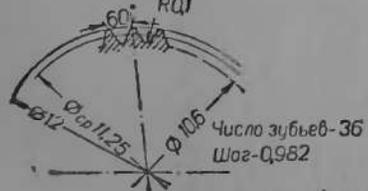
Кнопка включения сигнала 11 установлена на левой стороне руля; при нажатии на кнопку сигнал приводится в действие.

Рычаг управления сцеплением 5 установлен на левом конце руля. При нажатии на этот рычаг сцепление выключается; при отпуске рычага сцепление включается.

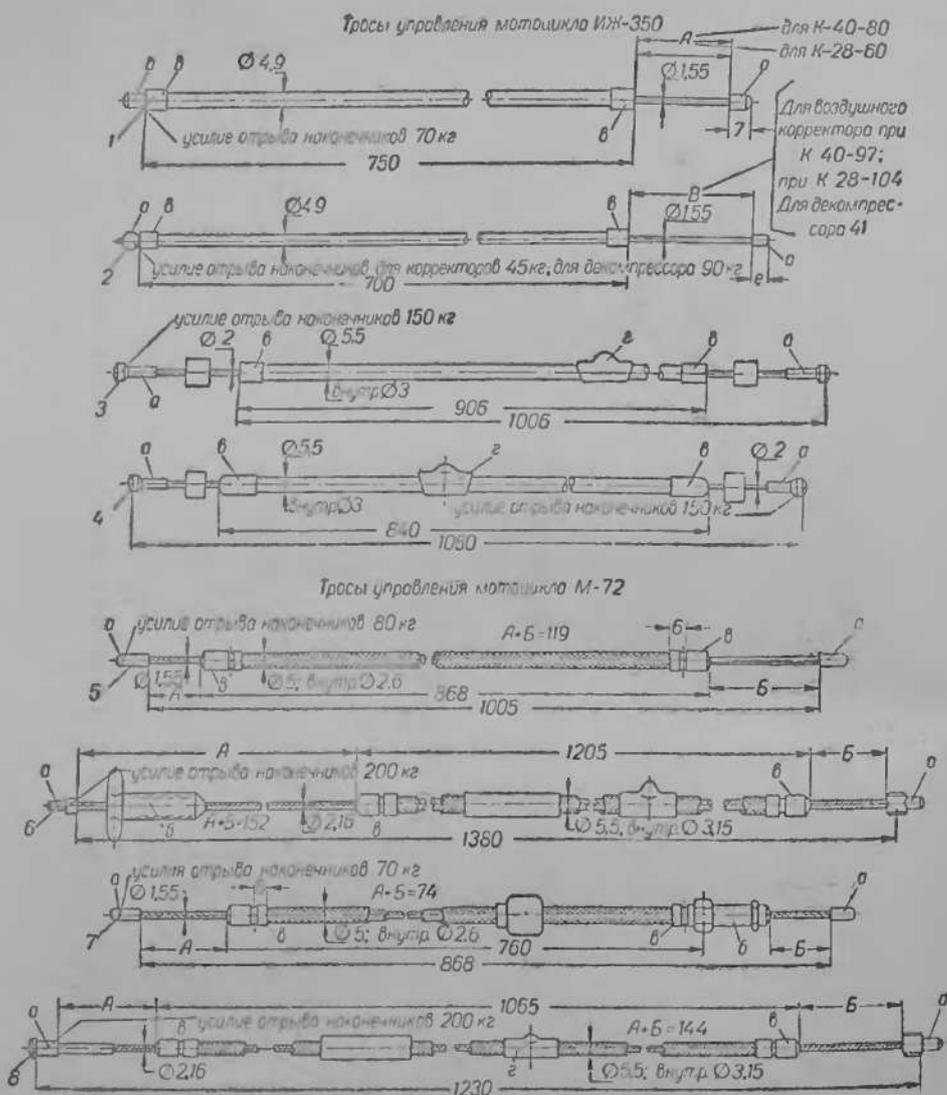
Манетка опережения зажигания 4 установлена на левой стороне руля. При повороте манетки на себя устанавливается позднее зажигание, а при повороте от себя — раннее. На корпусе манетки имеется две надписи — «раннее» и «позднее».



Профиль шлиц  
RQ1



Фиг. 206. Педаль и тяга тормоза заднего колеса с сопряженными деталями.



Фиг. 207. Тросы управления мотоциклов ИЖ-350 и М-72:

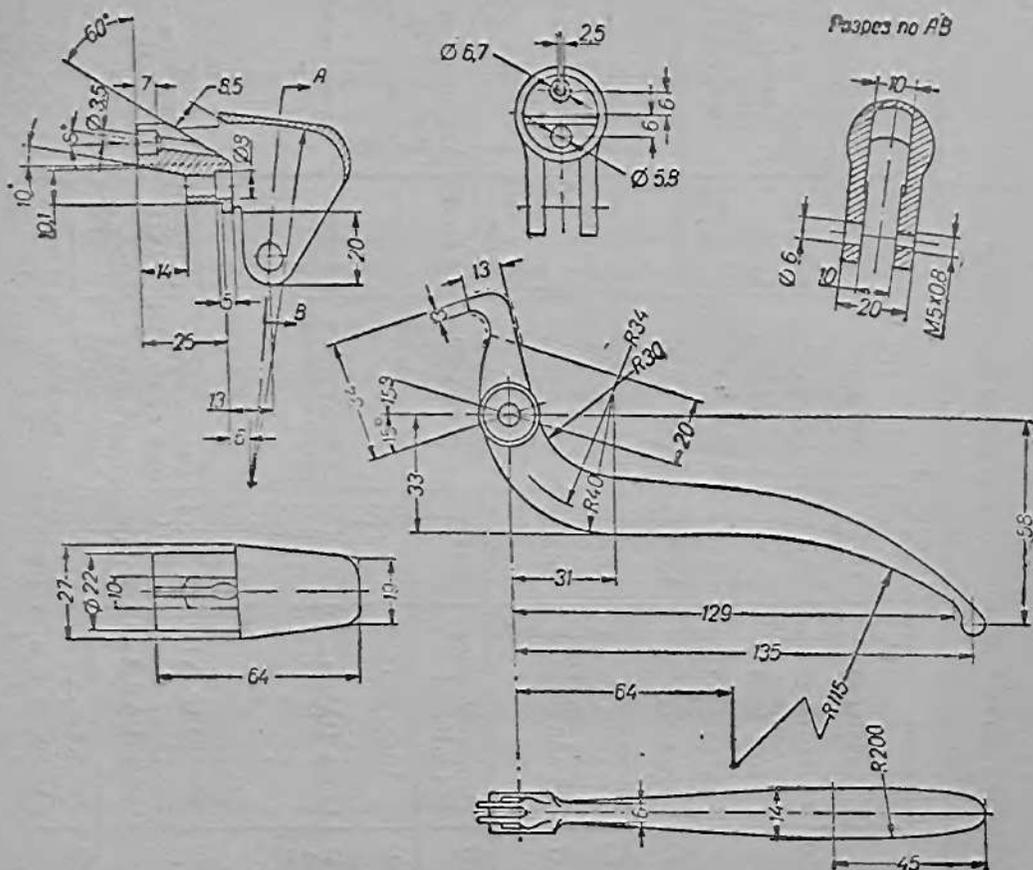
1 — трос дросселя карбюратора; 2 — трос рычага декомпрессора и magnets воздушного корректора; 3 — трос тормоза переднего колеса; 4 — трос сцепления; 5 — трос дросселя карбюратора; 6 — трос сцепления; 7 — трос оперенки валягины; 8 — трос тормоза переднего колеса; а — окончание троса; б — упор регулировки троса; в — окончание (манжеты) оболочки троса; г — Масленки.

Материалы, применяемые для основных деталей механизмов управления мотоциклов

Наименование деталей	Мотоциклы							
	К1Б		М1А		ИЖ-350		М-72	
	Материал	ГОСТ	Материал	ГОСТ	Материал	ГОСТ	Материал	ГОСТ
Руль	Труба цельнотянутая (сталь 35) $\varnothing 22 \pm 0,1 \times 2$	301-50	Труба цельнотянутая (сталь 20) $\varnothing 22 \pm 0,15$ , внутренний $\varnothing 18 \pm 0,15$ .	301-50	Труба цельнотянутая (сталь 25) $\varnothing 22 \pm 0,1 \times 2,25$	301-50	Труба цельнотянутая (сталь 20) $\varnothing 25 \times 3$	301-50
Кронштейн крепления руля	Клин руля, сталь А12	1414-42	Сталь 30—3	1050-52			Сталь 35	1050-52
Рычаги переднего тормоза и муфты сцепления	Сталь 25 (пок.), сталь 10—15, лист $2 \pm 0,15$ (штамп)	1050-52	Сталь 25 (пок.), сталь 20, лист $2 \pm 0,15$ (штамп)	1050-52	Сплав ЦАМ 4—3	по ТУ А12,5—3,5 Сп0,6—0,9 Zn остальное	Сплав АК-6 Заменитель сталь 35	4783-49
		914-47		914-47				1050-52
Кронштейны рычагов переднего тормоза и сцепления	Сталь 08, лист $2 \pm 0,15$ , 11 ВГ	914-47	Сталь 20, лист $2 \pm 0,15$ , 11 ВГ	914-41	Сталь 20	914-47	Алюминиевый сплав АЛ5	2685-44
Хомут кронштейнов рычагов тормоза и сцепления	Сталь 10	1050-52	Сталь 65Г					
Рычаги и кронштейны рычагов декомпрессора	Сплав ЦАМ 4—1	по ТУ А13,5—4,5 Сп0,6—0,9 Zn остальное	Сплав ЦАМ 4—1		Сплав ЦАМ-4-3	по ТУ	—	
Рукоятка руля	Резина гр. VII	ТУ 233-Н МХП	Резина гр. VII	ТУ 233-Н МХП	Резина черная типа Е, гр. 111	ТУ 233-Н МХП	Резина типа Е, гр. VII	ТУ 233-Н МХП
Корпус ручки газа, стопорное кольцо	Сплав ЦАМ 4—1	по ТУ	Сплав ЦАМ 4—1	по ТУ	Сплав ЦАМ 4—3 сплав АЛ2	2685-44	Сплав ЦАМ 4—3	по ТУ
Рычаги тормоза заднего колеса	Педаль сталь 45	1050-52	К4-40-3	1215-41	К4-40-3	1215-41	Сталь 35	1050-52
Тяга тормоза заднего колеса	Педаль		Сталь 35 $\varnothing 6$	1050-52	Сталь 35	1050-52	Сталь 35	1050-52

Контрольная лампа фары 14.

Рычаг подсоса горючей смеси 15 (обоганитель смеси), не показанный на фиг. 203, расположен под топливным баком с левой стороны воздухоочистителя. При передвижении рычага вперед (в положение подсоса) доступ воз-



Фиг. 208. Детали рычагов сцепления и переднего тормоза мотоцикла М-72 (зеркальные изображения).

духа в карбюратор закрывается; при повороте рычага назад (в рабочее положение) доступ воздуха полностью открыт. Рычагом подсоса пользуются только при запуске и прогреве двигателя в холодную погоду.

Детали устройства механизмов управления мотоцикла М-72 показаны на фиг. 204, 205, 206, 207 и 208. Материалы, применяемые для деталей рулевого управления мотоциклов, приведены в табл. 95.

Глава XVIII  
**ИСТОЧНИКИ ТОКА**

**1. АККУМУЛЯТОРНЫЕ БАТАРЕИ**

Аккумуляторами называются приборы для накопления электрической энергии путем превращения ее в химическую энергию (зарядка) с целью последующего расходования для питания различных потребителей электрического тока (разрядка). При разрядке происходит обратный процесс превращения химической энергии в электрическую.

В системе электрооборудования мотоциклов аккумуляторы являются источниками тока наряду с генераторами. Необходимо помнить, однако, что аккумулятор не вырабатывает сам электроэнергию и в случае неисправности генератора или проводки очень скоро отдает свой запас электроэнергии.

Аккумулятор представляет из себя две пластины (или точнее два ряда пластин), опущенные в банку из пластмассы, в которой имеется раствор серной кислоты. Материал положительной пластины — перекись свинца  $PbO_2$ ; отрицательная пластинка изготовлена из чистого губчатого свинца.

Электродвижущая сила одного свинцового аккумулятора — около 2 в. Несколько аккумуляторов, соединенных последовательно, называются аккумуляторными батареями. На мотоциклах применяются батареи, состоящие из трех аккумуляторов и имеющие напряжение 6 в. Электрохимические процессы, происходящие в свинцовом аккумуляторе, состоят в следующем: Молекулы растворенной в воде серной кислоты расщепляются на две электрически заряженные части — молекулу водорода  $H_2$ , несущую положительный электрический заряд и называемую положительным ионом или катионом, и молекулу кислотного остатка  $SO_4$ , несущую отрицательный заряд и называемую анионом. Во время разрядки аккумулятора ионы вступают в химические реакции с материалом пластин. На отрицательной пластине (—) происходит реакция  $Pb + SO_4 = PbSO_4$ , с выделением отрицательного электрического заряда. На положительной пластине (+) происходит реакция —  $PbO_2 + H_2 + H_2SO_4 = PbSO_4 + 2H_2O$ . Во внешней цепи аккумулятора возникает электрический ток от + к —. Таким образом, и на положительной и на отрицательной пластинах образуется сернистый свинец  $PbSO_4$ , серная кислота из раствора расходуется и плотность раствора (электролита) уменьшается. Плотность электролита служит показателем степени разряженности аккумулятора. При зарядке аккумулятора под действием внешнего источника тока, напряжение которого выше напряжения аккумулятора, ток проходит в обратном направлении, под влиянием чего и химические реакции происходят в обратном порядке:

отрицательная пластина —  $PbSO_4 + H_2 = Pb + H_2SO_4$ ;

положительная пластина —  $PbSO_4 + SO_4 + 2H_2O = PbO_2 + 2H_2SO_4$ .

Электродвижущая сила аккумулятора равна  $E = 0,84 + \gamma$ ,

где  $\gamma$  — плотность электролита при 15°C.

Плотность электролита заряженного аккумулятора при нормальной температуре — 1,29. Плотность электролита разряженного аккумулятора — 1,15.

Напряжение полностью заряженного аккумулятора — 2,13 в. Минимально-допустимое напряжение разряженного аккумулятора — 1,7 — 1,75 в.

Количество электричества, которое можно получить от аккумулятора до его разрядки, называется емкостью аккумулятора. Емкость измеряется в ампер-часах. Емкость зависит от силы разрядного тока (т. е. от режима разрядки). Емкость уменьшается с увеличением силы тока.

Ввиду этого номинальной емкостью условно принято считать емкость при 20-часовом режиме разрядки до конечного напряжения 1,75 в при +30°C.

Основные данные по мотоциклетным аккумуляторным батареям даны в табл. 96, 97, 98.

Таблица 96

Основные сведения по мотоциклетным аккумуляторным батареям

Тип батареи	Длина с выводом в мм	Ширина с выводом в мм	Высота в мм	Вес батареи с электролитом в кг	10-часовой разряд		
					сила разрядного тока в а	емкость в а-ч	конечное разрядное напряжение в в
3-МТ-7	120,5±3	96,5±3	178±3	3,96±5%	0,6	6	1,7
3-МТ-14	120,5±3	96,5±3	178±3	3,96±5%	1,0	10	1,7

Таблица 97

Данные для составления электролита и температура его замерзания

Удельный вес электролита при 15° С	Содержание по весу в растворе в %	Для приготовления электролита на 1 л воды нужно добавить серной кислоты		Температура замерзания электролита в °С
		в г	в см <sup>3</sup>	
1,100	14,35	167,4	91,0	— 7
1,108	15,45	182,7	99,2	— 8
1,116	16,50	197,6	107,4	— 9
1,125	17,66	214,3	116,4	—10
1,134	18,85	232,0	126,0	—11
1,142	19,94	249,0	135,2	—12
1,152	21,20	268,6	145,8	—14
1,162	22,45	289,0	157,0	—16
1,171	23,60	308,6	167,8	—18
1,180	24,76	328,7	179,0	—20
1,190	26,04	351,7	191,0	—22
1,200	27,32	375,3	203,7	—25
1,210	28,58	399,6	216,8	—28
1,220	29,84	424,6	230,4	
1,230	31,25	454,7	246,5	—40
1,240	32,40	478,0	260,0	—42
1,251	33,62	506,0	275,0	—50
1,262	34,84	534,2	290,0	
1,273	36,17	565,0	306,6	—58
1,285	37,45	598,0	324,7	—69
1,297	38,85	634,0	344,0	
1,308	40,15	670,0	363,8	
1,320	41,50	709,0	384,6	

## 2. ГЕНЕРАТОРЫ И РЕЛЕ-РЕГУЛЯТОРЫ

Основным источником электроэнергии на мотоцикле является генератор. Генератором называется электрическая машина, преобразующая механическую энергию в электрическую, приводимая в движение от коленчатого вала двигателя. На мотоциклах отечественного производства в настоящее

Таблица 98

Рекомендуемая плотность электролита для различных климатических условий и контрольные данные

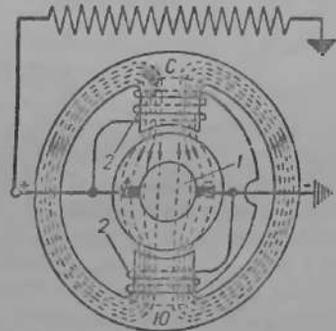
Состояние батареи	Условия эксплуатации								
	Крайние северные районы с морозами более 40 °С			Центральные районы с морозами менее 40 °С			Южные районы		
	Зима		Лето	Зима		Лето	Зима		Лето
	удельный вес электролита	температура замерзания электролита в °С	удельный вес	удельный вес электролита	температура замерзания электролита в °С	удельный вес	удельный вес электролита	температура замерзания электролита в °С	удельный вес
Полностью заряжена	1,310	-70	1,270	1,290	-69	1,270	1,270	-58	1,240
Разряжена на 50%	1,250	-50	1,210	1,230	-40	1,210	1,210	-28	1,170
Полностью разряжена	1,190	-22	1,140	1,160	-16	1,140	1,140	-12	1,100

время применяются генераторы постоянного тока \*. Генератор служит для зарядки аккумуляторной батареи и для питания всех потребителей во время движения мотоцикла.

Действие генератора основано на явлении электромагнитной индукции. Указанное явление заключается в том, что в проводнике, пересекающем линии магнитного поля, возникает электродвижущая сила. В генераторе таким проводником является обмотка якоря 1, вращающаяся в магнитном поле электромагнитов 2 (фиг. 209). Витки обмотки якоря при вращении последнего пересекают магнитные силовые линии магнитного поля, имеющегося между полюсными башмаками электромагнитов, и в обмотке якоря возникает электродвижущая сила.

Генератор и батарея аккумуляторов включены в сеть электрооборудования мотоцикла параллельно. На стоянке или при малой скорости вращения двигателя напряжение на клеммах генератора равно нулю или представляет весьма малую величину. Так как напряжение аккумуляторной батареи не зависит от скорости вращения двигателя и всегда равно примерно 6 в, то в этом случае возникает опасность разрядки аккумулятора через обмотку генератора. Для предотвращения такой разрядки служит автоматически действующий прибор, называемый реле обратного тока. Реле отключает генератор от сети в том случае, когда напряжение на клеммах генератора становится меньше напряжения аккумуляторной батареи, и включает генератор, когда его напряжение достигает 6,5 — 7 в, т. е. становится выше напряжения аккумуляторной батареи.

Напряжение генератора зависит от скорости вращения якоря — чем большее число оборотов в минуту делает якорь, тем больше напряжение генератора. Во время работы мотоцикла число оборотов коленчатого вала



Фиг. 209. Схема работы генератора:

1 — якорь; 2 — электромагниты.

\* Генератор переменного тока с выпрямителем, сконструированный для мотоцикла М1А, не вышел еще из стадии опытов и пока на серийных мотоциклах не применяется.

двигателя, а значит и число оборотов якоря генератора, в зависимости от скорости движения, изменяется в очень широких пределах. Это должно было бы приводить к значительным колебаниям напряжения генератора. Значительные изменения напряжения генератора приводят к нежелательным последствиям — неравномерному накалу и перегоранию электролампочек, перезарядке аккумуляторной батареи и т. п. Чтобы предотвратить значительные изменения напряжения генератора при различных скоростных режимах работы двигателя, в систему электрооборудования мотоцикла включается регулятор напряжения. Действие регулятора напряжения основано на том, что напряжение в обмотке якоря генератора зависит не только от скорости вращения, но и от интенсивности магнитного поля, возникающего между полюсными башмаками. Интенсивность магнитного поля, в свою очередь, зависит от силы тока в обмотке электромагнитов (обмотка возбуждения)

$$E = n\Phi,$$

где  $n$  — число оборотов генератора;

$\Phi$  — величина магнитного потока.

Чтобы при изменении числа оборотов  $n$  генератора получить постоянное напряжение, нужно изменять его магнитный поток  $\Phi$  обратно пропорционально числу оборотов.

При повышении напряжения генератора вследствие увеличения скорости вращения якоря, в цепь обмотки возбуждения при помощи регулятора включается добавочное сопротивление, уменьшающее силу тока в обмотке возбуждения, что приводит к уменьшению напряжения генератора до нормального значения.

Реле обратного тока и регулятор напряжения скомпонованы в одном приборе, называемом реле-регулятор.

Генератор Г-11. На мотоцикле М-72 применяется генератор Г-11. Генератор Г-11 развивает мощность 45 *вт* при номинальном напряжении 6 *в*. Генератор установлен над двигателем и приводится во вращение от шестерни распределительного вала. Число зубьев шестерни, посаженной на вал генератора, в три раза меньше числа зубьев распределительной шестерни. Таким образом, генератор вращается в три раза быстрее, чем распределительный вал, и в 1,5 раза быстрее, чем коленчатый вал двигателя.

На фиг. 210 показан генератор Г-11 в разобранном виде. Якорь генератора расположен в корпусе эксцентрично наружной поверхности корпуса. К корпусу изнутри крепится винтом полюсный башмак с обмоткой возбуждения. Эксцентриситет якоря и его шестерни по отношению к корпусу позволяет регулировать зазор в зубчатом зацеплении шестерен привода генератора.

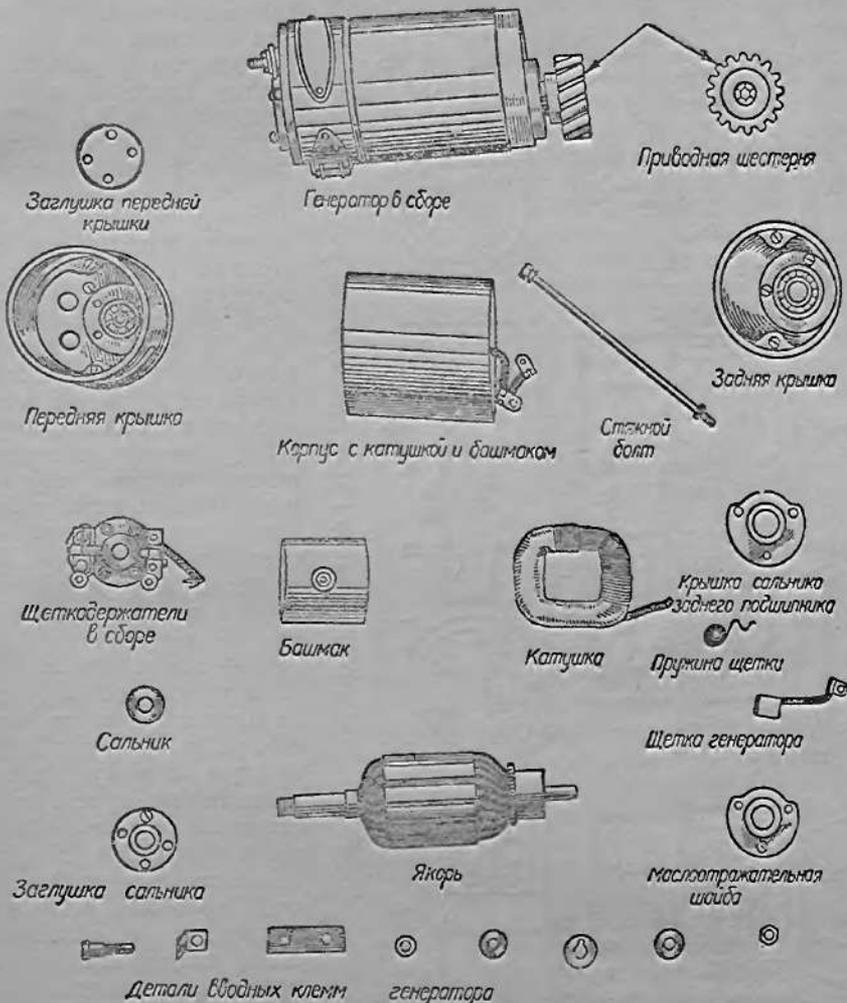
На фиг. 211 представлена схема генератора Г-11 с реле-регулятором РР-1, который устанавливался на мотоциклах М-72 до 1950 г. На всех советских мотоциклах применяется так называемая однопроводная схема, в которой в качестве одного из проводников используются металлические детали мотоцикла («масса»).

Плюсовая щетка генератора и положительный полюс батареи соединены на «массу». На корпусе генератора имеются две клеммы — Ш (шунт) и Я (якорь). К клемме Я подсоединена минусовая щетка генератора.

Проследим путь электрического тока и действие приборов при трех различных скоростных режимах двигателя:

В положении *а* (см. фиг. 211), двигатель работает на малых числах оборотов (меньше 1250 об/мин.). При этом напряжение генератора меньше напряжения аккумуляторной батареи. Направление тока принято считать во внешней цепи от положительного зажима источника тока к отрицательному. Внутри самого источника ток проходит от отрицательного полюса

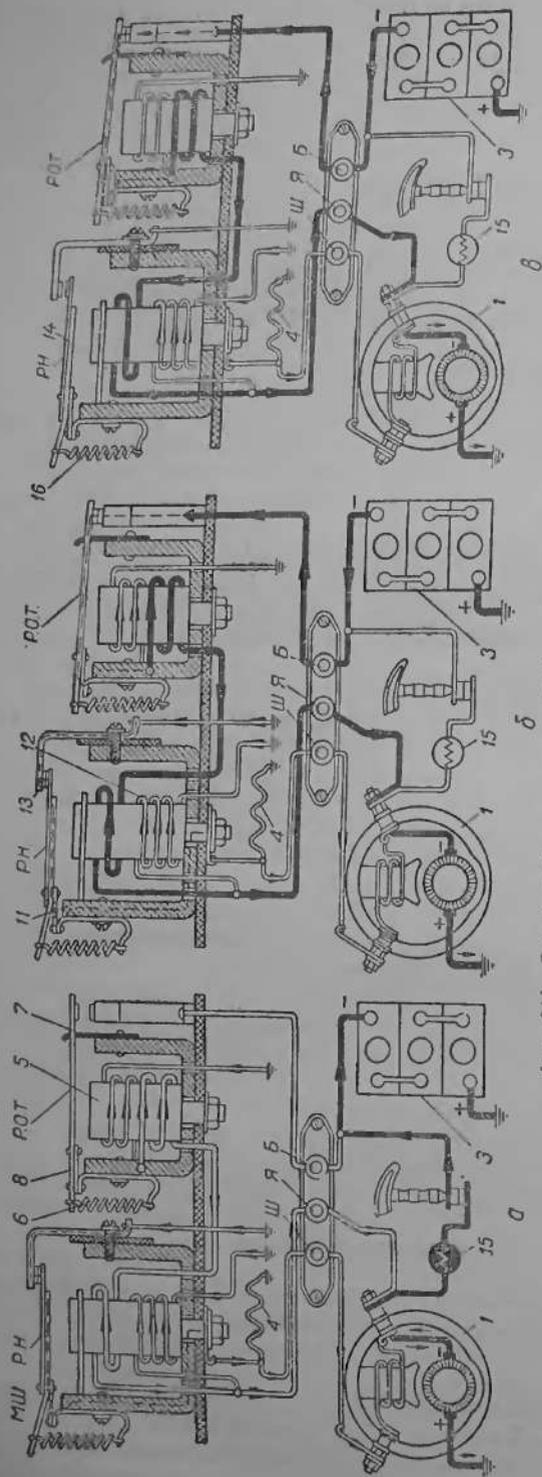
к положительному. От положительного полюса батареи 3, которая в данном положении является источником тока, ток поступает через «массу» мотоцикла к потребителям, а также к контрольной лампочке 15. Назначение контрольной лампочки — показывать момент включения зажигания (лампочка загорается) и момент замыкания контактов реле обратного тока, т. е. начало зарядки батареи (лампочка гаснет).



Фиг. 210. Генератор Г-11 в разобранном виде.

Ввиду того, что напряжение генератора мало, сила тока в обмотке реле также мала и величина магнитного потока, создаваемого в сердечнике реле 5, недостаточна для того, чтобы преодолеть силу пружины 6, контакты реле 7 остаются разомкнутыми.

Как только число оборотов якоря стало больше 1250 об/мин., а напряжение генератора достигло 6,5—7,2 в (положение б), сила тока в обмотке сердечника увеличивается, сила магнитного притяжения преодолевает силу пружины 6 и якорек 8, притягиваясь к сердечнику, замыкает контакты 7. При этом ток от щеток генератора начинает поступать к потребителям и на



Фиг. 211. Схема работы генератора Г-11 с реле-регулятором рр-1.

зарядку аккумуляторной батареи. Батарея при этом из источника тока превращается в потребителя и направление тока внутри батареи меняется на обратное. Основной ток генератора от плюсовой щетки проходит на «массу», откуда по параллельным путям подходит к потребителям тока и к аккумуляторной батарее; далее от зажима Б ток подводится к стойке неподвижного контакта реле и через замкнутые контакты 7, якорь 8, толстую обмотку реле 9, толстую обмотку регулятора напряжения 10, зажим Я реле-регулятора, проводник 20, зажим генератора Я проходит к минусовой щетке генератора. Ввиду малого сопротивления толстой обмотки реле разность потенциалов между минусом батареи и отрицательной щеткой генератора ничтожно мала и ток в контрольную лампу 15 перестает поступать — лампа гаснет.

В тонкую обмотку реле ток поступает от «массы», затем проходит через толстую обмотку реле и далее тем же путем, что и основной ток, возвращается к генератору. Направление тока в тонкой и толстой обмотках при этом одинаково, и магнитная сила, создаваемая этими обмотками, складывается.

При снижении числа оборотов, а значит и напряжения генератора до предела, при котором напряжение батареи становится больше напряжения генератора, ток от батареи начинает проходить через обмотку якоря и толстую обмотку реле в обратном направлении. При этом

ток размагничивает сердечник и якорь 8 под действием силы пружины размыкает контакты, разрывая тем самым цепь основного тока и предохраняя батарею от разрядки через генератор. Таким образом, назначение толстой обмотки реле заключается в том, чтобы усиливать намагничивающее действие тонкой обмотки при переходе с режима *a* на режим *б*, и в том, чтобы скорее размагнитить сердечник при переходе с режима *б* на режим *a*, т. е. при снижении числа оборотов двигателя.

В обмотку возбуждения генератора ток поступает через регулятор напряжения *РН*. Регулятор напряжения состоит из ярма *11*, железного сердечника с тонкой обмоткой *12* и толстой обмоткой *10*, контактов *13*, один из которых расположен на якоре *14*, и оттягивающей пружины *16*. Пружина удерживает контакты в замкнутом состоянии, оттягивая якорек вверх. Сердечник с обмотками, представляющий из себя электромагнит, притягивает якорек вниз, стремясь разомкнуть контакты. Ток проходит по тонкой обмотке сердечника, намагничивает его и возвращается к зажиму *Я* генератора. Намагничивающее действие этого тока недостаточно для того, чтобы преодолеть силу пружины *16*, если число оборотов двигателя не превышает 1900 об/мин. Ток обмотки возбуждения проходит при этом по пути малого сопротивления, т. е. от «массы» через стойку неподвижного контакта регулятора напряжения, замкнутые контакты, якорек *14*, ярмо *11* к зажиму *Ш*, провод, зажим *Ш* генератора, в обмотку возбуждения и к минусовой щетке генератора.

При дальнейшем увеличении числа оборотов двигателя напряжение генератора начинает возрастать сверх допустимого предела и должен вступить в действие регулятор напряжения (положение *в*).

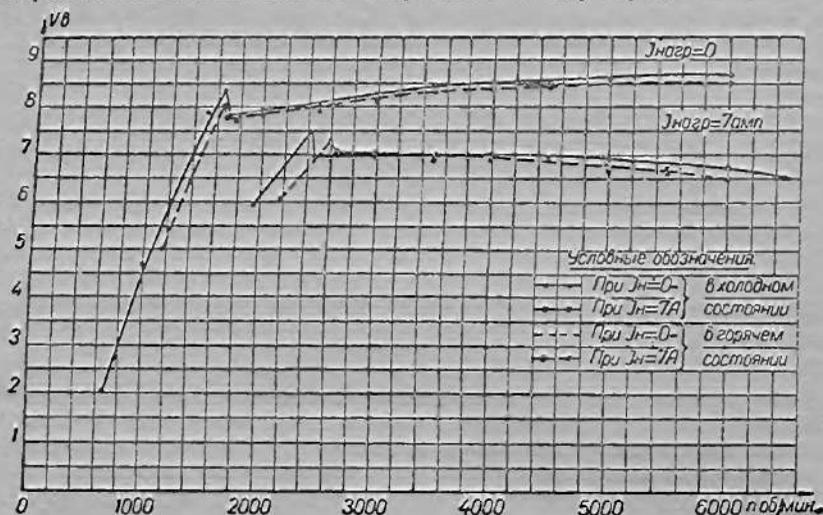
Увеличение напряжения генератора приводит к увеличению силы тока в тонкой обмотке регулятора, а значит к увеличению магнитной силы сердечника. Когда сила магнитного притяжения преодолевает силу пружины *16*, контакты *13* размыкаются. При этом ток в обмотку возбуждения начинает поступать через дополнительное сопротивление *4*, включенное параллельно контактам *13*.

Общее сопротивление в цепи возбуждения резко возрастает, сила тока возбуждения резко падает, величина магнитного потока полюсного башмака генератора уменьшается, и, вследствие этого, падает напряжение генератора. Падение напряжения генератора ведет к уменьшению силы тока в обмотке сердечника регулятора напряжения, пружина замыкает контакты и ток в обмотку возбуждения поступает помимо дополнительного сопротивления. Это снова приводит к увеличению напряжения генератора, и процесс повторяется. В положении *в* контакты регулятора напряжения постоянно замыкаются и размыкаются, или, иначе говоря, вибрируют. Частота вибрации якорька лежит в пределах 50—150 периодов в секунду, вследствие чего колебание напряжения становится незаметным и устанавливается некоторое среднее постоянное напряжение. Как было указано выше, величина магнитного потока возбуждения должна изменяться обратно пропорционально числу оборотов. Это достигается тем, что отношение времени, в течение которого контакты остаются замкнутыми, ко времени, когда контакты разомкнуты, с увеличением числа оборотов уменьшается, вследствие чего среднее значение силы тока возбуждения с увеличением числа оборотов падает, а напряжение генератора остается постоянным.

Назначение толстой обмотки *10* регулятора состоит в том, чтобы предохранять генератор от большого возрастания силы тока при разряженной батарее. Уменьшение сопротивления батареи в разряженном состоянии ведет к значительному увеличению силы тока, что может привести к перегреву генератора. Увеличенный ток зарядки, проходя через толстую обмотку сердечника, прибавляет свое намагничивающее действие к намагничивающему действию тонкой обмотки, якорек *14* притягивается к сердечнику, и контакты размыкаются при меньшем значении напряжения.

Уменьшение среднего значения напряжения уменьшает силу тока генератора. При увеличении степени зарядки батареи величина зарядного тока уменьшается, действие толстой обмотки уменьшается и напряжение генератора возрастает. Таким образом толстая обмотка содействует сохранению постоянства величины зарядного тока вне зависимости от сопротивления батареи.

Кроме тонкой и толстой обмотки, в регуляторе напряжения имеется магнитный шунт МШ, представляющий собой пластинку, соединяющую верхнюю часть сердечника с ярмом и изготовленную из стали, магнитная проводимость которой зависит от температуры. Назначение магнитного шунта — поддерживать несколько большее напряжение и силу зарядного тока зимой,

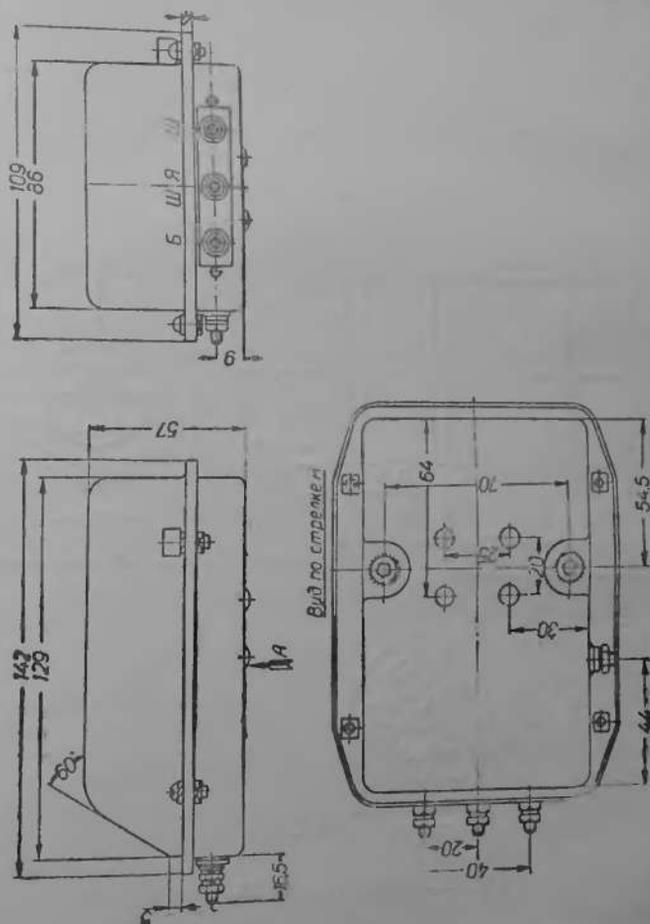


Фиг. 212. Напряжение генератора Г-11 как функция числа оборотов якоря при работе с реле-регулятором РР-1.

чем летом. При уменьшении температуры магнитная проводимость шунта возрастет и большая часть магнитного потока сердечника замыкается, минуя якорек, через шунт. Это приводит к ослаблению действия сердечника на якорек и повышению напряжения генератора. Летом магнитная проводимость шунта уменьшается и напряжение генератора падает. На фиг. 212 представлена зависимость напряжения генератора Г-11 с регулятором РР-1 от числа оборотов якоря.

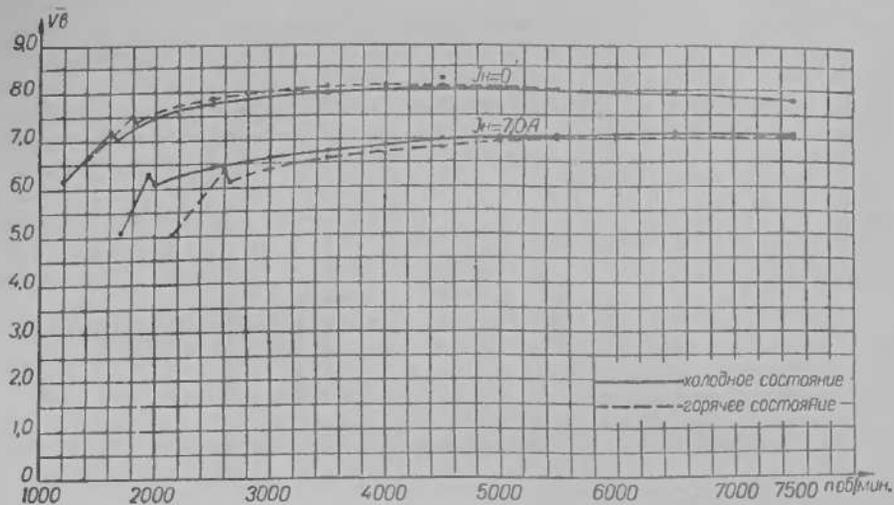
Начиная с 1950 г., на мотоциклах М-72 вместо реле-регулятора РР-1 устанавливаются реле-регуляторы РР-31 (фиг. 213). Отличие этого реле-регулятора от предыдущего состоит в том (см. фиг. 214), что на сердечнике регулятора имеется три обмотки вместо двух: основная, или тонкая, обмотка 1, серийная, или толстая, обмотка 2 и компенсирующая обмотка 3, включенная последовательно с обмоткой возбуждения генератора. Кроме того, вместо одного добавочного сопротивления имеется два добавочных сопротивления, включающихся в цепь обмотки возбуждения при разомкнутых контактах регулятора. Реле-регулятор РР-31 выполнен по схеме ускоряющего сопротивления\*. Как видно из схемы, начало тонкой обмотки сердечника присоединено не к «массе», а к добавочному сопротивлению, имеющему величину 7 ом. Когда напряжение генератора становится выше нормального, сердечник притягивает якорек и контакты размыкаются. При этом резко падает сила тока в обмотке возбуждения, а также в компенсирующей обмотке сердечника. Ток возбуждения начинает проходить через сопротивление

\* Галкин Ю. М., Автомотооборудование, Машгиз, 1948, стр. 72.

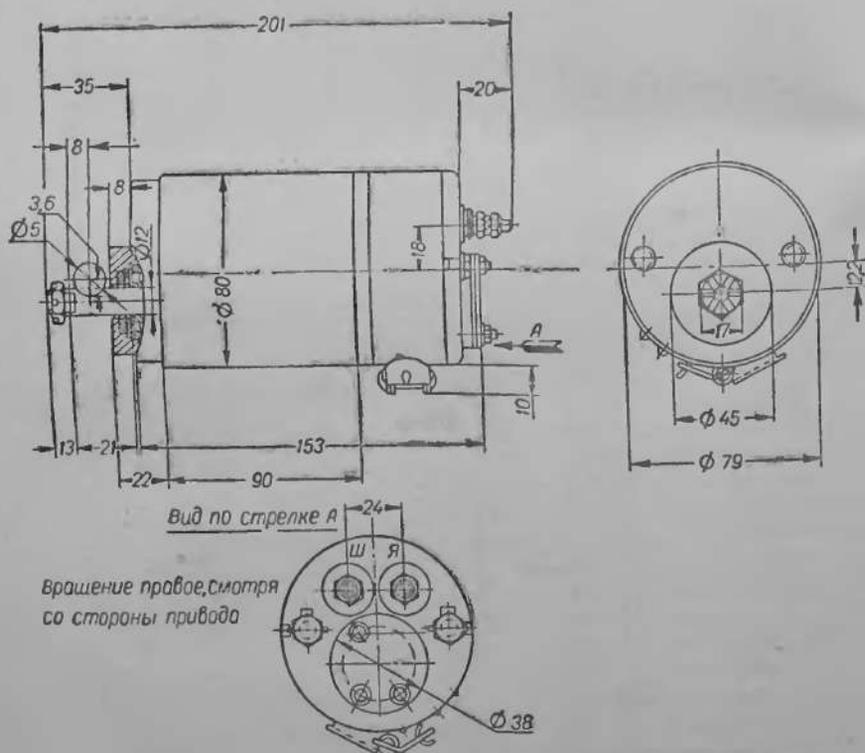


Фиг. 213. Габаритный чертеж реле-регулятора РР-31.

Фиг. 214. Схема реле-регулятора РР-31.

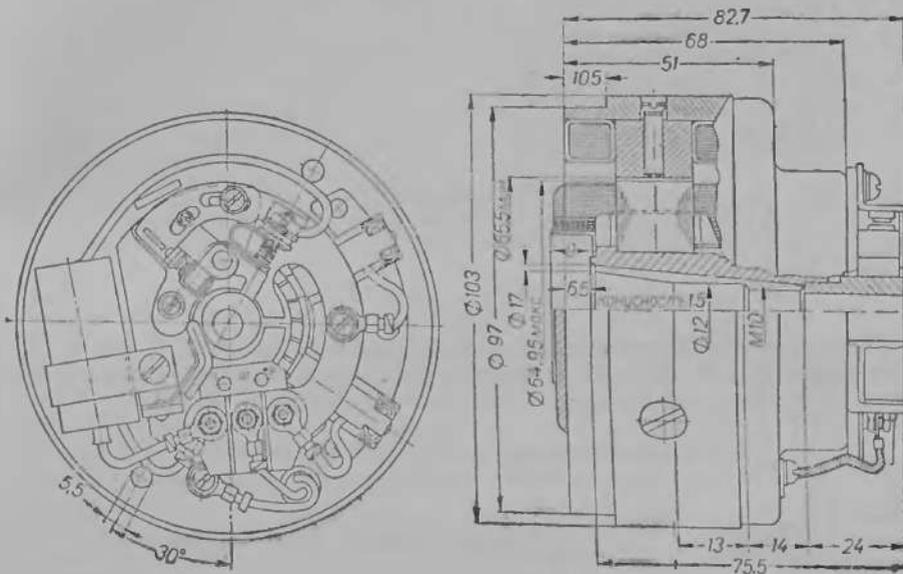


Фиг. 215. Характеристика генератора Г-11 с реле-регулятором РР-31.



Фиг. 216. Генераторы Г-11А.

7 ом и сопротивление 50 ом. При этом сила тока, проходящего через сопротивление 7 ом, возрастает, а потенциал точки А вследствие этого падает. Падение потенциала точки А вызывает уменьшение силы тока в основной обмотке сердечника, что ускоряет размагничивание сердечника и увеличивает частоту вибраций якоря.

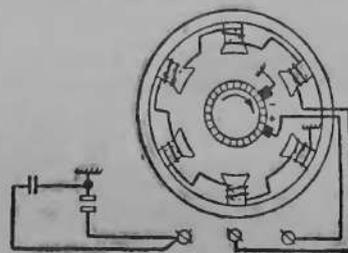


Фиг. 217. Генератор Г-35.

Взаимное уравновешивание действия основной и компенсирующей обмотки сохраняет напряжение постоянным. На фиг. 215 представлена характеристика генератора Г-11 с реле-регулятором РР-31.

С 1952 г. на мотоцикле М-72 устанавливается генератор Г-11А (фиг. 216).

**Генератор Г-35.** На мотоцикле М1А установлен шестиполюсный двухщеточный генератор Г-35 мощностью 35 вт. Номинальное напряжение этого генератора 6 в, номинальная сила тока — 5,5 а. Работает генератор совместно с реле-регулятором РР-30. Когда число оборотов якоря генератора, а значит и число оборотов коленчатого вала двигателя, достигает 1200 об/мин., генератор развивает напряжение 6,5 в (без нагрузки) и включается при помощи реле в сеть. При полной нагрузке 5,5 а генератор развивает напряжение 6,5 в при 2000 об/мин.



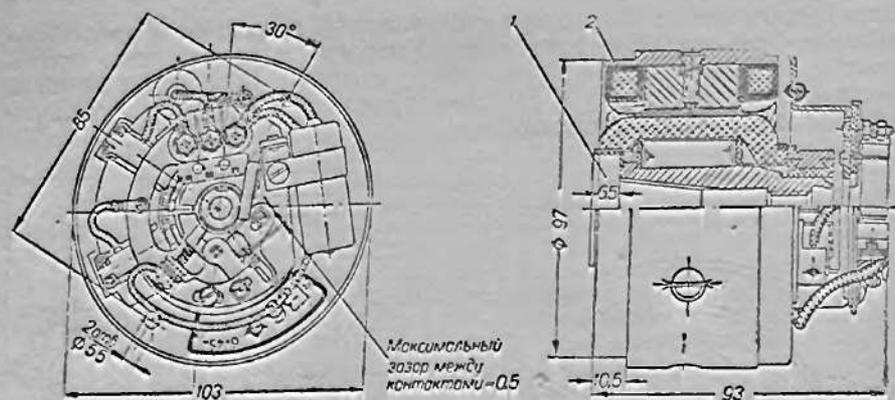
Фиг. 218. Электрическая схема генератора Г-35.

Якорь генератора укреплен на конусном конце коленчатого вала двигателя и вращается как одно целое с коленчатым валом. Корпус (статор) генератора, на котором укреплены полюсные башмаки, обмотка возбуждения и щетки, крепится к картеру двигателя двумя винтами (фиг. 217). На торце корпуса помещается прерыватель.

Реле-регулятор РР-30 по принципу действия не отличается от реле-регулятора РР-31.

На фиг. 218 дана электрическая схема генератора Г-35.

**Генератор Г-36.** На мотоцикле ИЖ-350 установлен шестиполюсный двухщеточный генератор Г-36 мощностью 45 вт. Способ крепления к валу



Фиг. 219. Чертеж генератора Г-36.

двигателя и конструкция генератора аналогичны генератору Г-35. Генератор мотоцикла ИЖ-350 работает совместно с реле-регулятором, применяемым также на мотоцикле К-125 (фиг. 219).

Таблица 99

Основные данные по мотоциклетным генераторам

Тип генератора	Тип реле-регулятора	Применяется на мотоцикле	Напряжение в в	Мощность в вт	Направление вращения	Вес в кг	Привод	Присоединение на «массу»
Г-11 и Г-11 А	РР-1 или РР-31	М-72	6	45	Правое (со стороны привода)		Шестерней от распределительного вала двигателя	Плюс
Г-35	РР-30 или спец. реле-регулятор, изготовления заводов Министерства вооружения	М1А К-125	6	35	Правое	2,5	Непосредственно от коленчатого вала двигателя	Минус
Г-36	Спец. регулятор	ИЖ-350 ИЖ-49	6	45	Правое		Непосредственно от коленчатого вала двигателя	Минус

## Глава XIX

## СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ

## 1. СХЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ

В карбюраторных двигателях, применяемых на мотоциклах, зажигание рабочей смеси в цилиндре происходит при помощи электрической искры высокого напряжения, проскакивающей между электродами запальной свечи, ввернутой в головку цилиндра двигателя.

Система зажигания состоит из источника тока низкого напряжения, прерывателя в цепи тока низкого напряжения, трансформатора, преобразующего

ток низкого напряжения в ток высокого напряжения, распределителя тока высокого напряжения, запальной свечи и проводов.

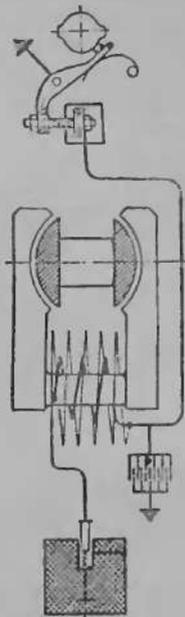
Существует два вида системы зажигания: а) батарейное зажигание; б) зажигание от магнето.

При батарейном зажигании источником тока служит или генератор постоянного тока, или аккумуляторная батарея, имеется отдельный прерыватель; трансформатором тока служит катушка зажигания (бобина). Батарейное зажигание применяется на дорожных мотоциклах М-72, М1А, К-125, ИЖ-350 и ИЖ-49.

Батарейное зажигание менее надежно, чем зажигание от магнето, ввиду зависимости от исправного состояния аккумуляторной батареи.

Магнето представляет из себя прибор, совмещающий в себе генератор переменного тока низкого напряжения, трансформатор и прерыватель (фиг. 220). Современное магнето почти не требует ухода, готово к действию при любой температуре окружающего воздуха и является весьма надежным прибором зажигания.

Зажигание от магнето применяется на спортивных и гоночных мотоциклах С1Б, С2Б, С3В, М-35, М-75, М-76. Разновидностью магнето является маховичное магдино МГ-10, применяемое на мотоциклах К1Б. Магдино представляет из себя прибор, совмещающий в себе магнето и генератор переменного тока, используемого для освещения.

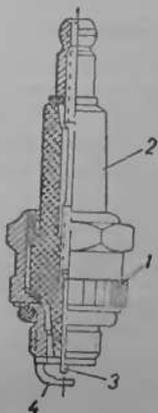


Фиг. 220. Схема магнето.

## 2. ЗАПАЛЬНЫЕ СВЕЧИ

Запальные свечи служат для воспламенения сжатой в камере сгорания двигателя рабочей смеси при помощи электрической искры, проскакивающей между электродами. Свеча состоит из стального корпуса 1 (фиг. 221), изолятора 2, уплотняющих шайб, центрального 3 и бокового 4 электродов. Ток высокого напряжения подводится к центральному электроду и, преодолевая сопротивление зазора между центральным и боковым электродами, в виде искры проходит на «массу».

Свечи бывают неразборные и разборные. На мотоциклах М-72, М1А и ИЖ-350 применяются неразборные свечи НА 11/11А и НА 11/10А. На мотоцикле К1Б—разборная свеча М12/20. Во время работы двигателя температура нижнего конца изолятора свечи должна лежать в определенных пределах. Она не должна быть ниже 500—580°, так как при более низкой температуре масло, попадающее на изолятор, не сгорает, а отлагается в виде нагара; при этом ток высокого напряжения проходит по слою нагара и свеча перестает работать; с другой стороны, температура изолятора не должна превышать 800—850°, так как в противном случае происходит воспламенение смеси не от электрической искры, а от соприкосновения с раскаленным электродом. Это явление, называемое калильным зажиганием, приводит к потере мощности и стуку в двигателе. При более сильном перегреве происходит оплавление электрода и изолятора и даже полное их разрушение.



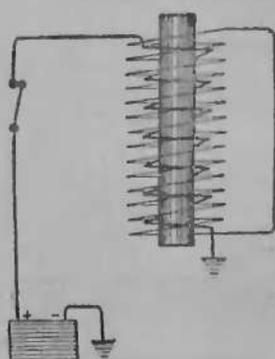
Фиг. 221. Свеча запальная.

Ввиду того, что температурные условия работы свечей в разных двигателях различны, свечи изготавливаются с разными тепловыми характеристиками и подбираются к каждому типу двигателей. Более «горячие» свечи применяются для дорожных мотоциклов в нефорси-

рованных двигателях. Гоночные мотоциклы с сильно форсированными двигателями требуют «холодных» свечей.

Температура изолятора зависит от интенсивности отвода тепла от него. Одним из конструктивных факторов, влияющих на отвод тепла от изолятора, является длина юбки изолятора. Чем короче юбка, тем охлаждение ее интенсивнее и тем «холоднее» свеча. Удлинение юбки ведет, наоборот, к повышению температуры свечи. Наряду с этим тепловая характеристика свечи зависит от материала изолятора и других конструктивных факторов.

В настоящее время еще не выработана стандартная методика определения тепловой характеристики свечи и единица ее измерения. Характеристика свечи по длине юбки изолятора не является исчерпывающей и совершенно не подходит для свечей гоночных мотоциклов.



Фиг. 222. Схема катушки зажигания.

В настоящее время ведутся исследовательские работы по разработке стандартной системы обозначения тепловой характеристики свечи. Наиболее применяемой из имеющихся систем обозначения является система Бош, по которой свойства свечи характеризуются так называемым калильным числом. Калильное число показывает время в сотых долях минуты, по истечении которого свеча, установленная на специальном испытательном двигателе, начинает давать калильное зажигание. Режим работы двигателя, при котором происходит испытание свечей, строго регламентирован.

На мотоциклах дорожного типа применяются свечи Бош с калильным числом 125, для гоночных мотоциклов рекомендуются свечи с калильным числом 225, 300, 400 и даже 500. Таким образом, более «холодные» свечи имеют большее калильное число.

В качестве материала для изоляторов служит глинозем в смеси с каолином (свечи НА 11/1А и НА 11/10А), тальк или стеатит в смеси с глиной (свеча М12/20В), а также слюда и синтеркорунд (свечи для гоночных мотоциклов). В табл. 100 приведены основные данные по запальным свечам.

Таблица 100

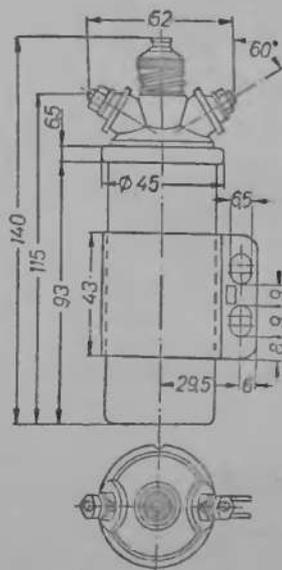
Основные данные по мотоциклетным запальным свечам

Тип свечей	Ввертываемая часть		Размер под ключ	Высота юбки изолятора	Общая высота <i>H</i>	Зазор между электродами	Вес в г	Применяется на мотоцикле
	Резьба	Длина						
НА 11/10А	Спец. 14×1,25	11	22	10	71	0,6—0,7	55	М1А, М72 ИЖ-350
НА 11/11А	Спец. 14×1,25	11	22	11	73	0,5—0,6	55	М1А, М72 ИЖ-350
М12/20В	М18×1,5	12	26	20	74,5	0,6—0,7	100	К1Б

### 3. КАТУШКИ ЗАЖИГАНИЯ (БОБИНЫ)

Катушка зажигания представляет из себя трансформатор, преобразующий ток низкого напряжения, получаемый от источника тока, в ток высокого напряжения, достаточного для возникновения искры в запальной свече (10000—15000 в). Катушка зажигания (фиг. 222) состоит из двух обмоток, намотанных на железный сердечник. Первичная обмотка

состоит из 200 — 250 витков толстой проволоки  $\varnothing$  0,8 — 1 мм и наматывается снаружи. Вторичная обмотка, состоящая из 10000—16000 витков тонкой проволоки, наматывается на железный сердечник внутри первичной обмотки. В то время, когда контакты прерывателя замкнуты, в первичной обмотке катушки протекает ток напряжения 6 в, а в сердечнике и пространстве вокруг первичной обмотки устанавливается магнитное поле. При размыкании контактов ток низкого напряжения прекращается, магнитное поле исчезает; при этом магнитные силовые линии пересекают витки вторичной обмотки. Во вторичной обмотке индуцируется ток, напряжение которого зависит в основном от скорости изменения магнитного потока и соотношения числа витков вторичной обмотки и числа витков первичной обмотки.



Фиг. 223. Катушка зажигания КМ-01.



Фиг. 224. Внешний вид катушки зажигания ИЖ-350.

На советских мотоциклах устанавливаются катушки зажигания типа КМ-01 и ИГ-4085. Данные по этим катушкам зажигания приведены в табл. 101.

На мотоциклах ИЖ-350 и К-125 применяется катушка зажигания нестандартной конструкции, устанавливаемая в коробке электроприборов.

На фиг. 223 представлен габаритный чертеж катушки зажигания КМ-01.

Внешний вид катушки зажигания ИЖ-350 представлен на фиг. 224.

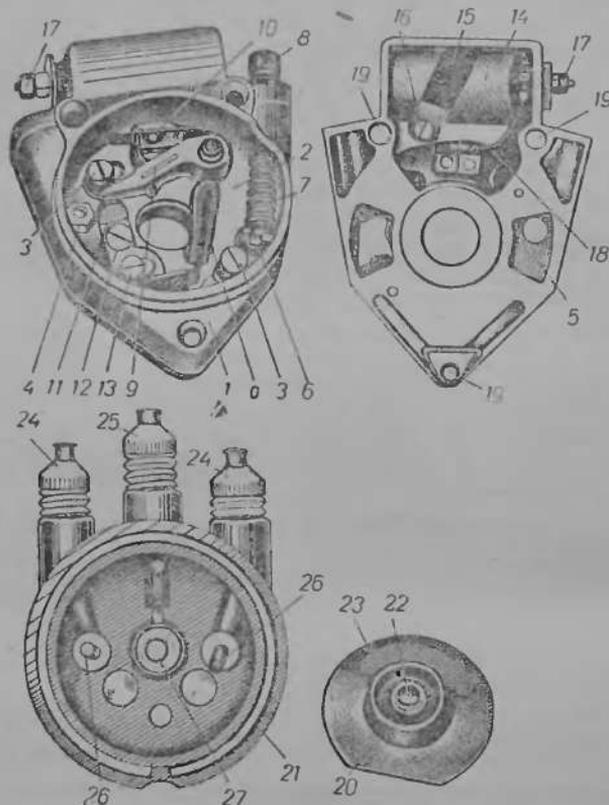
Обмоточные данные катушек зажигания

Таблица 101

Тип катушки	Число и расположение клемм	Первичная обмотка				Вторичная обмотка			Применяется на мотоцикле	
		число витков	диаметр проволоки в мм	марка проволоки	сопротивление в ом	число витков	диаметр проволоки в мм	марка проволоки		сопротивление в ом
КМ-01	Три с одной стороны	340	0,72	ПЭЛ-1	2,12	16000	0,06	ПЭЛ-1	6260	М-72 и М1А
ИГ-4085	Три с одной стороны	250	0,8	ПЭ	1,2	16000	0,10	ПЭ	3500	М-72
Катушка ИЖ-350	—	275 ÷ 280	0,55	ПЭЛ-1	1,38	9000 ÷ 9400	0,09	ПЭЛ-1	2200	ИЖ-350 ИЖ-49 К-125

## 4. ПРЕРЫВАТЕЛЬ-РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ

Назначение прерывателя — размыкать в нужные моменты первичную цепь системы зажигания для того, чтобы возник ток высокого напряжения. Прерыватель состоит: из вращающегося кулачка, либо сидящего непосредственно на конце коленчатого вала (М1А, К-125 и ИЖ-350), либо связанного с коленчатым валом зубчатой передачей с передаточным отношением



Фиг. 225. Прерыватель ПМ-05:

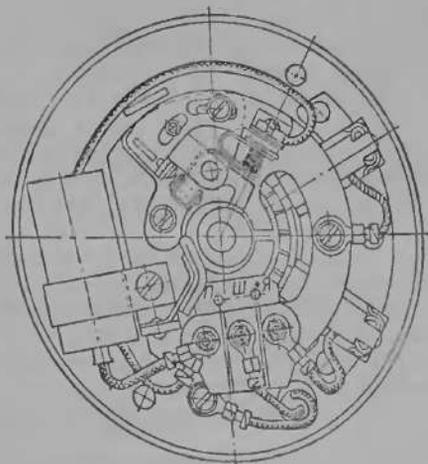
1 — корпус; 2 — поворотный диск; 3 — винты; 4 — регулировочный винт; 5 — вырез; 6 — упор; 7 — пружина; 8 — упор; 9 — молоточек; 10 — контактная стойка; 11 — наковальня; 12 — стопорный винт; 13 — регулировочный винт; 14 — конденсатор; 15 — пластинка для крепления конденсатора; 16 — винт для крепления пластинки; 17 — клемма; 18 — провод; 19 — отверстия для винтов крепления прерывателя; 20 — побегушка; 21 — контакт; 22 — колпачок с пружиной; 23 — бокован контактной пружины; 24 — выносы для крепления проводов; 25 — выносы катушки; 26 — пружинные контакты; 27 — центральный контакт; а — фетровая щетка.

2 : 1 (М-72); основания, на котором помещается наковальня 11 с неподвижным контактом (фиг. 225); молоточка 9 с подвижным контактом. Неподвижный контакт соединен с «массой» мотоцикла. Подвижный контакт изолирован от «массы» при помощи текстолитовой пятки и текстолитовой втулки.

Действие прерывателя основано на том, что кулачок при своем вращении набегающей частью на пятку молоточка и, приподымая его, заставляет отойти подвижный контакт молоточка от неподвижного контакта наковальни, разрывая тем самым цепь тока низкого напряжения. Параллельно контактам прерывателя включается конденсатор 14. Назначение конденсатора состоит в том, чтобы поглотить ток самоиндукции, возникающий в первичной обмотке катушки зажигания в момент разрыва цепи низкого напряжения. При размыкании контактов прерывателя, исчезновение тока в первичной обмотке сопровождается исчезновением магнитного поля в катушке зажи-

гания, вследствие чего индуцируется электродвижущая сила как во вторичной обмотке, так и в самой первичной обмотке (явление самоиндукции). Электродвижущая сила (э. д. с.) самоиндукции первичной обмотки достигает 200—300 в и действует в том же направлении, что и э. д. с. источника тока (батареи или генератора). При отсутствии конденсатора э. д. с. самоиндукции вызывает искрение между контактами прерывателя, что приводит к их окислению и обгоранию, а также уменьшает скорость исчезновения тока в первичной обмотке, что приводит к понижению напряжения вторичной обмотки. При наличии конденсатора ток, создаваемый э. д. с. самоиндукции, поступает в конденсатор и заряжает последний; при этом парализуются перечисленные выше вредные влияния э. д. с. самоиндукции. Изображенный на фиг. 225 прибор ПМ-05 устанавливается на мотоцикле М-72 и представляет собой совокупность двух приборов — прерывателя тока низкого напряжения и распределителя тока высокого напряжения.

Назначение распределителя — подавать ток высокого напряжения попеременно в оба цилиндра двухцилиндрового двигателя М-72. Мотоциклы М1А, ИЖ-350, ИЖ-49, К-125 имеют одноцилиндровые двигатели и не нуждаются в распределителе. Прерыватели указанных мотоциклов имеют одинаковую конструкцию (фиг. 226), причем прерыватель является частью конструкции генератора Г-35 и генератора Г-36.



Фиг. 226. Прерыватель для генераторов Г-35 и Г-36.

Таблица 102

Данные по прерывателям

Тип прерывателя	Число замыканий за один оборот коленчатого вала	Раствор контактов прерывателя	Емкость конденсатора в мкф	Угол поворота сенования при установке опережения	Способ регулировки зазора	Устанавливается на мотоцикле
ПМ-0	1	0,4—0,5	0,25	15—22°	Эксцентриком при помощи отвертки	М-72
Г-35	1	0,4—0,6	0,17	—	То же	М1А и К-125
Г-36	1	0,4—0,6	0,25	—	»	ИЖ-350, ИЖ-49

### 5. ОПЕРЕЖЕНИЕ ЗАЖИГАНИЯ

Сгорание рабочей смеси в цилиндре мотоциклетного двигателя, хотя и происходит с очень большой скоростью, все же требует определенного промежутка времени. Наибольшую мощность двигатель развивает в том случае, если наибольшее давление газов внутри цилиндра получается в момент нахождения поршня в верхней мертвой точке. Наибольшее давление газов достигается в тот момент, когда весь заряд рабочей смеси в камере сгорания воспламенился, но так как на это требуется некоторый отрезок времени, воспламенять смесь приходится раньше, чем поршень приходит в верхнюю мертвую точку. Опережение зажигания измеряется либо в градусах поворота коленчатого вала, либо в миллиметрах хода поршня.

Величина опережения зажигания зависит от соотношения скорости сгорания рабочей смеси и скорости движения поршня. С увеличением числа оборотов двигателя скорость сгорания рабочей смеси почти не изменяется, а скорость движения поршня увеличивается пропорционально увеличению числа оборотов. Из этого следует, что опережение зажигания при увеличении числа оборотов двигателя должно увеличиваться.

Неправильная установка опережения зажигания вредно отражается на работе двигателя. Слишком раннее зажигание приводит к стуку, потере мощности и перенапряжению деталей двигателя. Слишком позднее зажигание приводит к потере мощности, замедлению процесса сгорания, догоранию смеси на линии расширения и перегреву двигателя. Величина опережения зажигания зависит, кроме числа оборотов двигателя, также от нагрузки, т.е. от величины открытия дроссельного золотника и величины поступившего в цилиндр заряда смеси; чем больше нагрузка на двигатель (подъем в гору, разгон, тяжелая дорога), тем меньше должен быть угол опережения зажигания.

Кроме того, опережение зажигания зависит от степени сжатия двигателя и октанового числа топлива.

Регулировка опережения зажигания бывает ручная (М-72) или автоматическая при помощи центробежного регулятора (ИЖ-49, ИЖ-350). На мотоциклах М1А, К-125 и К1Б регулировка опережения зажигания на ходу отсутствует и момент зажигания зафиксирован. Величины углов опережения зажигания советских мотоциклов представлены в табл. 103.

Величины углов опережения зажигания

Таблица 103

Марка мотоцикла	Величины постоянного опережения		Пределы регулировки при эксплуатации в град.	Наибольший угол опережения в град.	Способ регулировки
	в град.	в мм			
М-72	—4		—4 до 33	33	Ручной
М1А	28	4	—	28	Отсутствует
К-125					
ИЖ-350	15	1—1,5	15—27	27 (5,5 мм)	Автоматический
ИЖ-49	15	1—1,5	15—27	27 (5,5 мм)	Автоматический
К1Б	30	4,5	—	30	Отсутствует

Регулировка опережения зажигания на ходу на мотоцикле М-72 осуществляется при помощи ручной манетки на левой стороне руля. Движением манетки на себя водитель уменьшает угол опережения зажигания. Манетка соединяется при помощи троса с основанием прерывателя.

## 6. МАГНЕТО ВЫСОКОГО НАПРЯЖЕНИЯ

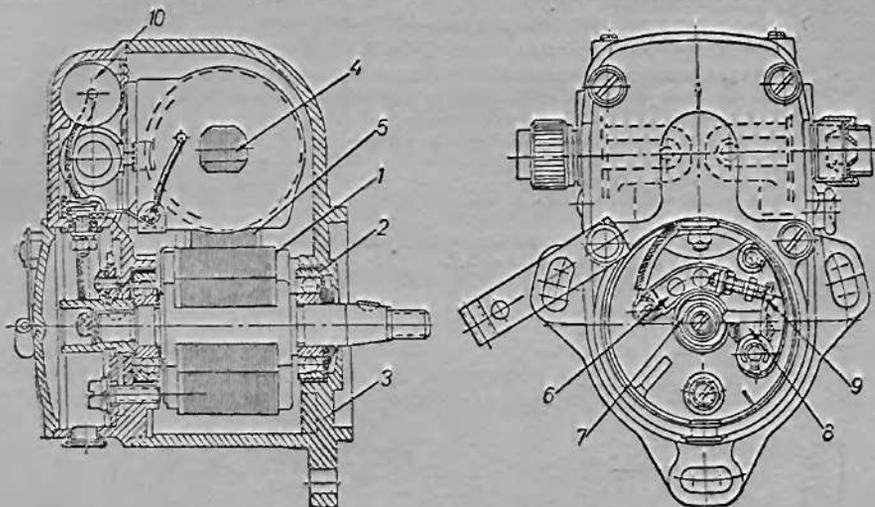
Зажигание от магнето применяется на дорожном мотоцикле К1Б, а также на спортивных мотоциклах.

Магнето представляет из себя комбинацию из источника переменного тока низкого напряжения, прерывателя, трансформатора, преобразовывающего ток низкого напряжения в ток высокого напряжения, и распределителя тока высокого напряжения.

Разрез двухискрового магнето М42 завода КАТЭК, применяющегося на спортивных мотоциклах, представлен на фиг. 227.

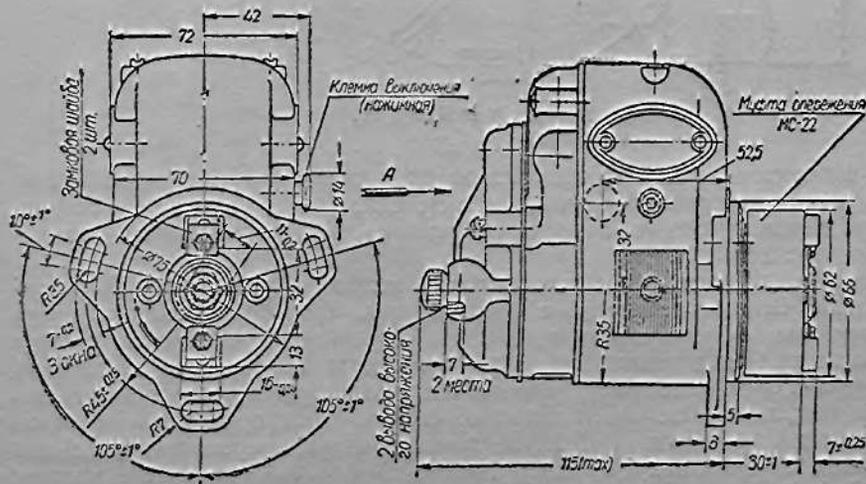
Ротор магнето 1 представляет из себя постоянный магнит с полюсными наконечниками, смонтированный на валике, вращающемся в шарикоподшипниках 2 корпуса 3. Магнитная цепь постоянного магнита замыкается через сердечник трансформатора 4 и магнитопроводящие пакеты 5, набранные из листов мягкого железа и залитые в корпус. Трансформатор 4, подобно

индукционной катушке, имеет две обмотки — первичную и вторичную. При вращении ротора магнитный поток в сердечнике трансформатора меняет свое направление два раза за один оборот; при этом магнитные силовые линии



Фиг. 227. Магнето М42 КАТЭК.

пересекают витки первичной обмотки и в ней индуцируется электрический ток. Ток первичной обмотки трансформатора магнето — переменный; он достигает своего максимального значения два раза за один оборот ротора магнето.



Фиг. 228. Магнето М48-В КАТЭК.

Последовательно с первичной обмоткой магнето подключен прерыватель 6. При помощи кулачка 7 молоточек 8, на котором крепится контакт 9, два раза за один оборот разрывает первичную цепь. При этом во вторичной обмотке трансформатора возникает импульс тока высокого напряжения, поступающий на свечу двигателя. Для уменьшения обгорания контактов прерывателя и увеличения интенсивности импульса тока высокого напряжения

имеется конденсатор 10, включенный параллельно контактам прерывателя. Габаритный чертеж магнето М48-Б того же завода представлен на фиг. 228.

Техническая характеристика магнето М48-Б следующая:

Раствор контактов прерывателя в мм — 0,25—0,35

Число замыканий контактов за один оборот ротора — 2

Минимальные обороты бесперебойного искрообразования — 150.

Максимальные обороты бесперебойного искрообразования — 4000.

Емкость конденсатора в мкф — 0,14—0,25.

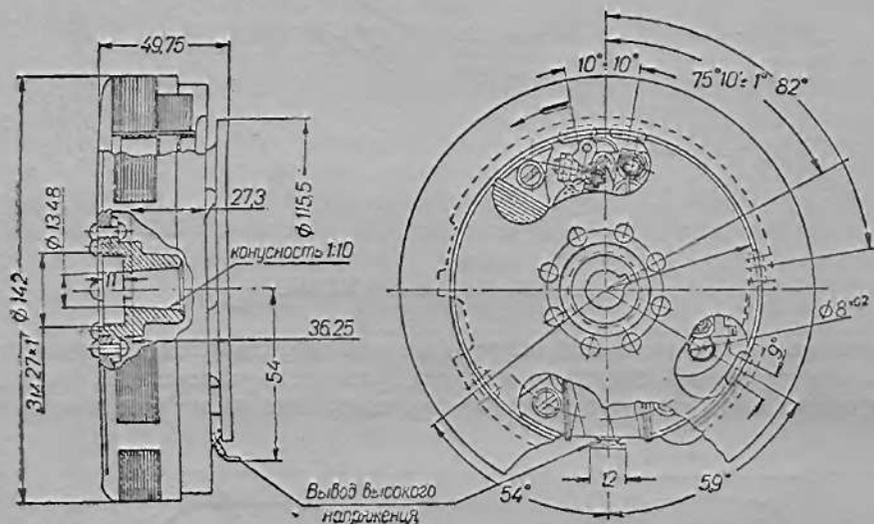
Интервал работы муфты опережения в об/мин.:

начало — 900—1100,

конец — 1700—1900.

Наибольший угол опережения (по ротору магнето) в град — 16—18°.

Вес с муфтой опережения в кг — 2,7.



Фиг. 229. Магдино МГ-10.

На мотоцикле К1Б применяется магдино типа МГ-10, представляющее из себя комбинацию маховичного магнето высокого напряжения и генератора переменного тока низкого напряжения, используемого для освещения (фиг. 229).

Шестиполюсная магнитная система залита в тело маховика двигателя. Основание магдино с прерывателем, трансформатором и двумя катушками, вырабатывающими ток для освещения, крепится на картере двигателя. При вращении маховика изменяется направление магнитного потока в сердечнике трансформатора, а также в сердечниках осветительных катушек, вследствие чего в первичной обмотке трансформатора и обмотках катушек возникает ток. Действие трансформатора, прерывателя и конденсатора такое же, как и в магнето М-48Б. На фиг. 229 изображено магдино МГ-10.

Техническая характеристика магдино МГ-10 следующая:

Раствор контактов прерывателя в мм — 0,35—0,45.

Число замыканий контактов за один оборот маховика — 1.

Минимальные обороты бесперебойного искрообразования — 350.

Максимальные обороты бесперебойного искрообразования — 5000

Емкость конденсатора в мкф — 0,15—0,17.

Номинальное напряжение катушек освещения в в — 6.

Мощность катушек освещения в вт — 15.

Вес магдино в кг — 2,4.

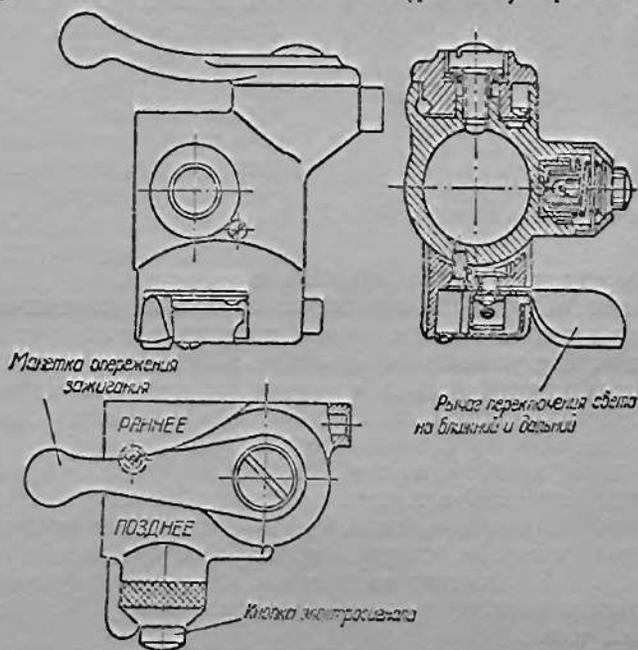
Таблица 104

Обмоточные данные магнето М48-Б и магдино МГ-10

Тип магнето или магдино	Первичная обмотка				Вторичная обмотка			
	Число витков	Диаметр провода в мм	Марка провода	Сопротив- ление в ом	Число витков	Диаметр провода в мм	Марка провода	Сопротив- ление в ом
Магнето М48-Б	235	0,72	ПЭЛ-1	0,57	13000	0,07	ПЭЛ-1	6250
Магдино МГ-10	165	0,69	ПЭЛ-1	0,43	9000	0,06	ПЭЛ-1	4850

## 7. УСТАНОВКА ЗАЖИГАНИЯ

Управление опережением зажигания на мотоцикле М-72 осуществляется при помощи манетки, расположенной на левой стороне руля, и троса, соединенного одним концом с манеткой, а другим с пластиной прерывателя, на которой крепятся наковальня и молоточек (фиг. 230). При помощи манетки



Фиг. 230. Манетка опережения зажигания мотоцикла М-72.

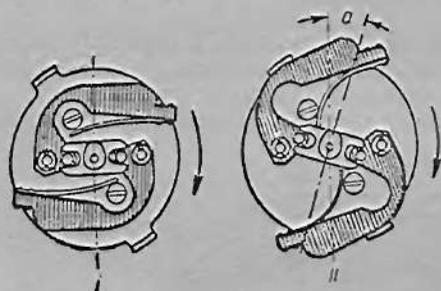
водитель устанавливает момент зажигания на ходу мотоцикла в зависимости от дорожных условий, скорости и нагрузки.

На пластине прерывателя имеется винт с эксцентричной головкой, входящей в окно корпуса прерывателя, и контргайкой (фиг. 225). Поворачивая винт, мы изменяем угол, на который можно повернуть пластину прерывателя от 15 до 22°, что соответствует 30 и 44° поворота коленчатого вала. Увеличение угла поворота пластины на 7° идет в сторону увеличения максимального угла опережения; минимальный угол опережения, т.е. положение позднего зажигания, остается постоянным.

Ввиду того, что кулачок прерывателя М-72 изготовлен за одно целое с распределительным валом двигателя, установка опережения зажигания

после переборки двигателя не требуется, так как при правильной установке распределительного вала правильная установка зажигания получается автоматически и обеспечивается точностью изготовления деталей. Регулировка максимального угла опережения при помощи эксцентрика может быть произведена опытным механиком в зависимости от преобладающих дорожных условий, а также от применяемого топлива.

Управление опережением на мотоциклах ИЖ-350 и ИЖ-49 — автоматическое, при помощи центробежного регулятора (фиг. 231), осуществляющего регулировку в пределах  $15-27^\circ$  поворота коленчатого вала. Максимальный угол опережения  $27^\circ$  соответствует 5,5 мм хода поршня не доходя верхней мертвой точки. Установка зажигания после переборки двигателя или снятия прерывателя осуществляется по максимальному углу опережения, для чего поршень устанавливается не доходя верхней мертвой точки на 5,5 мм (проверить через отверстие для декомпрессора), а грузы регулятора разводятся до отказа; при этом контакты прерывателя должны начать размыкаться (проверить при помощи контрольной лампочки, включенной в цепь низкого напряжения или при помощи папиросной бумаги, вложенной между контактами прерывателя). В том случае, если момент начала разрыва установлен неправильно, необходимо ослабить крепление основания прерывателя и повернуть его в ту или другую сторону. Установив основание прерывателя на мо-



Фиг. 231. Автомат опережения мотоцикла ИЖ-49.

мент начала разрыва, необходимо закрепить его винтами.

На мотоциклах М1А и К-125 опережение зажигания постоянное. Кулачок прерывателя крепится вместе с якорем генератора к коленчатому валу двигателя болтом. Для установки опережения зажигания нужно поставить поршень не доходя верхней мертвой точки на 4 мм, проверяя его положение при помощи стержня, вставленного в отверстие декомпрессора. В этот момент контакты прерывателя должны начинать размыкаться.

Описанный выше способ установки зажигания отличается неточностью. Для более точной установки зажигания необходимо на коленчатый вал двигателя установить градуированный диск и определять момент начала разрыва не по линейному перемещению поршня, а по углу поворота коленчатого вала.

На мотоцикле К1Б момент начала разрыва контактов прерывателя должен соответствовать положению поршня на расстоянии 4,5 мм не доходя верхней мертвой точки.

Для определения положения поршня в двигателе К1Б нет необходимости прибегать к помощи стержня, вставленного в свечное отверстие головки цилиндра, так как на маховике имеются две метки, которые при совмещении с меткой, имеющейся на кольцевом ободке левой половины картера, указывают одна верхнюю мертвую точку и другая — положение поршня, соответствующее правильной установке момента зажигания.

Для установки основания магнето на момент начала разрыва имеются три секторные паза, через которые проходят винты крепления основания к картеру двигателя. После установки зажигания эти винты должны быть надежно затянуты.

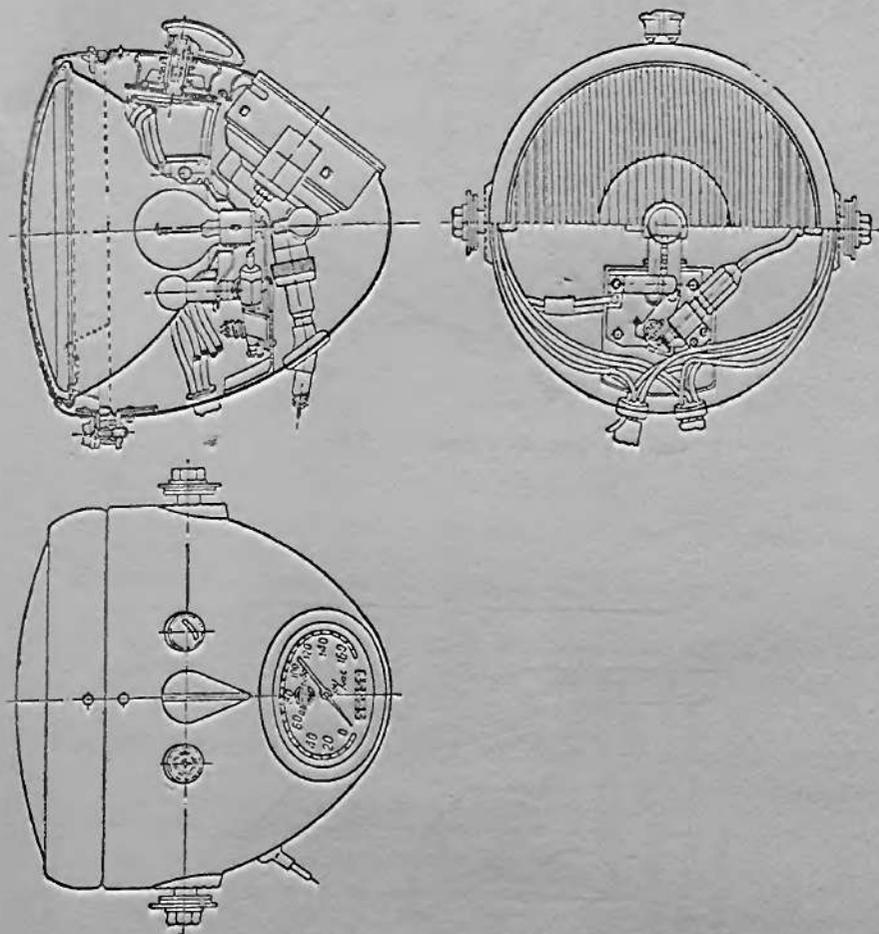
Установка зажигания должна производиться при правильно отрегулированном зазоре между контактами прерывателя. Величины зазоров в контактах прерывателя даны в табл. 102.

## Глава XX

## ПРИБОРЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ И СИГНАЛИЗАЦИИ

## 1. ФАРЫ И ФОНАРИ

На мотоциклах устанавливаются фары различных типов: ФГ-6 (М-72), ФГ-7 (К1Б), ФГ-8 (ИЖ-49) и ФГ-9 (М1А). Общие виды с габаритными и при-



Фиг. 232. Фара ФГ-6 мотоцикла М-72.

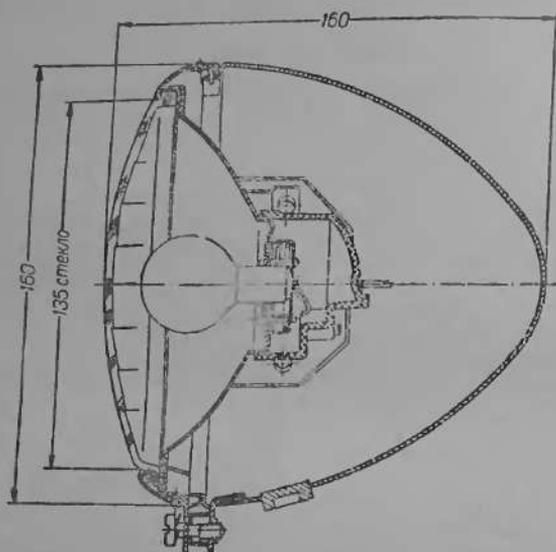
соединительными размерами мотоциклетных фар представлены на фиг. 232, 233, 234.

Основные технические данные мотоциклетных фар даны в табл. 105.

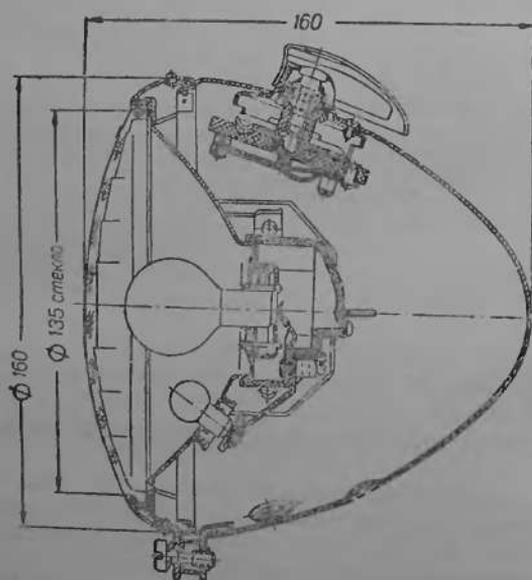
На фиг. 235 изображен задний фонарь ФП-7 с габаритными и присоединительными размерами. Фонарь ФП-7 служит для освещения номерного знака и крепится на щитке заднего колеса мотоцикла.

В фонаре ФП-7 имеется лампа 6 в 2 свечи с цоколем 1С-9-1. Вес фонаря около 0,1 кг.

Фонарь ФП-8 служит указателем габарита коляски мотоцикла и устанавливается на щитке колеса коляски мотоцикла М-72. В фонаре ФП-8 применяется та же лампа, что и в ФП-7; вес его равен 0,1 кг.

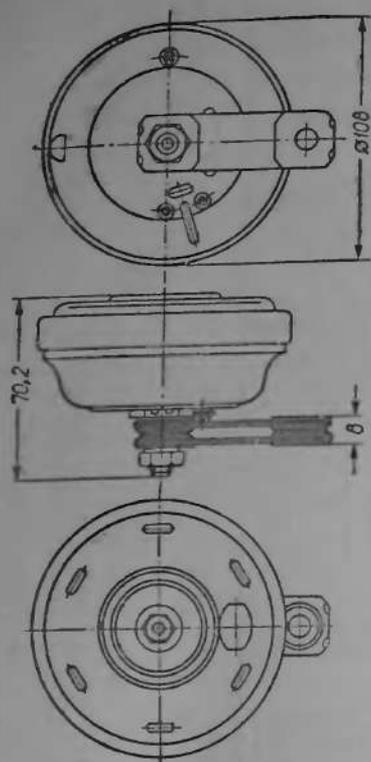


Фиг. 233. Фара ФГ-7 мотоцикла К1Б.

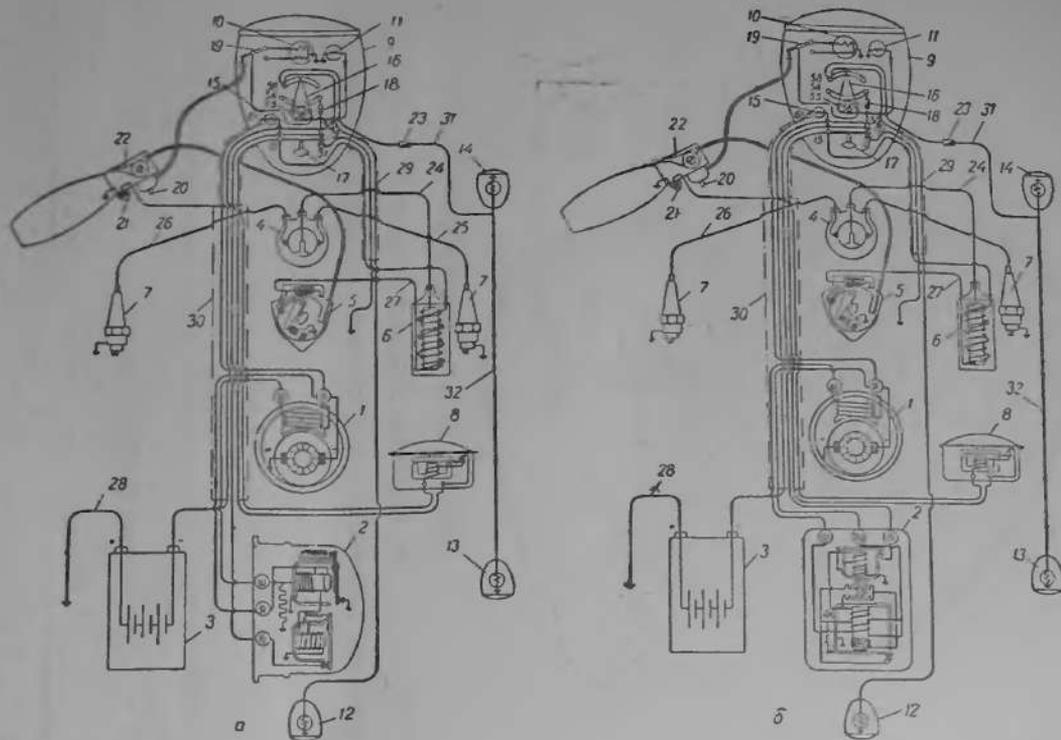


Фиг. 234. Фара ФГ-9 мотоцикла М1А.

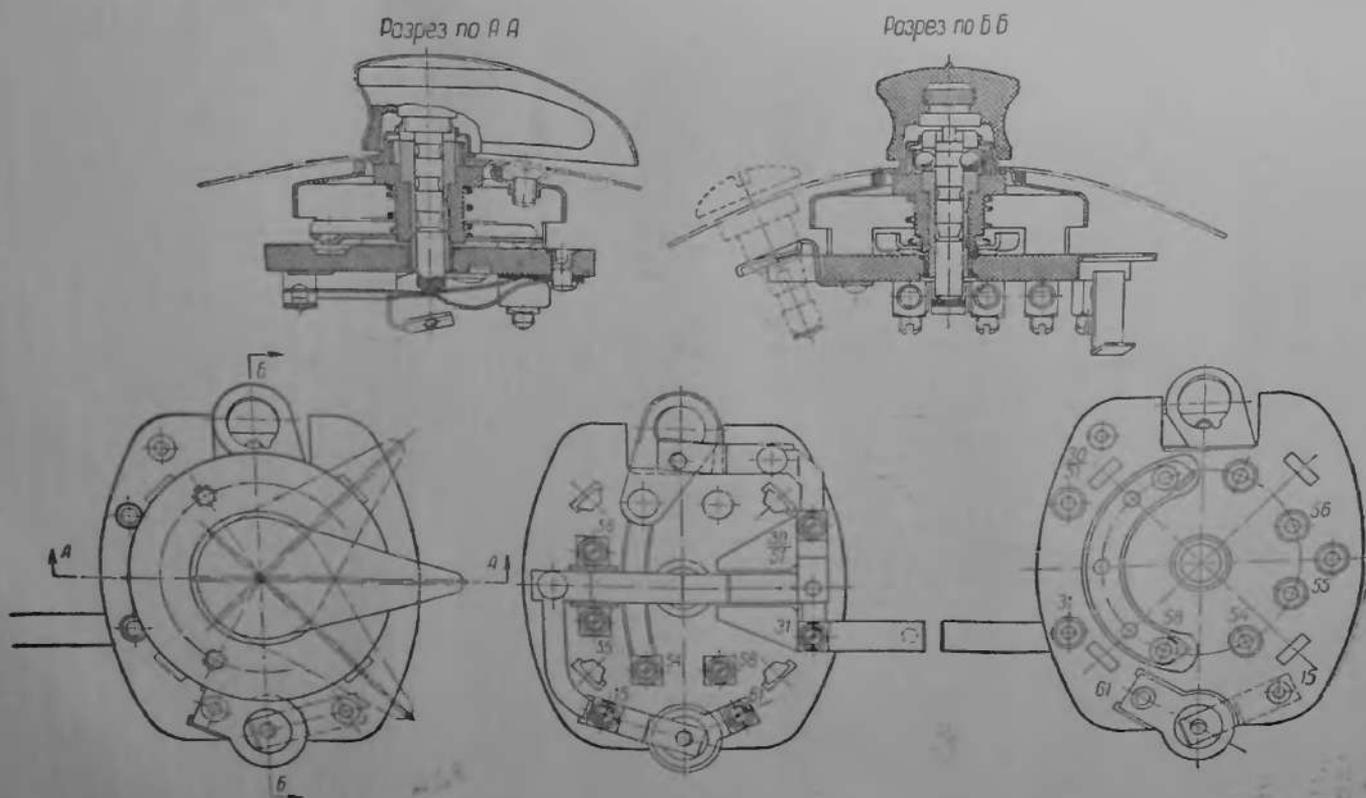




Фиг. 236. Звуковой электро-сигнал С-35.



Фиг. 237. Схемы электрооборудования мотоцикла М-72:  
 а — общая схема электрооборудования мотоцикла М-72 с реле-регулятором РР-1; б — общая схема электрооборудования мотоцикла М-72 с реле-регулятором РР-31.

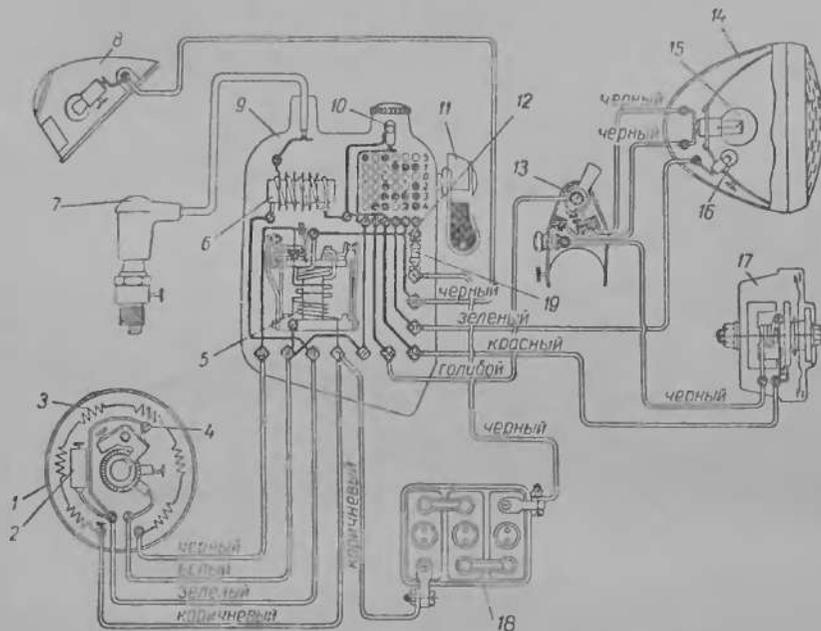


Фиг. 238. Центральная переключатель М-72.

### 3. ОБЩИЕ СХЕМЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ, ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛИ И ПРОВОДКА

На фиг. 237 даны общие схемы электрооборудования мотоцикла М-72, причем схема *а* относится к мотоциклам, выпущенным до 1950 г. с реле-регулятором РР-1. Схема *б* относится к мотоциклам, выпущенным позднее 1950 г. с реле-регулятором РР-31. В общую схему электрооборудования входят следующие группы приборов и агрегатов:

1) источники тока — генератор *1* с реле-регулятором *2* и аккумуляторная батарея *3*;



Фиг. 239. Общая схема электрооборудования ИЖ-49 и ИЖ-350:

1 — генератор Г-36; 2 — конденсатор; 3 — обмотка возбуждения; 4 — прерыватель; 5 — реле-регулятор; 6 — бобина; 7 — свеча; 8 — рожок; 9 — распределительная коробка П-35; 10 — контрольная лампа; 11 — ключ; 12 — клемма сигнальных контактов; 13 — переключатель с кнопкой; 14 — фара; 15 — лампа головного света; 16 — лампа стояночного света; 17 — электросигнал; 18 — аккумулятор ЗМТ-7; 19 — предохранитель.

2) потребители электрической энергии — лампы *10* дальнего и ближнего света, лампа *11* стояночного света, лампа *12* заднего фонаря, лампа *13* заднего фонаря боковой коляски, лампа *14* переднего фонаря коляски, а также звуковой сигнал *8* и катушка зажигания *6*;

3) приборы управления и контроля — центральный переключатель *16*, переключатель дальнего и ближнего света *19* и *20*, контрольная лампа *15* и кнопки сигнала *21*;

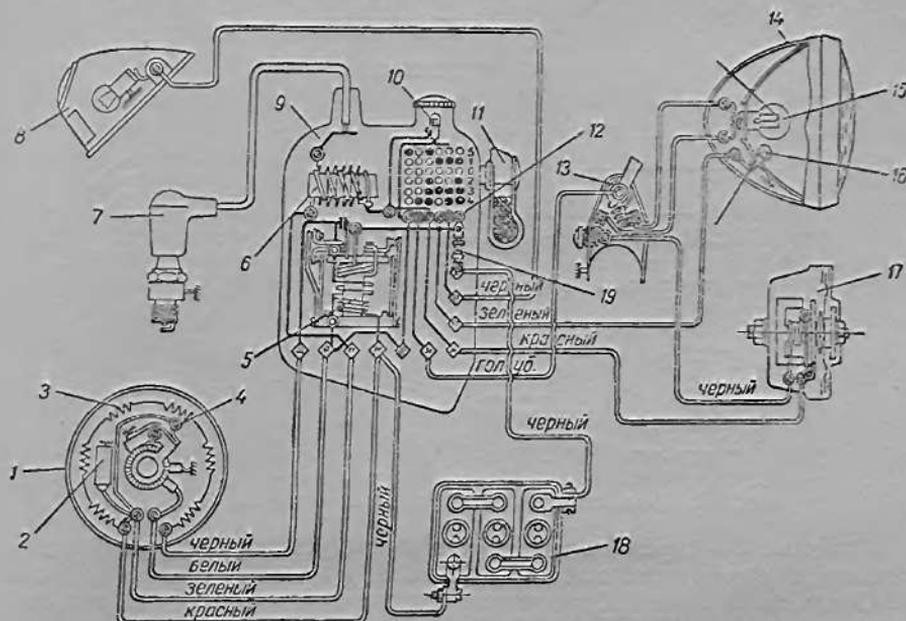
4) система зажигания, состоящая из катушки зажигания *6*, прерывателя *5*, распределителя *4* и запальных свечей *7*.

Центральный переключатель изображен на фиг. 238.

В мотоцикле М-72 на «массу» присоединен положительный полюс батареи и плюсовая щетка генератора. Путь тока, идущего на освещение (например лампа дальнего и ближнего света) при работе батареи (например, на стоянке) положительный зажим батареи, провод *28*, корпус мотоцикла («масса»), нить лампы *10*, переключатель *19*, контакт центрального переключателя *56*, подвижный контакт *16*, контакт *54*, предохранитель *18*, зажим *30*, провод красный с черным и отрицательный зажим батареи *3*.

Путь тока, идущего на освещение при работающем генераторе: плюсовая щетка генератора, «масса», нить лампы 10, переключатель 19, центральный переключатель, предохранитель 18, зажим 30, провод красный с черным, зажим Б реле-регулятора 2, обмотки реле и регулятора, зажим Я или ЯШ реле-регулятора, провод красный, зажим Я генератора и минусовая щетка генератора.

Подобным же образом нетрудно проследить путь тока остальных цепей, составляющих общую схему электрооборудования (например, цепь тока зажигания, сигнала, путь зарядного тока и т. п.).



Фиг. 240. Общая схема электрооборудования мотоцикла К-125:

1 — генератор Г-35; 2 — конденсатор; 3 — обмотка возбуждения; 4 — прерыватель; 5 — реле-регулятор; 6 — бобица; 7 — свеча; 8 — задний фонарь; 9 — распределительная коробка П-35; 10 — контрольная лампа; 11 — ключ; 12 — клеммы сходящихся контактов; 13 — переключатель с кнопкой; 14 — фара; 15 — лампа главного света; 16 — лампа стоячного света; 17 — электросигнал; 18 — аккумулятор ЗМТ-7; 19 — предохранитель.

На фиг. 239 изображена общая схема электрооборудования мотоциклов ИЖ-49 и ИЖ-350. Расцветка проводов дана на самой схеме.

В системе электрооборудования мотоциклов ИЖ-350, ИЖ-49 на «массу» включен положительный полюс батареи и плюсовая щетка генератора. В этих мотоциклах реле-регулятор, катушка зажигания, центральный переключатель и контрольная лампа объединены в один агрегат, называемый распределительной коробкой П-35. Центральный переключатель имеет пять различных положений:

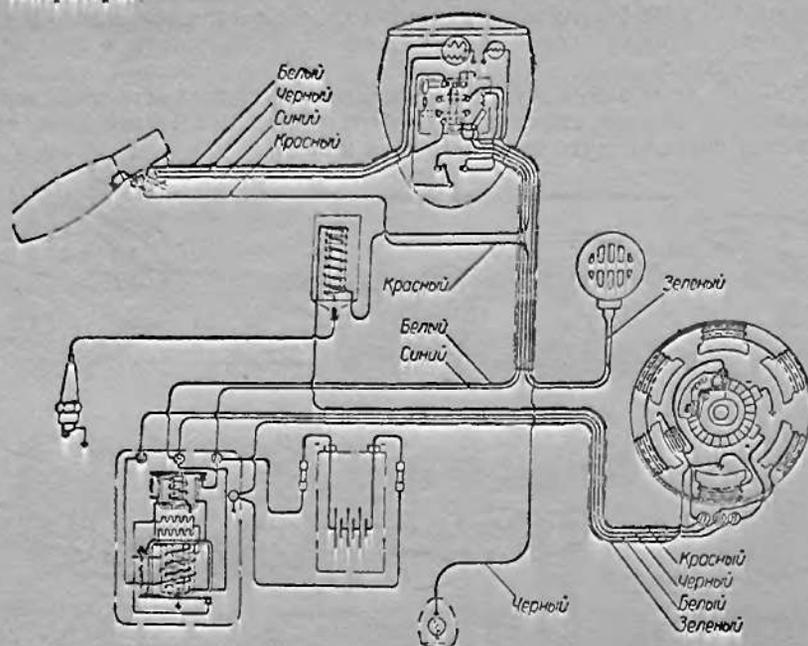
**Положение 1** — ночная стоянка в пути. Включены задний фонарь и малая лампа стоячного света фары, работающие от батареи.

**Положение 2** — дневная езда. Включены приборы зажигания и сигнал. Батарея заряжается от генератора.

**Положение 3** — городская езда ночью (по освещенным улицам). Включены приборы зажигания, сигнал, задний фонарь и лампа стоячного света фары.

**Положение 4** — загородная езда ночью. Включены приборы зажигания, сигнал, задний фонарь и главная лампа фары.

*Положение 5* — запуск двигателя при разряженной батарее или в случае отсутствия таковой. Включены приборы зажигания и сигнал, работающие от генератора.



Фиг. 241. Общая схема электрооборудования мотоцикла ИЖ-49.

*Положение 0* — гаражная стоянка или дневная стоянка в пути. Все выключено, и ключ переключателя может быть вынут.

Общая схема электрооборудования мотоцикла К-125 (фиг. 240) подобна схеме мотоциклов ИЖ-350 и ИЖ-49.

На фиг. 241 изображена схема электрооборудования мотоцикла М1А.

Раздел седьмой  
**ДАННЫЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ МОТОЦИКЛОВ**

Глава XXI  
**НОРМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

**1. ОБКАТКА**

Срок службы мотоцикла зависит от режимов первоначального периода его эксплуатации и степени соблюдения правил, изложенных в заводских инструкциях, прилагаемых к каждому мотоциклу.

Новый мотоцикл в первоначальный период эксплуатации проходит обкатку на протяжении 1000—2000 км. За период обкатки происходит приработка рабочих поверхностей трущихся сопряженных деталей.

Во время обкатки не рекомендуется эксплуатация мотоцикла в тяжелых дорожных условиях, недопустима езда на высоких скоростях, а следовательно, и работа двигателя на больших оборотах, вызывающих перегрев двигателя.

При правильной обкатке нового мотоцикла обеспечивается нормальный срок его эксплуатации.

Для того или иного мотоцикла заводом-изготовителем устанавливаются нормы обкатки. В табл. 106 указаны нормы обкатки для серийных дорожных мотоциклов, заимствованные из заводских инструкций.

Таблица 106

Нормы обкатки серийных дорожных мотоциклов

Наименование	К1Б	М1А	К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
Общая продолжительность обкатки в км . . . . .	1500	2000	2000	1000	2000	2000
Частичное снятие ограничителя после пробега в км . . . . .	Ограничитель не устанавливается		—	—	—	1000
Полное снятие ограничителя после пробега в км . . . . .	—	—	1000	2000	2000	2000
Пробег при первом этапе в км	800	1000	1000	2000	2000	1000
Допустимая скорость движения на первом этапе обкатки в км/час:						
1-я передача . . . . .	15—20	15	13	20	10	10
2-я » . . . . .	25—30	30	25	35	25	20
3-я » . . . . .	—	55	40	50	35	35
4-я » . . . . .	—	—	—	60	50	50
Пробег при втором этапе в км	700	1000	1000	—	—	1000
Допустимая скорость движения на втором этапе обкатки в км/час:						
1-я передача . . . . .	—	—	16	—	—	15
2-я » . . . . .	30—50*	—	30	—	—	35
3-я » . . . . .	—	55—70*	50	—	—	50
4-я » . . . . .	—	—	—	—	—	70

\* Согласно заводской инструкции рекомендуется постепенное повышение скорости.

В целях ограничения скорости при обкатке на карбюраторе устанавливаются соответствующие ограничители оборотов двигателя. После прохождения соответствующего периода обкатки ограничитель частично снимается, после полного периода обкатки ограничитель снимается совсем.

Во время обкатки особое внимание должно быть уделено смазке двигателя и коробки передач.

Рекомендуется после первых 500 км пробега отработанное масло слить, промыть керосином картер и залить свежее масло.

Во время обкатки следует особенно внимательно следить за состоянием всего агрегата мотоцикла.

Гарантийным пробегом называется пробег в километрах, после которого потребитель теряет право предъявлять рекламации заводу-изготовителю на износившиеся и поломавшиеся детали мотоциклов. Точно то же означает гарантийный срок службы. Фактическая долговечность мотоцикла превышает гарантийный пробег. Гарантии заводов указаны в табл. 107.

Гарантии заводов

Таблица 107

	К1Б	М1А	К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
Гарантийный пробег в км	6000	6000	6000	2000	10 000	15 000
Гарантийный срок	1 год	1 год	1½ года	На период обкатки	1½ года	1½ года

## 2. ПЕРИОДИЧНОСТЬ ОСМОТРА

Как указывалось выше, долговечность того или иного мотоцикла зависит от соблюдения правил эксплуатации, изложенных в заводских инструкциях. Особое внимание должно быть уделено уходу за мотоциклом и соблюдению периодичности осмотра, рекомендуемой инструкциями.

В табл. 108, 109, 110, 111, 112 и 113 приведены нормы периодичности осмотра серийных дорожных мотоциклов.

Нормы осмотра мотоцикла К1Б

Таблица 108

Осмотр производить через каждые	Перечень производимых работ
500 км	Снять и промыть воздухоочиститель
800 »	Очистить отстойник топливного краника
1000 »	Очистить от нагара электроды свечи
2000 »	Очистить контакты прерывателя.
	Удалить нагар с головки цилиндра и днища поршня
2500 »	Очистить глушитель

Нормы осмотра мотоцикла М1А

Таблица 109

Осмотр производить через каждые	Перечень производимых работ
200—250 км *	Проверить надежность крепления резьбовых соединений
500 » *	Подтянуть гайки крепления головки цилиндра
500—1000 »	Промыть воздухоочиститель
1000 »	Промыть и прочистить отстойник и фильтр топливного краника
	Промыть и прочистить карбюратор.
	Осмотреть и очистить электроды свечи.
	Проверить и отрегулировать свободный ход рычага управления сцеплением

\* В период обкатки.

Продолжение табл. 109

Осмотр производить через каждые	Перечень производимых работ
1500 км	Проверить плотность электролита в аккумуляторе
2000 »	Снять заднюю цепь, промыть ее и проварить в масле.
3000 »	Поменять местами покрышки колес Очистить от нагара выпускной патрубков и глушитель. Снять и осмотреть накладки тормозных колодок. Проверить состояние щеток и коллектора. Проверить состояние рабочей поверхности контактов прерывателя и величину зазора между ними. Проверить легкость вращения молоточка прерывателя на своей оси. Проверить правильность установки момента зажигания. Проверить состояние изоляции проводов и надежность закрепления их концов
6000 »	Очистить от нагара днище поршня, камеру сгорания и трубу глушителя
6000—8000 »	Заменить поршневые кольца Смазать подшипники ступиц колес

## Нормы осмотра мотоцикла К-125

Таблица 110

Осмотр производить через каждые	Перечень производимых работ
500 км	Подтянуть гайки крепления головки цилиндра. Проверить натяжение задней цепи. Проверить крепление генератора. Подтянуть гайки крепления двигателя к раме. Подтянуть клеммы аккумулятора. Сменить масло в коробке передач
1000 »	Подтянуть винты крепления половин картера. Очистить воздухоочиститель. Очистить карбюратор и фильтр горючего. Проверить действие тормозов, вскрыть их и произвести осмотр. Проверить надежность соединения проводов генератора, распределительной коробки, сигнала и прочего электрооборудования. Проверить плотность и уровень электролита в аккумуляторе. Проверить и отрегулировать сцепление. Осмотреть свечу и очистить нагар, проверить зазор между электродами
2000 »	Провести все работы, производимые после 500 и 1000 км
3000 »	Снять цепь, промыть и смазать. Проверить зазор между контактами прерывателя. Произвести очистку коробки электроприборов. Очистить от нагара выпускное отверстие цилиндра.
6000 »	Проверить болтовые соединения на раме Очистить контакты прерывателя и проверить установку зажигания. Проверить электропроводку.

## Нормы осмотра мотоцикла ИЖ-350

Таблица 111

Осмотр производить через каждые	Перечень производимых работ
100—200 км	При эксплуатации на дорогах с сильной запыленностью промывать воздухоочиститель
250 » *	Подтянуть болты головки цилиндра и гайки шпильки фланца
400—500 »	Промыть воздухоочиститель. Подтянуть болты головки цилиндра и гайки крепления фланца
1000 »	Проверить регулировку сцепления. Осмотреть тормозные барабаны, проверить состояние тормозных накладок

\* В период обкатки.

Продолжение табл. 111

Осмотр производить через каждые	Перечень производимых работ
1000—1500 км	Удалить пыль из отстойников воздухоочистителя (при наличии центробежного фильтра).
3000 »	Промыть и смазать заднюю цепь
4000—5000 »	Проверить болтовые соединения рамы
4000—6000 »	Произвести общий осмотр генератора и прерывателя, подвергнуть их чистке
	Проверить работу и очистить распределительную коробку

Таблица 112

## Нормы осмотра мотоцикла ИЖ-49

Осмотр производить через каждые	Перечень производимых работ
400—500 км	Подтянуть гайки крепления цилиндра. Подтянуть крепление рулевой колонки. Отрегулировать натяжение цепи заднего колеса. Подтянуть гайки крепления глушителей. Подтянуть болты крепления задней подвески и вилки поперечной жесткости.
1000 »	Подтянуть гайки крепления двигателя к раме. Подтянуть клеммы аккумулятора. Промыть отстойник топливного краника Подтянуть болты крепления головки цилиндра. Подтянуть винты крепления половин картера. Промыть и смазать заднюю цепь. Очистить воздухоочиститель. Очистить поплавковую камеру карбюратора. Отрегулировать систему холостого хода. Проверить действие тормозов. Подтянуть винты крепления генератора, проверить и отрегулировать зазор между контактами прерывателя. Проверить плотность и уровень электролита в аккумуляторе. Проверить и отрегулировать сцепление.
2000 »	Проверить наличие гидросмеси в цилиндре амортизатора передней вилки. Провести все работы, производимые после 500 и 1000 км. Снять ограничитель с карбюратора.
3000 »	Проверить и очистить распределительную коробку Произвести все операции, предусмотренные после пробегов 500 и 1000 км. Очистить свечи и отрегулировать зазор между электродами. Проверить зазор между контактами прерывателя, состояние щеток и коллектора генератора. Очистить топливный бак от грязи. Проверить состояние аккумулятора.
4000—5000 » 6000 »	<i>Примечание.</i> Ежемесячно, независимо от эксплуатации. Проверить правильность установки зажигания Общий осмотр генератора Произвести операции, предусмотренные после пробега 1000 и 3000 км. Прочистить выпускные окна цилиндра и трубы глушителя от нагара. Очистить от нагара головку цилиндра и поршень. Проверить износ поршневых колец и в случае необходимости заменить. Произвести чистку всего электрооборудования. Произвести осмотр подшипников ступиц колес. Очистить от грязи тормозные колодки и промыть их в бензине. Произвести проверку и затяжку всех креплений мотоцикла
10000 »	Разобрать гидравлические цилиндры передней вилки и задней подвески; удалить грязь, промыть гидравлической смесью, собрать и заполнить систему смесью. Выполнить все обслуживание, требуемое после 6000 км с входящими в него операциями после 500, 1000 и 3000 км. Проверить поршневую группу деталей: цилиндр, палец, и в случае необходимости произвести замену

Таблица 113

## Нормы осмотра мотоцикла М-72

Осмотр производить через каждые	Перечень производимых работ
500 км	Проверить крепление генератора и крепление проводов к клеммам. Промыть воздухоочиститель.
500—1000 »	<i>Примечание.</i> При езде по дорогам с сильной запыленностью
1000 »	Проверить величину зазора между толкателем и клапаном Очистить отстойник и фильтр топливного краника.
1500 »	Промыть карбюраторы, жиклеры и каналы продуть Промыть воздухоочиститель.
2000	<i>Примечание.</i> При езде по дорогам со средней запыленностью
3000—5000 »	Поменять местами колеса Проверить состояние щеток и коллектора. Проверить надежность крепления проводов. Проверить состояние рабочей поверхности контактов прерывателя и величину зазора между ними. Проверить зазор между электродами в свечах, очистить их от нагара

## Глава XXII

## СМАЗКА МОТОЦИКЛА

Масла, рекомендуемые заводами, периодичность смазки, а также точки смазки, как правило, указываются в заводских инструкциях.

Масла, применяемые для смазки мотоцикла, подразделяются на три основные группы: масла, предназначенные для смазки двигателей, механизмов силовой передачи и шарнирных соединений.

Рекомендуемые сорта масел для смазки, периодичность смазки узлов серийных мотоциклов и емкости приведены в табл. 114 и 115.

В табл. 116, 117, 118, 119 и 120 приведены физико-химические свойства масел.

Таблица 114

## Применяемые масла

Наименование	К1Б	М1А	К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72

## Двигатель

Марка масла	Автол 10	Автол 6-10	Автол 18	Автол 10-18	Автол 10-18	Автол 10-18, автол 6-8
	В смеси с горючим					
Емкость в л	0,32*	0,36*	0,36*	0,6*	0,52	2,0
Периодичность проверки и доливки масла	Одновременно с горючим при каждой заправке					Через каждые 400 км
Замена масла	—	—	—	—	—	Через каждые 2000 км
	Передняя передача					
Марка масла	Нигрол	Общая смазка с коробкой передач			—	—
Периодичность проверки и доливки масла	Через 3000 км					

\* Норма масла на полный бак горючего из расчета 1:25 по объему.

Продолжение табл. 114

Наименование	К1Б	М1А	К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
--------------	-----	-----	-------	--------	-------	------

## Коробка передач

Марка масла	1. Константин 25% + 75% автол 10 2. Нигрол 0,06	Автол 10-18				
Емкость в л	—	Автол 6-8	Автол 4-6	Автол 6-8	Автол 6-8	Автол 6-8 0,5
Периодичность проверки и доливки масла	Через 3000 км	Через 1000 км	—	—	—	Через 1000 км
Замена масла	—	Через 2000 км	Через 5000 км	Через 3000 км	Через 3000 км	Через 5000 км

## Главная передача, задняя цепь

Марка масла	Графитная мазь	Автол. Солидол с графитом	Автол 70%, солидол 30%	Автол 70%, солидол 30%	Солидол 95%, графитная мазь 5%	Нигрол. Автол 18
Емкость в л	—	—	—	—	—	0,25
Периодичность проверки и доливки масла	Через 1000 км	Через 2000 км	Через 1000 км	Через 1000—1500 км	Через 1000—1500 км	Через 1000 км
Замена масла	—	—	—	—	—	Через 5000 км

## Передняя вилка (шарниры, амортизаторы)

Марка масла	Пресс-солидол	Солидол	Автол 10 — 86%, керосин 14%. Автол 10 — 65%, керосин 35%. 0,200	Солидол	Трансформаторное масло 50%, турбинное 50%	Автол 6
Емкость в л	—	—	0,200	—	0,200	0,16—0,2
Периодичность проверки и доливки масла	Через 1000 км	Через 1000 км	По мере надобности	—	—	—
Замена масла	—	—	—	—	Через 10000 км	Через 2000 км

## Подшипники колес

Марка масла	Пресс-солидол	Солидол	Солидол	Солидол	Солидол	Консистентная смазка
Периодичность проверки и доливки масла	Через 1000 км	Через 6000 км	Через 1000 км	Через 2500—3000 км	Через 2500—3000 км	Через 1500 км

Продолжение табл. 114

Наименование	К1Б	М1А	К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
--------------	-----	-----	-------	--------	-------	------

## Подшипники рулевой колонки

Марка масла	Пресс-солидол	Солидол	Солидол	Солидол	—	Консистентная смазка
Периодичность проверки и доливки масла	Через 2000 км	Через 6000 км	Через 3000 км	—	—	Через 5000 км

Трущиеся детали тормозного устройства  
(оси кулачков, шарниры тяг и т. д.)

Марка масла	Пресс-солидол	Солидол	Солидол	Солидол	Солидол	Консистентная смазка
Периодичность проверки и доливки масла	Через 1000 км					

Трущиеся детали управления  
(тросы, рычаги и т. д.)

Марка масла	Автол 18. Пресс-солидол	Солидол. Автол	Солидол. Автол	Пресс-солидол	Пресс-солидол	Пресс-солидол
Периодичность проверки и доливки масла	Через 1000 км	Через 1000 км	Через 1000— 2000 км	Через 3000 км	Через 3000 км	Через 400 км

## Трущиеся детали седла

Марка масла	—	Солидол	Автол	—	—	Автол
Периодичность проверки и доливки масла	—	Через 1000 км	Через 1000 км	—	—	Через 400 км

Электрооборудование. Трущиеся детали прерывателя  
и подшипника генератора

Марка масла	Автол 10	Автол	Костяное масло	Костяное масло. Вазелиновое масло	Костяное вазелиновое масло	Консистентная смазка
Периодичность проверки и доливки масла	Через 2000 км	Через 2000 км	Через 3000 км	Через 4000— 5000 км	Через 4000— 5000 км	Через 3000 км

Периодичность смазки мотоцикла М-72

Наименование операций по смазке	Наименование точек смазки	Позиция точек смазки по схеме	Применяемый сорт смазки		Количество точек смазки
			летом	зимой	
<b>Ежедневно</b>					
Проверить уровень масла и при необходимости долить	В картере двигателя	1	Автол 10 и 18	Автол 6	1
Через каждые 1000 км пробега мотоцикла (при первом техническом осмотре)					
	В картере двигателя	1	Автол 10 и 18	Автол 6	1
	В картере коробки передач	2	То же	То же	1
	В масляной ванне воздухоочистителя	—	»	»	1
	В амортизаторах передней вилки	4	»	»	2
	В картере редуктора задней передачи	3	Нигрол	Автол 10	1
Смазать	Гибкий вал привода спидометра	—	Пресс-солидол	Пресс-солидол	1
	Подвеску заднего колеса	7	То же	То же	2
	Подшипник торсионного валика подвески колеса коляски	—	»	»	1
	Башмаки рессор коляски	10	»	»	2
	Рукоятку управления газом	9	»	Автол 10	1
Смазать	Шарниры рычага и тяги тормоза заднего колеса	14	»	Пресс-солидол	2
	Подшипник оси рычага ножного переключения передач	6	»	То же	1
Смазать	Тросы управления газом, опережением зажигания, сцеплением и тормозом переднего колеса	—	»	Смазка ГОИ-54	6
	Оси рычагов сцепления и тормоза переднего колеса	12	Автол	Автол	2
	Шарниры переднего и заднего сидел	13	То же	То же	8
Через каждые 2000 км пробега мотоцикла (при втором техническом осмотре)					
Проверить уровень масла и при необходимости долить	В картере коробки перемены передач	2	Автол 10 и 18	Автол 6	1
	В картере редуктора задней передачи	3	Нигрол	Автол 10	1
	Амортизаторы передней вилки	4	Автол 10 и 18	Автол 6	2
Сменить смазку	В картере двигателя	1	То же	То же	1
	В масляной ванне воздухоочистителя	—	»	»	1
Смазать	Гибкий вал спидометра	—	Пресс-солидол	Пресс-солидол	1
	Подвеску заднего колеса	7	То же	То же	2
	Оси и подшипники колес	5	»	»	3
	Оси кулачков тормозов	11	»	»	2
	Башмаки рессор коляски	10	»	»	2
	Цанговые соединения коляски	15	»	»	2
	Рукоятку управления газом	9	»	Автол 10	1
	Манетку опережения зажигания	—	»	Пресс-солидол	1

Продолжение табл. 115

Наименование операций по смазке	Наименование точек смазки	Позиция точек смазки по схеме	Применяемый сорт смазки		Количество точек смазки
			летом	зимой	
Смазать	Подшипники оси рычага ножного переключения передач	6	Пресс-солидол	Пресс-солидол	1
	Тросы управления газом, опережением зажигания, сцеплением и тормозом переднего колеса	—	То же	Смазка ГОИ-54	6
	Шарниры переднего и заднего седел	13	Автол	Автол	8
	Оси рычагов сцепления и тормоза переднего колеса	12	То же	То же	2
	Шарниры рычагов и тяг тормоза заднего колеса	14	Пресс-солидол	Пресс-солидол	2
	Подшипники торсионного валика колеса коляски	—	То же	То же	1
	Оси педали тормоза заднего колеса	—	•	•	1
	Шарнир откидной части заднего щитка	—	Автол	Автол	1

Через каждые 4000 км пробега мотоцикла

Сменить смазку	В картере коробки передач	2	Автол 10 или 18	Автол 6	1
	В картере редуктора задней передачи	3	Нигрол	Автол 10	1
	В амортизаторах передней вилки	4	Автол 10 или 18	Автол 6	2
	В подшипниках ступиц колес	5	Пресс-солидол	Пресс-солидол	4
Смазать	Шарнир кардана	8	То же	То же	1
	Подшипник генератора	10	Консталин	Консталин	1
	Подшипник рулевой колонки	—	Пресс-солидол	Пресс-солидол	2
	Рессоры коляски	—	То же	То же	2
	Прерыватель	17	Консталин	Консталин	2

Таблица 116

Физико-химические свойства масел, применяемых для смазки двигателей (ГОСТ 1862-51)

Наименования показателей	Нормы по маркам масел					Методы испытаний
	АКЗп-6	АК-6 (автол 6)	АКЗп-10	АК-10 (автол 10)	АК-15 (автол 18)	
Вязкость кинематическая в сст: а) при 100°C, не менее б) при 0°C, не более	6 550	6 —	10 1100	10 —	15 —	ГОСТ 33-46
	4,2	7,0	4,5	7,0	9,0	

Наименования показателей	Нормы по маркам масел					Методы испытаний
	АКЗп 6	АК-6 (автол 6)	АКЗп-10	АК-10 (автол 10)	АК-15 (автол 18)	
Температурный коэффициент вязкости (ТКВ <sub>0-100</sub> ), не более . . . . .	22	—	25	—	—	ГОСТ 3153-51
Коксуемость в %, не более . . . . .	0,15	0,30	0,15	0,40	0,70	ГОСТ 5987-51
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла, не более . . . . .	0,10	0,15	0,10	0,25	0,35	ГОСТ 5985-51
Кислотное число масла с присадкой ЦИАТИМ-331 в мг КОН, не более . . . . .	2,80	—	2,80	—	—	
Зольность масла в %, не более . . . . .	0,01	0,01	0,01	0,02	0,025	ГОСТ 1461-52
Зольность масла с присадкой АЗНИИ-4 в %, не менее . . . . .	0,04	—	0,04	—	—	
Зольность масла с присадкой ЦИАТИМ-331 в %, не менее . . . . .	0,4	—	0,4	—	—	
Содержание водорастворимых кислот и щелочей . . . . .	Отсутствие					ГОСТ 6307-52
Содержание механических примесей в масле . . . . .	Отсутствие					ГОСТ 6370-52
Содержание механических примесей в масле с присадкой в %, не более . . . . .	0,01	—	0,01	—	—	
Содержание воды, не более . . . . .	С л е д ы					ГОСТ 2477-44
Температура вспышки (определяемая в открытом тигле) в °С, не ниже . . . . .	170	185	170	200	215	ГОСТ 4333-48
Температура застывания в °С, не выше . . . . .	-40	-30	-40	-25	-5	ГОСТ 1533-42
Цвет в мм, не менее . . . . .	6	—	6	3,5	—	ГОСТ 2667-52
Термоокислительная стабильность по методу Папок при 250°С в мин., не менее . . . . .	—	—	—	20	—	ГОСТ 4953-49

Примечания. 1. Цвет масел определяют до добавки депрессатора и присадки. 2. Коксуемость масел АКЗп-6 и АКЗп-10 определяют до добавки присадки. 3. В числе механических примесей не допускается песок и другие абразивные вещества.

Таблица 117

Физико-химические свойства масел с присадкой ЦИАТИМ-331, применяемых для смазки карбюраторных двигателей (ГОСТ 5303-50)

Показатели физико-химических свойств	Нормы по маркам масел			
	АСп-5	АКп-5	АСп-9,5	АКп-9,5
Вязкость кинематическая при 100°C в <i>сст</i> , не менее . . . . .	5	5	9,5	9,5
Отношение кинематической вязкости при 50°C к кинематической вязкости при 100°C, не более . . . . .	7	8,6	7,4	8,8
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла, не более . . . . .	3,0	3,0	3,0	3,0
Зольность в %, не менее . . . . .	0,4	0,4	0,4	0,4
Содержание фурфурола . . . . .	Отсутствие	Отсутствие	Отсутствие	Отсутствие
Содержание водорастворимых кислот и щелочей . . . . .	Отсутствие	Отсутствие	Отсутствие	Отсутствие
Содержание механических примесей в %, не более . . . . .	0,025	0,025	0,025	0,025
Содержание воды, не более . . . . .	Следы	Следы	Следы	Следы
Температура вспышки (определяемая в открытом тигле) в °С, не ниже . . . . .	170	185	200	200
Температура застывания в °С, не выше . . . . .	-30	-30	-20	-20
Термоокислительная стабильность по методу Папок при 250°C в мин., не менее . . . . .	30	27	30	27

Таблица 118

Физико-химические свойства масел селективной очистки, применяемых для карбюраторных двигателей (ГОСТ 5239-51)

Наименования показателей	Нормы по маркам		Методы испытаний
	АС-5	АС-9,5	
Вязкость кинематическая в <i>сст</i> : а) при 100°C, не менее . . . . .	6	9,5	ГОСТ 33-46
б) при 0°C, не более . . . . .	1500	—	
Отношение кинематической вязкости при 50°C к кинематической вязкости при 100°C, не более . . . . .	7	7,4	
Температурный коэффициент вязкости (TKV <sub>0-100</sub> ), не более . . . . .	40	—	ГОСТ 3153-51
Коксуемость в %, не более . . . . .	0,15	0,3	ГОСТ 5987-51
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла, не более . . . . .	0,2	0,4	ГОСТ 5985-51
Зольность в %, не более . . . . .	0,012	0,015	ГОСТ 1461-52
Содержание фурфурола . . . . .	Отсутствие	Отсутствие	ГОСТ 1520-42
Содержание водорастворимых кислот и щелочей . . . . .	Отсутствие	Отсутствие	ГОСТ 6307-52
Содержание механических примесей	Отсутствие	Отсутствие	ГОСТ 7872-39 М. И. 19в
Содержание воды, не более . . . . .	Следы	Следы	ГОСТ 2477-44
Температура вспышки (определяемая в открытом тигле) в °С, не ниже . . . . .	180	210	ГОСТ 4333-48
Температура застывания в °С, не выше . . . . .	-35	-20	ГОСТ 1533-42
Цвет в м.м, не менее . . . . .	4,0	—	ГОСТ 2667-52
Термоокислительная стабильность по методу Папок при 250°C в мин., не менее . . . . .	20	—	ГОСТ 4953-49

Примечание. Масло АС-5 получается смешением масла АС-9,5 с маслом 12 (веретенным 2) по ГОСТ 1707-51.

Таблица 119

Физико-химические свойства нигрола автотракторного  
(ГОСТ 542-50)

Показатели физико-химических свойств	Нормы по маркам		Методы испытаний
	зимнее	летнее	
Вязкость при 100°C условная в град., в пределах	2,7—3,2	4,0—4,5	ОСТ ВКС 7872, М. И. 5г-35
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие		ОСТ НКТП 7872/2292, М. И. 25е-37
Содержание механических примесей в %, не более	0,05	0,05	ОСТ 7872-39, М. И. 19в
Содержание воды, не более	Следы		ГОСТ 2477-44
Температура вспышки (определяемая в открытом тигле) в °С, не ниже	170	180	ГОСТ 4333-48
Температура застывания в °С, не выше	-20	-5	ГОСТ 1533-42
Испытание на коррозию стальных и медных пластинок при 100°C в течение 3 час.	Выдерживает		ГОСТ 2917-45 с следующими изменениями: температура испытания 100°C, время испытания 3 часа.

Примечания. 1. Песок и другие абразивные вещества в числе механических примесей не допускаются. 2. К трансмиссионному автотракторному маслу марки «зимнее» допускается присадка депрессатора. 3. Испытание на коррозию производится на пластинках из стали марок 40 или 50 (ГОСТ В-1050-41) и на пластинках из меди М-2 (ГОСТ 859-41).

Таблица 120

Физико-химические свойства солидола  
(ГОСТ 1033-51)

Показатели физико-химических свойств	Нормы по маркам			Методы испытаний
	УС-1 (Пресс-солидол)	УС-2 (Л)	УС-3 (Т)	
Содержание мыл в %, не менее	9	11	18	ГОСТ 5211-50
Температура каплепадения в °С, не ниже	75	75	90	ОСТ НКТП 7872/2292, М. И. 7ж-36. ГОСТ 5346-50
Пекетрация при 25°C в пределах	330—355	230—290	150—220	ГОСТ 5757-51
Испытание на коррозию металлических пластинок в течение 3 час. при 100°C	Выдерживает			
Содержание свободной щелочи в пересчете на NaOH в %, не более	0,1	0,2	0,2	ОСТ НКТП 7872/2292, М. И. 25ж-37
Содержание механических примесей в %, не более	0,3	0,4	0,6	ГОСТ 1036-50
Содержание механических примесей, не растворимых в соляной кислоте	Отсутствие			ОСТ НКТП 7872/2292, М. И. 19в-37
Содержание воды в %, не более	1,5	2,0	3,0	ГОСТ 1044-41
Вязкость кинематическая масла, входящего в смазку, при 50° в сеп., в пределах	38—52	17—40	27—52	ГОСТ 33-46

Примечание. Испытание на коррозию производится: 1) на пластинках из стали марок 40, 45, 50 и близких к ним (ГОСТ В-1050-41) и 2) на пластинках из латуни марки ЛС 59-1Л (ГОСТ 1019-47).

## Глава XXIII

## ТОПЛИВО

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Сорта топлива, применяемые для мотоциклов, в зависимости от их назначения можно разбить на две группы: 1) стандартные, 2) специальные. Стандартные топлива применяются для обычных дорожных мотоциклов, специальные — для спортивных.

В настоящее время вместо пяти сортов ранее выпускавшегося автомобильного бензина введены только три сорта, а именно: автомобильный бензин с октановым числом 66 марки А-66, с октановым числом 70 марки А-70 и с октановым числом 74 марки А-74. Физико-химические свойства автомобильных бензинов указаны в табл. 121.

Таблица 121

Физико-химические свойства автомобильных бензинов  
(ГОСТ 2084-51)

Свойства	Автомобильные бензины		
	А-66	А-70	А-74
Октановое число, не ниже	66	70	74
Содержание этиловой жидкости Р-9 в 1 мл бензина в мл, не более	1,5	1,5	Отсутств.
Фракционный состав:			
а) начало перегонки при температуре в °С, не ниже	—	—	35
б) 10% перегоняется при температуре в °С не выше	79	79	70
в) 50% перегоняется при температуре в °С, не выше	145	145	105
г) 90% перегоняется при температуре в °С, не выше	195	195	165
д) конец кипения при температуре в °С, не выше	205	205	180
е) остаток в колбе в %, не более	1,5	1,5	1,5
ж) остаток и потери в % в сумме, не более	4,5	4,5	2,5
Упругость паров по Рейду в мм рт. ст. не более	500	500	500
Содержание фактических смол в 100 мл бензина в мг, не более	10	10	2
Индукционный период в мин., не менее	240	240	800
Содержание серы в %, не более	0,15	0,15	0,1
Проба на медную пластинку		Выдерживает	
Содержание водорастворимых кислот и щелочей		Отсутствие	
Содержание механических примесей и воды		Отсутствие	

Основное отличие новых бензинов от старых сводится к двум показателям: новые сорта бензинов имеют более высокие октановые числа и лучшую испаряемость. Для серийных дорожных мотоциклов рекомендуются сорта бензинов, указанные в табл. 122.

Таблица 122

Сорта топлива, рекомендуемые для серийных дорожных мотоциклов

Наименование	Марки мотоциклов				
	К1Б	К-125	М1А	ИЖ-49	М-72
Рекомендуемое по инструкции	А-66 А-70	—	А-66 А-70	Бензин 2 сорт	А-66 А-70 А-74
Допускается как заменитель	А-74	А-66 А-70 А-74	А-74	А-66 А-70 А-74	Б-70 Б-74

Примечание. Для мотоциклов К1Б, К-125, М1А и ИЖ-49, имеющих двухтактные двигатели, к бензину добавляется 4—5% масла согласно инструкций.

Физико-химические свойства авиационных бензинов  
(ГОСТ 1012-46)

Физико-химические свойства	Показатели по сортам				
	Б-95/130 Бакинск.	Б-95/115	Б-92	Б-89	Б-70
Содержание этиловой жидкости (по марке Р-9, ГОСТ 988-44) в мл в 1 кг бензина, не более	4	4	4	4	0
Октановое число, не менее:					
а) бензина без этиловой жидкости	—	—	—	—	70
б) при содержании не более 4 мл этиловой жидкости (по марке Р-9, ГОСТ 988-44) в 1 кг бензина	95	95	92	89	89
Сортность бензина по методу 3-С, на богатой смеси, не менее	130	115	—	—	—
Фракционный состав:					
а) температура начала перегонки в °С, не ниже	40	40	40	40	40
б) 10% перегоняется при температуре в °С, не выше	82	82	88	88	88
в) 40% перегоняется при температуре в °С, не ниже	75	75	75	75	75
г) 50% перегоняется при температуре в °С, не выше	105	105	105	105	105
д) 90% перегоняется при температуре в °С, не выше	145	145	145	145	145
е) 97,5% перегоняется при температуре в °С, не выше	180	180	180	180	180
ж) остаток и потери в сумме в %, не более	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
з) остаток в %, не более	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Упругость паров по Рейду в мм рт. ст., не более	330	360	360	360	360
Кислотность в мг КОН на 100 мл бензина, не более	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Температура замерзания в °С, не выше	-60	-60	-60	-60	-60
Иодное число по Маргошесу в г иода на 100 г бензина, не более	10	10	15	15	15
Содержание фактических смол в 100 мл бензина в мг, не более	2	2	2	2	2
Содержание серы в %, не более	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Проба на медную пластинку	Выдерживает				
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие				
Содержание механических примесей и воды	Отсутствие				
Прозрачность	Прозрачный				
Цвет	В неэтилированном виде бесцветный			—	Бесцветный

Высокооктановые топлива для спортивных двигателей. Вследствие того, что спортивные двигатели обладают высокими значениями литровых мощностей, топлива для них должны обладать достаточно высокими значениями октановых чисел.

Наиболее целесообразно применять авиационные бензины прямой гонки (табл. 123). Наряду с чистым бензином очень широко используются бензино-бензолные и толуоловые смеси, а также спирты и смеси их с нефтяными топливами.

Для повышения октановых чисел топлив к ним добавляют вещества, которые называются антидетонаторами. Антидетонаторы добавляются в очень

небольших количествах и не оказывают влияния на физико-химические свойства топлив. Из всех известных антидетонаторов тетраэтилсвинец является наиболее эффективным.

Для предотвращения больших отложений свинцовых соединений на деталях двигателей тетраэтилсвинец применяется не в чистом виде, а в смеси с двумя веществами: с бромистым этилом и монохлорнафталином. Эту смесь называют свинцовой, а иногда этиловой жидкостью. Физико-химические показатели указаны в табл. 124.

Таблица 124

Физико-химические показатели этиловой жидкости  
(ГОСТ 988-44)

Наименование показателей	Показатели для марок		
	I-TC	P-9	B-20
Внешний вид	Жидкость темпосинего цвета без осадка	Прозрачная жидкость красного цвета без осадка	Прозрачная жидкость оранжево-красного цвета без осадка
Октановое число после прибавления $v$ мл этиловой жидкости к 1 кг эталонного топлива должно возрасти от 69 до не менее	85 при $v = 1,6$ мл 89 при $v = 3,2$ мл	85 при $v = 2,0$ мл 89 при $v = 2,0$ мл	85 при $v = 2,0$ мл

## 2. ОКТАНОВЫЕ ЧИСЛА СМЕСЕЙ ВЫСОКООКТАНОВЫХ КОМПОНЕНТОВ

Почти все современные сорта высокооктановых топлив представляют собой смесь нескольких компонентов с основным бензином.

В качестве основного бензина применяются: а) крекинг-бензин; б) бензин прямой гонки.

В качестве высокооктановых компонентов практически применяются два вида соединений углеводородов:

- 1) жирные или изопарафины — изооктан, изопентан;
- 2) ароматические — ксилол, толуол, этилбензол, бензол.

Кроме того, в отдельных случаях в качестве топлива применяются спирты, чаще всего этиловый (винный) и метиловый (метанол), а также смеси их с топливами нефтяного происхождения.

Октановые числа смесей указаны в табл. 125, 126, 127, 128, 129, 130, 133 и 134.

Таблица 125

Октановые числа смесей изооктана с бензином Б-70 (прямой гонки)

Состав смеси в объемных процентах		Октановые числа смесей бензина с различными изооктанами (экспериментальный метод)		
Изооктан	Бензин с октановым числом 70	100-октановый изооктан	95-октановый изооктан (технический)	90-октановый изооктан (технический)
0	100	70	70	70
10	90	73	73	72
20	80	76	76	74
30	70	78	78	76
40	60	81	80	78
50	50	83	82	80
60	40	86	84	82
70	30	89	87	84
80	20	92	89	86
90	10	96	92	88
100	0	100	96	90

Таблица 126

Октановые числа смесей изооктана с бензином Б-74

Состав смеси в объемных процентах		Октановые числа смесей различных изооктанов с бензином (моторный метод)		
Изооктан	Бензин с октановым числом 74	100-октановый изооктан	95-октановый изооктан (технический)	90-октановый изооктан (технический)
0	100	74	74	74
10	90	76	76	75
20	80	78	78	77
30	70	80	80	78
40	60	82	82	80
50	50	84	84	81
60	40	87	86	82
70	30	89	88	84
80	20	93	90	86
90	10	96	92	88
100	0	100	95	90

Таблица 127

Октановые числа смесей ароматических углеводородов с бензином

Состав смеси по объему		Октановые числа смесей ароматических углеводородов с бензином			
Ароматические углеводороды	Бензин с октановым числом 70	Бензол	Толуол	Смесь ксилолов	Этилбензол
20	80	73	74	74	76
30	70	75	77	77	79
40	60	78	79	79	82
50	50	82	82	82	85
60	40	85	85	85	88
70	30	88	88	88	90
80	20	94	93	93	92
85	15	97	97	97	93

Таблица 128

Октановые числа бензоло-бензиновых смесей с антидетонатором

Состав смеси по объему		Октановые числа топлива при добавлении тетраэтилсвинца в см <sup>3</sup> /кг				
Бензол химически чистый	Бензин с октановым числом 70	0	0,375	0,750	1,125	1,5
0	100	70	80	84	86	87
10	90	71	81	85	87	88
20	80	73	82	86	88	89
30	70	76	83	87	89	90
40	60	78	85	88	90	92
50	50	82	87	90	91	93
60	40	85	90	92	93	94
70	30	88	92	93	95	96
80	20	94	96	98	99	100
85	15	97	100	—	—	—

Таблица 129

Октановые числа смесей 95-октанового изооктана (технического) с бензином Б-70 с различным содержанием тетраэтилсвинца

Состав смеси в объемных процентах		Октановые числа топлив при добавлении тетраэтилсвинца в см <sup>3</sup> /кг				
95-октановый изооктан	Бензин с октановым числом 70 (прямой гонки)	0	0,375	0,750	1,125	1,5
0	100	70	80	84	86	87
10	90	73	81	85	87	89
20	80	76	84	87	89	91
30	70	78	86	89	91	93
40	60	80	87	91	93	95
50	50	82	89	96	96	98
60	40	84	92	98	98	100
70	30	87	95	99	100	—
80	20	89	98	100	—	—
90	10	92	100	—	—	—
100	0	95	—	—	—	—

Таблица 130

Октановые числа смесей 95-октанового изооктана (технического) с бензином Б-74

Состав смеси в объемных процентах		Октановые числа топлив при добавлении тетраэтилсвинца в см <sup>3</sup> /кг				
95-октановый изооктан	Бензин с октановым числом 74	0	0,375	0,750	1,125	1,5
0	100	74	82	86	88	90
10	90	76	83	87	90	91
20	80	78	85	89	91	93
30	70	80	87	91	93	95
40	60	82	89	93	95	97
50	50	84	91	95	97	100
60	40	86	93	97	100	—
70	30	88	96	100	—	—
80	20	90	98	100	—	—
90	10	92	100	—	—	—
100	0	95	—	—	—	—

### 3. СПИРТЫ И ИХ СМЕСИ

Очень часто в качестве топлив для гоночных двигателей применяются спирты и их смеси с другими топливами.

Основные свойства спиртов:

1. Высокая скрытая теплота испарения, от которой зависит получение наибольшего коэффициента наполнения.

2. Низкая теплотворная способность спиртов (почти в 1,5 раза ниже бензинов), что резко повышает удельный расход топлива.

3. Высокие антидетонационные свойства, от которых зависит допустимая предельная степень сжатия или наддув двигателя.

4. Способность эффективно сгорать при очень богатых смесях ( $\alpha = 0,5-0,6$ ).

5. Высокая гигроскопичность спиртов, что ведет к обводнению спиртов и к расслоению спирто-бензиновых смесей. Чем больше влаги в спирте,

тем смесь скорее расслаивается. Во избежание расслаивания смеси применяются стабилизаторы — ацетон, бензол, бутиловый спирт. Для этих целей ацетон добавляется в количестве до 10%, бензол до 30% и бутиловый спирт до 15%. Для метилового спирта хорошим стабилизатором является этиловый спирт. Стабильность смеси зависит от окружающей температуры и от количества спирта в смеси.

#### 4. СКРЫТАЯ ТЕПЛОТА ИСПАРЕНИЯ ТОПЛИВ

Скрытой теплотой испарения называется то количество тепла, которое требуется для превращения одного килограмма топлива в пар той же температуры; выражается она в больших калориях (*кал/кг*). Разные сорта топлив обладают различной величиной теплоты испарения (табл. 131).

Таблица 131

Скрытая теплота испарения высокоокта-  
новых топлив

Топливо	Скрытая теп- лота испа- рения в <i>кал/кг</i>
Бензин прямой гонки	85
Бензин	67
Ацетон	125
Изооктан	75
Бензол	95
Толуол	90
Этиловый спирт	200
Метанол	260

При испарении топлива в двигателе, необходимое для испарения тепло отнимается от той среды, в которой происходит испарение, в том числе, и от нагретых деталей двигателя. Вследствие этого коэффициент наполнения увеличивается, а температурный режим двигателя снижается, что при применении спирта в качестве топлива ведет к увеличению мощности двигателя.

#### Б. ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТОПЛИВА

Теплотворной способностью топлива называется то количество тепла, которое выделяется при полном сгорании 1 кг топлива. Эта величина зависит от химического состава топлива, поэтому разные сорта топлив обладают разной теплотворной способностью (табл. 132).

Таблица 132

Теплотворная способность и удельный вес топлив

Наименование топлив	Удельный вес при 15° С	Теплотвор- ная способ- ность в <i>кал/кг</i>
Авиационный бензин бакинский	0,745	11 000
Авиационный бензин грозненский	0,717	11 030
Автомобильный бензин бакинский	0,753	10 710
Автомобильный бензин грозненский	0,737	10 910
Бензол	0,884	10 000
Толуол	0,876	10 200
Изооктан	0,692	11 200
Спирт метиловый	0,792	5 300
Спирт этиловый	0,789	7 100
Ацетон	0,797	7 300

При выборе топлива для гоночного двигателя необходимо, помимо всех других физико-химических свойств, учитывать и его теплотворную способность, так как от теплотворной способности зависит расход топлива, а следовательно, и запас хода без заправки.

Таблица 133

Октановые числа смесей этилового спирта с бензином Б-70

Состав смеси в весовых процентах		Октановое число (моторный метод)
Этиловый спирт абсолютный	Авиационный бензин Б-70	
0	100	70
10	90	78
20	80	81
30	70	84
40	60	86
50	50	88

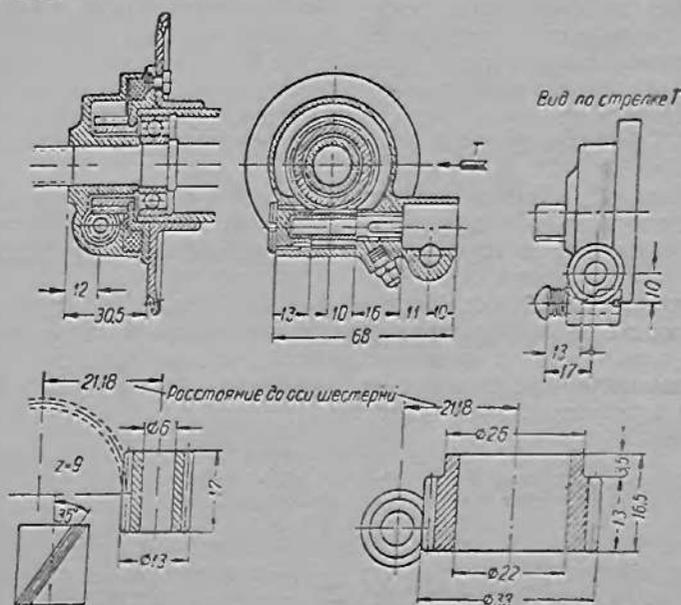
Таблица 134

Октановые числа смесей метилового спирта с бензином

Состав смеси в весовых процентах		Октановые числа смесей метилового спирта	
Метилловый спирт	Авиационный бензин	с бензином с октановым числом 71	с бензином с октановым числом 65
0	100	71	65
10	90	77	70
20	80	81	76
30	70	84	82
40	60	86	85
50	50	88	87



Гибкие валы и спидометры, применяемые для мотоциклов К1Б, М1А и К-125, показаны на фиг. 242, а для мотоциклов ИЖ-350, ИЖ-49 и М-72 — на фиг. 243.



Фиг. 244. Детали редуктора спидометра мотоциклов ИЖ-350 и ИЖ-49.

Основные характеристики и типы применяющихся на мотоциклах гибких валов и спидометров приведены ниже:

Мотоциклы . . .	К1Б	М1А	К-125	ИЖ-350	ИЖ-49	М-72
Гибкий вал . . .	СК-ГВ30	СК-ГВ22	СК-ГВ22	—	—	СК-Г-В38Б
Спидометр . . .	СП-19	СП-19	СП-19	СП-8	СП-8	СП-8

Детали редуктора спидометра мотоцикла ИЖ-350 и ИЖ-49 показаны на фиг. 244.

## 2. ГИБКИЕ ВАЛЫ

Все гибкие валы состоят из гибкого троса и его защиты — оболочки.

Гибкий трос состоит из сердечника с навитой на него круглой стальной проволокой в четыре слоя. Оболочка гибкого троса свивается из специальной стальной ленты в два слоя. Для защиты от коррозии оболочки оксидируются и промасливаются. При сборке гибкие тросы смазываются высококачественной нейтральной смазкой длительно сохраняющей свои свойства и обеспечивающей нормальную смазку в интервале температур от  $-25$  до  $+40^{\circ}\text{C}$ . Гибкий трос выдерживает усилие при закручивании влево до 10 кгс и при закручивании вправо до 7 кгс. Собранный гибкий вал может нормально работать при изгибе по радиусу до 150 мм. Накладные гайки присоединения гибкого вала к спидометру и nipples, соединяющиеся с редукторами привода спидометров, изготавливаются из цинкового сплава. Срок службы гибкого вала определяется по техническим условиям пробегом мотоцикла не менее 25000 км.

## 3. СПИДОМЕТРЫ

Спидометры предназначены для указания скорости движения мотоцикла и отчета пройденного им пути. Первая функция выполняется специальным электромагнитным механизмом, вызывающим отклонение стрелки спидометра

по круглой шкале, градуированной через 20 км/час и имеющей цену деления 5 км/час; вторая функция — механическим итоговым счётчиком, отсчитывающим пробег мотоцикла до 99999 км.

Механизмы спидометра заключены в металлический кожух. Шкала герметически закрывается прозрачным стеклом, устраняющим попадание воды и пыли в полость спидометра. У спидометров СП-19 шкала не освещается, но цифры и стрелка покрываются светящейся массой. У спидометров СП-8 шкала освещается от лампы фары. Спидометры изготавливаются в соответствии с ГОСТ 4400-48 и должны нормально работать в диапазоне температур внешней среды от  $-30$  до  $+50^{\circ}\text{C}$ .

Максимальный крутящий момент, необходимый для приведения в действие спидометра, не должен превышать 0,15 кгсм. При постоянной скорости движения мотоцикла по горизонтальному асфальтированному шоссе колебание показаний стрелки спидометра не должно превышать  $\pm 3$  км/час. Точность показания скорости мотоцикла и пройденного им пути зависит от передаточного числа редуктора и радиуса качения шины колеса, изменяющегося в зависимости от давления воздуха в шине. Точность показания самого спидометра при температуре окружающей среды  $+20 \pm 5^{\circ}\text{C}$  допускается в указанных ниже пределах:

Скорость в км/час	20	40	60	80	100	120
Допускаемые отклонения в км/час	$\pm 2$	$\pm 3$	$\pm 3$	$\pm 5$	$\pm 10$	$\pm 10$

При температуре окружающей среды от  $-20$  до  $+35^{\circ}\text{C}$  спидометры могут давать дополнительные погрешности  $\pm 5\%$ , а в интервалах температур от  $-30$  до  $-20^{\circ}\text{C}$  и от  $+35$  до  $+50^{\circ}\text{C}$  — в пределах  $\pm 10\%$ .

Срок службы спидометров определяется по техническим условиям пробега мотоцикла не менее 25000 км.

#### 4. ИНСТРУМЕНТ

Комплекты инструментов, возимые водителями мотоциклов, предназначены только для регулировки узлов и выполнения легкого текущего ремонта и обслуживания мотоцикла в пути или на стоянке в гараже. Для полной разборки и сборки мотоцикла этого инструмента совершенно недостаточно. Не рекомендуется без необходимости производить разборку узлов и мотоцикла в целом, так как излишняя и неумелая разборка нарушает правильное сопряжение деталей и может вызвать преждевременные износы и поломки, поэтому неопытным водителям, при обнаружении дефектов в мотоцикле, рекомендуется обращаться за помощью к опытным механикам.

**ОБЩИЕ ДАННЫЕ ПО СПОРТИВНЫМ МОТОЦИКЛАМ**

Глава XXV  
**СПОРТИВНЫЕ МОТОЦИКЛЫ**

1. МОДЕЛИ МОТОЦИКЛОВ

Начиная с 1945 г., отечественными заводами выпущены следующие модели спортивных мотоциклов.

Модели мотоциклов	M1E	K-125-C1 (фиг. 245)	K-125-C2 (фиг. 246)	ИЖ-50	ИЖ-51	M-35	M-75 с/к* (фиг. 247)	M-76
Рабочий объем цилиндров в см <sup>3</sup>	125	125	125	350	350	350	750	750
Число тактов двигателя	2	2	2	2	2	4	4	4

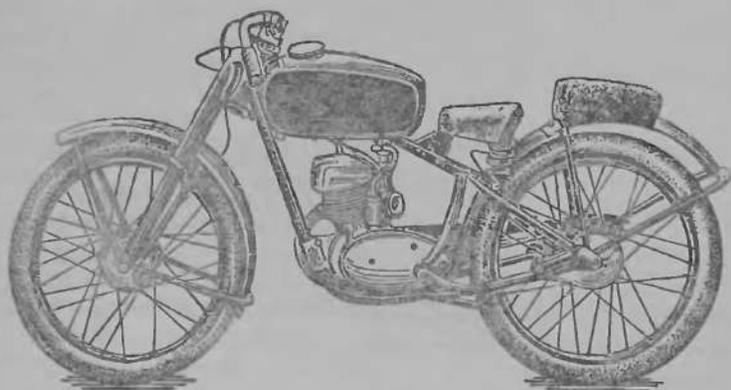
Данные по конструктивной компоновке спортивных мотоциклов даны в табл. 135.

Таблица 135  
Данные по конструктивной компоновке спортивных мотоциклов

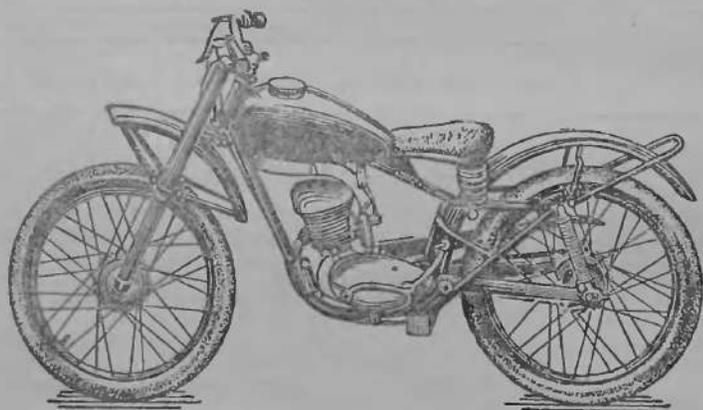
Наименование	Модели мотоциклов							
	M1E	K-125-C1	K-125-C2	ИЖ-50	ИЖ-51	M-35	M-76	M75 с/к
Рабочий объем цилиндров двигателя в см <sup>3</sup>	123	123	123	346	346	348	746	746
Двигатель:								
Число тактов			Двухтактный			Четырехтактный		
Число цилиндров	1	1	1	1	1	2	2	2
Расположение цилиндров			Под углом			Горизонтально-противоположные		
Расположение коленчатого вала двигателя относительно продольной оси мотоцикла			Перпендикулярное			Параллельное		
Зажигание		Магнето		Батарейное		Магнето		
Силовая передача:								
Сцепление		На валу коробки передач			На валу двигателя			
Коробка передач		В общем картере с двигателем			В виде отдельного агрегата, соединенного с картером двигателя			
Передняя передача			Цепь			Карданный вал		
Задняя (главная) передача			Цепь			Карданный вал		
Экипажная часть:								
Рама		Трубчатая		Штампованная		Трубчатая рама		
Передняя вилка	Параллелограммная			Телескопическая				
Задняя подвеска				Пружинная		Пружинная		
Колеса	Нет	Нет	Невзаимозаменяемые			Взаимозаменяемые		

\* С коляской.

Помимо производства серийных спортивных мотоциклов, изготовлены образцы специальных рекордно-гоночных мотоциклов конструкции Центрального конструкторского бюро мотоциклостроения.



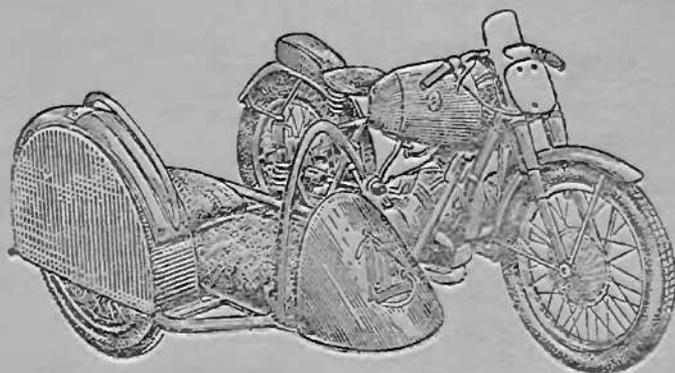
Фиг. 245. Мотоцикл К-125-С1.



Фиг. 246. Мотоцикл К-125-С2.

Данные по конструктивной компоновке рекордно-гоночных мотоциклов даны в табл. 136.

В табл. 137 даны сведения о базовых моделях отечественных спортивных и рекордно-гоночных мотоциклов.



Фиг. 247. Мотоцикл М-75 с коляской.

Таблица 136

Данные по конструктивной компоновке рекордно-гоночных мотоциклов

Наименование	Марка мотоциклов			
	С1Б	С2Б	С3В	М-35 с/к
Рабочий объем цилиндров двигателя в $см^3$	124	248	346	347
Тип двигателя	Двухтактный		Четырехтактный	
Число цилиндров	1	2	2	2
Расположение цилиндров	Л-образное		Горизонтально противоположное	
Расположение коленчатого вала двигателя относительно продольной оси мотоцикла	Перпендикулярное		Параллельное	
Зажигание	Магнето			
Сцепление	На валу коробки передач			На валу двигателя
Коробка передач	В виде отдельного агрегата			В виде отдельного агрегата, соединенного с картером двигателя
Передняя передача	Цепь	Цепь	Цепь	—
Задняя (главная) передача	»	»	»	Карданный вал
Рама	Трубчатая, двойная			
Передняя вилка	Телескопическая			
Задняя подвеска	Пружинная			
Колеса	Невзаимозаменяемые		Взаимозаменяемые	

Таблица 137

## Базовые модели спортивных и рекордно-гоночных мотоциклов

Модель мотоцикла	На базе какой модели изготовлен	Основные отличия от базовой модели
<b>Спортивные</b>		
М1Е К-125-С1 К-125-С2	На базе М1А и К-125' То же »	Двигатель форсированный. Снято электрооборудование, на двигателе установлено магнето. Облегчены шитки, увеличена емкость топливного бака
ИЖ-50	На базе ИЖ-350	Установлена телескопическая вилка, глушители подняты
ИЖ-51	То же	То же, что и ИЖ-50. Кроме того, установлен двигатель с переменным объемом картера
М-35	На базе М-72	Двигатель новой конструкции с рабочим объемом 350 см <sup>3</sup> и несколько облегченная ходовая часть
М-75 М-76	То же »	Двигатель новой конструкции с верхним расположением клапанов. Несколько облегченная ходовая часть. Коляска спортивного типа
<b>Рекордно-гоночные</b>		
С1Б	Базовая модель	
С2Б	То же	
С3Б	На базе С2Б	Установлен двигатель новой конструкции с рабочим объемом 350 см <sup>3</sup>
М-35К	На базе М-72	Установлен двигатель новой конструкции с рабочим объемом 350 см <sup>3</sup> с нагнетателем

## 2. ОБЩИЕ ДАННЫЕ

В табл. 138, 139, 140 и 141 приведены весовые данные и основные размеры спортивных и рекордно-гоночных мотоциклов. Технические характеристики спортивных и рекордно-гоночных мотоциклов приведены в табл. 142 и 143.

Таблица 138

## Основные размеры спортивных мотоциклов

Наименование	Модели мотоциклов							
	М1Е	К-125-С1	К-125-С2	ИЖ-50	ИЖ-51	М-35	М-75	М-75 с/к
Рабочий объем цилиндров двигателя в см <sup>3</sup> . . . . .	123	123	123	346	346	348	746	746
Габаритные размеры:								
L в мм . . . . .	1880	1880	1900	2085	2085	2130	2140	—
B » » . . . . .	570	650	675	770	770	700	760	—
H « » . . . . .	966	900	950	985	985	960	960	960
b <sub>н</sub> » » . . . . .	445	445	445	530	530	600	600	—
Конструктивные параметры:								
A в мм . . . . .	1220	1220	1255	1430	1430	1400	1400	1400
C » » . . . . .	83	83	120	125	125	61	60	60
α » град. . . . .	60°08'	60°08'	60°08'	59°31'	59°31'	63°44'	63°44'	63°44'
K » мм . . . . .	142	142	150	180	150	150	135	135



Таблица 141

## Весовые данные рекордно-гоночных мотоциклов

Наименование	Модели мотоциклов			
	С1Б	С2Б	С3В	М-35К с/к
Рабочий объем цилиндров двигателя в см <sup>3</sup> . . . . .	124	248	346	347
Сухой вес:				
Общий в кг . . . . .	134,0*	147,0	152,0	200,6
Нагрузка на переднее колесо в кг . . . . .	—	69,0	72,0	75,5
То же в % . . . . .	—	48,0	47,6	37,6
Нагрузка на заднее колесо в кг . . . . .	—	78,0	80,0	96,7
То же в % . . . . .	—	52,0	52,4	48,3
Нагрузка на колесо коляски в кг . . . . .	—	—	—	28,4
То же в % . . . . .	—	—	—	14,1
Рабочий вес:				
Общий в кг . . . . .	154,9	176,0	182,0	227,0
Нагрузка на переднее колесо в кг . . . . .	74,5	84,0	88,0	88,0
То же в % . . . . .	48,2	48,5	48,0	38,7
Нагрузка на заднее колесо в кг . . . . .	80,4	92,0	94,0	111,5
То же в % . . . . .	51,8	51,5	52,0	49,2
Нагрузка на колесо коляски в кг . . . . .	—	—	—	27,5
То же в % . . . . .	—	—	—	12,1
Ходовой вес:				
Общий в кг . . . . .	237,0**	251,0	257,0	365,0
Нагрузка на переднее колесо в кг . . . . .	101,8	101,0	102,0	64,2
То же в % . . . . .	43,0	39,5	38,0	17,5
Нагрузка на заднее колесо в кг . . . . .	135,2	150,0	154,0	187,0
То же в % . . . . .	57,0	60,5	61,0	51,3
Нагрузка на колесо коляски в кг . . . . .	—	—	—	114,0
То же в % . . . . .	—	—	—	33,2

\* Вес мотоцикла с обтекателем.

\*\* Вес водителя 82 кг.

Технические характеристики спортивных мотоциклов

Наименование	M1E	K-125-C1	K-125-C2	ИЖ-50	ИЖ-51	M-35	M-75*	M-76
Общие данные:								
База мотоцикла в мм . . . . .	1220	1220	1255	1430	1430	1400	1400	1400
Расстояние нижней точки мотоцикла от грунта в мм . . . . .	142	142	150	180	150	150	135	135
Габаритные размеры в мм:								
длина . . . . .	1880	1890	1900	2085	2085	2130	—	2140
ширина . . . . .	570	650	675	770	770	700	—	700
высота . . . . .	966	960	950	983	985	950	960	960
Вес мотоцикла (сухой) в кг . . . . .	67	66	68	135	136	166	247	185
Вес мотоцикла с полной заправкой в кг . . . . .	83	82	84	149	150	195	—	208,5
Максимальная скорость в км/час . . . . .	90—100	90—100	90—100	115	120	120—140	—	160
Двигатель:								
Тип двигателя . . . . .	Двухтактный			Двухтактный		Четырехтактный с верхними клапанами		
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	52	52	52	72	72	62	78	78
Ход поршня в мм . . . . .	58	58	58	85	85	58	78	78
Число цилиндров . . . . .	Один	Один	Один	Один	Один	Два	Два	Два
Рабочий объем цилиндра в см <sup>3</sup> . . . . .	123	123	123	346	346	348	746	746
Степень сжатия . . . . .	8,0—9,0	8,0—9,0	8,0—9,0	6,4—12	6,4—12	6,5—9,5	8,5	8,5—9,0
Максимальная мощность в л. с. . . . .	7—10	7—10	7—10	14,5	16	20—24	32—36	38
Число оборотов при максимальной мощ- ности (об/мин.) . . . . .	5000—5200	5000—5200	5000—5200	4800	5000	6000—6500	5200	4800
Охлаждение . . . . .	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное	Воздушное
Система продувки . . . . .	Возвратная двухканальная							
Фазы газораспределения:								
Открытие впускного окна . . . . .	—	—	—	67,5° до в.м.т.	67,5° до в.м.т.	57° до в.м.т.	76° до в.м.т.	76° до в.м.т.
Закрытие впускного окна . . . . .	—	—	—	67,5° после в.м.т.	67,5° после в.м.т.	90° после в.м.т.	92° после в.м.т.	92° после в.м.т.
Продолжительность впуска . . . . .	—	—	—	135°	135°	327°	348°	348°

\* С. колесной.

Наименование	М1Е	К-125-С1	К-125-С2	ИЖ-50	ИЖ-51	М-35	М-75	М-76
Открытие выпускного окна	—	—	—	72° до н.м.т.	72° до н.м.т.	110° до н.м.т.	116° до н.м.т.	116° до н.м.т.
Заккрытие выпускного окна	—	—	—	72° после н.м.т.	72° после н.м.т.	50° после в.м.т.	52° после в.м.т.	52° после в.м.т.
Продолжительность выпуска	—	—	—	144°	144°	340°	348°	348°
Открытие продувочного окна	—	—	—	58° до н.м.т.	58° до н.м.т.	—	—	—
Заккрытие продувочного окна	—	—	—	58° после н.м.т.	58° после н.м.т.	—	—	—
Продолжительность продувки	—	—	—	116°	116°	—	—	—
Смазка	Магнето	Примешиванием масла к топливу			Циркуляционная, комбинированная		Магнето	Магнето
Система зажигания	М14×1,25	Магнето	Магнето	Батарейное *		НА 11/10	—	Магнето
Свеча	28°	—	—	М14×1,25 А11/11 1,5—5,5 мм	М14×1,25 А11/11 1,5—5,5 мм	42 и 48°	—	ВКС-14
Угол опережения зажигания	—	—	—	—	—	—	—	—
Система питания:								
Емкость топливного бака в л	9—11	9—11	10	20	20	22	22	23
Тип карбюратора	К-30	К-30	К-30	К-28	К-28	Для К-29	Для К-37	Для К-4С
Диаметр диффузора	16	16	16	27	27	20 и 22	26	26
Воздухоочиститель	Сетчатый	Сетчатый	Сетчатый	Нет	Нет	Двухступенчатой очистки	Нет	Нет
Топливо	Бензин Б-70, Б-78 и метанол			Бензин Б-73, Б-74 и метанол		Бензин Б-95	Бензин Б-70 и Б-95	Бензин Б-95
Силовая передача:								
Сцепление	Многодисковое в масляной ванне		Многодисковое в масляной ванне			Двухдисковое сухое		
Тип коробки передач	В общем картере с двигателем		В общем картере с двигателем			В виде отдельного агрегата, соединенного с картером двигателя		
Передаточные числа:								
от двигателя к коробке передач	2,75	2,75	2,75	2,17	2,17	1,0	1,0	1,0
от коробки к заднему колесу	2,5	2,5	2,85	2,33	2,33	4,62	3,89	3,89

\* По заказу магнето.

Наименование	М1Е	К-125-С1	К-125-С2	ИЖ-50	ИЖ-51	М-35	М-75	М-76
Передаточное отношение к коробке передач:								
на 1-й передаче	3,16	3,16	3,16	4,32	4,32	3,6	1,87	1,87
на 2-й »	1,62	1,62	1,62	2,24	2,24	2,28	1,3	1,3
на 3-й »	1,0	1,0	1,0	1,4	1,4	1,7	1,0	1,0
на 4-й »	—	—	—	1,0	1,0	1,3	0,92	0,92
Общее передаточное отношение (от двигателя к заднему колесу):								
на 1-й передаче	21,8	21,8	24,8	21,8	21,8	16,65	7,29	7,29
на 2-й »	11,15	11,15	12,74	11,3	11,3	10,55	5,05	5,05
на 3-й »	6,9	6,9	7,86	7,06	7,06	7,85	3,89	3,89
на 4-й »	—	—	—	5,06	5,06	6,01	3,57	3,57
Тип передней передачи	Цепь втулочная безроликовая 9,5×7,5			Цепь втулочная безроликовая 9,5×9,5		Карданный вал		
Тип задней (главной) передачи	Цепь роликовая 12,7×5,6			Цепь роликовая 15,8×6,35		Ножное		
Тип переключения передач	Ножное			Ножное		Ножное		
Ходовая часть								
Рама	Трубчатая, закрытого типа, сварная			Штампованная, закрытого типа, сварная		Трубчатая, двойная, закрытого типа, сварная		
Передний вилка	Параллелограммная			Телескопическая		Телескопическая		
Задняя подвеска	Нет			Пружинная		Пружинная		
Колеса	2,50—19			2,50—19		3,00—20 и 3,75—21		
Шины	2,50—19			2,50—19		3,75—19		
Давление в шинах в атм:	1,5*—2,0**			1,5*—2,0**		1,8		
переднего колеса	1,75*—2,25**			2,0*—2,25**		2,5		
заднего колеса	Колодочные			Колодочные		Колодочные		
Тормоза	Колодочные			Колодочные		Колодочные		

\* Для шоссе.  
\*\* Для кросса.

Таблица 143

## Технические характеристики рекордно-гоночных мотоциклов

	С1Б	С2Б	С3В	М-35К *
<b>Общие данные</b>				
Вес мотоцикла (сухой) в кг	128	147	152	200,6
Вес мотоцикла с полной заправкой в кг	146	176	182	227
База в мм	1510	1460	1460	1400
Максимальная длина в мм	2225	2153	2153	2700
Максимальная высота (по рулю) в мм	970	1052	1052	1000
Максимальная ширина в мм	650	675	675	1550
Дорожный просвет в мм	130	135	135	174
Высота седла в мм	740	790	790	780
Емкость топливного бака в л	16	30	30	30
Максимальная скорость в км/час**	150,6	174,5	190,4	154
<b>Двигатели</b>				
	Двухтактные, с несимметричными фазами газораспределения, прямоточной продувкой, двухвальные, с нагнетателем			Четырехтактный с нагнетателем
Рабочий объем в см <sup>3</sup>	124	248	346	347
Диаметр цилиндра в мм	33,5	33,5	39,5	61,7
Ход поршня в мм	2×70,5	2×70,5	2×70,5	58
Число цилиндров	1	2	2	2
Расположение цилиндров	Л-образное	Л-образное	Л-образное	Горизонтальное противоположное
Мощность двигателя в л.с.	23	40	55—58	44
Число оборотов при максимальной мощности в об/мин.	6100	7000—7200	7000	6500
Степень сжатия	5,3	5,3	6,5	4,7
Охлаждение	Водяное, термосифонное, радиаторы трубчатые			Воздушное
Емкость системы охлаждения в л	5	6	6	—
Карбюратор	Прямоточный, с двумя поплавковыми камерами с воздушным корректором			Прямоточный с одной поплавковой камерой с воздушным корректором
Диаметр диффузора в мм	25,4	27	27	25,4
Жиклер	2100	1280	2150	1100
Воздухоочиститель	Сетчатый сухой			Сетчатый сухой
Зажигание	От магнето, привод непосредственно от коленчатого вала			От магнето
Опережение зажигания в мм до в.м.т.	Постоянное (по выпускному поршню)			Регулируемое от руки 4,0
Топливо	Метанол	Смесь: метанол 90%+ бензин Б-100 10%	Смесь: бензин Б-100 24,5%+ этил. спирт 47%+ бензол 8%+ изоктан 6,5%+ изопентан 8%+ ацетон 6%	Смесь: метанол 70%+ бензин Б-100 20%+ ацетон 10%
Смазка	Примешиванием к смеси 5% касторового масла			Двигателя: циркуляционная, смешанная. Нагнетателя: примешиванием к смеси 5% касторового масла

\* С коляской.

\*\* По данным 1952 г.

Продолжение табл. 143

	C1B	C2B	C3B	M-35K*
Фазы газораспределения в град.:	[по углу поворота заднего (выпускного) коленчатого вала]			
Продолжительность выпуска	140	142	134,5	—
Продолжительность впуска	135	139,5	131,5	—
Предварение выпуска	27	26,5	26,75	—
Продолжительность наддува	20	24	23,75	—
Продолжительность рабочего хода	90	110	113,5	—
Продолжительность сжатия	108	84	88,25	—
Сдвиг фаз между коленчатыми валами	23	25,5	25,5	—
Начало впуска до в.м.т.	—	—	—	55—57°
Конец впуска послен.м.т.	—	—	—	90°
Начало выпуска до н.м.т.	—	—	—	110°
Конец выпуска после в.м.т.	—	—	—	50°
Нагнетатель	Коловратный, объемный с лопатками на шарикоподшипниках, центробежные силы лопаток уравновешены противовесами			
Количество лопаток	4	4	4	4
Эксцентриситет в мм	8	8	8	8
Диаметр ротора в мм	108	108	108	108
Длина лопатки в мм	90,7	120	120	90,7
Диаметр статора в мм	124	124	124	124
Теоретическая производительность нагнетателя за один оборот в см <sup>3</sup>	534	706	706	534
Постоянный зазор между лопатками и статором в мм	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2	0,1—0,2
Передаточное отношение привода	1	1	1,32	1
Привод	Цепь втулочная размером 9,53×8×5			Непосредственно от коленчатого вала через фрикционную муфту
Силовая передача:				
Сцепление	Многодисковое сухое			Двухдисковое сухое
Коробка передач	В виде отдельного агрегата			В виде отдельного агрегата соединенного с картером двигателя
Привод от двигателя на коробку передач	Цепь втулочно-роликковая			
Размер цепи	Однорядная 12,7×8	Двухрядная 9,53×5,3	Двухрядная 9,53×5,3	—
Количество звеньев	78	104	105	—
Передаточное отношение	2,21	2	2	1
Привод от коробки передач на заднее колесо	Цепь втулочно-роликковая			
Размер цепи	12,7×8	12,7×8	12,7×8	—
Количество звеньев	116	112	116	—
Передаточное отношение от коробки передач на заднее колесо	2,4	2,68	2,22	4,375

Продолжение табл. 143

	С1Б	С2Б	С3Б	М-35К *
Передаточные отношения в коробке передач:				
1-я передача	2,03	2,03	2,03	3,6
2-я »	1,52	1,52	1,52	2,28
3-я »	1,2	1,2	1,2	1,7
4-я »	1,0	1,0	1,0	1,3
Общие передаточные отношения от двигателя на заднее колесо				
1-я передача	10,56	9,04	11,0	15,75
2-я »	8,06	6,75	8,13	9,975
3-я »	6,36	5,33	6,44	7,44
4-я »	5,3	4,44	5,36	5,69
Ходовая часть:				
Рама	Трубчатая, двойная, закрытого типа, сварная		Трубчатая, двойная, закрытого типа, сварная	
Передняя вилка	Телескопическая, с гидравлическими амортизаторами		Телескопическая, с гидравлическими амортизаторами	
Задняя подвеска	Пружинная с качающейся вилкой		Свечная	
Колеса	Невзаимозаменяемые, специальные		Взаимозаменяемые, специальные	
Размер шин:				
переднего колеса	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> —21	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> —21	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> —21	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> —21
заднего колеса	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> —21	3,00—21	2,00—21	3,00—21
колеса коляски	—	—	—	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> —21
Тормоза	Усиленные, тормозные барабаны имеют оребрение для охлаждения		стальные	Колодочные
Диаметр барабана переднего тормоза в мм	180	180	180	180
Ширина тормозных колодок в мм	40	40	40	40
Диаметр тормозного барабана заднего колеса в мм	200	200	200	200
Ширина тормозных колодок в мм	35	35	35	25
Органы управления:				
Ручка газа	Катушечного типа на правой стороне руля		Катушечного типа на правой стороне руля	
Рычаги управления	Концами наружу		Концами наружу	Концами во внутрь
Воздушный корректор	Манетка на правой стороне руля		Манетка на правой стороне руля	
Выключение зажигания	Кнопка на левой стороне руля		Кнопка на левой стороне руля	
Сцепление	Рычаг на левой стороне руля		Рычаг на левой стороне руля	
Передний тормоз	Рычаг на правой стороне руля		Рычаг на правой стороне руля	
Задний тормоз	Ножная педаль на левой стороне мотоцикла		Ножная педаль на левой стороне мотоцикла	
Переключение передач	Ножная педаль на правой стороне мотоцикла		Ножная педаль на правой стороне мотоцикла	
Прочие приборы и оборудование				
Тахометр	Центробежного типа. Привод гибким валом через редуктор вала		Центробежного типа. Привод осуществляется от коленчатого вала	Центробежного типа. Привод осуществляется гибким валом через редуктор от вала масляного насоса
Термометр	—	Для определения температуры охлаждающей воды	—	Нет
Подушка	На щитке заднего колеса для гоночной посадки		На щитке заднего колеса для гоночной посадки	

## ЛИТЕРАТУРА

1. «Машиностроение», энциклопедический справочник, тт. 2, 11 Машгиз, 1948.
2. Е. А. Чудиков, Конструкция и расчет автомобиля, Машгиз, 1951.
3. Государственные общесоюзные стандарты и ведомственные нормалы по автомобилям, тракторам, мотоциклам и велосипедам, вып. VII, «Мотоциклы и велосипеды», Стандартгиз, 1950.
4. Краткое описание и инструкция по уходу за мотоциклом ИЖ-49, издание Ижевского машиностроительного завода.
5. Мотоцикл М1А «Москва», инструкция по уходу и эксплуатации, Машгиз, 1951.
6. Мотоцикл К-125, инструкция по уходу и эксплуатации.
7. Мотоцикл К1Б, краткая инструкция по эксплуатации и уходу, Машгиз, 1949.
8. М. А. Поздняков, С. И. Корзинкин, Мотоцикл М-72 (конструкция и уход), Машгиз, 1951.
9. Я. Э. Малаховский, Л. В. Зубков, Атлас конструкций советских мотоциклов, Машгиз, 1950.
10. Ю. М. Галкин, Автотракторное электрооборудование, Машгиз, 1948.
11. Г. К. Глезер, Электрооборудование автомобилей, мотоциклов и тракторов (каталог-справочник), Машгиз, 1956.
12. А. М. Иерусалимский, Д. Д. Иванов, В. В. Бекман, Мотоциклетный справочник, Машгиз, 1941.
13. А. И. Силькин, Подготовка мотоцикла к спортивным соревнованиям, Изд. «Физкультура и спорт», 1950.
14. И. А. Яковлев, Теория и расчет автомобиля, Машгиз, 1949.
15. В. В. Бекман, Конструкция и динамика гоночных мотоциклов, Машгиз, 1947.
16. Н. А. Рагозин, Справочник по авиационным и автомобильным топливам, Гостоптехиздат, 1947.
17. К. К. Палок, Справочник по моторным маслам, Гостоптехиздат, 1949.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
<i>Предисловие</i> . . . . .	3
<i>Краткая историческая справка о развитии отечественного мотоцикльостроения</i> . . . . .	5
<b>Раздел первый. ОБЩИЕ ДАННЫЕ</b>	
<i>Глава I. Классификация и общая компоновка мотоциклов</i> . . . . .	11
1. Назначение и области применения . . . . .	11
2. Классификация мотоциклов . . . . .	12
3. Компоновка мотоциклов . . . . .	13
<i>Глава II. Основные параметры мотоцикла</i> . . . . .	21
1. Основные размеры . . . . .	21
2. Весовые данные . . . . .	25
<i>Глава III. Динамика мотоцикла</i> . . . . .	29
1. Основные данные . . . . .	29
2. Максимальная скорость . . . . .	36
3. Тяговая характеристика . . . . .	40
4. Динамическая характеристика . . . . .	40
5. Ускорение мотоцикла . . . . .	42
6. Тормозной путь мотоцикла . . . . .	43
<i>Глава IV. Экономика и технические характеристики серийных дорожных мотоциклов</i> . . . . .	47
1. Экономика мотоциклов . . . . .	47
2. Технические характеристики . . . . .	51
<b>Раздел второй. ДВИГАТЕЛИ</b>	
<i>Глава V. Общая часть</i> . . . . .	53
1. Характерные особенности и классификация мотоциклетных двигателей . . . . .	53
2. Принцип работы и индикаторные диаграммы мотоциклетных двигателей . . . . .	58
3. Основные размеры и параметры мотоциклетных двигателей . . . . .	64
4. Работа газов, мощность, крутящий момент, расход топлива и коэффициенты полезного действия . . . . .	68
5. Конструкция и основные параметры серийных мотоциклетных двигателей . . . . .	70
<i>Глава VI. Конструкция, кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма</i> . . . . .	85
1. Кривошипно-шатунный механизм . . . . .	85
2. Коленчатые валы . . . . .	86
3. Шатуны . . . . .	96
4. Поршневая группа . . . . .	96
5. Коренные подшипники и сальники коленчатого вала . . . . .	107
6. Картеры и крышки . . . . .	111
7. Цилиндры . . . . .	115
8. Головки цилиндров . . . . .	116
9. Маховики . . . . .	119
10. Материалы, термообработка, чистота поверхностей трения и особые условия сборки . . . . .	130
11. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма . . . . .	130
<i>Глава VII. Механизм газораспределения</i> . . . . .	139
1. Двухтактные двигатели . . . . .	139
2. Профилирование распределительных кулачков . . . . .	147
3. Кинематика и динамика механизма распределения . . . . .	151
<i>Глава VIII. Охлаждение, смазка и выпуск отработавших газов</i> . . . . .	159
1. Система охлаждения двигателей . . . . .	159
2. Система смазки . . . . .	169
3. Система выпуска и глушители . . . . .	165
<i>Глава IX. Система питания</i> . . . . .	168
1. Топливные баки и бензопроводы . . . . .	168
2. Карбюраторы . . . . .	170
3. Воздухоочистители . . . . .	181

Раздел третий. СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА

	Стр.
<b>Глава X. Сцепление</b> . . . . .	184
1. Назначение и конструкции сцепления . . . . .	184
2. Механизмы выключения и регулировка сцепления . . . . .	188
3. Расчет сцепления . . . . .	189
<b>Глава XI. Коробка передач</b> . . . . .	190
1. Назначение и устройство . . . . .	190
2. Расчет шестерен . . . . .	203
3. Шлицевые соединения в сцеплении и коробке передач . . . . .	212
<b>Глава XII. Цепная и карданная передачи</b> . . . . .	212
1. Основные данные по цепным передачам . . . . .	212
2. Построение профиля зуба . . . . .	215
3. Расчет длины цепи и межцентрового расстояния . . . . .	217
4. Карданная передача . . . . .	219
5. Материалы и термическая обработка основных деталей силовой передачи . . . . .	222

Раздел четвертый. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ

<b>Глава XIII. Рамы, седла и щитки</b> . . . . .	226
1. Рамы серийных мотоциклов . . . . .	226
2. Задняя подвеска . . . . .	230
3. Седла, грязевые щитки и багажники . . . . .	231
<b>Глава XIV. Передняя вилка</b> . . . . .	232
1. Передние вилки серийных мотоциклов . . . . .	232
2. Расчет пружин подвески . . . . .	235
<b>Глава XV. Колеса</b> . . . . .	237
1. Ободья . . . . .	237
2. Спицы . . . . .	238
3. Втулки . . . . .	239
4. Тормоза . . . . .	245
5. Шины пневматические . . . . .	247
6. Материалы и термическая обработка деталей ходовой части . . . . .	248
<b>Глава XVI. Коляска мотоцикла М-72</b> . . . . .	250
1. Рама коляски . . . . .	250
2. Кузов коляски . . . . .	254

Раздел пятый. УПРАВЛЕНИЕ МОТОЦИКЛОВ

<b>Глава XVII. Органы управления мотоциклов К1Б, М1А, ИЖ-350 и М-72</b> . . . . .	258
1. Общая часть . . . . .	258
2. Мотоцикл К1Б . . . . .	259
3. Мотоцикл М1А . . . . .	261
4. Мотоцикл ИЖ-350 . . . . .	265
5. Мотоцикл М-72 . . . . .	269

Раздел шестой. ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ

<b>Глава XVIII. Источники тока</b> . . . . .	277
1. Аккумуляторные батареи . . . . .	277
2. Генераторы и реле-регуляторы . . . . .	278
<b>Глава XIX. Система зажигания</b> . . . . .	288
1. Схемы зажигания . . . . .	288
2. Запальные свечи . . . . .	289
3. Катушки зажигания (бобины) . . . . .	290
4. Прерыватель-распределитель . . . . .	292
5. Опережение зажигания . . . . .	293
6. Магнето высокого напряжения . . . . .	294
7. Установка зажигания . . . . .	297
<b>Глава XX. Приборы электрооборудования и сигнализации</b> . . . . .	299
1. Фары и фонари . . . . .	299
2. Звуковые электросигналы . . . . .	301
3. Общие схемы электрооборудования, центральные переключатели и проводка . . . . .	304

Раздел седьмой. ДАННЫЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ МОТОЦИКЛОВ

<b>Глава XXI. Нормы эксплуатации</b> . . . . .	307
1. Обкатка . . . . .	307
2. Периодичность осмотра . . . . .	308
<b>Глава XXII. Смазка мотоцикла</b> . . . . .	311
<b>Глава XXIII. Топливо</b> . . . . .	319
1. Общие сведения . . . . .	319

	Стр.
2. Октановые числа смесей высокооктановых компонентов . . . . .	321
3. Спирты и их смеси . . . . .	323
4. Скрытая теплота испарения топлив . . . . .	324
5. Теплотворная способность топлива . . . . .	324

Раздел восьмой. ПРИНАДЛЕЖНОСТИ И ИНСТРУМЕНТ

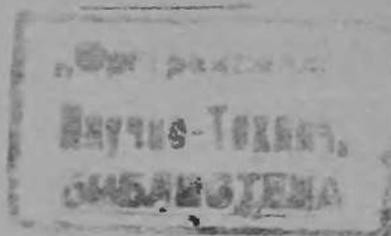
<i>Глава XXIV. Редукторы, гибкие валы и спидометры . . . . .</i>	326
1. Редукторы . . . . .	326
2. Гибкие валы . . . . .	327
3. Спидометры . . . . .	327
4. Инструмент . . . . .	328

Раздел девятый. ОБЩИЕ ДАННЫЕ ПО СПОРТИВНЫМ МОТОЦИКЛАМ

<i>Глава XXV. Спортивные мотоциклы . . . . .</i>	329
1. Модели мотоциклов . . . . .	329
2. Общие данные . . . . .	332

<i>Литература . . . . .</i>	341
-----------------------------	-----

15251



Техредактор Я. Руденский

Корректор М. Горностайпольская

БИ 00140. Подписано к печати 22. I. 1954. Формат 70×108/16. Бум. л. 10,75. Печ. л. 29,45.  
Уч. изд. л. 28,4. Тираж 50.000. (1—20.000). Зак. № 1631.

Напечатано с матриц Киевской книжно-журнальной фабрики Главиздата Министерства культуры УССР в Житомирской областной типографии.

